



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH OKRUŽNÍ PILY

DESIGN OF CIRCULAR SAW

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

TOMÁŠ TAUFER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MICHAL ČERNÝ, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Tomáš Taufer

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

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

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

Návrh okružní pily

v anglickém jazyce:

Design of Circular Saw

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je konstrukční návrh a výpočet domácí okružní pily s těmito parametry: motor o výkonu cca 3-4 kW, průměr kotouče do 500 mm.

Cíle bakalářské práce:

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

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho technickou a vývojovou analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Návrh variant řešení a výběr optimální varianty
7. Konstrukční řešení
8. Závěr (Konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení)

Forma práce: průvodní zpráva, technická dokumentace

Typ práce: konstrukční

Účel zadání: vzdělávací činnost ÚK

Seznam odborné literatury:

Shigley, J. E. a kol.: Konstruování strojních součástí. Vutium Brno, 2010, pp.1186,ISBN 978-80-214-2629-0

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Michal Černý, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 21.11.2012

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ANOTACE

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením okružní pily (cirkulárky) pro domácí použití. Součástí je technická zpráva s rozbořem i výpočty a výkresová dokumentace. Okružní pila je řešena se stolem pro podélné řezání. Stůl bude odklápěcí, čímž bude umožňovat kolébkové řezání. Přenos kroutícího momentu bude realizován pomocí řemene pro prokluz při záseku pily. Rám pily bude svařenec pro zachování tuhosti. Všechny nefunkční, pohyblivé části budou zakrytovány.

KLÍČOVÁ SLOVA

dřevoobráběcí stroj, okružní pila, řezání, dřevo

ANNOTATION

This bachelor work is dealing with design and constructive solution of circular saw for home use. Parts of this work are technical report with analysis and calculations and design documentation. Circular saw will be construct with bench for lengthwise cutting. The cradle will be hinged for cutting stocks. The gyroscopic moment will be transfered via band for belt creeping in case when saw get stuck. Sash will be weldment. All functionless and moving parts will be covered.

KEY WORDS

woodcutting machine, circular saw, cutting, wood

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE PRÁCE

TAUFER, T. *Návrh okružní pily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 61 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michal Černý, CSc.

PROHLÁŠENÍ AUTORA

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce.

v Brně.....

.....
podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Michalovi Černému, CSc. za jeho trpělivost a ochotu mi poradit.

OBSAH	
ANOTACE	5
KLÍČOVÁ SLOVA	5
ANNOTATION	5
KEY WORDS	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE PRÁCE	7
PROHLÁŠENÍ AUTORA	9
PODĚKOVÁNÍ	11
OBSAH	13
ÚVOD	15
1 NÁSTROJE PRO DĚLENÍ MATERIÁLU	16
1.1 Historický vývoj pil.....	16
1.2 Vývoj moderních pil.....	17
1.3 Typy pil.....	18
1.3.1 Ruční pily	18
1.3.2 Ruční pila s motorovým pohonem	19
1.3.3 Příklady strojních pil	19
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	21
3 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU	23
3.1 Formulace řešeného problému	23
3.2 Technická analýza zařízení.....	23
3.2.1 Funkce zařízení.....	23
3.2.2 Konstrukce pily	23
3.2.3 Hlučnost stroje.....	23
3.2.4 Bezpečnost stroje.....	23
4 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	24
5 METODICKÝ POSTUP ŘEŠENÍ	25
6 NÁVRH A VÝBĚR VARIANTY ŘEŠENÍ	26
6.1 Varianty řešení	26
6.1.1 Tvar hlavní kostry.....	26
6.1.2 Umístění kotouče.....	26
6.1.3 Zakrytování	27
6.1.4 Umístění vypínače	28
6.1.5 Příslušenství	28
6.2 Volená varianta řešení	28
7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	30
7.1 Výpočet kroutícího momentu od motoru.....	30
7.2 Návrh délky těsného pera na hřídeli motoru.....	30
7.2.1 Silové působení na bok pera v místě náboje	30
7.2.2 Výpočet minimální délky pera z otláčení	31
7.2.3 Kontrola pera na smyk	31
7.3 Klínový řemenový převod	32
7.3.1 Převodový poměr klínového řemenového převodu.....	32
7.3.2 Stanovení velikosti průřezu klínového řemene	32
7.3.3 Minimální průměr řemenic	32
7.3.4 Stanovení minimálních výpočtových průměrů řemenic	33
7.3.5 Návrh osové vzdálenosti řemenic.....	34
7.3.6 Určení délky klínového řemene	35

7.3.7 Skutečná osová vzdálenost řemenic.....	36
7.3.8 Stanovení potřebného počtu řemenů.....	37
7.3.9 Předpětí řemenů.....	37
7.4 Hřídel pily.....	39
7.4.1 Zatížení hřídele a VVÚ.....	39
7.4.2 Výpočet předběžného průměru hřídele.....	41
7.4.3 Pevnostní kontrola hřídele.....	41
7.4.4 Únavová kontrola hřídele.....	42
7.5 Návrh délky těsného pera na hřídeli pily.....	45
7.5.1 Silové působení na bok pera v místě náboje.....	45
7.5.2 Výpočet minimální délky pera z otláčení.....	46
7.5.3 Kontrola pera na smyk.....	46
7.6 Kontrola vodícího ramene.....	47
7.7 Kontrola čepu.....	49
7.8 Kontrola napínacího šroubu.....	50
7.8.1 Kontrola na tah.....	50
7.8.2 Kontrola na otláčení v závitech.....	51
7.8.3 Kontrola úhlu stoupání.....	51
7.9 Kontrola zvoleného ložiska na vliv naklopení.....	52
8 ZÁVĚR.....	54
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	55
SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ.....	56
SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK.....	58
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	59
SEZNAM PŘÍLOH.....	61

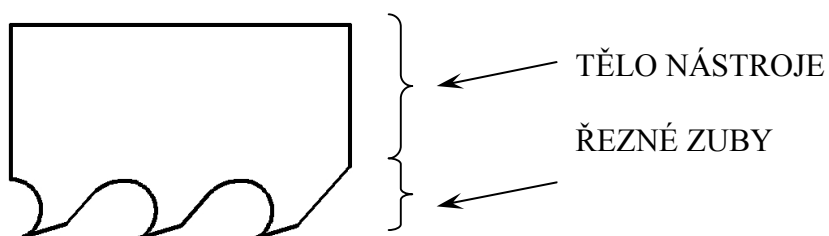
ÚVOD

Nutnost dělení materiálu je zde odnepaměti. A to jak kvůli zkracování pro lepší skladnost, tak také pro lepší manipulovatelnost. Dělení materiálu je dále potřebné na přípravu polotovarů na výrobky různých tvarů a velikostí. Zaměříme-li se na domácnosti, jedná se zejména o dělení dřeva otopného nebo stavebního.

Co je to ale *dělení materiálu*?

Dělením rozumíme rozdvojení materiálu na dvě části (ne nutně stejné) za použití dělicích nástrojů. Dělením tedy vznikají nové tvary, plochy a velikosti, v neposlední řadě také třísky, což je odebraný materiál z místa řezu. V souvislosti se dřevem pak hovoříme o pilinách.

Tvar *dělicího nástroje* se různí s je z principu tvořen tělem nástroje a min. jedna z hran obsahuje tzv. řezné zuby.



Obr. 0-1 Dělicí nástroj

1 NÁSTROJE PRO DĚLENÍ MATERIÁLU

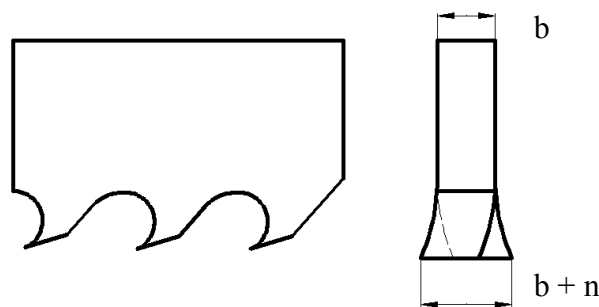
1.1 Historický vývoj pil

První typy pil byly známy již před 2700 př. n. l., kdy Egypťané nahradili pazourek pilovým listem obr. 1-2.



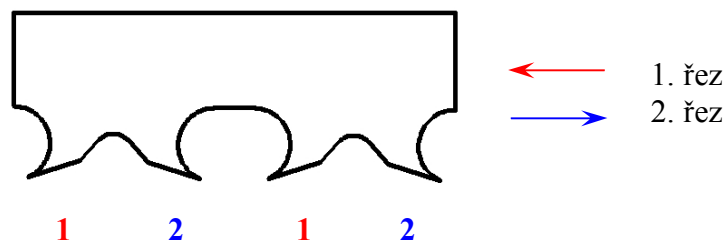
Obr. 1-2 Pilka [13]

Další vývoj zaznamenali Římané, kteří vyhnuli zuby střídavě do strany, čímž rozšířili řez a zamezili tak zaseknutí pily obr. 1-3.



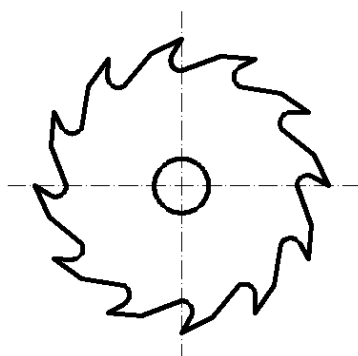
Obr. 1-3 Vyhnutí zubů pily

Také známý génius Leonardo da Vinci přispěl do vývoje tím, že každý druhý zub otočil „vzad.“ Tak se dalo řezat i při zpětném chodu pily obr. 1-4. To ale vyžadovalo dvě osoby.



Obr. 1-4 Střídání zubů pily

Nejdůležitějším zlepšením však byl patent po Velké francouzské revoluci na kotoučovou pilu. Tzv. „pilu bez konce“ obr. 1-5.



Obr. 1-5 Kotoučová pila

Další vývoj se pak dále již zabývá především vylepšením vlastností jako přizpůsobování listu i kotouče zvýšeným výkonům pohonu, požadavkům na jakost řezu, provozní spolehlivost a trvanlivost.

1.2 Vývoj moderních pil

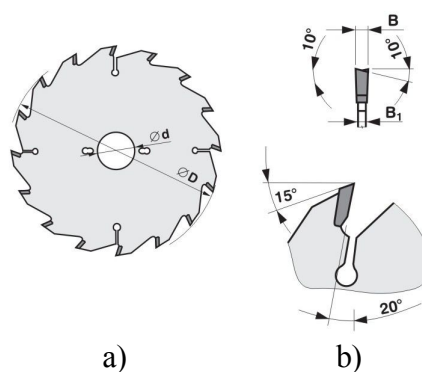
1.2

Máme pily celistvé z jednoho materiálu obr. 1-6. Dřívější přístup byl o snaze zlepšit materiál pilového kotouče. S příchodem vyměnitelných břitových destiček se dostáváme k pilám, jejichž tělo je z běžné oceli a zuby tvoří břitové destičky, které jsou nalepeny na tělo kotouče obr. 1-7a. Tyto destičky jsou buď ze zakalené oceli, ze slinutých karbidů nebo z oceli s tvrdým povlakem např. nitridem titanu TiCN obr. 1-8.

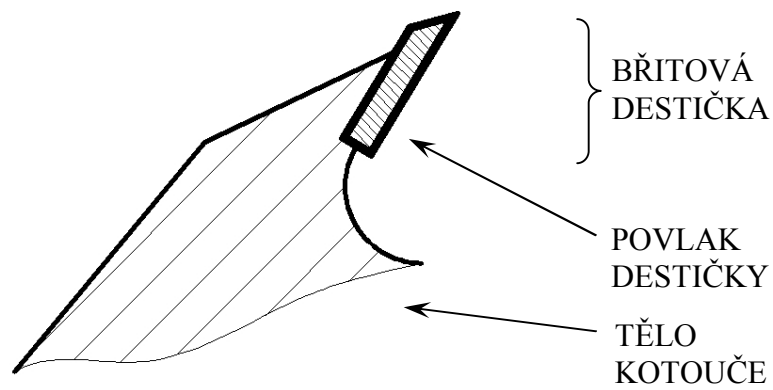
Užitné vlastnosti a použití jsou dány geometrií kotouče, nejvíce však geometrií zubu (břitové destičky) obr. 1-7b.



Obr. 1-6 Jednotlivý kotouč [15]



Obr. 1-7 Vyměnitelné destičky a geometrie kotouče [16]



Obr. 1-8 Powlakování vyměnitelné destičky kotouče

1.3 Typy pil

1.3.1 Ruční pily



Obr. 1-9 Ocaska [12]



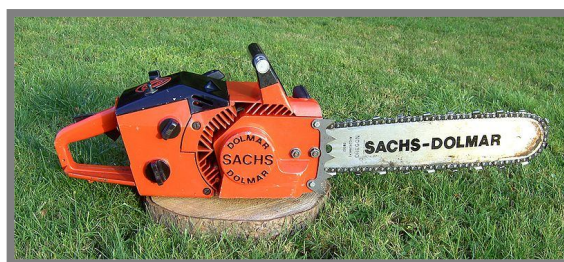
Obr. 1-10 Lupénková pila [12]



Obr. 1-11 Oblouková pila [12]

1.3.2 Ruční pila s motorovým pohonem

1.3.2



Obr. 1-12 Řetězová pila [12]



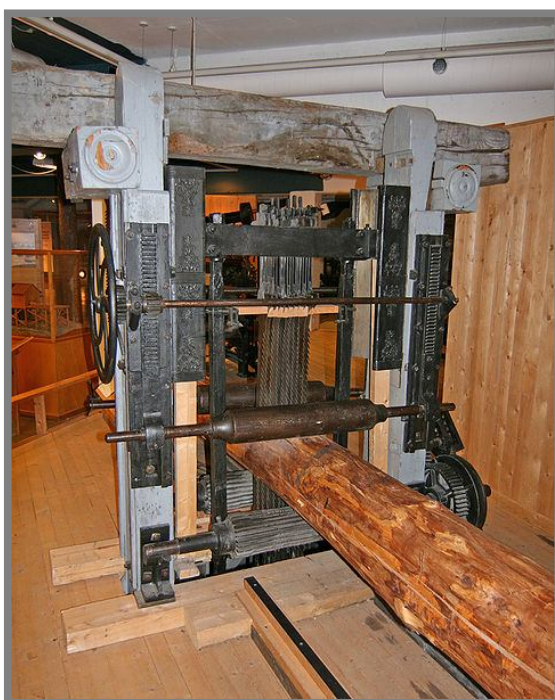
Obr. 1-13 Přímočará pila [12]



Obr. 1-14 Kotoučová pila [12]

1.3.3 Příklady strojních pil

1.3.3



Obr. 1-15 Katr [12]



Obr. 1-16 Pásová pila [12]











Obr. 1-17 Kotoučová pila (cirkulárka) [12]

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Počet dnešních výrobců, kteří vyrábí nástroje, v našem případě okružní pily, je mnoho. Také nabízený sortiment je velmi široký a to od prosté ruční pilky, přes rozšířené okružní pily až po těžké motorované dělicí stroje. Výrobců, specializujících se na okružní pily, je celá řada, protože má tento segment široké uplatnění a velký odbyt.

Dále je tabulka s výrobky okružních pil od několika výrobců, srovnání parametrů a cen:

Tab. 2-1 Porovnání parametrů pil [14]

	Výrobce	Konstrukce	Výkon [kW]	Hmotnost [kg]	Prořez [mm]	Cena [Kč]
	BGU Maschinen	Profilované plechy	4.2	66	200	18 192,-
	Binderberger	Tenkostěnné profily	4.2	135	200	33 600,-
	Gude	Tenkostěnné profily	5.2	125	250	39 684,-
	KWS	Tenkostěnné profily	6.8	140	200	20 976,-
	Einhell	Profilované plechy	4.5	89.2	270	20 264,-
	Holzkraft	Tenkostěnné profily	5.5	180	270	40 068,-
	WIDL	Profilované plechy	5.5	75	210	23 335,-
	Frott	Tenkostěnné profily	4.0	170	180	26 880,-

Tabulka obsahuje výrobce BGU Maschinen, Binderberger, Gude, KWS, Einhell, Holzkraft, WIDL a Frott. Existují samozřejmě i další.

Mluvíme-li o klasické okružní pile, tedy s určením pro podélné řezání, vyrábí je především výrobci Binderberger, Gude, Holzkraft a Frott. Ostatní se zaměřují na řezání kolébkové i jiné.

Pro nejběžnější použití se hodí nejvíce pily od výrobců Binderberger a Gude. Profesionálnější užití najdeme u výrobce Holzkraft a výrobci WIDL se zaměřují na těžké a dlouhotrvající provozy.

V cenových hladinách pro běžného uživatele se pohybují zejména výrobci BGU Maschinen, Gude a Frott. Nejdražší jsou pak výrobci Binderberger a WIDL. Dále tabulka pro srovnání:

Tab. 2-2 Cenové rozpětí nabídky [14]

BINDERBERGER	26 000 – 67 000,- Kč
GUDE	17 000 – 40 000,- Kč
BGU MASCHINEN	18 000 – 41 000,- Kč
HOLZKRAFT	22 000 – 40 000,- Kč
EINHELL	~21 000,- Kč
KWS	~21 000,- Kč
FROTT	27 000 – 31 000,- Kč
WIDL	22 000 – 57 000,- Kč

V neposlední řadě srovnání prvku bezpečnosti, kde nejlépe hodnoceny jsou cenově nejdražší hladiny, ale i výrobky cenově dostupnější od konkurenčních výrobců.

3 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

3

3.1 Formulace řešeného problému

3.1

Jedná se o vlastní konstrukční návrh okružní pily. Zejména o nosnou konstrukci, umístění pilového kotouče, zajištění přenosu kroutícího momentu na kotouč a umístění bezpečnostního prvku do systému v případě, že přenos kroutícího momentu bude náhle zastaven. Pila musí být bezpečná, technicky a cenově konkurenceschopná.

3.2 Technická analýza zařízení

3.2

3.2.1 Funkce zařízení

3.2.1

Okružní pila je dřevoobráběcí stroj. Podle konstrukce je můžeme dělit na stolové a kolébkové, podle použití na průmyslové a domácí. U stolových pil se dělí přímým řezem desky, latě a jiné dřeva na části. Hlavním parametrem tohoto dělení je prořez; tedy možná hloubka řezu řezného kotouče. U kolébkových pil se dělí kulatiny, palivové dřevo, menší kmeny stromů apod. Dělení probíhá za vzniku pilin, odvedené kousky dřeva z místa řezu.

3.2.2 Konstrukce pily

3.2.2

Dnešní trend jsou profilované kostry pro snížení hmotnosti. Použití plechů také není výjimkou. Důležité je však zachování tuhosti za chodu stroje a udržení stability při řezání. Veškeré konstrukce jsou převážně svařované a jen tam, kde je to potřeba se použije dělených konstrukcí (převoz na staveniště apod.).

3.2.3 Hlučnost stroje

3.2.3

I za chodu na prázdno má stroj hlučnost 70 - 80 dB, což je mnohem více než mluva. Okružní pila se řadí do kategorie velmi hlučných strojů a to až do 110 dB při plném chodu. Do této kategorie patří dále třeba sbíječky, kovací stroje apod. Při práci je nutné použití ochranných prostředků sluchu, jinak hrozí možné poškození.

3.2.4 Bezpečnost stroje

3.2.4

Protože okružní pila patří mezi nejnebezpečnější stroje, je třeba dbát veškerých bezpečnostních pokynů. Na stroji by neměl pracovat nikdo, kdo není řádně proškolen a zaučen. Zakrytování nefunkčních částí pily by mělo předcházet náhodnému či nechtěnému styku vnějších předmětů s částmi pily. Stejně tak částečné zakrytování řezného kotouče, je-li to možné.

4 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Náplní práce je konstrukční řešení stolní okružní pily. Důraz bude kladen na bezpečnost a cenovou konkurenceschopnost. Konstrukce by měla být stabilní s možností převozu na jiné místo. Dále pak snadnou a rychlou výměnu pilového kotouče. Odvod pilin. Vyměnitelnost motoru. Přístup k pile ze všech stran a případné umístění přídatných doplňků.

V bodech:

- » Vlastní návrh konstrukčních uzlů
- » Výpočtové ověření konstrukční pevnosti a bezpečnosti
- » Zajištění stability a mobility
- » Možnost variability
- » Maximalizace bezpečnosti a tuhosti
- » Minimalizace ceny a komplikovanosti

5 METODICKÝ POSTUP ŘEŠENÍ

Po zhodnocení dosavadních konstrukcí z hlediska použitých materiálů a typů sestavení se rozhodnu jakým způsobem zkonstruuji základní nosnou konstrukci. Motor zvolím z řad od firmy Siemens. Ten bude uvnitř základní konstrukce, k níž bude přišroubován.

Volba řemenového převodu je uskutečněna na základě nutnosti prvku bezpečnosti v systému. Řemenový převod bude napínán pomocí napínacího šroubu, který bude posunovat zároveň s motorem i hnací řemenicí.

Stůl pro podélné řezání je odklápěcí, aby se dalo snadněji dostat k hnací hřídeli, motoru a pilovému kotouči, jehož vyměnitelnost se řeší maticí s opačným závitem než kroučící moment. Po otevření stolu bude pila umožňovat řezání kulatin na odklopném držáku, který v základní poloze bude zároveň podpírat stůl. Stabilita nesmí být ovlivněna.

Protože okružní pila sama o sobě je jednou z nejnebezpečnějších na práci s dřevem řeznými stroji, je nutné se zaměřit také na zakrytování všech pohyblivých částí a důsledně na zabezpečení všech volných částí při chodu stroje.

Nakonec je možné dodat příslušenství jako např. kolečka, systém na odvod pilin a případné řezné příslušenství jako např. úhломěr.

6 NÁVRH A VÝBĚR VARIANTY ŘEŠENÍ

6.1 Varianty řešení

6.1.1 Tvar hlavní kostry

Tvar hlavní kostry se většinou konstruuje do tvaru písmene „A“ jak vidíme na obrázcích níže. Na obr. 6-18a vidíme použití profilovaných plechů na kostru. Na obr. 6-18b se používají hutní profily. Obdélníkové tvarování do písmene „M“ se již nedělají. Lze je ještě vidět u končící produkce. Je otázkou zda je lepší použít na konstrukci hlavní kostry profilovaných plechů nebo přímo profilů. První možnost je méně hmotná, ale je třeba dobře uvážit tuhost stroje.



Obr. 6-18a Plechovaná konstrukce [14]



Obr. 6-18b Profilovaná konstrukce [14]

Změna konstrukce z „M“ do „A“ tedy znamená nejen nižší hmotnost při stejném zatížení ale i lepší využití materiálu. Také se nám tím naskýtá „uvolněný prostor“ po stranách. Na závěr lze říci, že dostatečná tuhost hlavní kostry je prvním předpokladem bezpečnosti stroje za chodu a to i při plném zatížení.

6.1.2 Umístění kotouče

Kotouč se dle normy umísťuje do „čtvrtého kvadrantu.“ Tzn. od pravého dolního rohu až po střed z pohledu dělníka. Hodně záleží na přímé funkci stroje. Na obr. 6-19a je například umístěn uprostřed. Často se kotouč umísťuje blíže ke kraji stolu jako na obr. 6-19b. Většinou je to dáno konstrukčním uspořádáním. Motor vůči kotouči apod.



Obr. 6-19a Kotouč uprostřed [14]



Obr. 6-19b Kotouč u kraje [14]

Ve valné většině případů však kotouč zůstává uvnitř hlavní kostry. Nenachází se vně. Může být uložen mezi ložisky nebo letmo. Druhý případ je méně příznivější z hlediska zatížení, ale manipulace (výměna) je o poznání jednodušší.

6.1.3 Zakrytování

Jedná se o další prvek bezpečnosti. Nedá se říci, že plným zakrytáním pohyblivých částí stroje, jaké vidíme na obr. 6-20a, získáme 100% bezpečnost. Nejde jen o zakrytování pohyblivých částí, ačkoliv to zamezí jejich nahodilým stykům s vnějšími předměty či údy osob. Je potřeba si uvědomit, že okružní pila je stroj, který pracuje s extrémními otáčkami, a patří mezi nejrizikovější stroje. (Nejvyšší počet úrazů u dřevoobráběcích strojů.)

6.1.3



Obr. 6-20a Plné zakrytování [14]



Obr. 6-20b Částečné zakrytování [14]

V případě fragmentace kotouče žádný sebelepší kryt nepomůže. Z pily se stává nebezpečná zbraň. Proto je potřeba dodržet *veškeré* prvky bezpečnosti. Krytování je jedno z nich. Zakrytování nejlépe všech nefunkčních částí a aspoň částečné zakrytování částí funkčních jako vidíme na obr. 6-20b.

6.1.4 Umístění vypínače

Z počátku se může zdát, že taková věc je dosti banální. A vskutku může i být, nejedná-li se o rychlořezný stroj, jakým je právě okružní pila. Na obr. 6-21a a 6-21b vidíme vypínače situovány po stranách pily vzhledem k pozici obsluhy.



Obr. 6-21a Umístění vypínače po boku [14]



Obr. 6-21b Umístění vypínače vzadu [14]

6.1.5 Příslušenství

Kolečka jsou dnes již nedílnou součástí stolních okružních pil (jednoduché a rychlé přemístění.) Doplněním o dílenské potřeby jako je úhloměr nebo pravítko se jistě zvedne konkurenceschopnost stroje.

6.2 Volená varianta řešení

Hlavní konstrukce bude tvořena profily \square a L a to z důvodů šetření materiálu. Od možnosti profilovaných plechů bylo upuštěno pro stavbu celé konstrukce. Tvar je zvolen do písmene „A“ s možností využití prostoru uvnitř konstrukce. Použitý materiál bude ze svařitelné oceli S235JRG1. Uvnitř konstrukce bude situován motor, který bude přišroubován ke konstrukci čtyřmi šrouby.

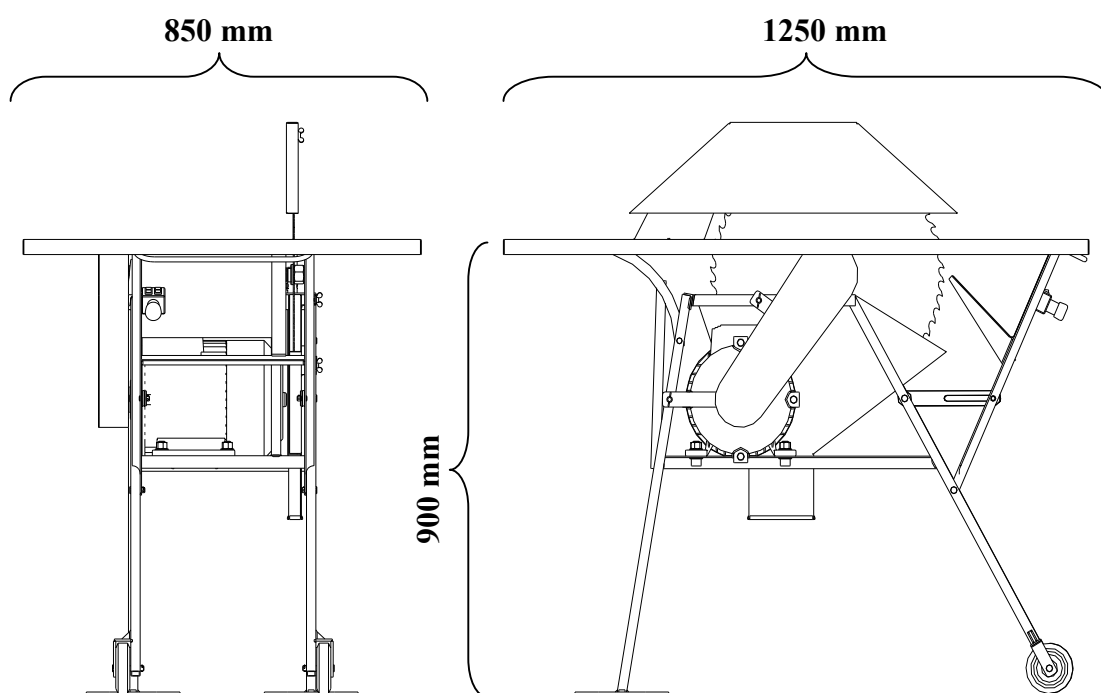
Vedle motoru bude usazen řezný kotouč, který bude ležet uvnitř konstrukce. Norma ČSN EN 1870-6+A1 stanoví pozici kotouče do čtvrtého kvadrantu, tedy do pravého dolního rohu. Umístěn bude na hřídeli pomocí ustavovacího kroužku a zajištěn maticí.

Celý kotouč bude zakrytován a to jak zespodu tak i z vrchu. Zakrytování se netýká jen kotouče ale i řemenového převodu. Ten je umístěn po straně konstrukce pro vyměnitelnost řemenů. Napínán bude pomocí napínacího šroubu, který bude posunovat celým motorem a tedy i hnací řemenicí.

Odklápěcí stůl bude dále umožňovat snadnější přístup ke konstrukci a v neposlední řadě také možnost kolébkového řezání. Tato kolébka bude otočně svázána s konstrukcí a ve své základní poloze bude sloužit jako podpěra stolu.

Je nezbytné, aby umístění vypínače bylo co nejbližší pažím dělníka v jeho základním pracovním postoji. Bude tedy umístěn na kolébce pod levou rukou.

A nakonec příslušné normované rozměry dle ČSN EN 1870-6+A1 viz schéma:



Obr. 6-22 Schéma okružní pily

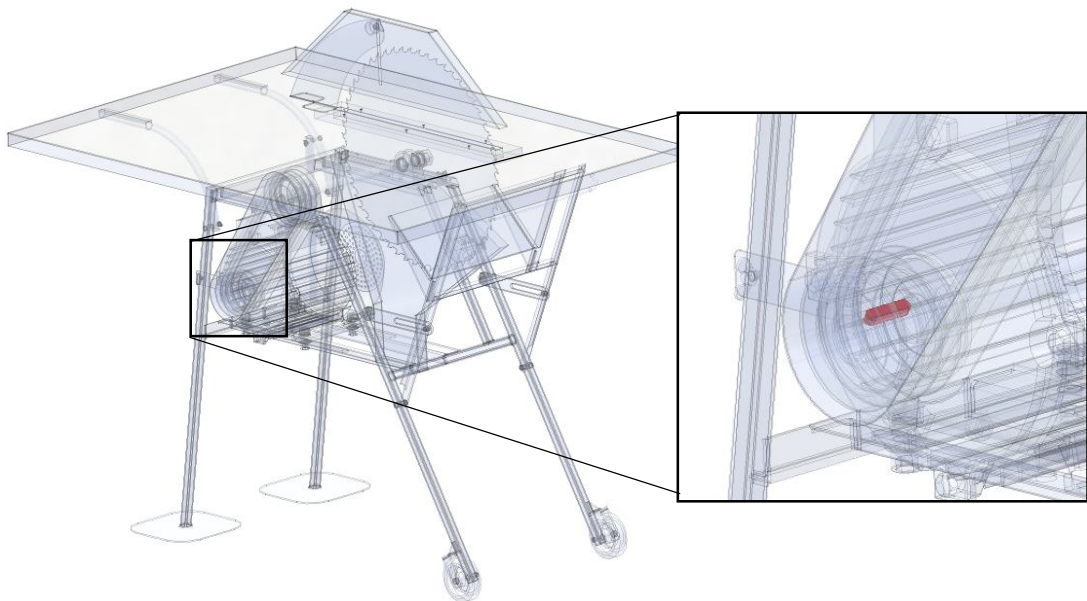
7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

7.1 Výpočet kroučícího momentu od motoru

Motor zvolen SIEMENS 1LA7. → [7] Výkon $P = 4 \text{ kW}$ otáčky $n = 2\,905 \text{ min}^{-1}$

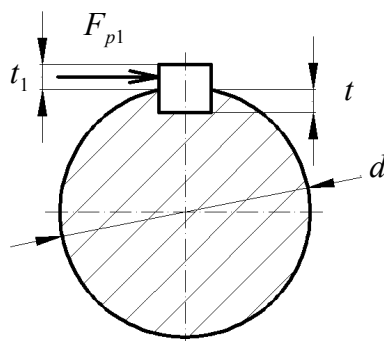
$$\text{Z toho kroučící moment: } M_{k,mot} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{4\,000 \text{ W}}{2 \cdot \pi \cdot 48,41 \text{ s}^{-1}} = \underline{\underline{13,15 \text{ Nm}}} \quad (7.1)$$

7.2 Návrh délky těsného pera na hřídeli motoru



Obr. 7-23 Pero na hřídeli motoru

7.2.1 Silové působení na bok pera v místě náboje



Obr. 7-24 Otláčení boku pera

Průměr hřídele $d = 28 \text{ mm}$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 2,9 \text{ mm} \rightarrow [1]$, kroutící moment $M_{k,mot} = 13\,150 \text{ Nmm} \rightarrow (7.1)$

$$\text{Síla působící na bok pera: } F_{p1} = \frac{M_{k,mot}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{13\,150 \text{ Nmm}}{\frac{28 \text{ mm}}{2} + \frac{2,9 \text{ mm}}{2}} = \underline{\underline{851,2 \text{ N}}} \quad (7.2)$$

7.2.2 Výpočet minimální délky pera z otláčení

7.2.2

Síla na bok pera $F_{p1} = 851,2 \text{ N} \rightarrow (7.2)$, dovolený tlak $p_D = 56 \text{ MPa} \rightarrow [3]$, šířka pera $B = 8 \text{ mm} \rightarrow [1]$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 2,9 \text{ mm} \rightarrow [1]$

$$\text{Minimální funkční délka pera: } l' = \frac{F_{p1}}{p_D \cdot t_1} = \frac{851,2 \text{ N}}{56 \text{ MPa} \cdot 2,9 \text{ mm}} = \underline{\underline{5,24 \text{ mm}}} \quad (7.3)$$

$$\text{Minimální délka pera: } l = l' + B = 5,24 \text{ mm} + 8 \text{ mm} = \underline{\underline{13,24 \text{ mm}}} \quad (7.4)$$

Minimální použitelná délka pera dle [1] je $l = 14 \text{ mm}$.

Upravena dle řemenice na $l_{p1} = 36 \text{ mm}$.

7.2.3 Kontrola pera na smyk

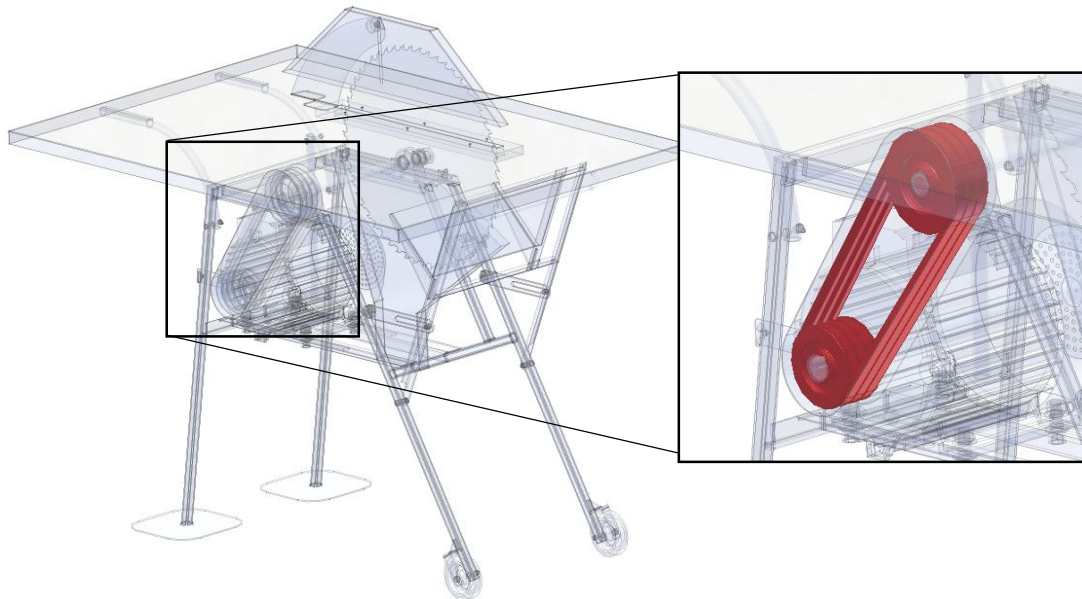
7.2.3

Síla na bok pera $F_{p1} = 851,2 \text{ N} \rightarrow (7.2)$, dovolené napětí $\tau_{D,s} = 50 \text{ MPa} \rightarrow [3]$, šířka pera $B = 8 \text{ mm} \rightarrow [1]$, délka pera $l_{p1} = 36 \text{ mm} \rightarrow [1]$

$$\begin{aligned} \tau_s = \frac{F_{p1}}{S} &= \frac{F_{p1}}{\frac{\pi \cdot B^2}{4} + B \cdot (l_{p1} - B)} = \frac{851,2 \text{ N}}{\frac{\pi \cdot (8 \text{ mm})^2}{4} + 8 \text{ mm} \cdot (36 \text{ mm} - 8 \text{ mm})} = \\ &= \underline{\underline{3,1 \text{ MPa}}} < \tau_{D,s} = 50 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (7.5)$$

Napětí ve smyku je menší než dovolené. Pero **vyhovuje**.

7.3 Klínový řemenový převod



Obr. 7-25 Klínový řemenový převod

7.3.1 Převodový poměr klínového řemenového převodu

Otáčky motoru $n_1 = 2905 \text{ min}^{-1} \rightarrow [7]$, maximální otáčky kotouče $n_2 = 2300 \text{ min}^{-1} \rightarrow [8]$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2905 \text{ min}^{-1}}{2300 \text{ min}^{-1}} = \underline{\underline{1,263 [-]}} \quad (7.6)$$

7.3.2 Stanovení velikosti průřezu klínového řemene

Podle přenášeného výkonu a otáček malé řemenice volím z diagramu ve strojnických tabulkách dle normy ČSN 02 3111 průřez řemene **TYP A**.

7.3.3 Minimální průměr řemenic

Tab. 7-3 Minimální výpočtový průměr řemenic [6]

Průřez řemene	D_{MIN} [mm]
Z	63
A	90
B	125
C	200
D	355
E	500

Pro TYP A je $D_{\text{min}} = 90 \text{ mm}$.

7.3.4 Stanovení minimálních výpočtových průměrů řemenic

Maximální rychlost řemene $v_{\max} = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow [6]$, otáčky motoru $n_1 = 2905 \text{ min}^{-1} \rightarrow [7]$

$$D_{1,\max} = \frac{60\,000 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot n_1} = \frac{60\,000 \cdot 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 2905 \text{ min}^{-1}} = \underline{164,3 \text{ mm}} \quad (7.7)$$

$$90 \text{ mm} \leq D_1 \leq 164,3 \text{ mm}$$

Tab. 7-4 Normalizované výpočtové průměry řemenic [6]

Průřez řemene	Normalizovaný výpočtový průměr řemenice D [mm]
Z	(50), (53), (56), 60, 63, 67, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250
A	(75), (80), (85), 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, (170), 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, (800)
B	125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, (1120)
C	200, 212, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, (335), 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1060, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 2000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, (750), 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2240, 2500

Zvoleno z tab. 7-4 $D_1 = 90 \text{ mm}$. $i = 1,263[-] \rightarrow (7.6)$

$$D_2 = D_1 \cdot i = 90 \text{ mm} \cdot 1,263 = \underline{113,67 \text{ mm}} \quad (7.8)$$

Zvoleno z tab. 7-4 $D_2 = 112 \text{ mm}$.

$$\text{Převodový poměr řemenic: } i_i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{112 \text{ mm}}{90 \text{ mm}} = \underline{1,244[-]} \quad (7.9)$$

Zahrnutí provozního skluzu do převodu: voleno $s = 0,02[-] \rightarrow [6]$

$$i_{SK} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1-s)} = \frac{112 \text{ mm}}{90 \text{ mm} \cdot (1-0,02)} = \underline{1,269\,8[-]} \quad (7.10)$$

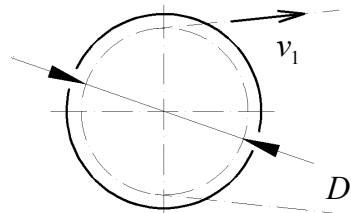
Musí platit: $i_i - \frac{\Delta i}{100} \cdot i_i \leq i_{SK} \leq i_i + \frac{\Delta i}{100} \cdot i_i$ odchylna zvolena: $\Delta i = 5\%$

$$1,244 - \frac{5\%}{100} \cdot 1,244 \leq 1,269\,8 \leq 1,244 + \frac{5\%}{100} \cdot 1,244 \quad (7.11)$$

$$\underline{\underline{1,181\,8 \leq 1,269\,8 \leq 1,306\,2}}$$

Převodové číslo je v rozmezí požadované tolerance. **Převod vyhovuje.**

Obvodová rychlost v místě neutrálních vláken klínového řemene:



Obr. 7-26 Obvodová rychlost

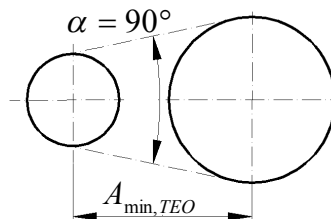
$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60\,000} = \frac{\pi \cdot 90\,mm \cdot 2\,905\,min^{-1}}{60\,000} = \underline{\underline{13,69\,m \cdot s^{-1}}} \quad (7.12)$$

Obvodová rychlost je $13,69\,m \cdot s^{-1}$

7.3.5 Návrh osové vzdálenosti řemenic

Na základě dosažení nejmenší možné velikosti úhlu opásání $\alpha = 90^\circ$ do vzorce

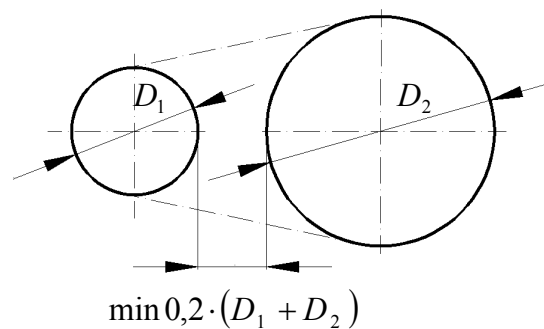
(obr. 7-29) $\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A}$ dostaneme rovnici pro $A_{\min,TEORETICKOU}$:



Obr. 7-27 Minimální teoretická osová vzdálenost

Minimální teoretická osová vzdálenost:

$$A_{\min,TEO} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (112\,mm - 90\,mm) = \underline{\underline{15,55\,mm}} \quad (7.13)$$



Obr. 7-28 Minimální vůle

Minimální skutečná osová vzdálenost (s vůlí mezi koly):

$$A_{\min,SK} = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} + 0,2 \cdot (D_1 + D_2) = \frac{90 \text{ mm}}{2} + \frac{112 \text{ mm}}{2} + 0,2 \cdot (90 \text{ mm} + 112 \text{ mm}) =$$

$$= \underline{\underline{141,4 \text{ mm}}} \quad (7.14)$$

Maximální teoretická osová vzdálenost:

$$A_{\max,TEO} = 2 \cdot (D_2 + D_1) = 2 \cdot (112 \text{ mm} + 90 \text{ mm}) = \underline{\underline{404 \text{ mm}}} \quad (7.15)$$

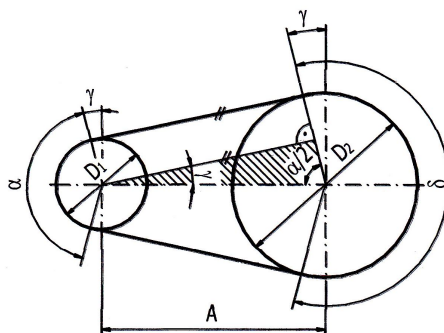
$$A_{\min,SK} \leq A \leq A_{\max,TEO} \quad (7.16)$$

$$141,4 \text{ mm} \leq A \leq 404 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost zvolena $A = 300 \text{ mm}$.

7.3.6 Určení délky klínového řemene

7.3.6



Obr. 7-29 Délka řemene [6]

Z obrázku vyplívá:

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} = \frac{112 \text{ mm} - 90 \text{ mm}}{2 \cdot 300 \text{ mm}} = \underline{\underline{0,0366[-]}} \quad (7.17)$$

$$\Rightarrow \frac{\alpha}{2} = \underline{\underline{87,89^\circ}}; \quad \alpha = \underline{\underline{175,79^\circ}}$$

$$\delta = 360 - \alpha = 360^\circ - 175,79^\circ = \underline{\underline{184,21^\circ}} \quad (7.18)$$

Předběžná délka řemene:

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} = \quad (7.19)$$

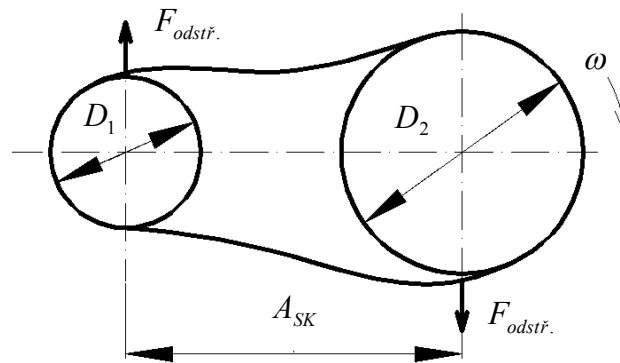
$$= 2 \cdot 300 \text{ mm} \cdot \sin(87,89^\circ) + \pi \cdot 90 \text{ mm} \cdot \frac{175,79^\circ}{360} + \pi \cdot 112 \text{ mm} \cdot \frac{184,2^\circ}{360} = \underline{917 \text{ mm}}$$

Tab. 7-5 Normalizované délky řemene [6]

Průřez řemene	Výpočtové délky L_p [mm] klínového řemene
Z	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500
A	560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000
B	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300
C	1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000
D	3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000
E	4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000

Normalizovaná délka řemene zvolena $L_p = \underline{900 \text{ mm}}$ z tab. 7-5.

7.3.7 Skutečná osová vzdálenost řemenic



Obr. 7-30 Skutečná osová vzdálenost

$$A_{SK} = \frac{1,04 \cdot L_p - \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} - \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360}}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \quad (7.20)$$

$$= \frac{1,04 \cdot 900 \text{ mm} - \pi \cdot 90 \text{ mm} \cdot \frac{175,79^\circ}{360} - \pi \cdot 112 \text{ mm} \cdot \frac{184,2^\circ}{360}}{2 \cdot \sin(87,89^\circ)} = \underline{\underline{309,15 \text{ mm}}}$$

Skutečná osová vzdálenost je $A_{SK} = 309,15 \text{ mm}$.

7.3.8 Stanovení potřebného počtu řemenů

 Hodnoty $N_0; C_\alpha; C_L; C_P; C_K$ zvoleny z [1].

Výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu:

$$N_P = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 1,7 \text{ kW} \cdot \frac{0,982 \cdot 0,81}{1,2} = \underline{\underline{1,1268 \text{ kW}}} \quad (7.21)$$

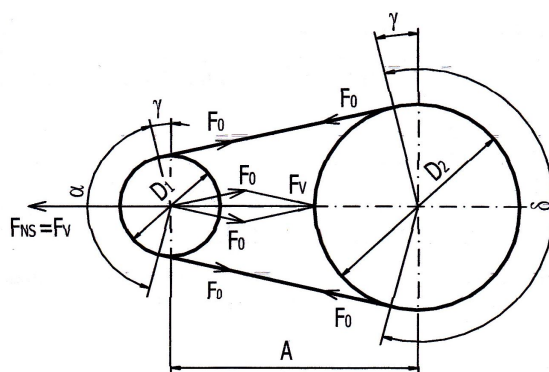
$$\text{Počet řemenů: } K = \frac{P}{N_P \cdot C_K} = \frac{4 \text{ kW}}{1,1268 \text{ kW} \cdot 1} = \underline{\underline{3,5[-]}} \quad (7.22)$$

Počet řemenů zvolen 3.

 Dále zvoleno: **ŘEMEN A-900 ČSN 02 3110** → [1]

ŘEMENICE SPZ 90/3-28H7 → [11]

ŘEMENICE SPZ 112/3-24H7 → [11]

7.3.9 Předpětí řemenů


Obr. 7-31 Předpětí řemene [6]

Součinitel vláknového tření:

 Pro ocelovou řemenici a pryžový řemen dáno $f_0 = 0,35[-]$

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 = 0,35 + 0,012 \cdot 13,69 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = \underline{\underline{0,51428[-]}} \quad (7.23)$$

Součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,51428}{\sin(87,89^\circ)} = \underline{\underline{0,51463[-]}} \quad (7.24)$$

Síla v neutrální ose řemene:

$$F_{n,0} = \frac{2 \cdot M_{k,mot}}{D_1} = \frac{2 \cdot 13\,150 \text{ Nmm}}{90 \text{ mm}} = \underline{\underline{292,3 \text{ N}}} \quad (7.25)$$

Korigovaná síla v neutrální ose:

$$\tilde{\alpha} = \frac{\alpha}{180^\circ} \cdot \pi = \frac{175,79^\circ}{180^\circ} \cdot \pi = \underline{\underline{3,068 \text{ rad}}} \quad (7.26)$$

$$F_0 = k \cdot \frac{F_{n,0}}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \tilde{\alpha}} + 1}{e^{f_k \cdot \tilde{\alpha}} - 1} = 1 \cdot \frac{292,3 \text{ N}}{2} \cdot \frac{e^{0,51463 \cdot 3,0681} + 1}{e^{0,51463 \cdot 3,0681} - 1} = \underline{\underline{222 \text{ N}}} \quad (7.27)$$

Bezpečnost k zvolena rovna 1, kvůli prokluzu při záseku pily.

Předepínací síla jednoho řemene:

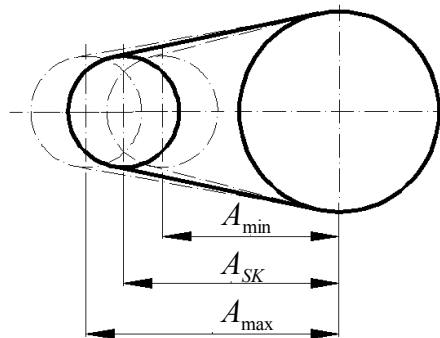
$$\gamma = \frac{180^\circ - \alpha}{2} = \frac{180^\circ - 175,79^\circ}{2} = \underline{\underline{2,105^\circ}} \quad (7.28)$$

$$\frac{F_0}{\sin(\gamma)} = \frac{F_V}{\sin(\alpha)} \Rightarrow F_V = F_0 \cdot \frac{\sin(\alpha)}{\sin(\gamma)} = 222 \text{ N} \cdot \frac{\sin(175,79^\circ)}{\sin(2,105^\circ)} = \underline{\underline{443,7 \text{ N}}} \quad (7.29)$$

Počet řemenů 3.

Celková předepínací síla:

$$F_{NS} = 3 \cdot F_V = 3 \cdot 443,7 \text{ N} = \underline{\underline{1\,331,1 \text{ N}}} \quad (7.30)$$



Obr. 7-32 Osové vzdálenosti

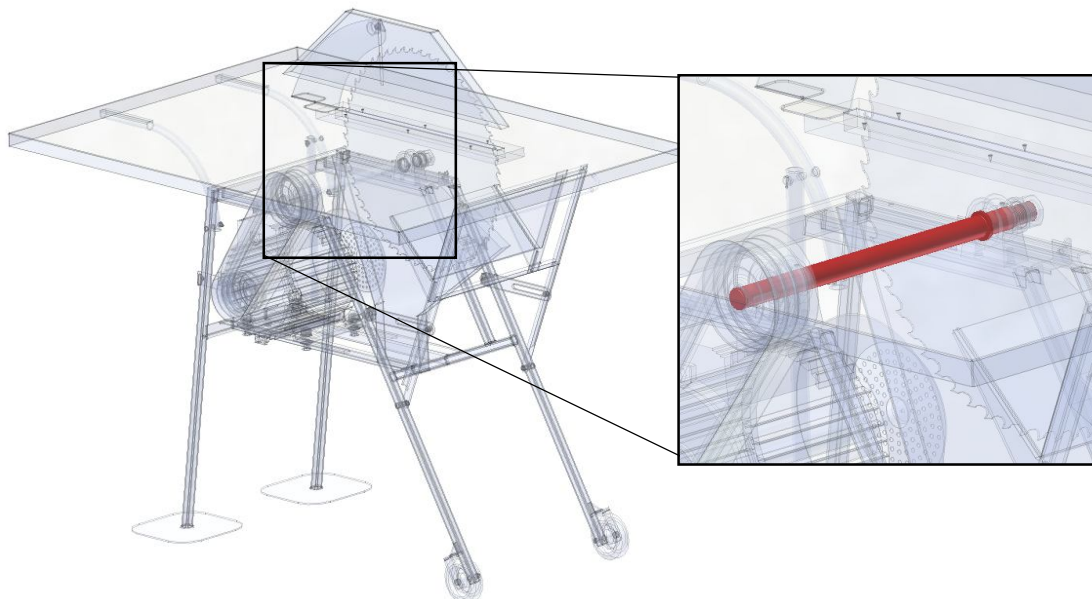
Délka potřebná pro nasazení řemene:

$$A_{\min} = A_{SK} - 0,015 \cdot L_p = 309,15 \text{ mm} - 0,015 \cdot 900 \text{ mm} = \underline{\underline{295 \text{ mm}}} \quad (7.31)$$

Délka potřebná pro další napínání řemene:

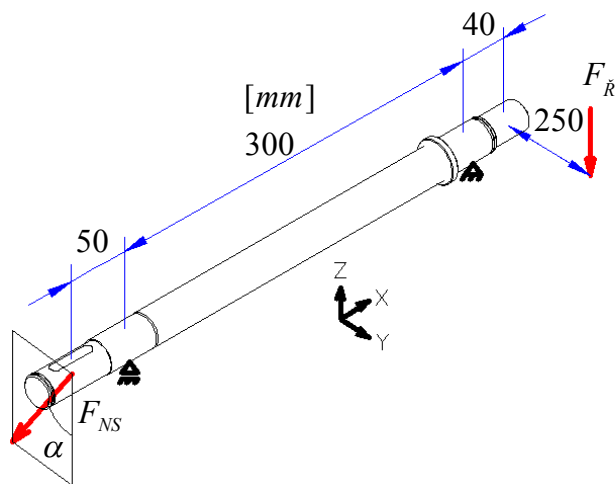
$$A_{\max} = A_{SK} + 0,03 \cdot L_p = 309,15 \text{ mm} + 0,03 \cdot 900 \text{ mm} = \underline{\underline{336 \text{ mm}}} \quad (7.32)$$

7.4 Hřídel pily



Obr. 7-33 Hřídel pily

7.4.1 Zatížení hřídele a VVÚ



Obr. 7-34 Zatížení hřídele

Materiálové hodnoty:

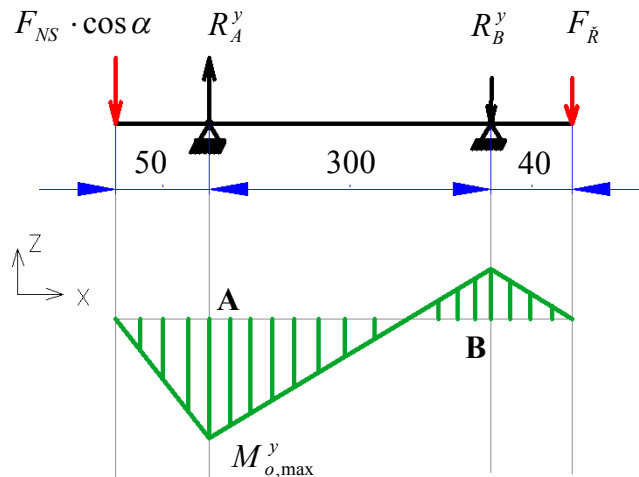
Ocel 11 500 $R_m = 500 \text{ MPa}$ $R_e = 300 \text{ MPa}$

$$\sigma_{D,t} = \frac{R_e}{k} = \frac{300 \text{ MPa}}{1,2} = 250 \text{ MPa} \quad (7.33)$$

$$\tau_{D,k} = 0,6 \cdot \sigma_{D,t} = 0,6 \cdot 250 \text{ MPa} = 150 \text{ MPa} \quad (7.34)$$

$$\sigma_{D,o} = \frac{R_e}{k} = \frac{300 \text{ MPa}}{2,2} = 140 \text{ MPa} \quad (7.35)$$

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 500 \text{ MPa} = 252 \text{ MPa} \quad (7.36)$$



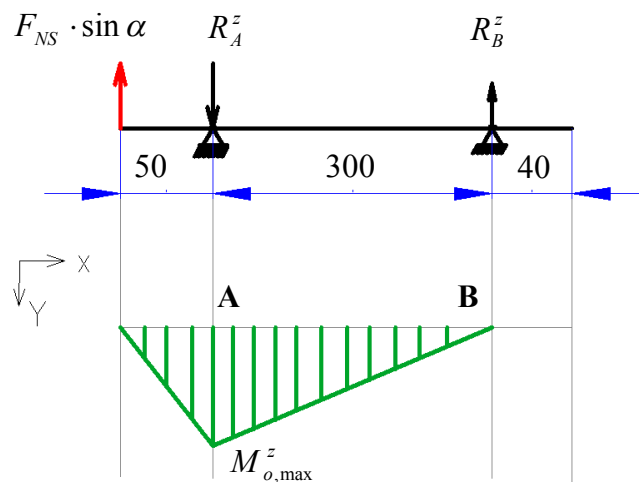
Obr. 7-35 VVÚ v rovině XZ

Zatížení:

řezná síla $F_{\bar{R}} = 66,8 N$, napínací síla $F_{NS} = 1\,331,1 N \rightarrow (7.30)$, úhel napínací síly $\alpha = 35^\circ$;

Reakce:

v podpoře A $R_A^y = 1\,263,2 N$, v podpoře B $R_B^y = 106 N$



Obr. 7-36 VVÚ v rovině XY

Zatížení:

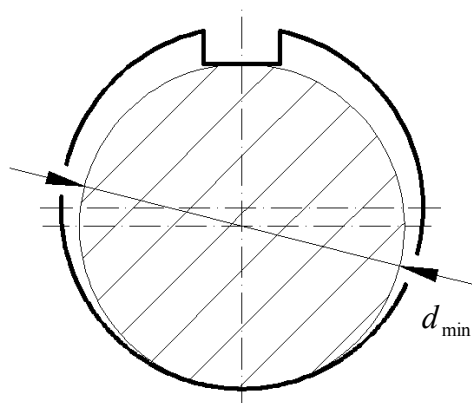
napínací síla $F_{NS} = 1\,331,1 N \rightarrow (7.30)$, úhel napínací síly $\alpha = 35^\circ$;

Reakce:

v podpoře A $R_A^z = 890,75 N$, v podpoře B $R_B^z = 127,25 N$

7.4.2 Výpočet předběžného průměru hřídele

7.4.2



Obr. 7-37 Minimální průměr

Krutící moment na hřídeli:

$$M_k = M_{k,mot} \cdot i_{SK} = 13\,150 \text{ Nmm} \cdot 1,269\,8 = \underline{\underline{16\,698 \text{ Nmm}}} \quad (7.37)$$

Minimální průměr:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{D,k}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16\,698 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 150 \text{ MPa}}} = \underline{\underline{8,27 \text{ mm}}} \quad (7.38)$$

Minimální potřebný průměr je $\varnothing 8,27$ mm. Průměr pod drážkou pro pero je z konstrukce $\varnothing 18$ mm.

Minimální potřebný průměr **je vyhovující**.

7.4.3 Pevnostní kontrola hřídele

7.4.3

Moment v rovině XZ v místě A:

$$M_{o,\max}^y = F_{NS} \cdot \cos \alpha \cdot R = 1\,331,1 \text{ N} \cdot \cos 35^\circ \cdot 50 \text{ mm} = \underline{\underline{54\,520 \text{ Nmm}}} \quad (7.39)$$

Moment v rovině XY v místě A:

$$M_{o,\max}^z = F_{NS} \cdot \sin \alpha \cdot R = 1\,331,1 \text{ N} \cdot \sin 35^\circ \cdot 50 \text{ mm} = \underline{\underline{38\,175 \text{ Nmm}}} \quad (7.40)$$

Maximální ohybový moment v místě A:

$$M_{o,\max} = \sqrt{(M_{o,\max}^y)^2 + (M_{o,\max}^z)^2} = \sqrt{(54\,520 \text{ Nmm})^2 + (38\,175 \text{ Nmm})^2} = \underline{\underline{66\,557 \text{ Nmm}}} \quad (7.41)$$

Redukovaný moment v místě A:

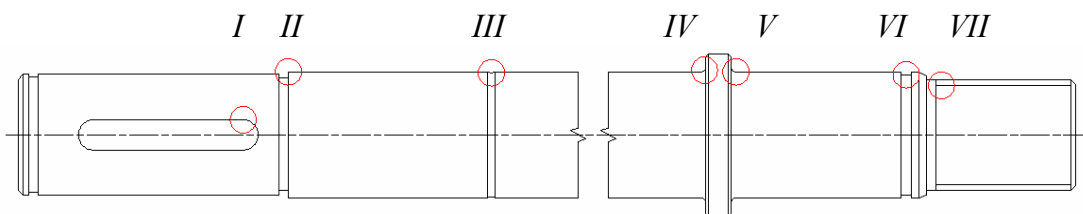
$$M_{o,red} = \sqrt{(M_{o,max})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{(66\,557\,Nmm)^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 16\,698\,Nmm)^2} = \underline{\underline{67\,555\,Nmm}} \quad (7.42)$$

Pevnostní kontrola:

$$\sigma_{o,red} = \frac{M_{o,red}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{o,red}}{\pi \cdot d_{min}^3} = \frac{32 \cdot 67\,555\,Nmm}{\pi \cdot (18\,mm)^3} = 118\,MPa < \sigma_{D,o} = 140\,MPa \rightarrow (7.35) \quad (7.43)$$

Napětí v hřídeli, způsobené zatížením, je menší než dovolené. Hřídel na pevnost **vyhovuje**.

7.4.4 Únavová kontrola hřídele



Obr. 7-38 Potenciální nebezpečná místa na hřídeli

- | | |
|----------------------------------|----------------------------------|
| I – Drážka pro pero | V – Přejchod průměrů |
| II – Drážka pro pojistný kroužek | VI – Drážka pro pojistný kroužek |
| III – Zápich | VII – Závit |
| IV – Přejchod průměrů | |

Hodnoty vlivu vrubových součinitelů dle případů z tabulek, vztáhnutých na výše uvedené případy:

Tab. 7-6 Vruboví součinitelé

	I	II	III	IV	V	VI	VII
β_σ	1,64	2,75	1,57	1,97	1,97	2,75	1,78
β_τ	1,37	2,1	1,41	1,45	1,45	2,1	1

Maximální vrubový součinitel pro kroutící moment: $\beta_\tau^{\max} = 2,1 [-]$

Navýšení kroutícího momentu o vrubový účinek:

$$M_{k,max}^\beta = \beta_\tau^{\max} \cdot M_k = 2,1 \cdot 16\,698\,Nmm = \underline{\underline{35\,065\,Nmm}} \quad (7.44)$$

Tabulka porovnání momentů v místech vrubu a maximálního:

Tab. 7-7 Srovnání velikostí momentů

	Moment v rovině XZ [Nmm]	Moment v rovině XY [Nmm]	Výsledek
$M_o^I =$	$\sqrt{(19\ 627)^2 + (13\ 743)^2}$		$= 23\ 960\ Nmm$
$M_o^{II} =$	$\sqrt{(32\ 712)^2 + (22\ 905)^2}$		$= 39\ 934\ Nmm$
$M_o^{III} =$	$\sqrt{(50\ 200)^2 + (34\ 994)^2}$		$= 61\ 193\ Nmm$
$M_o^{IV} =$	$\sqrt{(6\ 015)^2 + (2\ 456)^2}$		$= 6\ 497\ Nmm$
$M_o^V =$	$\sqrt{(5\ 151)^2 + (1\ 819)^2}$		$= 5\ 463\ Nmm$
$M_o^{VI} =$	1 349	Není moment.	$= 1\ 349\ Nmm$
$M_o^{VII} =$	1 002	Není moment.	$= 1\ 002\ Nmm$
$M_{o,max}$			$= 66\ 557\ Nmm$

Tabulkové navýšení momentů vlivem vrubového účinku:

Tab. 7-8 Navýšení momentů vrubovým účinkem

Ohybový moment od zatížení	Vrubový součinitel β_σ	Navýšení vrubovým účinkem
$M_o^I = 23\ 960\ Nmm$	1,64 [-]	$= 39\ 295\ Nmm$
$M_o^{II} = 39\ 934\ Nmm$	2,75 [-]	$= 109\ 818\ Nmm$
$M_o^{III} = 61\ 193\ Nmm$	1,57 [-]	$= 96\ 073\ Nmm$
$M_o^{IV} = 6\ 497\ Nmm$	1,97 [-]	$= 12\ 799\ Nmm$
$M_o^V = 5\ 463\ Nmm$	1,97 [-]	$= 10\ 762\ Nmm$
$M_o^{VI} = 1\ 349\ Nmm$	2,75 [-]	$= 3\ 709\ Nmm$
$M_o^{VII} = 1\ 002\ Nmm$	1,78 [-]	$= 1\ 783\ Nmm$
Maximální ohybový moment.		
$M_{o,max} =$		$= 66\ 557\ Nmm$

Maximální ohybový moment od zatížení, navýšený vrubovým účinkem:

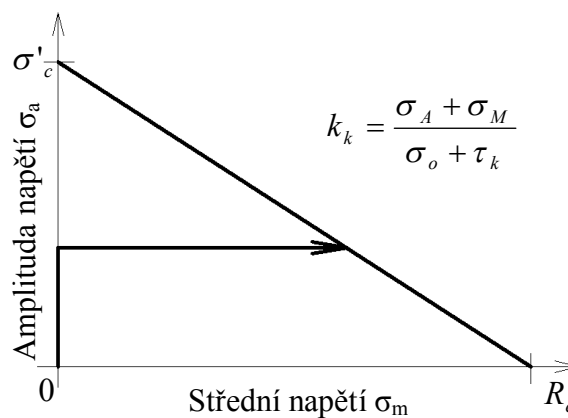
$$M_{o,\max}^{\beta} = \underline{\underline{109\,818\,Nmm}}$$

Maximální normálové a tečné napětí v hřídeli:

$$\sigma_o = \frac{M_{o,\max}^{\beta}}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{o,\max}^{\beta}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 109\,818\,Nmm}{\pi \cdot (25\,mm)^3} = \underline{\underline{72\,MPa}} \quad (7.45)$$

$$\tau_k = \frac{M_{k,\max}^{\beta}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{k,\max}^{\beta}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 35\,065\,Nmm}{\pi \cdot (25\,mm)^3} = \underline{\underline{12\,MPa}} \quad (7.46)$$

Použiji Sodebergovo kritérium:



Obr. 7-39 Konfigurace namáhání při zatížení

$$\text{Amplituda napětí } \sigma_A: \quad \sigma_A = \sigma_o = \underline{\underline{72\,MPa}} \quad (7.47)$$

Faktory ovlivňující mez únavy promítnuté do součinitelů:

$$\begin{aligned} k_a &= a \cdot (R_m)^b = 4,51 \cdot (500\,MPa)^{-0,265} = 0,869[-] \rightarrow [2] \\ k_b &= 1,24 \cdot d^{-0,107} = 1,24 \cdot (25\,mm)^{-0,107} = 0,879[-] \rightarrow [2] \\ k_c &= 0,861[-] \rightarrow [2] \\ k_d &= k_e = k_f = 1[-] \rightarrow [2] \end{aligned} \quad (7.48)$$

Korigovaná mez únavy:

$$\sigma_{Co}^* = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = 0,869 \cdot 0,879 \cdot 0,861 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 252\,MPa = \underline{\underline{165\,MPa}}$$

Maximální střední napětí σ_M pro bezpečnost $k = 1$: (7.49)

$$k_k = \frac{\sigma_A + \sigma_M}{\sigma_o + \tau_k} \xrightarrow{k=1} \sigma_M = \left(1 - \frac{\sigma_A}{\sigma_{Co}^*}\right) \cdot R_e$$

$$\sigma_M = \left(1 - \frac{72\,MPa}{165\,MPa}\right) \cdot 300\,MPa = \underline{\underline{169\,MPa}} \quad (7.50)$$

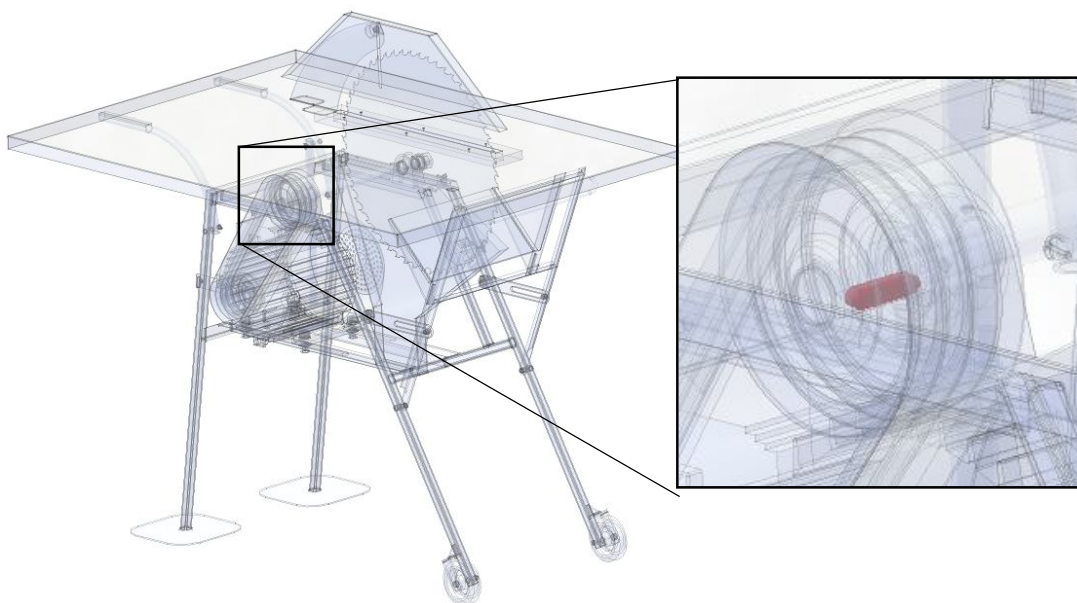
Únavová bezpečnost:

$$k_k = \frac{\sigma_A + \sigma_M}{\sigma_o + \tau_k} = \frac{72 \text{ MPa} + 169 \text{ MPa}}{72 \text{ MPa} + 12 \text{ MPa}} = \underline{\underline{2,86[-]}} \quad (7.51)$$

Únavová bezpečnost hřídele je 2,86 [-]. Hřídel na únavu **vyhovuje**.

7.5 Návrh délky těsného pera na hřídeli pily

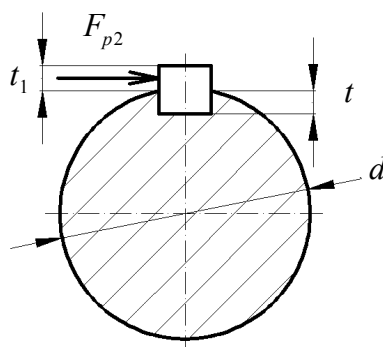
7.5



Obr. 7-40 Pero na hřídeli pily

7.5.1 Silové působení na bok pera v místě náboje

7.5.1



Obr. 7-41 Otláčení boku pera

Průměr hřídele $d = 28 \text{ mm}$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 2,9 \text{ mm} \rightarrow [1]$, kroutící moment $M_k = 16\,698 \text{ Nmm} \rightarrow (7.37)$

$$\text{Síla působící na bok pera: } F_{p2} = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{16\,698\,Nmm}{\frac{24\,mm}{2} + \frac{2,9\,mm}{2}} = \underline{\underline{1\,242\,N}} \quad (7.52)$$

7.5.2 Výpočet minimální délky pera z otláčení

Síla na bok pera $F_{p2} = 1242\,N \rightarrow (7.52)$, dovolený tlak $p_D = 56\,MPa \rightarrow [3]$, šířka pera $B = 8\,mm \rightarrow [1]$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 2,9\,mm \rightarrow [1]$

$$\text{Minimální funkční délka pera: } l' = \frac{F_{p2}}{p_D \cdot t_1} = \frac{1242\,N}{56\,MPa \cdot 2,9\,mm} = \underline{\underline{7,64\,mm}} \quad (7.53)$$

$$\text{Minimální délka pera: } l = l' + B = 7,64\,mm + 8\,mm = \underline{\underline{15,64\,mm}} \quad (7.54)$$

Minimální použitelná délka pera dle [1] je $l = 16\,mm$.

Upravena dle řemenice na $l_{p2} = 36\,mm$.

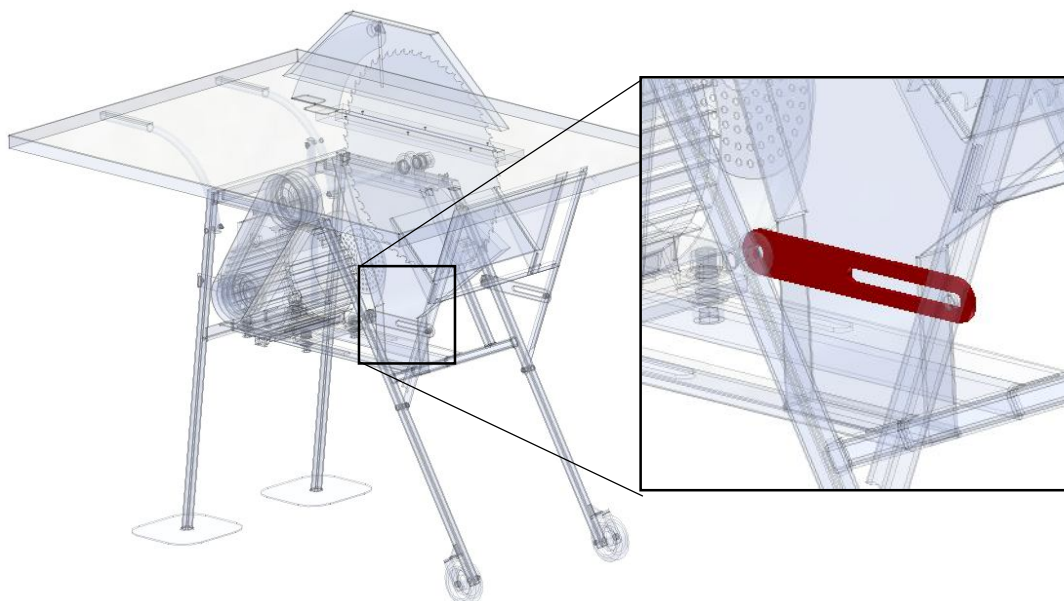
7.5.3 Kontrola pera na smyk

Síla na bok pera $F_{p2} = 1242\,N \rightarrow (7.52)$, dovolené napětí $\tau_{D,s} = 50\,MPa \rightarrow [3]$, šířka pera $B = 8\,mm \rightarrow [1]$, délka pera $l_{p2} = 36\,mm \rightarrow [1]$

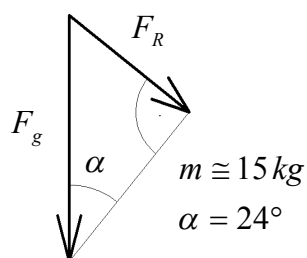
$$\begin{aligned} \tau_s = \frac{F_{p2}}{S} &= \frac{F_{p2}}{\frac{\pi \cdot B^2}{4} + B \cdot (l_{p2} - B)} = \frac{1242\,N}{\frac{\pi \cdot (8\,mm)^2}{4} + 8\,mm \cdot (36\,mm - 8\,mm)} = \\ &= \underline{\underline{4,5\,MPa}} < \tau_{D,s} = 50\,MPa \end{aligned} \quad (7.55)$$

Napětí ve smyku je menší než dovolené. Pero **vyhovuje**.

7.6 Kontrola vodícího ramene



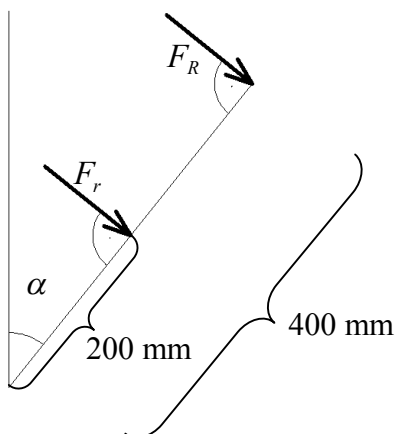
Obr. 7-42 Vodící rameno



Obr. 7-43 Síla tvořící moment od zatížení

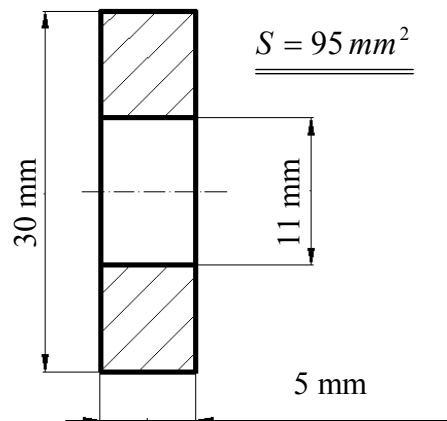
Gravitační síla: $F_g = m \cdot g = 15 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 147,15 \text{ N}$ (7.56)

Síla tvořící moment: $F_R = F_g \cdot \sin \alpha = 147,15 \text{ N} \cdot \sin 24^\circ = \underline{\underline{60 \text{ N}}}$ (7.57)



Obr. 7-44 Přepočet síly do místa působitě

$$\text{Síla v místě působitě: } F_r = F_R \cdot \frac{400 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} = 60 \cdot \frac{400 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} = \underline{\underline{120 \text{ N}}} \quad (7.58)$$



Obr. 7-45 Plocha průřezu ramene

$$\text{Pevnostní rovnice: } \sigma_t = \frac{F}{S} \Rightarrow S = \frac{F}{\sigma_t} \quad S_{\min} = \frac{k \cdot F_r}{\sigma_{D,t}}$$

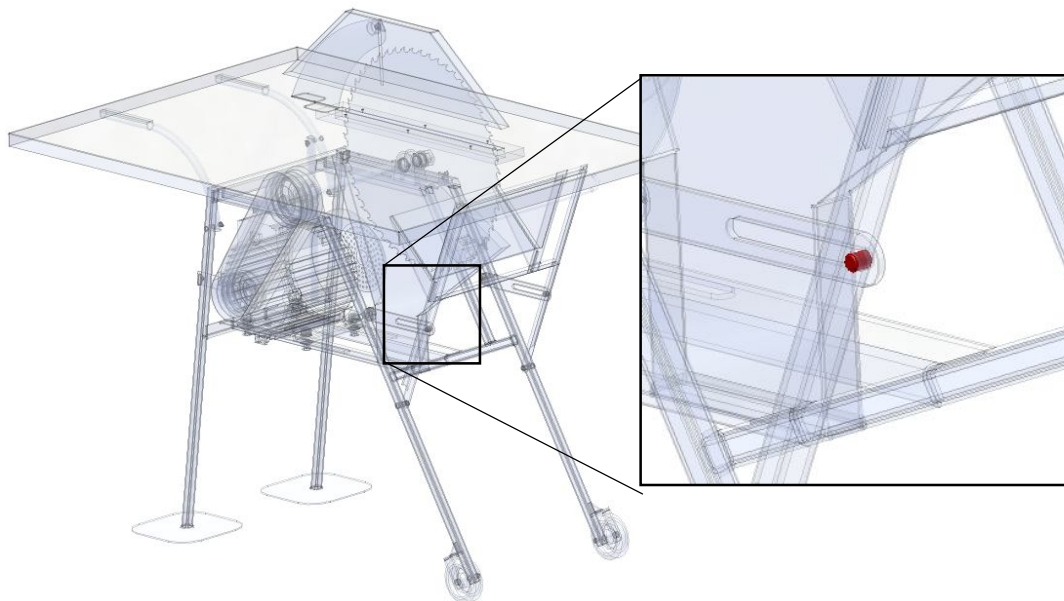
Koeficient navýšení rázu volím $k = 4[-]$.

$$S_{\min} = \frac{4 \cdot 120 \text{ N}}{200 \text{ MPa}} = \underline{\underline{2,4 \text{ mm}^2}}$$

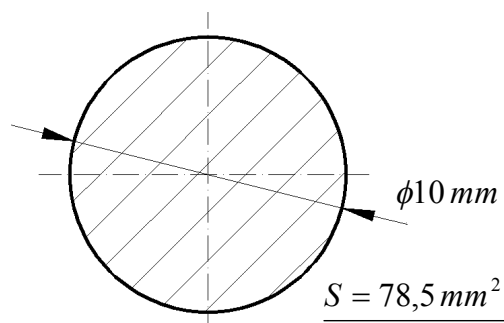
$$\underline{\underline{S = 95 \text{ mm}^2}} > S_{\min} = 2,4 \text{ mm}^2 \quad (7.59)$$

Plocha průřezu ramene je větší než potřebná minimální. Rameno **vyhovuje**.

7.7 Kontrola čepu



Obr. 7-46 Čep



Obr. 7-47 Plocha průřezu čepu

$$\text{Pevnostní rovnice: } \tau_s = \frac{F}{S} \Rightarrow S = \frac{F}{\tau_s} \quad S_{\min} = \frac{k \cdot F_r}{\tau_{D,s}}$$

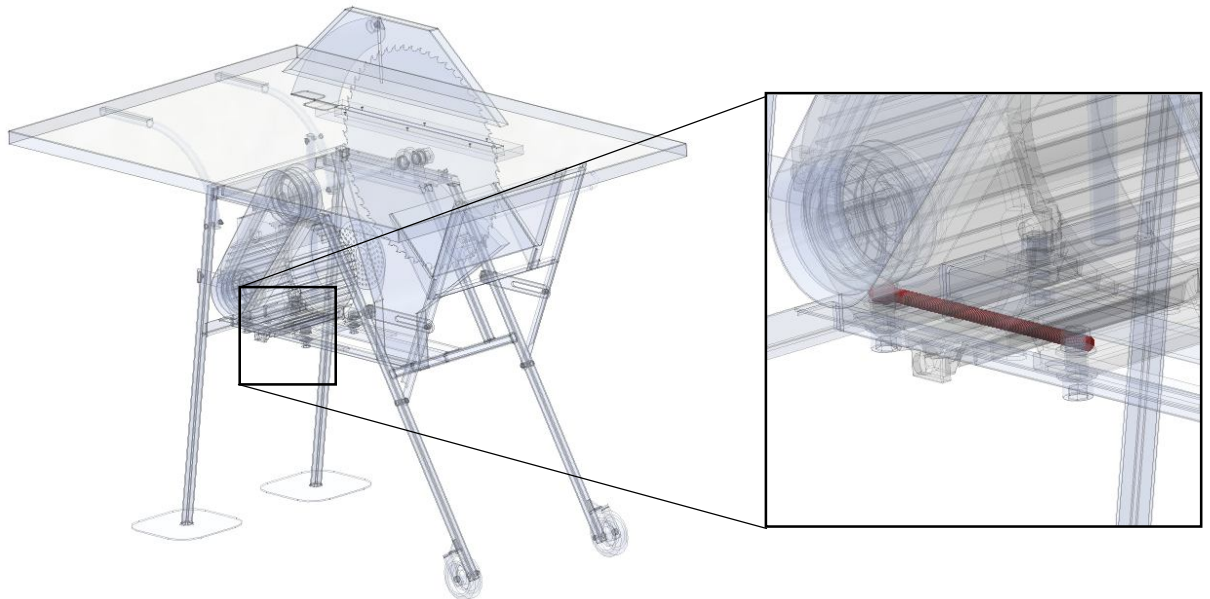
Koeficient navýšení rázu volím $k = 4[-]$.

$$S_{\min} = \frac{4 \cdot 120 \text{ N}}{160 \text{ MPa}} = \underline{\underline{3 \text{ mm}^2}}$$

$$\underline{\underline{S = 78,5 \text{ mm}^2}} > S_{\min} = 3 \text{ mm}^2 \quad (7.60)$$

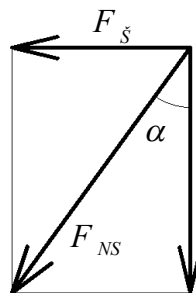
Plocha průřezu čepu je větší než potřebná minimální. Čep **vyhovuje**.

7.8 Kontrola napínacího šroubu



Obr. 7-48 Napínací šroub

7.8.1 Kontrola na tah

Obr. 7-49 Síla F_s v ose šroubu

$$\text{Síla ve šroubu: } F_s = F_{NS} \cdot \sin \alpha = 1\,331,1\,N \cdot \sin 35^\circ = \underline{\underline{764\,N}} \quad (7.61)$$

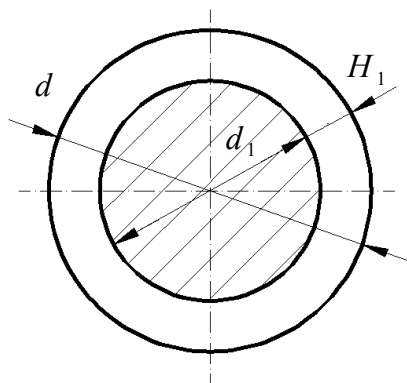
Pevnostní rovnice:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 764\,N}{\pi \cdot (8,16\,mm)^2} = \underline{\underline{14,6\,MPa}} < \sigma_{D,t} = 200\,MPa \rightarrow [1] \quad (7.62)$$

Napětí ve šroubu je menší než dovolené. Šroub na tah **vyhovuje**.

7.8.2 Kontrola na otláčení v závitech

7.8.2

Obr. 7-50 Nosná výška závitu H_1

$$\text{Nosná výška závitu: } H_1 = \frac{d - d_1}{2} = \frac{10 \text{ mm} - 8,376 \text{ mm}}{2} = \underline{\underline{0,812 \text{ mm}}} \quad (7.63)$$

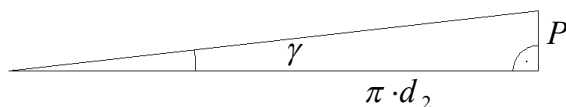
Kontrola otláčení:

$$p = \frac{F_s}{H_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot z} = \frac{764 \text{ N}}{0,812 \text{ mm} \cdot 9,026 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 5,3} = \underline{\underline{6,26 \text{ MPa}}} < p_D = 60 \text{ MPa} \rightarrow [3] \quad (7.64)$$

Tlak v závitech je menší než dovolený. Šroub na otláčení v závitech **vyhovuje**.

7.8.3 Kontrola úhlu stoupání

7.8.3

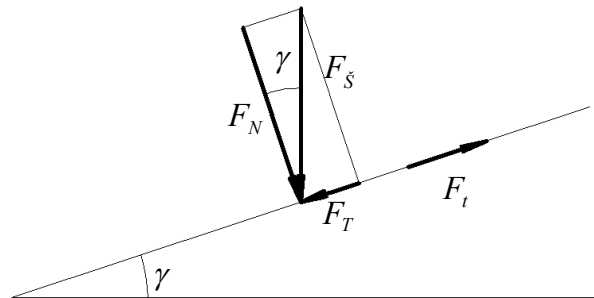


Obr. 7-51 Úhel stoupání závitu

$$P = 1,5 \text{ mm} \rightarrow [1] \quad d_2 = 9,026 \text{ mm} \rightarrow [1]$$

$$\tan \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,5 \text{ mm}}{\pi \cdot 9,026 \text{ mm}} = 0,052 \ 89 \Rightarrow \underline{\underline{\gamma = 3^\circ}} \quad (7.65)$$

Podmínka tření: $F_t \geq F_T$



Obr. 7-52 Síly působící na závit

Normálová a tečná složka síly v ose šroubu:

$$F_N = F_s \cdot \cos \gamma = 764 \text{ N} \cdot \cos 3^\circ = \underline{\underline{763 \text{ N}}} \quad (7.66)$$

$$F_T = F_s \cdot \sin \gamma = 764 \text{ N} \cdot \sin 3^\circ = \underline{\underline{40 \text{ N}}} \quad (7.67)$$

Třecí síla: $f = 0,2 \rightarrow [1]$

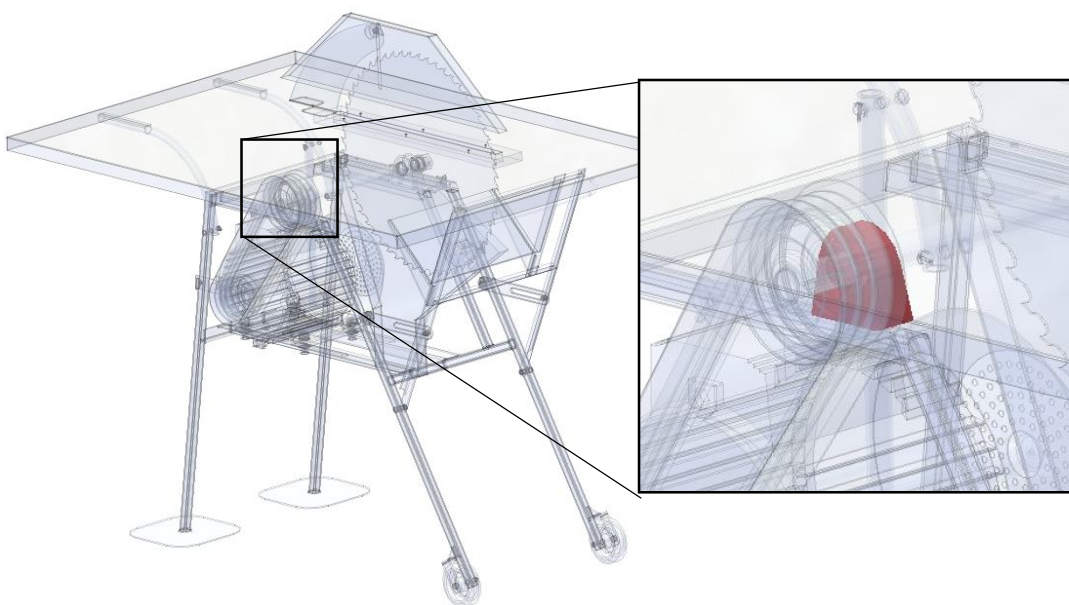
$$F_t = F_N \cdot f = 763 \text{ N} \cdot 0,2 = \underline{\underline{152,6 \text{ N}}} \quad (7.68)$$

Porovnání třecí síly a tečné složky:

$$\underline{\underline{F_t = 152,6 \text{ N} > F_T = 40 \text{ N}}} \quad (7.69)$$

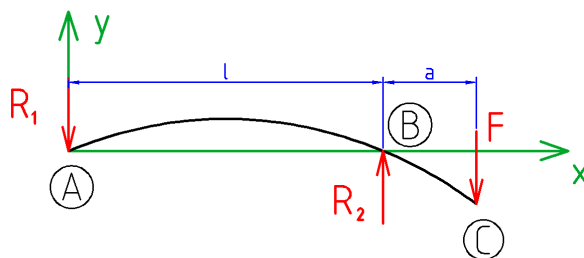
Třecí síla je větší než síla v opačném směru, vyvolaná šroubem. Šroub na úhel stoupání **vyhovuje**.

7.9 Kontrola zvoleného ložiska na vliv naklopení



Obr. 7-53 Ložisko

Zvolena Ložisková jednotka SKF SYF 25 TF → [10]



Obr. 7-54 Prohnutí hřídele

Rovnice prohnutí hřídele → [2]:

$$y_{AB} = \frac{F \cdot a \cdot x}{6 \cdot E \cdot J \cdot l} \cdot (l^2 - x^2) \quad (7.70)$$

Rovnice natočení hřídele → [2]:

$$\varphi = \frac{d y_{AB}}{d x} = \frac{F \cdot a}{6 \cdot E \cdot J \cdot l} \cdot (l^2 - x^2) + \frac{F \cdot a \cdot x}{6 \cdot E \cdot J \cdot l} \cdot (-2 \cdot x) \quad (7.71)$$

Kvadratický moment průřezu:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot (25 \text{ mm})^4}{64} = \underline{\underline{19\,175 \text{ mm}^4}} \quad (7.72)$$

Naklonění v místě ložiska:

$$\begin{aligned} \varphi_B(x=l) &= \left| 0 + \frac{F \cdot a \cdot (-2 \cdot l)}{6 \cdot E \cdot J} \right| = \left| -\frac{1\,331,1 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm} \cdot 2 \cdot 300 \text{ mm}}{6 \cdot 200\,000 \text{ MPa} \cdot 19\,175 \text{ mm}^4} \right| = \\ &= 0,001\,735 \text{ rad} = \underline{\underline{0,099\,4^\circ}} < \varphi_{DOV} = 2^\circ \rightarrow [10] \end{aligned} \quad (7.73)$$

Naklonění v místě ložiska je menší, než dovolené. Ložisko **vyhovuje**.

8 ZÁVĚR

Návrh konstrukčních uzlů probíhal v souladu s analyzovanými prvky stávajících okružních pil, které jsou již v prodeji. Byla vyhodnocena všechna pro a proti a z nich vybrána vhodná varianta. Uvnitř hlavní konstrukce do tvaru „A,“ svarek z obvyčejné profilované oceli S235JRG1, se nachází motor řady Siemens 1LA7 o výkonu 4 kW. Na jedné straně konstrukce byla umístěna kolébka otočně uložená na čepu. Kroutící moment je na řezný kotouč přenášen řemenovým převodem, jako bezpečnostní prvek při záseku (prokluz), a je napínán pomocí napínacího šroubu, který posunuje celým motorem, na němž je umístěna hnací řemenice. Moment je dále přenášen hřídelí umístěnou na horní části konstrukce, ustavenou dvěma ložiskovými jednotkami SYF 25 TF od firmy SKF. Stůl je otočně uchycen k rámu na druhé straně konstrukce s normalizovanými rozměry 850 x 1 250 mm dle normy ČSN EN 1870-6+A1. Výška stolu je pak 900 mm.

Výpočty zahrnují veškeré možné rizika z hlediska konstrukční pevnosti a všechny vyhovují.

Mobilitu zajišťují dvě snadno vyměnitelná gumová kolečka standardních rozměrů na straně dělníka. Stabilitu umožňují mohutné patky na straně druhé. Těžiště okružní pily leží uvnitř teoretické podstavky, kterou se pila dotýká země, a to i v případě kolébkového řezání, protože se kolébka v základní poloze s nachystaným materiálem na řezání nenachází za hranicí tohoto obrazce a nevzniká tak klopný moment. Z hlediska bezpečné práce se nedoporučuje práce s pilou na nerovném povrchu.

Variabilitu zajišťuje možnost dvojího řezání, a to jak stolového, tak kolébkového.

Bezpečnosti stroje bylo dosaženo doloženými vyhovujícími výpočty a celkovým zakrytáním všech nefunkčních pohyblivých částí stroje jako řemenového převodu a hřídele. Dále také částečným zakrytáním částí funkčních jako celého řezného kotouče ze spodní strany (slouží také ke směrování a odvodu pilin) a částečným zakrytáním horní části a to jak při stolovém, tak při kolébkovém řezání přidáním dalšího krytu.

S použitím běžných materiálů na konstrukci, bez nutnosti tepelného zpracování, za použití dnes již běžné montážní metody svařování, se zakoupením široce rozšířených dílů a s minimalizací použitého materiálu na konstrukci je cenová dostupnost pily schopna dosáhnout minimální hladiny z tabulky nabízených produktů zobrazených dříve a tedy ~19 000,- Kč.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Třetí doplněné vydání. Úvaly, Albra, 2006. 914 s. ISBN 80-7361-033-7
- [2] SHIGLEY, J. E., a kol.: *Konstruování strojních součástí*. Brno, Vutium, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [3] Skripta Střední školy průmyslové, hotelové a zdravotní v Uherském Hradišti. *Stavba a provoz strojů I*, pro studijní obor 23-41-M/001, ročník druhý. Vypracovala: Ing. Alena Burdová
- [4] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., a kol.: *Základy konstruování*. Brno, Cerm, 2009. 234 s. ISBN 978-80-7204-633-1
- [5] SVOBODA, P., BRANDEJS, J., a kol.: *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Brno, Cerm, 2009. 223 s. ISBN 978-80-7204-636-2
- [6] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet řemenového převodu*. Vysokoškolská příručka VŠB. Ostrava, 2010. 20 s. Dostupné na Internetu: <www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-remen.pdf> [cit. 2013-04-02]
- [7] Motor SIEMENS 1LA7. Dostupné na Internetu: <http://www.prumyslovydum.cz/SIEMENS/Motor-4kW-2905ot-min-patkovy-1LA7-K20_g383.html> [cit. 2013-04-02]
- [8] Pilový kotouč $\Phi 500 \times 2,2 \times 30-5310-56KV25$. Dostupné na Internetu: <<http://www.azvercajk.cz/14304-pilovy-kotouc-na-drevo-5310-56kv25-/31559-pilovy-kotouc-na-drevo-500-x2-2x30-5310-56kv25-/>> [cit. 2013-04-02]
- [9] Kolečko PL $\Phi 100 \times 30 \times 12$. Dostupné na Internetu: <http://www.montako.cz/produkt/489_ulozeni-kluzne-pl-100x30x12.aspx> [cit. 2013-04-02]
- [10] Ložisková jednotka SYF 25 TF. Dostupné na Internetu: <<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/short-base-cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211501025#>> [cit. 2013-04-02]
- [11] Řemenice SPZ 90/3-28H7 a SPZ 112/3-24H7. Dostupné na Internetu: <<http://www.loziska.com/store/spz,spa.pdf>> [cit. 2013-04-02]
- [12] *Pila*. Dostupné na Internetu: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Pila>> [cit. 2013-04-02]
- [13] *Historie pily*. Dostupné na Internetu: <<http://oko.yin.cz/38/historie-pily/>> [cit. 2013-04-02]
- [14] *Produkty okružních pil*. Dostupné na Internetu: <<http://www.akunaradi.cz/cirkulariky/c-1032/>> [cit. 2013-04-02]
- [15] *Pilový kotouč*. Dostupné na Internetu: <<http://www.pilana.cz/img/pd/5311-36kv36.jpg>> [cit. 2013-04-02]
- [16] *Vyměnitelné destičky*. Dostupné na Internetu: <<http://www.pilanamarket.cz/galerie/2970/pilovy-kotouc-sk-300x3-2-2-2x30-5381-26-36-wz-default.jpg>> [cit. 2013-04-02]

SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 0-1 Dělicí nástroj	15
Obr. 1-2 Pilka [13].....	16
Obr. 1-3 Vyhnutí zubů pily	16
Obr. 1-4 Střídání zubů pily	16
Obr. 1-5 Kotoučová pila	17
Obr. 1-6 Jednotlivý kotouč [15].....	17
Obr. 1-7 Vyměnitelné destičky a geometrie kotouče [16].....	17
Obr. 1-8 Povlakování vyměnitelné destičky kotouče.....	18
Obr. 1-9 Ocaska [12].....	18
Obr. 1-10 Lupénková pila [12].....	18
Obr. 1-11 Oblouková pila [12].....	18
Obr. 1-12 Řetězová pila [12].....	19
Obr. 1-13 Přímočará pila [12].....	19
Obr. 1-14 Kotoučová pila [12].....	19
Obr. 1-15 Katr [12].....	19
Obr. 1-16 Pásová pila [12].....	19
Obr. 1-17 Kotoučová pila (cirkulárka) [12].....	20
Obr. 6-18a Plechovaná konstrukce [14].....	26
Obr. 6-18b Profilovaná konstrukce [14].....	26
Obr. 6-19a Kotouč uprostřed [14].....	27
Obr. 6-19b Kotouč u kraje [14].....	27
Obr. 6-20a Plné zakrytování [14].....	27
Obr. 6-20b Částečné zakrytování [14]	27
Obr. 6-21a Umístění vypínače po boku [14]	28
Obr. 6-21b Umístění vypínače vzadu [14]	28
Obr. 6-22 Schéma okružní pily	29
Obr. 7-23 Pero na hřídeli motoru	30
Obr. 7-24 Otláčení boku pera.....	30
Obr. 7-25 Klínový řemenový převod	32
Obr. 7-26 Obvodová rychlost.....	34
Obr. 7-27 Minimální teoretická osová vzdálenost	34
Obr. 7-28 Minimální vůle	34
Obr. 7-29 Délka řemene [6].....	35
Obr. 7-30 Skutečná osová vzdálenost	36
Obr. 7-31 Předpětí řemene [6]	37
Obr. 7-32 Osové vzdálenosti.....	38
Obr. 7-33 Hřídel pily	39
Obr. 7-34 Zatížení hřídele.....	39
Obr. 7-35 VVÚ v rovině XZ.....	40
Obr. 7-36 VVÚ v rovině XY	40
Obr. 7-37 Minimální průměr.....	41
Obr. 7-38 Potenciální nebezpečná místa na hřídeli	42
Obr. 7-39 Konfigurace namáhání při zatížení.....	44
Obr. 7-40 Pero na hřídeli pily	45
Obr. 7-41 Otláčení boku pera.....	45
Obr. 7-42 Vodící rameno	47
Obr. 7-43 Síla tvořící moment od zatížení.....	47

Obr. 7-44 Přepočet síly do místa působišťe	47
Obr. 7-45 Plocha průřezu ramene	48
Obr. 7-46 Čep	49
Obr. 7-47 Plocha průřezu čepu	49
Obr. 7-48 Napínací šroub	50
Obr. 7-49 Síla F_{ξ} v ose šroubu.....	50
Obr. 7-50 Nosná výška závitu H_1	51
Obr. 7-51 Úhel stoupání závitu.....	51
Obr. 7-52 Síly působící na závit	52
Obr. 7-53 Ložisko	52
Obr. 7-54 Prohnutí hřídele.....	53

SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK

Tab. 2-1 Porovnání parametrů pil [14]	21
Tab. 2-2 Cenové rozpětí nabídky [14]	22
Tab. 7-3 Minimální výpočtový průměr řemenic [6]	32
Tab. 7-4 Normalizované výpočtové průměry řemenic [6]	33
Tab. 7-5 Normalizované délky řemene [6]	36
Tab. 7-6 Vruboví součinitelé	42
Tab. 7-7 Srovnání velikostí momentů	43
Tab. 7-8 Navýšení momentů vrubovým účinkem	43

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	- konstanta pro určení korigované meze únavy
A [mm]	- osová vzdálenost řemenic
b	- konstanta pro určení korigované meze únavy
B [mm]	- šířka pera
C_a	- součinitel úhlu opásání
C_L	- součinitel vlivu délky řemene
C_P	- součinitel dynamičnosti a pracovního řemene
C_K	- součinitel počtu řemenů
d [mm]	- průměr hřídele
D [mm]	- průměr řemenic
E [MPa]	- modul pružnosti v tahu
f	- součinitel tření
F_0 [N]	- korigovaná síla v neutrální ose řemene
F_g [N]	- gravitační síla
$F_{n,0}$ [N]	- síla v neutrální ose řemene
F_N [N]	- normálová síla
F_{NS} [N]	- celková předepínací síla
F_p [N]	- síla na bok pera
F_r [N]	- síla od zatěžujícího tělesa v místě působení
F_R [N]	- síla od zatěžujícího tělesa
$F_{\dot{R}}$ [N]	- řezná síla
$F_{\dot{S}}$ [N]	- síla v ose šroubu
F_t [N]	- třecí síla
F_T [N]	- tečná složka síly v ose šroubu
F_V [N]	- předepínací síla jednoho řemene
H_l [mm]	- nosná výška závitu
i	- převodové číslo
Δi [%]	- odchylka od převodového čísla
J [mm ⁴]	- kvadratický moment průřezu
k_k	- bezpečnost
$k_{a...f}$	- součinitelé korigované meze únavy
K	- počet řemenů
l_p [mm]	- délka pera
L_p [mm]	- délka řemene
m [kg]	- hmotnost
M_k [N·mm]	- krouticí moment
M_o [N·mm]	- ohybový moment
n [min ⁻¹]	- otáčky
N_0 [kW]	- jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem
N_P [kW]	- výkon přenášený jedním řemenem v provozních podmínkách
p [MPa]	- tlak
p_D [MPa]	- dovolený tlak
P [mm]	- stoupání závitu
P [kW]	- výkon
R [mm]	- rameno ohybu
R_A [N]	- reakční síla v podpoře A
R_B [N]	- reakční síla v podpoře B

R_e [MPa]	- mez kluzu v tahu
R_m [MPa]	- mez pevnosti v tahu
s	- provozní skluz řemene
S [mm ²]	- plocha průřezu
t_l [mm]	- hloubka drážky v náboji
v [m·s ⁻¹]	- obvodová rychlost
W_k [mm ³]	- modul průřezu v krutu
W_o [mm ³]	- modul průřezu v ohybu
y [mm]	- průhyb hřídele
z	- počet závitů matice
α [°]	- úhel zatěžující síly
α [°]	- úhel opásání hnací řemenice
β_σ	- vrubový součinitel pro ohyb
β_τ	- vrubový součinitel pro krut
γ [°]	- doplňkový úhel opásání řemenic
γ [°]	- úhel stoupání závitů
δ [°]	- úhel opásání hnané řemenice
σ_a [MPa]	- velikost amplitudy napětí při daném středním napětí
σ_A [MPa]	- maximální velikost amplitudy napětí při daném středním napětí
σ_m [MPa]	- velikost středního napětí při dané amplitudě napětí
σ_M [MPa]	- maximální velikost středního napětí při dané amplitudě napětí
$\tau_{D,k}$ [MPa]	- dovolené napětí v krutu
$\tau_{D,s}$ [MPa]	- dovolené napětí ve smyku
τ_k [MPa]	- napětí v krutu
τ_s [MPa]	- napětí ve smyku
φ [rad]	- naklonění hřídele
ω [rad·s ⁻¹]	- úhlová rychlost

SEZNAM PŘÍLOH

Typ výkresu	Název výkresu	Číslo výkresu
<i>Výkres sestavení</i>	Okružní pila	ÚK-OP-01
<i>Seznam položek</i>	Okružní pila	ÚK-OP-01 (4 listy)
<i>Výkres svařence</i>	Rám	ÚK-OP-01/01
	Kolébka	ÚK-OP-01/02
<i>Výrobní výkres</i>	Hřídel	ÚK-OP-01/08
	Vodící rameno	ÚK-OP-01/09
	Opěrný kroužek	ÚK-OP-01/10