

Návrh pohonné jednotky zkracovací pily s natáčecím a naklápěcím kotoučem

Bc. Jaroslav Zich

Diplomová práce
2011

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jaroslav ZICH**

Osobní číslo: **T080275**

Studijní program: **N 3909 Procesní inženýrství**

Studijní obor: **Řízení jakosti**

Téma práce: **Návrh pohonné jednotky zkracovací pily s natáčecím a naklápěcím kotoučem**

Zásady pro vypracování:

- 1) Přehled současného stavu
 - 2) Návrh koncepce řešení pohonné jednotky, pokos 15° - 90° - 15° , úkos 90° - 45°
 - 3) Dimenzování nosné části otočného stolu
 - 4) Výpočet převodu mezi pohonem a vřeteníkem s orientací na řemenový převod
 - 5) Předpokládané pracovní parametry: pilový kotouč 700 mm, $v_c = 82$ -- 85 m/s, výška řezu 200 mm.
 - 6) Stanovení řezných podmínek, dimenzování hřídele a ložisek
 - 7) Vypracování výkresové dokumentace se zaměřením na software SolidWorks 3D CAD.
 - 8) Závěrečná zpráva
- Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace -- software SolidWorks 3D CAD
- Rozsah průvodní zprávy: cca 30 stran textu
- Forma zpracování: tištěná / elektronická

Rozsah diplomové práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

[1] Kocman, K. — Prokop, J.: Technologie obrábění, CERM, leden 2006, s.271,24,91 AA, ISBN 80-214-3068-0

[2] ČSN EN 847-1+A1(496 122) Nástroje na strojní obrábění dřeva — Bezpečnostní požadavky, část 1: Frézovací a pilové kotouče, duben 2008

[3] KOCMAN, K.: Speciální technologie. PC-DIR, s.r.o., Brno, 2004, ISBN 80-214-1187-2

[4] ČSN EN 1870-5 Bezpečnost dřevozpracujících strojů — Kotoučové pily- Část 5: Kombinované stolové kotoučové pily/spodní kotoučové pily pro příčné řezání, září 2002

[5] MATOVIČ, A.: Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva a materiálů na bázi dřeva. Ediční středisko VŠZ, Brno, 1993, ISBN 80-7157-086-9

[6] LISIČAN, J. — ZMIAROVÁ, B.: Základy obrábání a delenia drevených materiálov (návod na cvičenia). Edičné stredisko VŠLD, Zvolen, 1983

[7] LISIČAN, J.: Základy obrábání a delenia drevených materiálov. Edičné stredisko VŠLD, Zvolen, 1984

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Karel Kocman, DrSc.

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání diplomové práce:

14. února 2011

Termín odevzdání diplomové práce:

13. května 2011

Ve Zlíně dne 11. ledna 2011

doc. Ing. Petr Hlaváček, CSc.
děkan



doc. Ing. Miroslav Maňas, CSc.
ředitel ústavu

ABSTRAKT

Tématem této diplomové práce je konstrukční návrh pohonné jednotky zkracovací pily s natáčecím a naklápěcím kotoučem.

V první části (teoretická část) vysvětlím základní pojmy, které souvisí s procesem obrábění dřevěných materiálů. Dále se budu zabývat teorií řezného procesu při obrábění dřeva (dělení dřeva pilovými kotouči), obráběcími stroji a nástroji pro řezání dřeva. Provedu návrh variant posuvu nástroje do řezu.

Ve druhé části (praktická část) provedu dle zadání návrh pohonné jednotky pro zkracovací pilu s natáčecím a naklápěcím kotoučem, s ohledem na bezpečnostní a ergonomické požadavky při konstrukci.

Klíčová slova:

řezné podmínky, řezání, řezný nástroj, konstrukce, servomotor, pneumatický lineární motor

ABSTRACT

Abstrakt ve světovém jazyce

The theme of this thesis is structural design of a drive unit for the cross-cut saw with the swivel and tilt wheel.

I will explain the basic concepts related to the wood materials machining process in the first part (theoretical part). Further I will describe the cutting process theory within the wood machining (wood cutting using the disc saw), machine-tools and wood cutting tools. I will perform a design of the cutting tool motion variants also.

According to the specification and considering safety and ergonomic requirements for the construction I will perform a design of the drive unit for the cross-cut saw with the swivel and tilt wheel in the second part (practical part).

Keywords:

cutting conditions, cutting, cutting tool, construction, servomotor, pneumatic linear motor

Touto cestou bych rád poděkoval prof. Ing. Karlu Kocmanovi, DrSc. za odborné vedení v průběhu vypracování diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval za předání cenných rad a zkušeností Ing. Radovanovi Šímovi a Ing. Pavlu Gallovi.

Zvláště pak patří poděkování mé rodině za velkou podporu a toleranci v průběhu studia.

Prohlašuji, že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Příjmení a jméno: Jaroslav ZICH

Obor: Řízení jakosti

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 18.8.2011


.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlázení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpírá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

OBSAH

ÚVOD	11
1 TEORETICKÁ ČÁST	12
1 HISTORICKÝ VÝVOJ STROJŮ PRO ZPRACOVÁNÍ DŘEVA	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU	14
2.1 SORTIMENT TRHU DŘEVOZPRACUJÍCÍCH STROJŮ – ÚHLOVÉ KOTOUČOVÉ PILY	14
3 CHARAKTERISTIKA DŘEVA	16
3.1 ANIZOTROPNÍ CHARAKTER DŘEVA	16
3.2 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI DŘEVA	17
3.2.1 Vlhkost dřeva	17
3.3 MECHANICKÉ VLASTNOSTI DŘEVA	19
3.3.1 Pevnost.....	19
3.3.2 Pružnost	19
3.3.3 Tvrdost	19
3.3.4 Houževnatost.....	19
3.3.5 Technologické vlastnosti dřeva.....	20
4 TŘÍDĚNÍ PROCESŮ MECHANICKÉ TECHNOLOGIE DŘEVA	21
5 ŘEZNÝ PROCES	22
5.1 PROCES ODDĚLOVÁNÍ TRÍSKY	23
5.2 ŘEZNÝ NÁSTROJ.....	24
5.3 GEOMETRIE NÁSTROJE A VÝZNAM JEDNOTLIVÝCH ŘEZNÝCH ČÁSTÍ.....	25
5.3.1 Úhel hřbetu α	26
5.3.2 Úhel břitu β	26
5.3.3 Úhel čela γ a úhel řezu δ	27
5.4 TRVANLIVOST BŘITU NÁSTROJE	27
6 ŘEZÁNÍ PILOVÝMI KOTOUČI	29
6.1 NÁZVOSLOVÍ.....	29
6.2 ROZDĚLENÍ PILOVÝCH KOTOUČŮ	30
6.3 MATERIÁL PILOVÝCH KOTOUČŮ.....	36
6.4 KINEMATIKA A ŘEZNÉ PODMÍNKY	36
6.4.1 Výpočet řezné síly.....	40
6.4.2 Výpočet měrného řezného odporu.....	41
6.4.3 Výpočet řezného výkonu.....	43
7 KONSTRUKČNÍ PRVKY ÚHLOVÝCH PIL	44

7.1	UPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ PILOVÉHO KOTOUČE.....	44
7.2	ZAŘÍZENÍ SNIŽUJÍCÍ MOŽNOST NEBO ÚČINEK VYMRŠTĚNÍ.....	46
7.3	POHON PILOVÉHO KOTOUČE.....	46
7.3.1	Převod pomocí řemene.....	47
7.3.2	Pohony vřeten úhlových pil	47
7.4	ULOŽENÍ VŘETENA ÚHLOVÝCH PIL	48
7.5	POHONY PRO POSUV DO ŘEZU	49
7.6	PRVKY PRO TLUMENÍ KINETICKÉ ENERGIE	50
7.7	VODÍCÍ PRVKY POHONNÝCH JEDNOTEK.....	52
7.8	POHONY PRO PŘESNÉ POLOHOVÁNÍ.....	53
7.9	SNÍMÁNÍ POLOHY A BEZPEČNOSTNÍ OCHRANNÉ PRVKY	54
8	VARIANTY POHONNÉ JEDNOTKY	56
II	PRAKTICKÁ ČÁST.....	58
9	CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE.....	59
10	DIMENZOVÁNÍ VŘETENA POHONNÉ JEDNOTKY.....	60
10.1	NÁVRH ŘEZNÉHO NÁSTROJE – PILOVÉHO KOTOUČE	60
10.2	NÁVRH UPÍNACÍ PŘÍRUBY	61
10.3	STANOVENÍ ŘEZNÝCH PODMÍNEK A DIMENZOVÁNÍ POHONU.....	62
10.4	PŘENOS ROTAČNÍHO POHYBU MEZI POHONEM A VŘETENEM	66
10.4.1	Výpočet rozměrů řemenic a návrh řemene	67
10.5	DIMENZOVÁNÍ HYBNÉ HŘÍDELE VŘETENA A NÁVRH LOŽISEK	70
10.5.1	Předběžný návrh průměru hřídele	70
10.5.2	Dimenzování hybné hřídele vřetena	71
10.5.3	Návrh perového spoje a kontrola na otláčení	76
10.5.4	Návrh a kontrola ložisek	78
10.6	NÁVRH POJEZDU VŘETENA PILOVÉHO KOTOUČE	79
10.7	DIMENZOVÁNÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ.....	80
10.7.1	Výpočet doby životnosti lineárního vedení.....	87
10.8	DIMENZOVÁNÍ POHONU POJEZDU VŘETENA.....	87
10.9	TLUMENÍ POJEZDU PŘI ZPĚTNÉM CHODU	90
	Výsledné hodnoty:	91
11	NÁVRH NAKLÁPĚCÍHO RÁMU POHONNÉ JEDNOTKY.....	92
11.1	DIMENZOVÁNÍ RÁMU NAKLÁPĚCÍHO MECHANISMU	92
11.2	DIMENZOVÁNÍ POHONU PRO NAKLÁPĚNÍ.....	92
11.2.1	Zatížení pohonu	93
11.2.2	Dimenzování pohonu pro naklápění kotouče	98

11.3	KOMPLETACE RÁMU NAKLÁPĚCÍHO MECHANISMU.....	99
11.4	URČENÍ FUNKCE PRO NASTAVENÍ SERVO-POHONU A ŘÍDÍCÍ PROGRAM.....	100
12	DIMENZOVÁNÍ OTOČNÉHO STOLU.....	103
13	NÁVRH NATÁČECÍHO MECHANISMU.....	104
13.1	ŘEMENOVÝ PŘEVOD.....	104
13.2	VÝPOČET ZATÍŽENÍ A DIMENZOVÁNÍ POHONU PRO NATÁČENÍ	105
13.2.1	Výpočet zatížení pohonu	105
13.2.2	Dimenzování pohonu	109
13.3	ULOŽENÍ POHONU NA RÁMU ZKRACOVACÍ PILY	110
13.4	ZAJIŠTĚNÍ POLOHY PŘI PRACOVNÍM ZDVIHU NÁSTROJE	111
13.5	SNÍMÁNÍ POLOHY A BEZPEČNOST PŘI NATÁČENÍ POHONNÉ JEDNOTKY	112
14	KOMPLETACE POHONNÉ JEDNOTKY	113
	ZÁVĚR	119
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	120
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	122
	SEZNAM OBRÁZKŮ	123
	SEZNAM TABULEK	126
	SEZNAM PŘÍLOH	127

ÚVOD

V rámci této diplomové práce budu řešit konstrukci pohonné jednotky zkracovací, úhlové pily.

Pila je určena pro výrobu dřevěných prutů vazníků dřevostaveb. Jedná se o dělení-zkracování, s možností natočení a naklopení pilového kotouče pro výrobu úhlových řezů na prutu vazníku.

Obrábění dřeva je složitý technologický proces, který je ovlivňován mnoha faktory. Jsou to zejména fyzikální a mechanické vlastnosti obráběného materiálu a také způsob odebrání třísky, např. zda se jedná o podélné řezání nebo příčné řezání (více viz. teoretická část této diplomové práce).

Pro konstrukční návrh pohonné jednotky je nutné určit řezné podmínky procesu řezání. Je potřebné znát řeznou rychlost, řeznou sílu (řezný odpor) a řezný výkon. Z těchto údajů následně vychází konstruktér při navrhování jednotlivých konstrukčních prvků zařízení.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 HISTORICKÝ VÝVOJ STROJŮ PRO ZPRACOVÁNÍ DŘEVA

V zásadě je možné říct, že až do 14. století našeho n. l. byl vývoj nástrojů a strojů velmi pomalý. Intenzivnější rozvoj zařízení na opracování dřeva začíná v 15. – 16. století n. l. – faktickým objevením Ameriky (1422) a obeplutím zeměkoule (Sebastián de Cano na lodi Viktoria r. 1522). Nejsilnější vliv měla v tomto směru enormní snaha Evropy usadit se na trzích v Indii, Číně a Indonésii, obchodovat s čínským hedvábím, porcelánem a moluckým kořením. [7]

Prudkým rozvojem loďstva a na druhé straně dovozem cenných dřevin z objevených zemí vzrostla mnohonásobně potřeba nástrojů pro obrábění dřeva a alespoň jednoduchých strojů. [7]

Projekty vrtacích strojů, rámové pily i hoblovacího stroje se zaobíral např. už Leonardo da Vinci (1452-1519). Z této doby pochází i soustruh na řezání závitů (dřevěný). Tempo rozvoje strojů a nástrojů bylo však vázané na rozvoj výroby oceli a energie. Zpočátku sloužil pro pohon strojů buď vítr (Holandsko, Anglie) anebo voda. [7]

Průmyslový charakter výroby dřevoobráběcích strojů a nástrojů začíná až vynálezem parního stroje, zejména ale elektromotoru a výroby speciálních kovových materiálů. [7]

Koncem 19. a začátkem 20. století se prosazuje elektrický přímý pohon strojů a ustupuje se od pohonu transmisí. [7]

20. století – zejména od třicátých let je charakteristické zdokonalováním známých principů, hlavně ve směru výkonu, automatického a také číslicového řízení strojů. [7]

Chronologie vynálezů dřevoobráběcích strojů podle [7]:

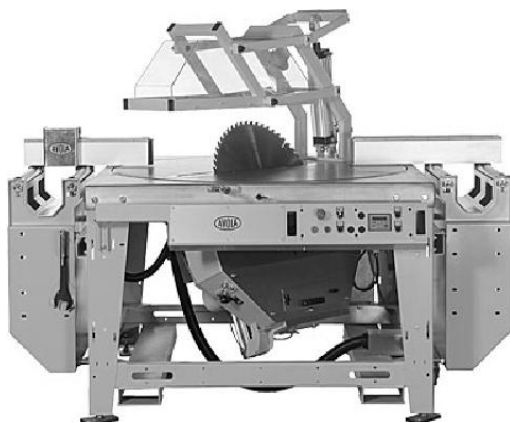
- patent kotoučové pily (Londýn, 1777)
- patent kolísavé kotoučové pily (1793)
- první frézka na dřevo (Brunel-Anglie, 1806)
- patent na pásovou pilu (Newber, 1808)

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU

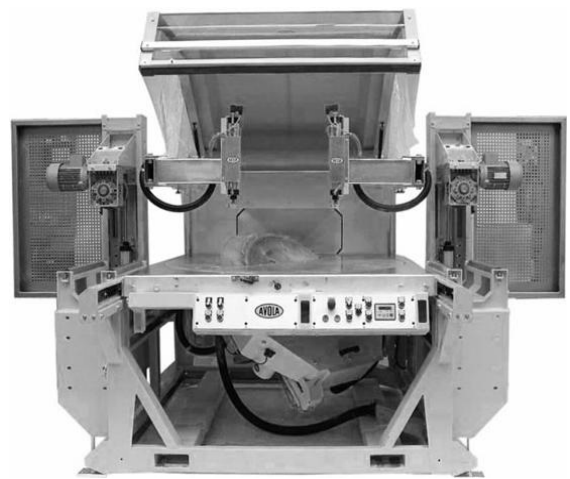
V dřevozpracujícím průmyslu se využívá mnoho strojů, které jsou určeny pro různé technologické operace při zpracování dřeva. Jednu skupinu dřevobráběcích strojů tvoří automatické kotoučové podstolní pily s možností natočení a naklopení kotouče, které jsou určeny pro dělení materiálu v příčném i podélném směru, s možností vytvoření úhlových řezů.

2.1 Sortiment trhu dřevozpracujících strojů – úhlové kotoučové pily

Na trhu s dřevobráběcími stroji lze nalézt několik podobných zařízení, které jsou určeny pro technologii zkracování, podélné rozřezávání a pro výrobu úhlových řezů. Pro příklad uvádím firmu Avola, která má v nabídce sortimentu stroje GAMA 65V nebo GAMA65 K. [14]

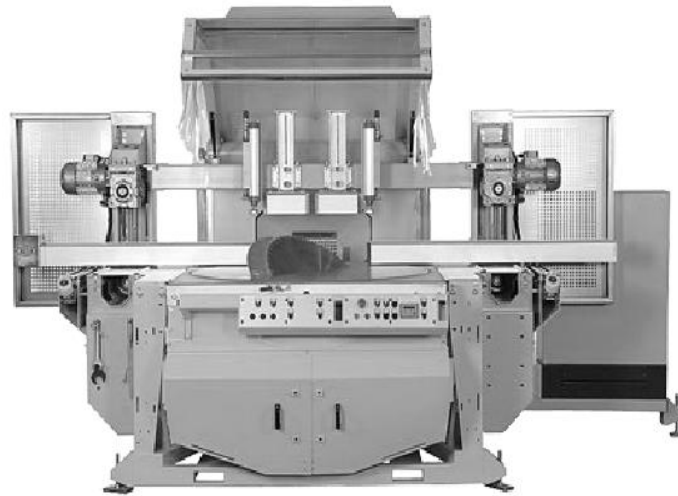


GAMA 65V



GAMA 65 K

Obr. 1 – Kotoučové úhlové pily (firma Avola)



Obr. 2 – Kotoučová úhlová pila GAMA 75V (firma Avola)

Dalším výrobcem úhlových pil je firma Stromab, která nabízí na trhu s dřevoobráběcími stroji model CT 800.



Obr. 3 – Kotoučová úhlová pila CT 800 (firma Stromab)

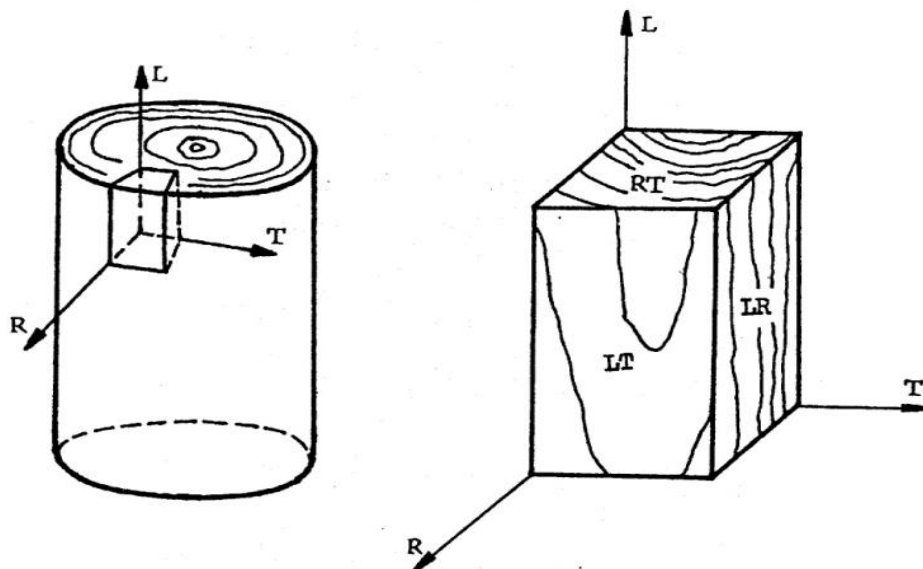
3 CHARAKTERISTIKA DŘEVA

Dřevem se rozumí rostlinné pletivo, ve kterém buněčné stěny obsahují lignin. Rostliny, u kterých převážná část pletiv, především v nadzemních osách (kmeny, větve) a kořenech je signifikovaná se nazývají dřeviny. [5]

3.1 Anizotropní charakter dřeva

Dřevo se skládá z různých anatomických elementů, které mají odlišný tvar, rozměry, různé vzájemné rozmístění v prostorové stavbě dřeva, což se potom odráží v struktuře různých druhů dřeva v různých rovinách - řezech. Proto se pro charakteristiku dřeva používá popis struktury dřeva v následujících rovinách (řezech) [5]:

- *rovina transverzální* – příčná (kolmá na podélnou osu kmene, resp. axiální elementy dřeva) – RT
- *rovina radiální* – (podél osy kmene resp. axiálních elementů, procházející dření) – LR
- *rovina tangenciální* – (podél osy kmene resp. axiálních elementů procházející tangentou k některému z letokruhů) – LT



Obr. 4 – Roviny a směry pružné symetrie dřeva (podle Mereditha 1953)

roviny: RT – transverzální, LR – radiální, LT – tangenciální

směry: L – podélný, R – příčný radiální, T – příčný tangenciální

Tyto roviny jsou navzájem kolmé. Průsečnice těchto rovin jsou označovány jako směry (Obr. 6); rozeznáváme potom směry podle [5]:

- a) podélný – L (podél osy kmene resp. ve směru vláken)
- b) příčný radiální - R (kolmo na letokruhy, procházející dřením)
- c) příčný tangenciální – T (ve směru tangenty k některému z letokruhů)

Rozdílný charakter struktury dřeva v jednotlivých vzájemně kolmých (směrech) rovinách se projevuje také v rozdílných vlastnostech dřeva. Materiál, který se vyznačuje takovýmto charakterem pružných vlastností, se nazývá *anizotropní*. [5]

Materiály, které mají takovou symetrii jako krystalický rombický systém, se zařazují k ortogonálně anizotropním nebo zkráceně ortotropním. Dřevo se řadí k tomuto druhu materiálů za podmínek, že se zanedbává změna pružných vlastností po výšce kmene, po průměru kmene a zakřivení letokruhů je malé – zanedbatelné. [5]

Při zkoumání vlastností je třeba respektovat jednotlivé roviny (směry). Proto u všech vlastností dřeva se uvádí směr, pro který daná vlastnost byla zjištěna. [5]

3.2 Fyzikální vlastnosti dřeva

Do fyzikálních vlastností dřeva a materiálů na bázi dřeva se zařazují: povrchové a vzhledové vlastnosti, vlhkost a vlastnosti s ní spojené, hustota, tepelné vlastnosti, elektrické vlastnosti, akustické vlastnosti a šíření záření těmito materiály. [5]

3.2.1 Vlhkost dřeva

Rozlišují se tři druhy vody ve dřevě, a to podle toho jak je uložena vzhledem k jiným složkám dřeva. [5]

a) voda chemicky vázaná

Zjišťuje se jen při chemických analýzách a její celkové množství je 1 – 2 % ze sušiny dřeva. Při charakteristice fyzikálních a mechanických vlastností se neuvažuje. [5]

b) voda vázaná – hygroskopická

Ukládá se v buněčných stěnách navázaná na ostatní chemické složky dřeva chemickými a fyzikálně – chemickými silami. Ve dřevě se vyskytuje cca od 0 % průměrně až do 30% vlhkosti absolutní. [5]

c) voda volná

Ukládá se v lumenech buněk a v mezibuněčných prostorech. Vyskytuje se ve dřevě tehdy, je-li současně uložena v buněčných stěnách voda vázaná. [5]

Množství vody ve dřevě (hmotnost vody) vztažené k hmotnosti dřeva téhož vzorku se nazývá vlhkost dřeva. Rozeznáváme vlhkost absolutní a vlhkost relativní. Vlhkost se nejčastěji vyjadřuje v %. [5]

Absolutní vlhkost dřeva se rozumí množství vody ve dřevě vyjádřené v procentech z hmotnosti absolutně dřeva suchého.

Relativní vlhkost dřeva se rozumí množství vody ve dřevě vyjádřené v procentech z hmotnosti dřeva vlhkého. [5]

Absolutní vlhkost dřeva se používá pro charakteristiku a fyzikálních a mechanických vlastností dřeva (většina hodnot fyzikálních a mechanických vlastností dřeva se udává při 12 % vlhkosti). [5]

Vlhkost dřeva má velký význam při zpracování dřeva a při používání výrobků ze dřeva. Tato vlhkost se označuje za technickou vlhkost. Technická vlhkost zahrnuje jak výrobní (vlhkost při které je výrobek vyroben), tak provozní vlhkost (předpokládaná vlhkost při které bude výrobek používán). [5]

3.3 Mechanické vlastnosti dřeva

Zde rozlišujeme pevnost, pružnost (neformovatelnost), tvrdost, houževnatost a technologické vlastnosti dřeva.

3.3.1 Pevnost

Pevnost charakterizuje schopnost dřeva a materiálů na bázi dřeva odporovat jejich porušení vlivem mechanických zatížení. Ukazatelem této vlastnosti je mez pevnosti.

Mez pevnosti se stanovuje pro tlak, tah, smyk, ohyb a kroucení, u dřeva pro uvedené charakteristiky podél vláken, napříč vláken ve směru radiálním a tangenciálním. [5]

3.3.2 Pružnost

Pružnost je schopnost materiálu odolávat deformacím a nabývat počáteční tvar a rozměry po přerušení působení vnějších sil. Někdy se tato skupina vlastností označuje jako deformovatelnost, což je schopnost dřeva a materiálů na bázi dřeva při působení vnějších sil měnit rozměry a tvar.

Pružnost dřeva a materiálů na bázi dřeva při krátkodobých zatíženích je charakterizována modulem pružnosti, modulem pružnosti ve smyku a koeficientem příčné deformace (Poissonovým číslem).

Průběh deformací při dlouhodobých zatíženích charakterizují reologické vlastnosti. [5]

3.3.3 Tvrdost

Je schopnost dřeva a materiálů na bázi dřeva odporovat vnikání jiného tělesa do jeho struktury. Mírou tvrdosti jsou hodnoty statické a dynamické tvrdosti. [5]

3.3.4 Houževnatost

Je to schopnost dřeva a materiálů na bázi dřeva odolávat porušení při dynamickém zatížení rázem. Charakterizuje ji rázová houževnatost v ohybu. Mírou rázové houževnatosti v ohybu je práce spotřebovaná na přerážení vzorku - přerážecí práce. [5]

3.3.5 Technologické vlastnosti dřeva

Je to soubor mechanických vlastností, které zahrnují takové případy zatížení, které vyvolávají složité jevy napětí. Jsou charakteristické pro dřevo a materiály na bázi dřeva při různých technologiích zpracování a použití. Patří zde: štípatelnost, opotřebovatelnost dřeva, ohýbatelnost dřeva, únosnost spojovacích prostředků. [5]

Opotřebovatelnost

Je to schopnost dřeva a materiálů na bázi dřeva odporovat postupnému porušování jejich povrchu mechanickými činiteli zejména třením. Mírou opotřebenosti je odpor proti opotřebenosti vyjádřený např. úbytkem hmoty zkoušeného tělesa za vymezených podmínek. [5]

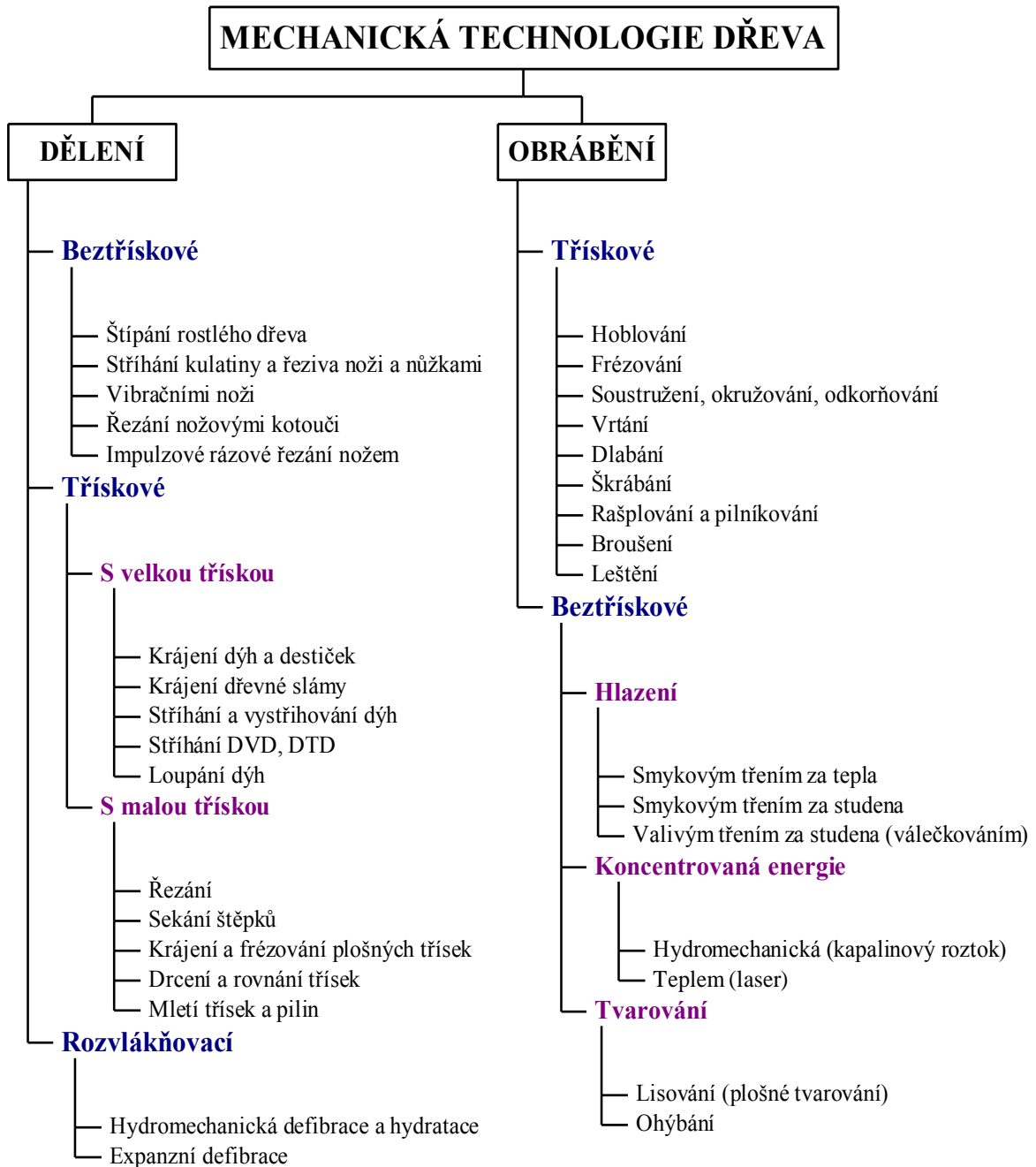
Ohýbatelnost

Je to schopnost dřeva deformovat se (ohnout) do určitého tvaru. Mírou ohýbatelnosti bývá obvykle nejmenší poloměr, do kterého je možno ohnout materiál bez jeho porušení. [5]

Únosnost spojovacích prostředků

Je to vlastnost dřeva a materiálů na bázi dřeva, která charakterizuje jejich schopnost držet spojovací prostředky. Mírou této vlastnosti je síla potřebná k vniknutí resp. vytažení spojovacího prostředku. [5]

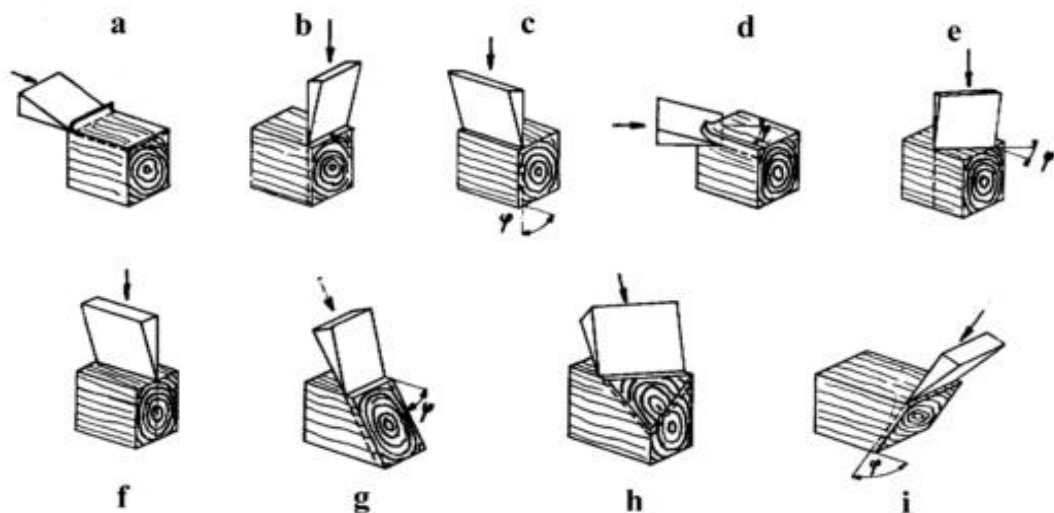
4 TRÍDĚNÍ PROCESŮ MECHANICKÉ TECHNOLOGIE DŘEVA



Obr. 5 – Třídění procesů mechanické technologie dřeva

5 ŘEZNÝ PROCES

Řezání dřeva je technologický proces, při kterém dochází k vnikání řezného klínu (zuby, resp. řezného nástroje) do materiálu za současného oddělování větší nebo menší části obráběné suroviny s cílem vytvořit požadovaný tvar obrobku při požadované jakosti obrobků na obráběných ploch. [7]



Obr. 6 – Základní směry řezání

a) podélné; b) příčné; c) tangenciální; d) podélně-tangenciální; e) tangenciálně-příčné; f) radiální; g) podélně-příčné; h) tangenciálně-příčné; i) podélně-příčné

Otevřené řezání – řezný klín přesahuje přes okraj obráběného materiálu (Obr. 8)

Uzavřené řezání – řezný klín nepřesahuje přes okraj obráběného materiálu (Obr. 9)

Složitost procesů uzavřeného i otevřeného řezání je rozmanitá, ale v zásadě ji začleňujeme jednoduše dvěma třídami složitosti [7]:

Řezání jednoduché (tzv. „elementární“) – např. obrábění ručním hoblíkem

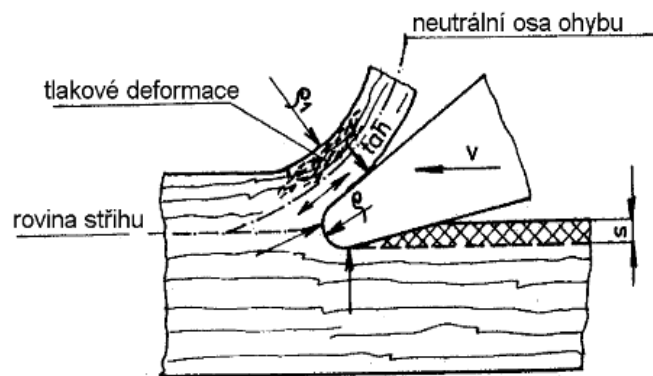
Řezání složité – všechny ostatní druhy obrábění

5.1 Proces oddělování třísky

Vznik třísky

Při prvním styku břitu s obrobkem se hmota obrobku nejprve více nebo méně (podle její pružnosti, stupně otupení břitu, velikosti úhlu řezu atd.) deformuje, a po překročení určitého napětí v těsném okolí břitu nastává oddělování hmoty obrobku. [8]

Vznikající třísky je odkláněna čelní plochou nástroje, přičemž odklánění je závislé na pevnosti obráběného materiálu v ohybu, směru a modelu řezání a úhlu δ . [9]



Obr. 7 – Proces oddělování třísky

Na průběh oddělování třísky, její vlastnosti a její konečnou formu po jejím odlétnutí od nástroje mají vliv zejména [8]:

- druh obrobku a jeho vlastnosti (např. vlhkost, teplota, objemová hmota, mechanické vlastnosti)
- směr dřevních vláken a směr letokruhů vzhledem ke směru pohybu břitu
- geometrie a mikrogeometrie nástroje
- řezné podmínky (řezná rychlost, posuv na břit, tloušťka třísky konstantní nebo měnící se od 0 do maxima)
- způsob a průběh odvádění třísky z místa jejího oddělení

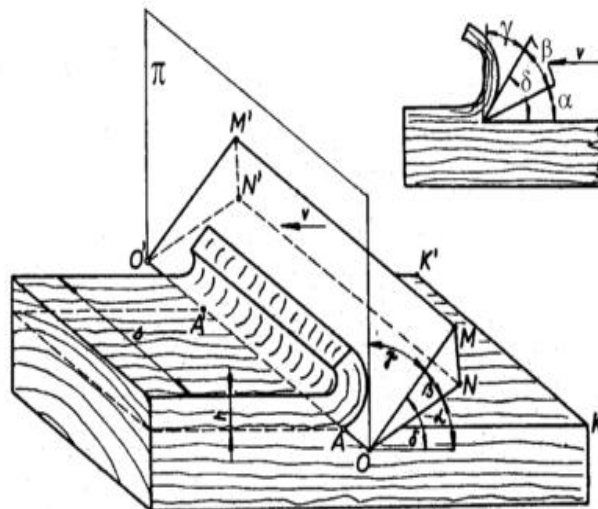
Základní druhy třísky

Podle vzniku a vzhledu můžeme třísky rozdělit do tří hlavních typů [8]:

- 1) Páskovitá tříska (celistvá) – pokud se po odříznutí před nástrojem stáčí jako nepřerušovaný celistvý pásek, nazýváme ji třískou točenou.
- 2) Tříska dělená – odchází od břitu v podobě jednotlivých kousků, které se odštěpují od oddělované hmoty obrobku při jejím posouvání na čele nástroje. Vzniká při příčném řezání.
- 3) Tříska trhaná – tvoří se s nepravidelným omezením na levé a spodní straně. Charakteristické zde je, že tříska zabíhá i pod rovinu, v níž se pohybuje břit.

5.2 Řezný nástroj

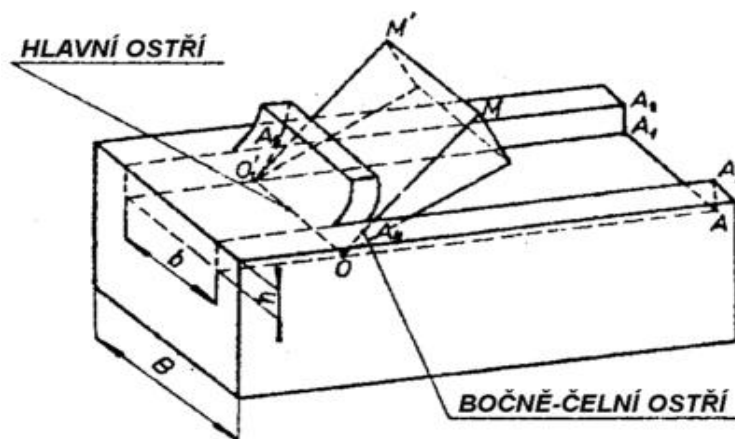
Řezným nástrojem se rozumí každé cizí těleso klínovitého tvaru, které vniká do dřeva a odstraňuje z něho materiál o určitém objemu a tvaru, tj. třísku. Na procesu řezání se podílí jen ty části řezného nástroje, které jsou v bezprostředním kontaktu s obráběným materiálem. [7]



Obr. 8 – Elementární otevřené (volné) řezání

$AA'KK'$ - řezná plocha (obrobená plocha)
 OO' - ostří (břit), řezná hrana
 $OO'MM'$ - čelo (plocha čela)
 $OO'NN'$ - hřbet (plocha hřbetu)
 π - rovina proložená ostřím nástroje a kolmá na obrobenou plochu
 α - úhel hřbetu
 β - úhel břitu
 γ - úhel čela

Při řezání dřeva pilovým kotoučem nebo listem nepřesahuje řezný klín přes okraj materiálu, ale řezání probíhá ve spáře. Takové řezání nazýváme uzavřené. [7]

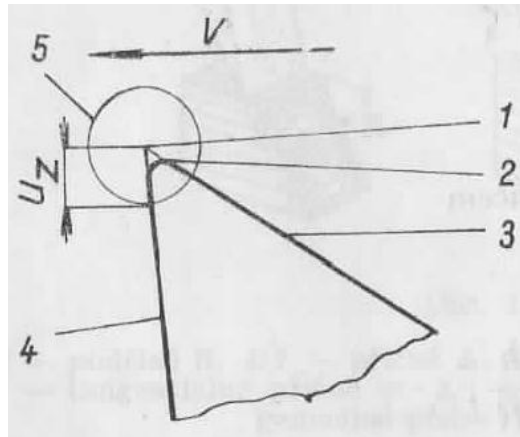


Obr. 9 – Řezání ve spáře (uzavřené řezání)

5.3 Geometrie nástroje a význam jednotlivých řezných částí

Břit je klínová část nástroje vytvořená dvěma plochami a je vlastní funkční částí nástroje. Hlavní břit je vytvořen čelem a hřbetem nástroje. Pronik ploch čela a hřbetu nazýváme hlavním ostřím. Pronikem rovin čela a hřbetu je tvořeno ideální ostří. Skutečné ostří hlavní je tvořeno pronikem nerovných ploch čela a hřbetu. Ostří otupených břitů je tvořeno válcovou nebo jinou plochou. Čelo nástroje je plocha, po níž klouže tříska při svém pohybu z místa řezu, hřbet nástroje je plocha obrácená k ploše řezu. Čelo i hřbet nástroje jsou u většiny nástrojů plochami rovinnými. [8]

Při zavřeném řezání (např. řezání pilami) se na dělení dřeva podílejí ještě boční břity, vytvořené čelem a bočními plochami nástroje. Pronik plochy čela s bočními plochami nástroje se nazývá boční ostří. [8]



Obr. 10 – Hlavní části zubu

1-idelání ostří, 2-skutečné ostří, 3-hřbet,
4-čelo, 5-břit

5.3.1 Úhel hřbetu α

Úhel hřbetu je úhel, který svírá hřbet nástroje s rovinou řezu. Má především vliv na tření hřbetu o obráběnou plochu. Čím je úhel hřbetu menší, tím větší je toto tření a naopak, protože zmenšováním úhlu hřbetu se styková plocha mezi hřbetem a obráběnou plochou zvětšuje. [8]

5.3.2 Úhel břitu β

Úhel břitu je úhel mezi čelem a hřbetem. Čím větší je úhel břitu, tím větší je i odpor obráběného materiálu proti vnikání nástroje. Je výhodné volit úhel břitu co nejmenší. Při zmenšení úhlu břitu pod určitou hodnotu však klesá značně pevnost břitu, břit se za jinak stejných podmínek rychleji otupí, odpor proti vnikání nástroje je opět velký a jakost obrobenej plochy je špatná. [8]

Všeobecně platí, že menších úhlů břítu používáme při řezání měkkých materiálů menší objemové hmoty a menší pevnosti. Při řezání tvrdých dřev a abrazivních hmot je třeba volit úhel břítu větší. [8]

5.3.3 Úhel čela γ a úhel řezu δ

Úhel čela je úhel mezi rovinou čela a základní rovinou. Je v přímém vztahu s úhlem řezu δ . Platí: $\gamma = 90^\circ - \delta$. [8]

Zvětšováním úhlu řezu se zmenšuje úhel čela a stoupá řezný odpor. Zmenšováním úhlu řezu řezný odpor klesá, ovšem jen do určité optimální hodnoty úhlu řezu. Při dalším zmenšování (za předpokladu konstantního úhlu hřbetu) ztrácí břit pevnost a rychle se otupuje. Úhel čela má rovněž vliv na drsnost obrobenej plochy. Se zmenšujícím se úhlem řezu se drsnost povrchu zlepšuje, avšak opět pouze do určité optimální hodnoty, pod kterou se opět drsnost zhoršuje vlivem rychlého otupování břítu. [8]

5.4 Trvanlivost břítu nástroje

Trvanlivost je doba, po kterou je nástroj schopen efektivně plnit požadované funkce, které jsou identifikovatelné příslušnými parametry. []

Trvanlivost břítu T je obecně závislá na řezných podmínkách. Závislost trvanlivost na řezné rychlosti se pro jinak konstantní podmínky popisuje jednoduchým Taylorovým vztahem ve tvaru podle []:

$$T = f(v_c) = C_T \cdot v_c^{-m} \quad [\text{min}] \quad (1)$$

$$C_v = C_T^{1/m} \quad [-] \quad (2)$$

C_T - konstanta [-]

m - exponent [-]

v_c - řezná rychlost [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

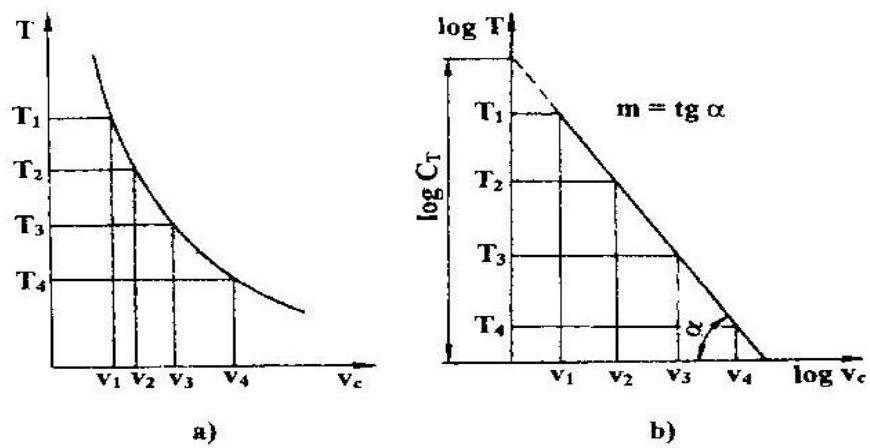
Konstanta C_T závisí především na materiálu obrobku a nástroje a nabývá hodnot 10^8 - 10^{12} . Velikost exponentu m charakterizuje především vlastnosti řezného nástroje []:

Nástrojové oceli $m = 10 - 8$ (až 6)

Rychlořezné oceli $m = 8 - 5$ (až 3)

Slinuté karbidy $m = 5 - 2,5$ (až 2)

Řezná keramika $m = 2,5 - 1,5$ (až 1,2)



Obr. 11 – Průběh závislosti $T = f(v_c) = C_T \cdot v_c^{-m}$

a) lineární souřadnice; b) logaritmické souřadnice

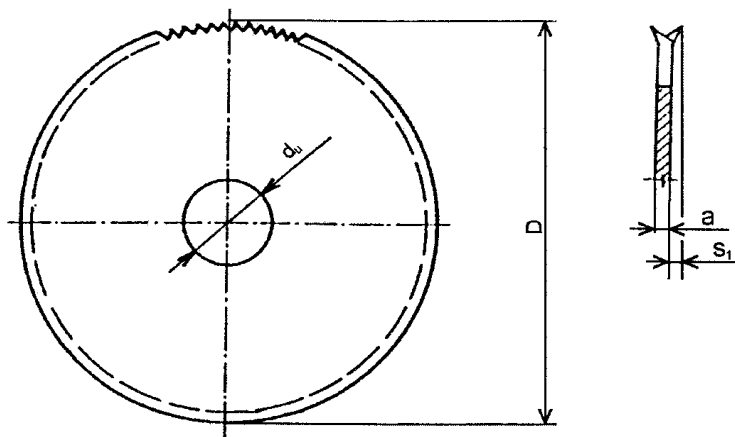
6 ŘEZÁNÍ PILOVÝMI KOTOUČI

Řezání pilovým kotoučem je nejrozšířenějším způsobem obrábění vůbec. Různé konstrukce kotoučů umožňují řezání ve všech směrech vzhledem k průběhu dřevných vláken. Nejčastější je však řezání podélné (hlavní břity jsou kolmo ke směru vláken) a řezání příčné (hlavní břity, pokud jsou rovnoběžné s osou otáčení, oddělují dřevní hmotu v směru tangenciálním až radiálním). Do řezu se posouvá buď obrobek (u podélného řezání), nebo nástroj (některé případy příčného řezání). [8]

Řezání pilovým kotoučem se obvykle používá k rozdělní obrobku na menší části (pily omítací, rozmítací, zkracovací) a k úpravě tvaru obrobku (pily univerzální). Někdy může být řezání pilovým kotoučem obdobou frézování (při prořezávání drážek). [8]

6.1 Názvosloví

Názvosloví užívané u pilových kotoučů podle literatury [10]:



Obr. 12 – Pilový kotouč a jeho charakteristické rozměry

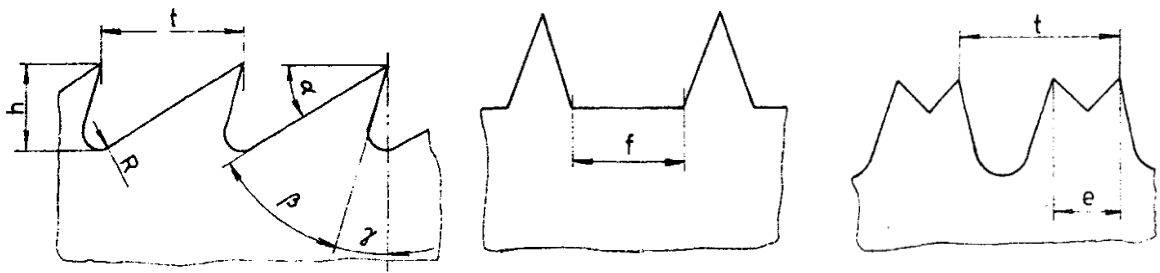
D – průměr pilového kotouče

a – tloušťka pilového kotouče

s_1 – vychýlení hrotu zubu vlevo

s_2 – vychýlení hrotu zubu vpravo

d_u – průměr upínacího otvoru



Obr. 13 – Profil ozubení pilového kotouče

t – rozteč zubů

R – poloměr dna zubové mezery

α – úhel hřbetu

β – úhel řezného klínu

γ – úhel čela

h – výška zubu

e – vzdálenost mezi hroty zubů

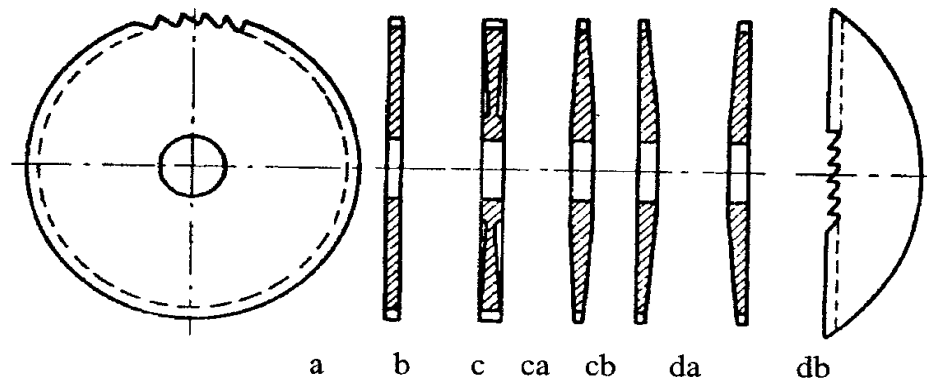
f – šířka dna zubové mezery

6.2 Rozdělení pilových kotoučů

Pilové kotouče lze rozdělit podle různých hledisek. Dle literatury [10] se pilové kotouče rozdělují:

Podle tvaru kotouče v příčném řezu: (Obr. 14)

- a) Ploché
- b) Podbroušené
- c) Oboustranně kuželové
- d) Vyduté



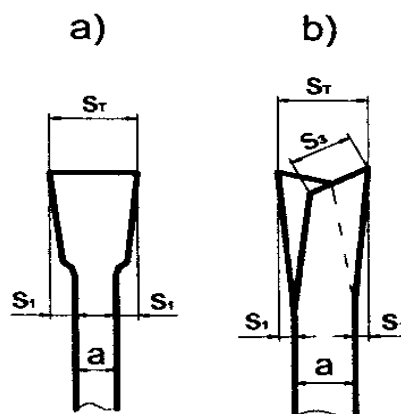
Obr. 14 – Druhy pilových kotoučů podle tvaru v příčném řezu

Podle směru řezání vzhledem k dřevným vláknům:

- a) se zuby nesymetrickými (pro podélné řezání)
- b) se zuby symetrickými (pro příčné řezání)

Podle úpravy řezného zubu: (Obr. 15)

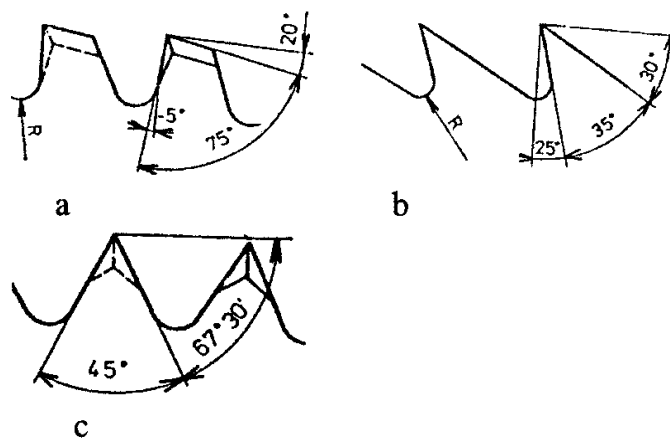
- a) s kovaně vychýlenými zuby
- b) s pružně vychýlenými zuby



Obr. 15 – Druhy pilových kotoučů podle úpravy řezného zubu

Podle druhu zubů: (Obr. 16)

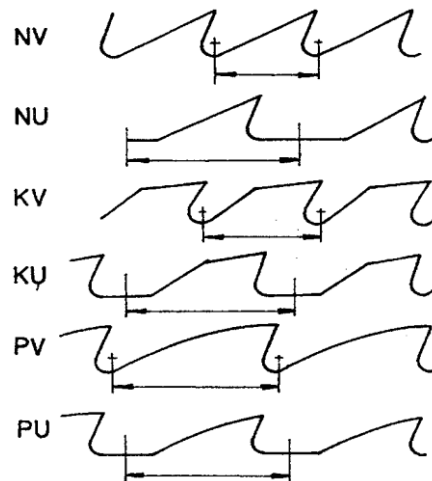
- a) s lomenými zuby nebo s oblým hřbetem
- b) s trojúhelníkovým nesouměrným ozubením
- c) s trojúhelníkovým souměrným ozubením
- d) s ozubením hladícím pro příčné řezání
- e) s ozubením hladícím pro podélné řezání



Obr. 16 – Druhy zubů pilových kotoučů

Podle tvaru dna zubové mezery: (Obr. 17)

- se zaobleným dnem zubové mezery
 - trojúhelníkových zubů (označení NV)
 - trojúhelníkových zubů s lomeným hřbetem (označení KV)
 - trojúhelníkových zubů s oblým hřbetem (označení PV)
- s přímým dnem zubové mezery
 - trojúhelníkových zubů (označení NU)
 - trojúhelníkových zubů s lomeným hřbetem (označení KU)
 - trojúhelníkových zubů s oblým hřbetem (označení PU)



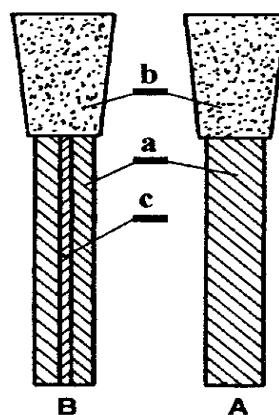
Obr. 17 – Druhy pilových kotoučů podle dna zubové mezery

Podle materiálu řezné hrany:

- monolitní – řezná hrana ocelová
- s osazenou řeznou hranou – slinutý karbid, stelit, diamant

Podle konstrukce těla pilového kotouče: (Obr. 18)

- monolitní (a - těleso nástroje, b - zub z SK)
- složené (a - těleso nástroje, b - zub z SK, c - vložka tlumící vibrace)

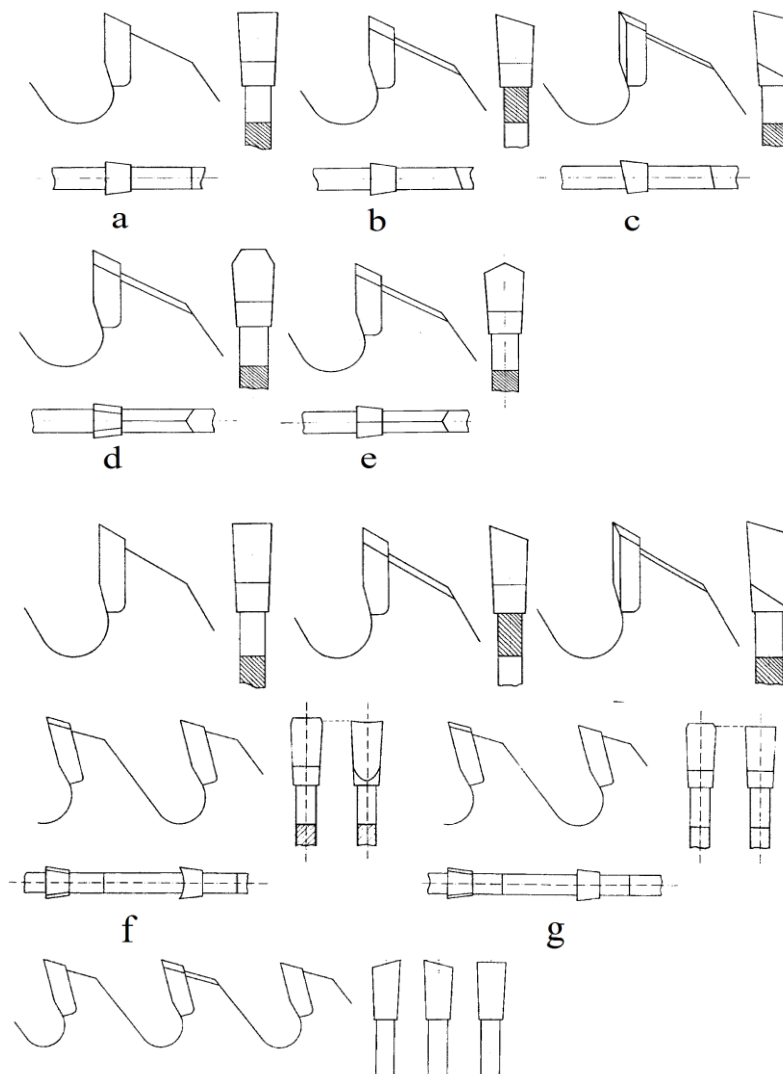


Obr. 18 – Druhy pilových kotoučů podle dna zubové mezery

Podle tvaru zubu: (Obr. 19)


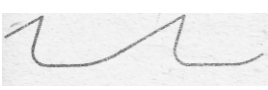
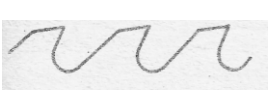

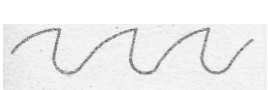


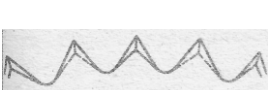
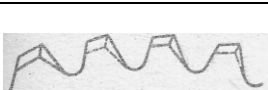
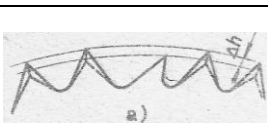
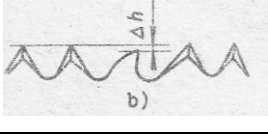
- **přímý** – pro podélný řez měkkého a tvrdého dřeva, dřevotřískových, dřevovláknitých desek, překližky, plastické hmoty (Obr. 19a)
- **střídavý** – podélný řez měkkého a tvrdého dřeva, dřevotřískových, dřevovláknitých desek, překližky, plastické hmoty (Obr. 19b; Obr. 19c)
- **trapézový** (Obr. 19d)
- **střechovitý** (Obr. 19e)

V některých případech jsou zuby uspořádány do různých kombinací, např. kombinace trapézového zubu a zubu s vypuklým hřbetem (Obr. 19f), nebo trapézového zubu a zubu s rovným hřbetem (Obr. 19g)



Obr. 19 – Druhy pilových kotoučů podle tvaru zubu

Tab. 1 – Přehled tvarů pilových zubů a oblast použití

Pilový zub		Oblast použití	
Tvar	Název	Druh řezání	Druh pilového nástroje
	Trojúhelníkový nesouměrný	Podélné	Pilové listy rámové, pásové i kotoučové
	Trojúhelníkový nesouměrný s prodlouženou zubovou mezerou		Pilové listy kmenových pásových pil
	Vlčí s lomeným hřbetem		Pilové listy rámových a kotoučových pil
	Vlčí „Antoine-Laloyaux“		Pilové listy kmenových pásových pil na řezání exotických dřev
	Vlčí s oblým hřbetem		Pilové listy kotoučových a kmenových pásových pil
	Vlčí s lomeným hřbetem a prodlouženou zubovou mezerou		Pilové listy kmenových pásových pil na řezání hrubých kmenů
	Vlčí s oblým hřbetem a prodlouženou zubovou mezerou		
	Trojúhelníkový souměrný	Příčné zkracování	Pilové listy kotoučových pil na zkracování rostlého dřeva
	Vlčí „Fagersta“ se záporným úhlem čela		Pilové listy kotoučových pil na překližku a laťovky
	Ozubení skupinové (kombinované)		Pilové listy kotoučových a pásových zkracovacích pil
			

Tabulka 1 udává přehled typologie ozubení pilových nástrojů na řezání rostlého dřeva podle [7].

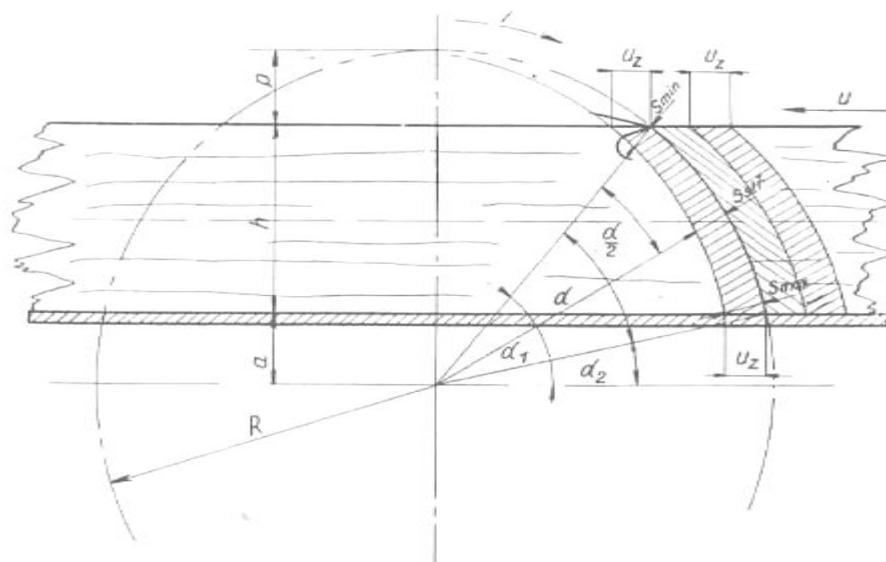
6.3 Materiál pilových kotoučů

Nejčastěji používané materiály pro výrobu pilových kotoučů jsou podle literatury [10] tyto:

- pásová ocel, válcovaná za studena tříd 16 270, 16 272
- nástrojová uhlíková ocel tříd 19 418, 19 463
- legovaná, chrom-vanadová ocel

6.4 Kinematika a řezné podmínky

Břity pilového kotouče se pohybují konstantní řeznou rychlostí po kruhové dráze. Při řezání se skládá rotační pohyb pilového kotouče s přímočarým pohybem obrobku, takže řezná dráha v břitu v obrobku tvoří cykloidu. Řezná rychlost je však ve srovnání s rychlostí posuvu velká, takže můžeme úsek řezné dráhy břitu v obrobku považovat za kruhový oblouk, aniž se dopustíme větší chyby. [8]



Obr. 20 – Oddělování třísky pilovým kotoučem

Vnikáním zubu pilového kotouče do dřevěného materiálu dochází ke vzájemnému působení sil mezi dřevem a řezným klínem zubu. Řezný klín tlačí na dřevěnou hmotu, která klade odpor (Obr. 21). Výsledkem je zatížení čelní a hřbetní plochy i oblouku ostří zubu. [9]

Tloušťka třísky na začátku a na konci úběru:

$$s_{\min} = u_z \cdot \cos \alpha_1 \quad [\text{mm}] \quad (3)$$

$$s_{\max} = u_z \cdot \cos \alpha_2 \quad [\text{mm}] \quad (4)$$

kde

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{2 \cdot (h + a)}{D} \quad [^\circ] \quad (5)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{2a}{D} \quad [^\circ] \quad (6)$$

u_z – posuv na jeden břit [mm]

h – řezná výška [mm]

a – vzdálenost plochy stolu od osy otáčení [mm]

D – průměr řezné kružnice [mm]

Posuv na jeden břit:

$$u_z = \frac{u \cdot 1000}{n \cdot z} \quad [\text{mm}] \quad (7)$$

u – posuv obrobku (pily) [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

n – počet otáček [ot/min]

z – počet zubů pilového kotouče [-]

Posuv na otáčku:

$$u_{ot} = \frac{u \cdot 1000}{n} \quad [\text{mm}] \quad (8)$$

u – posuv obrobku (pily) [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

n – počet otáček [ot/min]

Střední tloušťka třísky:

$$s_{stř} = \frac{u_z \cdot h}{l} \quad [\text{mm}] \quad (9)$$

kde

$$l = \frac{\pi \cdot D \cdot \alpha}{360} \quad [\text{mm}] \quad (10)$$

kde

$$\alpha = \alpha_1 - \alpha_2 \quad [^\circ] \quad (11)$$

u_z – posuv na jeden břit [mm]

h – řezná výška [mm]

l – délka třísky [mm]

D – průměr řezné kružnice [mm]

α – středový úhel, kterému přísluší délka třísky l

Počet zubů současně v záběru:

$$z_1 = \frac{\pi \cdot D \cdot \alpha}{360 \cdot t} \quad [-] \quad (12)$$

Rozteč zubů:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{z} \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

analogicky →

Počet zubů:

$$z = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{t} \quad [-] \quad (14)$$

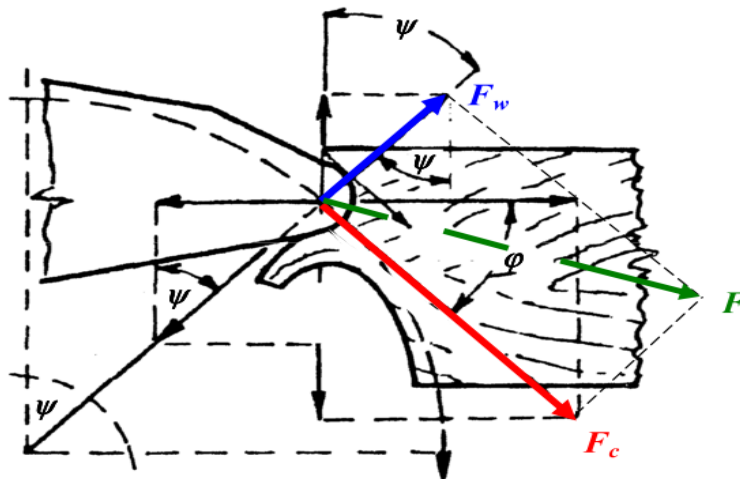
Výše uvedené vztahy jsou použity podle literatury [8].

I přes velké teoretické a praktické znalosti o obrábění dřeva není ani v současné době znám takový postup výpočtu, pomocí něhož by bylo možno přesně určit velikost řezné síly. Dnes jsou používány následující metody teoretického výpočtu řezného výkonu:

- technologicko-statistická metoda
- analytická metoda
- objemová metoda
- metoda tabulkové síly

Všechny odpory působící na břit nástroje mají výslednici F, která je nazývána odporem řezání. Skládá se z následujících složek:

- ❖ síly nutné k vlastnímu rozdělení hmoty obrobku břitem za současné deformace hmoty v okolí řezné hrany
- ❖ síly nutné k odklonění třísky a na překonání tření třísky o čelo zubu
- ❖ síly potřebné k překonání tření hřbetu zubu a čelních ploch o obrobenou plochu [9]



Obr. 21 – Rozklad sil, které působí na zub kotouče

F_c - řezná síla, je využívána k výpočtu energetických poměrů při řezání

F_w - odtlačující síla – tlak zubu pilového kotouče na povrch obrobenej plochy

6.4.1 Výpočet řezné síly

Řezná síla je dána součinem tzv. měrného řezného odporu a plochy průřezu třísky (pro elementární řezání). [9]

$$F_c = K \cdot b \cdot h \quad [\text{N}] \quad (15)$$

b – šířka třísky [mm]

h – výška třísky [mm]

K – měrný řezný odpor [$\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}$]

Řezná síla je dána součinem měrného řezného odporu a objemu dřeva (přeměněného na třísky za 1 sekundu), který je podělený řeznou rychlostí (pro složité řezání). [9]

$$F_c = \frac{K \cdot b \cdot h \cdot u}{v_c} \quad [\text{N}] \quad (16)$$

v_c – řezná rychlost [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

K – měrný řezný odpor [$\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}$]

b – šířka třísky [mm]

h – výška třísky [mm]

u – posuv [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

6.4.2 Výpočet měrného řezného odporu

Pro výpočet měrného řezného odporu dřeva se užívá vztahů, které jsou experimentálně určeny pro různé modely řezání. Pro příklad uvádím vztahy pro výpočet technologicko-statistickou metodou.

Vztah pro výpočet měrného řezného odporu pro příčné, uzavřené řezání kotoučovou pilou nebo frézou podle [6]:

$$K = \frac{K^1}{u_z^{m_1} \cdot b^{n_1}} \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (17)$$

u_z – posuv na zub [mm]

b – šířka řezné spáry [mm]

K^1 , n_1 , m_1 – koeficienty (z tabulek, podle modelu řezání)

Vztah pro výpočet měrného řezného odporu pro podélné, uzavřené řezání kotoučovou pilou nebo frézou podle [6]:

a) pro borovici, břízu a dub

$$K = \frac{(1,1 \div 1,2) \cdot K_{d\varphi_2\delta}^1 \cdot k_v \cdot k_w \cdot k_\rho}{h^m} + \frac{\xi \cdot e}{b} \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (18)$$

nebo

$$K = (1,1 \div 1,2) \cdot K_{d\varphi_2\delta}^1 \cdot k_h \cdot k_v \cdot k_w \cdot k_\rho \cdot k_f \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (19)$$

b) pro ostatní dřeviny

$$K = \frac{(1,1 \div 1,2) \cdot K_{bor\varphi_2\delta}^1 \cdot k_d \cdot k_v \cdot k_w \cdot k_\rho}{h^m} + \frac{\xi \cdot e}{b} \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (20)$$

nebo

$$K = (1,1 \div 1,2) \cdot K_{bor\varphi_2\delta}^1 \cdot k_d \cdot k_h \cdot k_v \cdot k_w \cdot k_\rho \cdot k_f \quad [\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}] \quad (21)$$

$K_{d\varphi_2\delta}^1$ - jednotkový měrný řezný odpor [$\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}$]

k_v - opravný součinitel vlivu řezné rychlosti [-]

k_w - opravný součinitel vlivu vlhkosti [-]

k_ρ - opravný součinitel vlivu otupení ostří [-]

k_d - opravný součinitel vlivu dřeviny [-]

k_h - opravný součinitel vlivu tloušťky třísky [-]

k_f - opravný součinitel vlivu tření [-]

ξ - součinitel vyjadřující vliv způsobu úpravy zubů pilových kotoučů [-]

e - řezná výška [mm]

b - šířka řezné spáry [mm]

6.4.3 Výpočet řezného výkonu

Řezný výkon je definován jako součin řezné síly a řezné rychlosti. [9]

$$P_c = F_c \cdot v_c \quad [\text{N}] \quad (22)$$

v_c – řezná rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

F_c – řezná síla [N]

7 KONSTRUKČNÍ PRVKY ÚHLOVÝCH PIL

V případě konstrukčních prvků úhlových pil uvažujeme případ obrábění (řezání) pomocí pilového kotouče, se zaměřením na pohonnou jednotku.

Definice

Kombinovaná stolová kotoučová pila/spodní kotoučová pila pro příčné řezání – kotoučová pila s jedním pilovým kotoučem; vřetenou pilového kotouče má jednu stálou frekvenci otáčení; jednotka pily je umístěna pod podpěrou obrobku (stolem). [4]

Pohon stroje – silový mechanismus uskutečňující chod stroje [4]

7.1 Upínací zařízení pilového kotouče

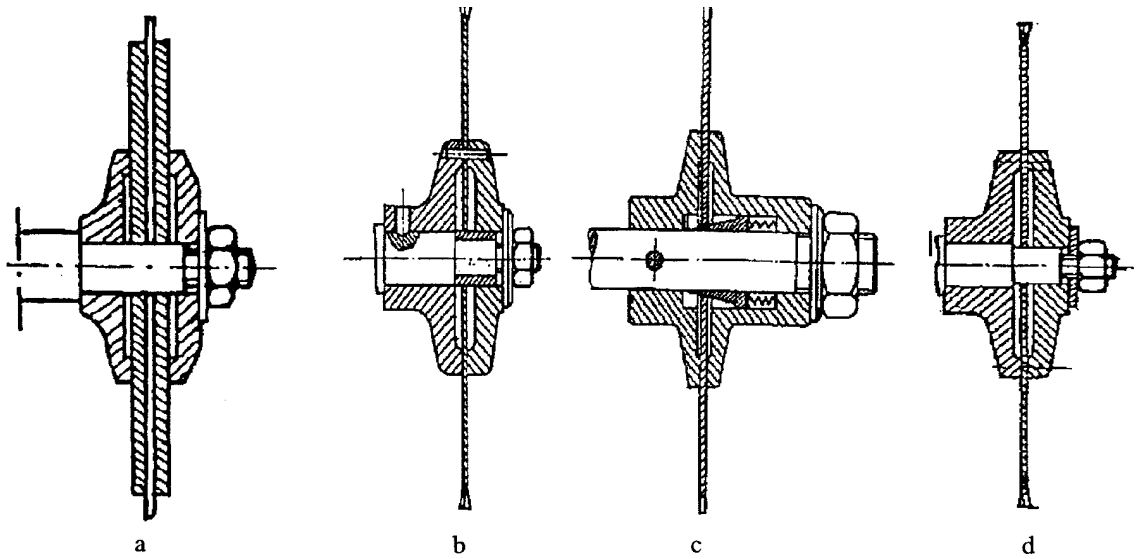
Kotoučová pila musí být opatřena přírubami pilového kotouče (nebo přírubou v případě pilových kotoučů, které jsou upevněny zapouštěnými šrouby). [4]

Způsoby upínání pilových kotoučů podle [10]:

- mezi příruby, bez protismykových kolíků (Obr. 22 a, c, d)
- mezi příruby, se zajišťovacím kolíkem proti přesmyknutí (Obr. 22 b)
- mezi příruby, s úpravou na snížení vibrací
- mezi příruby, se středícím pouzdrem a pružinou (Obr. 22 c)
- mezi příruby, s pojistnou talířovou pružinou
- bez přírub, mez vymežovací pouzdra
- bez přírub, na čelo hřídele

Hlavní funkce upínacích přírub podle [10]:

- a) přenos výkonu z pohonu na pilový kotouč a umožnění řezání (zabezpečení kotouče proti přesmyknutí – průměr přírub a sílu jejich přitlaku na kotouč je potřeba stanovit)
- b) omezení axiálního (příčného) kmitání kotouče



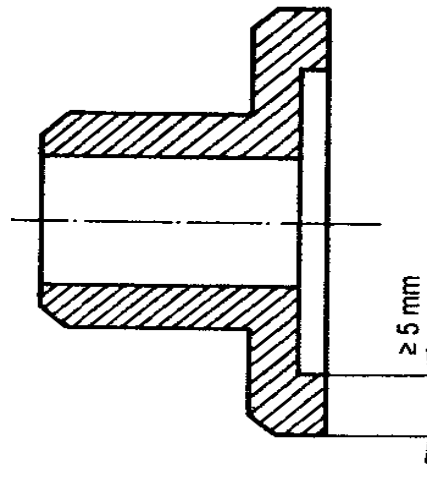
Obr. 22 – Způsoby upevnění pilových kotoučů

U pilových kotoučů s průměrem ≤ 450 mm, musí být průměr obou přírub (nebo příruby v případě pilových kotoučů, které jsou upevněny zapuštěnými šrouby) alespoň $D/4$ (kde D = průměr největšího pilového kotouče pro který je stroj konstruován).

U pilových kotoučů s průměrem > 450 mm, musí být průměr přírub (nebo příruby v případě pilových kotoučů, které jsou upevněny zapuštěnými šrouby) alespoň $D/6$, ale nesmí být menší než 115 mm.

Dosedací upínací plocha přírub na vnější části příruby, kromě příruby u pilových kotoučů upevněných zapuštěnými šrouby, musí mít šířku alespoň 5 mm a musí být směrem ke středu odlehčena (mezikružím).

Je-li stroj opatřen dvěma přírubami, musí být oba vnější průměry přírub v toleranci ± 1 mm. [10]



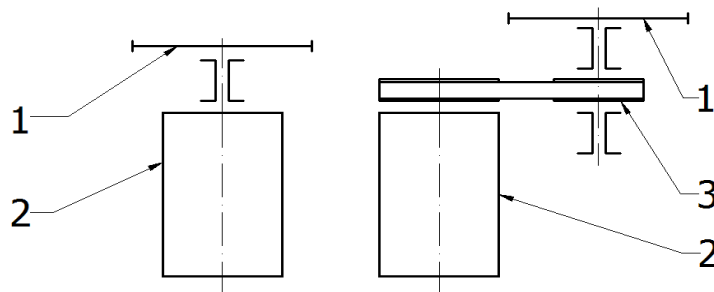
Obr. 23 – Detail příruby pilového kotouče

7.2 Zařízení snižující možnost nebo účinek vymrštění

Pro používání v režimu stolové kotoučové pily musí být stroj dodán s rozvírácím klímem/rozvíracími klíny, který odpovídá rozsahu pilových kotoučů, které jsou předpokládány pro používání se strojem tak, jak je uvedeno v návodu k používání. [10]

7.3 Pohon pilového kotouče

Pohon pilového kotouče je proveden tak, že nástroj je nasazen přímo na hřídel elektromotoru, nebo je pohon řešen pomocí převodu.



Obr. 24 – Schematické znázornění uchycení pilového kotouče

1 – pilový kotouč, 2 – elektromotor, 3 - převod

7.3.1 Převod pomocí řemene

Pro přenos rotačního pohybu z elektromotoru na vřeteno pilového kotouče se využívá převod pomocí řemene a řemenových kol.



a



b

Obr. 25 – Řemenice a řemeny pro přenos rotačního pohybu

a - ozubené řemenice a řemeny, b - klínové řemenice a řemeny

7.3.2 Pohony vřeten úhlových pil

Pro pohánění vřeten úhlových pil se používají třífázové asynchronní motory v různých provedeních, podle řešení uchycení ke stroji. Volba motorů a jejich výkonnostních parametrů se provádí na základě hodnot řezných výkonů, vypočtených podle řezných podmínek při procesu řezání (viz. předchozí kapitoly).



a



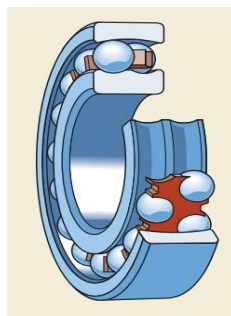
b

Obr. 26 – Třífázové asynchronní elektromotory

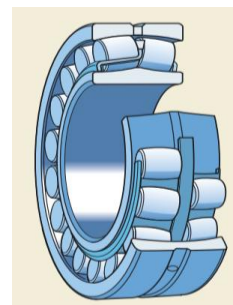
a – patkový elektromotor, b – přírubový elektromotor

7.4 Uložení vřetena úhlových pil

Hybné hřídele vřeten úhlových pil bývají uloženy v ložiskových domcích s valivými ložisky. Pro zkracovací pily, které provádí dělení materiálu pouze v jednom směru, se používají radiální kuličková ložiska. Při navrhování uložení vřeten úhlových pil, které provádějí různé šikmé řezy a dochází k naklánění vřetene, je potřeba respektovat zatížení jak v radiálním směru, tak i zatížení v axiálním směru. Pro tato uložení se používají nejčastěji soudečková naklápěcí ložiska, která navíc eliminují geometrické nepřesnosti souososti při výrobě ložiskových domků nebo vyrovnávají nesouosost při průhybu hřídele.



a



b

Obr. 27 – Valivá ložiska pro uložení hybné hřídele

a – naklápěcí kuličkové ložisko, b – soudečkové ložisko

7.5 Pohony pro posuv do řezu

Pohyb do řezu je přímočarý nebo křivočarý (po kruhovém oblouku). Pro pohyb vřetene pily s elektromotorem do řezu a zpět do výchozí polohy pod stolem, se používají lineární pneumatické motory.

Rozdělení pneumatických lineárních pohonů

Pneumatické válce různých konstrukcí a provedení, jsou nejrozšířenějšími prvky používanými k realizaci lineárního pohybu v různých průmyslových odvětvích. Většina konstrukcí vychází ze dvou základních provedení podle [19]:

- *jednočinné válce* – mají přívod stlačeného vzduchu pouze na jedné straně válce
- *dvojčinné válce* – mají přívod stlačeného vzduchu na obou koncích válce [19]

Jednočinné pneumatické válce

Síla vyvinutá tlakem vzduchu na plochu pístu jednočinného válce působí pouze v jednom směru. Podle provedení válce ji lze využít jako sílu tažnou nebo jako sílu tlačnou. Po přerušení přívodu stlačeného vzduchu do válce je pístnice vrácena do výchozí polohy silou pružiny. [19]

Dvojčinné pneumatické válce

Síla vyvinutá tlakem vzduchu na plochu pístu dvojčinného válce působí podle přívodu vzduchu střídavě v obou směrech pohybu pístu. Dvojčinné pneumatické válce se používají tam, kde mechanismus i při zpětném pohybu má vykonávat práci. Zdvih dvojčinných pneumatických válců je teoreticky omezen pouze s ohledem na průhyb a vzpěrnou délku pístnice. [19]

Při zasouvání pístnice vyvinou dvojčinné pneumatické válce menší sílu než při vysouvání, protože účinná plocha pístu je menší o plachou danou průměrem pístnice. [19]



Obr. 28 – Dvojjinný pneumatický válec

7.6 Prvky pro tlumení kinetické energie

Tlumení pružnými prvky

Pružiny a nárazníky z pružných materiálů (guma, plasty apod.) jsou prvky používané k tlumení kinetické energie. Přijatá kinetická energie je akumulována a při opačném pohybu opět předána tělesu. Tlumení s pružnými prvky je vhodné pro zařízení s menšími nároky na průběh tlumení kinetické energie. [19]

Tlumení kapalinou

Na počátku dráhy tlumiče proudí olej kanálem, jehož průřez lze ve většině případů regulovat. Náhlá změna průřezu, kterým protéká olej, zvýší tlak oleje. Na dráze několika milimetrů se kinetická energie absorbuje, což se projeví, kromě zvýšení tlaku, také zvýšením teploty oleje. Teplo se odvádí povrchem tlumiče do okolního prostředí. Při opačném pohybu vysune tlak oleje píst tlumiče do výchozí polohy. [19]

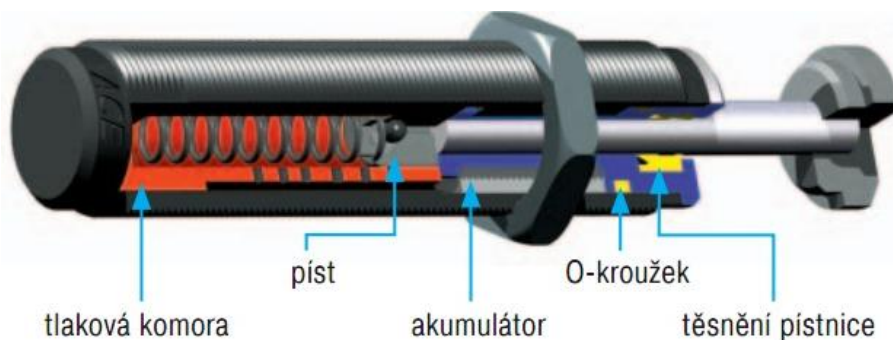
Tlumení vzduchem

Pneumatické tlumení bývá většinou nedílnou součástí pneumatických válců a kyvných pohonů. Protože vzduch je stlačitelný, tlumí se kinetická energie pouze před koncem zdvihu

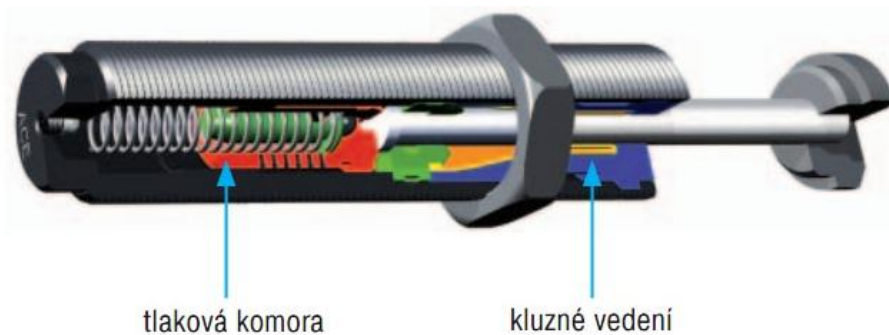
pístu válce. Vzduch je stlačen v malém prostoru na velmi vysoký tlak a může akumulovanou energií působit proti pohybu pístu, který rozkmitá. Teplo, vzniklé zvýšením tlaku vzduchu se odvádí materiálem vík válců do okolního prostředí. [19]

Hydraulické tlumiče

Tyto tlumiče absorbují kinetickou energii rovnoměrně v celé délce zdvihu tlumiče. Průmyslové tlumiče vyvinou podstatně menší sílu pro zastavení tělesa, než běžné tlumicí prvky. Kinetická energie se v nich mění na energii tepelnou. Současně s tlumením kinetické energie se rovnoměrně snižuje rychlost pohybu pístu tlumiče až do jeho úplného zastavení. Tento způsob tlumení kinetické energie lze označit jako optimální. [19]



Obr. 29 – Miniaturní hydraulický tlumič rázů



Obr. 30 – Hydraulický tlumič rázů pro větší nároky

7.7 Vodící prvky pohonných jednotek

V případě kyvných mechanismů pro pohyb pilového kotouče do řezu se užívá uložení pomocí valivých ložisek (křivočarý pohyb – kruhová dráha). V případě přímočarého pohybu do řezu je vedení zajištěno pomocí vodících prvků, jako jsou např. lineární vedení nebo vodící tyče s kuličkovými pouzdry.



Obr. 31 – Válečkové lineární vedení HIWIN



Obr. 32 – Kuličkové pouzdro (z obou stran utěsněné)

Při výběru lineárního vedení je potřeba stanovit výpočtem dynamické ekvivalentní zatížení a z něj pak následně vypočítat dobu životnosti. Způsoby výpočtu doby životnosti uvádějí jednotliví výrobci na svých internetových stránkách nebo v katalogích.

Výpočet doby životnosti L_h :

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P} \right)^3 \cdot \frac{50000}{v \cdot 60} \quad [\text{hod.}] \quad (23)$$

C_{dyn} – dynamická únosnost [N]

P – dynamické ekvivalentní zatížení [N]

v – rychlost [$\text{m}\cdot\text{min}^{-1}$]

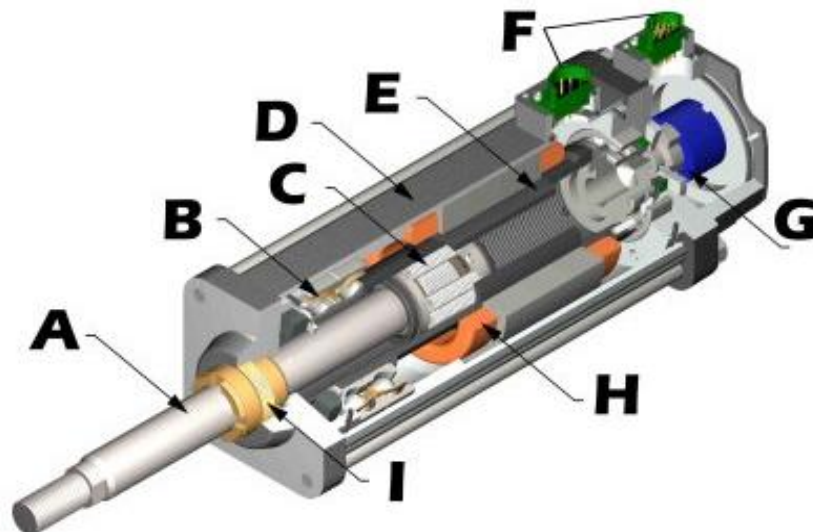
7.8 Pohony pro přesné polohování

Polohování jednotlivých částí úhlových pil musí být co nejpřesnější. Pro tuto činnost se používají rotační nebo lineární servomotory. Řízení servomotoru zajišťuje řídicí jednotka (servoměnič), na kterém lze regulovat hodnoty parametrů servomotoru (otáčky, rychlost).



Obr. 33 – Servomotory

a – rotační servomotor (Servo-Drive), b – lineární aktuátor LAN 5 (Hiwin), c – lineární aktuátor LAS 4 (Hiwin)



Obr. 34 – Lineární servoaktuátor GSM (Servo-Drive)

A – pochromovaná výstupní tyč, B – předepnuté úhlové kontaktní ložisko, C – invertovaný válečkový šroub, D - epoxidované hliní-

kové pouzdro, E – permanentní magnety, F – otočné konektory, G – snímač polohy, H – střídavý bezkartáčový servomotor, I – těsnění výstupní tyče

7.9 Snímání polohy a bezpečnostní ochranné prvky

Při změně polohy pohyblivých částí strojů je nutné zjišťovat jejich aktuální polohu. A to jak z hlediska odměřování přesné polohy, tak z hlediska bezpečnostního. Pro příklad uvádím některé druhy snímačů polohy a bezpečnostních prvků.

Indukční snímače

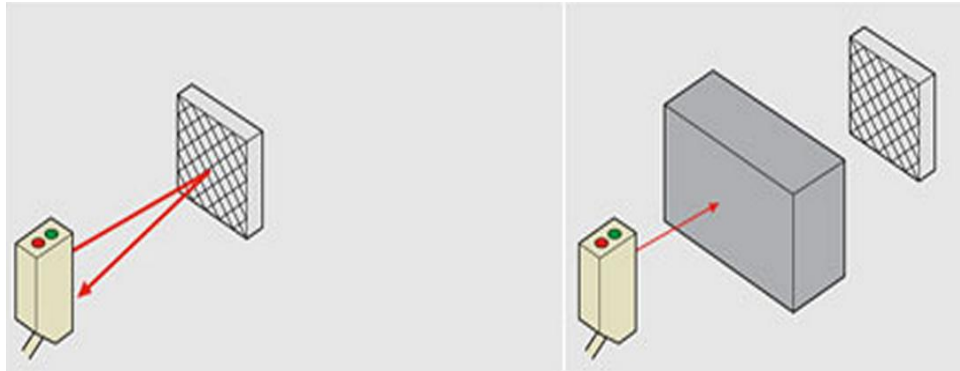
Princip snímání pomocí elektromagnetických detekčních prvků je založen na elektromagnetických vlastnostech snímaných předmětů. Jsou určeny pro snímání kovových prvků.



Obr. 35 – Indukční válcové snímače

Fotoelektrické snímače

Zjednodušené vysvětlení principu snímání fotoelektrickými snímači: Vysílač vyše světelný paprsek, který se odrazí od odrazového skla a vrátí se zpět do vysílače. Pokud se v dráze paprsku objeví snímaný předmět, přeruší paprsek a snímač detekuje přítomnost snímaného prvku.



Obr. 36 – Princip snímání fotoelektrickým snímačem

Bezpečnostní koncové spínače

Princip snímání je založen na mechanickém kontaktu snímaného předmětu a bezpečnostního spínače. Snímaný předmět svým pohybem vychýlí otočnou páku hlavice bezpečnostního spínače o určitý úhel, dojde k sepnutí spínače a vyslání signálu do řídicí jednotky.

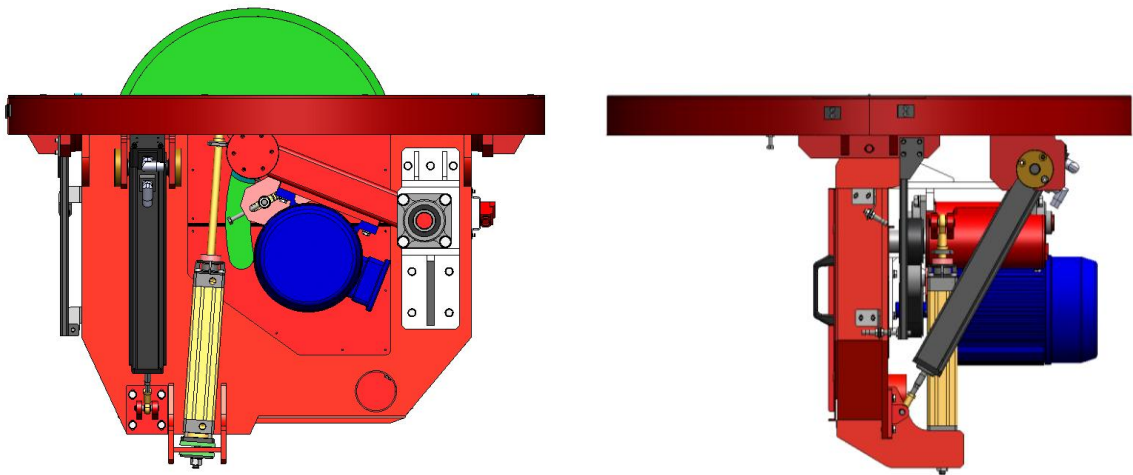


Obr. 37 – Bezpečnostní koncový spínač D4N (Omron)

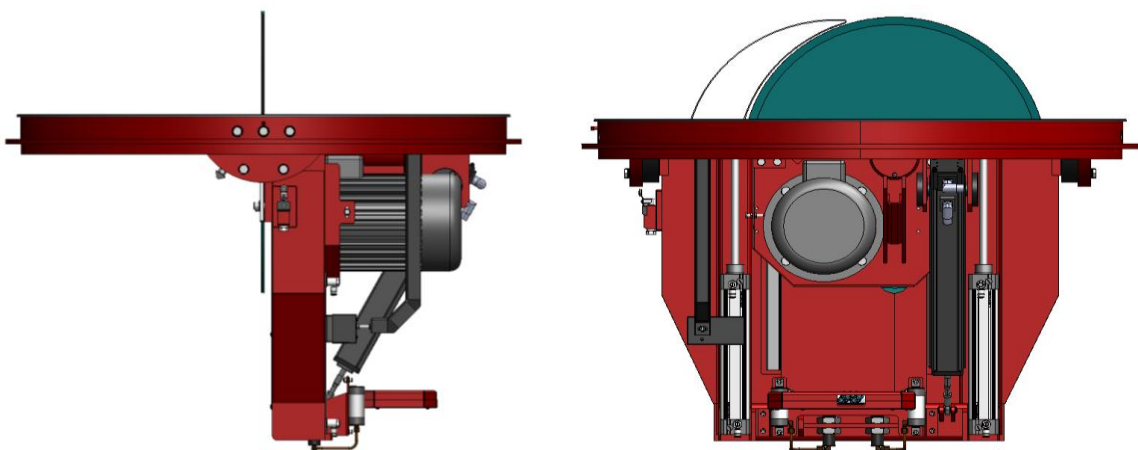
8 VARIANTY POHONNÉ JEDNOTKY

Návrh pohonné jednotky zkracovací pily byl proveden ve dvou variantách. První varianta je, že dráha pohybu pilového kotouče do řezu je křivočará (pohyb po kruhové dráze – kyvný mechanismus). Druhá varianta je založena na principu přímočarého pohybu pilového kotouče do řezu.

Varianta č. 1 – Kyvný mechanismu



Varianta č. 2 – Vedení do řezu přímočaře



Obr. 38 – Varianty pohonné jednotky

Varianta č. 1 – Kyvný mechanismu

Výhody:

- použití pouze jednoho pneumatického válce pro pohon
- při zdvihání kyvného ramena není potřeba vyvíjet takovou sílu jako pro zdvižení celého vozíku (ve srovnání s variantou č. 2)

Nevýhody:

- malá délka zdvihu vlivem omezených zástavbových rozměrů (krátké rameno)
- použití menšího pilového kotouče
- nevhodné rozložení hmotnosti pro naklápění kotouče
- při podélném rozřezávání odtlačující síla zatěžuje pneumatický pohon

Varianta č. 2 – Vedení do řezu přímočaře

Výhody:

- použití většího pilového kotouče
- při podélném rozřezávání odtlačující síla nezatěžuje pneumatický pohon, ale lineární vedení

Nevýhody:

- použití dvou pneumatických válců (dražší provedení)
- zdvihání celého pojezdu → větší nároky na výkon pneumatického válce → větší nároky na tlumení kinetické energie

Jako výhodnější a jediné řešení pro další konstrukční řešení volím variantu č. 2 – Vedení do řezu přímočaře.

II. PRAKTICKÁ ČÁST

9 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Cílem této diplomové práce je návrh pohonné jednotky zkracovací pily s natáčecím a naklápěcím kotoučem dle zadání. Na základě vypočtených hodnot veličin řezného procesu navrhnout převod pro přenos rotačního pohybu z hřídele motoru na hřídel vřetena, navrhnout systém pro pohyb pilového kotouče do řezu a systém pro naklopení a natočení kotouče.

10 DIMENZOVÁNÍ VŘETENA POHONNÉ JEDNOTKY

10.1 Návrh řezného nástroje – pilového kotouče

Určení posuvu na zub:

Pro příčné řezání, měkké dřevo podle [15]:

$s_z = 0,1 \dots \dots \dots$ z důvodu příliš velkého řezného výkonu volím $s_z = 0,1 \text{ mm}$

Výpočet tloušťky zubů:

$$s_{ZUB} = 0,004 \cdot D_{KOT} + 1$$

$$s_{ZUB} = 0,004 \cdot 750 + 1 = \underline{\underline{3,8 \text{ mm}}}$$

D_{KOT} – průměr pilového kotouče [mm]

Výpočet rozteče zubů:

$$t = (8 \text{ až } 10) \cdot s_{ZUB}$$

$$t = 8 \cdot 4 = \underline{\underline{32 \text{ mm}}}$$

s_{ZUB} – tloušťka pilového kotouče [mm]

Výpočet počtu zubů:

$$z = \frac{\pi \cdot D_{KOT}}{t}$$

$$z = \frac{\pi \cdot 750}{32} = 73,6 = \underline{\underline{74}}$$

D_{KOT} – průměr pilového kotouče [mm]

Výpočet výšky zubu:

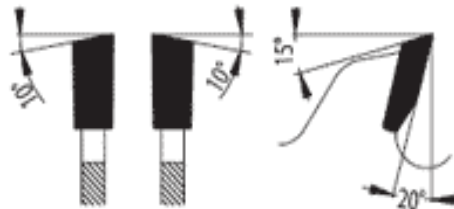
$$h = 0,6 \cdot t$$

$$h = 0,6 \cdot 32 = \underline{\underline{19,2 \text{ mm}}}$$

t – rozteč zubů pilového kotouče [mm]

Z vypočtených hodnot volím univerzální pilový kotouč pro příčné pokosové a úkosové řezání podle katalogu firmy PILANA s.r.o.

Pilový kotouč	Univerzální pilový kotouč - rozvedené zuby, SK
Průměr kotouče	$D_{KOT} = 750 \text{ mm}$
Šířka zubu kotouče	$b = 6,5 \text{ mm}$
Tloušťka kotouče	4 mm
Upínací otvor	průměr 50 mm
Počet zubů	$z = 74$



Obr. 39 – Geometrie zubu nástroje

10.2 Návrh upínací příruby

Podle literatury [4]:

$$D_{PRIRUBY} = \frac{D_{KOT}}{6}$$

$$D_{PRIRUBY} = \frac{D_{KOT}}{6} = \underline{\underline{125 \text{ mm}}}$$

Průměr upínací příruby volím $D_{PŘIRUBY} = 150$ mm, z důvodu zajištění stability velkého průměru pilového kotouče.

10.3 Stanovení řezných podmínek a dimenzování pohonu

Návrh otáček pilového kotouče v závislosti na řezné rychlosti:

V zadání DP byl stanoven požadavek na rozsah řezné rychlosti $v_c = 82 - 85$ m.s⁻¹. Po konzultaci s doc. Kopeckým (MENDELU v Brně) jsem upravil rozsah řezné rychlosti na $v_c = 80 - 85$ m.s⁻¹.

Pro řeznou rychlost $v_c = 80$ m.s⁻¹ podle [15]

$$n_{KOT} = 2040 \text{ min}^{-1}$$

Podle návrhu řemenového převodu a výpočtu skutečných otáček pilového kotouče volím:

$$n_{KOT} = 2075 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet řezné rychlosti:

$$v_c = \frac{D_{KOT} \cdot \pi \cdot n_{KOT}}{1000 \cdot 60}$$

$$v_c = \frac{750 \cdot \pi \cdot 2075}{1000 \cdot 60} = \underline{\underline{81,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Výpočet posuvu:

$$s = \frac{s_z \cdot n_{KOT} \cdot z}{1000}$$

$$s = \frac{0,1 \cdot 2075 \cdot 74}{1000} = \underline{\underline{15,4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}}}$$

s_z – posuv na zub [mm]

n_{KOT} – otáčky pilového kotouče [min⁻¹]

z – počet zubů pilového kotouče [-]

A) Výpočet měrného řezného odporu pro příčné řezání - zkracování:

Výpočet pro příčné řezání kotoučovou pilou podle [6]:

$$K = \frac{K_1}{s_z^{m_1} \cdot b^{n_1}}$$

$$K = \frac{7,7}{0,1^{0,15} \cdot 6,5^{0,5}} = \underline{\underline{4,27 \text{ daN} \cdot \text{mm}^{-2}}}$$

s_z – posuv na zub [mm]

b – šířka zubu [mm]

Tab. 2 – Režim řezání podle A. A. Smirnovova [6]

Dřevina	K_1	m_1	n_1
Borovice	7,7	0,15	0,5
Dub	14	0,15	0,35

Výpočet řezné síly:

$$F_c = \frac{K \cdot b \cdot e \cdot s}{60 \cdot v_c}$$

$$F_c = \frac{42,7 \cdot 6,5 \cdot 200 \cdot 15,4}{60 \cdot 81,5} = \underline{\underline{174,8 \text{ N}}}$$

K – měrný řezný odpor [MPa]

b – šířka zubu kotouče [mm]

e – řezná výška [mm]

s – posuv [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

v_c – řezná rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Výpočet řezného výkonu:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{1000}$$

$$P_c = \frac{174,8 \cdot 81,5}{1000} = \underline{\underline{14,25 \text{ kW}}}$$

F_c – řezná síla [N]

v_c – řezná rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Volím trojfázový asynchronní motor **132Me-15kW-2930** (C.M.E)

B) Výpočet měrného řezného odporu pro podélné řezání – rozmitání:

Zadané hodnoty:

Model řezání: hlavní ostří – podélně-čelní

$\delta = 75^\circ$... úhel řezu ($90^\circ - \gamma = 90^\circ - 15^\circ = 75^\circ$)

$\varphi_2 = 90^\circ$... úhel přerézávání vláken (mění se: $0 < \varphi_2 < 90^\circ$)

$w = 15 - 20 \%$ vlhkost materiálu

$$K = (1,1 \div 1,2) \cdot K_{d\varphi_2\delta}^1 \cdot k_h \cdot k_v \cdot k_w \cdot k_\rho \cdot k_f$$

$$K = 1,1 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 0,95 \cdot 1,27 \cdot 1,05 = \underline{\underline{6,96 \text{ daN} \cdot \text{mm}^{-2}}}$$

$K_{d\varphi_2\delta}^1$ - jednotkový měrný řezný odpor [$\text{daN} \cdot \text{mm}^{-2}$]

k_v – opravný součinitel vlivu řezné rychlosti [-]

k_w – opravný součinitel vlivu vlhkosti [-]

k_ρ – opravný součinitel vlivu otupení ostří [-]

k_d – opravný součinitel vlivu dřeviny [-]

k_h – opravný součinitel vlivu tloušťky třísky [-]

k_f – opravný součinitel vlivu tření [-]

Výpočet řezné síly:

$$F_c = \frac{K \cdot b \cdot e \cdot s}{60 \cdot v_c}$$

$$F_c = \frac{69,6 \cdot 6,5 \cdot 200 \cdot 15,4}{60 \cdot 81,5} = \underline{\underline{285 \text{ N}}}$$

K – měrný řezný odpor [MPa]

b – šířka zubu kotouče [mm]

e – řezná výška [mm]

s – posuv [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

v_c – řezná rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Výpočet řezného výkonu:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{1000}$$

$$P_c = \frac{285 \cdot 81,5}{1000} = \underline{\underline{23,2 \text{ kW}}}$$

Pro navržený motor je řezný výkon příliš velký. Proto je potřeba pro rozmítání snížit hodnotu posuvu na $s = 9,5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

Výpočet řezné síly:

$$F_c = \frac{K \cdot b \cdot e \cdot s}{60 \cdot v_c}$$

$$F_c = \frac{69,6 \cdot 6,5 \cdot 200 \cdot 9,5}{60 \cdot 81,5} = \underline{\underline{175,8 \text{ N}}}$$

K – měrný řezný odpor [MPa]

b – šířka zubu kotouče [mm]

e – řezná výška [mm]

s – posuv [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

v_c – řezná rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Výpočet řezného výkonu:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{1000}$$

$$P_c = \frac{175,8 \cdot 81,5}{1000} = \underline{\underline{14,3 \text{ kW}}}$$

10.4 Přenos rotačního pohybu mezi pohonem a vřetenem

Přenos rotačního pohybu mezi pohonem a vřetenem bude uskutečněn pomocí řemenového převodu ozubeným řemenem.

Přenášený výkon:

$$P_c = 15 \text{ kW}$$

Otáčky motoru:

$$n_1 = 2930 \text{ min}^{-1} = 48,7 \text{ s}^{-1}$$

Požadované otáčky (otáčky vřetene):

$$n_2 = 2040 \text{ min}^{-1} = 37,7 \text{ s}^{-1}$$

Vzdálenost os volím:

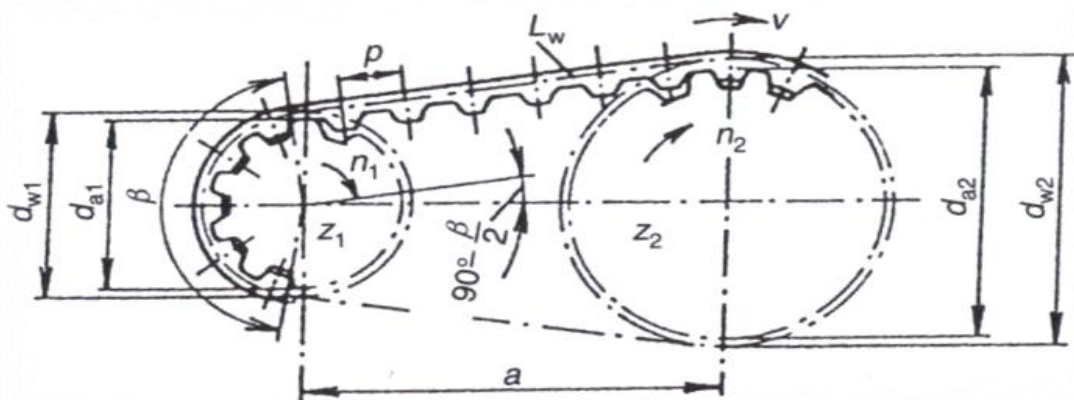
$$a_1 = 255 \text{ mm}$$

Typ ozubeného řemene:

HTD 8M 50

Rozteč zubů:

$$p = 8 \text{ mm}$$



Obr. 40 – Převod ozubeným řemenem

10.4.1 Výpočet rozměrů řemenic a návrh řemene

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

$$i = \frac{2930}{2040} = \underline{\underline{1,44}}$$

Počet zubů malé řemenice:

volím $z_1 = 34$

Počet zubů velké řemenice:

$$z_2 = i \cdot z_1$$

$$z_2 = 1,44 \cdot 34 = 48,96 \rightarrow \underline{\underline{48}}$$

Roztečný průměr malé řemenice:

$$d_{w1} = \frac{z_1 \cdot p}{\pi}$$

$$d_{w1} = \frac{34 \cdot 8}{\pi} = \underline{\underline{86,58 \text{ mm}}}$$

Roztečný průměr velké řemenice:

$$d_{w2} = \frac{z_2 \cdot p}{\pi}$$

$$d_{w2} = \frac{48 \cdot 8}{\pi} = \underline{\underline{122,23 \text{ mm}}}$$

Teoretická délka řemene:

$$L_{wt} = \frac{2 \cdot a_1 + 1,57 \cdot (d_{w1} + d_{w2}) + (d_{w2} - d_{w1})^2}{4 \cdot a_1}$$

$$L_{wt} = \frac{2 \cdot 255 + 1,57 \cdot (86,58 + 122,23) + (122,23 - 86,58)^2}{4 \cdot 255} = \underline{\underline{839,08 \text{ mm}}}$$

Na základě vypočítaných hodnot volím z katalogu podle [16]:

malá řemenice TL 34-8M-50, velká řemenice TL 48-8M-50

řemen HTD 920-8M-50

Skutečná osová vzdálenost řemenic:

$$K = \frac{L_w}{4} - 0,393 \cdot (d_{w1} + d_{w2})$$

$$K = \frac{960}{4} - 0,393 \cdot (86,58 + 122,23) = \underline{\underline{137,94}}$$

$$a = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{8}}$$

$$a = 137,94 + \sqrt{137,94^2 - \frac{(122,23 - 86,58)^2}{8}} = \underline{\underline{275,3 \text{ mm}}}$$

Úhel opásání malé řemenice:

$$\beta \approx 180^\circ - 60^\circ \frac{d_{w2} - d_{w1}}{a}$$

$$\beta \approx 180^\circ - 60^\circ \frac{122,23 - 86,58}{275,3} = 165^\circ$$

Obvodová rychlost:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,08658 \cdot 2930}{60} = \frac{\pi \cdot 0,12223 \cdot 2040}{60} = \underline{\underline{13,06 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Obvodová síla v řemeni:

$$F = \frac{P}{v}$$

$$F = \frac{15000}{13,06} = \underline{\underline{1149,69 \text{ N}}}$$

Pracovní předpětí řemene:

$$F_u = (1,5 \text{ až } 2) \cdot F$$

$$F_u = 1,5 \cdot 1149,69 = \underline{\underline{1725 \text{ N}}}$$

Výpočet skutečných otáček pilového kotouče:

$$n_{KOT} = \frac{z_1}{z_2} \cdot n_1$$

$$n_{KOT} = \frac{34}{48} \cdot 2930 = \underline{\underline{2075 \text{ min}^{-1}}}$$

10.5 Dimenzování hybné hřídele vřetena a návrh ložisek

10.5.1 Předběžný návrh průměru hřídele

Výpočet přenášeného kroutícího momentu podle [17]:

$$M_k = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$M_k = \frac{15000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2075} = \underline{\underline{69,03 \text{ Nm}}}$$

Návrh průměru hřídele z pevnostní podmínky namáhání v krutu podle [17]:

$$\tau \leq \tau_D$$

$$\frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_D$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \leq \tau_D$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 69030}{\pi \cdot 96,2}} = \underline{\underline{15,4 \text{ mm}}}$$

Z důvodu předpokladu letmého uchycení pilového kotouče a řemenice volím $d = 50 \text{ mm}$

Dovolené napětí v krutu určíme ze vztahu podle [17]:

$$\tau_D = \frac{\tau_{kt}}{k_e} = \frac{0,577 \cdot R_e}{k_e}$$

$$\tau_D = \frac{0,577 \cdot 250}{1,5} = \underline{\underline{96,2 \text{ MPa}}}$$

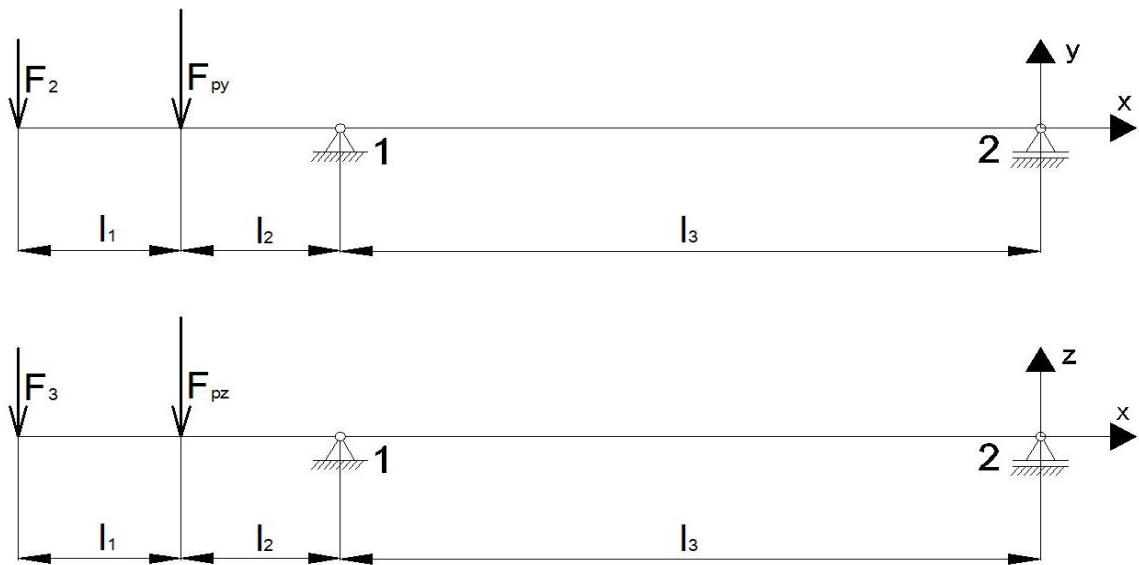
R_e – mez kluzu [MPa] volím $R_e=250 \text{ MPa}$ (11 500) podle [17]

k_e – koeficient bezpečnosti [-] volím $k_e = 1,5$

10.5.2 Dimenzování hybné hřídele vřetena

Hřídel bude namáhána na ohyb obvodovou silou řemenového převodu F_p , silou působící proti posuvu při podélném řezání F_3 a silou působící proti posuvu při příčném řezání F_2 .

Na krut bude hřídel namáhána přenášeným kroutícím momentem M_k .



Obr. 41 – Zatížení hřídele vřetena

Výpočet složek síly F_p :

$$F_{py} = F_p \cdot \sin \varphi = 1725 \cdot \sin 43^\circ = \underline{1078,5 \text{ N}}$$

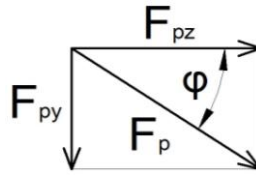
$$F_{pz} = F_p \cdot \cos \varphi = 1725 \cdot \cos 43^\circ = \underline{1346,2 \text{ N}}$$

F_p – síla zatěžující hřídel obvodovou silou řemenu [N]

F_{pz} – složka síly F_p v ose xz [N]

F_{py} – složka síly F_p v ose xy [N]

φ – úhel svírající obvodová síla řemenu s rovinou xz [°]



Obr. 42 – Rozklad
zatěžující síly

Výpočet reakcí v podporách, rovina xy :

$$\boxed{\sum M_{i_y} = 0}$$

k bodu 1: $\curvearrowright + M$

$$-F_2 \cdot (l_1 + l_2) - F_{py} \cdot l_2 - F_{RY2} \cdot l_3 = 0$$

$$F_{RY2} = -\frac{F_2 \cdot (l_1 + l_2) + F_{py} \cdot l_2}{l_3} = -\frac{350 \cdot (64 + 61,5) + 1078,5 \cdot 61,5}{273} = \underline{\underline{-403,8 \text{ N}}}$$

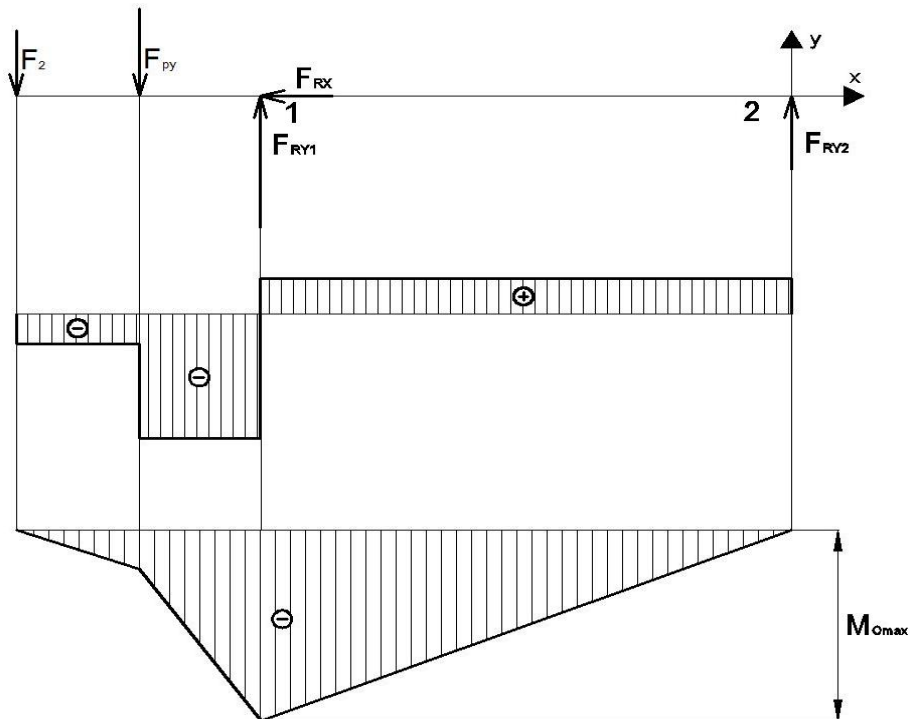
k bodu 2: $\curvearrowright + M$

$$-F_2 \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{py} \cdot (l_2 + l_3) + F_{RY1} \cdot l_3 = 0$$

$$F_{RY1} = \frac{F_2 \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{py} \cdot (l_2 + l_3)}{l_3} = \frac{350 \cdot (64 + 61,5 + 273) + 1078,5 \cdot (61,5 + 273)}{273} = \underline{\underline{1832,4 \text{ N}}}$$

$$\boxed{\sum F_{i_x} = 0}$$

$$F_{RX} = \underline{\underline{0}}$$



Obr. 43 – Průběh momentů a posouvajících sil v rovině xy

Výpočet reakcí v podporách, rovina xz:

$$\boxed{\sum M_{iz} = 0}$$

k bodu 1: $\uparrow + M$

$$-F_3 \cdot (l_1 + l_2) - F_{pz} \cdot l_2 - F_{RZ2} \cdot l_3 = 0$$

$$F_{RZ2} = -\frac{F_3 \cdot (l_1 + l_2) + F_{pz} \cdot l_2}{l_3} = -\frac{350 \cdot (64 + 61,5) + 1346,2 \cdot 61,5}{273} = \underline{\underline{-464,2 \text{ N}}}$$

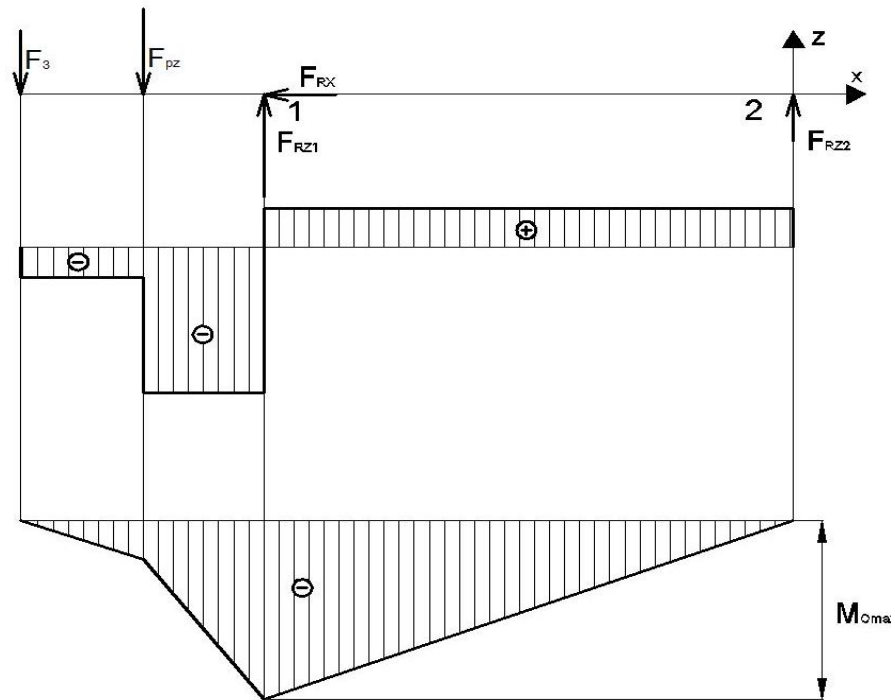
k bodu 2: $\uparrow + M$

$$-F_3 \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{pz} \cdot (l_2 + l_3) + F_{RZ1} \cdot l_3 = 0$$

$$F_{RZ1} = \frac{F_3 \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{pz} \cdot (l_2 + l_3)}{l_3} = \frac{350 \cdot (64 + 61,5 + 273) + 1346,2 \cdot (61,5 + 273)}{273} = \underline{\underline{2160 \text{ N}}}$$

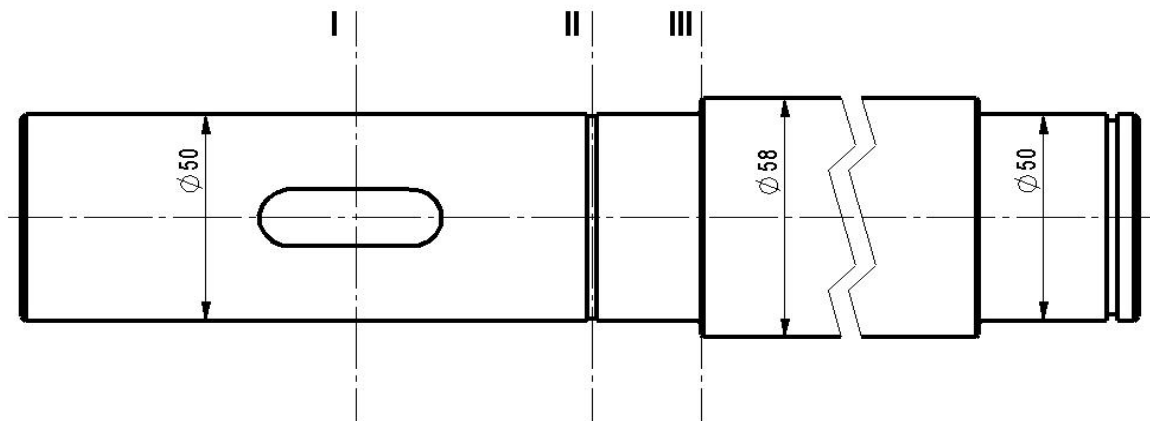
$$\boxed{\sum F_{ix} = 0}$$

$$F_{RX} = \underline{\underline{0}}$$



Obr. 44 – Průběh momentů a posouvajících sil v rovině xz

Dimenzování a kontrola hřídele včetně byla provedena v programu MitCalc. Návrh hřídele, kontrola statické i dynamické bezpečnosti uvádím v Příloze I této diplomové práce.



Obr. 45 – Nebezpečné průřezy hřídele

Výpočet nebezpečných průřezů podle [25]:

Průřez I

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o\max}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_k)^2} = \underline{\underline{4,8 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{red} \cdot \beta_\sigma = 4,8 \cdot 1,38 = \underline{\underline{6,6 \text{ MPa}}}$$

$$k_{1\sigma} = \frac{\sigma_D \cdot \chi_\sigma}{\sigma_1} = \frac{230 \cdot 0,84}{6,6} = \underline{\underline{29,3}}$$

Průřez II

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o\max}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_k)^2} = \underline{\underline{11,57 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{red} \cdot \beta_\sigma = 11,57 \cdot 1,77 = \underline{\underline{20,5 \text{ MPa}}}$$

$$k_{2\sigma} = \frac{\sigma_D \cdot \chi_\sigma}{\sigma_2} = \frac{230 \cdot 0,84}{20,5} = \underline{\underline{9,4}}$$

Průřez III

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o\max}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_k)^2} = \underline{\underline{8,3 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{red} \cdot \beta_\sigma = 8,3 \cdot 1,7 = \underline{\underline{14,11 \text{ MPa}}}$$

$$k_{3\sigma} = \frac{\sigma_D \cdot \chi_\sigma}{\sigma_3} = \frac{230 \cdot 0,84}{14,11} = \underline{\underline{13,7}}$$

σ_{red} – kombinovaná pevnost v ohybu (odečteno z výsledků MitCalc) [MPa]

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – napětí v jednotlivých průřezích ovlivněno vrubovým součinitelem [MPa]

β_σ – vrubový součinitel

k_σ – bezpečnost průřezu

Průhyb hřídele:

$$y = \frac{\partial W}{\partial F} = \int_0^l \frac{M_0 \cdot (\partial M / \partial F)}{E \cdot I} dx \leq y_D$$

Hodnota maximálního průhybu $y = 0,0315$ mm odečtena z výsledků výpočtu v programu MitCalc.

Kontrola pro hřídele obráběcích strojů:

$$y_D = 0,0002 \cdot l_1 = 0,0002 \cdot 243 = \underline{\underline{0,049 \text{ mm} \geq 0,032 \text{ mm}}}$$

y – maximální průhyb hřídele [mm]

y_D – dovolený průhyb hřídele [mm]

W – přetvárná (deformační) práce

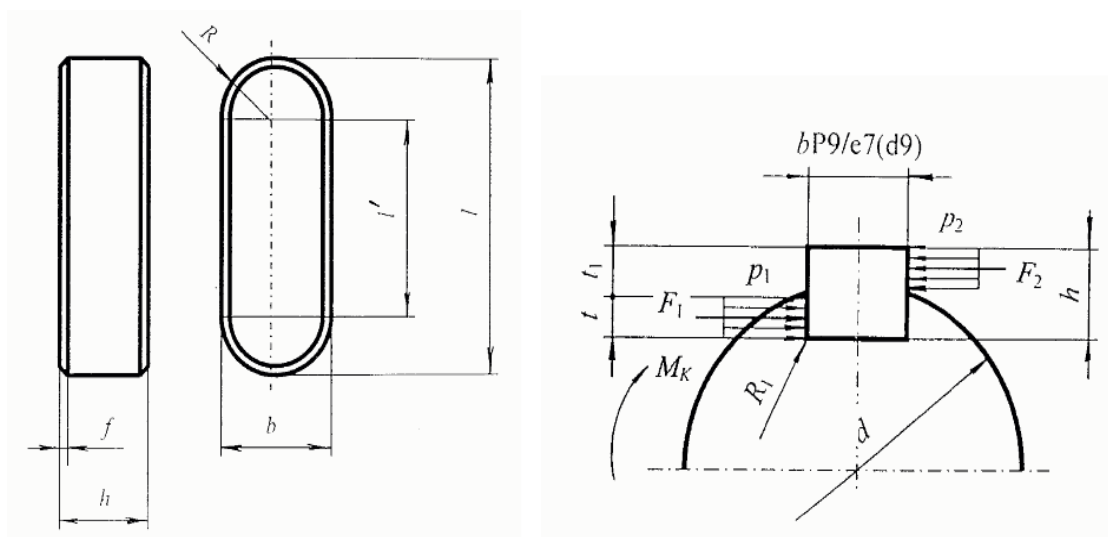
M_o – ohybový moment [Nmm]

E – modul pružnosti v tahu [MPa]

I – kvadratický moment průřezu [mm⁴]

10.5.3 Návrh perového spoje a kontrola na otláčení

Výpočty provedeny podle literatury [17].



Obr. 46 – Spoj pomocí těsného pera

Podle průměru hřídele $d = 50 \text{ mm}$ volím PERO 14 x 10 ČSN 02 2562.

Při pevnostním výpočtu předpokládáme, že tlaky p_1 a p_2 jsou rozloženy na kontaktních plochách rovnoměrně. Poněvadž v náboji je otláčovaná jen přímá část boku pera délky l' , je $p_2 > p_1$.

Z kontroly tlaku p_2 určíme účinnou délku pera. [17]

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_D$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{2580}{90 \cdot 3,5} = \underline{\underline{8,2\text{mm}}}$$

kde sílu F_2 vypočtu ze vztahu:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{69030}{\frac{50}{2} + \frac{3,5}{2}} = \underline{\underline{2580\text{N}}}$$

Potřebná délka pera:

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 8,2 + 14 = \underline{\underline{22,2\text{mm}}}$$

Volím nejbližší normalizovanou délku pera $l = 40\text{ mm}$

Kontrola tlaku p_1 :

$$p_1 = \frac{F_1}{l \cdot t} \leq p_D$$

$$p_1 = \frac{3102}{40 \cdot 3,5} = \underline{\underline{22,15\text{MPa} \leq 90\text{MPa}}}$$

kde

$$F_1 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{69030}{\frac{50}{2} - \frac{5,5}{2}} = \underline{\underline{3102\text{N}}}$$

Pro daný spoj hřídele s nábojem navrhuji **PERO 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562**.

10.5.4 Návrh a kontrola ložisek

Kontrola ložisek byla provedena v programu MitCalc.

Celkové radiální zatížení ložisek:

Ložisko 1:

$$F_{R1} = \sqrt{F_{RY1}^2 + F_{RZ1}^2} = \sqrt{1832,4^2 + 2160^2} = \underline{\underline{2832,54 \text{ N}}}$$

Ložisko 2:

$$F_{R2} = \sqrt{F_{RY2}^2 + F_{RZ2}^2} = \sqrt{(-403,8)^2 + (-464,2)^2} = \underline{\underline{446,5 \text{ N}}}$$

Celkovým axiálním zatížením ložisek je síla $F_x = 310 \text{ N}$ (zatížení hmotností komponent uchycených na hřídeli a samotnou hmotností hřídele), která působí na ložisko 1. Pro kontrolu ložiska a výpočet doby životnosti volím ložisko 1 s vyšším zatížením.

Zadané hodnoty:

Otáčky:	$n = 2075 \text{ min}^{-1}$
Zatěžující radiální síla:	$F_r = F_{R1} = 2833 \text{ N}$
Zatěžující axiální síla:	$F_a = F_x = 310 \text{ N}$

Požadované parametry:

Požadovaná trvanlivost:	$L_{10h} = 45000 \text{ h}$
Součinitel statické bezpečnosti:	$s_0 = 2,5$

Výsledné hodnoty:

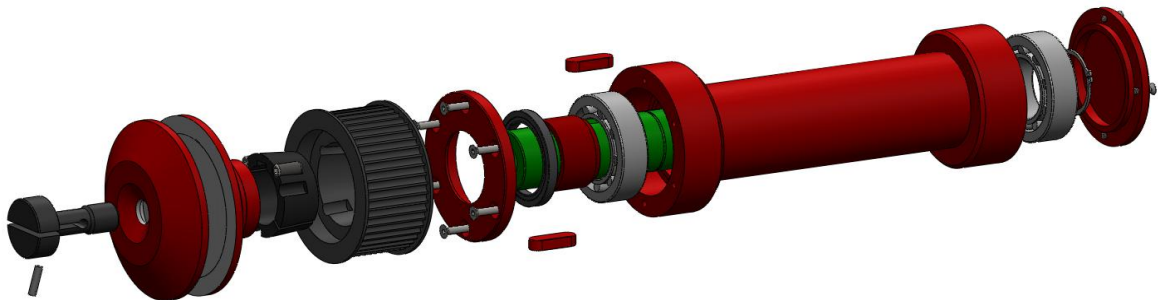
Dynamické ekvivalentní zatížení:	$P_r = XF_r + YF_a = \underline{\underline{4441,2 \text{ N}}}$
Statické ekvivalentní zatížení:	$P_{0r} = X_0F_r + Y_0F_a = \underline{\underline{4441,2 \text{ N}}}$
Součinitel statické bezpečnosti:	$s_0 = \underline{\underline{15,1}} > 2,5 \dots \text{ VYHOVUJE!}$

Základní trvanlivost:
$$L_{10h} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}} = \underline{\underline{64594 h}} > 45000 h \dots \text{VYHOVUJE!}$$

X, F, X_0, Y_0 – koeficienty závislé na druhu ložiska

C_r – základní dynamická únosnost [N]

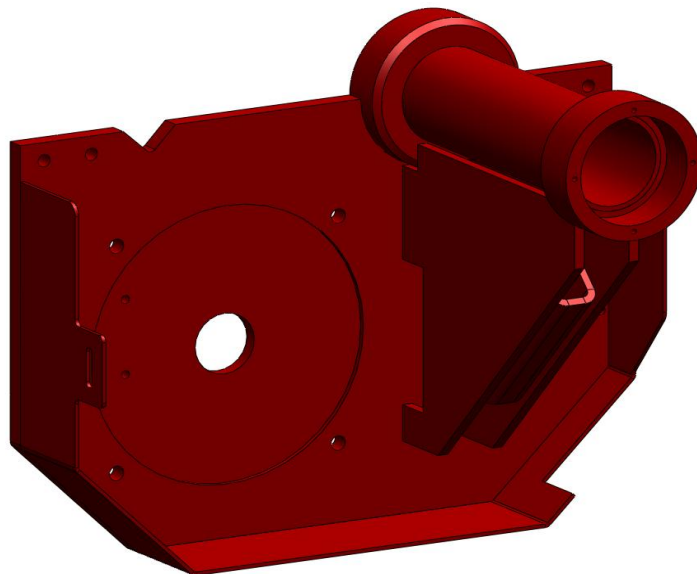
Pro uložení hřídele vřetena navrhuji dvojici ložisek **22210 ČSN 02 4705**.



Obr. 47 – Uspořádání vřetena pohonné jednotky

10.6 Návrh pojezdu vřetena pilového kotouče

Pojezd vřetena tvoří opracovaná deska pojezdu s ložiskovým domkem pro uložení hřídele vřetena.



Obr. 48 – Svařenec pojezdu

10.7 Dimenzování lineárního vedení

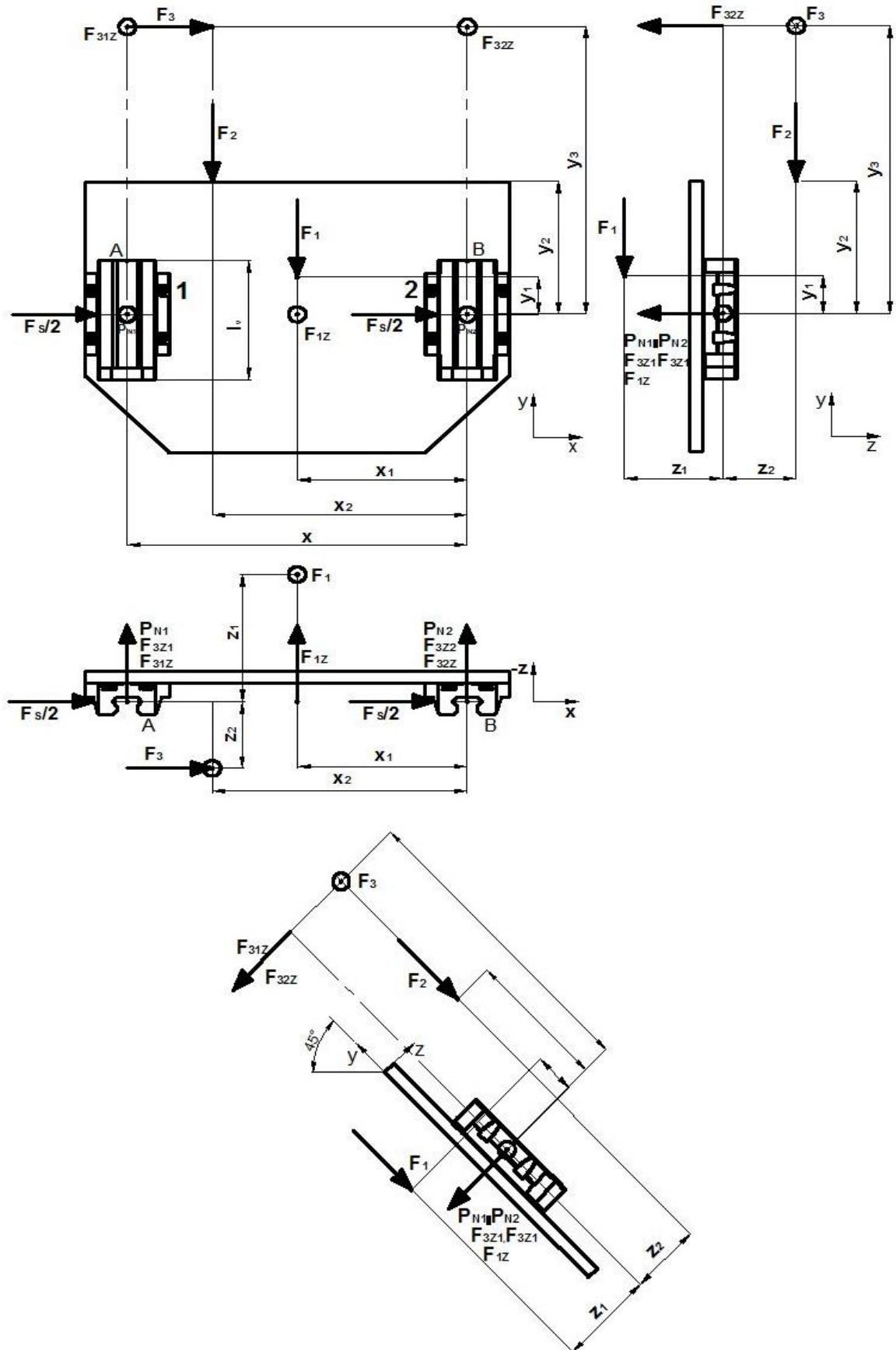
Stroj bude pracovat ve dvousměnném provozu (16 hod./den), ve 4 různých režimech:

- 1) Příčné dělení bez naklopení kotouče
- 2) Příčné dělení s naklopením kotouče o úhel $\alpha = 45^\circ$
- 3) Podélné dělení bez naklopení kotouče
- 4) Podélné dělení s naklopením kotouče o úhel $\alpha = 45^\circ$

Postup:

Lineární vedení bude uspořádáno ve dvojici vedle sebe. Provedu výpočet ekvivalentního zatížení v jednotlivých režimech řezání. Pro výpočet životnosti lineárního vedení použiji největší vypočtené ekvivalentní zatížení.

Vztahy pro výpočet zatížení lineárního vedení byly odvozeny dle literatury [22].



Obr. 49 – Schéma působení zatěžujících sil na lineární vedení

Tab. 3 – Tabulka zatěžujících sil lineárního vedení

Zatěžující síla	F_1 [N]	F_2 [N]	F_3 [N]
	1300	350	350
Souřadnice působišť zatěžujících sil [mm]	$x_1 = -200$	$x_2 = -300$	$x_2 = -300$
	$y_1 = 41$	$y_2 = 171$	$y_3 = 371$
	$z_1 = -116$	$z_2 = 86$	$z_2 = 86$

Hodnoty technologického zatížení (síla působící proti posuvu) jsem zvolil po konzultaci s doc. Kopeckým (MENDELU) na 350 N.

F_1 – gravitační síla pojezdu [N]

F_2 – technologické zatížení při zkracování [N]

F_3 – technologické zatížení při rozmítání [N]

1) Příčné dělení – $\alpha = 0^\circ$, s technologickým zatížením F_2

$$F_{1Z} = \frac{4 \cdot F_1 \cdot z_1}{l_v} = \frac{4 \cdot 1300 \cdot 116}{138} = \underline{4371 \text{ N}}$$

$$F_{2Z} = \frac{4 \cdot (-F_2) \cdot z_2}{l_v} = \frac{4 \cdot (-350) \cdot 86}{138} = \underline{-872,5 \text{ N}}$$

$$\text{Vozík 1: } P_{N1} = F_{1Z} / 2 + 0,75 \cdot F_{2Z} = 4371 / 2 + 0,75 \cdot (-872,5) = \underline{1531 \text{ N}}$$

$$\text{Vozík 2: } P_{N2} = F_{1Z} / 2 - 0,25 \cdot F_{2Z} = 4371 / 2 + 0,25 \cdot (-872,5) = \underline{1967,4 \text{ N}}$$

$$P_e = \underline{\underline{1967,4 \text{ N}}}$$

F_{1Z} – přetransformovaná síla F_1 do osy vozíku [N]

F_{2Z} – přetransformovaná síla F_2 do osy vozíku [N]

P_{N1} – celkové normálové zatížení vozíku 1 [N]

P_{N2} – celkové normálové zatížení vozíku 2 [N]

P_e – ekvivalentní zatížení vozíku [N]

l_v – délka vozíku [mm]

2) Příčné dělení – $\alpha = 45^\circ$, s technologickým zatížením F_2

Výpočet složek síly F_1 :

$$F_{1ZZ} = F_1 \cdot \cos \alpha = \underline{988,5 \text{ N}}$$

$$F_{1ZY} = F_1 \cdot \sin \alpha = \underline{844,3 \text{ N}}$$

$$F_{1Z} = \frac{4 \cdot F_{1ZY} \cdot z_1}{l_v} - \frac{2 \cdot F_{1ZZ} \cdot (l_v / 2 - y_1)}{l_v} = \frac{4 \cdot 844,3 \cdot 116}{138} - \frac{2 \cdot 988,5 \cdot (69 - 48)}{138} = \underline{2538 \text{ N}}$$

$$F_{2Z} = \frac{4 \cdot (-F_2) \cdot z_2}{l_v} = \frac{4 \cdot (-350) \cdot 86}{138} = \underline{-872,5 \text{ N}}$$

Výpočet ekvivalentního normálového zatížení:

$$\text{Vozík 1: } P_{N1} = F_{1Z} / 2 - 0,75 \cdot F_{2Z} = 2538 / 2 + 0,75 \cdot (-872,5) = \underline{614,6 \text{ N}}$$

$$\text{Vozík 2: } P_{N2} = F_{1Z} / 2 - 0,75 \cdot F_{2Z} = 2538 / 2 - 0,25 \cdot (-872,5) = \underline{1051 \text{ N}}$$

$$P_e = \underline{\underline{1051 \text{ N}}}$$

F_{1Z} – přetransformovaná síla F_1 do osy vozíku [N]

F_{2Z} – přetransformovaná síla F_2 do osy vozíku [N]

F_{1ZY} – složka síly F_1 v ose y [N]

F_{1ZZ} – složka síly F_1 v ose z [N]

P_{N1} – celkové normálové zatížení vozíku 1 [N]

P_{N2} – celkové normálové zatížení vozíku 2 [N]

P_e – ekvivalentní zatížení vozíku [N]

3) Podélné dělení – $\alpha = 0^\circ$, s technologickým zatížením F_3

Zatížení momentem, kterým působí síla F_3 v ose z na vozíky:

$$M_{3Z} = F_3 \cdot z_2 = \underline{30100 \text{ Nmm}}$$

M_{3Z} – moment, který vyvine síla F_3 na vozík [Nmm]

Výpočet sil, které působí na vozíky v ose z :

Síly vypočtu z podmínky momentové a silové rovnováhy. Z podmínky rovnováhy sil si vyjádřím sílu F_{31Z} a dosadím do rovnice momentové rovnováhy

$$\begin{aligned} M_{3Z} &= F_{31Z} \cdot (x - x_2) + F_{32Z} \cdot x_2 \\ F_3 \cdot z_2 &= F_{31Z} \cdot (x - x_2) + F_{32Z} \cdot x_2 \\ F_{32Z} &= \frac{F_3 \cdot (z_2 - x + x_2)}{x} = \underline{-12,25 \text{ N}} \end{aligned}$$

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$F_3 - F_{31Z} + F_{32Z} = 0 \Rightarrow F_{31Z} = F_3 + F_{32Z} \dots\dots \text{dosadím do předchozí rovnice}$$

$$F_{31Z} = F_3 + F_{32Z} = 350 - 12,75 = \underline{337,75 \text{ N}}$$

F_{31Z} – síla působící na vozík v radiálním směru (účinek síly F_3) [N]

F_{32Z} – síla působící na vozík v radiálním směru (účinek síly F_3) [N]

Transformace sil do osy vozíku:

$$F_{3Z1} = \frac{4 \cdot F_{31Z} \cdot y_3}{l_v} = \frac{4 \cdot 337,5 \cdot 371}{138} = \underline{3632 \text{ N}}$$

$$F_{3Z2} = \frac{4 \cdot F_{32Z} \cdot y_3}{l_v} = \frac{4 \cdot (-12,25) \cdot 371}{138} = \underline{-131,7 \text{ N}}$$

F_{3Z1} – transformace síly F_{3IZ} do osy vozíku (účinek síly F_3) [N]

F_{3Z2} – transformace síly F_{3IZ} do osy vozíku (účinek síly F_3) [N]

Výpočet radiálního zatížení:

Vozík 1: $P_{N1} = F_{1Z} / 2 + F_{3Z1} = 4371 / 2 + 3632 = \underline{5817 \text{ N}}$

Vozík 2: $P_{N2} = F_{1Z} / 2 + F_{3Z2} = 4371 / 2 + 131,7 = \underline{2317 \text{ N}}$

P_{N1} – celkové normálové zatížení vozíku 1 [N]

P_{N2} – celkové normálové zatížení vozíku 2 [N]

Výpočet tečného zatížení:

$$F_{31Y} = \frac{F_3 \cdot y_3}{l_v / 2} = \frac{350 \cdot 371}{138 / 2} = \underline{1882 \text{ N}}$$

F_{31Y} – transformace síly F_3 do tečné osy vozíku (účinek síly F_3) [N]

Vozík 1: $P_{T1} = \underline{1882 \text{ N}}$

Vozík 2: $P_{T2} = \underline{1882 \text{ N}}$

P_{T1} – celkové tečné zatížení vozíku 1 [N]

P_{T2} – celkové tečné zatížení vozíku 2 [N]

Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$P_e = P_{N1} + P_{T1} = 5817 + 1882 = \underline{\underline{7699 \text{ N}}}$$

4) Podélné dělení – $\alpha = 45^\circ$, s technologickým zatížením F_3

Zatížení při tomto režimu řezání bude stejné jako v případě režimu 3, s tím rozdílem, že účinek síly F_1 bude nahrazen účinkem složek síly F_1 z režimu řezání 2.

$$F_{1Z} = \underline{2538 N}$$

Výpočet radiálního zatížení:

$$\text{Vozík 1: } P_{N1} = F_{1Z} / 2 + F_{3Z1} = 2538 / 2 + 3632 = \underline{4901 N}$$

$$\text{Vozík 2: } P_{N2} = F_{1Z} / 2 + F_{3Z2} = 2538 / 2 + 131,7 = \underline{1400,7 N}$$

P_{N1} – celkové normálové zatížení vozíku 1 [N]

P_{N2} – celkové normálové zatížení vozíku 2 [N]

F_{3Z1} – transformace síly F_{31Z} do osy vozíku (účinek síly F_3) [N]

F_{3Z2} – transformace síly F_{32Z} do osy vozíku (účinek síly F_3) [N]

Výpočet tečného zatížení:

$$\text{Vozík 1: } P_{T1} = \underline{1882 N}$$

$$\text{Vozík 2: } P_{T2} = \underline{1882 N}$$

P_{T1} – celkové tečné zatížení vozíku 1 [N]

P_{T2} – celkové tečné zatížení vozíku 2 [N]

Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$P_e = P_{N1} + P_{T1} = 4901 + 1882 = \underline{\underline{6783 N}}$$

10.7.1 Výpočet doby životnosti lineárního vedení

a) Statický bezpečnostní faktor

$$f_s = \frac{C_0}{P_e} = \frac{102870}{7699} = 13,4 > 3 \dots \text{VYHOVUJE !}$$

f_s – statický bezpečnostní faktor zatížení

C_0 – statická únosnost [N]

P_e – statické ekvivalentní zatížení [N]

b) Výpočet doby životnosti

$$L_h = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_e} \right)^3 \cdot \frac{50000}{v \cdot 60} = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 49520}{2,5 \cdot 1967,4} \right)^3 \cdot \frac{50000}{15,1 \cdot 60} = \underline{\underline{56323 \text{ hod.}}}$$

C_{dyn} – dynamická únosnost [N]

P_e – dynamické ekvivalentní zatížení [N]

f_H – faktor tvrdosti

f_T – faktor teploty

f_w – faktor zatížení

v – rychlost posuvu [m.min⁻¹]

Pro dané zařízení navrhuji lineární vedení od firmy HIWIN: **HGW35CE21R510ZAP1KK**

10.8 Dimenzování pohonu pojezdu vřetena

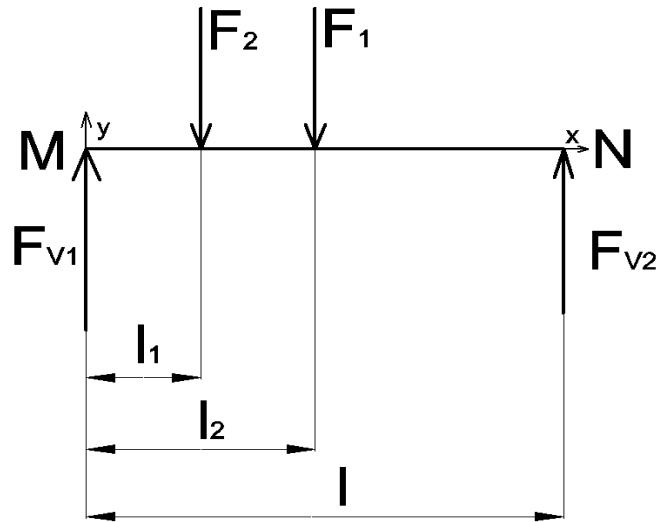
Pro pohon pojezdu jsem zvolil dva pneumatické lineární motory řady DNCB s tlumením v krajních polohách.

DNCB-63-310-PPV-A

teoretická síla, vysouvání 1870 N

teoretická síla, zpětný chod 1620 N

Výpočet potřebné síly válců:



Obr. 50 – Síly zatěžující pneumatické válce

Výpočet reakcí:

$$\boxed{\sum M_{i_y} = 0}$$

k bodu M : ↺ + M

$$F_2 \cdot l_1 + F_1 \cdot l_2 - F_{v2} \cdot l = 0$$

$$F_{v2} = \frac{F_2 \cdot l_1 + F_1 \cdot l_2}{l} = \frac{350 \cdot 195 + 1300 \cdot 295}{615} = \underline{624,5 \text{ N}}$$

k bodu N : ↺ + M

$$F_2 \cdot (l - l_1) + F_1 \cdot (l - l_2) - F_{v1} \cdot l = 0$$

$$F_{v1} = \frac{F_2 \cdot (l - l_1) + F_1 \cdot (l - l_2)}{l} = \frac{350 \cdot 420 + 1300 \cdot 320}{615} = \underline{915 \text{ N}}$$

F_1 – gravitační síla břemena [N]

F_2 – technologické zatížení při zdvihu [N]

F_{v1} – reakce v ose válce 1 [N]

F_{V2} – reakce v ose válce 2 [N]

M, N – body uchycení válců na břemenu

Z výsledků výpočtu reakcí je zřejmé, že více bude zatěžován pneumatický válec 1. Výpočty využitelné síly, zatížení pístnice a zrychlení provedu podle literatury [19] pro pneumatický válec 1.

Koeficient zatížení pístnice:

$$k_1 = \frac{F_{V1}}{F_V} \cdot 100 = \frac{915}{1870} \cdot 100 = \underline{49\%}$$

F_V – teoretická síla válce při vysouvání [N]

F_{V1} – potřebná síla pro zdvih [N]

k_1 – koeficient pro zjištění tabulkové hmotnosti zátěže [%]

$$k = k_1 \cdot \frac{m_1}{m_T} = 0,49 \cdot \frac{91,5}{80} = \underline{56\%}$$

m_T – tabulková hodnota hmotnosti podle k_1 [kg]

m_1 – skutečná hmotnost zátěže [kg]

k_1 – koeficient [%]

k – koeficient zatížení pístnice [%]

Využitelná síla válce:

$$F_E = F_V \cdot k = 1870 \cdot 0,56 = \underline{1047,2 N}$$

F_V – teoretická síla válce při vysouvání [N]

F_E – využitelná síla válce [N]

k – koeficient zatížení pístnice [%]

Výpočet teoretického zrychlení:

$$a = \frac{F_E}{m_1} = \frac{1047,2}{91,5} = \underline{\underline{11,4 \text{ m.s}^{-2}}}$$

m_1 – skutečná hmotnost zátěže [kg]

F_E – využitelná síla válce [N]

a – teoretické zrychlení válce s břemenem [m.s^{-2}]

10.9 Tlumení pojezdu při zpětném chodu

Tlumení kinetické energie vracejícího se pojezdu do výchozí polohy, je zajištěna dvojicí hydraulických tlumičů s externím chlazením hydraulické kapaliny. Dimenzování tlumičů jsem provedl v konfiguračním programu od firmy ACE [21].

Zadané hodnoty:

Hmotnost zátěže: $m = 130 \text{ kg}$

Rychlost pohybu pojezdu: $v = 1 \text{ m.s}^{-1}$

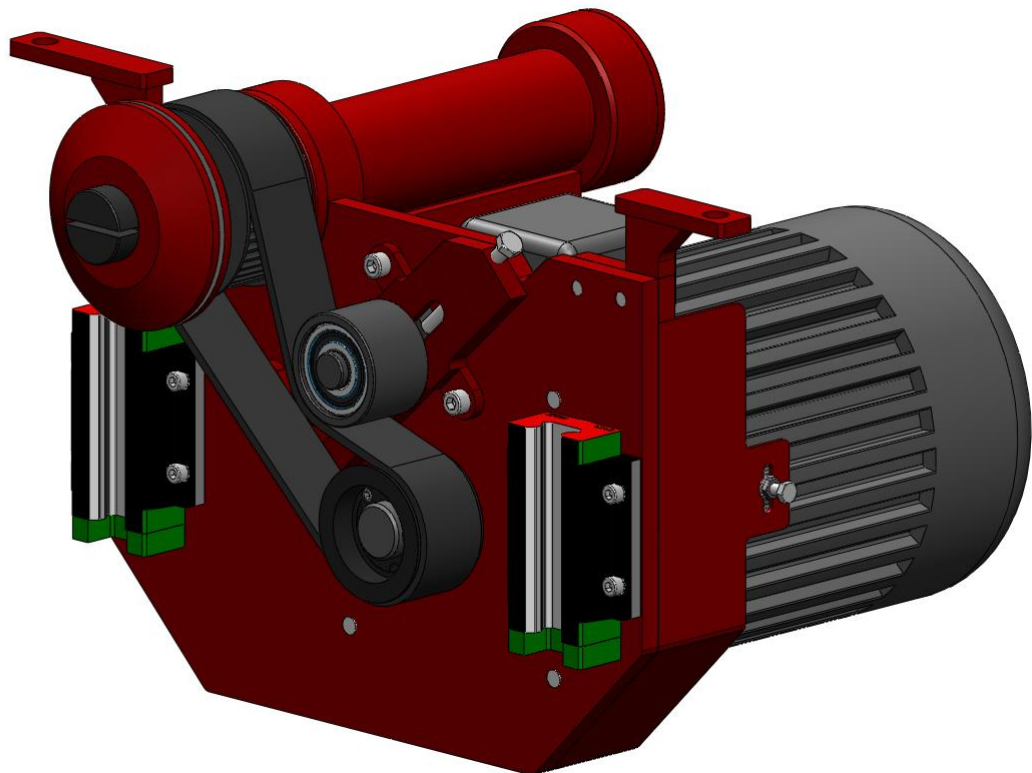
Počet cyklů: $x = 1800 \text{ cyklů/hod.}$

Počet hydraulických tlumičů pro danou aplikaci: $n = 2$

Výsledné hodnoty:

Tab. 4 – Tabulka výsledných hodnot dimenzování tlumičů

Kinetická energie	W_1	32,5	Nm
Energie pohonu	W_2	15,9	Nm
Celková energie / zdvih	W_3	48,4	Nm
Využitelnost		31,3	%
Celková energie / hod.	W_4	87 194,3	Nm / h
Využitelnost		69,8	%
Efektivní hmotnost	m_e	96,9	kg
Podpůrná síla	Q	5813	N
Zpomalení	t	0,1	s
Celkové zpoždění	a	30	$m.s^{-2}$
Rychlost nárazu	v_D	1	$m.s^{-1}$
Hydraulický tlumič	MCA3325M-2		



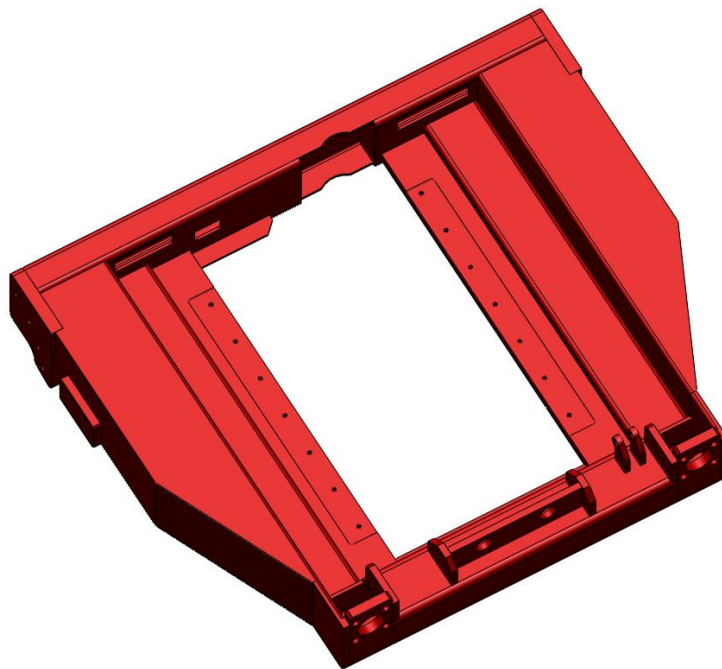
Obr. 51 – Pojezd s vřetenem pilového kotouče

11 NÁVRH NAKLÁPĚCÍHO RÁMU POHONNÉ JEDNOTKY

Naklápěcí ústrojí úhlové pily se skládá ze svařovaného rámu, na kterém je pomocí lineárního vedení uchyceno vřeteno pily s pilovým kotoučem a pohonem. Celý tento systém je zavěšen pomocí ocelových segmentů na otočném stole. Pilový kotouč se má dle zadání naklopit o úhel $\alpha = 45^\circ$. Při návrhu pohonu pro naklápění je potřeba respektovat to, že pilový kotouč musí být možno naklopit o větší úhel, z důvodu seřízení pohonu a odměřování polohy.

11.1 Dimenzování rámu naklápěcího mechanismu

Rám naklápěcí části pily, na kterém bude celá jednotka uchycena je svařovaný díl z ocelových plechů a dutých profilů. Pro nosné části rámu jsem použil materiál S355. Pro nenosné a krycí části rámu jsem použil materiál S235.



Obr. 52. – Svařenec naklápěcího rámu

11.2 Dimenzování pohonu pro naklápění

Při návrhu pohonu je potřeba respektovat několik druhů zatížení (momentů), které budou působit proti síle pohonu.

11.2.1 Zatížení pohonu

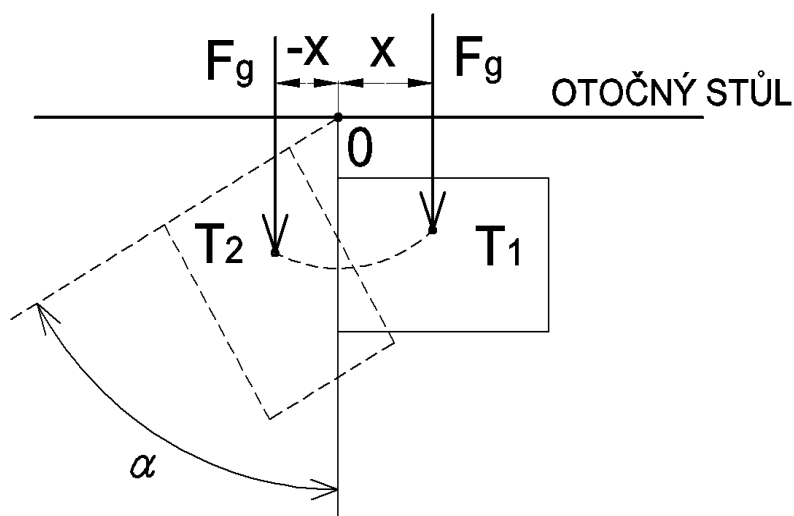
Zatížení pohonu hmotností naklápěcího ústrojí:

Důležitým jevem při otáčivém pohybu rámu je změna polohy jeho těžiště. Do těžiště je soustředěna veškerá hmotnost rámu, takže v tomto bodě působí gravitační síla. Když si zvolíme souřadný systém x, y (viz. Obr. 53), zjistíme, že pokud je pilový kotouč naklopen o úhel $\alpha = 0^\circ$ (ve výchozí poloze), tíhová síla v těžišti vyvodí kroutící moment, který je roven součinu této síly a délky ramena x (kolmé vzdálenosti síly od středu otáčení). Při natočení rámu po směru hodinových ručiček o určitý úhel dochází k přesunu těžiště rámu pod bod otáčení, tím se zmenšuje délka kolmého ramena souřadnice x a také kroutící moment, který síla vyvozuje. Ve chvíli, kdy dojde k přesunu těžiště pod střed otáčení, kroutící moment je nulový.

Pokud budeme pokračovat v otáčivém pohybu kolem středu po směru hodinových ručiček, dochází k opačné situaci, kdy poloha těžiště se posunuje o zápornou hodnotu délky ramena x od středu otáčení, a moment, který do této chvíle klesal, se naopak zvětšuje. Po překonání polohy pod středem otáčení se mění smysl otáčení momentu.

Z toho vyplývá, že pokud se bude rám naklápěcího ústrojí naklápět, bude pohon při přesunu těžiště bod pod střed otáčení brzdit, až do chvíle, než překoná polohu, kdy těžiště je pod středem otáčení. Pak bude pohon rám tlačit (pohánět až do koncové polohy $\alpha = 45^\circ$).

Ten samý případ je návrat rámu do základní polohy.



Obr. 53 – Změna polohy těžiště při naklopení kotouče

Hodnoty odečteny z programu SolidWorks:

Polohy těžiště:

	<u>$\alpha = 0^\circ$</u>	<u>$\alpha = 50^\circ$</u>
x =	0,144 m	-0,275 m
y =	-0,480 m	-0,420 m
z =	-0,027 m	-0,026 m

Hmotnost naklápěcího ústrojí:

$$m = 255 \text{ kg}$$

Výpočet momentu zatěžující tíhové síly F_G :

Naklopení o úhel $\alpha = 0^\circ$:

$$M_{G1} = F_G \cdot x_1 = m \cdot g \cdot x_1$$

$$M_{G1} = 255 \cdot 9,81 \cdot 0,144 = \underline{360 \text{ Nm}}$$

M_{G1} – moment vyvozený tíhovou silou F_G [Nm]

x_1 – délka kolmé ramena ke středu otáčení [m]

m – hmotnost naklápěcího ústrojí [kg]

g – gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Naklopení o úhel $\alpha = 50^\circ$:

$$M_{G2} = F_G \cdot x_2 = m \cdot g \cdot x_2$$

$$M_{G2} = 255 \cdot 9,81 \cdot 0,275 = \underline{688 \text{ Nm}}$$

M_{G2} – moment vyvozený tíhovou silou F_G [Nm]

x_2 – délka kolmé ramena ke středu otáčení [m]

m – hmotnost rámu [kg]

g – gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Zatěžující moment pro určení pohonu použijí vypočtenou hodnotu momentu M_{G2} .

Výpočet momentu zatěžující třecí síly F_T :

$$M_T = F_T \cdot r = m \cdot g \cdot f_T \cdot r$$

$$M_T = 255 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 0,14 = \underline{52,5 Nm}$$

M_T – moment vyvozený třecí silou v segmentech otočného uchycení [Nm]

r – délka kolmého ramena ke středu otáčení [m]

m – hmotnost rámu [kg]

g – gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

f_T – statický součinitel tření (ocel na oceli) $f_T = 0,15$...podle [24]

Výpočet gyroskopického momentu podle [20]:

Celkový gyroskopický moment, který bude působit proti momentu, který vyvozuje pohon, je součtem dílčích gyroskopických momentů jednotlivých součástí, které vykonávají rotační pohyb a jejichž osa rotace, není rovnoběžná s osou otáčení naklápěcího rámu. To znamená, že vektory úhlových rychlostí rotujících hmot nemají shodný směr se směrem vektoru úhlové rychlosti otáčejícího se naklápěcího ústrojí.

Jedná se o gyroskopický moment rotujícího pilového kotouče a pohonu pilového kotouče.

$$M_g = M_{gM} + M_{gP}$$

M_g – celkový gyroskopický moment [Nm]

M_{gM} – gyroskopický moment motoru [Nm]

M_{gP} – gyroskopický moment pilového kotouče [Nm]

Výpočet gyroskopického momentu pilového kotouče:

$$M_{gP} = I_p \cdot \omega_p \cdot \omega_0 \cdot \sin \varphi$$

$$M_{gP} = 1,125 \cdot 217,4 \cdot 0,28 \cdot 1 = \underline{68,5 Nm}$$

I_p – moment setrvačnosti pilového kotouče [$kg \cdot m^2$] .. hodnota odečtena ze SolidWorks

ω_p – úhlová rychlost pilového kotouče [$rad \cdot s^{-1}$]

ω_0 – úhlová rychlost naklápěcího rámu [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

φ – úhel, který svírají osy rotací [$^\circ$] $\varphi = 90^\circ$

Výpočet úhlové rychlosti pilového kotouče:

$$\omega_p = 2 \cdot \pi \cdot n_p$$

$$\omega_p = 2 \cdot \pi \cdot 34,6 = \underline{217,4 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

n_p – otáčky pilového kotouče [ot/s]

Výpočet úhlové rychlosti naklápěcího mechanismu:

Při výpočtu vycházíme z údajů odečtených z Tab. 5 (kapitola 11.4) a z maximální rychlosti servoaktuátoru ($v_{max} = 0,127 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$).

$$t_{52,5} = \frac{L_{x\max} - L_{x\min}}{v_{\max}}$$

$$t_{52,5} = \frac{1,075 - 0,656}{0,127} = \underline{3,3 \text{ s}}$$

$L_{x\max}$ – maximální délka L_x [m]

$L_{x\min}$ – minimální délka L_x [m]

v_{max} – maximální rychlost servoaktuátoru [m/s]

$t_{52,5}$ – doba, za kterou dojde k naklonění naklápěcího ústrojí o úhel $\alpha_{max} = 52,5^\circ$

$$\omega_0 = \frac{\frac{\alpha_{\max}}{180} \cdot \pi}{t_{52,5}}$$

$$\omega_0 = \frac{\frac{52,5}{180} \cdot \pi}{3,3} = \underline{0,28 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

α_{max} – maximální úhel naklonění [$^\circ$]

Výpočet gyroskopického momentu pohonu pilového kotouče:

$$M_{gM} = I_M \cdot \omega_M \cdot \omega_0 \cdot \sin \varphi$$

$$M_{gM} = 0,08 \cdot 306,8 \cdot 0,28 \cdot 1 = \underline{6,9 Nm}$$

I_M – moment setrvačnosti pohonu pilového kotouče [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

ω_M – úhlová rychlost pohonu pilového kotouče [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

ω_0 – úhlová rychlost naklápěcího rámu [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

φ – úhel os rotací [$^\circ$]. $\varphi = 90^\circ$

Výpočet úhlové rychlosti pohonu pilového kotouče:

$$\omega_M = 2 \cdot \pi \cdot n_M$$

$$\omega_M = 2 \cdot \pi \cdot 48,8 = \underline{306,8 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

n_M – otáčky pohonu pilového kotouče [ot/s]

Výpočet celkového gyroskopického momentu:

$$M_g = M_{gM} + M_{gP}$$

$$M_g = 6,9 + 68,5 = \underline{\underline{75,4 Nm}}$$

Výpočet dynamického momentu:

Hodnota $I_S = 81,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ odečtena z programu SolidWorks.

$$\varepsilon = \frac{d(\omega)}{d(t)} = \frac{\omega - \omega_0}{t - t_1}$$

$$\varepsilon = \frac{0 - 0,28}{0 - 0,5} = \underline{0,56 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}}$$

$$M_D = I_S \cdot \varepsilon$$

$$M_D = 81,2 \cdot 0,56 = \underline{\underline{45,5 Nm}}$$

I_S – moment setrvačnosti naklápěcího systému [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]

ε – úhlové zrychlení systému [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}$]

ω_0 – úhlová rychlost naklápěcího rámu [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

ω – úhlová rychlost naklápěcího rámu v čase $t = 0\text{s}$ [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$]

t – počáteční čas zrychlení [s]

t_1 – koncový čas zrychlení [s]

Výpočet celkového momentu, který zatěžuje motor:

$$M_C = M_G + M_T + M_g + M_D$$

$$M_C = 688 + 52,5 + 75,4 + 45,5 = \underline{\underline{861,4 Nm}}$$

M_C – celkový zatěžující moment [Nm]

M_G – moment vyvozený zatěžující silou [Nm]

M_T – moment vyvození třecí silou v uložení [Nm]

M_g – celkový gyroskopický moment [Nm]

M_D – moment dynamický [Nm]

11.2.2 Dimenzování pohonu pro naklápění kotouče

Na základě vypočtených hodnot zátěže navrhují pohon pro naklápění kotouče:

SERVO-AKTUÁTOR S BRZDOU GSM 30-1801

Zdvih: $l = 0,457 \text{ m}$

Rychlost: $v = 0,127 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Síla: $F = 5992 \text{ N}$

Výpočet momentu vyvozeného pohonem vzhledem k ose otáčení:

Naklopení o úhel $\alpha = 0^\circ$:

$$M_{p1} = F_p \cdot l_1$$

$$M_{p1} = 5992 \cdot 0,52 = \underline{\underline{3116 Nm}}$$

M_{P1} – moment vyvozený silou pohonu v základní poloze [Nm]

l_1 – délka kolmého ramena ke středu otáčení [m]

Naklopení o úhel $\alpha = 50^\circ$:

$$M_{P2} = F_P \cdot l_2$$

$$M_{P2} = 5992 \cdot 0,372 = \underline{\underline{2229 Nm}}$$

M_{P2} – moment vyvozený silou pohonu v koncové poloze [Nm]

l_2 – délka kolmého ramena ke středu otáčení [m]

Výpočet využitelnosti síly pohonu:

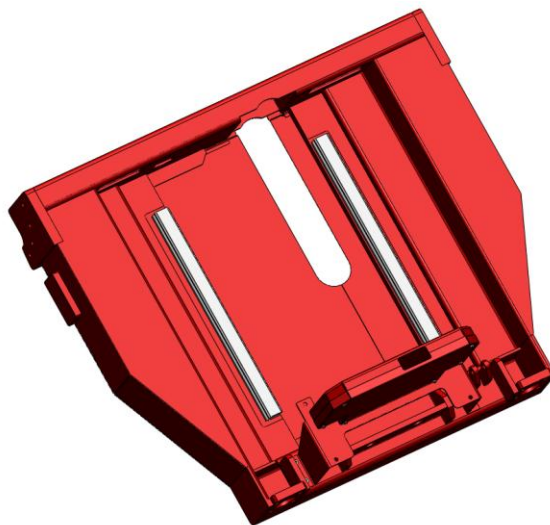
Pro výpočet využitelnosti síly pohonu volím moment při naklopení $\alpha = 50^\circ$.

$$k = \frac{M_C}{M_{P2}} \cdot 100$$

$$k = \frac{861,4}{2229} \cdot 100 = \underline{\underline{38,6\%}}$$

k – koeficient využitelnosti síly pohonu [%]

11.3 Kompletace rámu naklápěcího mechanismu

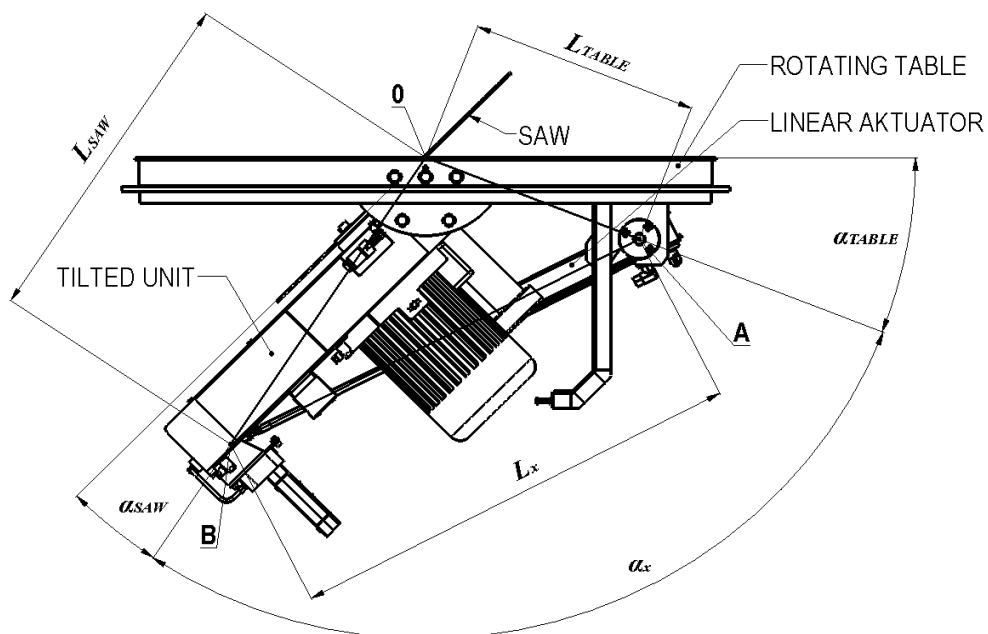


Obr. 54 – Kompletní rám naklápění

Svařenec naklápečího rámu byl doplněn o prvky krytování, skříň pro přichycení pneumatických prvků a kolejnice lineárního vedení.

11.4 Určení funkce pro nastavení servo-pohonu a řídicí program

Při stanovení funkce pro nastavení servo-pohonu vycházíme ze znalostí vzdálenosti délky ramen a úhlů (aplikace Cosinovy věty). To jsou konstanty, které se během pohybu měnit nebudou.



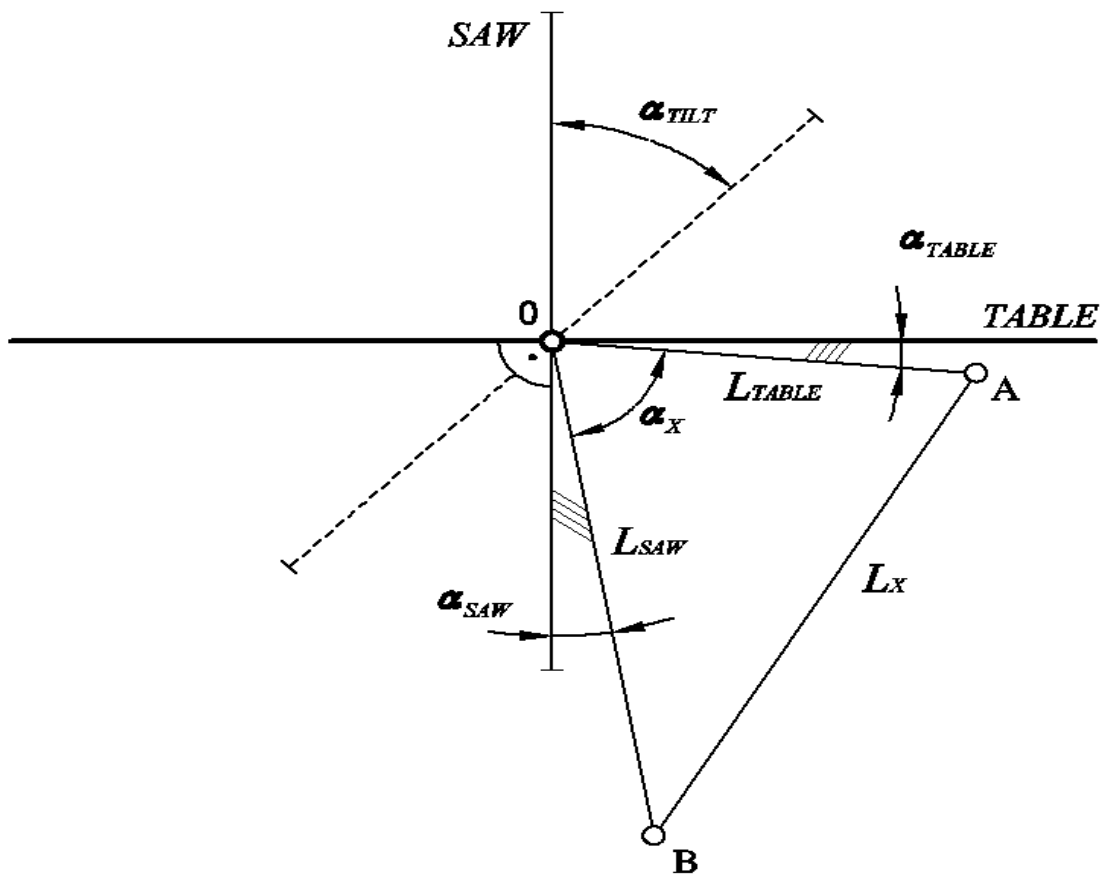
Obr. 55 – Schéma otočného stolu

Konstanty:

- L_{TABLE} vzdálenost středu otáčení a čepem pro uchycení aktuátoru k otočnému stolu [mm]
 L_{SAW} vzdálenost středu otáčení a čepem pro uchycení aktuátoru k naklápečímu rámu pilového kotouče [mm]
 α_{TABLE} úhel mezi otočným stolem a pomyslným ramenem středu otáčení a čepu uchycení aktuátoru k otočnému stolu [°]
 α_{SAW} úhel mezi pilovým kotoučem a pomyslným ramenem středu otáčení a čepu uchycení aktuátoru k naklápečímu rámu [°]

Proměnné:

- L_x délka flexibilního servoaktuátoru [mm]
 α_{TILT} požadovaný úhel naklonění kotouče [°]



Obr. 56 – Schéma pro výpočet funkce

Matematická závislost:

$$L_x = f(\alpha_{TILT})$$

Požadovaný úhel mezi rámem naklonění a otočným stolem:

$$\alpha_x = 90^\circ - \alpha_{TABLE} + \alpha_{SAW} + \alpha_{TILT}$$

požadovaný úhel pilového kotouče

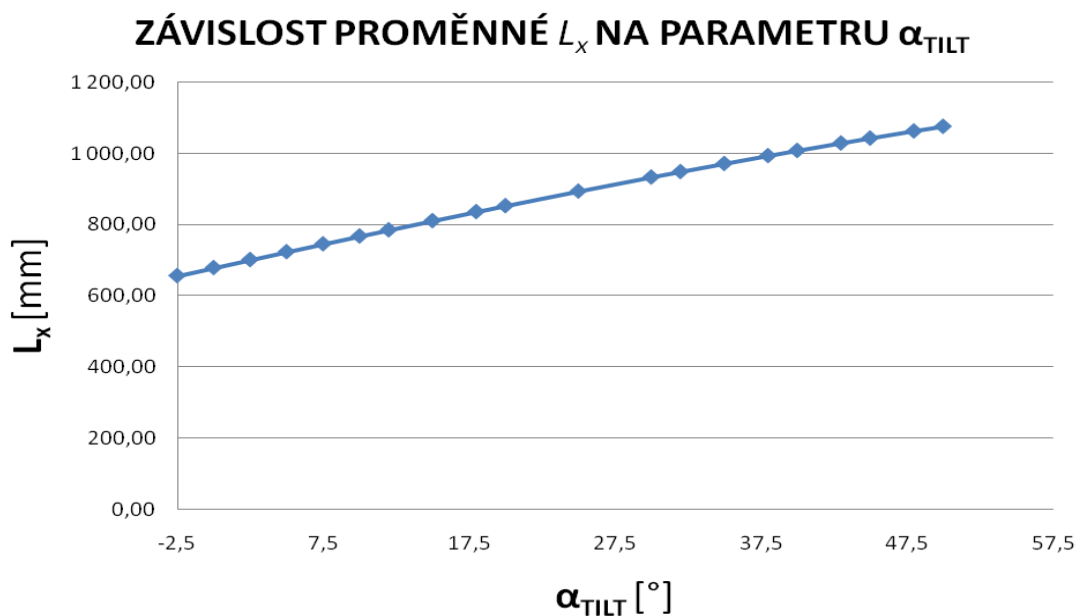
Rovnice pro kalibraci a pracovní režim:

$$L_x = \sqrt{L_{TABLE}^2 + L_{SAW}^2 - 2 \cdot L_{TABLE} \cdot L_{SAW} \cdot \cos \alpha_x}$$

Kontrola zjištěné funkce v programu Microsoft Excel:

Tab. 5 – Ověření funkce pro řídicí program

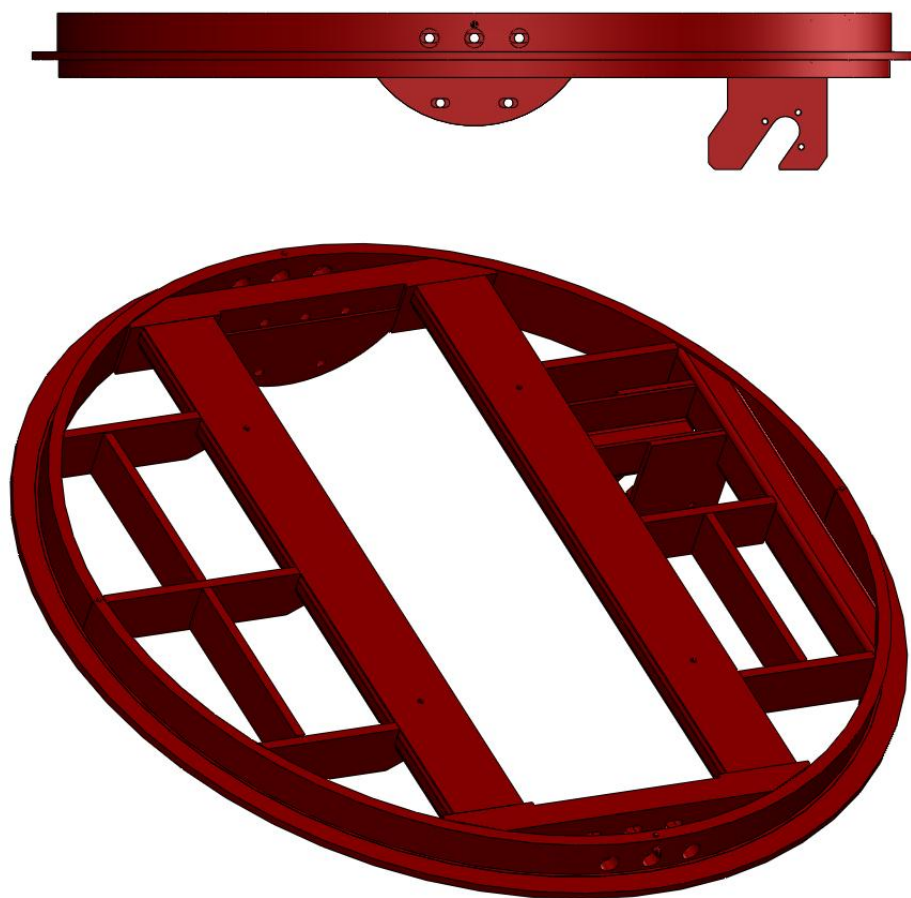
Měření č.:	$\alpha_{\text{tilt}} [^\circ]$	$L_x [\text{mm}]$	$\alpha_x [^\circ]$	$\alpha_x [\text{rad}]$
1.	-2,5	655,79	54,90	0,96
2.	0	678,35	57,40	1,00
3.	2,5	700,80	59,90	1,05
4.	5	723,09	62,40	1,09
5.	7,5	745,21	64,90	1,13
6.	10	767,13	67,40	1,18
7.	12	784,51	69,40	1,21
8.	15	810,28	72,40	1,26
9.	18	835,67	75,40	1,32
10.	20	852,36	77,40	1,35
11.	25	893,24	82,40	1,44
12.	30	932,77	87,40	1,53
13.	32	948,18	89,40	1,56
14.	35	970,84	92,40	1,61
15.	38	992,94	95,40	1,67
16.	40	1 007,34	97,40	1,70
17.	43	1 028,45	100,40	1,75
18.	45	1 042,18	102,40	1,79
19.	48	1 062,24	105,40	1,84
20.	50	1 075,25	107,40	1,87



Obr. 57 – Graf průběhu funkce pro řídicí program

12 DIMENZOVÁNÍ OTOČNÉHO STOLU

Rám otočného stolu je svařen z plechů, tyčí a profilů, materiál ocel S355. Hlavní, nosnou částí svařeného rámu jsou dvě obdélníkové tyče ohnuté do kruhového tvaru. V kruhu jsou vevařeny dvě součásti z plechu tl. 50 mm, na kterých bude zavěšena naklápěcí jednotka pohonné jednotky. Svařený kruh bude dále vyztužen dvěma dutými obdélníkovými profily a plechovými žebry. V pravé části rámu bude přivařena konzola pro přichycení servomotoru. Na obvod kruhu bude ještě nasazen a přivařen prstenec z plechu tl. 15 mm.



Obr. 58 – Model svařence otočného stolu

Rám bude opracován dle výkresové dokumentace, která je přílohou této DP. Při opracování je nutné dodržet všechny předepsané délkové i geometrické tolerance, zejména výšku osazení pro umístění litinového segmentu. Pro správnou funkci pohonné jednotky je podmínkou, že střed otáčení naklápěcí části musí ležet přesně na úrovni stolu.

13 NÁVRH NATÁČECÍHO MECHANISMU

Otázku způsobu natáčení pohonné jednotky jsem vyřešil použitím rotačního servopohonu s převodovkou a řemenového převodu ozubeným řemenem. Celý otočný stůl bude uložen na čtyřech ložiskových hnízdech, stůl bude opásán řemenem a rotačním pohybem servomotoru dojde k otočení stolu.

13.1 Řemenový převod

Pro řemenový převod navrhuji ozubenou řemenici TL-34-8M-5-2F (výpočtový průměr řemenice $d_{p1} = 86,58$ mm).

Zadané hodnoty:

$n_p = 156,25 \text{ min}^{-1}$ otáčky pohonu s převodovkou (planetová převodovka 8:1)

$n_{servo} = 1250 \text{ min}^{-1}$ sníženo řídicí jednotkou z $n = 2500 \text{ min}^{-1}$)

Převodový poměr:

$$i = \frac{d_{p2}}{d_{p1}}$$

$$i = \frac{1350}{86,58} = 15,6$$

d_{p1} – výpočtový průměr řemenice [mm]

d_{p2} – výpočtový průměr otočného stolu [mm]

i – převodový poměr [-]

Otáčky otočného stolu:

$$n_s = \frac{n_p}{i} =$$

$$n_s = \frac{156,25}{15,6} = \underline{10 \text{ ot} / \text{min}}$$

n_s – otáčky otočného stolu [min^{-1}]

n_p – výstupní otáčky převodovky [min^{-1}]

Pro řemenový převod volím řemen **HDT-8M-50** v délce $l = 4750$ mm (délka řemene zjištěna odměřením smyčky v SolidWorks)

13.2 Výpočet zatížení a dimenzování pohonu pro natáčení

13.2.1 Výpočet zatížení pohonu

Výpočet síly pro otočení pohonné jednotky:

$$F_G = m_J \cdot g$$

$$F_G = 550 \cdot 9,81 = \underline{5396 \text{ N}}$$

F_G – gravitační síla [N]

m_J – hmotnost pohonné jednotky [kg]

g – gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Jelikož poloha těžiště pohonné jednotky leží blízko středu a pohonná jednotka je uložena na 4 ložiskových hnízdech, lze počítat s rovnoměrně rozloženým zatížením na každé hnízdo.

$$F_{O1} = \xi \cdot \frac{F_n}{R}$$

$$F_{O1} = \xi \cdot \frac{(F_G / 4)}{R}$$

$$F_{O1} = 0,0005 \cdot \frac{5396}{4 \cdot 0,0175} = \underline{38,54 \text{ N}}$$

Hodnota ramena valivého odporu podle [24]: $\xi = 0,0005$ m

$$F_O = 4F_{O1}$$

$$F_O = 4 \cdot 38,54 = \underline{154,16 \text{ N}}$$

F_O – síla potřebná pro pootočení stolu (obvodová síla) [N]

F_{O1} – síla valivého odporu jednoho ložisko [N]

F_G – gravitační síla [N]

F_n – kolmá tlaková síla působící na jedno ložisko [N]

R – poloměr průřezu ložiska [m]

ζ – rameno valivého odporu [m]

Výpočet zatěžujících momentů:

Výpočet momentu zatěžující obvodové síly F_O :

$$M_{O1} = F_O \cdot r_1$$

$$M_{O1} = 154,16 \cdot 0,043 = \underline{6,63 Nm}$$

M_{O1} – moment vyvozený obvodovou silou F_O [Nm]

r_1 – délka kolmého ramena ke středu otáčení [m]

F_O – síla potřebná pro pootočení stolu (obvodová síla) [N]

Výpočet gyroskopického momentu M_g :

Celkový gyroskopický moment, který bude působit proti momentu, který vyvozuje pohon, je součtem dílčích gyroskopických momentů jednotlivých součástí, které vykonávají rotační pohyb a jejichž osa rotace, není rovnoběžná s osou otáčení naklápěcího rámu. To znamená, že vektory úhlových rychlostí rotujících hmot nemají shodný směr se směrem vektoru úhlové rychlosti otáčející se pohonné jednotky.

Jedná se o gyroskopický moment rotujícího pilového kotouče, pohonu pilového kotouče a pohybující se naklápěcí jednotky.

$$M_g = M_{gM} + M_{gP} + M_{gJ}$$

M_g – celkový gyroskopický moment [Nm]

M_{gM} – gyroskopický moment pohonu pilového kotouče [Nm]

M_{gP} – gyroskopický moment pilového kotouče [Nm]

M_{gJ} – gyroskopický moment naklápěcí jednotky [Nm]

Výpočet gyroskopického momentu pilového kotouče:

Největší zatížení gyroskopickým momentem pilového kotouče bude při naklopení pohonné jednotky o úhel $\alpha = 0^\circ$, kdy jsou osy rotace (i vektory úhlových rychlostí) na sebe vzájemně kolmé. Čím více se bude rám naklápět, tím menší bude úhel, který svírají osy rotujících součástí → menší gyroskopický moment.

$$M_{gP} = I_P \cdot \omega_P \cdot \omega_0 \cdot \sin \varphi$$

$$M_{gP} = 1,125 \cdot 217,4 \cdot 1 \cdot 1 = \underline{245,6 Nm}$$

I_P – moment setrvačnosti pilového kotouče [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] .. hodnota odečtena ze SolidWorks

ω_P – úhlová rychlost pilového kotouče [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

ω_0 – úhlová rychlost otočného stolu [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

φ – úhel, který svírají osy rotací [$^\circ$] $\varphi = 90^\circ$

Výpočet úhlové rychlosti otočného stolu při maximální rychlosti pohonu:

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot n_s$$

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 0,16 = \underline{1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}}$$

n_s – otáčky otočného stolu [min^{-1}]

Tato úhlová rychlost je pro praktický provoz zbytečně velká. Navrhuji stanovit úhlovou rychlost experimentálně při praktických testech prototypu, tzn. snižovat otáčky servomotoru přímo na řídicí jednotce.

Výpočet gyroskopického momentu pohonu pilového kotouče:

$$M_{gM} = I_M \cdot \omega_M \cdot \omega_0 \cdot \sin \varphi$$

$$M_{gM} = 0,08 \cdot 306,8 \cdot 1 \cdot 1 = \underline{24,5 Nm}$$

I_M – moment setrvačnosti pohonu pilového kotouče [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

ω_M – úhlová rychlost pohonu pilového kotouče [rad.s⁻¹]

ω_0 – úhlová rychlost otočného stolu [rad.s⁻¹]

φ – úhel os rotací [°]..... $\varphi = 90^\circ$

Výpočet gyroskopického momentu naklápěcího rámu:

Hodnota $I_J = 82,1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ odečtena z programu SolidWorks.

$$M_{gJ} = I_J \cdot \omega_J \cdot \omega_0 \cdot \sin \varphi$$

$$M_{gJ} = 82,1 \cdot 0,28 \cdot 1 \cdot 1 = \underline{\underline{23 \text{ Nm}}}$$

I_J – moment setrvačnosti naklápěcího rámu [kg.m²]

ω_J – úhlová rychlost naklápěcího rámu [rad.s⁻¹]

ω_0 – úhlová rychlost otočného stolu [rad.s⁻¹]

φ – úhel os rotací [°]..... $\varphi = 90^\circ$

Výpočet celkového gyroskopického momentu:

$$M_g = M_{gP} + M_{gM} + M_{gJ}$$

$$M_g = 245,6 + 24,5 + 23 = \underline{\underline{293,1 \text{ Nm}}}$$

Výpočet dynamického momentu:

Hodnota $I_R = 107,28 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ odečtena z programu SolidWorks.

$$\varepsilon = \frac{d(\omega)}{d(t)} = \frac{\omega - \omega_0}{t - t_1}$$

$$\varepsilon = \frac{0 - 1}{0 - 0,5} = \underline{\underline{2 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}}}$$

$$M_D = I_R \cdot \varepsilon$$

$$M_D = 107,28 \cdot 2 = \underline{\underline{214,56 \text{ Nm}}}$$

I_R – moment setrvačnosti naklápěcího systému [kg.m²]

ε – úhlové zrychlení systému [rad.s⁻²]

ω_0 – úhlová rychlost otočného stolu [rad.s⁻¹]

ω – úhlová rychlost otočného stolu v čase $t = 0$ s [rad.s⁻¹]

t – počáteční čas zrychlení [s]

t_1 – koncový čas zrychlení [s]

Výpočet celkového momentu, který zatěžuje motor:

$$M_C = M_{O1} + M_g + M_D$$

$$M_C = 6,63 + 293,1 + 214,56 = \underline{\underline{514,29 Nm}}$$

M_C – celkový zatěžující moment [Nm]

M_{O1} – moment vyvozený obvodovou silou [Nm]

M_g – celkový gyroskopický moment [Nm]

M_D – moment dynamický [Nm]

13.2.2 Dimenzování pohonu

Na základě vypočtených hodnot zátěže navrhují pohon pro natáčení kotouče:

ROTAČNÍ SERVOMOTOR S BRZDOU LEXIUM 05 BSH 1402P D57N4 – 6 kW

Otáčky: $n = 2500 \text{ min}^{-1}$

Moment: $M_s = 54,3 \text{ Nm}$

Přidrž. moment: $M_0 = 19,2 \text{ Nm}$

PLANETOVÁ PŘEVODOVKA GBX 160

Převodový poměr: 8:1

Výpočet momentu vyvozeného pohonem:

$$M_{PC} = M_{P1} \cdot i_P$$

$$M_{PC} = 54,3 \cdot (8 + 15,6) = \underline{\underline{1260,2 Nm}}$$

M_{PC} – celkový moment vyvozený převodovým systémem a pohonem [Nm]

M_{PI} – moment pohonu [Nm]

i_P – celkový převodový poměr [-]

Výpočet využitelnosti síly pohonu:

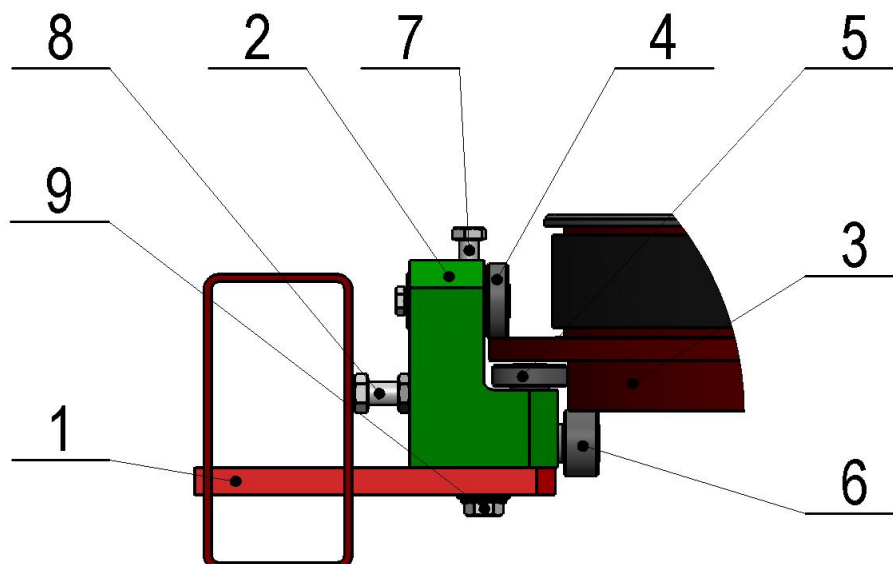
$$k = \frac{M_C}{M_{PC}} \cdot 100$$

$$k = \frac{514,29}{1260,2} \cdot 100 = \underline{\underline{40,8\%}}$$

k – koeficient využitelnosti síly pohonu [%]

13.3 Uložení pohonu na rámu zkracovací pily

Jak jsem již uvedl na začátku této kapitoly, pohonná jednotka bude uložena na čtyřech ložiskových hnízdech, které jsou přichyceny šrouby M12 ke kostře zkracovací pily.



Obr. 59 – Uložení pohonné jednotky

Ložiskové hnízdo (Obr. 59) se skládá s opracované ocelové kostky (2) se závitovými dírami, která je přichycena dvěma šrouby M12 (8) ke kostře zkracovací pily (1). V kostře zkracovací pily jsou vyfrézovány drážky, které umožňují posuv celé kostky ve vodorovném směru. Vymezení vzdálenosti je zajištěno aretačním šroubem M12 (8).

Pohonná jednotka leží na rolně (6), jejímu posuvu ve vodorovném směru zabraňuje ložisko (5) a posuvu ve svislém směru ložisko, které je přitlačováno k prstenci pohonné jednotky (4). Šroub M10 (7) zajišťuje aretaci ložiska (4).

13.4 Zajištění polohy při pracovním zdvihu nástroje

Ve chvíli, kdy natáčecí mechanismus zastaví pohonnou jednotku v určité poloze, dojde k aktivaci pneumatické brzy MP-01, která sevře prsteneц pohonné jednotky a zamezí tak jejímu nežádoucímu pootočení vlivem pracovního cyklu nástroje.

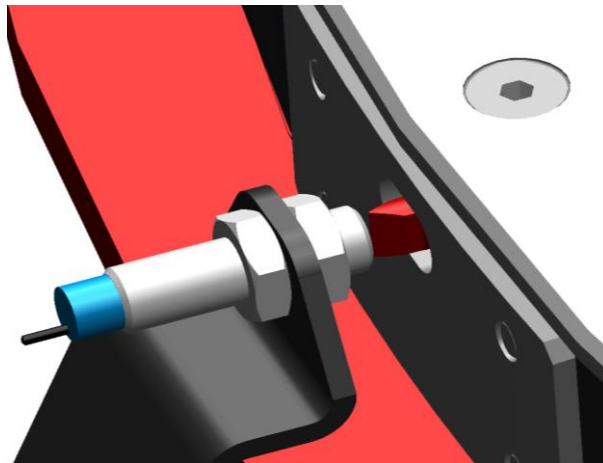


Obr. 60 – Pneumatická čelist'ová brzda MP-01 (Coremo Ocmea)

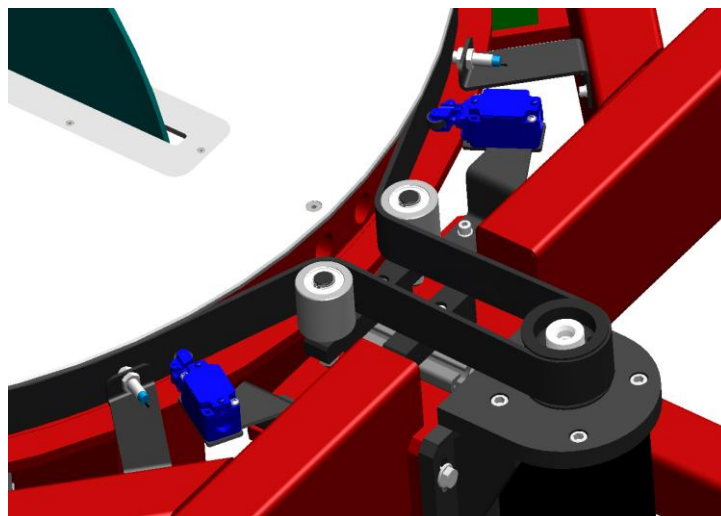
13.5 Snímání polohy a bezpečnost při natáčení pohonné jednotky

Pohonná jednotka je ve výchozí poloze při natočení kotouče o úhel $\beta = 0^\circ$. Tato poloha je detekována pomocí indukčního snímače polohy XS1M12 od firmy Schneider-Electric a ocelového čepu, který je přivařen k otočnému stolu pohonné jednotky zkracovací pily (Obr. 61).

Koncové polohy natočení jsou snímány taktéž indukčními snímači polohy XS1M12, pro zabránění případné kolize jsem za koncovými snímači umístil ještě bezpečnostní koncové spínače, které v případě přejetí koncových polohoh vypnou servopohon (Obr. 62).



Obr. 61 – Snímání referenční polohy

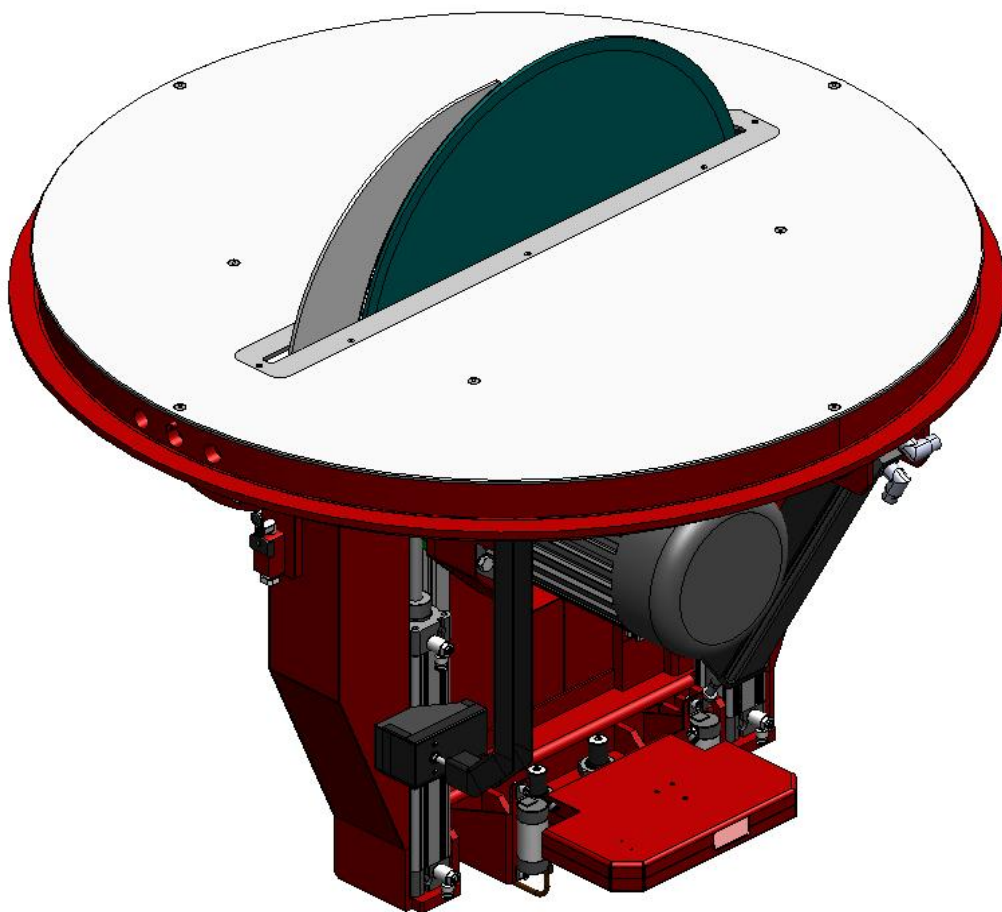


Obr. 62 – Snímání koncových poloh

14 KOMPLETACE POHONNÉ JEDNOTKY

Pohonná jednotka zkracovací pily s natáčecím a naklápěcím kotoučem se skládá ze čtyř základních částí.

První část tvoří rám otočného stolu, na kterém je z horní strany přichycena šrouby deska pracovního stolu a hliníková lišta s otvorem pro pilový kotouč. Z dolní strany je přichycen servoaktuátor GSM30-1801 od firmy Servo-Drive a držák pro snímač polohy naklopní.



Obr. 63 – Pohonná jednotka zkracovací pily UKA 601

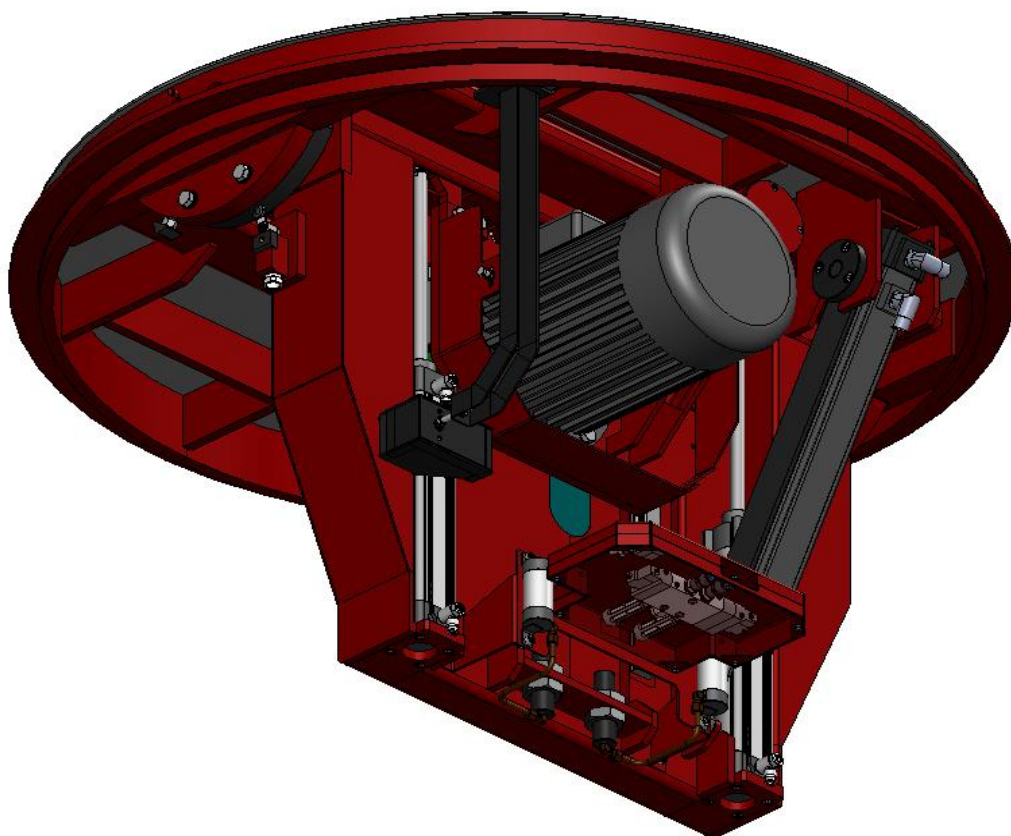
Druhou částí pohonné jednotky je naklápěcí rám zkracovací pily se skříní pro pneumatické prvky a držákem pro hydraulické tlumení. K naklápěcí jednotce je pomocí lineárního vedení přichycen pojezd s motorem, vřetenem a pilovým kotoučem. Dále jsou k naklápěcímu rámu přichyceny pneumatické válce pro pohon vozíku a hydraulické tlumiče,

pro tlumení kinetické energie při návratu vozíku do výchozí polohy, a také bezpečnostní prvky a prvky pro snímání polohy.

Ve skříni pneumatiky jsou umístěny dva elektromagnetické ventily CPE-10 (3/2 ventil pro řízení pohybu hydraulické kapaliny tlumičů) a CPE-2 (5/3 ventil se střední polohou odvětranou - pro řízení pohybu pneumatických válců) od firmy FESTO. Důležitou podmínkou pro řízení pohybu obou pneumatických válců je, aby řídicí elektromagnetický ventil byl umístěn ve stejné vzdálenosti od obou válců a délka hadic pro rozvod vzduchu byla také stejná. Pro danou aplikaci byl použit 5/3 ventil (se střední polohou odvětranou) z bezpečnostních důvodů.

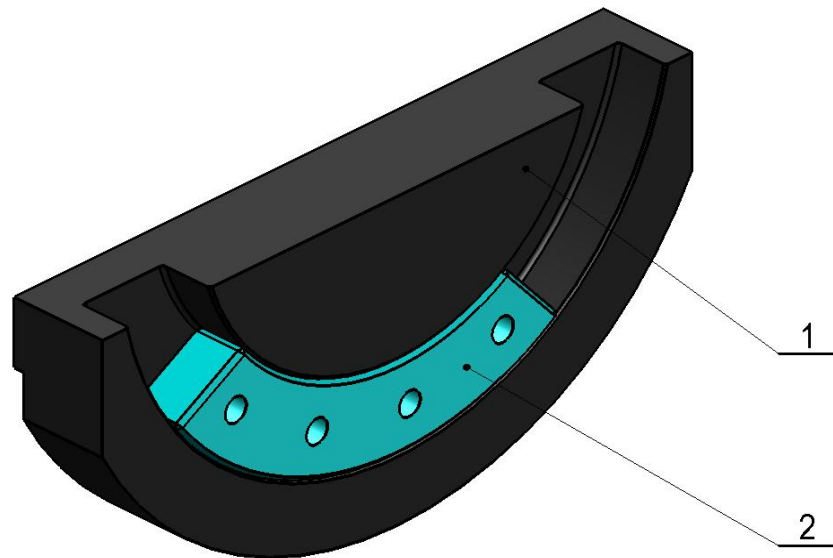
Snímání polohy naklápěcí části pohonné jednotky je prováděno indukčním snímačem XS1M12 od firmy Schneider-Electric.

Jako ochranný prvek je zde použit bezpečnostní spínač XCSD3918P20 od firmy Schneider-Electric, který vypne servoaktuátor v případě přejetí koncové polohy (naklonění o úhel $\alpha > 50^\circ$).



Obr. 64 – Pohonná jednotka zkracovací pily UKA 601

Pro zavěšení naklápěcí části pohonné jednotky jsou použity 2ks litinových segmentů (materiál: Šedá litina ČSN 42 435), které budou k rámu otočného stolu připevněny šrouby M14 – ISO 4017 – materiál 8.8-A1J. K naklápěcí jednotce bude přichycen ocelový segment (materiál: C45).

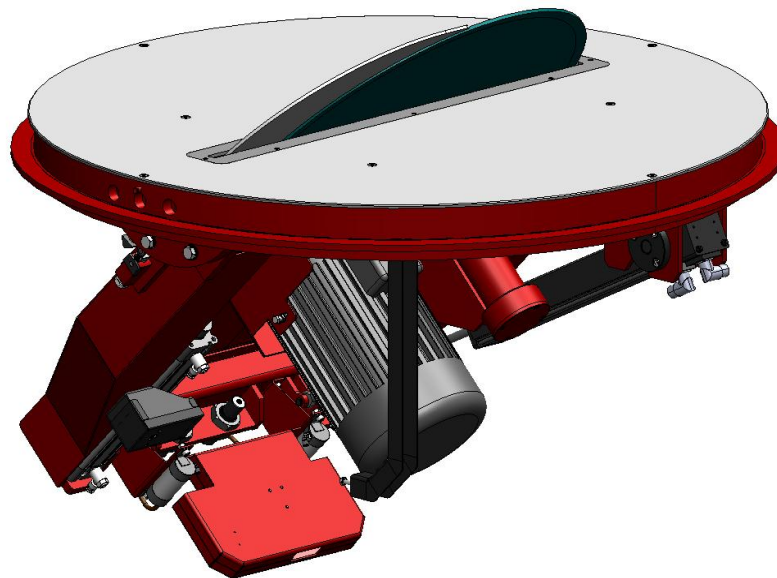


Obr. 65 – Segmenty pro zavěšení naklápěcí jednotky

1 – Litinový segment, 2 – Ocelový segment

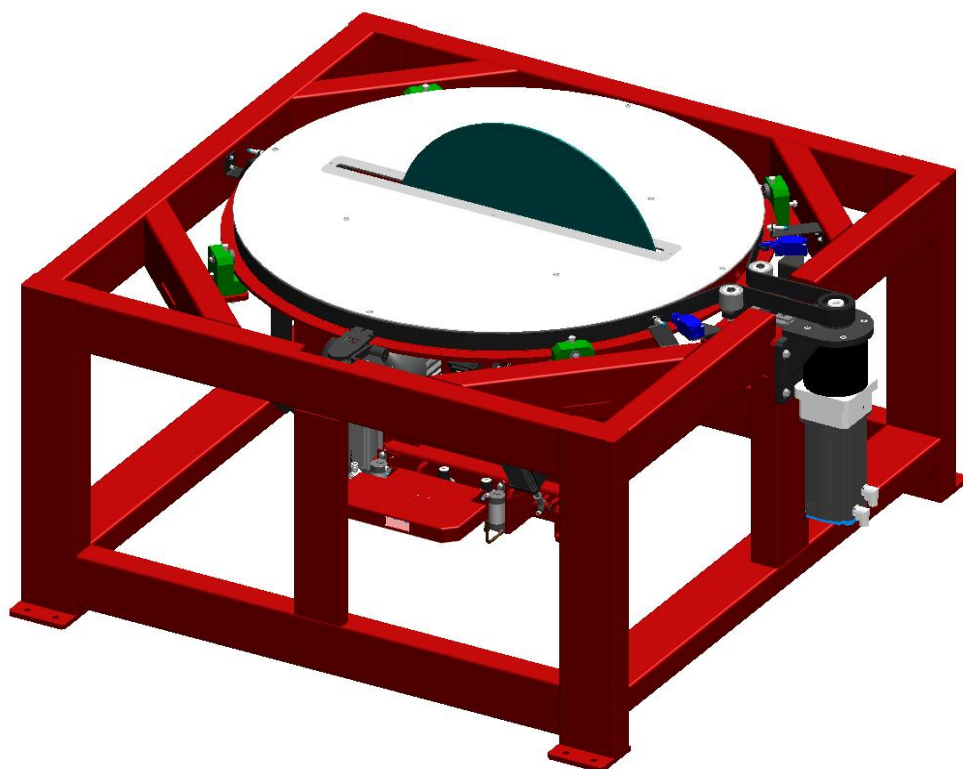
Třetí částí pohonné jednotky je pojezd s vřetenem, motorem a pilovým kotoučem. Vozík je poháněn dvěma pneumatickými válci řady DNCB-63 od firmy FESTO s tlumeným v krajních polohách. Tlumení kinetické energie, vzniklé při vratném pohybu vozíku do výchozí polohy je zajišťováno dvěma hydraulickými tlumiči MCA3325M-2 od firmy ACE (s návratem hydraulické kapaliny pomocí stlačeného vzduchu).

Snímání polohy je prováděno jednak čidly na pneumatických válcích a také indukčním snímačem XS1M12 od firmy Schneider-Electric, který snímá polohu vozíku ve výchozí poloze (z bezpečnostních důvodů).



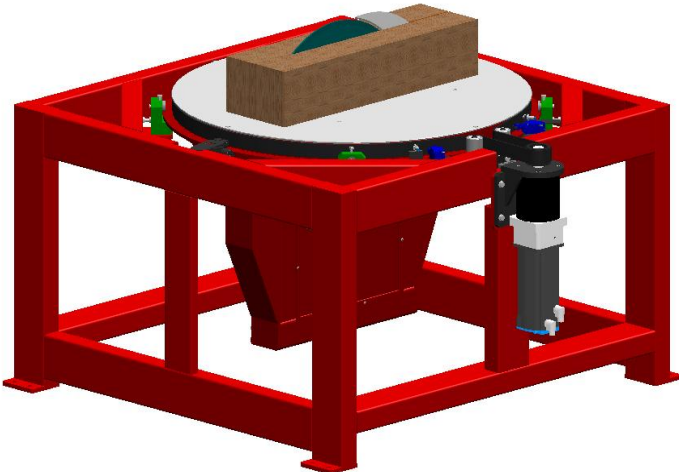
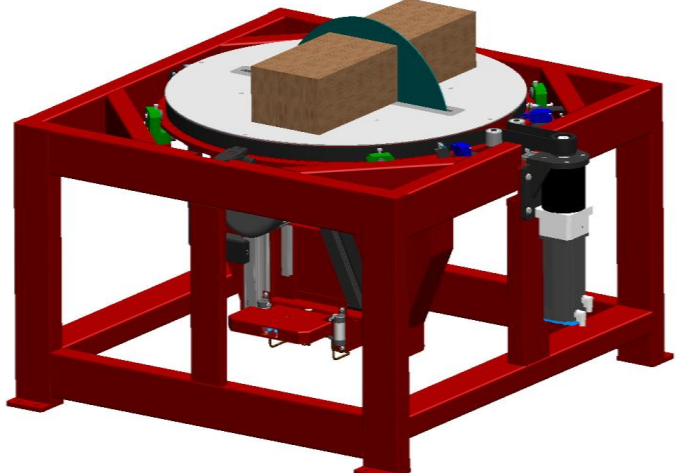
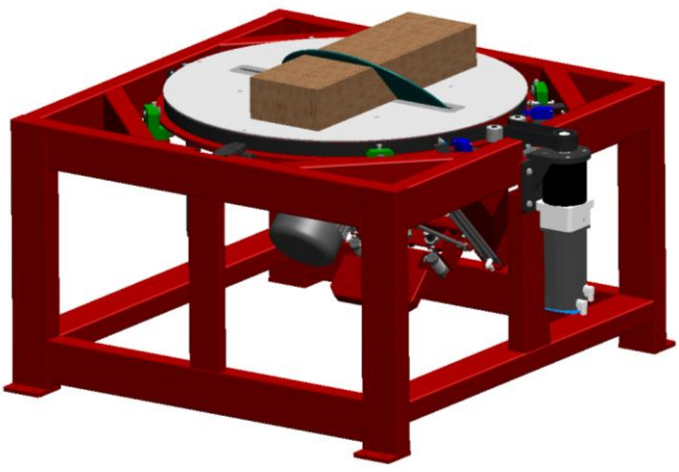
Obr. 66 – Pohonná jednotka zkracovací pily UKA 601

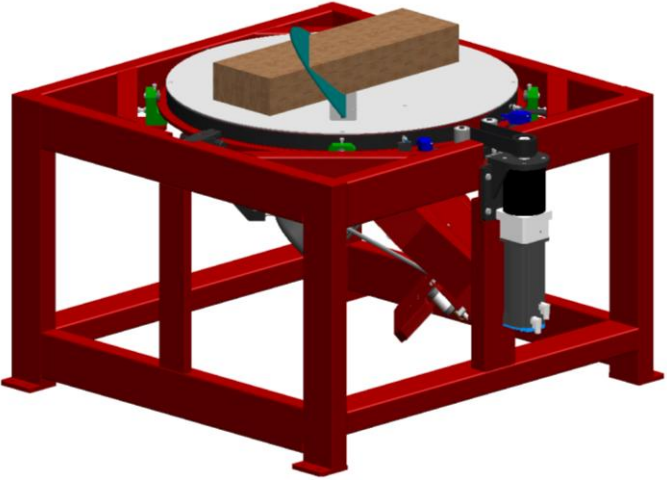

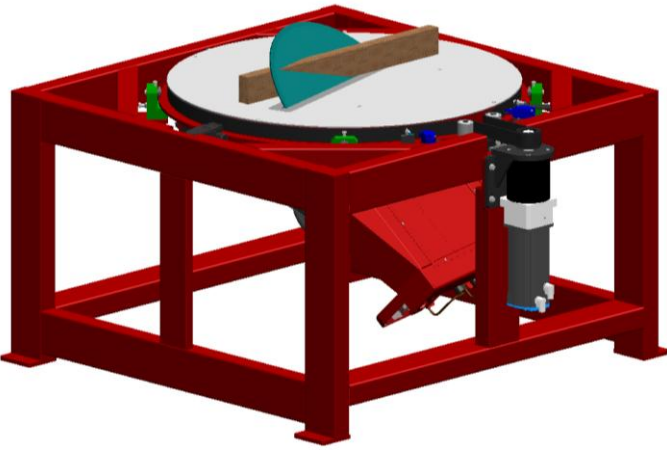
Čtvrtou částí pohonné jednotky zkracovací pily je mechanismus pro natáčení pilového kotouče. Tento systém je přichycen ke kostře stroje, obsahuje prvky pro snímání polohy a bezpečnostní prvky.



Obr. 67 – Pohonná jednotka UKA 601 a její uložení na kostře zkracovací pily

Tab. 6 – Základní druhy řezů

Druh řezu – natočení [°] / naklonění [°]	Obrázek
Průřez - šířka x výška [mm]	
<p>Podélný řez - 90°/0°</p> <p>300 x 200</p>	
<p>Příčný řez - 0°/0°</p> <p>300 x 200</p>	
<p>Šikmý řez - 0°/45°</p> <p>300 x 155</p>	

<p>Šikmý řez - $45^\circ/45^\circ$ 300 x 130</p>	
<p>Šikmý řez - $75^\circ/0^\circ$ 150 x 100</p>	
<p>Šikmý řez - $75^\circ/45^\circ$ 50 x 100</p>	

Celkový rozsah natočení pohonné jednotky je 310° . Rozsah je omezen koncovými spínači a napínacími kladkami natáčecího mechanismu.

ZÁVĚR

V teoretické části jsem provedl seznámení s danou tematikou procesu řezání dřeva, uvedl jsem informace o vlastnostech dřeva, historickém vývoji dřevoobráběcích strojů a důkladněji rozebral řezání dřevěných materiálů pilovým kotoučem. Dále jsem uvedl vzorce potřebné pro výpočty řezných podmínek a návrh pohonu vřetene, a také základní pravidla pro konstrukci úhlových pil a přehled prvků, které se při konstrukci používají. V poslední kapitole teoretické části jsem navrhl dvě varianty pohonné jednotky s odlišným posuvem nástroje do řezu a provedl vyhodnocení.

V praktické části jsem se zabýval vlastním návrhem pohonné jednotky zkracovací pily UKA 601. Provedl jsem nezbytné výpočty pro návrh pracovního nástroje, jeho uchycení v pohonné jednotce a řezné podmínky procesu řezání ve dvou různých režimech. Jednak pro režim příčného dělení a také pro režim podélného rozřezávání. Stanovil jsem způsob uložení vřetena a provedl návrh řemenového převodu mezi vřetenem a motorem.

V dalších kapitolách jsem řešil návrh pojezdu pro uchycení vřetena a jeho pohonu, provedl jsem návrh lineárního vedení a pohonu pojezdu. Poté jsem provedl návrh naklápěcího rámu, pohonu pro naklápění a rámu otočného stolu. V kapitole návrhu naklápěcího rámu jsem provedl také určení funkce pro nastavení servoaktuátoru a řídicí program.

V kapitole návrhu natáčecího mechanismu jsem určil způsob natáčení, provedl výpočet zatížení pro určení pohonu, navrhl odpovídající pohon pro natáčení a také návrh uložení pohonné jednotky na kostru zkracovací pily.

V poslední kapitole jsem uvedl technické informace o kompletaci a nastavení pohonné jednotky a také tabulku přehledu základních možností řezů.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Kocman, K. – Prokop, J.: Technologie obrábění, CERM, leden 2006, s. 271,24,91 AA, ISBN 80-214-3068-0
- [2] ČSN EN 847-1+A1 (496 122), Nástroje na strojní obrábění dřeva – Bezpečnostní požadavky, část 1: Frézovací a pilové kotouče, duben 2008
- [3] Kocman, K.: Speciální technologie, PC-DIR s. r. o., Brno, 2004, ISBN 80-214-1187-2
- [4] ČSN EN 1870-5, Bezpečnost dřevozpracujících strojů – Kotoučové pily – Část 5: Kombinované kotoučové pily/spodní kotoučové pily pro příčné řezání, září 2002
- [5] Matovič, A.: Fyzikální a mechanické vlastnosti dřeva a materiálů na bázi dřeva, ediční středisko VŠZ, Brno, 1993, ISBN 80-7157-086-9
- [6] Lisičan, J. – Zmiarová, B.: Základy obrábania a delenia drevných materiálov (Návody na cvičenia), Edičné stredisko VŠLD, Zvolen, 1983
- [7] Lisičan, J.: Základy obrábania a delenia drevných materiálov, Edičné stredisko VŠLD, Zvolen 1984
- [8] Prokeš, S.: Obrábění dřeva a nových hmot ze dřeva, Státní nakladatelství technické literatura, Praha 1965
- [9] Kudela, M.: Bakalářská práce – Řezné odpory při řezání aglomerovaných materiálů, Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, 2008
- [10] Javorek, L.: Nástroje (I. část), Technická univerzita vo Zvolene, 2006, ISBN 978-80-228-1714-1
- [11] Servo Drive s. r. o.: Servopohony. Dostupné na WWW:
<<http://www.servo-drive.com>>
- [12] Vazníky – příhradové střešní konstrukce. Dostupné na WWW:
<<http://k-woodprojekt.sweb.cz/vazniky.htm>>
- [13] Webové stránky firmy Stori Mantel s. r. o. Dostupné na WWW:
<<http://www.stoerimantel.cz>>

- [14] Katalog produktů firmy Avola: Tesařské stroje. Dostupný na WWW:
<<http://www.avola.de/en/index.html>>
- [15] Katalog firmy Pilana: Nástroje na dřevo. Dostupný na WWW:
<<http://www.pilana.cz/cz/ke-stazeni-pilove-kotouce-pasy-a-listy-na-rezani-dreva>>
- [16] Katalog 2009 Chiaravalli CZ s. r. o., září 2008
- [17] Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj. Dostupný na WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/ka101/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>>
- [18] Mechanika těles - dynamika. Dostupné na WWW:
<http://www.umt.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dynamika/kapitola_4.html>
- [19] Dimenzování pneumatických pohonů. Dostupné na WWW: <<http://2009.oc.smc-cee.com/at/default.htm>>
- [20] Zjednodušený výpočet gyroskopického momentu. Dostupné na WWW:
<www3.fs.cvut.cz/web/uploads/media/SystemyInercialniNavigaceICAST.pdf>
- [21] Hydraulické tlumiče ACE. Dostupné na WWW: <http://www.ace-ace.com/wEnglisch/pages/Support/index.php?navid=3>
- [22] Lineární vedení HIWIN - katalog. Dostupné na WWW:
<<http://www.hiwin.cz/cs/valeckove-vedeni/catalog.html?id=109>>
- [23] Katalog produktů Schneider-Electric. Dostupné na WWW:
<<http://www.schneider-electric.com/site/home/index.cfm/de/>>
- [24] Hodnoty součinitelů tření a valivého tření. Dostupné na WWW:
<<http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>>
- [25] Pevnostní výpočet hřídele. Dostupné na WWW:
<http://procesniinzenyrstvi.wz.cz/2_rocnik/konstruovani/Pevnostni_vypocet_hridel_e.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

m	hmotnost [kg]
g	gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]
f	Statický součinitel tření [-]
ξ	Rameno valivého odporu [m]
UKA 601	Univerzální zkracovací automat

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Kotoučové úhlové pily (firma Avola)	14
Obr. 2 – Kotoučová úhlová pila GAMA 75V (firma Avola)	15
Obr. 3 – Kotoučová úhlová pila CT 800 (firma Stromab)	15
Obr. 4 – Roviny a směry pružné symetrie dřeva (podle Mereditha 1953) roviny: RT – transverzální, LR – radiální, LT – tangenciální	16
Obr. 5 – Třídění procesů mechanické technologie dřeva	21
Obr. 6 – Základní směry řezání	22
Obr. 7 – Proces oddělování třísky	23
Obr. 8 – Elementární otevřené (volné) řezání	24
Obr. 9 – Řezání ve spáře (uzavřené řezání)	25
Obr. 10 – Hlavní části zubu	26
Obr. 11 – Průběh závislosti $T = f(v_c) = C_T \cdot v_c^{-m}$	28
Obr. 12 – Pilový kotouč a jeho charakteristické rozměry	29
Obr. 13 – Profil ozubení pilového kotouče	30
Obr. 14 – Druhy pilových kotoučů podle tvaru v příčném řezu	31
Obr. 15 – Druhy pilových kotoučů podle úpravy řezného zubu	31
Obr. 16 – Druhy zubů pilových kotoučů	32
Obr. 17 – Druhy pilových kotoučů podle dna zubové mezery	33
Obr. 18 – Druhy pilových kotoučů podle dna zubové mezery	33
Obr. 19 – Druhy pilových kotoučů podle tvaru zubu	34
Obr. 20 – Oddělování třísky pilovým kotoučem	36
Obr. 21 – Rozklad sil, které působí na zub kotouče	40
Obr. 22 – Způsoby upevnění pilových kotoučů	45
Obr. 23 – Detail příruby pilového kotouče	46
Obr. 24 – Schematické znázornění uchycení pilového kotouče	46
Obr. 25 – Řemenice a řemeny pro přenos rotačního pohybu	47
Obr. 26 – Třífázové asynchronní elektromotory	48
Obr. 27 – Valivá ložiska pro uložení hybné hřídele	48
Obr. 28 – Dvojitý pneumatický válec	50
Obr. 29 – Miniaturní hydraulický tlumič rázů	51
Obr. 30 – Hydraulický tlumič rázů pro větší nároky	51

Obr. 31 – Válečkové lineární vedení HIWIN	52
Obr. 32 – Kuličkové pouzdro (z obou stran utěsněné).....	52
Obr. 33 – Servomotory	53
Obr. 34 – Lineární servoaktuátor GSM (Servo-Drive).....	53
Obr. 35 – Indukční válcové snímače.....	54
Obr. 36 – Princip snímání fotoelektrickým snímačem.....	55
Obr. 37 – Bezpečnostní koncový spínač D4N (Omron)	55
Obr. 38 – Varianty pohonné jednotky	56
Obr. 39 – Geometrie zubu nástroje	61
Obr. 40 – Převod ozubeným řemenem.....	66
Obr. 41 – Zatížení hřídele vřetena	71
Obr. 42 – Rozklad zatěžující síly.....	72
Obr. 43 – Průběh momentů a posouvajících sil v rovině xy	73
Obr. 44 – Průběh momentů a posouvajících sil v rovině xz	74
Obr. 45 – Nebezpečné průřezy hřídele.....	74
Obr. 46 – Spoj pomocí těsného pera	76
Obr. 47 – Uspořádání vřetena pohonné jednotky.....	79
Obr. 48 – Svařenec pojezdu	79
Obr. 49 – Schéma působení zatěžujících sil na lineární vedení.....	81
Obr. 50 – Síly zatěžující pneumatické válce.....	88
Obr. 51 – Pojezd s vřetenem pilového kotouče.....	91
Obr. 52. – Svařenec naklápěcího rámu	92
Obr. 53 – Změna polohy těžiště při naklopení kotouče	93
Obr. 54 – Kompletní rám naklápění.....	99
Obr. 55 – Schéma otočného stolu	100
Obr. 56 – Schéma pro výpočet funkce.....	101
Obr. 57 – Graf průběhu funkce pro řídicí program	102
Obr. 58 – Model svařence otočného stolu	103
Obr. 59 – Uložení pohonné jednotky.....	110
Obr. 60 – Pneumatická čelist'ová brzda MP-01 (Coremo Ocmea).....	111
Obr. 61 – Snímání referenční polohy	112
Obr. 62 – Snímání koncových poloh	112
Obr. 63 – Pohonná jednotka zkracovací pily UKA 601.....	113

Obr. 64 – Pohonná jednotka zkracovací pily UKA 601.....	114
Obr. 65 – Segmenty pro zavěšení naklápěcí jednotky	115
Obr. 66 – Pohonná jednotka zkracovací pily UKA 601.....	116
Obr. 67 – Pohonná jednotka UKA 601 a její uložení na kostře zkracovací pily	116

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 – Přehled tvarů pilových zubů a oblast použití.....	35
Tab. 2 – Režim řezání podle A. A. Smirnovova [6]	63
Tab. 3 – Tabulka zatěžujících sil lineárního vedení	82
Tab. 4 – Tabulka výsledných hodnot dimenzování tlumičů	91
Tab. 5 – Ověření funkce pro řídicí program.....	102
Tab. 6 – Základní druhy řezů	117

SEZNAM PŘÍLOH

PI – Příloha PI obsahuje:

- návrh a kontrolu hřídele vřeten v programu MitCalc
-

PII – Příloha PII obsahuje:

- výkres pohonné jednotky UKA 601
- kusovník

PIII – Příloha PIII obsahuje:

- výkres pojezdu s vřetenem a pilovým kotoučem
- kusovník

PIV – Příloha PIV obsahuje:

- výkres rámu otočného stolu s kusovníkem

PŘÍLOHA P I: NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELE VŘETENA

Kapitola vstupních parametrů

1.0 **Předběžný návrh průměru hřídele**

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon: 15,00 [kW]

1.3 Otáčky hřídele: 2075 [/min]

1.4 Krouticí moment: 69,04 [Nm]

1.5 Předběžný min. průměr: 26,70 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele: B...Stálý krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu): A...Běžná konstrukční ocel (500)

2.0 **Tvar a rozměry hřídele**

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	35,00	280,00	429,00	429,00	429,00	429,00	429,00	429,00	429,00
L	35,000	245,000	149,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
ø Da	50,000	58,000	50,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
ø da	50,000	58,000	50,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
ø db	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
R	1,000	1,000	1,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

2.3 Celková délka hřídele: 429,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska): Pevná 291,50 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska): Volná 18,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra): C...Broušeno (0,8)

3.0 **Vruby a zápíchy na hřídele**

3.1 Mez pevnosti v tahu (Su, Rm): 490,0 [MPa]

3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q): 0,4

3.3 **A. Průchozí díra**

X[mm]	d[mm]	β c	β b	β t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.4 **B. Zápích**

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β c	β b	β t
303,00	49,00	0,50	1,80	1,79	1,42
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

3.5 **C. Obecný vrub**

X[mm]	b[mm]	β c	β b	β t
337,00	40,00	1,30	1,30	1,20
370,00	40,00	1,30	1,30	1,20
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

Drážka pro pero (kotoučová fréza)

Vlastní hodnoty

3.6 **D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele**

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β c	1,72	1,72	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β b	1,63	1,63	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β t	1,31	1,31	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

