



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh špalíkovače dřevní hmoty

Design of wood chipper

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Martin Havlíček

Bílek Ondřej

Praha 2021

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Martinu Havlíčkovi za vedení mé bakalářské práce, za vstřícnost, trpělivost a za drahocenné rady při tvorbě práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého studia.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh špalíkovače dřevní hmoty“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Havlíčka, s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

Ve Zruči nad Sázavou dne:

.....
Bílek Ondřej

Anotační list

Jméno autora:	Ondřej Bílek
Název práce:	Návrh špalíkovače dřevní hmoty
Název práce v angličtině:	Design of wood chipper
Rok zpracování:	2021
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav:	Ú 12113 Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí práce:	Ing. Martin Havlíček
Rozsah:	-počet stran 40
	-počet obrázků 31
	-počet tabulek 1
	-počet příloh 4

Klíčová slova: špalíkovač, dřevní hmota

Key words: wood chipper, wood

Anotace: Tato práce nejprve formou rešerše popisuje účel a základní principy fungování špalíkovačů dřevní hmoty. Dále pokračuje uvedením příkladů několika vybraných komerčně vyráběných špalíkovačů. Po rešeršní části následuje návrh vlastní konstrukce špalíkovače. Návrh je podložen kontrolními výpočty vybraných stěžejních konstrukčních uzlů stroje. Součástí práce je 3D model celého stroje.

Abstract: The beginning of this thesis is consists of description the purpose and basic principles of wood chippers in the form of a search. The thesis goes on to give examples of several selected commercially produced chippers. The search part is followed by the design of the own construction of chipper. The design is supported by control calculations of selected important part of the machine. The thesis include 3D model of the mashine.

Cíl práce: Tato práce si klade za cíl zkonstruování špalíkovače dřevní hmoty jakožto přípojného zařízení za traktor.

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Význam drtičů dřevní hmoty obecně.....	2
3	Špalíkovač – hlavní rysy	2
4	Základní koncepční řešení špalíkovačů	3
4.1	Špalíkovací ústrojí	3
4.2	Způsoby odvodu nadrceného materiálu ze stroje	5
4.3	Pohon špalíkovačů	7
4.4	Vybrané komerčně vyráběné modely	10
4.5	Bezpečnostní prvky	13
5.	Návrh vlastní konstrukce špalíkovače	14
5.1	Popis a funkce jednotlivých částí stroje	16
5.2	Stanovení max. kroutícího momentu a zatížení při špalíkování	21
5.3	Stanovení minimálního potřebného výkonu traktoru	23
5.4	Kontrola ozubení	23
5.5	Kontrola ložisek hřídelí	25
5.6	Statická kontrola hřídelí.....	29
5.7	Kontrola vybraných spojů.....	30
6	Závěr.....	34
	Seznam zkratk a symbolů.....	36
	Seznam použité literatury	38
	Seznam obrázků.....	40
	Seznam tabulek.....	41
	Seznam příloh	41

1 Úvod

V této práci jsem řešil konstrukční návrh špalíkovače dřevní hmoty. Hlavním impulzem pro konstrukci takovéhoho stroje byla jistá snaha o mechanizaci zpracování tzv. bidloviny vzniklé při prořezávkách mladých lesních porostů, protože zpracovávání dělením pomocí motorové pily je velmi zdlouhavá a málo produktivní práce. Návrh špalíkovače jsem pojal jako konstrukci neseného nářadí za traktor s pohonem jeho vývodovou hřídelí tak, aby bylo možné špalíkovač provozovat kdekoli, nezávisle na dostupnosti připojení k elektrické energii. Stroj je navíc vybaven pásovým dopravníkem pro přímou nakládku nadrceného materiálu a závěsem pro připojení vlečky. Hlavní část mé práce tvoří samotný návrh stroje, který jsem se snažil provádět tak, aby stroj spolehlivě plnil svou funkci, nebyl příliš složitý a pokud možno snadno vyrobitelný. Důležité postavení při návrhu tak zaujímaly i ekonomické aspekty.

2 Význam drtičů dřevní hmoty obecně

Drtiče dřevní hmoty v obecném pojetí jsou stroje k drcení různého dřevního materiálu, přičemž může vznikat produkt s různou zrnitostí, která zpravidla závisí na typu použitého drtícího ústrojí. Tyto stroje najdou uplatnění především pro zpracování tzv. klestu vzniklého po lesní těžbě, dále pro drcení různých nežádoucích plevelných dřevin, pro zpracování malých stromů z probírek mladých lesních porostů, odpadní dřevní hmoty ze zahrad, sadů atd. To všechno za vzniku tzv. štěpky, jejíž využití je především v energetice, jako palivo pro výrobu tepla. Toto však není jediná možnost, štěpku lze použít např. pro zahradnické účely atd.

3 Špalíkovač – hlavní rysy

Špalíkovačem se rozumí stroj, který vytváří tzv. špalíčky (= hrubá štěpka). Jeho hlavním rozdílem vůči štěpkovačům je větší velikost kusů tvořících štěpku viz foto níže. (Samozřejmě hrubost štěpky závisí na konkrétním typu stroje a může se značně lišit.)



Obr. 2.2.1 – hrubá štěpka vytvořená špalíkovačem [1]



Obr. 1.2 – jemná štěpka vytvořená štěpkovačem [2]

4 Základní koncepční řešení špalíkovačů

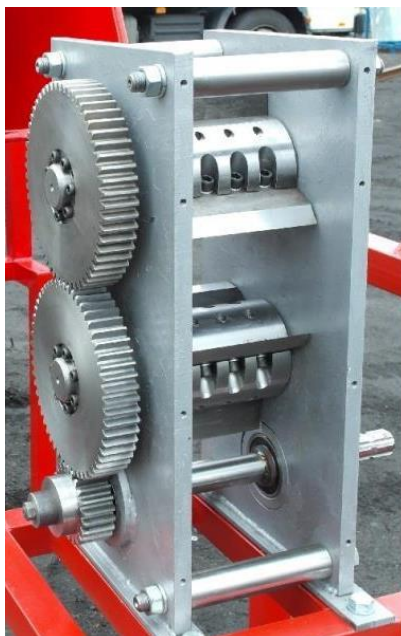
V zásadě existují tyto základní typy špalíkovacích ustrojí:

4.1 Špalíkovací ústrojí

a) Se dvěma protiběžnými nožovými rotory

Jedná se o systém dvou rotorů osazených zpravidla třemi noži, které se otáčejí vůči sobě v opačném smyslu. Materiál je vkládán do mezirotorového prostoru, kde dochází k oddělování jednotlivých kousků mezi ostřími nožů.

Rotory je nutno uložit do rámu (skříně), která se konstruuje vesměs podle jedné z následujících možností. První možností (viz obr. 3.1.1) je zhotovení skříně ze dvou desek vzájemně spojených čtyřmi spojovacími tyčemi. Jinou možností (viz obr. 3.1.2) je zhotovení skříně jako jednoho svařovaného kusu. Oba systémy zaručují plnou demontovatelnost, avšak je tu několik rozdílů, pevná skříň je nepochybně stabilnější, avšak chceme-li ukládat ložiska rotorů přímo do stěn skříně, je nutné, aby byly otvory pro ložiska v protilehlých stranách skříně souosé, což vyžaduje specializované vybavení, např. použití vyvrtávacího stroje. Naproti tomu u montované skříně je výroba jednodušší, avšak hrozí např. větší naklopení ložisek v důsledku nesprávné montáže.



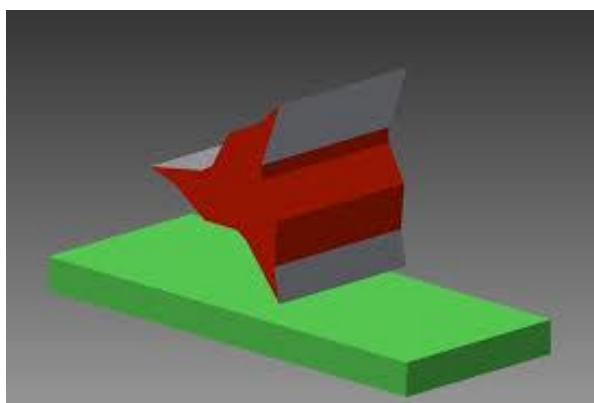
Obr. 4.1.1 - dvurotorový špalíkovač – dělená skříň [3]



Obr.4.1.2 - dvurotorový špalíkovač - pevná skříň [6]

a) S jedním nožovým rotorem a deskou

Jedná se o systém s jedním nožovým rotorem kde sekání materiálu se děje mezi ostřím nože rotoru a přítlačnou deskou. Tohoto principu se využívá především u malých drtičů určených pro zahradní použití a malé průměry drceného materiálu. Hlavní výhodou je především jednoduchá konstrukce, avšak s rostoucím průměrem drceného materiálu značně roste odpor mechanismu.



Obr. 4.1.3 - princip jednorotorového špalíkovače [4]

a) Jiné

Dále bychom mohli diskutovat i o jiných typech, protože hranice mezi špalíkovačem a štěpkovačem je velice nejasná a značně subjektivní. Jako příklad uvádím šnekový špalíkovač společnosti Bystroň, který ovšem nepokládám za příliš zdařilý.



Obr. 4.1.4 – Špalíkovač Pirana Longa výrobce Bystroň Integrate s.r.o. [5]

4.2 Způsoby odvodu nadrceného materiálu ze stroje

a) Pytlovací, nebo vakovací zařízení

Slouží ke vkládání štěpky do zpravidla rašlových pytlů (obr 3.2.1), nebo do vaků (obr. 3.2.2). Zejména o systému vkládání štěpky do pytlů by se dalo říci, že je praktický hlavně pro malé objemy drceného materiálu a především tehdy, kdy je dřevo štěpkováno v syrovém stavu a v pytlích je pak nějaký čas uskladněno, než vyschne. Hlavní nevýhodou je tak snížení hodinového výkonu stroje v důsledku nutnosti manipulace obsluhy stroje s pytlí. Na druhou stranu tzv. pytlovač je výrazně levnější variantou oproti např. pásovému dopravníku.



Obr. 4.2.1 - pytlovací zařízení [7]



Obr. 4.2.2 - vakovací zařízení [8]

b) Pásový dopravník

Pomocí dopravníku je možné materiál rovnou při drcení nakládat na např. přívěsný vozík, vlek nebo menší nákladní automobil. Na obr. 3.2.3 je možno vidět jednosekční dopravník orientovaný do boku, ale možností je daleko více, dopravník lze orientovat směrem dozadu nebo dokonce natáčet do libovolného směru. Tyto varianty ovšem ztrácí možnost pohonu dopravníku klínovým řemenem od nožového rotoru. Proto se zde nejčastěji využívá pohon hydromotorem napájeným z hydraulického okruhu traktoru. Toto řešení je pochopitelně dražší, ale zase nabízí možnost zabudování regulace otáček, a tím i rychlosti pohybu pásu dle aktuální potřeby. Další kategorií jsou pak vícesekční dopravníky disponující mnohem větší délkou, a tím i schopností nakládání zpracovaného materiálu např. na nákladní automobil s vysokými bočnicemi atp, při zachování podobného průjezdného profilu stroje v přepravní poloze.



Obr. 4.2.3 - pásový dopravník do boku [9]



Obr. 4.2.4 – natáčecí pásový dopravník [10]



Obr. 4.2.5 – dvousekční pásový dopravník [11]

4.3 Pohon špalíkovačů

a) Pohon vývodovou hřídelí traktoru

Takto poháněné špalíkovače jsou koncipované jako přípojná zařízení za traktor. Přenos kroutícího momentu od vývodové hřídele traktoru se děje pomocí kloubové hřídele, která může být navíc vybavena nějakým bezpečnostním prvkem, např. přetěžovací kuličkovou nebo třecí lamelovou spojkou, popř. střížným kolíkem.



Obr. 4.3.1 – Kardanová hřídel v klasickém provedení [12]



Obr. 4.3.2 – Kardanová hřídel s přetěžovací kuličkovou spojkou [13]



Obr. 4.3.3 – Kardanová hřídel osazená na stroji [14]

b) Pohon vlastním elektromotorem

Elektrického pohonu špalíkovačů se využívá především pro malé typy určené zejména pro využití v zahradách a v okolí domů.



Obr. 4.3.4 – špalíkovač poháněný elektromotorem [15]

c) Pohon vlastním spalovacím motorem

Pohon spalovacím, většinou zážehovým motorem nahrazuje elektrický pohon všude tam, kde není možnost připojení do el. sítě, nebo by to bylo komplikované. Tento typ špalíkovačů je navíc velmi často umísťován na přívěs s možností zapojení za osobní automobil, tím se zařízení stává velmi snadno přemístitelné.



Obr. 4.3.5 – Špalíkovač poháněný vlastním zážehovým motorem na podvozku [16]

d) Hydraulický pohon

Jakousi okrajovou kategorií tvoří špalíkovače poháněné olejovými hydromotory. Tyto typy jsou koncipované jako doplňkové nářadí zejména čelních hydraulických nakladačů a podobných strojů, které nedisponují vývodovou hřídelí, avšak poměrně výkonným hydraulickým agregátem.



Obr. 4.3.6 – Špalíkovač s hydraulickým pohonem [17]

4.4 Vybrané komerčně vyráběné modely

URBAN TR75 s dopravníkem 2,1 m do boku

Jedná se o špalíkovač značky Urban kovo s.r.o. Stroj je koncipován jako nesený pro agregaci s traktory kat. 1 a 2. Pohon stroje je zajištěn přes kardanovou hřídel pomocí vývodové hřídele traktoru. Stroj je vybaven pásovým dopravníkem poháněným klínovým řemenem od nožového rotoru. Nožovou jednotku tvoří dva protiběžné nožové rotory, každý se třemi noži, skříň je pevná. Nožové jednotce je předřazen řemenový převod do pomala, velká řemenice slouží zároveň jako setrvačnick. Kinematická vazba rotorů je řešená pomocí ozubených kol.

Několik parametrů dle stránek výrobce:

Max. průměr měkkého čerstvého dřeva (borovice):....80 mm

Max. průměr tvrdého suchého dřeva (dub, habr):.....50 mm

Minimální výkon traktoru:15 hp

Optimální výkon traktoru:25 hp a více



Obr.4.4.1 - špalíkovač Urban TR 75 [18]



Obr. 4.4.2 - špalíkovač Urban TR 75 – detail převodů [18]

JIRBO WORKER PREMIUM – WTD

Špalíkovač výrobce Jirbo s.r.o. Stroj je koncipován jako nesený pro agregaci s traktory kat. 1 a 2. Pohon stroje je zajištěn přes kardanovou hřídel pomocí vývodové hřídele traktoru. Stroj je vybaven pásovým dopravníkem poháněným klínovým řemenem od nožového rotoru. Nožovou jednotku tvoří dva protiběžné nožové rotory, každý se třemi noži, skříň je pevná. Převod mezi vstupní hřídelí a nožovým rotorem je zajištěn pomocí pastorku, který zabírá s kolem rotoru, jímž je poháněn i druhý nožový rotor.

Několik parametrů dle stránek výrobce:

Max. průměr zpracovávaného materiálu:120mm (měkké čerstvé dřevo)

Min výkon traktoru:.....20kW a více



Obr. 4.4.3 - špalíkovač Jirbo Worker [19]

REMET R100

Jedná se o špalíkovač polského výrobce Remet. Tento stroj má v zásadě stejnou koncepci špalíkovacího ústrojí, jako výše uvedený Jirbo Worker. Navíc je zde ale možnost čtyř nebo šestinožového provedení. Na obr 4.4.4 je tento stroj zobrazen ve výbavě s tzv. pytlovačem.

Několik parametrů dle stránek výrobce:

min. výkon traktoru:..... 15/25 HP
maximální průměr řezání: čerstvé měkké dřevo: 90 mm
čerstvé tvrdé dřevo: 80 mm
suché tvrdé dřevo: 70 mm
délka řezané dřevěné štěpky: ... 4 nože: 9- 18 cm:
6 nožů: 7 - 14 cm:



Obr. 4.4.4 - špalíkovač Remet R100 [20]

4.5 Bezpečnostní prvky

Vlastností dvourotorových špalíkovačů které mají šest a méně nožů je mimo jiné to, že zpracovávaný kus dřeva je možno za chodu stroje vytáhnout zpět z ústrojí. Toto považují někteří výrobci za dostatečné opatření, avšak jiní opatřují své výrobky navíc tzv. bezpečnostními madly umístěnými na vstupních trychtýřích. Tato madla jsou znatelná např. na Obr. 4.4.4; 4.4.1; 4.3.6; 4.3.5 a jiných. Madlo je vždy spojeno s tzv. stop tlačítkem, které při sepnutí:

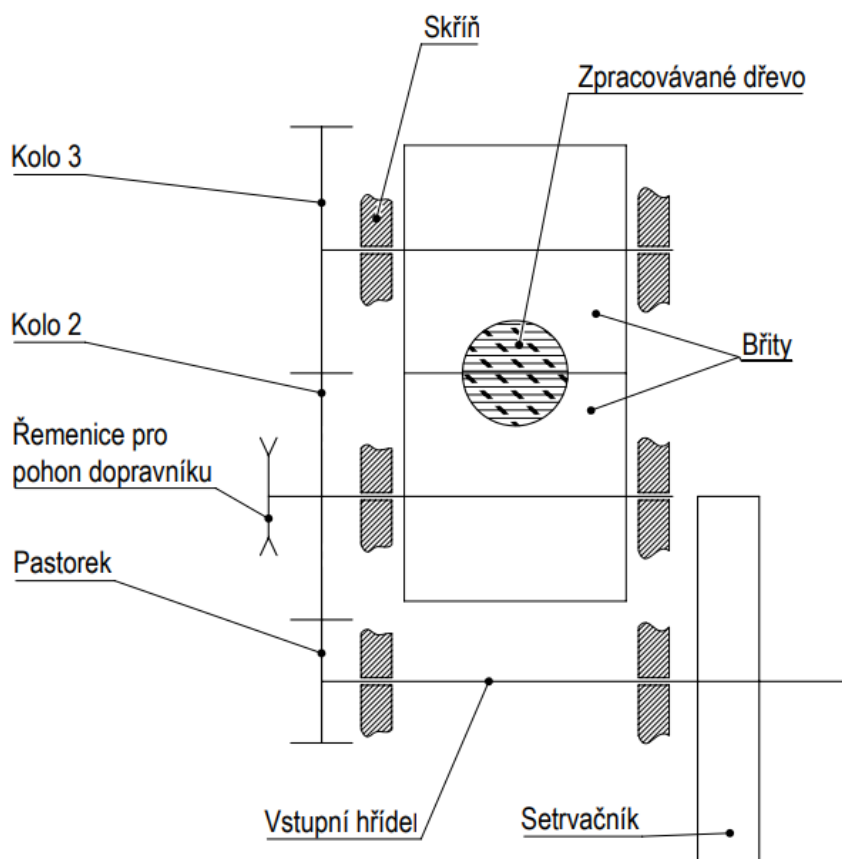
- a) v případě pohonu štěpkovače s vlastním pohonem zastaví jeho motor
- b) v případě hydraulického pohonu uzavře přívod tlakového oleje
- c) v případě pohonu vývodovou hřídelí traktoru a agregací s traktorem Zetor UŘ1 rozejme náhonovou spojku traktoru.



Obr. 4.1.1 – bezpečnostní madlo špalíkovače Urban [21]

5. Návrh vlastní konstrukce špalíkovače

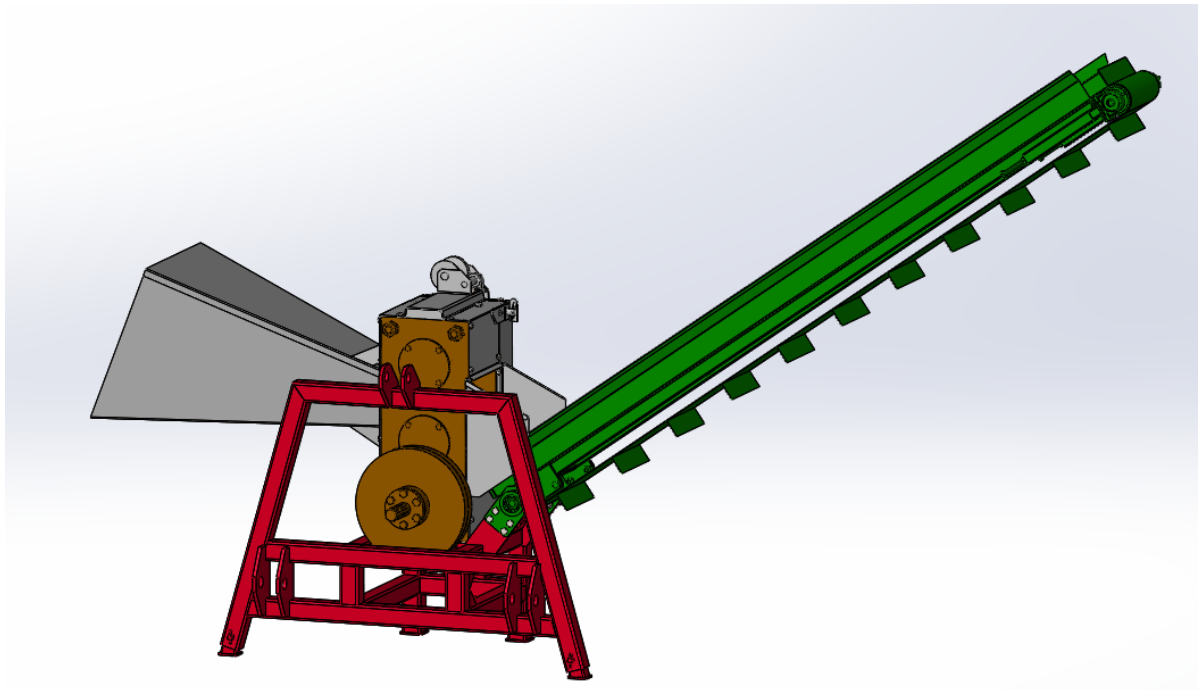
Špalíkovač bude založen na principu dvou protiběžných rotorů, jmenovitá světlost mezi rotory bude 95 mm. Stroj bude vybaven 2m dlouhým pásovým sklopným dopravníkem.



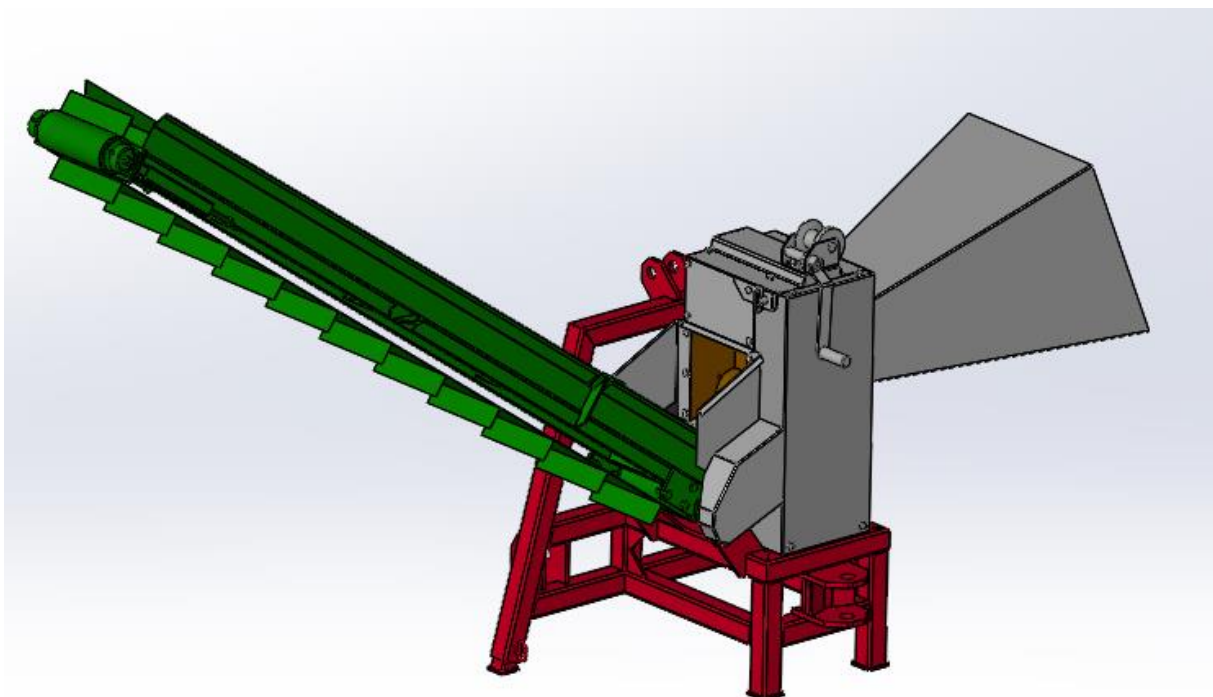
Obr. 5.0.1. – Schéma špalíkovacího ústrojí

Špalíkovač jako celek se skládá z několika dílčích podsestav, které jsou znázorněny na obr. 4.1.2 a obr. 4.1.3 různými barvami.

Špalíkovací ústrojí	hnědá
Nosný rám	červená
Pásový dopravník	zelená
Trychtýr, krycí plechy a ostatní součásti	šedá



Obr. 5.1.2 - celek špalíkovače – pohled zepředu



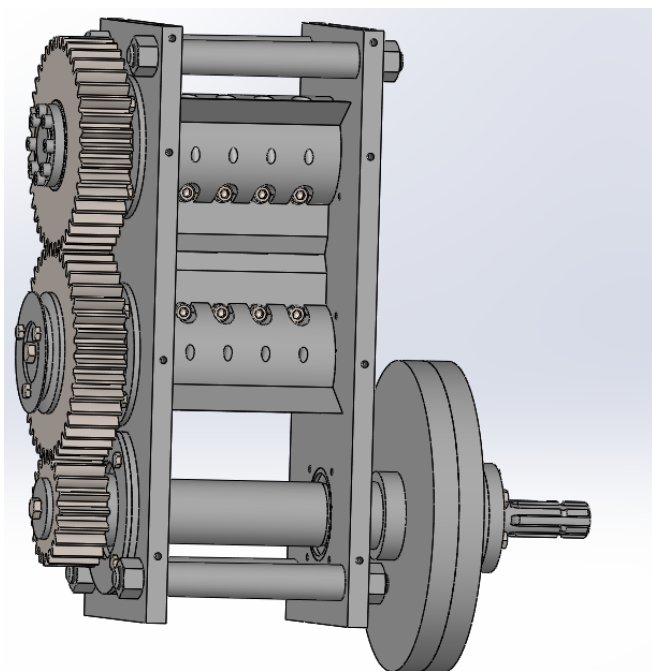
Obr. 5.1.3 - celek špalíkovače – pohled zezadu

5.1 Popis a funkce jednotlivých částí stroje

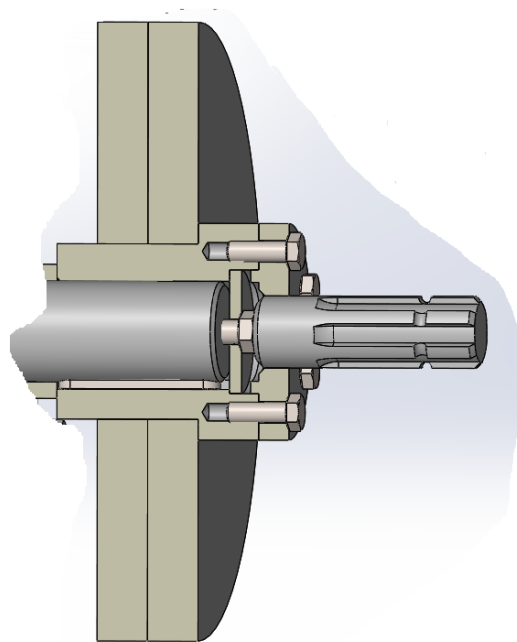
Špalíkovací ústroj

Jak je vidno z obr. 5.1.4 a 5.1.5, ústrojí je složeno ze dvou nožových rotorů s předřazeným převodem. Každý z rotorů obsahuje tři nože s kaleným ostřím upevněné v drážkách pomocí čtyř šroubů M10 tak, aby bylo možné vždy např. po přebroušení ostří nožů nastavit správnou vzdálenost mezi ostřími protiběžných nožů. Kinematická vazba mezi rotory je zajištěna pomocí ozubeného soukolí. Pro jednoduché seřízení ostří nožů přesně proti sobě je kolo 3 (viz schéma) upevněno na hřídeli pomocí samostředícího svěrného pouzdra KLDB050 s jehož pomocí lze seřízení provést kdykoli po povolení dotyčných šroubů. Kolo 1 je zajištěno pomocí dvou těsných per, navíc ale ještě nese řemenici pro pohon dopravníku. Předřazený převod s parametrem $i = 0,5$ je realizován pomocí vstupní hřídele s ozubeným pastorkem, spojeným s hřídelem opět dvěma těsnými pery. Pro snížení namáhání kardanové hřídele a převodovky traktoru rázy vznikajícími při sekání dřeva je na vstupní hřídeli též umístěn setrvačnick sestávající ze dvou plechů tloušťky 25 mm přivařenými k náboji (viz obr. 5.1.5) na něž navazuje příruba s drážkovaným hřídelem pro nasazení kardanového hřídele. Příruba s drážkovaným hřídelem jsou spojeny svarem. Celkový význam vstupní hřídele spočívá tedy zejména v redukci kroucího momentu ve spojovací kardanové hřídeli a ve zrovnoměrnění chodu stroje pomocí setrvačnicku.

Celé ústrojí je uloženo v jednořadých kuličkových oboustranně krytých ložiskách. Vnější kroužky ložisek jsou uloženy přímo do skříně sestávající ze dvou desek z plechu tloušťky 20 mm spojených čtyřmi spojovacími tyčemi.



Obr. 5.1.4 – špalíkovací hlavice

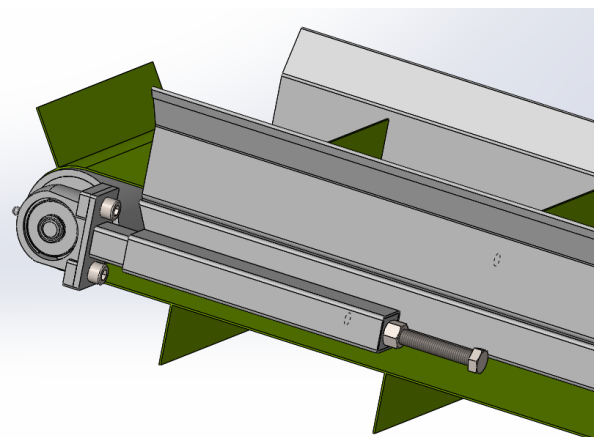


Obr. 5.1.5 – řez setrvačnickem

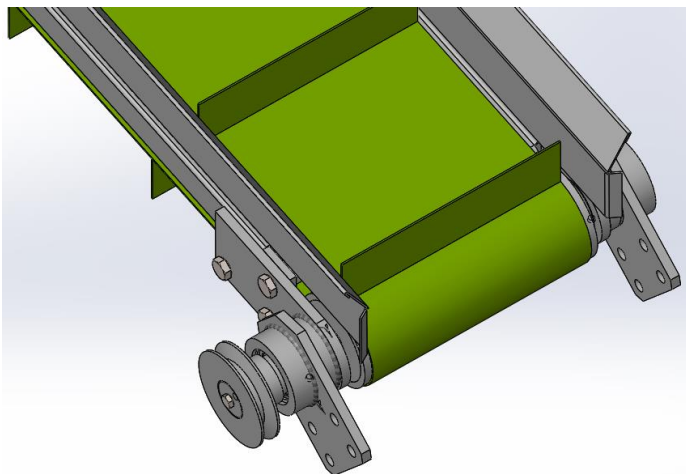
Pásový dopravník

Pásový dopravník navazuje na špalíkovací ústrojí a slouží k transportu zpracovaného materiálu.

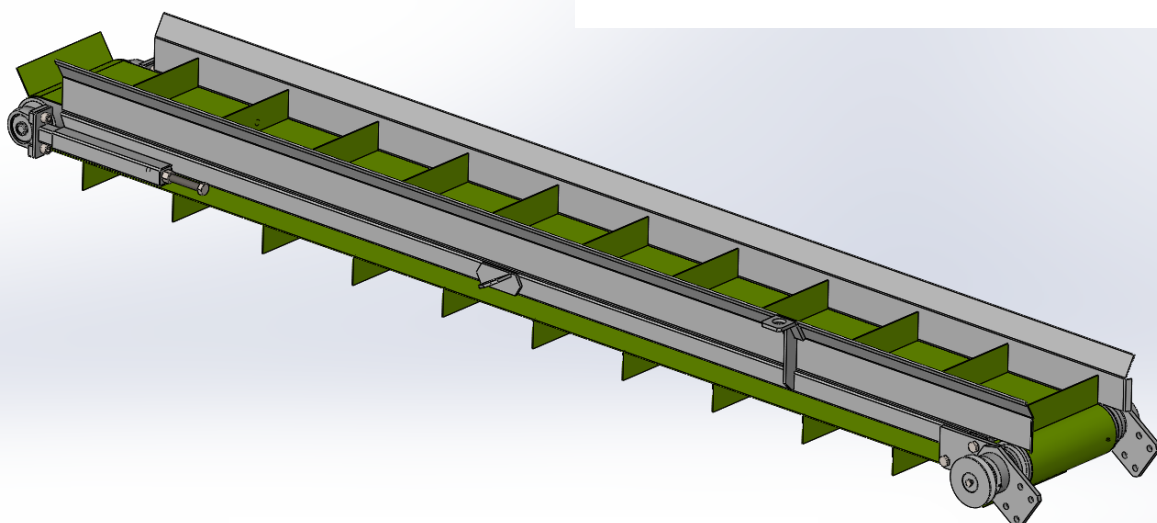
Dopravník se skládá z lehké jeklové žebříkové konstrukce nesoucí žlab z 1,5 mm silného plechu. Hlavní částí je 200 mm široký dopravníkový pás vybavený příčnými unašeči výšky 50mm s dopravní rychlostí 1,6 m/s. Pás je napínán mezi dvojicí válců, z nichž jeden je napínací (obr. 5.1.7) a druhý poháněcí (obr. 5.1.8). Napínací válec je uložen pomocí jednořadých kuličkových ložisek a stojatých ložiskových těles UCPA 202 umístěných na napínacím mechanismu dle obr 5.1.7. Poháněcí válec je uložen taktéž pomocí kuličkových ložisek a je poháněn klínovou řemenicí. Jmenovitá délka dopravníku je 2m. Dopravník má dvě polohy: pracovní a přepravní, mezi těmito polohami přechází pomocí sklápění podle osy spodního válce v třecím uložení. (Bude patrné z celkového pohledu na stroj.)



Obr. 5.1.7 – detail napínání pásu



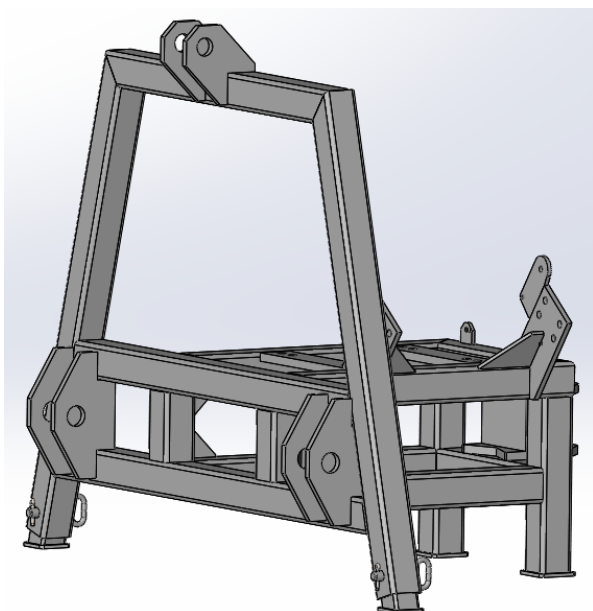
Obr. 5.1.8 – detail poháněné hřídele dopravníku



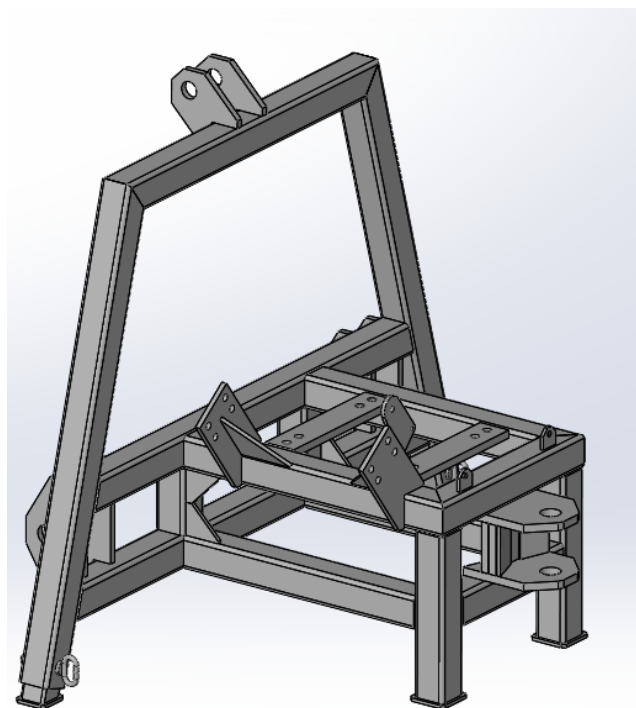
Obr. 5.1.6 dopravník – celkový pohled

Základní rám

Rám je součástí, která spojuje všechny části stroje v jeden celek a umožňuje agregaci stroje s traktorem. Přípojné prvky rámu jsou určeny pro připojení stroje do tříbodového závěsu traktoru kat. 2. Rám rovněž umožňuje připojení malého přívěsného vozíku do závěsu v jeho zadní části kvůli odvozu nadrceného materiálu. Na uvedených obrázcích můžeme vidět dvě výsuvné nohy, ty mají následující význam: v přepravní poloze stroje jsou zasunuty, (tj tak jak jsou zobrazené na obrázcích) v okamžiku, kdy je stroj přestavován do své pracovní polohy se vysouvají a následně je na ně stroj položen, délka výsuvu noh a výška rámu je volena tak, aby kardanová hřídel vystupující z traktoru byla přibližně vodorovně a nebyla tak přílišně zalomená. Stroj v chodu stojící položený na nohách navíc vykazuje menší vibrace oproti upevnění pouze vůči traktoru, nehledě na skutečnost, že zejména traktory staršího data výroby většinou trpí tzv. padáním hydrauliky. Rozpětí předních nohou by navíc mělo zajistit dostatečnou stabilitu odpřaženého stroje.



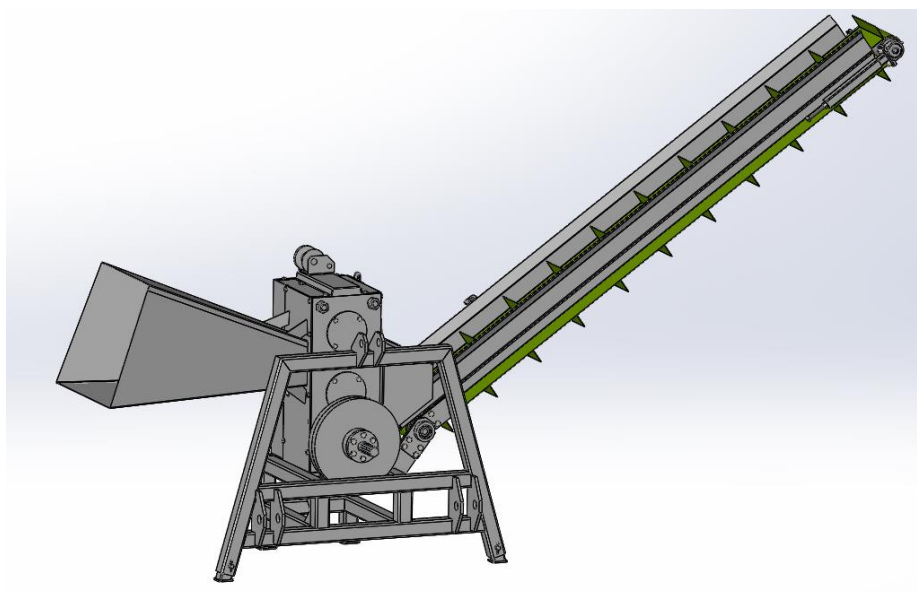
Obr. 5.1.10 – rám - pohled zezadu



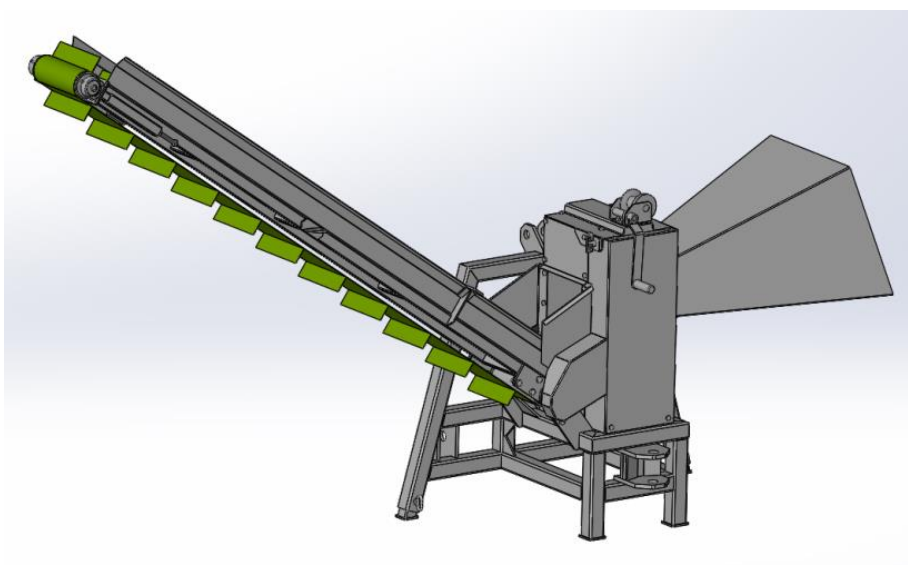
Obr. 5.1.9 –rám - pohled zepředu

Celková sestava špalíkovače

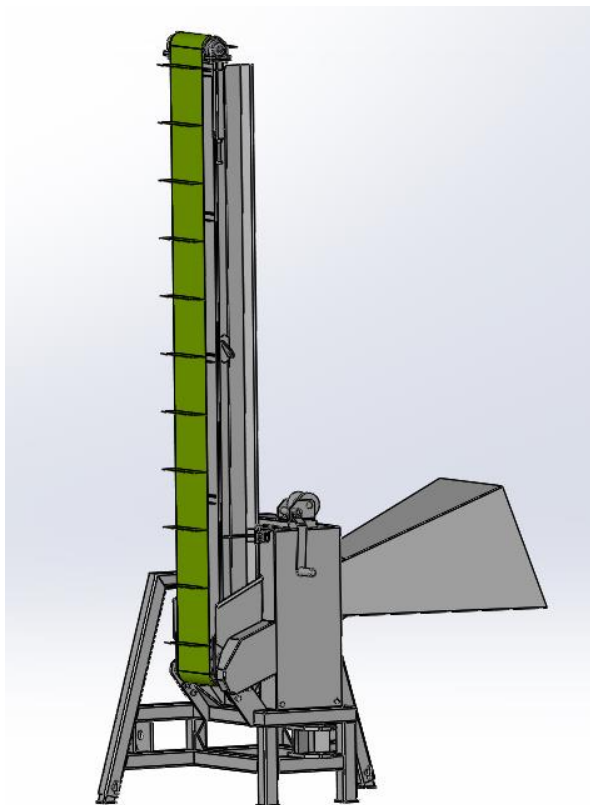
Nyní je vidět 3D model zkompletovaného stroje včetně trychtýře pro vkládání větví, krytů a dalších pomocných součástí.



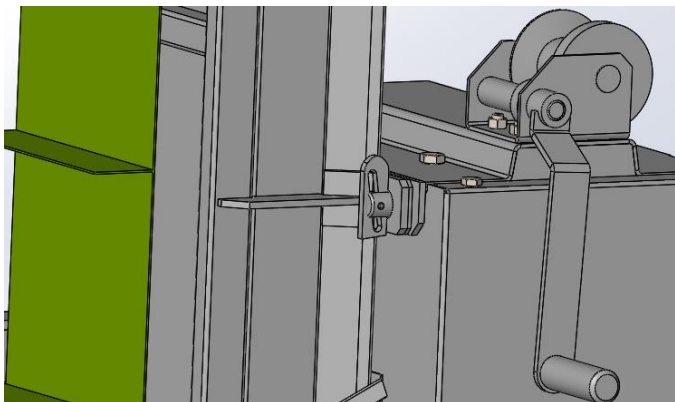
Obr. 5.1.11 – celková sestava - pohled zepředu



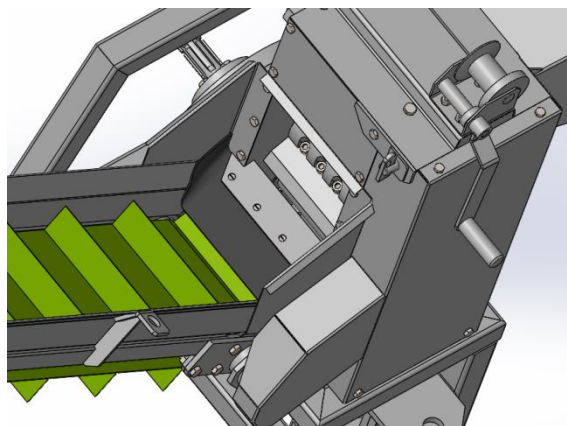
Obr. 5.1.12 – celková sestava - pohled zezadu



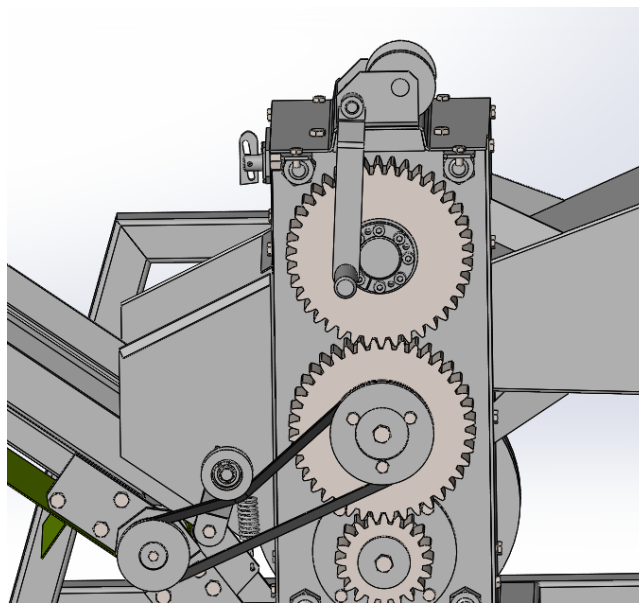
Obr. 5.1.13 – přepravní poloha dopravníku



Obr. 5.1.14 – aretace dopravníku v přepravní poloze



Obr. 5,1.15 – pohled na přechod mezi ústím
špalíkovacího ústrojí u kanálem dopravníku



Obr. 5.1.16 – detail řemenového převodu

Na obr. 5.1.13 je zobrazen dopravník v přepravní poloze, z bezpečnostních důvodů je aretován (viz obr 5.1.14). Na předešlých obrázcích je zobrazen v pracovní poloze, tj takřka v libovolném úhlu vůči špalíkovací hlavě, dle aktuální potřeby, jeho sklon je ovládán ručním lanovým navijákem s aretací v libovolné poloze umístěném na vrcholu špalíkovací hlavice (lano spojující naviják a dopravník není součástí modelu, naviják je modelován pouze schématicky). Na obr.

5.1.15 je k vidění přechod mezi ústím špalíkovacího ústrojí a kanálem dopravníku (Díl s černou barvou je zhotoven z tenké poddajné gumové desky)

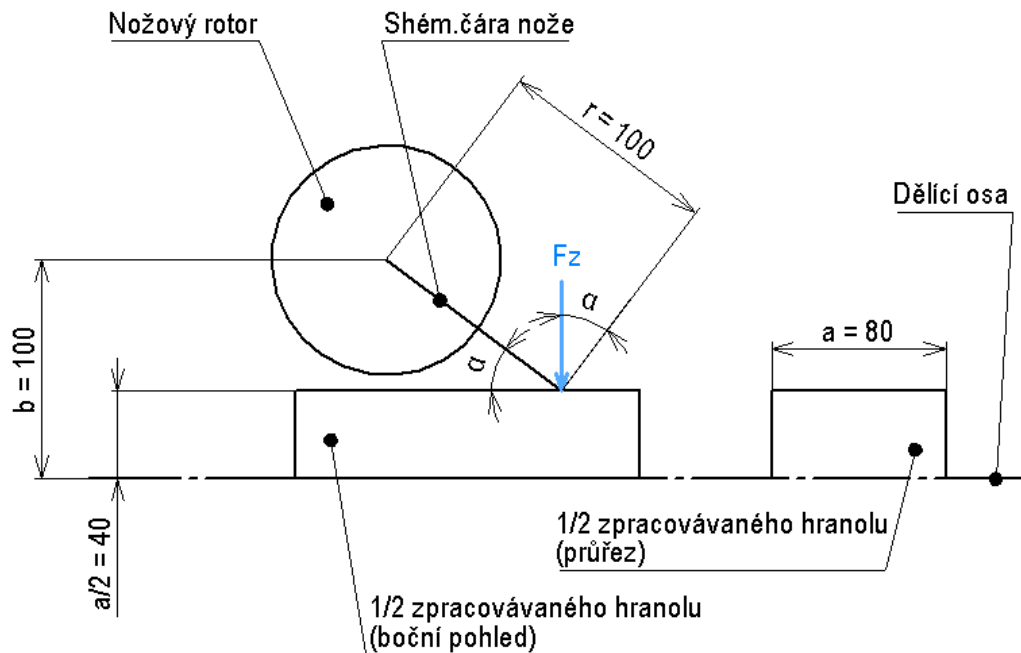
Obr 5.1.16 pak ukazuje řemenový převod a jeho dopínání napínací kladkou po odstranění krytů.

5.2 Stanovení max. kroutícího momentu a zatížení při špalíkování

Maximální kroutící moment je pro návrh a pevnostní kontrolu stroje stěžejní, avšak vzhledem ke způsobu dělení materiálu, který je závislý na geometrii ostří nože, na pevnostních parametrech drceného dřeva a na faktu že se nejedná o čistý smyk, či čistý tlak není jednoduché ho spolehlivě vyčíslit. Pro přesné řešení by tak bylo nezbytné provedení měření a na jeho základě úprava výpočetního postupu. Protože ale nepotřebuji znát absolutně přesnou hodnotu a navíc mám výhodu, že stroje podobného principu se běžně vyrábějí a používají, tedy jsou tyto jejich parametry již odladěny a jsou bez problémů dohledatelné. I tak ale nemáme vše, co pro kontrolu nožových rotorů a zejména jejich uložení potřebujeme, a sice jakou radiální silou proces dělení dřeva rotory zatěžuje. K tomuto účelu využiji velice jednoduchý výpočetní model založený na pevnosti v tlaku pro dřevo pomocí něhož nejprve spočítám výpočtovou sílu F_{zv} nutnou pro zatlačení břitu do dřeva a následně zjistím výpočtový maximální kroutící moment M_v . Ten porovnáím s hodnotou uváděnou výrobcí, čímž získám jakýsi opravný koeficient, pomocí něhož zpětně upravím zatlačovací sílu nutnou pro oddělování kousků dřeva.

Max. kroutící moment jsem určil podle doporučení výrobce Remet pro velikost přetěžovací spojky pro typ nožové jednotky R 100 se jmenovitou světlostí mezi rotory 100 mm jako: **$M = 850 \text{ Nm}$** . [22]

V dalším výpočtu budu uvažovat hranol o straně $a = 80 \text{ mm}$ z tvrdého suchého dřeva, jehož pevnost v tlaku může dosahovat hodnoty $\sigma_{dd} = 17 \text{ MPa}$. Klínovité ostří nože aproximuji ploškou o šířce $s = 2,5 \text{ mm}$ a délce dle šířky vkládaného hranolu, tedy 80 mm.



Obr. 5.2.1 – zatlačovací síla

Z předchozího obrázku je zřejmé, že budeme-li uvažovat konstantní zatlačovací sílu, bude M_v největší při vstupu nože do materiálu (má nejdelší rameno) a se zvětšujícím se uhem α bude postupně klesat, proto stačí vyjádřit M_v pro zobrazenou polohu nože.

$$\alpha = \arcsin \frac{b - \frac{a}{2}}{r} = \arcsin \frac{100 - \frac{80}{2}}{100} = 36,87^\circ$$

$$S = s * a = 2,5 * 80 = 200 \text{ mm}^2$$

$$F_{zv} = \sigma_{dd} * S = 17 * 200 = 3400 \text{ N}$$

$$M_v = F_z * \cos(\alpha) * r = 4080 * \cos(36,87) * 100 = 326400 \text{ Nmm} = 326,4 \text{ Nm}$$

Opravný součinitel k_o :

$$k_o = \frac{M}{M_v} = \frac{850}{326,4} = 2,6$$

Upravená zatlačovací síla:

$$F_z = k_o * F_{zv} = 2,6 * 3400 = 8840 \text{ N}$$

Nyní již známe maximální možné zatížení stroje, které ovšem za běžného provozu prakticky nenastává, zvláště budu-li předpokládat špalíkování syrového povětšinou smrkového dřeva a nikoli hranolů tvrdého vyschlého např. dubového dřeva. Proto budou následující kontroly prováděny tak, že pevnostní kontrola

součástí bude uvažovat maximální možné hodnoty namáhání (kontrola spojení hřídele a náboje, hřídelí, ozubení na ohyb) a kontrola trvanlivosti součástí (ložisek) bude uvažovat stabilní provozní zatížení o velikosti 57% z max. hodnoty. Takto snížená hodnota bude využita i pro výpočet potřebného výkonu traktoru.

Zde bych chtěl ještě uvést, že se předpokládá občasný chod stroje.

5.3 Stanovení minimálního potřebného výkonu traktoru

jmenovité otáčky vstupní hřídele

$n_1 = 540 \text{ ot/min}$

maximální kroutící moment

$M = 850 \text{ Nm}$

Redukovaný provozní moment M_p :

$$M_p = 0,57 * M = 0,57 * 850 = 485,5 \text{ Nm}$$

Minimální požadovaný výkon traktoru P_t :

$$P_t = \frac{M_r * \pi * n}{30} = \frac{485,5 * \pi * 540}{30} = 27454,5 \text{ W} \doteq \mathbf{30 \text{ kW}}$$

5.4 Kontrola ozubení

Ozubené převody jsem realizoval z dostupných polotovarů ozubených kol. Toto řešení jsem zvolil proto, že se mi jeví jako ekonomicky výhodnější vůči zadání výroby kol na zakázku dle výkresu zákazníka. Z výše uvedeného také vyplývá, že kola jsou korigována pouze pro zajištění mezizubové vůle, a není tak možné např. zvyšovat pevnost zubů pastorku kladnou korekcí nebo měnit šířku ozubeného věnce a pod. Jedná se o kalená přímozubá kola z materiálu 12050 (C45).

Před započítáním kontroly je též potřeba si uvědomit, že díky dvěma nožovým hřídelím a předřazenému převodu s $i = 0,5$ je na všech třech hřídelích stejný kroutící moment M . Kontrolu jsem provedl pouze pro ohyb, tak, aby bylo ověřeno, že kola dokáží pevnostně odolat špičkám max. zatížení. Kontrolu na dotyk jsem neprováděl, z důvodu, že stroj je určen pro občasné využití a jeho soukolí tím pádem nejsou dimenzována na dovolené dotykové napětí pro teoreticky nekonečný počet cyklů.

Stroj by navíc měl být připojen k vývodové hřídeli traktoru přes kardanovou hřídel vybavenou přetěžovací spojkou tak, aby nebylo možné překročit max. hodnotu kroutícího momentu M .

Parametry kol:	modul	$m = 5$
	šířka věnce	$b = 50 \text{ mm}$
	úhel záběru	$\alpha_n = 20^\circ$
	počet zubů kola 1 a 2	$z_2 = z_3 = 40$
	počet zubů pastorku	$z_1 = 20$

Kontrola ozubení dle ISO 6336				
jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹			kolo 1	kolo 2
z_1	20	σ_{Flim}	350	350
z_2	40	Y_{Fa}	2,941832	2,508727
m_n	5	Y_{sa}	1,527247	1,642609
α_n	20	Y_ε	0,697413	0,697413
β	0	Y_β	1	1
a_w	150	F_β	6	6
b_1	50	$Y_{N,x}$	1	1
b_2	50	K_A	1,2	1,2
P	48	K_V	1,028258	1,022897
n_1	540	$K_{F\alpha}$	1	1
M_{k1}	850000	$K_{F\beta}$	1,152553	1,152553
v	2,827433	S_F	1,157	1,268
u	2			

Tab 1. – kontrola ozubení

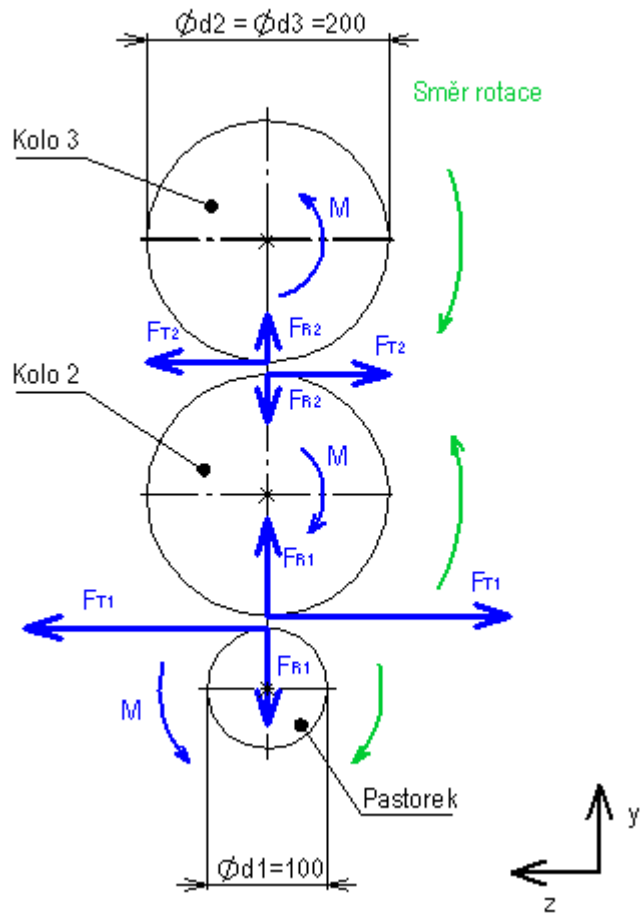
Kontrolu ozubení pastorku na ohyb jsem provedl s využitím excelovského programu „all_Návrh čelního ozubení“ pro jmenovité otáčky vývodového hřídele traktoru 540 ot/min. Výsledky kontroly jsou uvedeny v tabulce níže, ze které vyplývá, že ozubení na ohyb vyhovělo s koeficientem bezpečnosti $S_F \doteq 1,16$ pro ozubení pastorku.

5.5 Kontrola ložisek hřídelí

1) Použitá ložiska

Hřídel č.3 a 2:	2x kuličkové ložisko SKF 6210- 2RZ (C = 39100N)
Vstupní hřídel:	levé- kuličkové ložisko SKF 6310 – 2RZ (C = 65000N) pravé –kuličkové ložisko SKF 6210- 2RZ

2) Síly generované ozubením



Obr. 5.5.1 –
síly v ozubení

M	kroučící moment
F_{R2}	radiální síla odtlačující kola 2 a 3
F_{T2}	tečná síla na kole2
F_{R1}	radiální síla odtlačující pastorek a kolo 2
F_{T1}	tečná síla na pastorku

Na výše uvedeném obrázku jsou zobrazeny působící síly v ozubení za předpokladu stoprocentní účinnosti soukolí, což vzhledem k charakteru výpočtu nepřinese velkou chybu a navíc budeme na straně bezpečnosti. Dalším předpokladem je zanedbání vlivu pohonu dopravníku od kola 2. Na první pohled je

zřejmé, že všechny tři hřídele přenášejí stejný moment M . Dále, víme-li, že $z_2 = z_3 = 40$ a $z_1 = 20$ (pastorek), pak je zřejmé, že:

$$F_{R1} = 2 \cdot F_{R2}$$

$$F_{T1} = 2 \cdot F_{T2}$$

Dále platí: $F_{T2} = \frac{2 \cdot M}{d_2} = \frac{2 \cdot 850000}{200} = 8500 \text{ N}$

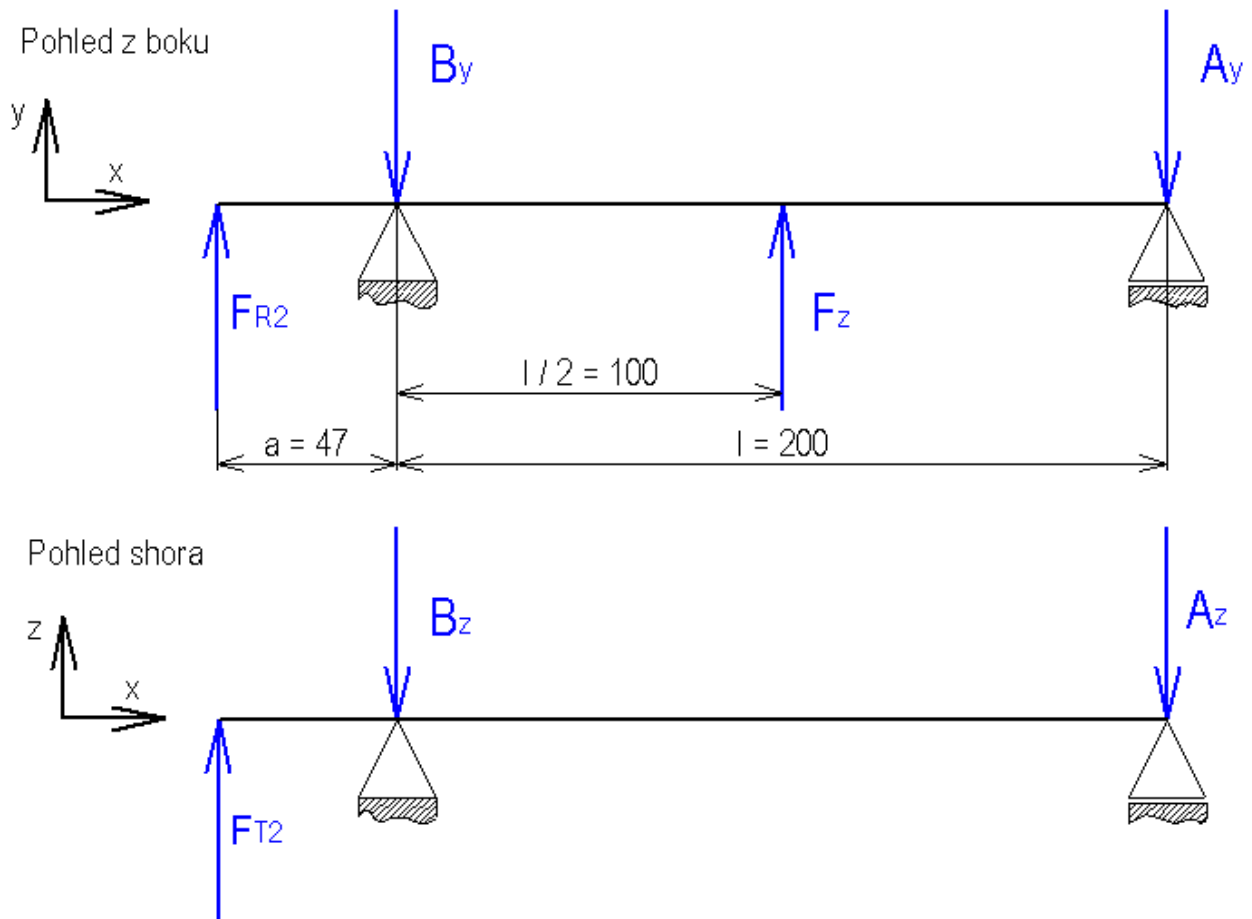
$$F_{T1} = 2 \cdot 8500 = 17000 \text{ N}$$

$$F_{R2} = F_{T2} \cdot \tan(\alpha) = 8500 \cdot \tan(20) = 3094 \text{ N}$$

$$F_{R1} = 2 \cdot 3094 = 6187,5 \text{ N}$$

3) Síly v podporách hřídelí:

Hřídel č. 3



Obr. 5.5.2. – Uvolnění hřídele č. 3

B_y, B_z	síly působící na levé ložisko
A_y, A_z	síly působící na pravé ložisko
A	celkové zatížení pravého ložiska
B	celkové zatížení levého ložiska
F_{T2}	tečná síla působící na ozubené kolo č. 3

F_{R2} radiální síla působící na ozubené kolo č. 3
 F_Z zatlačovací síla pro zatlačení nože do dřeva

Pro tuto soustavu platí:

$$F_{R2} + F_Z - B_y - A_y = 0$$

$$F_{T2} - B_z - A_z = 0$$

$$F_{R2} * a - F_Z * \frac{l}{2} + A_y * l = 0$$

$$F_{T2} * a + A_z * l = 0$$

Z čehož plyne:

$$A_y = \frac{F_Z * \frac{l}{2} - F_{R2} * a}{l} = \frac{8840 * 100 - 3094 * 47}{200} = 3693 \text{ N}$$

$$A_z = \frac{-F_{T2} * a}{l} = -\frac{8500 * 47}{200} = -1997,5 \text{ N}$$

$$B_z = F_{T2} - A_z = 8500 + 1997,5 = 10497,5 \text{ N}$$

$$B_y = F_{R2} + F_Z - A_y = 3094 + 8840 - 3693 = 8241 \text{ N}$$

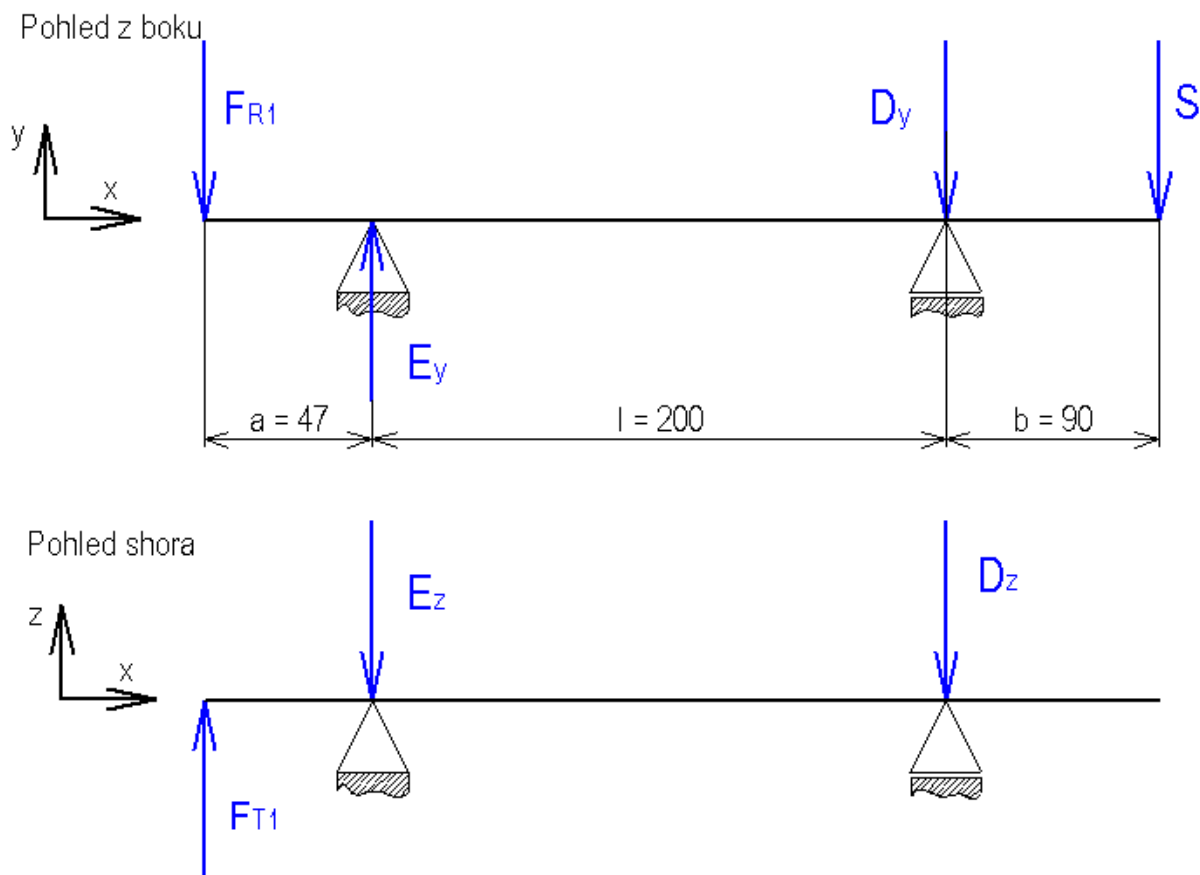
$$B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2} = \sqrt{8241^2 + 10479,5^2} = 13\,332 \text{ N}$$

$$A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = \sqrt{3693^2 + 1997,5^2} = 4199 \text{ N}$$

Zatížení levého ložiska B je mnohem větší, proto kontrolu pravého ložiska nebudu provádět.

Redukce zatížení B na 57%: $B_r = 0,57 * B = 7\,599 \text{ N}$

Vstupní hřídel č. 1



Obr. 4.5.3 – uvolnění vstupní hřídele

$$D_z = \frac{-F_{T1} \cdot a}{l} = -\frac{17000 \cdot 47}{200} = -3995 \text{ N}$$

$$E_z = F_{T1} - D_z = 17000 + 3995 = 20995 \text{ N}$$

$$E_y = F_{R1} + D_y + S = 6187,5 + 1041,5 + 284,5 = 7513,5 \text{ N}$$

$$D = \sqrt{D_y^2 + D_z^2} = \sqrt{1041,5^2 + 3995^2} = 4128,5 \text{ N}$$

$$E = \sqrt{E_y^2 + E_z^2} = \sqrt{7513,5^2 + 20995^2} = 22299 \text{ N}$$

Zatížení pravého ložiska C je mnohem menší, než zatížení levého ložiska pro hřídel č. 3 (B), proto toto ložisko nebude dále kontrolováno.

Redukce zatížení E na 57%: $E_r = 0,57 \cdot E = 12710 \text{ N}$

4) Výpočet trvanlivostí ložisek:

Hřídel č. 3:

jmenovité otáčky nožové hřídele:	$n_3 = n_2 = 540/2 = 270 \text{ ot/min}$
koeficient p pro ložiska s bodovým stykem:	$p = 3$
Trvanlivost ložiska v hodinách:	L_h

$$L_h = \left(\frac{C}{B_r}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_3} = \left(\frac{39100}{7599}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 270} = 8\,409 \text{ h}$$

Hřídel č. 2:

Pro uložení hřídele č. 2 nebudu provádět kontrolu, protože jak je patrné z obr. 4.2.2 výsledná radiální síla působící na kolo 2 má opačný směr oproti zatlačovací síle působící na hřídel shora dolů, proto dojde k rozdílu uvedených sil a výsledné zatížení ložiska bude menší než v případě hřídele č. 3.

Hřídel č. 1:

jmenovité otáčky vstupní hřídele:	$n_1 = 540 \text{ ot/min}$
-----------------------------------	----------------------------

$$L_h = \left(\frac{C}{E_r}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n_1} = \left(\frac{65000}{12710}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 540} = 4\,128 \text{ h}$$

Nejnižší trvanlivost ložiska vychází pro levé ložisko vstupního hřídele a sice 4128h, což není mnoho, ale na druhou stranu pro stroj s občasným využitím myslím dostačující. Tato hodnota ale značně závisí na režimu zatěžování stroje, který je ve výpočtech odhadován. V případě, že by se ověřením v praxi ukázalo, že parametry tohoto ložiska nedostačují, lze jej snadno nahradit např. jednořadým soudečkovým ložiskem se stejnými rozměry, avšak výrazně větší únosností, aniž by se změnila konstrukce stroje.

5.6 Statická kontrola hřídelí

Materiál pro všechny hřídele jsem navrhl ocel S355 (11 523). Kontrolu jsem provedl jako čistě statickou pro maximální hodnotu kroutícího momentu 850Nm pomocí programu Mitcalc. Zde se tedy omezím pouze na výčet některých důležitých výsledků.

Vstupní hřídel č.1:

Min. koeficient statické bezpečnosti:	$k = 3,25$
Průhyb pod středem pastorku:	$y_c = 0,0383$
Natočení pod středem pastorku:	$\varphi_k = 0,04868^\circ$
Natočení v levém ložisku:	$\varphi_l = 0,0255^\circ$
Natočení v pravém ložisku:	$\varphi_p = 0,0091^\circ$

Hřídel č.2:

Min. koeficient statické bezpečnosti:	$k = 4,43$
Průhyb pod středem kola:	$y_c = 0,0197$
Natočení pod středem kola:	$\varphi_k = 0,024^\circ$
Natočení v levém ložisku:	$\varphi_l = 0,0111^\circ$
Natočení v pravém ložisku:	$\varphi_p = 0,0053^\circ$

Hřídel č.3:

Min. koeficient statické bezpečnosti:	$k = 4,43$
Průhyb pod středem kola:	$y_c = 0,0172$
Natočení pod středem kola:	$\varphi_k = 0,0215^\circ$
Natočení v levém ložisku:	$\varphi_l = 0,0087^\circ$
Natočení v pravém ložisku:	$\varphi_p = 0,0038^\circ$

Z uvedených výsledků je patrné, že hřídele ve statické kontrole obstály. Jako maximální možný průhyb pod čelním ozubeným kolem se udává $0,01^*$ m, což pro $m = 5$ dává hodnotu 0,05 mm. Tento limit není na žádné z hřídelí překročen. Největší hodnota natočení v ložisku dle pevnostní kontroly vychází na zhruba 1,5 úhlové minuty, tj. je bez problémů akceptovatelná.

5.7 Kontrola vybraných spojů

Spojení kola 2, popř. kola 1 se hřídelem

Přenos kroutícího momentu je zde řešen pomocí dvou těsných per ČSN 02 2562 14e7 x 9 x 45 po 120° .

Kontrola na otláčení:

Funkční délka obou per dohromady	$l_f = 2 \cdot (45 - 14) = 62 \text{ mm}$
Průměr hřídele	$D = 50 \text{ mm}$
Kontaktní tlak	p_k
Výška pera	$h = 9 \text{ mm}$

$$p_k = \frac{4 * M}{h * D * l_f} = \frac{4 * 850000}{9 * 50 * 62} = \mathbf{121,8 \text{ MPa}}$$

Výsledný kontaktní tlak je akceptovatelný.

Kontrola na stříh:

Šířka pera	$b = 14 \text{ mm}$
Smykové napětí v peru	τ

$$\tau = \frac{2 * M}{b * l_f * D} = \frac{2 * 850000}{14 * 62 * 50} = 39,2 \text{ MPa}$$

Hodnota smykového napětí v těsném peru je přijatelná

Spojení vstupní hřídele se středem setrvačnicku

Pomocí tohoto spoje vstupuje kroutící moment na vstupní hřídel (spoj je patrný z obr. 4.1.3). Spoj je realizován jedním těsným perem ČSN 02 2562 14e7 x 9 x 80.

Kontrola na otlačení:

Funkční délka pera	$l_f = 80 - 14 = 66 \text{ mm}$
Průměr hřídele	$D = 49 \text{ mm}$
Výška pera	$h = 9 \text{ mm}$

$$p_k = \frac{4 * M}{h * D * l_f} = \frac{4 * 850000}{9 * 49 * 66} = \mathbf{116,8 \text{ MPa}}$$

Výsledný kontaktní tlak je akceptovatelný.

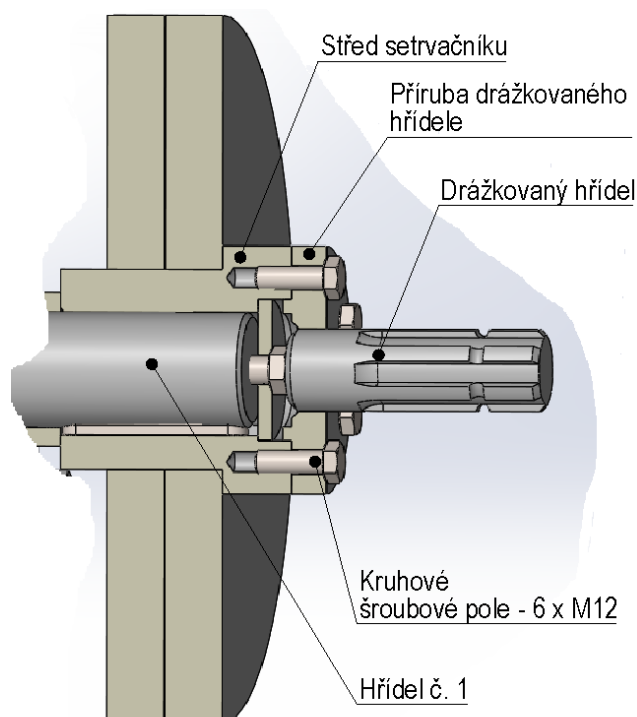
Kontrola na stříh:

Šířka pera	$b = 14$
------------	----------

$$\tau = \frac{2 * M}{b * l_f * D} = \frac{2 * 850000}{14 * 66 * 49} = 37,5 \text{ MPa}$$

Hodnota smykového napětí v těsném peru je přijatelná

Spojení středu setrvačnicku a příruby drážkovaného hřídele



Obr. 5.7.1 – řez setrvačnickem - popis

Přes tento spoj opět teče veškerý moment M . Jde o přírubový třecí spoj, kde přítláčná síla je zajištěna kruhovým šroubovým polem 6 x M12 s roztečným průměrem $d_p = 82\text{mm}$. Pevnostní třída šroubů je 8.8.

Kontrola únosnosti třecího spoje:

Uvažovaná osová síla ve šroubu:	$Q = 26000\text{N}$
Roztečný průměr šroubového spoje:	$d_p = 82\text{ mm}$
Počet šroubů ve spoji:	$i = 6$
Součinitel tření mezi plochami přírub:	$f = 0,15$
Požadovaný přenos kroutícího momentu:	$M = 850\text{Nm}$
Max. možný k. moment přenesitelný spojem:	M_m

$$M_m = i * Q * f * \frac{d_p}{2} = 6 * 26000 * 0,15 * \frac{82}{2} = 959400\text{ Nmm} = \mathbf{959,4Nm}$$

Z výsledku je patrné, že spoj vyhověl požadavkům s koeficientem bezpečnosti přenosu $k_p = 1,12$.

Nutný utahovací moment pro šrouby:

Parametry závitu M12:

Velký průměr:	$d = 12 \text{ mm}$
Střední průměr	$d_2 = 10,86 \text{ mm}$
Malý průměr šroubu:	$d_3 = 9,85 \text{ mm}$
Stoupání:	$p_z = 1,75 \text{ mm}$
Nosná výška :	$H1 = 0,95 \text{ mm}$
Úhel stoupání:	$\tan \gamma = \frac{p_z}{\pi * d_2} \rightarrow \gamma = 2,94^\circ$
Poloviční úhel profilu:	$\beta = 30^\circ$
Poloviční úhel profilu normální:	$\tan \beta_n = \tan \beta * \cos \gamma \rightarrow \beta_n = 29,97^\circ$
Součinitel tření v závitu:	$f_z = 0,14$
Třecí úhel:	$\tan \varphi' = \frac{f_z}{\cos \beta_n} \rightarrow \varphi' = 9,18^\circ$
Kroutící moment ve šroubu:	$M_{kš}$
Třecí moment pod hlavou šroubu:	M_h
Utahovací moment šroubu:	M_u
Součinitel tření pod hlavou šroubu:	$f_h = 0,11$
Průměr díry pro šroub:	$D_1 = 12,5 \text{ mm}$
Velký průměr plochy hlavy šroubu:	$s_s = 18 \text{ mm}$

$$M_{kš} = Q * \frac{d_2}{2} * \tan(\gamma * \varphi') = 26000 * \frac{10,86}{2} * \tan(2,94 * 9,18) = 30317,9 \text{ Nmm}$$

$$M_h = 0,5 * Q * f_h * \left(\frac{D_1 + s_s}{2}\right) = 0,5 * 26000 * 0,11 * \left(\frac{12,5 + 18}{2}\right) = 21807 \text{ Nmm}$$

$$M_u = M_{kš} + M_h = 30317,9 + 21807 = 52125 \text{ Nmm} = \mathbf{521 \text{ Nm}}$$

Kontrola redukovaného napětí ve šroubu:

Mez kluzu pro šroub	$Re = 630 \text{ MPa}$
Dovolené napětí ve šroubu (8.8):	$\sigma_d = 0,7 * Re = 0,7 * 630 = 441 \text{ Mpa}$
Tahové napětí ve šroubu:	$\sigma_{tš}$
Smykové napětí ve šroubu:	$T_{š}$
Redukované napětí ve šroubu:	σ_{red}

$$\sigma_{tš} = \frac{4 * Q}{\pi * d_3^2} = \frac{4 * 26000}{\pi * 9,85^2} = 341,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\xi} = \frac{16 * M_{k\dot{s}}}{\pi * d_3^3} = \frac{16 * 30317,9}{\pi * 9,85^3} = 161,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{t\dot{s}}^2 + 3 * \tau_{\xi}^2} = \sqrt{341,2^2 + 3 * 161,5^2} = 377,5 \text{ MPa}$$

Šrouby splnily pevnostní podmínku $\sigma_{red} \leq \sigma_d$ a vyhověly tak pevnostní kontrole. Při montáži je nutno je utáhnout momentem 521Nm.

Spojení příruby s drážkovaným hřídelem

Spoj je realizován tupým obvodovým svarem na vnitřní části příruby. Předpokládán je svarový kov s mezí kluzu 355 MPa.

Dovolené tahové napětí ve svaru:	$\sigma_d = 237 \text{ MPa}$
Součinitel anizotropie ve smyku:	$\alpha_{\tau} = 0,7$
Dovolené smykové napětí ve svaru:	τ_d
Smykové napětí ve svaru:	τ_{sv}
Tržná výška svaru:	$s_{sv} = 4$
Průměr drážkovaného hřídele:	$D_d = 35 \text{ mm}$
Požadovaný přenos kroutícího momentu:	$M = 850 \text{ Nm}$

$$\tau_d = \alpha_{\tau} * \sigma_d = 0,7 * 237 = 165,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{sv} = \frac{2 * M}{s_{sv} * \pi * D_d^2} = \frac{2 * 850000}{4 * \pi * 35^2} = 110,4 \text{ MPa}$$

Kontrolou byla ověřena podmínka $\tau_{sv} \leq \tau_d$ a proto je svar vyhovující.

6 Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout nesený špalíkovač dřevní hmoty a provést základní pevnostní kontroly. Výsledkem mé práce je návrh špalíkovacího stroje pro agregaci za traktor kat. 2, který dokáže drtit dřevní hmotu do průměru 95 mm pro syrové měkké dřevo a 80 mm pro suché tvrdé dřevo. Při konstrukci špalíkovacího ústrojí jsem použil systém dvou protiběžných nožových rotorů s celkem šesti noži. Ústrojí je dále vybaveno předřadným převodem do pomala realizovaným pomocí pastorku na vstupní hřídeli. Prostřednictvím tohoto převodu dochází ke snížení potřebného kroutícího momentu dodávaného kardanovou hřídelí z traktoru na

polovinu. Protože při sekání dřeva noži dochází ke vzniku rázů, je na vstupní hřídeli z důvodu zmírnění přenosu torzních rázů na kardanovou hřídel a převodovku traktoru umístěn setrvačnick. Stroj jako celek je kromě drcení dřevní hmoty navíc schopen přímé nakládky drceného materiálu na např. korbu vlečky apod. Rám stroje je doplněn o závěs pro připojení vlečky, čímž se významně zvyšuje praktičnost stroje, protože je možné jej začlenit do soupravy: traktor – špalíkovač – vlečka. Tato souprava tak dokáže sloučit drcení a odvoz materiálu do jedné operace. Součástí mé práce je rovněž 3D model celého stroje a výkresy sestav. Při návrhu jsem se snažil dbát na to, aby jednotlivé díly byly co nejsnáze vyrobitelné, ale zároveň spolehlivě plnily svoji funkci.

Seznam zkratk a symbolů

M	Kroutící moment
M_v	Výpočtový kroutící moment
F_{zv}	Výpočtová zatlačovací síla
F_z	Zatlačovací síla
σ_{dd}	Pevnost dřeva v tlaku
α	Úhel natočení nože
S	Aproximační plocha ostří
k_o	Opravný součinitel
m	Modul ozubení
b	Šířka ozubeného věnce
α_n	Úhel záběru ozubených kol
$z_1; z_2; z_3$	Počet zubů kola 1; 2; 3
a_w	Osová vzdálenost soukolí
P	Výkon přenášený soukolím
$n_1; n_2; n_3$	Otáčky pastorku; kola 2; kola 3
u	Poměr počtů zubů kol
v	Obvodová rychlost na roztečné kružnici ozubeného kola
σ_{Flim}	Mez únavy materiálu ozubeného kola v ohybu
Y_{Fa}	Součinitel tvaru
Y_{sa}	Součinitel koncentrace napětí
Y_{ϵ}	Součinitel záběru profilu
Y_{β}	Součinitel sklonu zubu
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil
K_V	Součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubů
S_F	Součinitel bezpečnosti pro ohyb
C	Dynamická únosnost ložiska
F_{R2}	Radiální síla odtlačující kola 2 a 3
F_{T2}	Tečná síla na kole 2
F_{R1}	Radiální síla odtlačující pastorek a kolo 2
F_{T1}	Tečná síla na pastorku
B_y, B_z	Síly působící v ložisku B
A_y, A_z	Síly působící v ložisku A
A	Celkové zatížení ložiska A
B	Celkové zatížení ložiska B
F_{T2}	Tečná síla působící na ozubené kolo č. 3
F_{R2}	Radiální síla působící na ozubené kolo č. 3
B_r	Redukované celkové zatížení ložiska B
E_y, E_z	Síly působící na ložisko E

D_y, D_z	Síly působící na ložisko D
D	Celkové zatížení ložiska D
E	Celkové zatížení ložiska E
F_{T1}	Tečná síla působící na pastorek
F_{R1}	Radiální síla působící na pastorek
S	Gravitační síla působící na setrvačnick
E_r	Redukované celkové zatížení ložiska E
P	Koeficient pro výpočet trvanlivosti ložisek
L_h	Trvanlivost ložiska v hodinách
k	Minimální koeficient statické bezpečnosti
y_c	Průhyb hřídele pod středem ozubeného kola
φ_k	Natočení hřídele pod středem ozubeného kola
φ_l	Natočení hřídele v levém ložisku
φ_p	Natočení hřídele v levém ložisku
l_f	Funkční délka těsného pera
D	Průměr hřídele
p_k	Kontaktní tlak na boku těsného pera
h	Výška těsného pera
b	Šířka těsného pera
τ	Smykové napětí v peru
d_p	Roztečný průměr šroubového pole
Q	Osová síla ve šroubu
i	Počet šroubů ve spoji
f	Součinitel tření mezi plochami přírub
M_m	Maximální možný kroutící moment přenositelný spojem
k_p	Koeficient bezpečnosti přenosu momentu spojem
d	Velký průměr závitu
d_2	Střední průměr závitu
d_3	Malý průměr závitu
p_z	Stoupání závitu
γ	Úhel stoupání závitu
β	Poloviční úhel profilu závitu
β_n	Poloviční úhel profilu normální
f_z	Součinitel tření v závitu
φ'	Třecí úhel závitu
Re	Mez kluzu pro šroub
$M_{kš}$	Kroutící moment ve šroubu
M_h	Třecí moment pod hlavou šroubu
M_u	Utahovací moment šroubu
f_h	Součinitel tření pod hlavou šroubu
D_1	Průměr díry pro šroub
$s_š$	Velký průměr plochy hlavy šroubu
σ_d	Dovolené napětí ve šroubu
$\sigma_{tš}$	Tahové napětí ve šroubu
$T_š$	Smykové napětí ve šroubu
σ_{red}	Redukované napětí ve šroubu

σ_d	Dovolené tahové napětí ve svaru
α_T	Součinitel anizotropie svaru ve smyku
T_d	Dovolené smykové napětí ve svaru
T_{sv}	Smykové napětí ve svaru
s_{sv}	Tržná výška svaru
D_d	Průměr drážkovaného hřídele
M_p	Redukovaný provozní moment
P_t	Minimální požadovaný výkon traktoru

Seznam použité literatury

[1] Hrubá štěpka [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/>

[2] Jemná štěpka [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://biom.cz/cz/obrazek/drevni-stepka-vyrobeno-nozovym-stepkovacem>

[3] Nožový špalíkovač [Online] [Citace: 9.duben 2021]

https://imga.bazar.cz/g/inzer/2020/1126/13/03_1343525mFMdZFOXe_6.jpg

[4] Princip jednorotorového špalíkovače [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://encryptedtbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcSASaAtHc72M1fIXA36RIDT4vjfcHycBCD1vg&usqp=CAU>

[5] Špalíkovače. Bystroň -Integrace s. r. o. [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.bystron.cz/produkty/kategorie/1/stepkovace/94/zatraktor/vyrobek/8/pirana-s-pripojenim-vlecky/#&gid=1&pid=12>

[6] Drtící modul – Jirbo box – Jirbo s.r.o. [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.jirbo.cz/drtici-modul-jirbo-box-l>

[7] Štěpkovač TR110 s pytlovačem – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/fotografie/max/urban-tr110-s-dvojitym-pytlovacem-1153.jpg>

[8] Štěpkovač TR110 big bag – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/fotografie/max/urban-tr110-s-pytlovacem-na-big-bag-1473.jpg>

[9] Štěpkovač TR110 s dopravníkem – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/urban-tr110-s-dopravnikiem-2-6-m-do-boku-83151.html>

[10] Štěpkovač TR75 s otočným dopravníkem – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/urban-tr75-s-otocnym-dopravnikem-2-6-m-83241.html>

[11] Štěpkovač Jirbo Jumbo Premium – Jirbo s.r.o. [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.jirbo.cz/stepkovac-spalikovac-jirbo-jumbo-premium>

[12] Kardanová hřídel standardní – Kardanka.cz [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.kardanka.cz/kardanova-hridel-600-mm-9-kw-20923>

[13] Kardanová hřídel s přetěžovací kuličkovou spojkou – Kardanka.cz [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.kardanka.cz/kardanova-hridel-s-pretezovaci-spojku-1000-mm-15-kw-400-nm-20950>

[14] Štěpkovač TR75 s dopravníkem do boku – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/urban-tr75-s-dopravnikem-2-6-m-do-boku-83133.html>

[15] Špalíkovač RE 80 - Remet [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.freefarmer.cz/elektricke-spalikovace/>

[16] Štěpkovač SMH 70 s dvojitým pytlovačem – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/urban-smh70-s-dvojitym-pytlovacem-83164.html>

[17] Štěpkovač HM 70 s dvojitým pytlovačem – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/urban-hm70-s-dvojitym-pytlovacem-83197.html>

[18] Štěpkovač TR75 s dopravníkem – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/urban-tr75-s-dopravnikem-2-1-m-do-boku-83132.html#description>

[19] Štěpkovač Jirbo Worker – Jirbo s.r.o. [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.jirbo.cz/stepkovac-spalikovac-jirbo-worker-premium-wtd#gallery-1>

[20] Špalíkovač R100 – Remet [Online] [Citace: 9.duben 2021]

https://remetcnc.cz/standard/84-stepkovac-za-traktor-pto-model-r-100.html?gclid=EAlaIqobChMI9ufbolue8AIVDM53Ch0-dAkSEAQYASABEgLbhFD_BwE

[21]Bezpečnost – Urban kovo s.r.o [Online] [Citace: 9.duben 2021]

<https://www.stepkovac.com/informace-a-rady/bezpecnost/>

[22] Špalíkovací mechanismus R100 - Remet [Online] [Citace: 9.duben 2021]
<https://www.freefarmer.cz/spalikovaci-hlavy/>

Seznam obrázků

Obr. 2.2.1 – hrubá štěpka vytvořená špalíkovačem [1].....	2
Obr. 1.2 – jemná štěpka vytvořená štěpkovačem [2].....	2
Obr. 4.1.1 - dvourotorový špalíkovač – dělená skříň [3]	3
Obr.4.1.2 - dvourotorový špalíkovač - pevná skříň [6]	3
Obr. 4.1.4 – Špalíkovač Pirana Longa výrobce Bystroň Integrace s.r.o. [5].....	4
Obr. 4.2.2 - vakovací zařízení [8].....	5
Obr. 4.2.1 - pytlovací zařízení [7].....	5
Obr. 4.2.3 - pásový dopravník do boku [9].....	6
Obr. 4.2.5 – dvousekční pásový dopravník [11].....	6
Obr. 4.2.4 – natáčecí pásový dopravník [10]	6
Obr. 4.3.2 – Kardanová hřídel s přetěžovací kuličkovou spojkou [13]	7
Obr. 4.3.1 – Kardanová hřídel v klasickém provedení [12]	7
Obr. 4.3.3 – Kardanová hřídel osazená na stroji [14]	7
Obr. 4.3.4 – špalíkovač poháněný elektromotorem [15]	8
Obr. 4.3.5 – Špalíkovač poháněný vlastním zážehovým motorem na podvozku [16].	8
Obr. 4.3.6 – Špalíkovač s hydraulickým pohonem [17].....	9
Obr. 4.4.2 - špalíkovač Urban TR 75 – detail převodů [18].....	10
Obr.4.4.1 - špalíkovač Urban TR 75 [18]	10
Obr. 4.4.3 - špalíkovač Jirbo Worker [19]	11
Obr. 4.4.4 - špalíkovač Remet R100 [20].....	12
Obr. 4.1.1 – bezpečnostní madlo špalíkovače Urban [21]	13
Obr. 5.0.1. – Schéma špalíkovacího ústrojí	14
Obr. 5.1.2 - celek špalíkovače – pohled zepředu.....	15
Obr. 5.1.3 - celek špalíkovače – pohled zezadu	15
Obr. 5.1.5 – řez setrvačником	16
Obr. 5.1.4 – špalíkovací hlavice.....	16
Obr. 5.1.8 – detail poháněné hřídele dopravníku.....	17
Obr. 5.1.7 – detail napínání pásu	17
Obr. 5.1.6 dopravník – celkový pohled	17
Obr. 5.1.9 –rám - pohled zepředu.....	18

Obr. 5.1.10 – rám - pohled zezadu	18
Obr. 5.1.11 – celková sestava - pohled zepředu	19
Obr. 5,1.15 – pohled na přechod mezi ústím špalíkovacího ústrojí u kanálem dopravníku.....	20
Obr. 5.1.13 – přepravní poloha dopravníku	20
Obr. 5.1.16 – detail řemenového převodu	20
Obr. 5.1.14 – aretace dopravníku v přepravní poloze.....	20
Obr. 5.2.1 – zatlačovací síla	22
Obr. 5.4.1 – síly v ozubení.....	25
Obr. 5.4.2. – Uvolnění hřídele č. 3.....	26
Obr. 4.4.3 – uvolnění vstupní hřídele.....	28
Obr. 5.5.1 – řez setrvačником - popis.....	32

Seznam tabulek

Tab 1. – kontrola ozubení.....	18
--------------------------------	----

Seznam příloh

Příloha 1	Sestava špalíkovací hlavice
Příloha 2.....	Kusovník
Příloha 3.....	Sestava špalíkovače
Příloha 4	3D model