



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh mláticího ústrojí sklízecích mlátiček

**Design of a threshing unit for combine
harvesters**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Tomáš Sokol

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Martin Havlíček

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Sokol** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **475026**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojínského inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh mlátičícího ústrojí sklízecích mlátiček

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a threshing device for harvesters

Pokyny pro vypracování:

V závěrečné práci proveďte rešerši týkajících se sklízecích mlátiček s bližším zaměřením na rozdílné typy mlátičících ústrojí. Navrhněte vlastní konstrukční řešení mlátičícího ústrojí sklízecích mlátiček. Práci doplňte o 3D model sestavy spolu s vybranou výkresovou dokumentací. Svůj návrh podložte kontrolními pevnostními výpočty důležitých konstrukčních uzlů stroje.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Havlíček, ústav konstruování a částí strojů FS

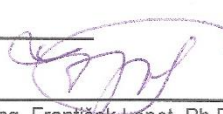
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Martin Havlíček
podpis vedoucí(ho) práce

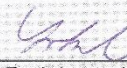

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30.4.2021
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



PROHLÁŠENÍ

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

.....

Místo a datum

.....

Sokol Tomáš



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Martinovi Havlíčkovi za odborné vedení bakalářské práce, dobré rady, doporučení vhodné literatury a ochotu při konzultacích. Zároveň děkuji prof. Dr. Ing. Františku Kumhálovi za cenné poznatky z oblasti výpočtů a také své rodině za podporu během vypracování bakalářské práce i při studiu.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Tomáš Sokol
Název práce:	Návrh mláticího ústrojí sklízecích mlátiček
Rok zpracování:	2021
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Martin Havlíček
Bibliografické údaje:	Počet stran – 72 Počet obrázků – 81 Počet grafů – 0 Počet tabulek – 5 Počet příloh – 7
Klíčová slova:	Mláticí ústrojí, Mláticí buben, Mláticí koš, Táhlo, Model
Key words:	Threshing system, Threshing drum, Threshing basket, Rod, Model

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je zhodnotit jednotlivé druhy mláticích ústrojí a jedno mláticí ústrojí zjednodušeně navrhnout.

Abstract

The aim of this bachelor's thesis is to evaluate the individual second threshing systems and one of them simply design.

Obsah

1. ÚVOD	7
2. TEORETICKÁ ČÁST	7
2.1. Něco o sklizni	7
2.1.1. Charakteristika sklizňových podmínek, porostů a obilní hmoty	7
2.1.2. Přehled sklizňových pracovních postupů, strojů a operací	8
2.2. Sklízecí mlátičky	9
2.2.1. Rozdělení sklízecích mlátiček	9
2.2.2. Hlavní části a technologický proces sklízecí mlátičky	10
2.3. Mlátičí ústrojí	17
2.3.1. Tangenciální mlátičí ústrojí.....	17
2.3.2. Axiální mlátičí ústrojí	21
2.3.3. Hybridní mlátičí ústrojí.....	22
2.4. SeparáčnÍ útrojí	23
2.4.1. Tangenciální separátor s bubny	23
2.4.2. Axiální (rotační) separátor s rotorem	23
2.4.3. Kombinovaný separátor	24
3. PRAKTICKÁ ČÁST	24
3.1. Volba mlátičího systému	24
3.1.1. Systém firmy John Deere	24
3.1.2. Systém firmy New Holland	25
3.1.3. Systém firmy CLAAS.....	25
3.2. Návrh.....	26
3.2.1. Návrh hlavního mlátičího bubnu	26
3.2.2. Návrh urychlovacího bubnu.....	30
3.2.3. Návrh odmítacího bubnu	33
3.2.4. Návrh mlátičího koše.....	36
3.2.5. Závěrečná kompletace sestavy	45
3.3. Výpočty.....	48
3.3.1. Návrh řemenového převodu	48
3.3.2. Návrh těsných per	54
3.3.3. Výpočet průměru hřídele	55
3.3.4. Návrh šroubového spoje	57
3.3.5. Nastínění možného výpočtu mlátičí soustavy	59
4. ZÁVĚR.....	65
5. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN.....	67
6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	69
7. SEZNAM OBRÁZKŮ.....	70
8. SEZNAM TABULEK.....	71
9. SEZNAM PŘÍLOH.....	72
10. VYSVĚTLIVKY	72

1. ÚVOD

Sklízecí mlátička je pojízdný zemědělský stroj, který slouží ke sklizni nejen obilí, ale také kukuřice a některých dalších rostlin. Jejich úkolem je sečením nebo určitým typem sběru získat rostlinné produkty, vyčistit je, zpracovat a následně umístit v zásobníku. K tomu potřebuje různé druhy adaptérů, mláticího a separačního ústrojí. Způsoby sklizení zemědělských plodin se časem postupně vyvíjely a stejně tak i sklízecí mlátičky ve svém vývoji prošly mnoha změnami. V současné době jsou k jejich výkonu využívány nejmodernější technologie, které dnešní doba nabízí. Takže řízení mlátičky podle GPS nebo zaznamenávání výnosů ze sečených pozemků nejsou dnes žádnou výjimkou. Stále se zvyšující požadavky na kvalitu zpracování plodin a výkon sklízecích mlátiček mají ale vliv i na jejich pořizovací cenu, která samozřejmě není zanedbatelná.

Hlavní zaměření bakalářské práce je popis jednotlivých druhů mlácení a následné navržení jednoduchého mláticího bubnu. Bakalářská práce se skládá ze dvou hlavních částí, a to teoretické a praktické. Teoretická část obsahuje krátké popisy základních typů mláticího ústrojí sklízecích mlátiček, dále pak podrobnější popis technologie výmlatu, zhodnocení jednotlivých typů výmlatu a vyhodnocení nejvhodnějšího typu mláticího ústrojí. Praktická část se zaměřuje na návrh jednoduchého mláticího bubnu společně s jeho výkresovou dokumentací a 3D modelem. [2]

2. TEORETICKÁ ČÁST

2.1. Něco o sklizni

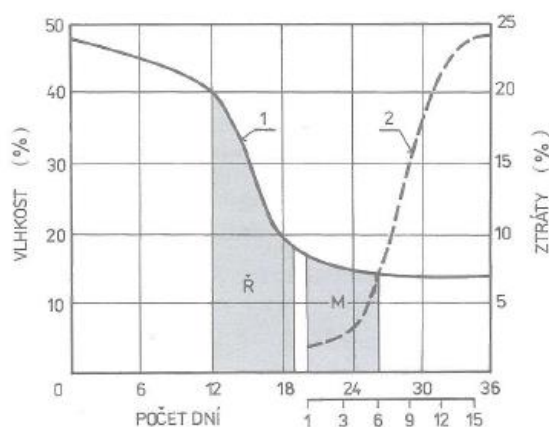
2.1.1. Charakteristika sklizňových podmínek, porostů a obilní hmoty

Sklizeň zemědělských plodin ovlivňují následující podmínky:

- 1) Výrobní oblast - obilniny se u nás pěstují ve všech výrobních oblastech, tj. kukuřičné, řepařské, bramborářské i horské. V jednotlivých oblastech jsou rozdílné klimatické i půdní podmínky, a to ovlivňuje dobu i způsob sklizně.
- 2) Roční období - sklizňové období nastupuje v jednotlivých oblastech postupně od června do září.
- 3) Druh obilniny a jejich doba dozrávání – ozimé obilniny dozrávají dříve než jařiny, nejdříve dozrává ozimý ječmen, pak žito a ozimá pšenice. Z jařin dozrává nejdříve jarní ječmen, pak jarní pšenice a nakonec oves.
- 4) Druh odrůdy – mohou být rané, středně pozdní a pozdní.
- 5) Klimatické a půdní podmínky – jsou rozhodující pro dobu dozrávání (např. množství dusíku v půdě, nadmořská výška místa pěstování apod.). Při nevhodných klimatických a půdních podmínkách ve vyšších polohách mohou pšenice a oves dozrávat i v září.

Všechny uvedené podmínky ovlivňují způsob a dobu sklizně. Sklízňové období nastupuje v jednotlivých oblastech postupně od června do září, což umožňuje přesouvání a vhodné soustředování sklizňové techniky.

Vlastní sklizeň začíná při dosažení tzv. technologické zralosti (žlutá zralost). Listy i stébla jsou žlutá, kolénka tmavá (spodní suchá) a rostlina přestává přijímat vodu a živiny. Porost na řádku prosychá, zbytek živin z klasů přechází do zrna. Zrno ztrácí vlhkost a v průběhu 2 až 5 dnů dospěje do plné zralosti (Obrázek 1).



Obrázek 1: Vykreslení průběhu změn vlhkosti [5]

Porost se sbírá sklízecím adaptérem na mlátičce. Technologická zralost při přímé jednofázové sklizni, kdy se porost seče přímo nastojato žací adaptérem na mlátičce, odpovídá plné zralosti zrna. Ta se dostavuje při normálních klimatických podmínkách asi za 3 až 5 dnů po žluté zralosti. Při chladném a vlhkém počasí může být tato doba až dvojnásobná. Porost je zaschlý, a to i nejhořejší kolénka, ječmen háčkuje. Zrno je tvrdé, obsahuje asi 13 až 17 % vody a dochází u něj k mírnému smrštění objemu. Po dosažení plné zralosti, zvláště u některých odrůd, nastává samovolný výdrol zrna, předsklizňové ztráty. Z tohoto důvodu by měla být sklizeň provedena nejpozději do 3 dnů po dosažení plné zralosti. Při současné skladbě druhů a odrůd obilnin v zemědělských podnicích se doporučuje optimální agrotechnická lhůta sklizně 10 až 14 vlastních sklizňových dnů.

Velmi vážným problémem jsou celkové ztráty vznikající před, při a po sklizni. Celkové sklizňové ztráty na 1 ha jsou dány rozdílem mezi biologickým výnosem (veškerá hmotnost zrna, které se na rostlinách na ploše 1 ha urodilo) a technologickým výnosem (skutečná, sklizená hmotnost zrna). Předsklizňové ztráty vznikají samovolným výdolem, tj. působením větru, deště, ptáků, při opoždění sklizně po dosažení plné zralosti. Sklizňové ztráty jsou způsobené především mechanizací, tj. špatným seřízením pracovních ústrojí sklizňových strojů. Jedná se o seřízení žacího ústrojí, přiháněče, sběracího ústrojí, mláticího ústrojí, vytřásadel a čistidla. Posklizňové ztráty vznikají při dopravě, posklizňové úpravě a skladování zrna. Na velikost ztrát mají vliv druhy obilnin i vlastnosti jednotlivých odrůd, jako je poléhavost, prorůstání, lámavost stébel, stejnoměrnost dozrávání. [5]

2.1.2. Přehled sklizňových pracovních postupů, strojů a operací

Sklizňové pracovní postupy u obilnin, ale i dalších semenných plodin (luskovin, olejnin, jetelovin, trav na semeno) mohou být:

a) **přímé**, kdy se porost sklízí nastojato v plné zralosti přímo samojízdými sklízecími mlátičkami. Získává se od nich finální produkt, tj. víceméně čisté zrno. U obilnin, které poměrně rovnoměrně dozrávají, se porost před sklizní neupravuje. U nestejně dozrálých semenných porostů se porost před sklizní upravuje chemickým ošetřením. Přímá

sklizeň obilnin nejefektivněji využívá příznivé počasí, ale i po dešti porost nastojato rychleji osychá. V současné době je to u nás prakticky jediný způsob sklizně obilnin.

b) **dělené** tzv. dvoufázové sklizně. Žací řádkovač seče porost obilnin ve žluté zralosti a vytváří řádky. Porost dozrává za 2 až 5 dnů do technologické plné zralosti a pak se sbírá sběrací mlátičkou. Dvoufázová sklizeň vzhledem k většímu riziku počasí je použitelná jen výjimečně pro nevyrovnaně dozrávající porosty zmlazených ječmenů, pro porosty s vysokým obsahem zelených příměsí (podsev, zaplevelení). Dále je možné ji použít při sklizni porostů s příliš vlhkou slámou, jako jsou vlhké ovsy, semenné trávy a jeteloviny. Řádkování urychluje začátek sklizně, zvyšuje výkonnost sklízecích mlátiček o 20 až 30 % a odstraňuje nebo snižuje potřebu sušení zrna. Dvoufázová sklizeň není vhodná při trvale nepříznivém počasí a pro přezrálé porosty. U řídkých porostů s hustotou pod 300 stébel na 1 m² stébla propadají strništěm a klasy ve styku se zemí při dešti prorůstají. U nás se prakticky dvoufázová sklizeň obilnin nepoužívá. Používá se při sklizni semenných trav, kde za příznivých podmínek odstraňuje potřebu dosoušení semen.

Sláma ze sklízecích mlátiček padá volně na řádek. U nás se sklízí, skladuje a využívá v živočišné výrobě jako stelivo nebo se stále ve větší míře používá jako palivo. Sláma nachází uplatnění ve stavebnictví jako izolační hmota. Sběr slámy z řádků se provádí linkami na sklizeň slámy. V současné době se využívají linky se sběracími lisy, sběracími návěsy a sběracími řezačkami. Využívají se tedy stroje používané při sklizni pícnin. Slámu je možné využít jako zdroj organické hmoty pro půdu. Sláma se drtí a řeže drtičem slámy neseným na sklízecí mlátičce. Následně se přihnojí dusíkatými hnojivy a podmínkou se zapraví do půdy.[1]

2.2. Sklízecí mlátičky

Úkolem sklízecích mlátiček je sečením nebo určitým typem sběru rostlinných produktů uvolnit zrno, oddělit jej a vyčistit od ostatních částí rostliny a následně umístit v zásobníku. Sklízecí mlátičky zároveň připravují zbytky rostlin (sláma, plevy) k další úpravě, tzn. ke sklizni nebo zapravení. To umožňuje různé způsoby sklizně ostatních částí rostlin, například slámu ukládat do řádků, kopkovat, lisovat, řezat nebo drtit. Sklízecí mlátičky by měly být víceúčelové a tyto způsoby zpracování umožnit u většiny semenných kultur. Sklízecí mlátičky lze používat jak v rovinných oblastech, tak i v mírně svahových. [2]

2.2.1. Rozdělení sklízecích mlátiček

Sklízecí mlátičky neboli kombajny jsou samojízdné stroje, u kterých je žací ústrojí umístěno před mlátičkou a obvykle má záběr větší, než je šířka samotné mlátičky. Posečené obilí vstupuje a prochází mlátičkou přímo. Průběžný šnekový dopravník nejprve dopraví obilí z okrajů lišty do středu žacího stolu, kde změní svůj směr pohybu o 90° a hmota pak dále prochází kombajnem ve směru stroje. [1]

Sklízecí mlátičky můžeme rozdělit dle těchto hledisek:

- a) dle způsobu sběru či uvedení hmoty do stroje
 - žací, které porost zároveň sečou a usměřují do stroje
 - sběrací, které již posečený porost už pouze sbírají z řádků sběracím ústrojím.
- b) dle konstrukčního provedení
 - tangenciální (radiální)

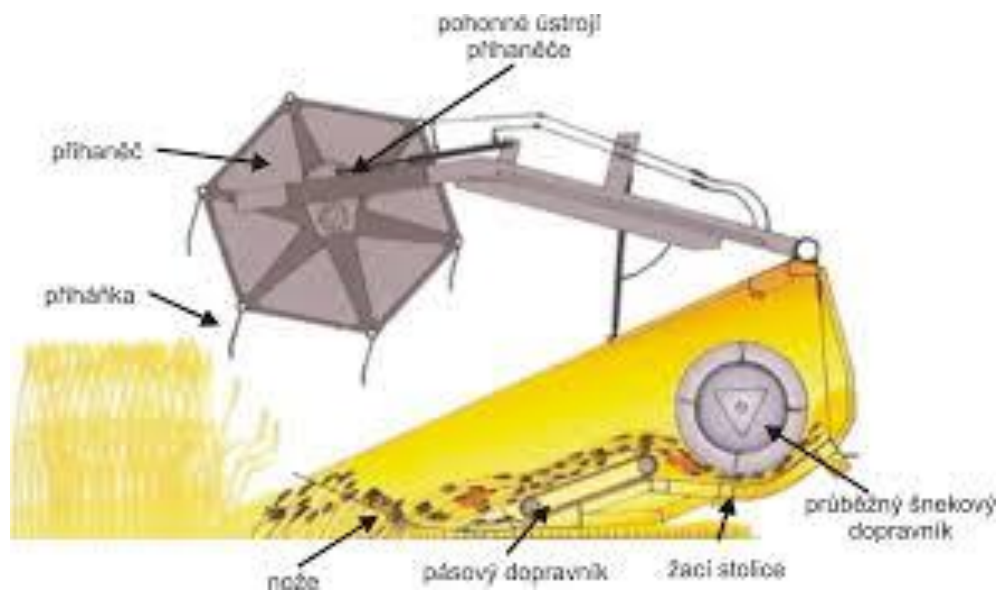
- axiální
- c) podle separace hrubého omlatu
 - vytrásadlové
 - bubnové tangenciální
 - kombinované
 - bubnové axiální
- d) podle dostupnosti na svahu
 - standardní do 8°
 - standardní s úpravou do 12°
 - svahové do 20°

2.2.2. Hlavní části a technologický proces sklízecí mlátičky

Sklízecí mlátičky zpravidla tvoří tři základní části, a to 1. vyměnitelné žací/sběrací ústrojí, 2. sklízecí ústrojí a 3. ostatní příslušenství.

1. Vyměnitelné sklízecí ústrojí (adaptér)

Nejčastěji používané je žací ústrojí pro přímou sklizeň obilnin. Skládá se z pasivních děličů, přiháněče s přihánkami, příčného průběžného šnekového dopravníku s levou a pravou šroubovicí a se střední částí s vkládacími výsuvnými prsty (Obrázek 2). Dále je pak součástí pohon lišty a rám s žacím stolem.



Obrázek 2: Univerzální žací ústrojí [11]

Přiháněč pomocí přiháněk odděluje část porostu a přihruje porost k žací liště. Při sečení porost přidržuje a pomáhá mu v pohybu směrem do lišty. Po odseknutí dochází k posunutí k příčnému šnekovému dopravníku nebo na dopravní pásy, který hmotu odvádí dále do útroby sklízecí mlátičky. Šnekový dopravník či pás je nejčastěji umístěn v zadní části lišty a jeho úkolem je přemístit posekanou hmotu do středu lišty, kde jsou na šnekovém dopravníku umístěny vkládací prsty, které pomáhají hmotě změnit směr a posunout obilí směrem do kombajnu, kde si hmotu přebírá šikmý dopravník. [2]

Kraje žací lišty bývají opatřeny tzv. děliči. Děliče pomáhají oddělit porost, který je sečen, od stojícího porostu, který jde mimo mlátičku. Děliče jsou dnes už nezbytnou pomůckou u všech druhů lišt, jelikož díky nim se nesečené obilí nepřimáčkne k zemi, čímž by poté docházel k obtížnějšímu vysekávání. Děliče můžeme mít buď pasivní, anebo aktivní. Pasivní děliče mají nejčastěji tvar kuželu a jsou pevně umístěné na kraji žací lišty, zatímco aktivní děliče jsou nejčastěji ve tvaru rovných lišt sestavených z jednotlivých nožů, které se vůči sobě pohybují a snadněji tak rozdělují více prorostlé porosty. Tyto aktivní děliče se nejčastěji používají pro sklizeň řepky olejné. [2]

Žací/sběrací ústrojí se připojují ke sklízecí mlátičce a vyrábí se ve více typech:

- a) Žací ústrojí pro přímou sklizeň obilnin (Obrázek 3)



Obrázek 3: Žací ústrojí (obilí) [12]

- b) Žací ústrojí upravené ke sklizni řepky (Obrázek 4)



Obrázek 4: Žací ústrojí (řepka) [12]

c) sběrací ústrojí (např. ke sklizni lnu, travin - Obrázek 5)



Obrázek 5: Sběrací ústrojí (např. lnu) [12]

d) žací ústrojí ke sklizni slunečnice (Obrázek 6)



Obrázek 6: Žací ústrojí (slunečnice) [12]

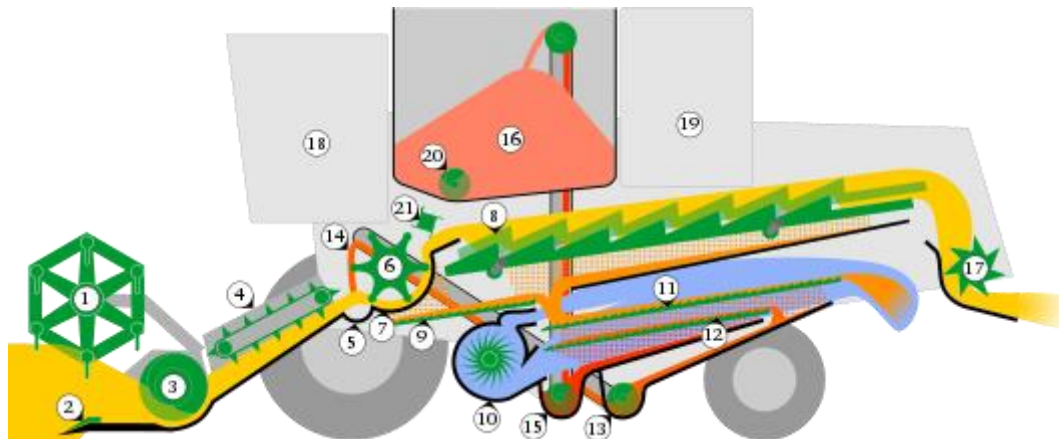
e) žací ústrojí ke sklizni kukuřice na zrno (Obrázek 7)



Obrázek 7: Žací ústrojí (kukuřice) [12]

2. Sklízecí ústrojí

Samotné ústrojí sklízecí mlátičky nejčastěji tvoří šikmý dopravník, mláticí ústrojí, vytřásadlo, čistící ústrojí neboli síta, různé dopravníky, zásobník zrna, drtič slámy a rozmetadlo plev. V dřívějších dobách byla některá tato zařízení formou příplatkové výbavy např. drtič slámy či rozmetač plev. Toto vše slouží v kombajnech k výmlatu. Dále kombajn obsahuje motor, pohony, rám celého kombajnu s podvozkem a kabinou, zařízení k seřizování, řízení a osvětlení sklízecí mlátičky. [5]

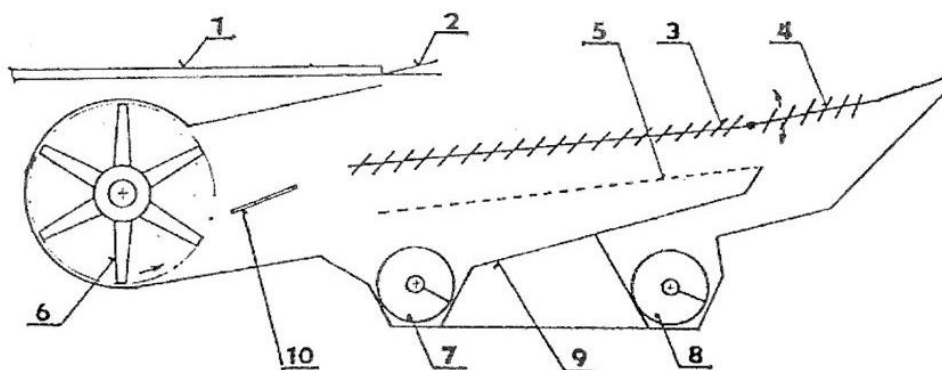


Obrázek 8: Vnitřní část sklízecí mlátičky [6]

Sklízecí mlátičky jako takové mohou mít různé rozestavení jednotlivých částí. Někdy bývá motor přímo za kabinou, někdy je motor až za násypkou pro obilí. Také můžeme mít různé typy mláticích ústrojí. Na obrázku můžeme vidět jedno z nejčastěji používaných a nejběžnějších mláticích ústrojí (Obrázek 8). Hmota od žací lišty (1-3) dále pokračuje šikmým dopravníkem (4) až k mláticímu bubnu (6), kde dochází k hlavnímu výmlatu tzn. oddělení zrna od plev, klasů a stonků. K tomu mu pomáhá mláticí koš (7), kterým vymláčená zrníčka propadávají až na vynášecí desku (9). Vynášecí deska posouvá zrna směrem k čistícím sítům (11), do kterých fouká ventilátor (10) vítr tak, aby vyfouknul všechny rostlinné zbytky ze sít pryč. Síty se zrno snaží propadnout až k zrnovému dopravníku (15), který zrno dopraví rovnou do násypky (16), kde se zrno na přechodnou dobu uchová, než se násypka naplní a obsluha násypku vyprázdní do přistaveného přívěsu. Mláticí buben však nemá 100% účinnost a tak se některá nevymláčená zrna dostanou až za buben na tzv. vytřásadla (8), která se snaží zbylá zrna ze stonků či klasů vytřást tak, aby propadla pod ně zpět na síta. Tyto nevymláčené klasy obvykle neprojdou zrnovými sítmi a za pomoci větru od ventilátoru a toku materiálu se dostanou až do tzv. kláskového dopravníku (13), který tato nevymláčená zrna či klasy přivede zpět k mláticímu bubnu, aby se zrna znovu a lépe dostala z klasů. Sláma, ze které vytřásadla vytřásla zbylá zrna se dostává až k drtiči (17), který slámu rozmělní na malé kousky a rovnoměrně rozpráší po poli. Někdy je však sláma potřebná k ustájení dobytka, takže se drtič vypíná a sláma volně prochází. Tento celý proces je poháněn mnoha řemeny a řetězy od motoru (19) a celý tento kolos řídí obsluha z kabiny (18). [5]

Čistidlo

Čistidlo (Obrázek 9) slouží k čištění jemného omlatu propadlého mláticím košem či omlat propadlý roštovým sítím separátoru. Jemný omlat propadlý skrz mláticím koš obsahuje vysoký podíl zrna (až 90 %), ale také rostlinné zbytky ve formě plev, úlomků slámy, klasů, plevelných rostlin či nedomlatků. Propadlý omlat separátorem už neobsahuje tak velké procento zrna, ale je zde více slamnaté příměsi, které bývá okolo 50 %. Na čistidle by se mělo oddělit zrno z jemného omlatu od plev a všech rostlinných zbytků nepoškozené a tak, aby ztráty v plevách a úhrabcích byly co nejmenší. Jde o velmi obtížný úkol, protože složení jemného omlatu není vždy stejné, mění se podle velikosti průtoku materiálu, slamnatosti, vlhkosti a také zaplevelení sklizeného obilního porostu. Je velmi důležité správně seřadit mláticím ústrojí společně se separátorem a čistidlem. Tento úkol by měla provádět pouze vyškolená a zkušená obsluha, aby nedocházelo ke zbytečným ztrátám. [5]

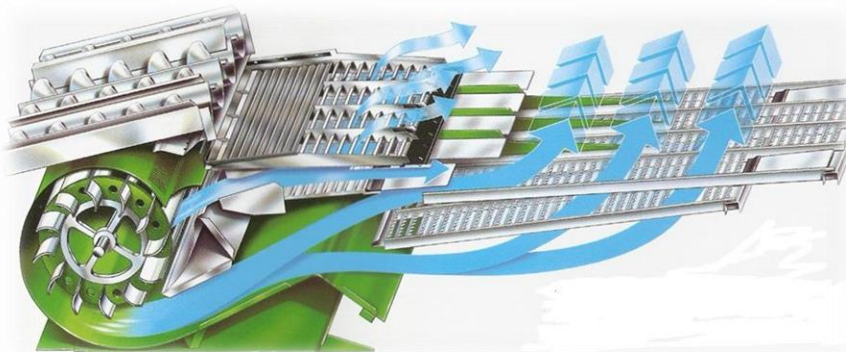


Legenda: 1 – stupňová vynášecí deska, 2 – prutový nástavec, 3 – horní (žaluziové) síto, 4 – úhrabečné síto s kláskovým nástavcem, 5 – zrnové síto, 6 – ventilátor, 7 – šnekový dopravník zrna, 8 – šnekový dopravník klásků, 9 – spádová deska zrna, 10 – usměrňovací příčka

Obrázek 9: 2D zobrazení čistidla sklízecích mlátiček [5]

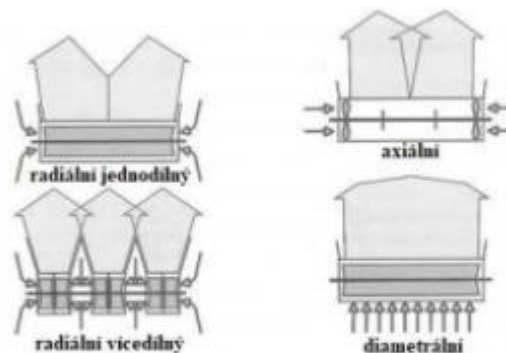
Ventilátor

Ventilátor (Obrázek 10) slouží k foukání vzduchu do prostoru čištění tak, aby přispěl k pročištění jemného omlatu. Tento vítr nejvíce pomáhá zbavit se plev, prachu a dalších přebytečných lehkých zbytků. Ventilátor můžeme mít radiální jednoduchý, axiální anebo diametrální.



Obrázek 10: 3D zobrazení proudění vzduchu čistící soustavou [11]

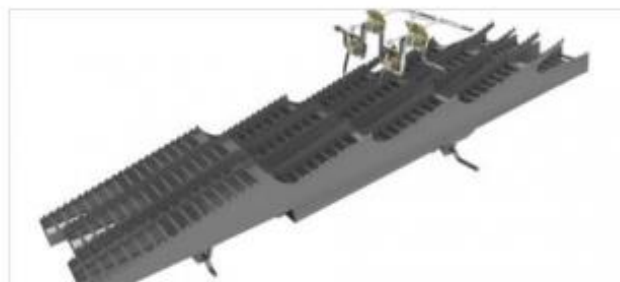
Na obrázku (Obrázek 11) můžeme vidět různé druhy ventilátorů. Radiální ventilátor má většinou 5 až 6 lopatek, které bývají rovné nebo lehce zahnuté. Ventilátor obvykle nasává vzduch z boků mlátičky. Nevýhodou bývá, že při větších šířkách ventilátoru vzniká velká nerovnoměrnost v rychlosti vzduchového proudu ve středu výtlačného potrubí. Tento problém řeší radiální vícedílný ventilátor, který má na stejné hřídeli v podstatě více samostatných ventilátorů, kde se vzduch nasává nejenom z boku mlátičky, ale i z prostoru mezi jednotlivými ventilátory. Axiální ventilátor má obvykle na každé straně hřídele 6 až 12 listových vrtulí, které nasávají vzduch z boků mlátičky. Na hřídeli jsou pak dále dva usměrňovací kotouče, které mění smysl vzduchového proudu o 90° do výtlačného potrubí ventilátoru. Na rovnoměrnost vzduchového proudu má vliv průměr a poloha usměrňovacích kotoučů. Diametrální ventilátor má na rotoru zahnuté lopatky, které nasávají vzduch po celé šířce ventilátoru sacím otvorem a na opačné straně ho vytlačují do výtlačného potrubí. [3]



Obrázek 11: Jednotlivé typy používaných ventilátorů [5]

Vytřásadlo

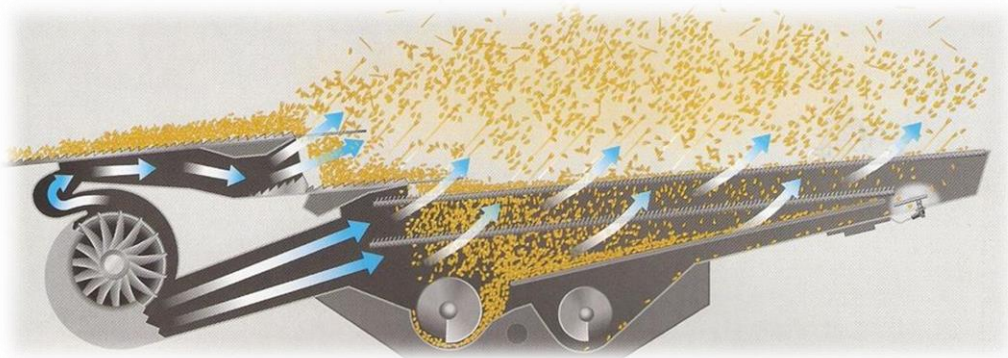
Vytřásadlo (Obrázek 12) je tvořené několika dlouhými klávesovými prvky, které jsou spojené pomocí klikových hřídelů. Jsou široké podle šířky mláticího ústrojí a mohou mít různý počet dílů (3-8). Každá klávesa je tvořena žlabem se stupňovitým horním pracovním povrchem s různým sklonem opatřeným pevným žaluziovým sítím se sklonem žaluzií 45°, nebo roštovým povrchem. Bočnice jsou tvořeny plechovými hřebeny se zkosenými zuby. Jemný omlat propadlý sítovým povrchem přechází na její dno a po spádové desce postupuje na koncovou část stupňovité vynášecí desky, po níž přichází již jemný omlat propadlý mláticím košem. [5]





Obrázek 12: Zobrazení vytrásadlového separátoru [12]

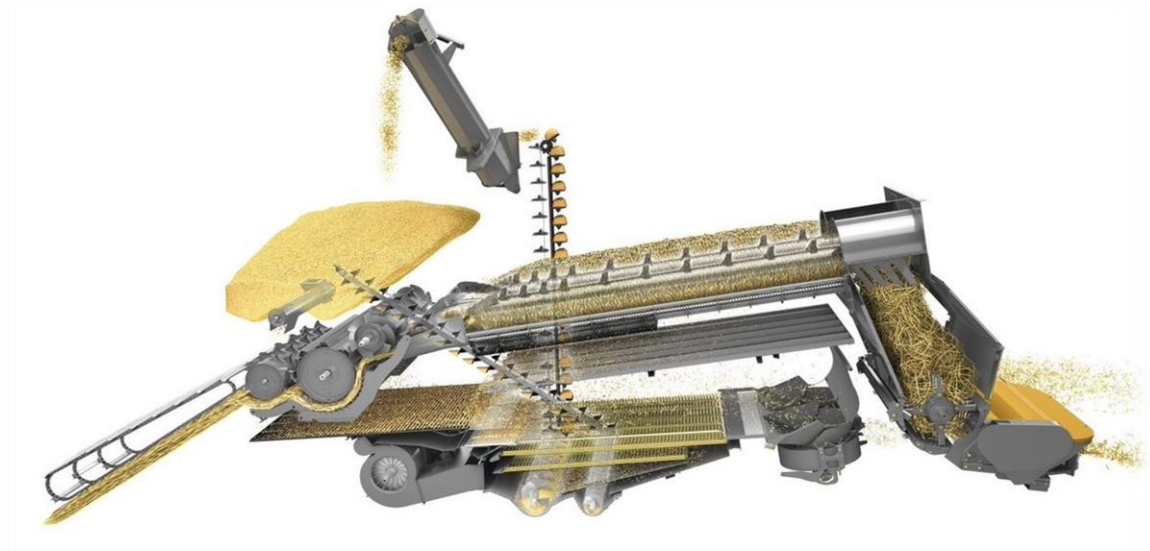
Mláčení jako celek (Obrázek 13, Obrázek 14, Obrázek 15)



Obrázek 13: 2D zobrazení čištění a toku materiálu čistící soustavou [11]



Obrázek 14: 3D zobrazení toku materiálu mlátcí soustavou [12]



Obrázek 15: 3D zobrazení toku veškerého materiálu celou sklízecí mlátičkou [12]

3. Ostatní příslušenství

Příslušenství se u kombajnů může velmi lišit. Každá firma se snaží vymýšlet co nejlepší příslušenství pro zjednodušení sklizně, takže je velmi obtížné tyto věci paušalizovat. Nejčastěji ho tvoří podvozky k dopravě některých adaptérů, ať už aktivní s natáčením všech kol či pouze pasivní s pevným rámem a koly. Dále to mohou být výměnné děliče, zvedáče polehlých klasů neboli tzv. zvedáky, výměnná síta čistidel, vložky pro výmlat pícnin, nářadí či náhradní díly. [5]

2.3. Mláčící ústrojí

Hlavním a již zmíněným úkolem mláčícího ústrojí je uvolnit zrno z klasů. Při tomto procesu také dochází k rozrušování slámy a plevelných rostlin. Nejdůležitější je uvolnit zrno z klasu a při uvolňování ho hlavně nepoškodit. Dále také musí mláčící ústrojí rozdělit zpracovávaný materiál na jemný (zrno) a hrubý omlat (slámu a ostatní rostlinné zbytky). Hrubý omlat je obvykle výstupní mezerou a odmítacím bubnem poslán na vytřásadlo či separátor. Jemný omlat by měl propadnout mláčícím košem, abychom co nejvíce ulehčili práci vytřásadlům či separátoru. Mláčící ústrojí sklízecích mlátiček rozdělujeme na tangenciální (radiální), axiální a hybridní. [5]

2.3.1. Tangenciální mláčící ústrojí

Toto mláčící ústrojí bývá zpravidla jednobubnové s mlatkami, ale můžeme mít i dvoububnové či více bubnové. Každá firma si postupem času vytvořila různé variace tohoto výmlatu. Firma CLAAS například používá systém APS s tzv. urychlovacím předbubnem. Dříve se také velmi používalo zubové mláčící ústrojí, ale při příchodu samohybných mlátiček bylo toto řešení konstrukčně složité a provozně náročné. [2]



Obrázek 16: Popis jednotlivých částí mláticího bubnu [11]

Tangenciální mláticí ústrojí se skládá z rotujícího bubnu či bubnů a výškově stavitelného mláticího koše (Obrázek 16, Obrázek 17). Mláticí buben je uložen na hřídel ve dvou ložiskách a dvou krajních nosných kotoučích. Uvnitř bubnu jsou ještě dva až tři vnitřní kotouče (prstence), které tvoří pevnou konstrukci a vytvářejí válcový tvar rotujícího bubnu. Kotouče slouží po obvodě jako nosiče mlátek, ke kterým jsou přišroubovány pomocí zapuštěných šroubů. Průměr bubnu se pohybuje od 0,4 až 0,7 m, délky 1,1 až 1,7 m podle hmotnostního průtoku materiálu a otáčky lze měnit variátorem rozsahu 500 až 1500 $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$.

Mláticí koš by měl zesponu obepínat buben ze 40 až 60 % obvodu. Rozmezí je tak velké vzhledem k tomu, že buben může být jeden, ale můžeme mít i více bubnů v sérii, tudíž se pak procenta obepínání mění. Úhel opásání je obvykle 110 až 150°. Koš se skládá z ocelových bočnic, které tvoří rám celého koše, do nichž jsou vloženy obdélníkové lišty, kterými procházejí ocelové pruty ve tvaru oblouku, takže celek tvoří rošt s otvory. Velikost otvorů je různá a rošty s otvory se často můžou i měnit vzhledem k typu plodiny. Koš je zavěšen na soustavě pák a táhel, které umožňují výškové nastavení koše tak, aby pro každou plodinu byla mezera mezi košem a bubnem ideální. Tato mezera z velké části ovlivňuje kvalitu výmlatu. Mezera na vstupu může být v rozsahu 11 až 55 mm a na výstupu 2 až 40 mm. [9]



Obrázek 17: Mlatkový mláticí buben [11]

Modifikace tangenciálních mláticích ústrojí

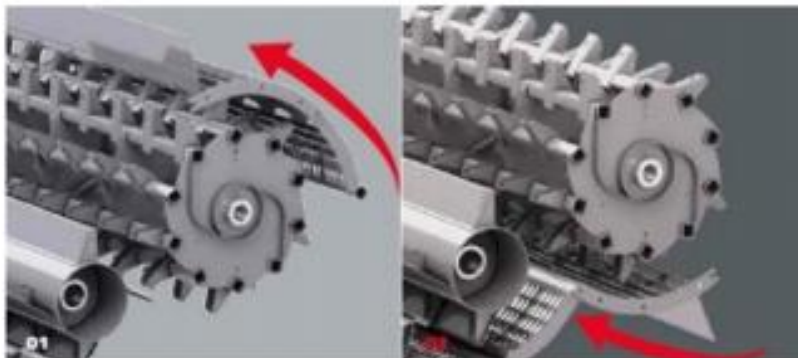
Rotační separátor

Pro zvýšení kvality, rychlosti a výkonu mláticího ústrojí se k mláticímu ústrojí přidává nejčastěji jeden nebo dva rotační separátory. Jako první s touto novinkou přišla firma New Holland a také ji jako první aplikovala na své kombajny. Dnes tuto modifikaci používá spousta dalších konkurenčních firem. Celý princip spočívá v tom, že je do soustavy přidán další, a to tzv. prstový, buben s vlastním separačním košem umístěný za odmítacím bubnem. Svoji funkcí zvyšuje mláticí účinek a průchodnost, přičemž snižuje zatížení vytřásadla a celého stroje. Tento mláticí mechanismus využívají také sklízecí mlátičky firmy John Deere, které jsou už lehce modifikované a skládají se z pěti bubnů (Obrázek 18). Celý systém funguje tak, že za mláticím a odmítacím bubnem pokračuje hmota po horním obvodu třetího bubnu dále do rotačního separátoru. Za ním je pro lepší chod materiálu ještě umístěn odmítací buben. Hmota dále pokračuje na klávesová vytřásadla. [11]



Obrázek 18: Příklad modifikovaného rotačního separátoru od firmy John Deere [12]

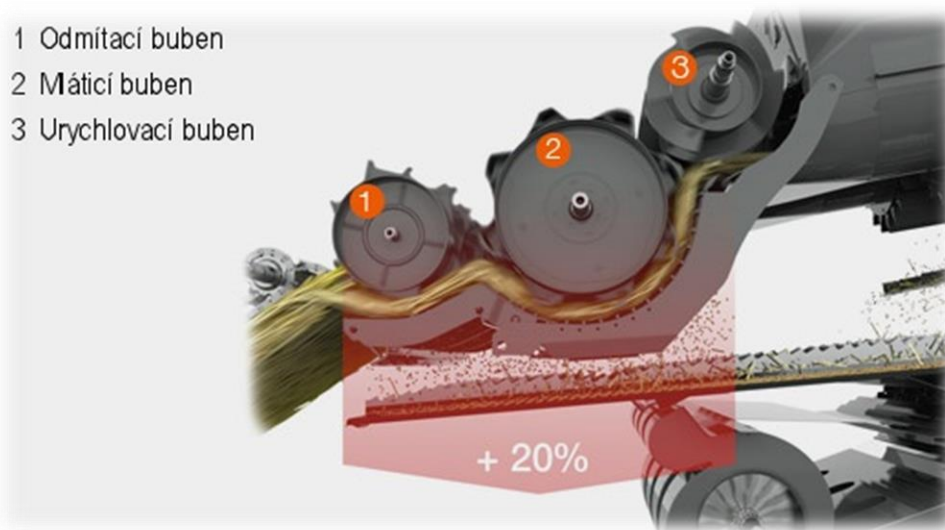
Další modifikaci rotačního separátoru uvedla na trh firma Laverda, která vytvořila plně odpojitelý rotační separátor pro plodiny citlivé na výmlat (Obrázek 19).



Obrázek 19: Příklad modifikovaného rotačního separátoru od fy. Laverda [12]

Systém APS

Systém APS se stal velmi revolučním u výhradně vytrásadlových mlátiček. Dnes se však aplikoval i na hybridní mlátičky, jelikož má vysokou účinnost. Tento systém vyvinula firma CLAAS, která umístila před hlavní mláticí bubnu tzv. urychlovací bubnu neboli tzv. předbuben (Obrázek 20). Tento buben se točí přibližně 70% rychlostí hlavního mláticího bubnu a zrychluje tak tok materiálu přicházejícího do bubnu, rovnoměrně rozvrstvuje materiál a částečně již oddělí zrna z klasů ještě před vstupem do vlastní mláticího ústrojí. V praxi je tento systém výhodný i v tom, že při vniknutí velkého množství materiálu, kamení či jiných nežádoucích věcí do mlátičky, tyto věci narazí prvně na urychlovací buben a nepoškozují tak hlavní mláticí buben a mlatky na něm. Urychlovací buben má snadnější servis i údržbu, tudíž je pro obsluhu mnohem přijatelnější, když se poškodí spíše tento buben. [11]



Obrázek 20: Zobrazení systému APS vyvinutého firmou Claas [1]

Novinkou od firmy CLAAS je modifikovaný systém APS. Vzhledem ke stále větší náročnosti na výkonnost jednotlivých mlátiček firma CLAAS do celé soustavy přidala další, a to separační buben, který významnou měrou napomůže k oddělení zrna od klasů. Systém je tak aktuálně připraven na větší objem materiálu, který projde celou soustavou a zvládne tak důkladně odseparovat zrna z klasů (Obrázek 21). [11]

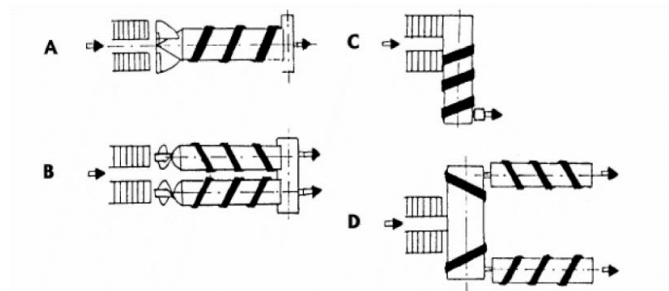


Obrázek 21: Modifikovaný systém APS SYNFLOW WALKER [12]

2.3.2. Axiální mláticí ústrojí

Axiální mláticí ústrojí je konstrukčně řešeno, zjednodušeně řečeno, jako jeden velký buben umístěný v axiálním směru mlátičky. Může se používat jako samostatné mláticí ústrojí nebo jako kombinované se separačním ústrojí. Buben můžeme mít jeden, dva nebo i více vedle sebe. Toto uspořádání těchto axiálních mláticích a separačních bubnů můžeme rozdělit do 4 variant (Obrázek 22).

První variantou je podélný axiální buben (A), druhou variantou jsou dva podélné bubny (B), třetí variantou je příčný buben (C) a čtvrtou variantou je kombinace příčného a podélného bubnu. [3]



Obrázek 22: Možnosti rozložení axiálních mláticích ústrojí [5]

Čistě axiální mechanismus bývá pevně integrovaný, protože rotor zastává funkci mláticí i separační. Jelikož se v dnešní době zvyšují požadavky na výmlat, začal se před rotorem u některých typů vkládat tangenciální buben pro ještě lepší výmlat, kdy zde slouží buben i jako vkládací zařízení pro rotor. Pokud bychom měli pouze samotný rotor, tak ten je vpředu opatřen vkládací částí tvořenou lopatkami nebo šnekem. Zpravidla první polovina rotoru slouží k hlavnímu výmlatu a druhá k separaci. Koš je obvykle rovněž rozdělen do dvou částí. Koš obvykle zakrývá rotor po celém obvodu a po vnitřních stranách obvodu je opatřen vodícími lištami, které slouží k usměrnění toku materiálu. V některých případech bývá za rotorem ještě malý odmítací buben. K odloučení zrna od klasů dochází třením mlácené hmoty mezi rotorem a košem. U prvních axiálních mlátiček muselo dojít k velkému toku materiálu, jelikož jinak nebylo zrno vymláčeno. U dnešních moderních typů tomuto zabraňují ovládatelné vodící lišty, které mohou zajistit zvýšení doby výmlatu materiálu v separátoru. Axiální mechanismus nejvíce rozvíjí a používá firma Case International, konkrétně u typu kombajnu Case IH Axial-Flow Combines (Obrázek 23). [5]



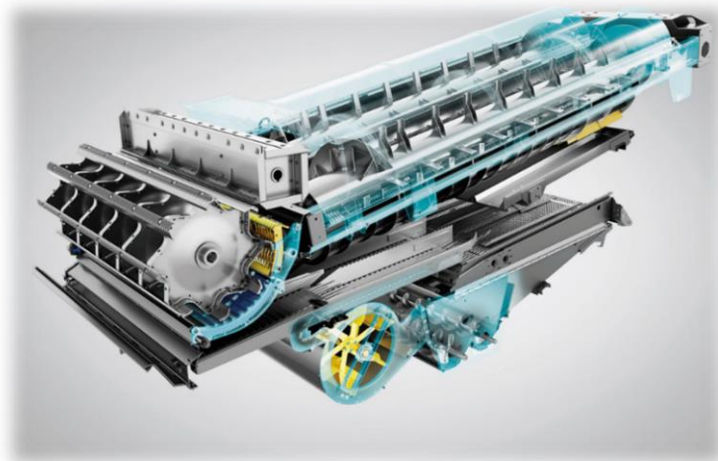
Obrázek 23: Axiální mláticí ústrojí [5]

Axiální ústrojí se dvěma podélnými rotory

Tento typ axiálního ústrojí se dvěma podélnými rotory velmi používá na strojích firma New Holland. New Holland byl první světový sériový výrobce dvourotorových rotačních mlátiček. Za rotory je uložen odmítací buben, který zajišťuje ještě přídatnou separaci. Tento systém je nazýván Twin Rotor. [1]

Systém Twin Rotor

Tento systém výmlatu je rozdělen do tří segmentů, a to na vťahovací část, mlátící část a separační část (Obrázek 24). Systém je v principu podobný klasickému axiálnímu výmlatu, je však upraven a modifikován. Klasický axiální výmlatový systém je často negativně recenzován vzhledem k tomu, že velmi poničí rostlinné zbytky v podobě slámy, kterou často velmi poláme. Pro zemědělce zaměřující se tak na chov dobytka je tento jen negativní. Systém Twin Rotor se snaží snížit dopad rotoru na slámu, ale zároveň chce zachovat výhody rychlého výmlatu axiální mlátičky. Ve šroubovici rotorů jsou namontované speciální mlátky a separační lišty. Tento systém by měl zajistit plynulý průchod plodiny tímto ústrojím a mělo by tak docházet k účinnému výmlatu a separaci. Mlátící koše s ohromnou plochou zajišťují, že propadnou všechna zrna. Systém Twin Rotor rozprostře plodinu po povrchu obou rotorů, čili by měl být výmlat velmi účinný. K dispozici je obrovská plocha aktivního pracovního prostoru, který umožňuje zpracovat i nepravidelný přísun plodiny. [9]



Obrázek 24: Zobrazení systému Twin Rotor [12]

2.3.3. Hybridní mlátící ústrojí

Hybridní mlátící ústrojí patří stejně jako systém Twin Rotor mezi jedno z neúčinnějších a velmi výkonných (Obrázek 25). Spojuje výhody klasického tangenciálního mlátícího ústrojí společně se systémem rotorů. Klasické vytrásadlo je tedy nahrazeno rotory, které umožňují lepší domláčení zbylého materiálu, který odejde od hlavních mlátících bubnů. V podstatě dochází k dvojitému výmlatu. Tento systém tím pádem umožňuje použití velmi širokého žacího ústrojí a tím pádem i sklizení velké plochy v krátkém čase. Proto je firma CLAAS jedna z nejprodávanějších v Evropě. Tento systém je také schopen bez většího přenastavování mlátit širokou paletu druhů plodin. [1]



Obrázek 25: Zobrazení hybridního mláticího ústrojí [12]

2.4. Separační útrojí

Separační útrojí je dalším z velmi důležitých ústrojí. Úkolem separačního ústrojí je perfektně oddělit zbytky z hrubého omlatu přicházejícího od mláticího ústrojí a přivést ho na čistidlo (síta) a slámu dopravit z mlátičky ven buď v podobě celých stonků nebo v podobě rozdrčených zbytků. Ve slámě nesmí zůstat žádná volná zrna, která by představovala ztráty tzn. ztráty nedokonalou separací. Separační útrojí se rozdělují podle konstrukčních provedení. Můžeme mít separátor vytřásadlový, rotační tangenciální, axiální nebo kombinovaný. Podle velikosti mlátičky můžeme mít různý počet vytřásadel, a to buď čtyřdílné nebo až šestdílné, které jsou uloženy na dvou klikách. [5]

2.4.1. Tangenciální separátor s bubny

Tangenciální separátor s bubny je složen z řady za sebou umístěných otáčejících se výtřasných bubnů. Tyto bubny mají na sobě prsty odkloněné od směru otáčení. Pod každým bubnem je separační síto s větší plochou ve srovnání s mláticím košem.

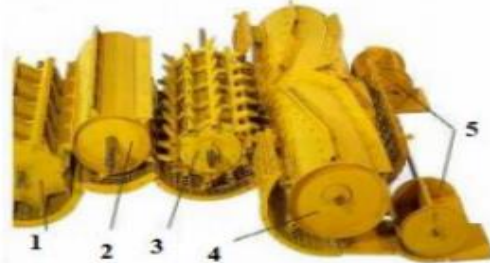
Bubny pročešávají a natřásají hrubý omlat, kdy oddělený jemný omlat se prosévá sítem. Toto vytřásadlo dobře odděluje zrna z hrubého omlatu při sklizni dlouhostébelného materiálu (žito), také je málo citlivé na sklon mlátičky, ale jeho nevýhodou je, že má tendenci rozbít slámu a na čistidlo přichází větší množství slamnatých příměsí. [5]

2.4.2. Axiální (rotační) separátor s rotorem

Je složen z pevného síťového válcového pláště, ve kterém se otáčí rotor s lopatkami jdoucích ve šroubovici. Přední část je uzpůsobena tak, aby co nejlépe vtahovala materiál. K tomuto slouží více zakřivené lopatky. Zde také nastává separace jemného omlatu, jenž propadává síťovým válcovým pláštěm. Obilní hmota přitom cestuje mezi rotorem a pláštěm rychlostí rovnající se asi 1/3 obvodové rychlosti rotoru a současně se axiálně posouvá na konec stroje, kde je vodícími plechy usměrňována na řádek. Tento separátor není citlivý na sklon mlátičky. [5]

2.4.3. Kombinovaný separátor

Tento typ separátoru je známý ve dvou variantách, a to jako tangenciální s vytřásadlem nebo jako kombinace tangenciálního a axiálního separátoru. Kombinovaný separátor (Obrázek 26) se skládá z mláticího bubnu (1), odmítacího bubnu (2), tangenciálního separátoru (3), axiálního separátoru (4) a koncového odmítacího bubnu (5). [5]



Obrázek 26: Zobrazení kombinovaného separátoru [5]

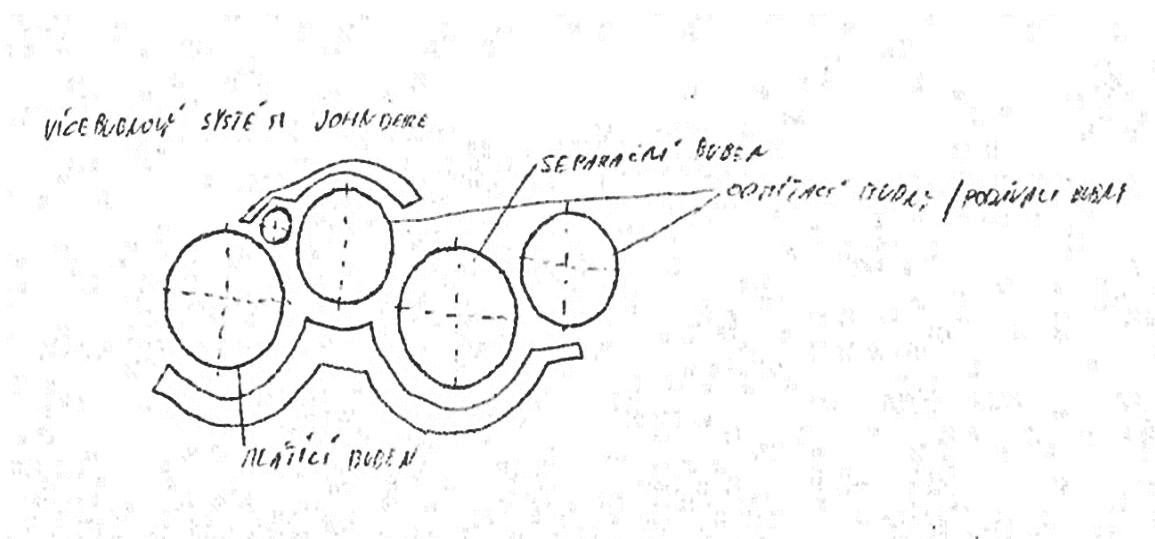
3. PRAKTICKÁ ČÁST

3.1. Volba mláticího systému

Vizí této práce byl návrh mláticího ústrojí pro kategorii středně výkonných mlátiček s co nejjednodušším, ale efektivním způsobem mlácení. K dispozici bylo několik možných variant. Při rozhodování, kterou variantu zvolit, byly zjednodušeně naskicovány systémy firem John Deere, New Holland a CLAAS, které se touto oblastí nejvíce zabývají.

3.1.1. Systém firmy John Deere

Velmi populární je v České republice ale i ve světě mláticí systém od firmy John Deere, který disponuje hlavním mláticím bubnem, jedním separačním bubnem, jedním podávacím bubnem a jedním odmítacím bubnem (Obrázek 27).

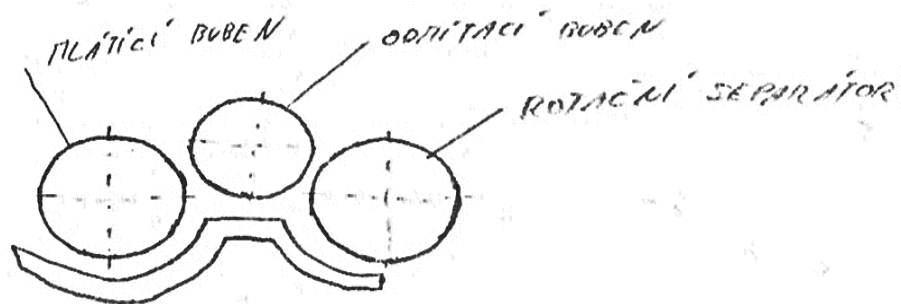


Obrázek 27: Mláticí systém firmy John Deere

Tento systém firma John Deere rozvíjí již několik let, kdy byl mnohokrát modifikován či pozměněn. Jeho funkčnost v praxi byla v rámci této práce konzultována i s jejich obsluhou, konkrétně s obsluhou systémů řady WTS. Tento systém jako jeden z mála netrpí na časté ucpávání, čímž se všechny bubny, jejich uložení či pohon, nedostávají do velkého přetížení a nedochází tak k jejich většímu opotřebení. V zemědělském družstvu, kde byly získány praktické zkušenosti, se za 12 let služby tento systém podařilo ucpat pouze jednou a zatím nebylo potřeba měnit žádné jeho součásti. Na rozdíl u konkurenčního CLAASu, kterým družstvo také disponuje, dochází k ucpání mláticího bubnu i několikrát za sezónu a spousta součástí již byla vyměněna. Tento systém má však i nevýhodu, kdy k oddělování zrna od klasů a propadání zrna košem dochází pouze u dvou bubnů a speciálně u podávacího bubnu zrno pouze prochází a nemá šanci tento prostor opustit. Pokud by k tomuto docházelo, výrazně by se zlepšila efektivita mlácení, ale jelikož toto systém neumožňuje, musí se více spoléhat na následující vytrásadlovou a mláticí část. Nabízejí se tedy dvě varianty, buď zvolit velkou plochu čistícího systému, kde jsme ale limitováni rozměrem kombajnu, anebo zpomalit rychlost celého kombajnu tak, aby systém stačil zrno z klasů oddělit a i vyčistit.

3.1.2. Systém firmy New Holland

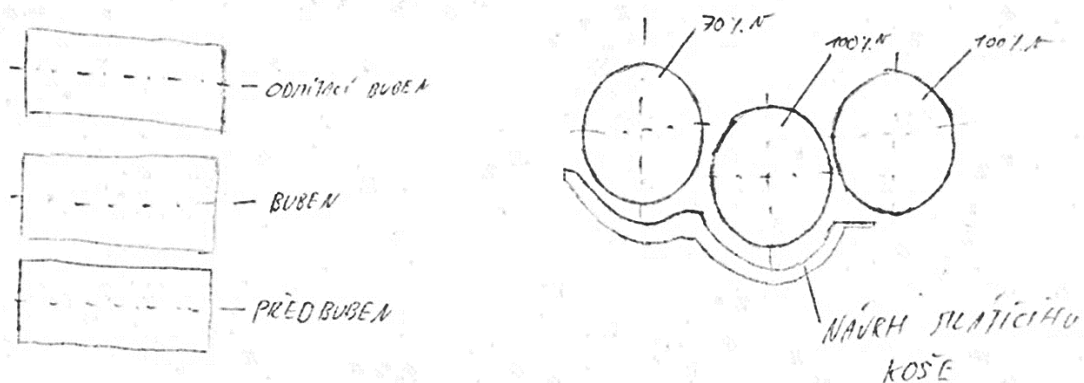
Dalším, kdo velmi využívá systém několika mláticích bubnů za sebou je firma New Holland. Využívá kombinaci mláticího bubnu a rotačního separátoru jako hlavních mláticích jednotek a jednoho podávacího/odmítacího bubnu, který pouze slouží k správnému usměrnění materiálu a částečně plní i funkci oddělení zrna od zbytku toku materiálu (Obrázek 28). Tento systém je tedy velice efektivní, dosahuje dobrého toku materiálu a zrna, a proto patří k velice oblíbeným. Tyto systémy od firmy New Holland mívají jedinou nevýhodu, a to je složitost pohonu tohoto systému.



Obrázek 28: Mláticí systém firmy New Holland

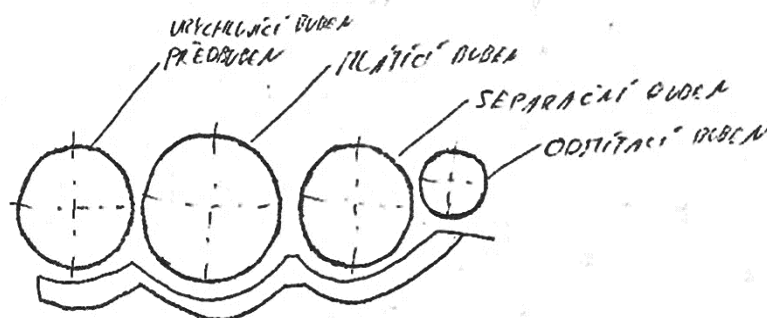
3.1.3. Systém firmy CLAAS

Inspirací pro návrh v této práci byla mláticí soustava od firmy CLAAS, a to jednoduchý systém APS (Obrázek 29), který se jevil jako nejvhodnější. Tento systém díky unikátní technologii urychlovacího bubnu umožňuje dosáhnout vysoké výkonnosti v jakýchkoliv podmínkách. Systémem materiál prochází velice plynule, k oddělení zrn od klasů a zbytků dochází při celém procesu výmlatu a tím dochází k minimalizaci ztrát.



Obrázek 29: Mláčící systém APS od firmy CLAAS

Tento systém firma CLAAS využívala u všech řad vytrásadlových mláčiček pro její šetrnost jak k zrnům, tak k rostlinným zbytkům. Pro mnoho farmářů jsou rostlinné zbytky v podobě slámy velice potřebné pro živočišnou výrobu, a proto tento systém hojně využívají. Firma CLAAS tento systém pro nejnovější a zatím nejvýkonnější mláčičky obohatila o separační bubnu, jelikož systém APS se dal zlepšit už pouze velikostí mláčičích bubnů, kdy i tyto rozměry mají určitý limit. Proto byl separační bubna vhodnou volbou pro zlepšení výmlatu při větším toku materiálu (Obrázek 30).

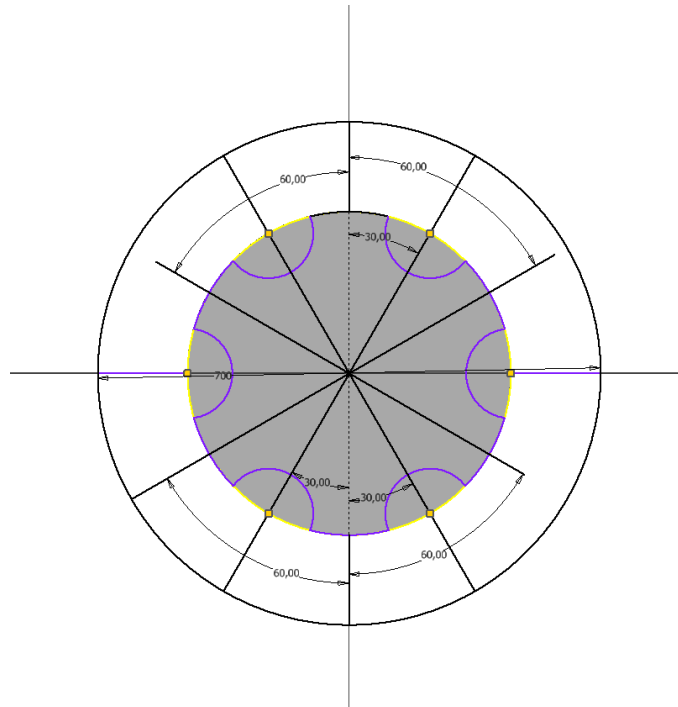


Obrázek 30: Modifikace mláčičeho systému APS SYNFLOW WALKER

3.2. Návrh

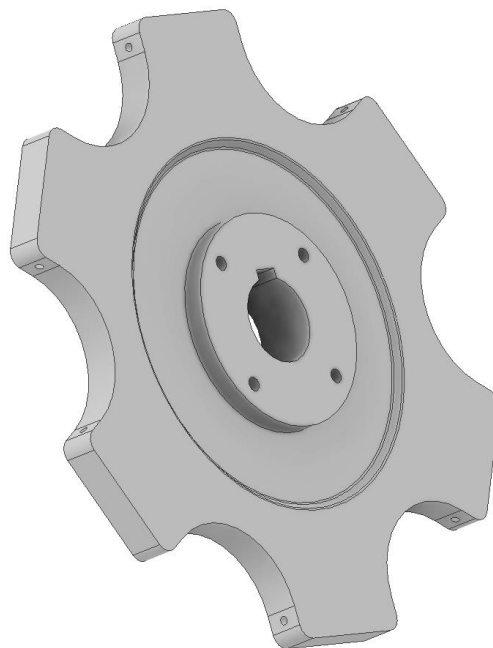
3.2.1. Návrh hlavního mláčičeho bubnu

Návrh mláčičeho ústrojí v této práci začíná návrhem hlavního mláčičeho bubnu. Při jeho návrhu byla zvolena jednoduchost uchycení jednotlivých komponent, a i jednoduchost jejich pohonu. Jako první byl proveden návrh profilu hlavních nosných kol. Volba padla na hojně využívaný hvězdicový tvar pro dobré následné upevnění latí připevněných na nosná kola (Obrázek 31).



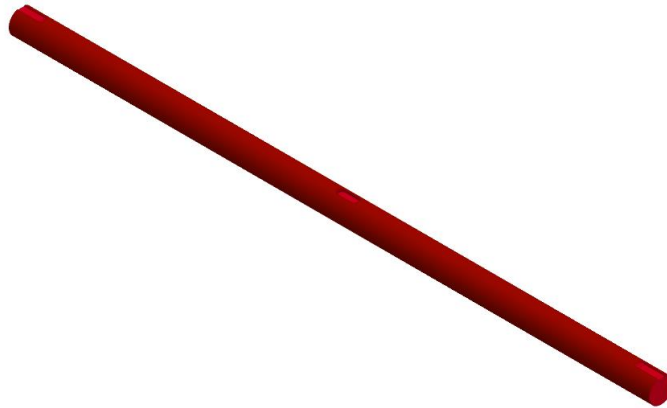
Obrázek 31: Návrh profilu nosného kola mlátícího bubnu

Vhodný tvar pro mlátící latě byl zvolen tak, aby šly jednoduše upevnit, ale také, aby upevňovací část moc nepřicházela do mlátícího procesu, neboť by mohlo docházet k jejímu velkému opotřebení s následným odtržením od kola. Následně byla kola rozdělena na kola hnaná a na kola nesená. Na obrázku lze vidět kolo hnané (Obrázek 32).



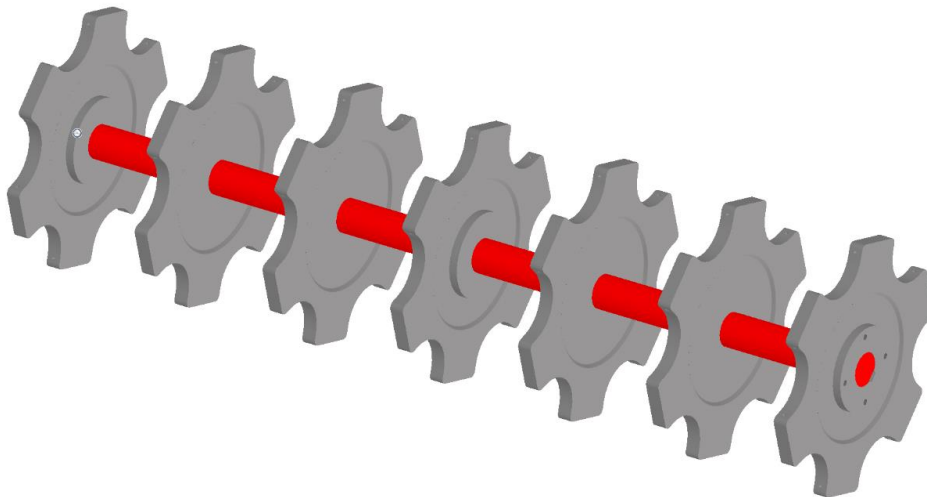
Obrázek 32: Výsledný vzhled nosného kola mlátícího bubnu

Poté bylo potřeba zvolit přibližnou šířku celého mlátičího systému, aby mohla být navržena hnací hřídel pro mlátičí buben a také, aby mohlo být zvoleno vhodné rozmístění a počet nosných kol. Jelikož byly k dispozici pouze přibližné hodnoty šířek daných systémů, byla zvolena přibližně přijatelná hodnota, a to šířka 1600 milimetrů. Z tohoto parametru byla přibližně navržena hřídel pro mlátičí buben (Obrázek 33).



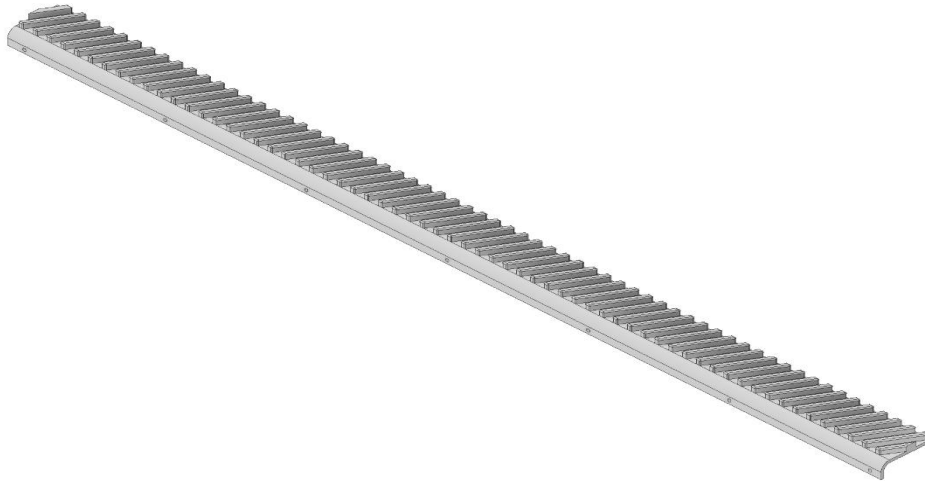
Obrázek 33: Hřídel mlátičího bubnu

Při rovnoměrném rozmístění nosných kol na hřídel byl zjištěn přibližný vzhled daného celku soustavy (Obrázek 34). Na základě toho bylo posouzeno a rozhodnuto, že daný rozměr je reálný a tudíž je možné v návrhu pokračovat.



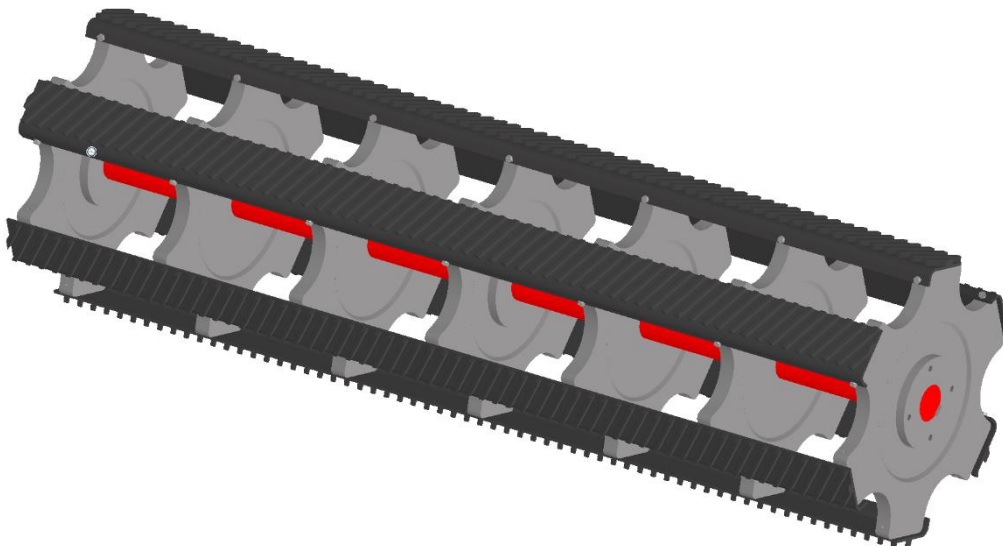
Obrázek 34: Návrh rozložení nosných kol mlátičího bubnu

Soustava je navržena tak, že krajní kola společně s prostředním jsou spojeny pomocí těsných per či klínu. Tato hřídel společně s latěmi a všemi komponenty s tím spojenými slouží i jako nosná hřídel celé soustavy. Následně byly navrženy samotné latě, a to tak, aby co nejlépe napomáhaly zrna opustit klas. Latě vlastně vyčesávají pomocí drážek společně s mláticím košem zrna z klasů s tím, že nesmí docházet k přílišnému tření a pozastavení materiálu. Pro drážky byl tedy zvolen úhel natočení 30 stupňů (Obrázek 35).



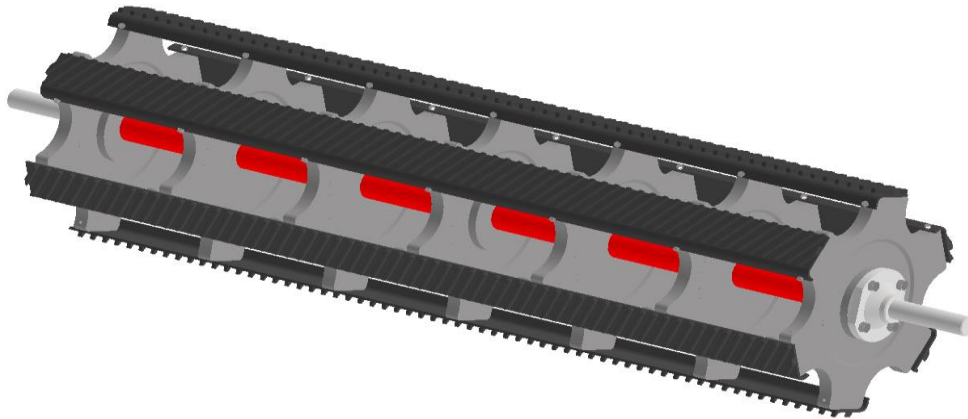
Obrázek 35: Návrh latě mláticího bubnu

Po umístění latí na již vymodelovanou soustavu začal návrh bubnu dostávat finální tvar. Latě byly připevněny pomocí šroubů s šestihrannou hlavou společně s pružnými podložkami (Obrázek 36).



Obrázek 36: Ukázka umístění latí na mláticí bubnu

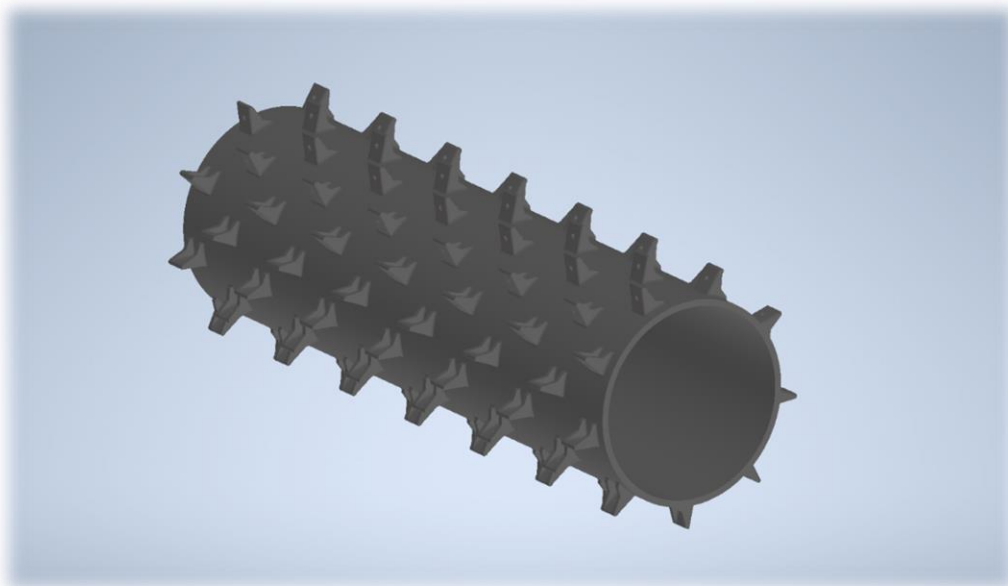
Nakonec byly na celý systém umístěny dva unašeče, které jsou uloženy v ložisku s přírubami, kterými je daná soustava upevněna k tělu kombajnu a přes které je i daná soustava poháněna. Tyto unašeče jsou k nosným kolům přišroubovány šestihrannými šrouby s pružnou podložkou proti povolení. Celý návrh mláticího bubnu pak následně vypadá takto (Obrázek 37).



Obrázek 37: Finální vzhled mláticího bubnu

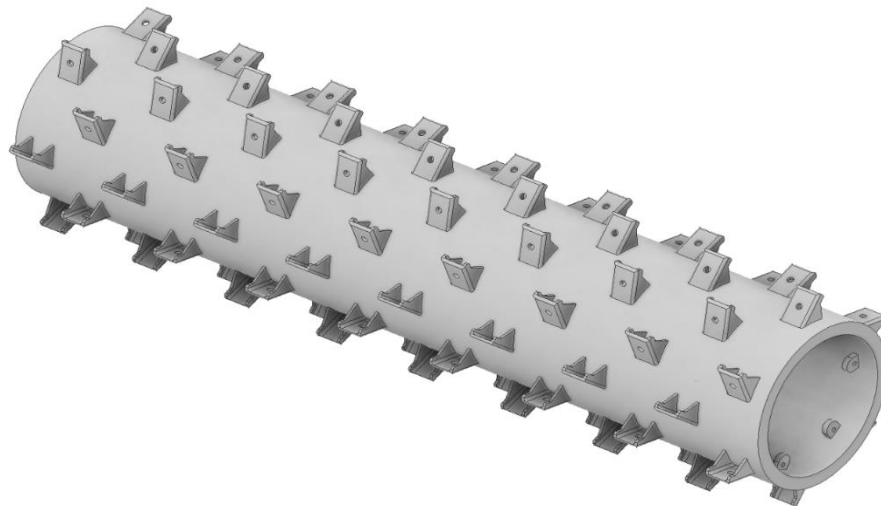
3.2.2. Návrh urychlovacího bubnu

Dalším bodem návrhu mláticího ústrojí byl návrh urychlovacího bubnu neboli předbubnu. Tento předbuben má podle typu velikosti mlátičky vždy různou velikost, různý počet lopatek či různý průměr. První návrh byl poněkud přemrštěný, jelikož po navržení lopatek dosahoval příliš velkých rozměrů. I samotné lopatky byly dost vysoké a nahuštěné (Obrázek 38).



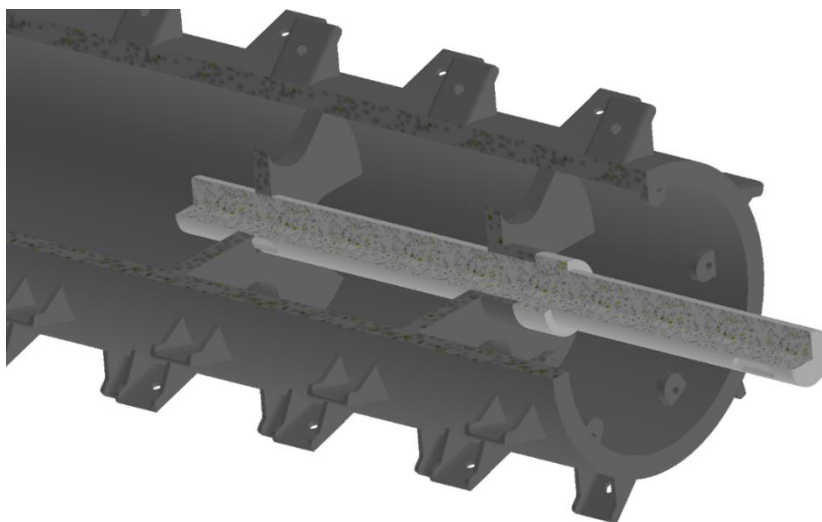
Obrázek 38: První návrh mláticího urychlovacího bubnu

U dalšího návrhu byl tudíž průměr věnce urychlovacího bubnu výrazně zmenšen. Snížil se i počet lopatek, které byly navrženy ve směru šroubovice. Každá z lopatek má v sobě otvor pro případné umístění krycího plechu tak, aby docházelo k opotřebování plechu, nikoli samotné lopatky. (Obrázek 39)



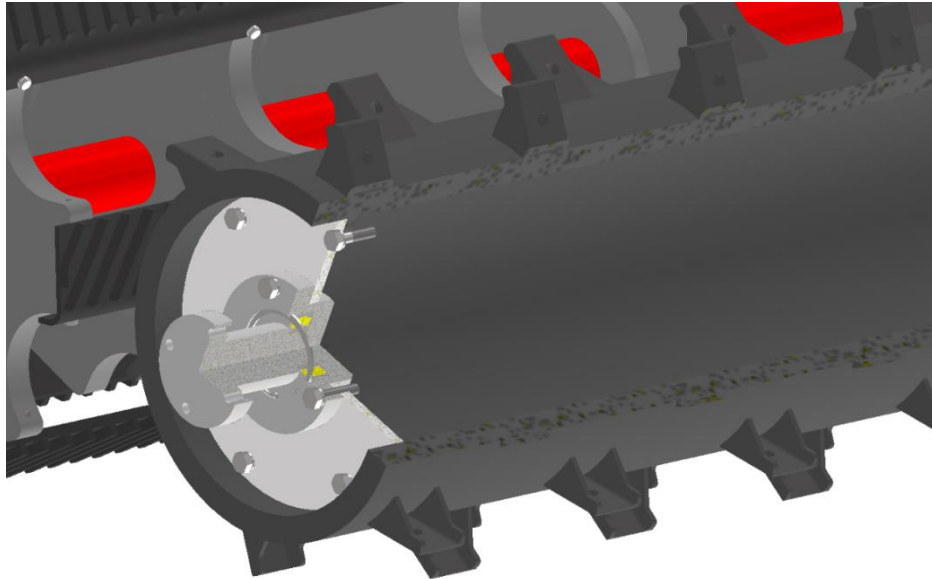
Obrázek 39: Druhý návrh mlátícího urychlovacího bubnu

Jelikož je tento urychlovací buben často hnán pouze z jedné strany, není potřeba navrhovat hřídel skrz celý urychlovací buben, ale vymyslet pohon tak, aby byl jednoduchý, ale i funkční. Byla navržena krátká hřídel, která se vsune do dvou unášecích věnců, přes něž jsou přenášeny otáčky pomocí čtveřice těsných per. Hřídel je v místě krajního věnce osazena tak, aby nedošlo k její vyjetí mimo urychlovací buben. Z druhé strany je hřídel umístěna v ložisku (Obrázek 40).



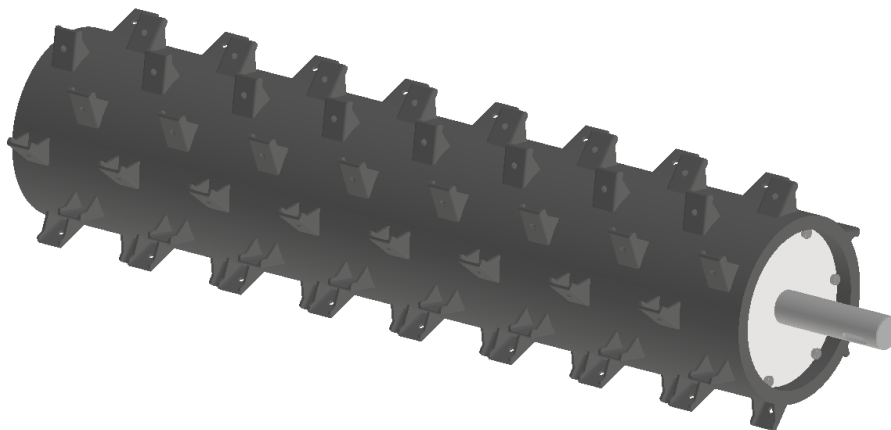
Obrázek 40: Ukázka návrhu pohonu urychlovacího bubnu

Z druhé strany je urychlovací buben uložen v ložisku krytým plechovou krytkou a zajištěn pojistným kroužkem. Celý systém je poté upevněn pomocí příruby k tělu kombajnu (Obrázek 41).



Obrázek 41: Ukázka návrhu uložení urychlovacího bubnu nehnané strany

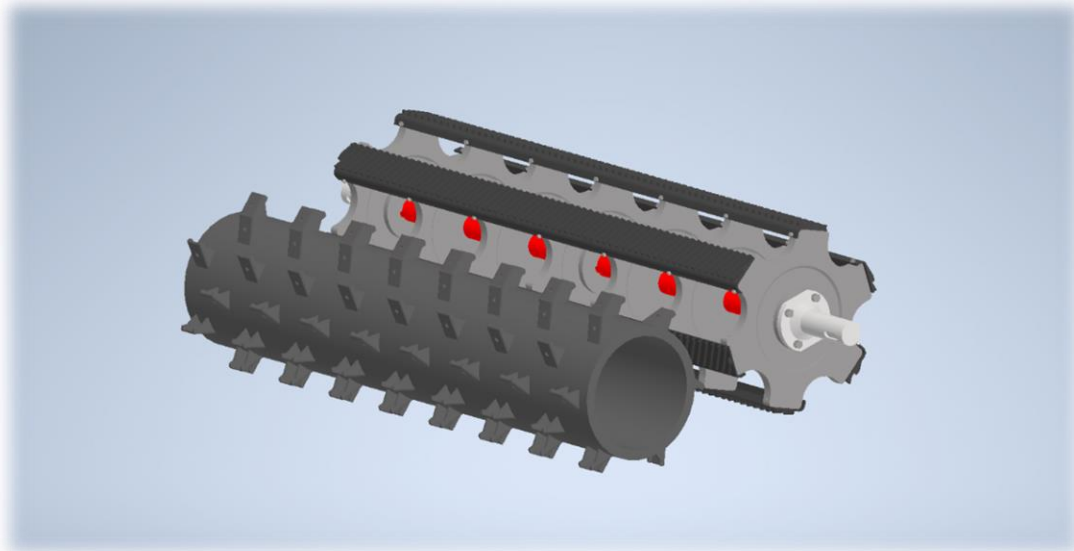
Celý tento mechanismu je uzavřen krycími plechy tak, aby do vnitřního prostoru urychlovacího bubnu nevnikal přebytečný materiál. Kompletní sestava poté má tuto podobu (Obrázek 42).



Obrázek 42: Finální podoba urychlovacího bubnu

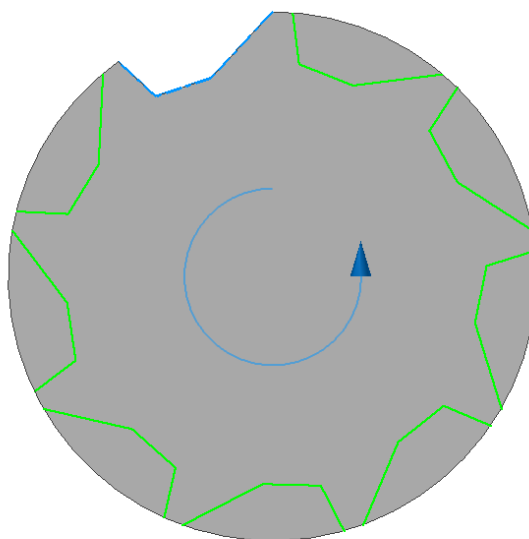
3.2.3. Návrh odmítacího bubnu

Po navržení dvou stěžejních komponent návrh pokračoval jejich umístěním do sestavy tak, aby vznikl přibližný přehled o tom, zda daná soustava vypadá reálně, zda jsou obě komponenty vůči sobě v rozumném poměru velikostí (Obrázek 43). Zároveň postupně začal vznikat koncept návrhu odmítacího bubnu a mlátícího koše.



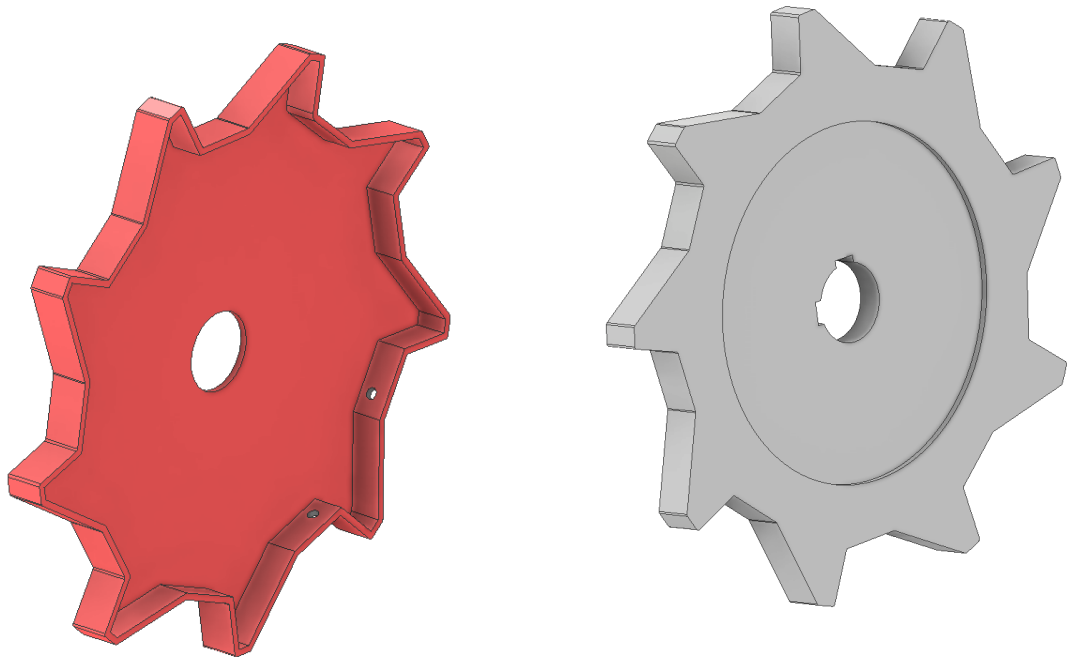
Obrázek 43: Ukázka počáteční přibližné podoby soustavy

Při návrhu odmítacího bubnu bylo nutné se opět nejdříve zaměřit na návrh nosných kol (Obrázek 44). Důležitým parametrem u tohoto bubnu byl fakt, že odmítací buben pouze napomáhá hmotě dále pokračovat na vytřásadlovou soustavu. Měl by napomáhat hmotě od mlátícího bubnu tak, aby správně odcházela, nehromadila se a mlátící buben neucpávala.



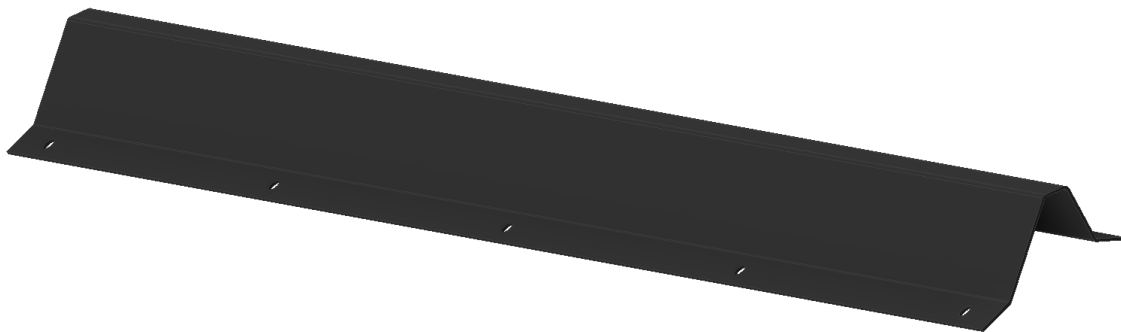
Obrázek 44: Návrh profilu odmítacího bubnu

Vzniklý tvar kola byl rozdělen na dva typy. Na hnací kolo celého odmítacího bubnu a na kolo nesené. U mlátičích strojů, jejichž výkony byly sledovány při praxi v ZD Krč a získané poznatky byly v této práci využity, byl tento systém řešen tak, že obvykle bylo jedno kolo spojené s hřídelí pomocí těsného pera a všechna ostatní kola byla pouze nosná. Mlátička od firmy CLAAS tento problém řeší umístěním hnacího kola uprostřed. U firmy John Deere je princip podobný, ale odmítací buben má trochu jiný tvar a hnané bývají obvykle krajní kola, jak bylo ověřeno u mlátiček používaných v ZD Krč. Výsledné nosné kolo bylo pro odlehčení navrženo formou skořepiny a nosné kolo formou plné tloušťky (Obrázek 45).



Obrázek 45: Návrh podoby nosných a hnacích kol odmítacího bubnu

Po navržení kol přišel na řadu návrh příčných plechů, které tvoří funkci posunutí materiálu dále do mlátičky. Tvar byl zachován stejný, jako mají i kola (Obrázek 46). Plechy se k nosným kolům přišroubují pomocí šestihřanných šroubů s maticemi a pružnými podložkami.



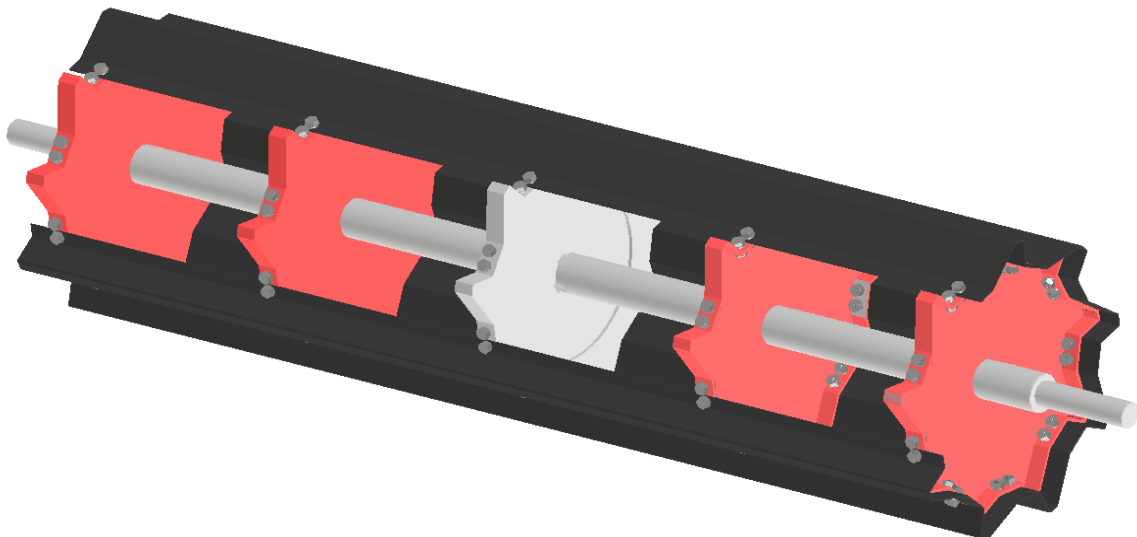
Obrázek 46: Návrh krycího plechu pro odmítací buben

Neméně důležitou součástí této soustavy byl návrh hnací hřídele (Obrázek 47). Pro dobrou životnost a použití i v náročnějších podmínkách byla zvolena metoda dvou těsných per pro přenos otáček. Hřídel je na jednom konci osazena tak, aby se dále nemohla posouvat a při její demontáži by byla vytažena z jedné strany kombajnu. Z druhé strany by byla hřídel uložena v ložisku a celá soustava by odtud byla i hnaná.

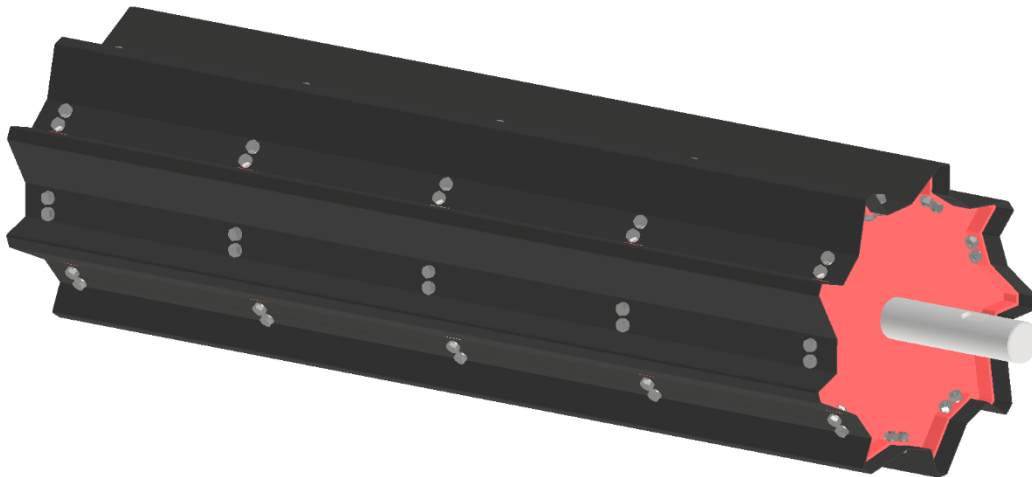


Obrázek 47: Návrh hřídele odmitacího bubnu

Následně by celá tato soustava vypadala takto (Obrázek 48). Na obrázku můžeme vidět, jak by celý mechanismus fungoval. Následný obrázek (Obrázek 49) ukazuje celkový vzhled soustavy.



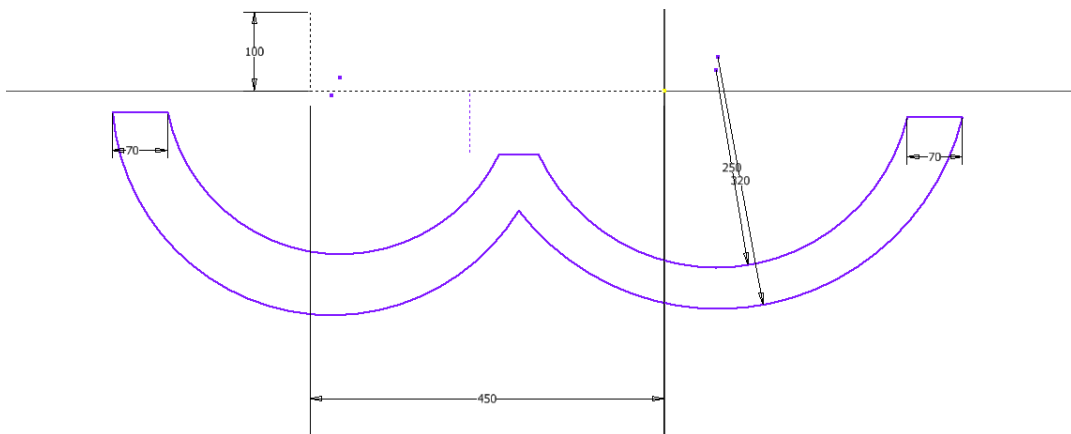
Obrázek 48: Ukázka pohonu odmitacího bubnu



Obrázek 49: Finální návrh odmítacího bubnu

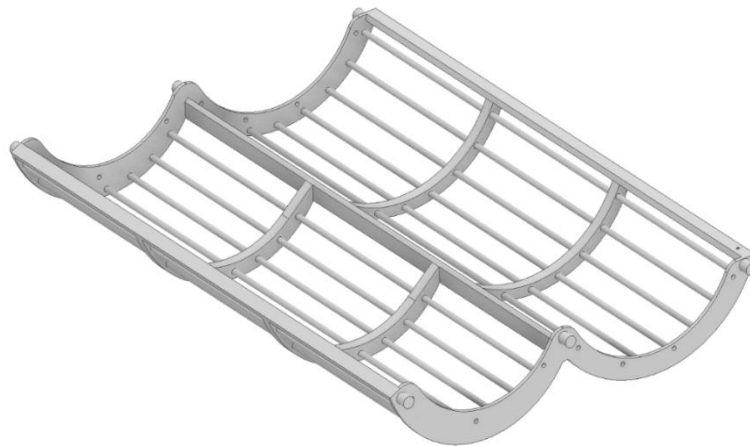
3.2.4. Návrh mláticího koše

Jako jedna z posledních hlavních součástí je návrh mláticího koše (Obrázek 50). Návrh mláticího koše je velmi individuální, jelikož v každém modelu kombajnu je naprosto odlišný. Některé kombajny mají vložený jeden celý kus mláticího koše a při případné přestavbě na jinou plodinu se musí vyměnit celý kus. Takto to bývá řešeno u menších mlátiček či starších kombajnů. Novodobé kombajny tento problém mají vyřešen způsobem, že se výplň koše může měnit tak, aby bylo co nejjednodušší změnit jeho nastavení pro jinou plodinu. Tento „výměnný“ systém byl ve zjednodušené podobě navržen i v této práci. Jako první bylo důležité navrhnout tvar podle průměrů mláticích bubnů.



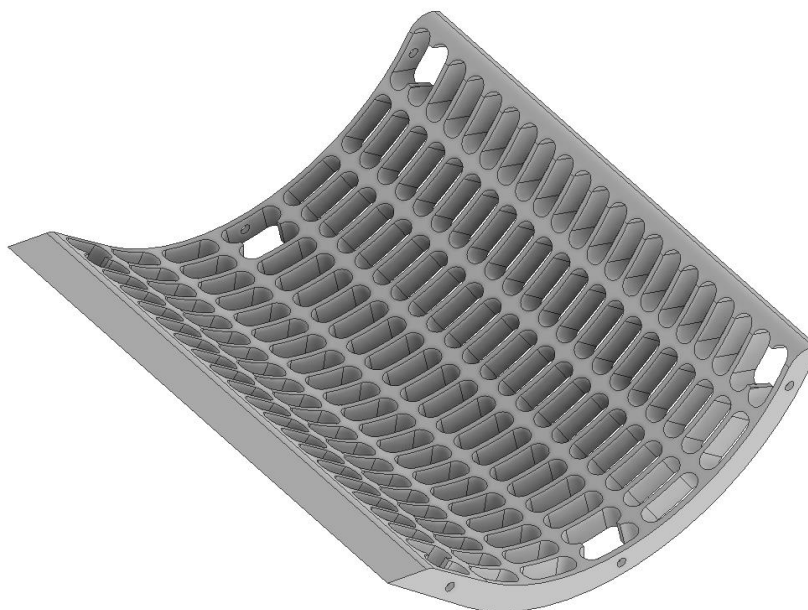
Obrázek 50: Návrh profilu mláticího koše

U mlátiček používaných v ZD Krč, které byly předlohou k této práci, byl vždy na začátku koš mírně zesílen. Při komunikaci s firmou U+M Servis s.r.o., Třeboň, bylo zjištěno, že tyto zesílené konstrukce na přední části bývají proto, že zde často chodí materiál ještě mírně nepravidelně a dochází tak k většímu namáhání koše. Ale jelikož si předbuben materiál často odebere pravidelně a takzvaně ho srovná, dále již takto zesílené konstrukce není třeba. Po návrhu tvaru koše byla podle požadované šířky bubnů a koše navržena celá nosná konstrukce koše.

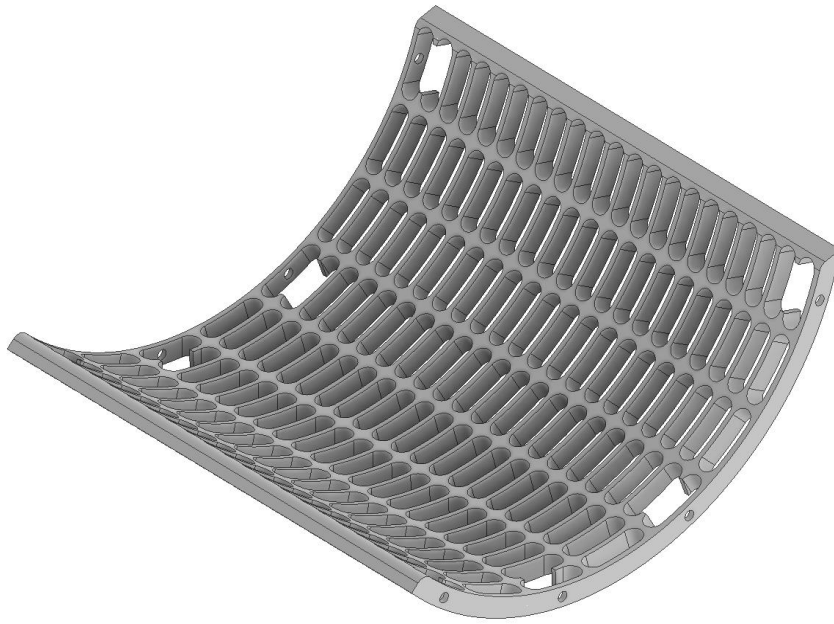


Obrázek 51: Finální podoba rámu mláticího koše

Koš je vyplněn příčnými tyčemi pro zpevnění konstrukce a podélnými příčníky ve tvaru celého koše (Obrázek 51). Výplně koše se následně do této soustavy vloží a přišroubují se ke krajům koše. Celý tento rám má šest nosných ok pro táhla, pomocí kterých se bude koš přitahovat k soustavě bubnů. Poté byl proveden návrh samotných vložek do rámu mláticího koše. Byly vytvořeny dva různé návrhy těchto vložek podle průměrů, které jsou určeny podle rámu koše. Na prvním obrázku (Obrázek 52) můžeme vidět vložku pod mláticí předbuben. Na druhém obrázku (Obrázek 53) můžeme vidět návrh vložky pod mláticí buben. Pro upěvnění je použita sada šestihranných šroubů s maticemi a pružnými podložkami. Jelikož by byla montáž obtížná, u prostoru šroubu byly odstraněny přepážky tak, aby se šrouby daly lépe povolit či vyndat.

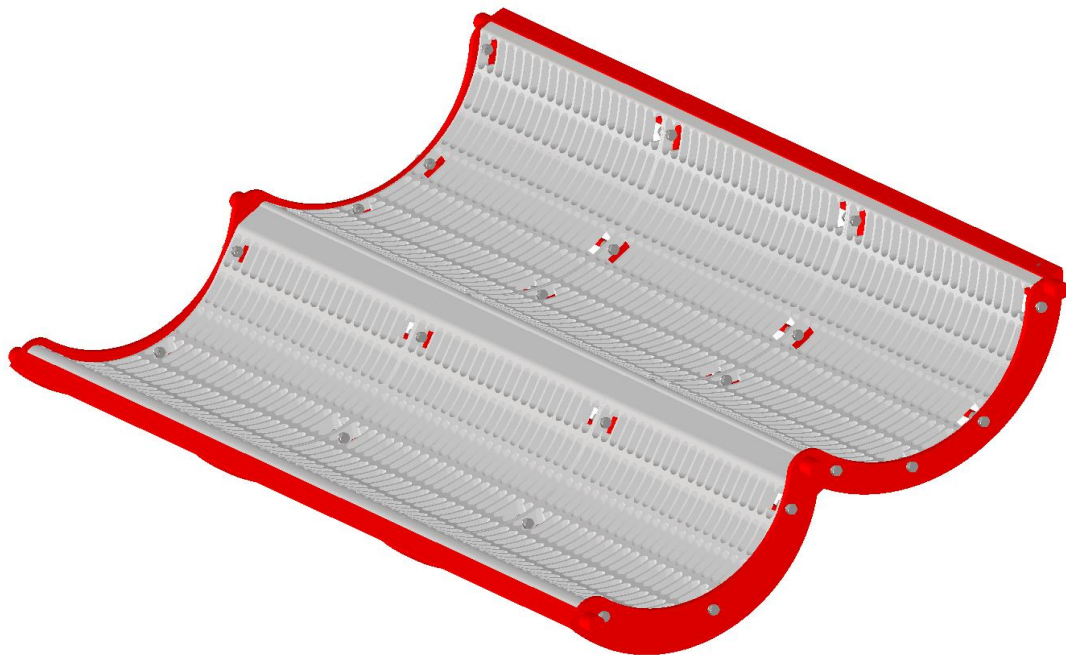


Obrázek 52: Návrh vložky pod urychlovací buben

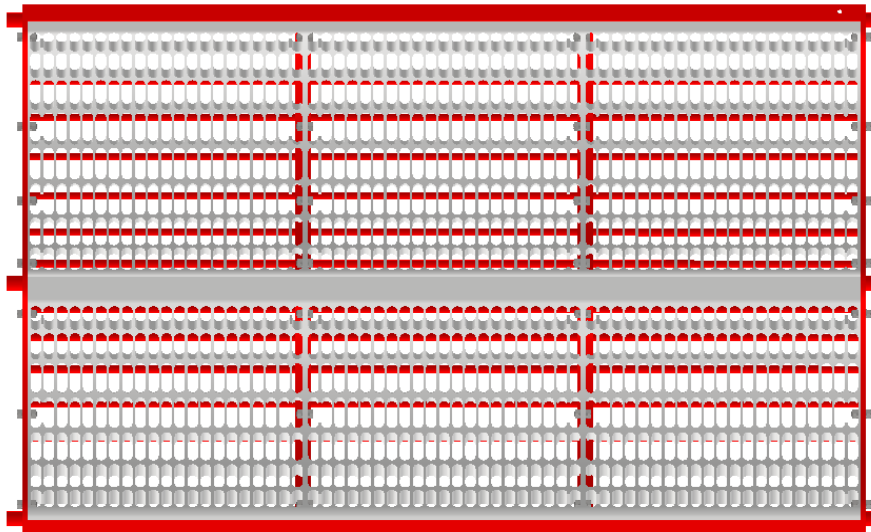


Obrázek 53: Návrh vložky pod mláticí buben

Vložky jsou rozdělené po třech, aby při případném zničení jedné části nebylo nutné měnit celou šíři vložek, ale pouze jednu část. Vložky jsou sešroubovány nejen s rámem, ale i k sobě, jak můžeme vidět na obrázku (Obrázek 54, Obrázek 55). Takto vypadá konečná celá soustava.

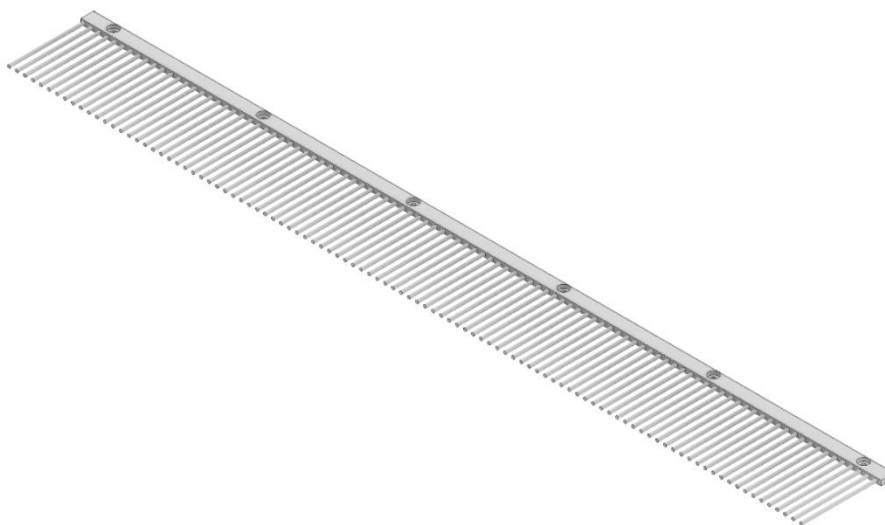


Obrázek 54: Ukázka celé sešroubované soustavy mláticího

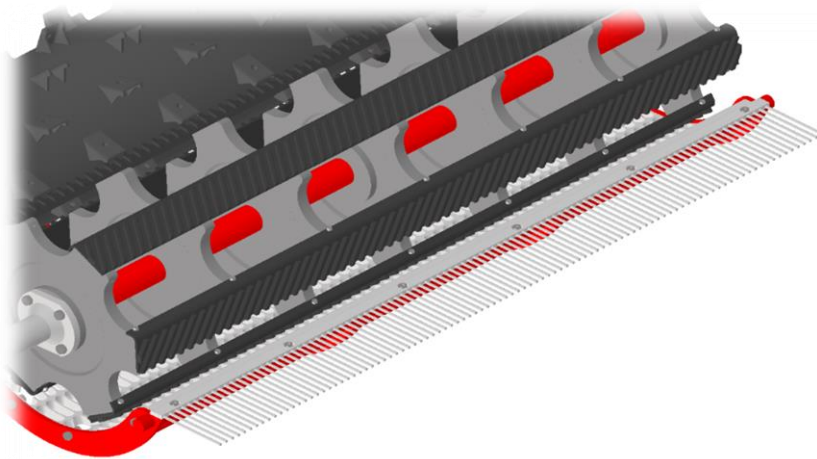


Obrázek 55: Pohled z vrchu na mláticí koš

U systému APS, ale i u jiných mláticích soustav, se často za mláticím košem objevuje kratší část, která slouží jako mezikus mezi mláticím bubnem a vytřásadly. Nad touto částí se často objevuje právě odmítací buben. Některé firmy tuto část mají pouze formou plechové desky, v této práci je ovšem použito řešení firmy CLAAS, které plech nahrazuje lištou s připevněnými dráty tak, aby i přes tuto část mohla zrna propadat do spodní čistící soustavy. Tyto dráty mají obvykle různé délky tak, aby nebránily ve funkci vytřásadel. V této práci však vytřásadla nejsou předmětem návrhu, takže všechny dráty byly ponechány stejně dlouhé. Na prvním obrázku (Obrázek 56) lze vidět vzhled dané lišty, na druhém (Obrázek 57) lze vidět, jak soustava s touto lištou vypadá.

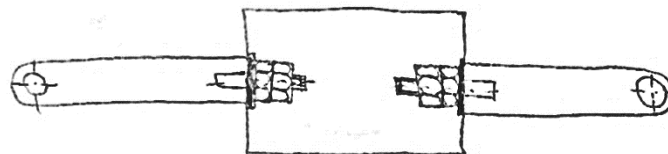


Obrázek 56: Návrh lišty pod odmítací buben

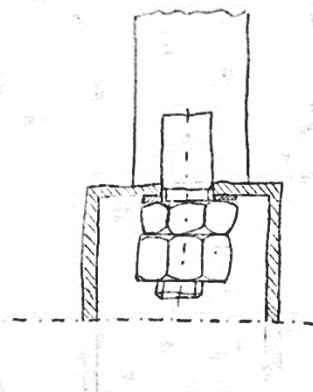


Obrázek 57: Ukázka vzhledu lišty spojené s modelem

Společnou součástí návrhu mláticího koše je i návrh táhel, pomocí kterých se koš přitahuje k soustavě bubnů tak, aby byla větší variabilita pro mlácení jednotlivých plodin a pro rozdílný tok materiálu. Pro větší plodiny, jako je například řepka, se koš povolí a oddálí od mláticí soustavy tak, aby nedocházelo k ničení zrna a materiál lépe procházel. Naopak při mlácení menších plodin, jako je například ječmen, se koš přitáhne, aby docházelo k lepšímu oddělení zrn z klasů. Těchto systémů je velké množství, kde jsou i různé způsoby uchycení či možného nastavení. Celý systém byl nejprve naskicován pro představu, jak by měl vypadat (Obrázek 58, Obrázek 59).

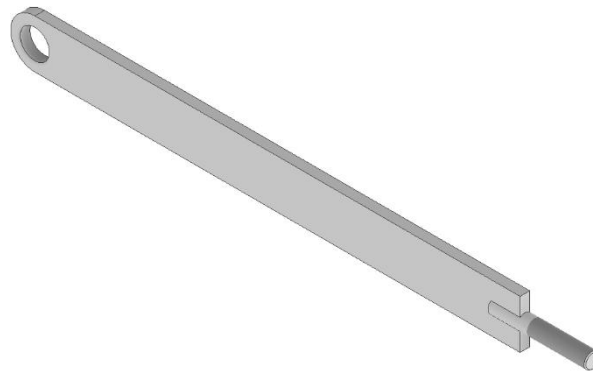


Obrázek 58: Náčrt celé soustavy jednoho z táhel



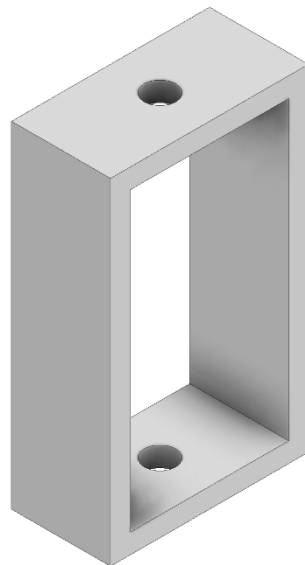
Obrázek 59: Náčrt spojení táhel mláticího koše

Poté byl vytvořen model daných komponent. Jako první byl proveden návrh samotného táhla, a to tak, aby šlo použít na obě strany a všechna oka (Obrázek 60).



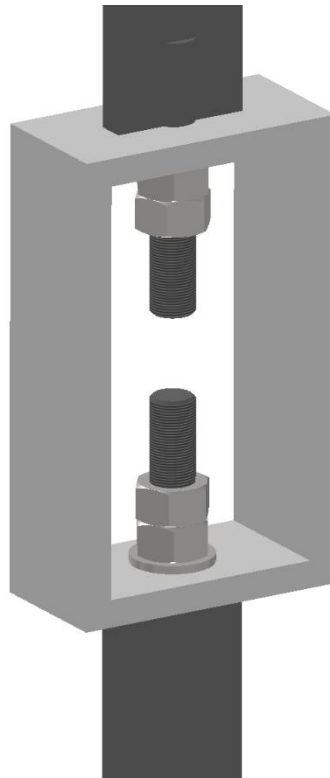
Obrázek 60: Návrh táhla

System je navržen tak, aby byl více variabilní a mohlo se s mezerou mezi košem a soustavou mláticích bubnů více manipulovat. K hlavní manipulaci slouží hlavní systém, který funguje na principu otáčení tyče s okem otáčejícím se po kružnici tak, aby docházelo k přeměně rotační energie na posuvnou. Tento systém bude navržen posléze. Druhotnou manipulací může být posun pomocí spojovacího „domečku“ (Obrázek 61), kdy se pomocí matic může dodatečně měnit vzdálenost koše od mláticí soustavy.



Obrázek 61: Návrh domečku pro spojení táhel

Do tohoto „domečku“ se umístí obě táhla a pomocí závitů na jejich konci se k němu buď více přitáhnou, nebo naopak oddálí (Obrázek 62).



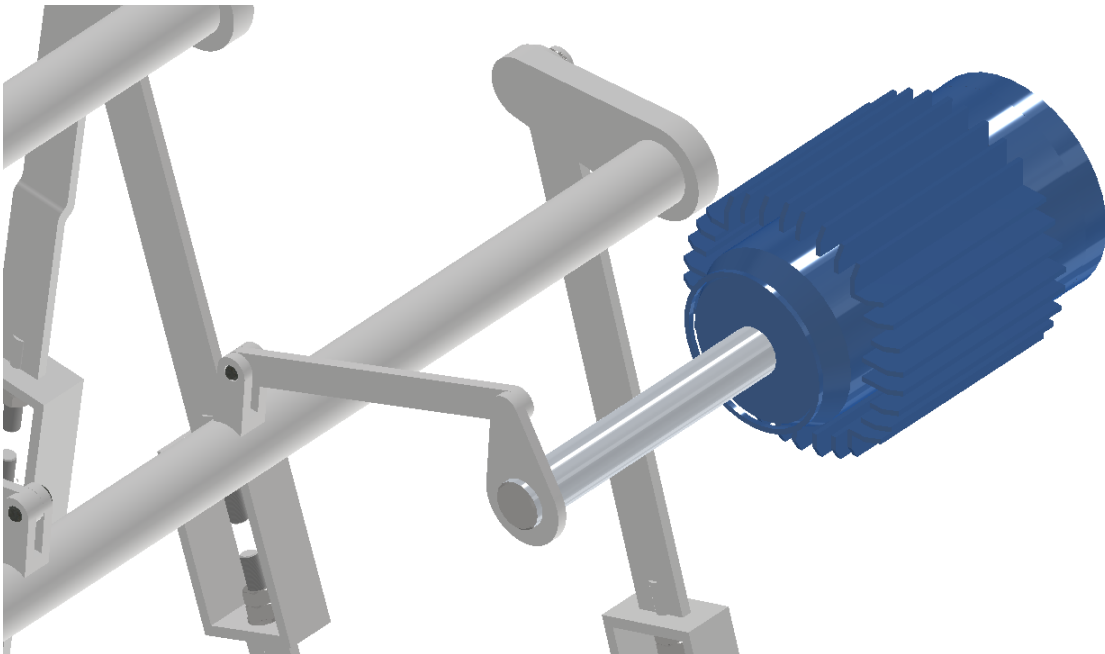
Obrázek 62: Ukázka spojení táhel

Tato táhla jsou nadále spojena pomocí otočné tyče, která právě slouží k přeměně otočného pohybu na posuvný. Bohužel kvůli velké vzdálenosti nelze všechna táhla umístit na jednu tyč, tudíž byly použity tyče dvě. Na tyčích je nadále umístěno oko pro upevnění spojovací tyčky tak, aby obě tyče měly stejný chod (Obrázek 63).



Obrázek 63: Návrh spojovací tyče

Poté bylo potřeba navrhnout pohon celé soustavy. Celý tento systém byl u starších kombajnů nastavován pomocí páky z kabiny. Vlastní praxí bylo zjištěno, že systém s pákou je v případě nevyčištěné mlátičky velmi náročný na obsluhu, jelikož je potřeba vynaložit velké síly k posunutí koše směrem nahoru. V některých případech musela být tato činnost vykonávána ve dvou lidech s vypětím všech sil. Pro pohon navrhované soustavy existuje mnoho řešení, která se mohou použít. V praxi je velmi používané řešení pomocí servomotoru, ale u něho je poté potřeba navrhnout systém táhel tak, aby zvládala rotační i posuvný pohyb najednou. Dalším možným řešením je pohon soustavy pomocí hydraulického či pneumatického pístu, kde by ale bylo zapotřebí navrhnout uchycení pístu tak, aby zvládal i rotační posuv táhel, které zvedají koš. V této práci byl použitý jednoduchý pohon pomocí krokového elektromotoru, který otáčí s jednoduchou klikovou hřídelí, a tak dále tahá za jednoduchou spojovací tyčku, která hýbe celým mechanismem (Obrázek 64). Systém je připraven na pohon pomocí dvou servomotorů, krokových elektromotorů či jiných hnacích zařízení. Pro ukázkou byl zvolen jeden větší motor.



Obrázek 64: Ukázka hnací soustavy táhel mláticího koše

Po sestavení všech dílů do jedné sestavy vypadá výsledný model takto (Obrázek 65).

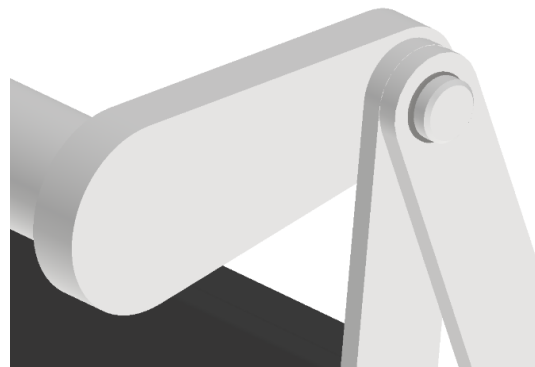


Obrázek 65: Ukázka celé soustavy mláticího koše

Všechna táhla byla zajištěna pojistnými kroužky, a to jak na spodní, tak vrchní části (Obrázek 66, Obrázek 67).



Obrázek 66: Zajištění táhla s mláticím košem

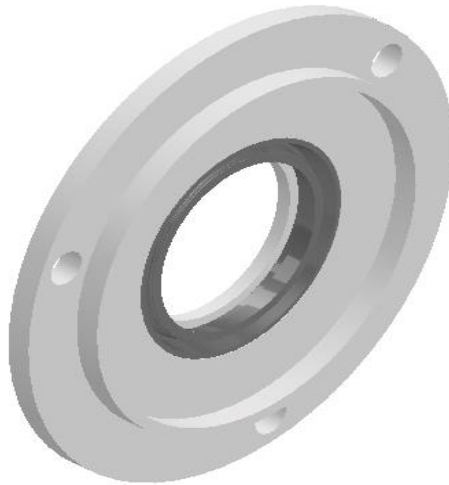


Obrázek 67: Zajištění táhla se spojovací tyčí

3.2.5. Závěrečná kompletace sestavy

Velmi důležitou součástí návrhu celé soustavy je také uložení jednotlivých bubnů. Snaha byla navrhnout uložení, které by bylo možné aplikovat na všechny hřídele proto, aby zde byl jednodušší servis a soustava o více stejných dílech.

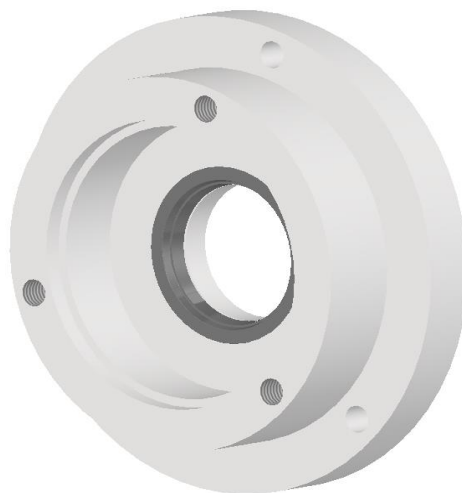
Vzhledem k tomu, že nikde v technické literatuře nejsou k dispozici hodnoty sil, které celkově na bubny působí, což je důležitý parametr pro návrh všech hřídelí, bylo nutné zvolit jinou možnost. Jedna z možností je najít ložisko, které se často v těchto uloženích nachází. Prvně bylo navrženo víčko, které se opře o osazení hřídele a uvnitř má tvar takový, aby se do něho dalo ložisko vložit (Obrázek 68). Velmi důležitou součástí je umístění gufera proto, aby nedocházelo k vnikání prachu či jiných cizích součástí do prostoru ložiska.



Obrázek 68: Návrh víčka

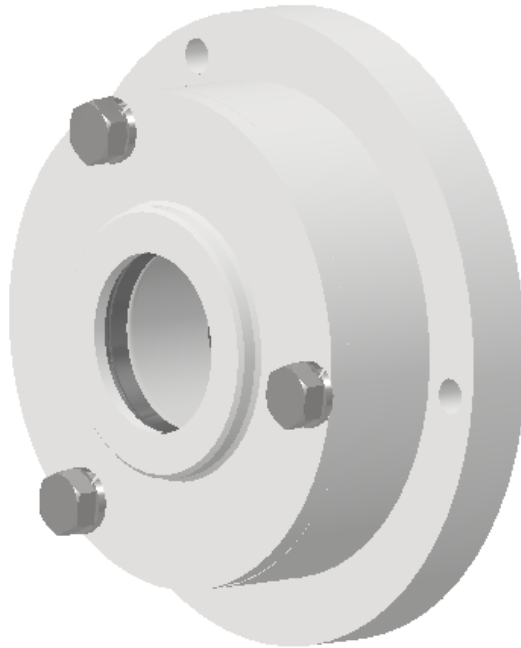
Dle [4] ČSN 02 9401 volen hřídelový těsnící kroužek GP 40x52x7.

Následně byla navržena druhá strana, a to příruba, která je z jedné strany přišroubována k tělu kombajnu a z druhé strany je přišroubována k víčku. Příruba je také opatřena guferem a tvoří hlavní tělo celého uložení (Obrázek 69).

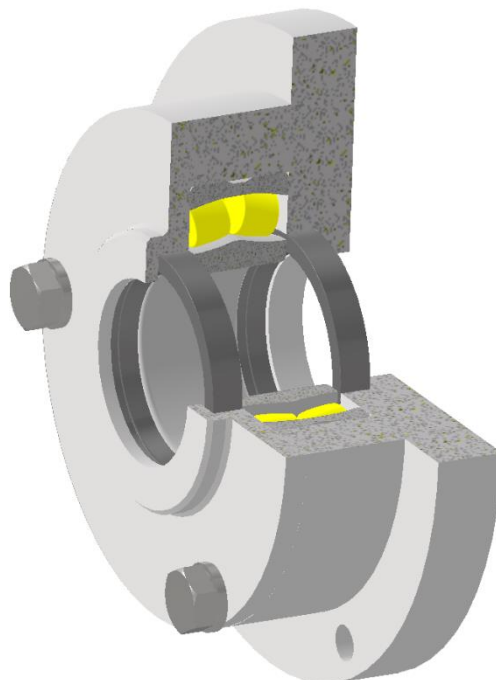


Obrázek 69: Návrh příruby

Poté bylo do sestavy vloženo ložisko a obě součásti k sobě byly sešroubovány (Obrázek 70, Obrázek 71).



Obrázek 70: Ukázka sestavy pro uložení hřídelí



Obrázek 71: Zobrazení celé sestavy v řezu

Ložisko do této sestavy bylo zvoleno dle mlátičky dostupné na praxi v ZD Krč, a to CLAAS MEGA 208 (Obrázek 72).

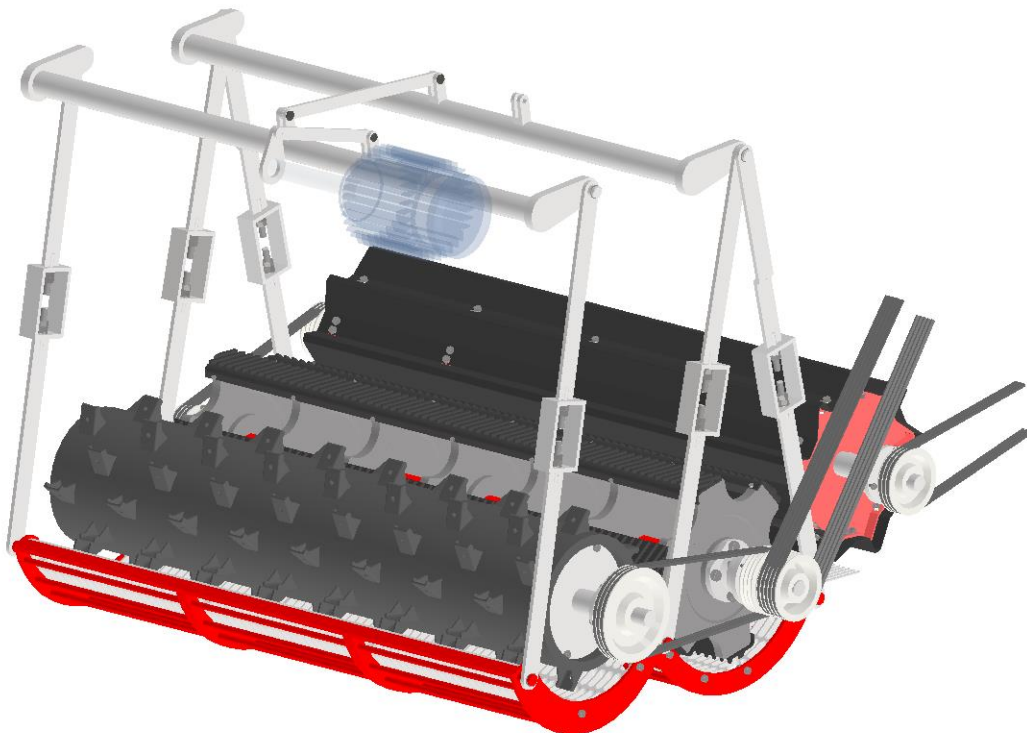


Obrázek 72: Ložisko [13]

Typ ložiska: SKF 22208 E/C3 soudečkové ložisko

Klec: Ocelová
 Průměr d (mm): 40
 Průměr d (mm): 80
 Šířka B (mm): 23

Když celou sestavu poskládáme do sebe, dostaneme tento výsledný vzhled (Obrázek 73). Sestava je osazena řemenicemi s klínovými řemeny, aby bylo pro přehlednost vidět, jak jsou jednotlivé segmenty hnány. Hlavní mláticí buben je hnáný od motoru a odmítací buben nadále žene další součásti vytřásadlové soustavy. Všechny ostatní části jsou vidět na obrázcích.



Obrázek 73: Finální ukázka celé soustavy

3.3. Výpočty

3.3.1. Návrh řemenového převodu

Zadané hodnoty:

otáčky motoru $n_1=2500$ ot/min

výkon motoru $P = 250$ kW

průměr malé řemenice $d_p = 630$ mm (zvoleno z grafu ze zadaných parametrů motoru)

Převodový poměr řemenového převodu:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2500}{1500} = 1.66 \quad (1)$$

Točivý moment pro motor:

$$M_k = 9,55 \cdot P \cdot \frac{1000}{n_1} \quad (2)$$

$$M_k = 9,55 \cdot 250 \cdot \frac{1000}{2500}$$

$$M_k = 955 \text{ Nm}$$

Hnací síla:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d_p} \quad (3)$$

$$F = \frac{2 \cdot 955 \cdot 10^3}{630}$$

$$F = 3031,74 \text{ N}$$

Obvodová rychlost řemene:

$$v = v_1 = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60} \quad (4)$$

$$v = v_1 = \frac{\pi \cdot 0,63 \cdot 2500}{60}$$

$$v = v_1 = 82,46 \text{ m/s}$$

Průměr velké řemenice D_p :

$$D_p = i \cdot d_p \quad (5)$$

$$D_p = 1,66 \cdot 630$$

$$D_p = 1046 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost řemenic:

$$a' = (0,7 \div 2) \cdot (d_p + D_p) \quad (6)$$

$$a'_1 = 0,7 \cdot (d_p + D_p)$$

$$a'_1 = 0,7 \cdot 1676$$

$$a'_1 = 1173,2 \text{ mm}$$

$$a'_2 = 2 \cdot (d_p + D_p)$$

$$a'_2 = 2 \cdot 1676$$

$$a'_2 = 3352 \text{ mm}$$

$$a'_1 < a' < a'_2 \rightarrow a' = 2000 \text{ mm}$$

Výpočtová délka řemene:

$$L_p = 2 \cdot a' + 1,57 \cdot (d_p + D_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{a'} \quad (7)$$

$$L_p = 2 \cdot 2000 + 1,57 \cdot 1676 + \frac{(416)^2}{2000}$$

$$L_p = 6641,978 \text{ mm}$$

Normalizovaná délka řemene $L_p = 7100 \text{ mm}$ byla zvolena dle strojnických tabulek (Tabulka 1):

Výpočtová délka L_p	Mezní úchytky δL_p	Rozdíl délky ΔL_s	Vnější délky L_n			
			SPZ	SPA	SPB	SPC
5 600	± 65	20	—	—	5 622	5 630
6 300			—	—	6 322	6 330
7 100			—	—	7 122	7 130
8 000			—	—	8 022	8 030

Tabulka 1: Tabulka výpočtových délek řemene [4]

Úhel opásání malé řemenice:

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{(D_p - d_p)}{a'} \quad (8)$$

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{(416)}{2000}$$

$$\alpha = 168,144^\circ$$

a) Návrh typu řemene (Obrázek 74)

Dle [4] ČSN 02 3110 volen ŘEMEN D – 7100, který má parametry:

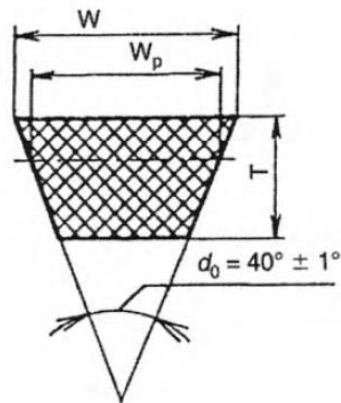
$$W_p = 27 \text{ mm}$$

$$W = 32 \text{ mm}$$

$$T = 19$$

Typ průřezu – D – 32x20

$$\text{Výpočtová délka } L_p = 7100 \text{ mm}$$



Obrázek 74: Klínový řemen klasického průřezu [4]

b) Návrh řemenice (Obrázek 75)

Dle [4] ČSN 02 3180 volen VĚNEC ŘEMENICE 630 - D, který má parametry:

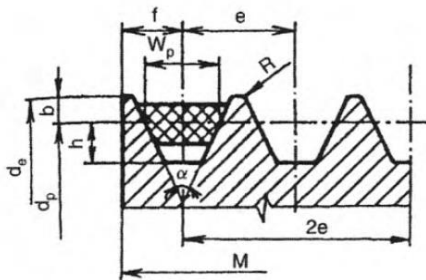
$$e = 37 \pm 0,6 \text{ mm}$$

$$f = 24 \pm 1 \text{ mm}$$

$$b \geq 8,1 \text{ mm}$$

$$h \geq 19,9 \text{ mm}$$

$$R = 2$$



- W_p – výpočtová šířka drážky řemenice,
- b – hloubka drážky nad výpočtovou šířkou,
- d_p – výpočtový průměr řemenice,
- h – hloubka drážky pod výpočtovou šířkou,
- e – vzdálenost mezi osami drážek,
- f – vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice,
- α – úhel drážky,
- d_e – vnější průměr řemenice,
- R – poloměr zaoblení horní hrany drážky řemenice,
- M – šířka řemenice, $M = (n - 1) \cdot e + 2f$,
- n – počet řemenů v převodu.

Obrázek 75: Řemenice pro klínové řemeny klasických průřezů [4]

Výkon přenášený jedním řemenem:

$$N_p = N_0 \frac{C_{\alpha} \cdot C_L}{C_p} \quad (9)$$

Pro tento výpočet bylo potřeba určit několik koeficientů:

N_0 – jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem

C_{α} – součinitel úhlu opásání

C_L – součinitel vlivu délky řemene

C_p – součinitel dynamičnosti a pracovního režimu

Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem (Tabulka 2):

d_1 (mm)	i	Otáčky menší řemenice, min^{-1}																					
		700						950						1450				2800			4500		6000
		Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	Z	A	B	Z	A	Z
500	1,05 $\frac{1}{3,00}$				↓	24,82 27,34	27,12 29,87				↓	28,46 31,34	29,31 32,27										
560	1,05 $\frac{1}{3,00}$					28,70 31,61	32,69 36,01					32,13 35,38	34,57 38,07										
630	1,05 $\frac{1}{3,00}$					32,79 36,11	38,56 42,47					35,38 38,97	39,24 43,22										

Tabulka 2: Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem [4]

Jmenovitý výkon převodu s jedním řemen byl zvolen: $N_o = 35,38 \text{ kW}$

Součinitel úhlu opásání (Tabulka 3):

Úhel opsání α (stupně)	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
Součinitel C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Tabulka 3: Součinitel úhlu opásání [4]

Součinitel úhlu opásání byl zvolen: $C_\alpha = 0,98$

Součinitel vlivu délky řemene (Tabulka 4):

L_p (mm)	C_L pro řemeny o průřezu					
	Z	A	B	C	D	E
6 300			1,23	1,12	1,01	0,97
7 100				1,15	1,04	1,00
8 000				1,18	1,06	1,02

Tabulka 4: Součinitel vlivu délky řemene [4]

Součinitel vlivu délky řemene byl zvolen: $C_L = 1,04$

Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu (Tabulka 5):

Pracovní režim	Typy strojů	Charakter zatížení	Střídavý elektrický motor pro průmyslové použití; stejnosměrný elektrický motor derivační turbíny									Stejnoseměrný elektrický motor kompaundní; spalovací motor s frekvencí otáček nad 600 min ⁻¹			Střídavý elektrický motor se zvýšeným zátěžným momentem; stejnosměrný elektrický motor se sériovým buzením; spalovací motor do 600 min ⁻¹		
			Počet pracovních směn řemenů														
			1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3			
Lehký	Soustruhy, vrtačky, brusky, lehké ventilátory; čerpadla a kompresory odstředivé a rotační, pásové dopravníky, fukary, separátory, lehké prohazovačky, stroje na čištění a nakládání obilí aj.	Lehký. Maximální krátkodobé zatížení do 120 % od jmenovitého	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6						
Střední	Frézky, frézky na ozubení, revolverové vrtačky, polygrafické stroje; elektrické generátory; pístová čerpadla a kompresory se třemi a více válci; ventilátory a dmýhadla; řetězové dopravníky, elevátory, okružní pily na dřevo; transmise; dopřádací, papírenské a potravinářské stroje; těžké prohazovačky; otočné pece, rychloběžné brusky aj.	Mírné výkyvy zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 150 % od jmenovitého	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7						
Těžký	Hobločky, svislé obráběčky a dřevozpracující stroje; čerpadla a kompresory pístové s jedním anebo dvěma válci; ventilátory a dmýhadla těžkého typu, šroubové a hřeblové dopravníky; drtiče; šnekové lisы excentrické s relativně těžkým setrvačnickem; tkací stroje; stroje na čištění bavlny; stroje na lisování a briketování krmiv aj.	Značné výkyvy zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 200 % od jmenovitého	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9						
Velmi těžký	Zvedače, exkavátory, plovoucí rýpadla; lisы; nůžky, buchary, kolové mlýny, hnětačí stroje na hlínu; kulové, kamenové (šrotovníky) a kladkové mlýny; drtiče, rámové pily aj.	Nárazové a silně nerovnoměrné zatížení. Maximální krátkodobé zatížení do 300 % od jmenovitého	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0						

Tabulka 5: Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu [4]

Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu byl zvolen: $C_p = 1,2$

Výpočet:

$$N_p = 35,38 * \frac{0,98 * 1,04}{1,2}$$

$$N_p = 30,049 \text{ kW}$$

Počet řemenů:

$$K = \frac{N}{N_p * C_k} \quad (10)$$

$$K = \frac{175}{30,049 * 1}$$

$$K = 5,8$$

-pro N uvažujeme, že hnaná hřídel bude odebírat přibližně 70% výkonu motoru

c) Silové poměry v řemenovém převodu

Předpětí v řemenu:

$$F_0 = 0,55 \cdot F \quad (11)$$

$$F_0 = 0,55 \cdot 3031,74$$

$$F_0 = 1667,457 \text{ N}$$

Úhel δ' :

$$\sin \delta' = \frac{D_p - d_p}{2 \cdot a'} \quad (12)$$

$$\sin \delta' = \frac{1046 - 630}{2 \cdot 2000}$$

$$\sin \delta' = 0,104 \rightarrow \delta' = 5,969^\circ$$

Skutečná osová vzdálenost:

$$a = \frac{L_p - \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) - \delta'(d_p + D_p)}{2 \cdot \cos \delta'} \quad (13)$$

$$a = \frac{7100 - \frac{\pi}{2}(630 + 1046) - 0,104(630 + 1046)}{2 \cdot \cos 5,969^\circ} = 2158,221 \text{ mm}$$

$$a = 2158,221 \text{ mm}$$

Skutečný úhel δ :

$$\sin \delta = \frac{D_p - d_p}{2 \cdot a} \quad (14)$$

$$\sin \delta = \frac{1046 - 630}{2 \cdot 2158,221}$$

$$\sin \delta = 0,09637 \rightarrow \delta = 5,53^\circ$$

Napínací síla:

$$F_N = 2 \cdot F_0 \cdot \cos \delta \quad (15)$$

$$F_N = 2 \cdot 1667,457 \cdot \cos(5,53^\circ)$$

$$F_N = 3319,39 \text{ N}$$

Tažná větev:

$$F_1 = F_0 + \frac{F}{2} \quad (16)$$

$$F_1 = 1667,457 + \frac{3031,74}{2}$$

$$F_1 = 3183,327 \text{ N}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F}{2}$$

$$F_2 = 1667,457 - \frac{3031,74}{2}$$

$$F_2 = 151,587 \text{ N}$$

Výsledná síla:

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot \cos 2\delta} \quad (17)$$

$$F_v = 3187,914 \text{ N}$$

Úhel odklonu:

$$\sin \gamma = \frac{F}{F_v} \sin \delta \quad (18)$$

$$\sin \gamma = \frac{3031,74}{3187,914} \sin 5,53^\circ$$

$$\sin \gamma = 5,25^\circ$$

Výsledná síla v rovině x a y:

$$F_{vx} = F_v \cdot \cos \delta \quad (19)$$

$$F_{vx} = 3187,914 \cdot \cos(5,53^\circ)$$

$$F_{vx} = 3173,077 \text{ N}$$

$$F_{vy} = F_v \cdot \sin \delta \quad (20)$$

$$F_{vy} = 3187,914 \cdot \sin(5,53^\circ)$$

$$F_{vy} = 307,209 \text{ N}$$

3.3.2. Návrh těsných per

a) Kontrola na střih

Základní podmínka má tvar:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{sd} \quad (21)$$

Dle str. 54 ze strojnických tabulek voleno $\tau_{sd} = 200 \text{ MPa}$

Sílu F vyjádříme:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D} \quad (22)$$

Do vzorce dosadíme sílu F a odvodíme **délku pera:**

$$\tau_s = \frac{2M_k}{t_1 \cdot (1-b) \cdot D} \leq \tau_{sd} \quad (23)$$

$$l \geq \frac{2M_k}{t_1 \cdot \tau_{sd} \cdot D} + b$$

Pro spojení motoru a řemenice:

$$l \geq \frac{2 \cdot 955000}{4,2 \cdot 90 \cdot 60} + 18$$

$$l \geq 45,89 \text{ mm}$$

Pro spojení řemenice a motoru byly zvoleny finální parametry pera:

$$\begin{aligned} b &= 18 \text{ mm} \\ h &= 11 \text{ mm} \\ l &= 50 \text{ mm} \end{aligned}$$

Z daného výpočtu bylo zjištěno, jak dlouhé by bylo potřeba těsné pero při běžném chodu bez zátěže. Zvolena byla délka dle technického návrhu tak, aby těsné pero vydrželo běžný provoz.

Pro spojení řemenice a bubnu:

$$\begin{aligned} l &\geq \frac{2 \cdot 955000}{3,1 \cdot 200 \cdot 40} + 12 \\ l &\geq 89,016 \end{aligned}$$

Pro spojení řemenice a bubnu byly zvoleny finální parametry pera:

$$\begin{aligned} b &= 12 \text{ mm} \\ h &= 8 \text{ mm} \\ l &= 90 \text{ mm} \end{aligned}$$

b) Kontrola na otláčení:

Základní podmínka má tvar:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_d \quad (24)$$

Dosadíme plochu pera:

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot l} \leq p_d$$

Dle str. 54 ze strojnických tabulek voleno $p_d = 165 \text{ MPa}$

Pro spojení motoru a řemenice:

$$p = \frac{31833,33}{4,2 \cdot 50} = 151,58 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Pro spojení řemenice a bubnu:

$$p = \frac{31833,33}{3,1 \cdot 90} = 114,09 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Z daného výpočtu jsme zjistili, jak dlouhé by bylo potřeba těsné pero při běžném chodu bez zátěže. Zvolena byla délka dle technického návrhu tak, aby těsné pero vydrželo běžný provoz. Pro další řemenice by se pera počítala podobně.

3.3.3. Výpočet průměru hřídele

Pevnostní podmínka pro namáhání krutem:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kdov} \quad (25)$$

Dle str. 54 ze strojnických tabulek voleno $\tau_{kdov} = 175 \text{ MPa}$

Modul průřezu v krutu dosadíme:

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} \quad (26)$$

Poté získáme:

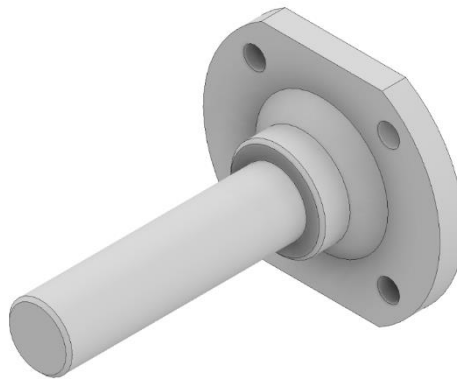
$$\tau_k = \frac{16M_k}{\pi d^3} \leq \tau_{kdov}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi \cdot \tau_{kdov}}}$$

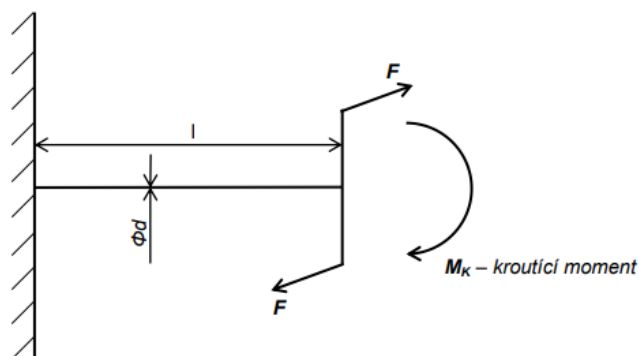
$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 955000}{\pi \cdot 175}}$$

$$d = 30,29 \rightarrow \text{zvolen průměr } 40 \text{ mm}$$

Namáhání hřídele na bubnu na krut (Obrázek 76, Obrázek 77):



Obrázek 76: Hřídel mlátičeho bubnu



Obrázek 77: Schématické zobrazení hřídele mlátičeho bubnu při krutu

Pevnostní kontrola hřídele:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (27)$$

$$\tau_k = \frac{955000}{12566,37}$$

$$\tau_k = 75,996 \text{ MPa}$$

Deformace:

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (28)$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot 40^4}{32}$$

$$I_p = 251327,41$$

Úhel zkroucení ve stupních:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l_s}{G \cdot I_p} \cdot \frac{180}{\pi} \quad (29)$$

$$\varphi = \frac{955000 \cdot 150}{0,8 \cdot 10^5 \cdot 251327,41} \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\varphi = 0,40821^\circ$$

3.3.4. Návrh šroubového spoje

Šroub M16x40 ČSN 02 1111

Plocha jádra šroubu $A_s = 157 \text{ mm}^2$

Průměr lícované část: $d_2 = 17 \text{ mm}^2$

Pevnostní třída šroubu: 8.8

$R_e = 640 \text{ MPa}$

$R_m = 800 \text{ MPa}$

Maximální stříhové napětí jednoho šroubu τ_{\max} :

$$\tau_{\max} = \frac{4 \cdot F}{d_2^2 \cdot \pi} \quad (30)$$

$$\tau_{\max} = \frac{4 \cdot 47750}{17^2 \cdot \pi}$$

$$\tau_{\max} = 210,37 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Maximální stříhové napětí při použití čtyř šroubů $\tau_{\max(4)}$:

$$\tau_{\max(4)} = \frac{210,37}{4} \quad (31)$$

$$\tau_{\max(4)} = 52,59 \text{ MPa}$$

Minimální nezávitová délka šroubu S_{\min} :

$$S_{\min} = l_{\xi} - n_{\xi} - j \quad (32)$$

$$S_{\min} = 40 - 14 - 15$$

$$S_{\min} = 11 \text{ mm}$$

l_{ξ} = délka šroubu

n_{ξ} = závitová délka šroubu

j = tloušťka stěny

Maximální tlak v závitech:

$$p_z = \frac{F_{\max}}{S_{\min} \cdot d_2} \quad (33)$$

$$p_z = \frac{47750}{11 \cdot 17}$$

$$p_z = 255,34 \text{ MPa}$$

Tlak v závitech p_4 při použití osmi lícovaných šroubů:

$$p_{z4} = \frac{p}{4} \quad (34)$$

$$p_{z4} = \frac{255,34}{4}$$

$$p_{z4} = 63,835 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Dovolený tlak v závitech pro šroub M12 x 35 $p_d = 150 \text{ MPa}$

Návrh odolnosti třecího spoje:

$$F_{s,Rd} = \frac{k_s \cdot n \cdot \mu}{\gamma_{M3}} \cdot F_{p,C} \quad (35)$$

$k_s = 1$; pro díry standartních vŭlŭ

$n = 1$; počet třecŭch ploch

$\mu = 0,15$ (ocel na ocel); součinitel tření a jeho hodnota závisŭ na tzv. třídě povrchu

$\gamma_{M3} = 1,1$; pro meznŭ stav použitelnosti a díry standartnŭ, nadměrné nebo prodloužené

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot R_m \cdot A_s$$

- kde R_m je jmenovitá pevnost šroubu

- kde A_s je plocha jádra šroubu

Výpočet odolnosti třecího spoje při použití jednoho šroubu:

$$F_{s,Rd} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,15}{1,1} \cdot (0,7 \cdot 800 \cdot 157)$$

$$F_{s,Rd} = 11989,09 \text{ N}$$

Při použití čtyř šroubů:

$$F_{s,Rd(4)} = 4 * F_{s,Rd} \quad (36)$$

$$F_{s,Rd(4)} = 4 * 11989,09$$

$$F_{s,Rd(4)} = 47956,36N$$

Výpočet krouticího momentu:

$$M_{k(třeci)} = F_{s,Rd(4)} * r \quad (37)$$

$$M_{k(třeci)} = 47956,36 * 75$$

$$M_{k(třeci)} = 3596,727Nm$$

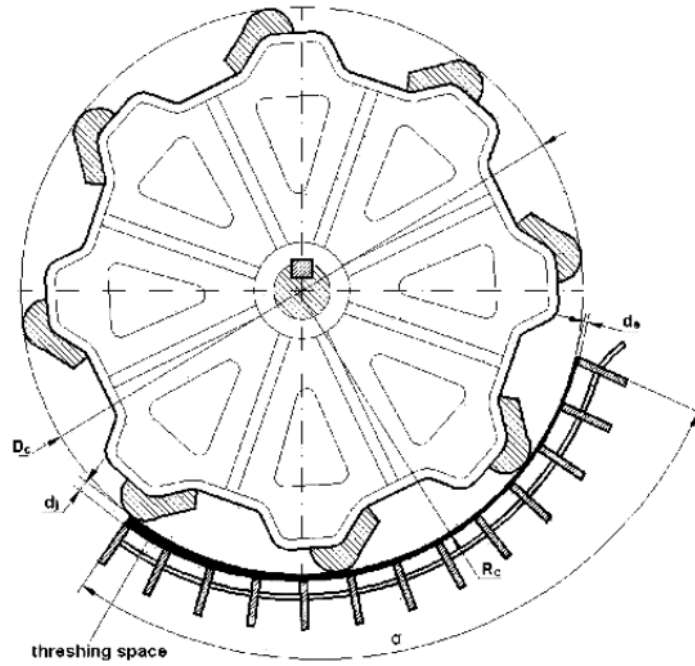
Z výpočtu vyplývá, že by krouticí moment v počítaném uzlu musel překonat hodnotu 3596,727Nm, aby došlo k jeho protočení.

3.3.5. Nastínění možného výpočtu mláticí soustavy

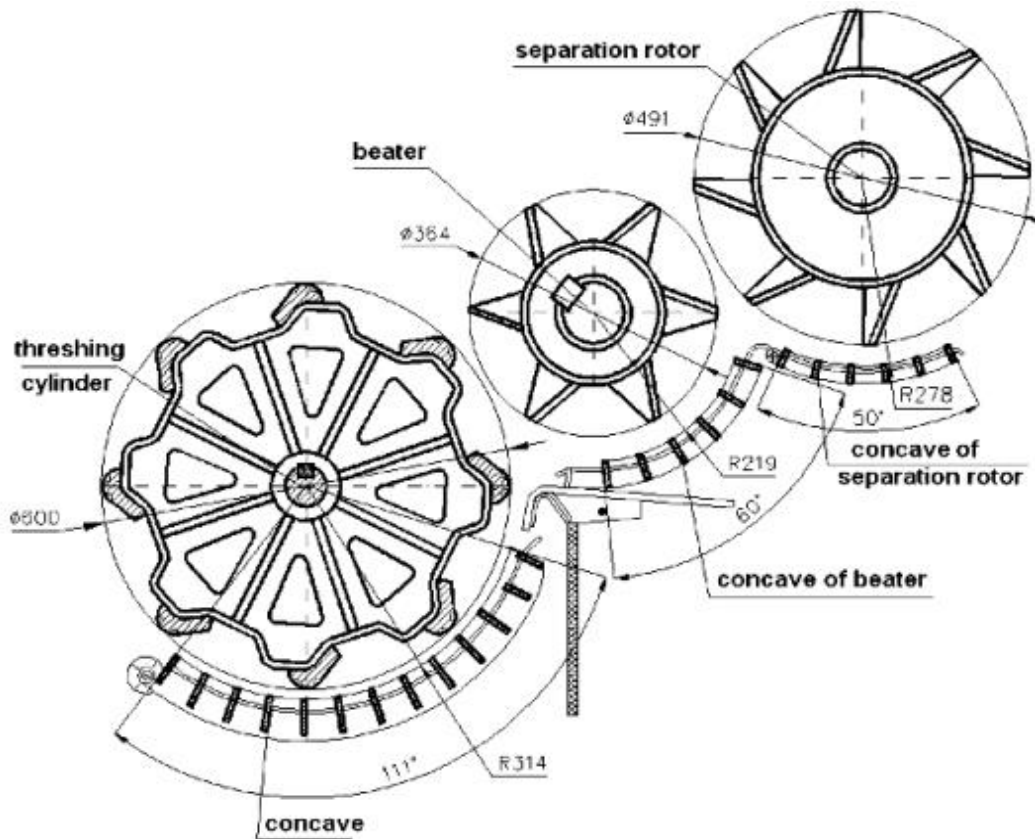
Jak je již výše uvedeno, cílem této práce byl návrh celé mláticí soustavy s předpokladem, že součástí návrhu bude i výpočet celé soustavy. V průběhu návrhu se však objevil zásadní problém, a to je existence (znalost) základních veličin, se kterými by bylo možné výpočty provést. Za tímto účelem byl zkontaktován jak zástupce firmy CLAAS, tak zástupce firmy John Deere. Vzhledem k tomu, že sklízecí mlátičky (kombajny) se v České republice nevyrábějí, ale pouze prodávají, mají zde tyto společnosti pouze obchodní zastoupení, která žádné přesnější hodnoty nemají k dispozici. Za tímto účelem byly vyhledávány nejrůznější webové stránky, byly rozeslány dotazy a žádosti o pomoc jak na sociálních sítích, tak v okruhu samotných zemědělců, ale kromě jednotlivých rozměrů různých součástí nebylo zjištěno, jaké přibližně mohou působit síly či spojitě zatížení na jednotlivé bubny či mláticí koš. Z logiky věci půjde o dynamická zatížení, jelikož materiál do celé soustavy proudí nepravidelně a nerovnoměrně. V této bakalářské práci je tedy alespoň teoreticky nastíněno, jak by danou soustavu bylo možné navrhnout.

Mláčení jako takové probíhá v mláticím prostoru, který je umístěn mezi mláticím bubnem a mláticím košem, přičemž charakteristickými rozměry jsou poloměr koše R_c , celkový úhel mláticího koše α a vzdálenosti d_i a d_e mezi mláticím bubnem a mláticím košem (Obrázek 78, Obrázek 79). [10]

Pozn. Veličiny z níže uvedených rovnic 38 – 56 nejsou uvedeny v seznamu rovnic, neboť část z nich je vysvětlena přímo v textu a zbývající nebyly v odborné literatuře popsány.



Obrázek 78: Mláticí buben s nakreslenými veličinami [8]



Obrázek 79: Mláticí sestava s nakreslenými veličinami [8]

Pokud budeme počítat pouze s hlavním mláticím bubnem, délka mláticího prostoru mláticího bubnu půjde vypočítat pomocí tohoto vztahu:

$$s = \pi R_c \frac{\alpha}{180^\circ} [\text{m}] \quad (38)$$

kde R_c - poloměr mláticího koše; α - úhel délky průběhu mlácení

Hodnota z tohoto vzorce se poté využije u jednotlivých metod výpočtu.

Níže jsou uvedeny nejdůležitější matematické rovnice týkající se výpočtu procenta zrn oddělených mláticím bubnem a mláticím košem v závislosti na délce mláticího prostoru u běžných kombajnů.

Návrh dle Caspera (1973):

$$\xi_s(s) = 100(1 - e^{-(k_1s+k_2s^2+k_3s^3)})\% \quad (39)$$

kde $\xi_s(s)$ je procento semen odděleného pomocí mláticího koše a mláticího bubnu v závislosti na délce mláticího prostoru; s - délka mláticího prostoru; k_1, k_2, k_3 - mláticí koeficienty (experimentální)

Návrh dle Rusanova (1976):

$$\xi_s(s) = 100(1 - e^{-\mu s^\alpha})\% \quad (40)$$

kde: α - úhel délky mlácení v radiánech; μ - mláticí koeficient (experimentální)

Návrh dle Trollopera (1982):

$$\xi_s(s) = 100 \left(1 + \frac{ce^{-kP_0e^{-c\Psi}} - kP_0e^{-c\Psi}}{kP_0 - c} \right) \% \quad (41)$$

kde: k, c - experimentální koeficienty; Ψ - geometrická funkce úhlu navíjení.

Návrh dle Miu Petrea (1995):

$$\xi_s(s) = \frac{100}{a-b} [a(1 - e^{bs}) - b(1 - e^{-as})]\% \quad (42)$$

kde: s - délka mláticího prostoru; a, b - mláticí koeficienty (experimentální)

Návrh dle Klenina a Lomakina (1972):

$$\frac{d\xi_s(s)}{ds} = 100 \left[1 - \frac{A}{k_2\mu} (k_2e^{\mu s} - e^{k_2s}) - (1 - A)e^{\mu s} \right] \% \quad (43)$$

kde: s - délka mláticího prostoru; A, k_2, μ - mláticí koeficienty (experimentální)

Návrh dle Alferova a Bragineca (1972):

$$\xi_s(s) = 100 \left(1 - e^{-k_1 s} - A \frac{e^{-k_0 s} - e^{-k_1 s}}{k_1 - k_0} \right) \% \quad (44)$$

kde: s - délka mláticího prostoru; A , k_0 , k_1 – mláticí koeficienty (experimentální)

Podle jednotlivých výsledků experimentů bylo zjištěno, že nejlepších výsledků dosáhly matematické modely Rusanova, Caspera a Alferova-Bragineca, v tomto pořadí. Matematický model pro mlácení s více rotory, který je navrhován, je založen na matematickém modelu Rusanova, jelikož tento matematický model nejlépe popisuje separaci zrn v tangenciálním mláticím systému.

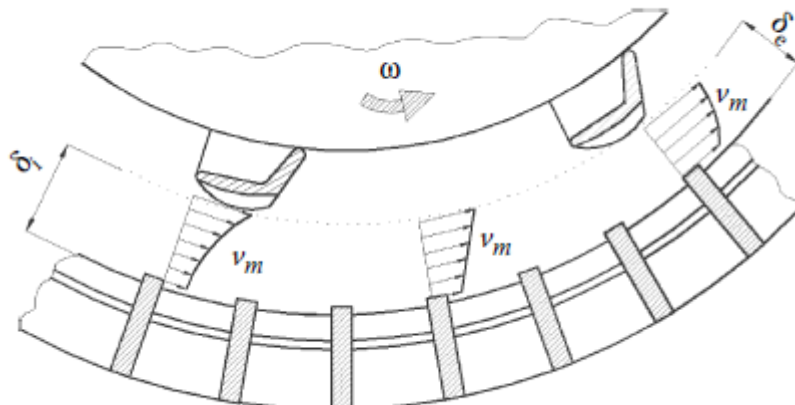
Bez ohledu na typ kombajnu a konstrukci mláticího systému vždy dochází k mlácení a oddělování zrn z klasů díky mechanickému působení aktivních prvků soustavy. Ty se skládají ze statické části (mláticí koš) a aktivní části (mláticí buben). Klasy plné zrn, které přímo navazují fyzický kontakt s aktivní částí, mají na počátku nižší rychlost než aktivní část. Obrázek ukazuje tah rychlostí rostlinného materiálu mezi mláticím bubnem a mláticím košem. Můžeme si všimnout, že materiál v bezprostřední blízkosti mláticího bubnu získá rychlost, jejíž hodnota je blízká obvodové rychlosti bubnu. Jednotlivé rychlosti jednotlivých vrstev pod mláticím bubnem jsou zobrazeny pod prvním obrázkem, kde je vidět, jak rychlost více klesá při větší vzdálenosti od bubnu. [8]

Obvodovou rychlost můžeme spočítat pomocí tohoto vzorce, kde buben o poloměru R se otáčí s úhlovou rychlostí ω (Obrázek 80):

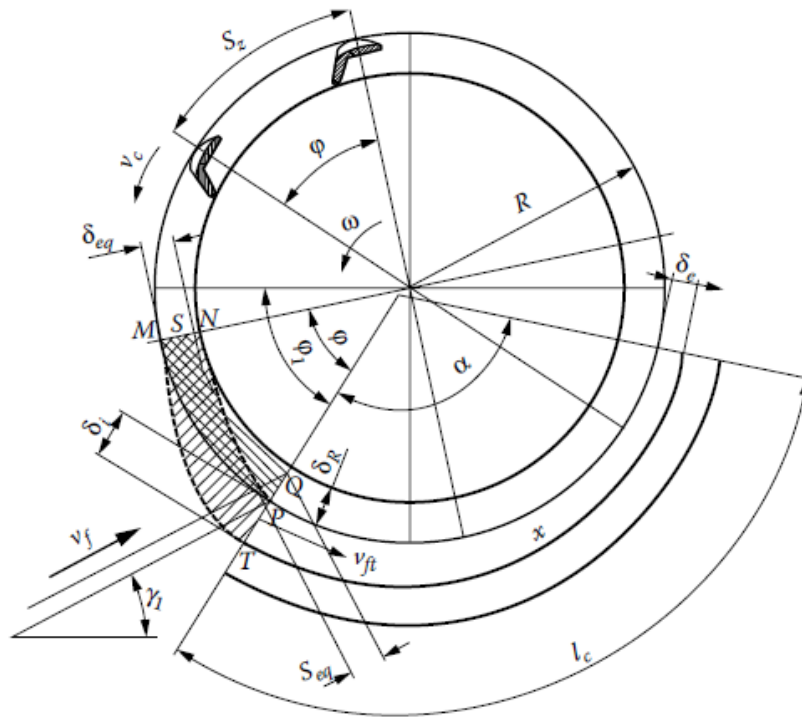
$$v_c = \omega R \quad (45)$$

Materiál je přiváděn do mláticího prostoru rychlostí v_f pod úhlem γ_1 . Předpoklad je, že v podávací části se hustota materiálu lisovaného dopravníkem podavače výrazně nezmění. Válec se otáčí v čase t pod úhlem ϕ

$$\phi = \frac{2\pi}{z} \quad (46)$$



Obrázek 80: Schématické zobrazení veličin při výmlatu materiálu [10]



Obrázek 81: Schématické zobrazení veličin při průběhu mlácení [10]

Materiál se obvykle musí dostat do prostoru mezi dvěma po sobě jdoucími latěmi na vzdálenost δ_R . To znamená do prostoru ohraničeného průřezem MNPT. Protože tuto oblast je obtížné vyhodnotit, definuje se ekvivalentní část, a to MPQS s podobně velkou oblastí a podobně velkou délkou S_z (Obrázek 81). To znamená, že materiál se dostane do prostoru mezi dvěma po sobě jdoucími pruhy v šířce δ_{eq}

$$\delta_{eq} = \frac{A_{MNPT}}{S_z} \quad (47)$$

V důsledku toho lze pro čas t napsat následující rovnici

$$t = \frac{S_{eq}}{v_f} = \frac{S_z}{v_c} \quad (48)$$

kde S_{eq} je skutečná vzdálenost uražená materiálem. Hodnota křivkové vzdálenosti S_z je dána následující rovnicí

$$S_z = \frac{2\pi R}{z} \quad (49)$$

S_{eq} lze vypočítat takto

$$\delta_{eq} = \frac{\delta_{eq}}{\cos(\phi_1 - \gamma_1)} \quad (50)$$

V důsledku toho získáme z rovnic nahoře hodnoty pro výpočet rychlosti materiálu, který má být přiváděn do tangenciální mláticí jednotky

$$v_f = v_c \frac{c_{eq} \delta_{Rz}}{2\pi R \cos(\phi_1 - \gamma_1)} \quad (51)$$

Geometrické výpočty ukazují, že koeficient c_{eq} dosahuje hodnot od 0,65 až 0,8, kdy maximální hodnota odpovídá nejvyšší dovolené rychlosti při rovnoměrném podávání materiálu. V odborných literaturách se doporučuje volit hodnoty rychlostí podávání materiálu vyšší než 6,1 m/s. Při nízkých rychlostech podávání tzn. 2,5–3 m/s, i přesto, že šikmý dopravník podává materiál rovnoměrně, se chová mláticí jednotka nerovnoměrně z důvodu dělení materiálu jednotlivými latěmi. [10]

V praxi předpokládáme, že velikost průřezu mláticího prostoru se lineárně mění od vstupní vůle δ_i po výstupní vůli δ_e po celé délce mláticího koše. Použitím Thaletovi věty můžeme napsat následující rovnost:

$$\frac{\delta_i - \delta_e}{l_c} = \frac{\delta_i - \delta}{x} \quad (52)$$

kde δ je vůle odpovídající aktuální poloze x podél délky koše. V každé dané poloze x lze tedy vůli vypočítat takto:

$$\delta = \delta_i - \frac{x}{l_c} (\delta_i - \delta_e) \quad (53)$$

na hranici $x=0$, $\delta = \delta_i$ a $x=l_c$, $\delta = \delta_e$

Pokud vypočítáme hodnotu rychlosti podávání materiálu na vstupu do mláticího prostoru v_{ft} na základě geometrie podávací zóny, následujícím vzorcem vypočítáme rychlost materiálu v_t v mláticím prostoru:

$$v_t = v_{ft} + v_c \left(\frac{x}{l_c} \right)^{\frac{1}{\varepsilon_1}} e^{-\varepsilon_2 \delta} \quad (54)$$

kde:

ε_1 je koeficient prokluzu rychlosti materiálu ve vztahu k rychlosti latě

ε_2 je koeficient vůle odporu vůči pohybu materiálu mláticím prostorem

Hodnoty těchto koeficientů se liší podle materiálových vlastností a konstrukce mláticí jednotky.

Požadavky na výkon

Mláticí jednotka spotřebovává největší část energie kombajnu používaného při sklizni jakékoliv plodiny. Tím se z výkonu stává velmi důležitý parametr, protože v některých případech může tento typ mlácení pojmut až 75% z celkového výkonu. Proto je důležité zvolit co nejideálnější mláticí jednotku.

Výpočet energetického požadavku mláticí jednotky tedy představuje jeden z hlavních klíčů při výpočtu celkového výkonu kombajnu. Výpočet také napomáhá při simulaci a optimalizaci ke zlepšení procesů mlácení a oddělování, ale i k návrhu mláticí jednotky. Výzkum provedený řadou odborníků ukázal, že specifický energetický požadavek tangenciální jednotky se pohybuje v rozmezí 1–2,5 kWh, ale velice záleží na rozměru mláticí soustavy. S rostoucí velikostí novodobých kombajnů se tato čísla mohou zvyšovat. Proto lze výpočetní výkon vypočítat pomocí následující rovnice:

$$P = \frac{D}{2} \mu B L k_1 \left(\frac{\delta_e}{\delta_i} \right)^{k_2} \quad (55)$$

kde:

μ je koeficient tření mezi materiálem a košem

B je šířka válce

L je délka poloměru mláticího koše

Pro tangenciální mlátičky byl vyvinut výpočet požadavku na výkon následujícím způsobem:

$$P = P_0 + kz \frac{h_a}{\delta} nL(q_p + q_s) \quad (56)$$

kde:

P_0 je volnoběžný výkon válce mláticí jednotky

h_a je výška materiálu přiváděného do mláticí jednotky

n je rychlost válce, ot./min

Energetické požadavky na mlácení a oddělování zrn z klasů se významně zvyšují zvýšením rychlosti bubnů a výkonu celé čistící soustavy. Výkon potřebný pro bubnu s tangenciálním tokem je velmi citlivý na jakoukoli změnu v průchodnosti, kdy při jakémkoliv vychýlení změny toku se požadavek na výkon zdvojnásobuje. Kromě několika málo příspěvků nejsou k dispozici žádné publikované matematické funkce, které by popisovaly vliv konstrukčních a funkčních parametrů mlátiček na spotřebu energie. [10]

4. ZÁVĚR

Bakalářská práce je rozdělena do dvou hlavních částí. První, teoretická, část v úvodu charakterizuje sklizeň zemědělských plodin, sklizňové podmínky, pracovní postupy a stroje, z nichž se dále zaměřuje na sklízecí mlátičky a jejich mláticí ústrojí. Nejdříve je provedeno rozdělení sklízecích mlátiček (kombajnů), dále popis jejich hlavních částí a celého sklízecího mechanismu. Teoretická část je dále zaměřena na mláticí ústrojí sklízecích mlátiček, podrobněji popisuje jednotlivé typy mláticích ústrojí, uvádí jejich výhody a nevýhody.

Druhá, praktická, část je rozdělena do několika oblastí. První oblast popisuje systémy mláticích ústrojí několika výrobců, jejichž porovnáním je postupně získán základ vlastního návrhu. Další oblast obsahuje detailní návrh mláticího systému APS inspirovaný firmou CLAAS, a to pro středně velké mlátičky s výkonem cca 200 kW. V rámci toho je proveden návrh jednotlivých mláticích bubnů, mláticího koše a funkčního zdvihacího systému a jeho pohonu. Návrh také obsahuje uložení jednotlivých bubnů a jejich upnutí do těla stroje. U všech těchto komponent bylo důležité navrhnout jejich optimální parametry jako je šířka výška či průměr. Důležitým parametrem, kterým se často mláticí soustava charakterizuje, je průměr mláticího bubnu. Ten byl vypočítán a stanoven na 450 mm. Návrhy jednotlivých částí soustavy jsou vždy podrobně popsány a doplněny obrázky modelů. V závěru je popsána kompletace celé sestavy včetně jejího vyobrazení.

Nedílnou součástí návrhu původně měly být i pevnostní výpočty jednotlivých bubnů mláticího ústrojí, které měly vést k návrhu uložení jednotlivých bubnů a výpočtu vhodných ložisek. V průběhu návrhu se však objevil menší problém spočívající v tom, že z žádných dostupných pramenů, jako je odborná literatura, webové stránky apod., či z jiných zdrojů,

např. dotazů na prodejce zemědělské techniky, konzultací u zemědělců atd., nebylo možné zjistit, jak velké síly na jednotlivé bubny v mláticím ústrojí působí. Proto nebylo možné jednotlivá ložiska napočítat a díky těmto hodnotám jednotlivá ložiska zvolit. Z tohoto důvodu byl zvolen jiný způsob, a to použít ložiska z již fungující mlátičky s podobnými parametry. Ložisko bylo zvoleno SKF 22208 E/C3, které by mělo dané soustavě vyhovovat.

Dále byl v práci vypočítán pohon mláticího bubnu od motoru, přenos točivého momentu pomocí těsných per skrze jednotlivé řemenice, volba typu řemenů a řemenic. Byl zvolen typ řemene D s délkou 7100 mm. Z výpočtů nám vyšlo, že počet řemenů potřebných pro tuto soustavu je 6, kdy výkon přenášený jedním řemenem bude 30,49kW. Také byly stanoveny silové poměry v řemenovém převodu.

Velmi důležitou částí byl výpočet a návrh spojení hřídele s mláticím bubnem tak, aby byl přenesen potřebný krouticí moment. Pro tento spoj byl zvolen šroubový spoj, kde byla navržena velikost šroubu, počet šroubů a také byl spočítán maximální krouticí moment, který daná soustava je schopna přenést. Šroub byl zvolen M16x40 ČSN 02 1111 v počtu 4 kusů. Výpočet maximálního krouticího momentu ukázal, že tento třecí spoj je schopen přenést krouticí moment 3596,727Nm. Návrh také obsahuje výpočet průměru hřídele, kdy nám vyšel průměr 40 mm. Úhel zkroucení při standardních podmínkách provozu by měl být 0,40821°.

Dále byl v práci alespoň v teoretické rovině nastíněn přibližný výpočet daného systému z pohledu mlácení a požadavků na výkon, ale vzhledem k tomu, že tato část obsahuje velký počet neznámých koeficientů, byl uveden pouze teoreticky.

5. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

a'	[mm]	Volená osová vzdálenost
a'_1	[mm]	Nejmenší vypočtená osová vzdálenost
a'_2	[mm]	Největší vypočtená osová vzdálenost
A_s	[mm ²]	Plocha šroubu
b	[mm]	Hloubka drážky nad výpočtovou šířkou
C_k	[-]	Součinitel počtu řemenů v převodu
C_L	[-]	Součinitel vlivu délky řemene
C_p	[-]	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu
C_α	[-]	Součinitel úhlu opásání
d	[mm]	Průměr hřídele
d_p	[mm]	Průměr malé řemenice
D_p	[mm]	Průměr velké řemenice
e	[mm]	Vzdálenost mezi osami drážek
F	[N]	Hnací síla
f	[mm]	Vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice
F_0	[N]	Předpětí v řemenu
F_1, F_2	[N]	Složky tažné síly větve
F_N	[N]	Napínací síla
$F_{p,C}$	[N]	Předpínací síla
$F_{s,Rd}$	[N]	Třecí síla při použití jednoho šroubu
$F_{s,Rd(4)}$	[N]	Třecí síla při použití čtyř šroubů
F_V	[N]	Výsledná síla tažné větve
F_{vx}	[N]	Výsledná síla v rovině x
F_{vy}	[N]	Výsledná síla v rovině y
h	[mm]	Hloubka drážky pod výpočtovou šířkou
i	[]	převodový poměr řemenového převodu
j	[mm]	Tloušťka stěny
K	[-]	Počet řemenů
k_s	[-]	Koeficient pro díry standartních vůlí
l	[mm]	Délka pera
L_p	[mm]	Výpočtová délka řemene
l_p	[-]	Deformace
l_s	[mm]	Délka šroubu
M_k	[Nm]	Točivý moment pro motor
$M_{k(třecí)}$	[Nm]	Krouticí moment třecí
N	[kW]	Přenášený výkon na hnacím hřídeli
n_1	[ot/min]	Otáčky motoru
n_2	[ot/min]	Otáčky mláticího bubnu



N_o	[kW]	Jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem
N_p	[kW]	Výkon přenášený jedním řemenem
n_s	[mm]	Závitová délka šroubu
P	[kW]	Výkon motoru
p	[MPa]	Tlakové namáhání
p_d	[MPa]	Tlakové namáhání dovolené
p_z	[MPa]	Tlak v závitech
p_{z4}	[MPa]	Tlak v závitech při použití čtyř šroubů
R	[mm]	Poloměr zaoblení horní hrany drážky řemene
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
S	[mm ²]	Plocha pera
S_{min}	[mm]	Minimální nezávitová délka šroubu
T	[mm]	Výška řemene
t	[mm]	Hloubka drážky v hřídeli
t_1	[mm]	Hloubka drážky v náboji
v	[m/s]	Obvodová rychlost řemene
W	[mm]	Šířka větší základny
W_k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
W_p	[mm]	Výpočtová šířka drážky řemenice
α	[°]	Úhel opsání malé řemenice
γ	[°]	Úhel odklonu řemenu
γ_{M3}	[-]	Koeficient pro pro mezní stav použitelnosti
η	[-]	Počet třecích ploch
μ	[-]	Součinitel tření
T_k	[MPa]	Napětí v krutu
T_{kdov}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
T_{max}	[MPa]	Maximální stříhové napětí jednoho šroubu
T_{max4}	[MPa]	Maximální stříhové napětí při použití čtyř šroubů
T_s	[MPa]	Napětí ve stříhu
T_{sd}	[MPa]	Dovolené napětí ve stříhu
ϕ	[°]	Úhel zkroucení
σ	[°]	Vstupní úhel řemenu

6. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Rozdělení sklízecích mlátiček a jejich konstrukční prvky | Agroportal24h.cz. Vše ze světa agro | Agroportal24h.cz [online]. Copyright © 2011 [cit. 11.05.2021]. Dostupné z: <https://www.agroportal24h.cz/clanky/rozdeleni-sklizecich-mlaticek-a-jejich-konstrukcni-prvky>
- [2] Kapitoly z historie techniky pro sklizeň obilnin ve světě – sklizeče klasů (hedr, autohedr, poválečné sklízecí mlátičky) (2) | Mechanizace zemědělství. Mechanizace zemědělství | Odborný měsíčník zaměřený na problematiku zemědělské, lesnické a komunální techniky [online]. Dostupné z: <https://www.mechanizaceweb.cz/kapitoly-z-historie-techniky-pro-sklizen-obilnin-ve-svete-sklizece-klasu-hedr-autohedr-povalecne-sklizeci-mlaticky-2/>
- [3] Digital Library, Faculty of Arts, MU [online]. Copyright © [cit. 11.05.2021]. Dostupné z: https://digilib.phil.muni.cz/bitstream/handle/11222.digilib/131121/Books_2010_2019_054-2014-1_8.pdf?sequence=1
- [4] LEINVEBER, J. – VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, 5. vydání, Úvaly: ALBRA, 2011, 927 s.
- [5] Katedra zemědělské, dopravní a manipulační techniky | Zemědělská fakulta Jihočeské univerzity v Č. Budějovicích [online]. Copyright © [cit. 05.08.2021]. Dostupné z: http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2014/10/Sklizeci_mlaticky.pdf
- [6] Domovská stránka repozitáře | Digitální knihovna VUT v Brně [online]. Copyright © [cit. 05.07.2021]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/71948/final-thesis.pdf?sequence=2&isAllowed=y>
- [7] Mário Lenčoš [online]. Copyright © [cit. 17.07.2021]. Dostupné z: <http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BO02-Prvky%20kovovych%20konstrukci/M02-Spoje%20kovovych%20konstrukci.pdf>
- [8] About Open Academic Journals Index [online]. Copyright ©Y [cit. 30.07.2021]. Dostupné z: <http://oaji.net/articles/2016/1672-1481650908.pdfch%20konstrukci.pdf>
- [9] Domovská stránka repozitáře | Digitální knihovna VUT v Brně [online]. Copyright © [cit. 05.08.2021]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/32464/final-thesis.pdf?sequence=6&isAllowed=y>
- [10] Miu, P. (2018). *Combine harvesters: Theory, modeling, and design*. CRC Press.
- [11] [online]. Copyright © [cit. 02.08.2021]. Dostupné z: <http://kombajny.wz.cz/document/mlatsep.pdf>
- [12] [online]. Copyright © [cit. 25.04.2021]. Dostupné z: <https://farmweb.cz/>
- [13] SKF. SKF [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/productid-22208%20E>

7. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Vykreslení průběhu změn vlhkosti	8
Obrázek 2: Univerzální žací ústrojí	10
Obrázek 3: Žací ústrojí (obilí)	11
Obrázek 4: Žací ústrojí (řepka)	11
Obrázek 5: Sběrací ústrojí (např. len)	12
Obrázek 6: Žací ústrojí (slunečnice)	12
Obrázek 7: Žací ústrojí (kukuřice)	12
Obrázek 8: Vnitřní část sklízecí mlátičky	13
Obrázek 9: 2D zobrazení čistidla sklízecích mlátiček	14
Obrázek 10: 3D zobrazení proudění vzduchu čistící soustavou	14
Obrázek 11: Jednotlivé typy používaných ventilátorů	15
Obrázek 12: Zobrazení vytřásadlového separátoru	16
Obrázek 13: 2D zobrazení čištění a toku materiálu čistící soustavou	16
Obrázek 14: 3D zobrazení toku materiálu mláticí soustavou	16
Obrázek 15: 3D zobrazení toku veškerého materiálu celou sklízecí mlátičkou	17
Obrázek 16: Popis jednotlivých částí mláticího bubnu	18
Obrázek 17: Mlatkový mláticí buben	18
Obrázek 18: Příklad modifikovaného rotačního separátoru od firmy John Deere	19
Obrázek 19: Příklad modifikovaného rotačního separátoru od fy. Laverda	19
Obrázek 20: Zobrazení systému APS vyvinutého firmou Claas	20
Obrázek 21: Modifikovaný systém APS SYNFLOW WALKER	20
Obrázek 22: Možnosti rozložení axiálních mláticích ústrojí	21
Obrázek 23: Axiální mláticí ústrojí	21
Obrázek 24: Zobrazení systému Twin Rotor	22
Obrázek 25: Zobrazení hybridního mláticího ústrojí	23
Obrázek 26: Zobrazení kombinovaného separátoru	24
Obrázek 27: Mláticí systém firmy John Deere	24
Obrázek 28: Mláticí systém firmy New Holland	25
Obrázek 29: Mláticí systém APS od firmy CLAAS	26
Obrázek 30: Modifikace mláticího systému APS SYNFLOW WALKER	26
Obrázek 31: Návrh profilu nosného kola mláticího bubnu	27
Obrázek 32: Výsledný vzhled nosného kola mláticího bubnu	27
Obrázek 33: Hřídél mláticího bubnu	28
Obrázek 34: Návrh rozložení nosných kol mláticího bubnu	28
Obrázek 35: Návrh latě mláticího bubnu	29
Obrázek 36: Ukázka umístění latí na mláticí buben	29
Obrázek 37: Finální vzhled mláticího bubnu	30
Obrázek 38: První návrh mláticího urychlovacího bubnu	30
Obrázek 39: Druhý návrh mláticího urychlovacího bubnu	31
Obrázek 40: Ukázka návrhu pohonu urychlovacího bubnu	31
Obrázek 41: Ukázka návrhu uložení urychlovacího bubnu nehnané strany	32
Obrázek 42: Finální podoba urychlovacího bubnu	32
Obrázek 43: Ukázka počáteční přibližné podoby soustavy	33
Obrázek 44: Návrh profilu odmítacího bubnu	33
Obrázek 45: Návrh podoby nosných a hnacích kol odmítacího bubnu	34
Obrázek 46: Návrh krycího plechu pro odmítací buben	34

Obrázek 47: Návrh hřídele odmítacího bubnu	35
Obrázek 48: Ukázka pohonu odmítacího bubnu	35
Obrázek 49: Finální návrh odmítacího bubnu	36
Obrázek 50: Návrh profilu mláticího koše	36
Obrázek 51: Finální podoba rámu mláticího koše	37
Obrázek 52: Návrh vložky pod urychlovací buben	37
Obrázek 53: Návrh vložky pod mláticí buben	38
Obrázek 54: Ukázka celé sešroubované soustavy mláticího	38
Obrázek 55: Pohled z vrchu na mláticí koš	39
Obrázek 56: Návrh lišty pod odmítací buben	39
Obrázek 57: Ukázka vzhledu lišty spojené s modelem	40
Obrázek 58: Náčrt celé soustavy jednoho z táhel	40
Obrázek 59: Náčrt spojení táhel mláticího koše	40
Obrázek 60: Návrh táhla	41
Obrázek 61: Návrh domečku pro spojení táhel	41
Obrázek 62: Ukázka spojení táhel	42
Obrázek 63: Návrh spojovací tyče	42
Obrázek 64: Ukázka hnací soustavy táhel mláticího koše	43
Obrázek 65: Ukázka celé soustavy mláticího koše	44
Obrázek 66: Zajištění táhla s mláticím košem	44
Obrázek 67: Zajištění táhla se spojovací tyčí	44
Obrázek 68: Návrh víčka	45
Obrázek 69: Návrh příruby	45
Obrázek 70: Ukázka sestavy pro uložení hřídelí	46
Obrázek 71: Zobrazení celé sestavy v řezu	46
Obrázek 72: Ložisko	47
Obrázek 73: Finální ukázka celé soustavy	47
Obrázek 74: Klínový řemen klasického průřezu	50
Obrázek 75: Řemenice pro klínové řemeny klasických průřezů	50
Obrázek 76: Hřídel mláticího bubnu	56
Obrázek 77: Schématické zobrazení hřídele mláticího bubnu při krutu	56
Obrázek 78: Mláticí buben s nakreslenými veličinami	60
Obrázek 79: Mláticí sestava s nakreslenými veličinami	60
Obrázek 80: Schématické zobrazení veličin při výmlatu materiálu	62
Obrázek 81: Schématické zobrazení veličin při průběhu mlácení	63

8. SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Tabulka výpočtových délek řemene	49
Tabulka 2: Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem	51
Tabulka 3: Součinitel úhlu opásání	51
Tabulka 4: Součinitel vlivu délky řemene	51
Tabulka 5: Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	52

9. SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Pohled 1

Pohled 2

Pohled 3

BP-2021-1 - Výkres celé sestavy

BP-2021-2 - Sestava mláticího bubnu

BP-2021-3 - Sestava odmítacího bubnu

BP-2021-4 - Sestava urychlovacího bubnu

10. VYSVĚTLIVKY

CLAAS – německý výrobce zemědělských strojů

John Deere – americký strojírenský koncern zaměřený na výrobu zemědělské mechanizace, především traktorů a kombajnů

New Holland – globální značka zemědělských strojů vyráběných společnostmi CNH Industrial, v současné době se sídlem v Itálii

Case International – americký výrobce zemědělské techniky od r. 1842, především traktorů, kombajnů, lisů na balíky a manipulátorů

Laverda – výrobce kombajnů a zařízení na seno se sídlem v italském Breganze

ZD – Zemědělské družstvo Krč, Protivín – družstvo, ve kterém byly získány praktické zkušenosti ze sklizňových, ale i jiných zemědělských prací a také z výkonu zemědělských strojů, které byly v této práci využity

U+M Servis s.r.o., Třeboň – prodejce zemědělské techniky