



**FAKULTA  
ŠTROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh bezorebné secí botky**

**Design of No-Till disc seed opener**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2018/2019**

**Bc. Petr ŠUHÁJEK**

**Studijní program:** N2301 ŠTROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.

**Odborný konzultant:** Ing. Pavel Syrovátka

# Annotace

Diplomová práce se zaměřuje na zpracování návrhu konstrukce bezorebné secí botky určené pro výsev plodin a hnojiva do specifikované hloubky, do předem nezpracovaných a nezrypřených půd. Cílem práce bude zpracování rešerše na danou problematiku, uvedení dostupných řešení a problematiky zpracování půdy, které jsou v této oblasti a následně vypracovat konstrukční návrh řešení secí botky.

# Annotation

This diploma thesis is focused on design of no-till seed opener dedicated for planting seeds and fertilizer in specified depths into the ground without any previous soil preparation. Target of this thesis will be to do research about seeding technology, based on current designs and develop new design of no-till seed opener



## Poděkování

Rád bych v této části poděkoval zejména společnosti Bednar FMT, zejména pak panu Ing. Pavlovi Syrovátkovi za odborné konzultování a podnětnou kritickou zpětnou vazbu pro praktičnost a užitnou hodnotu konstrukce. Panu Jakubu Zíglerovi za odborné konzultace pro optimalizaci konstrukce ve směru životnosti a výrobitelnosti strojních součástí.

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh bezorebné secí botky“ vypracoval samostatně pod vedením. Ing. Romana Uhlíře, Ph.D. a za odborné konzultace s Ing. Pavlem Syrovátkou a s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 17. 05. 2019

Bc. Petr Šuhájek

.....

## Anotační list

Jméno autora: **Bc. Petr ŠUHÁJEK**

Název BP: Návrh bezorebné secí botky

Anglický název: Design of No-till disc seeding tool

Rok: 2019

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Obor studia: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: Ing. Roman Uhlíř Ph.D.

Konzultant: Ing. Pavel Syrovátka

Bibliografické údaje:

počet stran	<b>63</b>
počet obrázků	<b>60</b>
počet tabulek	<b>8</b>
počet grafů	<b>5</b>
počet příloh	<b>1</b>

Klíčová slova: **secí stroj, secí botka, boční výsev, přímé setí**

Keywords: **seed drill, seed opener, side seed placement, direct seeding**

## Obsah

1. Úvod.....	7
1.1. Způsoby setí .....	8
1.2. Bezorebná technologie.....	8
2. Secí stroje .....	11
2.1. Základní rozdělení secích strojů .....	14
2.1.1. Přesné secí stroje .....	15
2.1.2. Secí stroje s plynulým výsevem.....	17
3. Teorie výpočtů zpracování půdy.....	20
3.1. Třístranný klín.....	20
3.1.1. Práce dvoustranného klínu v půdě .....	21
3.1.2. Síly působící na dvoustranný klín .....	22
3.2. Geometrie diskového orebního tělesa .....	25
3.2.1. Síly působící na diskovou jednotku .....	27
3.3. Jistící systém secích botek .....	30
4. Návrh bezorebné secí botky.....	34
4.1. Základní konstrukce .....	35
4.2. Návrh jištění .....	36
4.3. Návrh ložiska a disku.....	43
4.4. Návrh čepu nastavení hloubky .....	47
4.5. Návrh kopírovacích a zavíracích koleček .....	48
4.6. Návrh pružiny přítlaku .....	50
4.7. Návrh čistících koleček .....	53
4.8. Návrh výsevního ústrojí .....	55
5. Závěr.....	59
6. Použitá bibliografie.....	60
7. Seznam obrázků .....	62
8. Seznam tabulek.....	63
9. Seznam grafů .....	63
10. Seznam příloh.....	63

## 1. Úvod

Diplomová práce v zaměření na secí stroje byla zvolena mnou, vzhledem k mému osobnímu zájmu ve vývoji secích technologií a jejich zavádění globálně, nejen v České republice. Přímá secí botka byla ideální možností, jak posunout své znalosti v tomto poli, jelikož má tato technologie budoucnost. Ve spolupráci s firmou Bednar fmt bude možnost rozvíjet secí stroje pro bezorebné setí, které doposud společnost nenabízí ve svém portfoliu.

Vývoj technologií pro zpracování půdy jsou největšími faktory, které ovlivňují technologie pro secí stroje. Největší zaznamatelný vývoj je v oblasti secích strojů, které mají za úkol setí do minimálně zpracované nebo dokonce do nezpracované půdy. Tato technologie a agronomické postupy mají za příčinu, že při výsevu nové plodiny zůstává na povrchu v době setí velké množství rostlinných zbytků, a tudíž dochází k velkým rozdílům v mechanických vlastnostech půdy.

Při setí s minimálním rozrušením půdy čili s půdo-ochranným zpracováním je důležitým faktorem konstantní hloubka ukládání osiva a případně také hnojiva do půdy. Toto má za důsledek vysoké plošné výkonnosti stroje. Tyto technologie jsou v současnosti velmi rozšířené v oblastech Austrálie a Severní Ameriky, kde jsou velké ucelené části polí o obrovských rozlohách.



Obrázek 1 – John Deere No-Till air drill

Při použití výsevních jednotek pro přímé setí vzniká zcela nový požadavek na tyto jednotky, vzhledem k obtížnosti ukládání osiva do nezpracované a mnohdy suché a utužené půdy. Dále se s touto technologií nárokuje snížení času na doplnění osiva a zvyšuje plošná výkonost stroje. V případě konstrukcí stroje to znamená, že je nutný vyšší pracovní záběr. Obrázek 1 a toto souvisí zejména s transportní velikostí a legalizací transportních rozměrů.

Tyto stroje pro americký a australský trh mohou mít transportní rozměr až 5,5m na šířku a 4,3 až 4,6m na výšku. [3] Zatím co v Evropské unii se konstruuje stroje na transportní rozměry pouze 4m na výšku a maximálně 3m na šířku. Toto omezení také přináší značné omezení v možnostech pracovních záběrů. Mezi nejběžnější maximální možný rozměr v Evropě patří záběr 12m a to zejména i díky tomu, že je nutné dodržovat maximální možné zatížení stroje na nápravu a na závěs traktoru.

### **1.1. Způsoby setí**

Při setí obilovin či dalších plodin jako je řepka, slunečnice, mák, nebo dosévání trav se v posledních letech prosadily zejména secí botky jedno či dvou diskové. Jednodiskové secí botky jsou postaveny na šikmo od směru jízdy a odhrnují tak rostlinné zbytky které se nedostávají do řádku a k osivu s hnojivem. Tomuto se dá také zamezit použitím čistících kotoučů, které jsou předřazeny před secí botky. Tyto kotouče vyčistí prostor před secí jednotkou a sníží riziko vniknutí do řádku.

Další možností výsevu osiva se používají radličková šípová dláta, která vnikají do půdy a mají uvnitř vývod na osivo. Jsou uspořádány v řadách s užším zástavbovým rozměrem pro možnosti aplikace ve více kusech s menší roztečí. V případě těchto dlát je dopravováno osivo pomocí pneumatických kompresorů, které tlačí osivo až do země, kde se ukládá, a je zahrnováno zeminou a přitlačnými kolečky, která zajišťují opětovné uzavření brázdy. [4]

### **1.2. Bezorebná technologie**

Bezorebnou technologií se již po mnoho let zabývají vědci po celém světě a snaží se z dlouhodobého hlediska vyhodnotit pozitivní a negativní přínosy této technologie. Pohledy na tuto technologii jsou různorodé, a to z hlediska provozovatele farmy či podniku a z pohledu agronomického. V případě bezorebného setí je důležitý přístup k rostlinám individuálně a sice z hlediska dlouhodobého a navazujícího postupu a výsevu



v následujících letech. Musíme vyhodnotit množství živin které máme v půdě a kolik je jich potřeba pro zachování v následujících letech, a tudíž je důležitá obměna odrůd.

Je nutné podotknout, že také ne každá půda je vhodná pro tuto technologii. V případě suchých australských podmínek, je přínosná proto, že udržuje prostupnost vody ke kořenům jen skrz brázdou, která byla vytvořena secím strojem, a tudíž se z půdy neuvolňuje vlhkost ani se nevsakuje jinými místy než kolem kořenů, a tudíž může lépe přijímat vláhu a růst.

Jako hlavním přínosem, proč vstupuje bezorebná technologie v úvahu podniků, je zejména zachování nebo zvýšení výnosnosti a přitom snížit náklady na výrobu produktů. Podle průzkumu se bezorebná technologie v Evropě pomalu dostává na diskutovanou úroveň, zatím co v Jižní a Severní Americe a v Austrálii je již obděláváno touto technologií 41 milionů hektarů. Na základě průzkumu byl vyhodnocen rozdílný pohled na danou záležitost vzhledem k poloze. Američtí farmáři berou za hlavní přínos dané technologie úsporu nákladů na agrotechniku, pracovního času, nákladů na práci, na naftu a snížení tahové potřeby a to až v 98% případů. Dalším benefitem je sjízdnost pozemků, související i se zaváděním CTF – Controlled Traffic Farming, neboli využívání stejných cest po pohyb po pozemcích. A pouze 50 % účastníků zaznamenala benefit jako přínos pro životní prostředí, toto můžeme rozvést jako snižování eroze půdy, vyšší biologickou aktivitu – více žížal a lepší infiltraci vody do půdy. Oproti tomu, výzkum v EU potvrdil trochu jiný postoj k této technologii a to, že bere více v potaz dopady na životní prostředí a přikládají jí stejnou váhu jako agrotechnickým výhodám. V čem se obě poloviny světa shodnou je ale pořád jmenovaná úspora času a pracovního kapitálu.

Tedy základními přínosy této technologie nad již zmiňovanými agrotechnickými, jsou přínosy agronomické a to zejména hospodaření s vodou ve státech kde je nízký úhrn srážek, zlepšení půdní struktury, menší eroze půdy, zvyšování humusu a nižší mineralizace. [5] Toto jsou faktory ovlivňující majitele pro tuto technologii.

Důležitým bodem je používání postřiků a vliv této technologie na jejich použití. Většina zemědělců se na základě studie domnívá, že dojde buď ke snížení spotřeby nebo je spotřeba stejná jako při konvenčním zpracování půdy. Oproti tomu 70 % agronomů předpokládá zvýšení spotřeby. *Zajímavé je i srovnání odpovědí evropských a amerických farmářů: 56 % evropských zemědělců tvrdí, že jejich spotřeba herbicidů byla srovnatelná s konvenčním postupem, 8 % mělo nižší spotřebu a 36 % vyšší spotřebu.* [5]

Srovnání vědeckých předpokladů a výsledných výsledků farmářů se rozchází na poli výnosnosti pěstovaných plodin. Zemědělci udávají že v 76 % je bezorebná příprava půdy přínosem takovým, že buď se výnos nezměnil nebo byl dokonce větší. Oproti tomu v 47 % vědeckých předpokladů tvrdí opak. Uděláme-li závěr z výše uvedených rozporů mezi vědeckými předpoklady expertů, dojdeme k tomu, že experti jsou více pesimističtí k dané technologii naproti tomu zemědělci vyvracejí jejich tvrzení a potvrzují opak dlouholetými zkušenostmi na základě 20letého výzkumu který proběhl v Evropě. Touto technologií je možné vysévat i plodiny, které k tomuto nejsou primárně určené, jako například cukrovka, kukuřice nebo řepka. Tato technologie zaznamenává pozitivní ohlasy a dokonce se jedná o stejné či vyšší výnosy z těchto plodin.

Nyní se tedy nabízí otázka, proč se tedy využití bezorebného setí nevyužívá v Evropě více než je tomu v současnosti. Důvodem toho je podle výzkumu zejména neznalost této technologie, nedůvěra v ní a strach ze snížení výnosnosti plodiny. Dalším důvodem je konzervativnost starších zemědělců, kteří mají zaseté určité pracovní postupy a to se velmi těžce mění. Souvisí s tím také rozdíly v podmínkách, které panují v Americe a zde, a to ať už finančních, agronomických či agrotechnických. Podniky které v EU využívají tuto technologii hodnotí většinou kladný přírůstek na příjmech a úspore nákladů tudíž i vyšší zisky, nutno podotknout, že s tím je spojená investice do technologie, která bývá větší.

## 2. Secí stroje

Základním principem secího neboli výsevního procesu je umístění dané plodiny do určité hloubky pro kvalitní přísun živin a vláhy z půdy pro semeno rostliny. Během výsevu tak dochází pro zkvalitnění a urychlení růstu ještě k hnojení pevnými hnojivy, které se umisťují do výsevního lůžka.

Zde v *Tabulce 1 – Hloubka výsevu plodin* je malý výpis toho, jak hluboko jsou jednotlivé nejčastější české plodiny ukládány do země. Vybrány byly ty, které se hodí pro účel našeho secího stroje, kterým se v této práci budeme zabírat.

Plodina	Výsevek [kg/ha]	Hloubka setí [cm]
Pšenice	220	4 – 5
Ječmen	200	4
Oves	200	3 – 5
Kukuřice (siláž)	20 – 30	5 – 8
Hrách	250 – 300	4 – 6
Řepka jarní	6	2 – 3
Slunečnice (na semeno)	4 – 6	4 – 6
Jetel luční	15 – 20	1,5 – 2
Vojtěška	8 – 16	1,5 – 2

*Tabulka 1 - Hloubka výsevu plodin [1]*

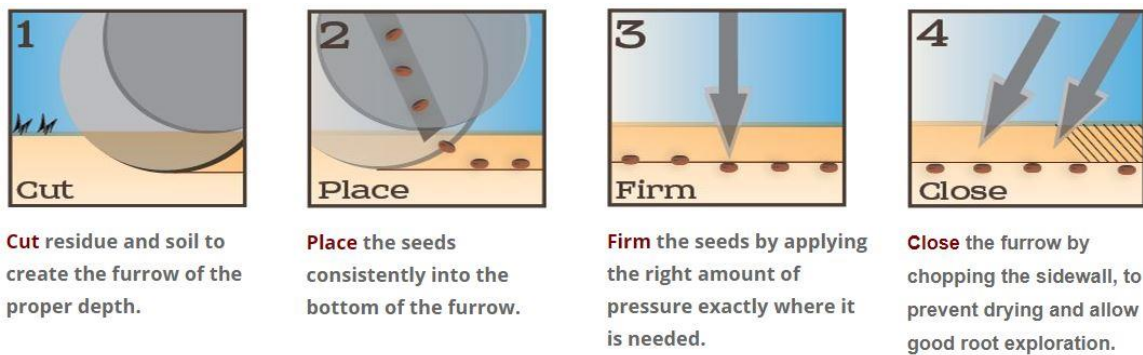
V následujícím obrázku 2 je znázorněno uložení osiva a hnojiva, jak by mělo teoreticky vypadat během výsevu plodiny pomocí radličkového secího stroje. Modře znázorněná zrna je osivo a hnědě jsou znázorněné kusy pevného hnojiva. Takto vyobrazená situace odpovídá příkladu uvedeném u daného výrobce. Jedná se o patentové řešení konstrukce a výsevu. Daná problematika má nespočet možných řešení, avšak je nutné zmínit, že řešení musí mít pozitivní agronomický dopad. Nemůže například docházet k tomu, aby hnojivo ohrozilo nebo dokonce spálilo svou agresivitou semeno. V případě že by došlo k uložení do stejného lůžka. V případě konstrukce je nutné brát ohled na umístění hnojiva níže a to ze důvodů. Za prvé dojde ke zkyplení zeminy pod semenem a může tak



*Obrázek 2 -  
Uložení plodiny  
a hnojiva [2]*

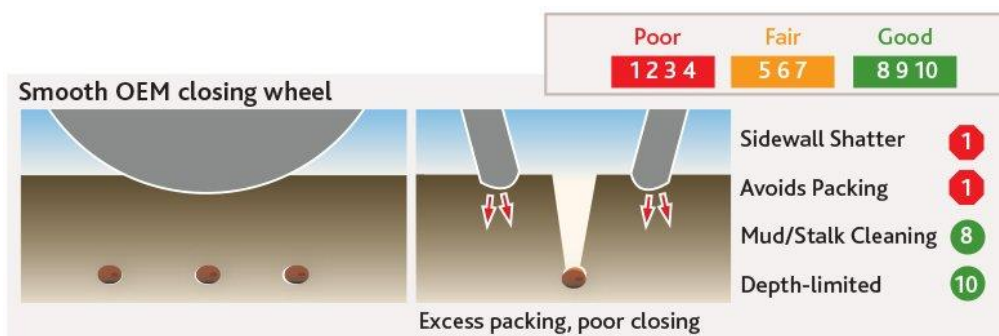
snadněji růst kořen a za druhé dochází k rychlejšímu prostupu živin v kombinaci s hnojivem k semenu.

Velmi důležitým bodem celého procesu setí je uložení semene a hnojiva a v neposlední řadě také upěchování a utužení půdy po otevření brázdy. Na všech kontinentech a na všech polích po světě potřebujeme použít tu stejnou botku a aby fungovala. Potřebujeme tudíž zajistit, aby nedocházelo k přílišnému utužení nebo naopak k nedostatečnému uzavření brázdy. Cílem je mít přikryté osivo, tak aby mělo kolem sebe zkyplenou zeminu. Toto umožňují dvě důležité vlastnosti a sice možnost vlhkosti vstupovat do země a zároveň nízká náročnost na růst osiva.



Obrázek 3 – princip přímého setí [6]

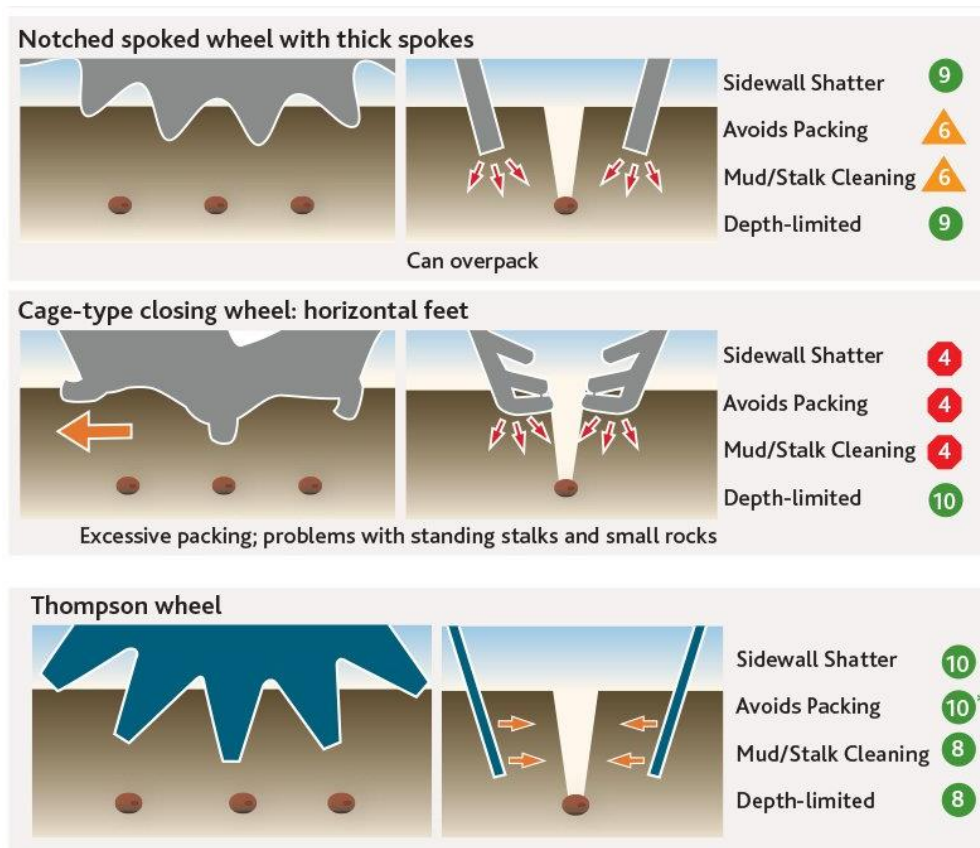
Jak můžeme vidět na obrázku 3 výše, základní principy technologie bezorebného setí probíhá ve 4 krocích. Tento proces se skládá z otevření brázdy a rozříznutí povrchu s rostlinnými zbytky (3.1). Uložení osiva a hnojiva bezpečně a pevně do brázdy, která je vytvořena (3.2). Posledním krokem je uzavření brázdy dle požadavků na upěchování (3.3,3.4). Vždy záleží na podmínkách, ve kterých se jezdí a podle toho je potřeba nastavit celý stroj. Podle průzkumu, který dělala americká společnost Exapta můžeme vidět na následující části, jak působí jednotlivé typy přítlačných kol na půdu a na osivo. Zároveň co od těchto kol vlastně očekáváme – přítlak, uzavírání brázdy, ztržení hran brázdy.



Obrázek 4 – standardní gumové/kovové kolo [7]

Jak můžeme vidět na obrázcích 4 a 5, jedná se o teoretické hodnoty které mají rozlišit mezi jednotlivými duhy uzavíracích koleček. Velmi podstatné jsou v tomto případě opět podmínky, ve kterých se stroj bude pohybovat. Pokud je konstrukce vyřešená tak, aby se kola nedostávala do kontaktu, mohou být použity různé typy kol. Vyřešenou konstrukcí myslíme konstrukci s možností nastavení přitlaku na disk a na přitlačná kola, též pak nastavení vzdálenosti koleček mezi sebou podložkami. Přitlaky na půdu se mohou velmi lišit dle půdních podmínek. V tomto směru má výhodu výrobce, který může nabídnout více variant přitlačných kol na svůj stroj a široké rozmezí přitlaků na půdu. Důležitá vlastnost, stejná pro všechny konstrukce, je konstantní přitlak a kopírování povrchu, aby bylo zajištěno uzavření brázdy.

Na následujících obrázcích je možné vidět jaké jsou rozdíly mezi různými koly. Z tohoto přehledu vyplývá, že pro návrh botky je vhodné mít volbu mezi ocelovým zubatým kolem a gumovým klasickým kolem.



Obrázek 5 – ostatní typy uzavíracích kol [7]

## 2.1. Základní rozdělení secích strojů

Secí stroj primárně slouží k výsevu plodiny, ale také k aplikaci hnojiva do půdy a to ať již kapalného či pevného. Variant secích strojů je mnoho druhů, většinou pak jsou přizpůsobeny svému účelu. Za primární rozdělení můžeme pak považovat následující:

- Secí stroj pro přesné setí
- Secí stroj s plynulým výsevem

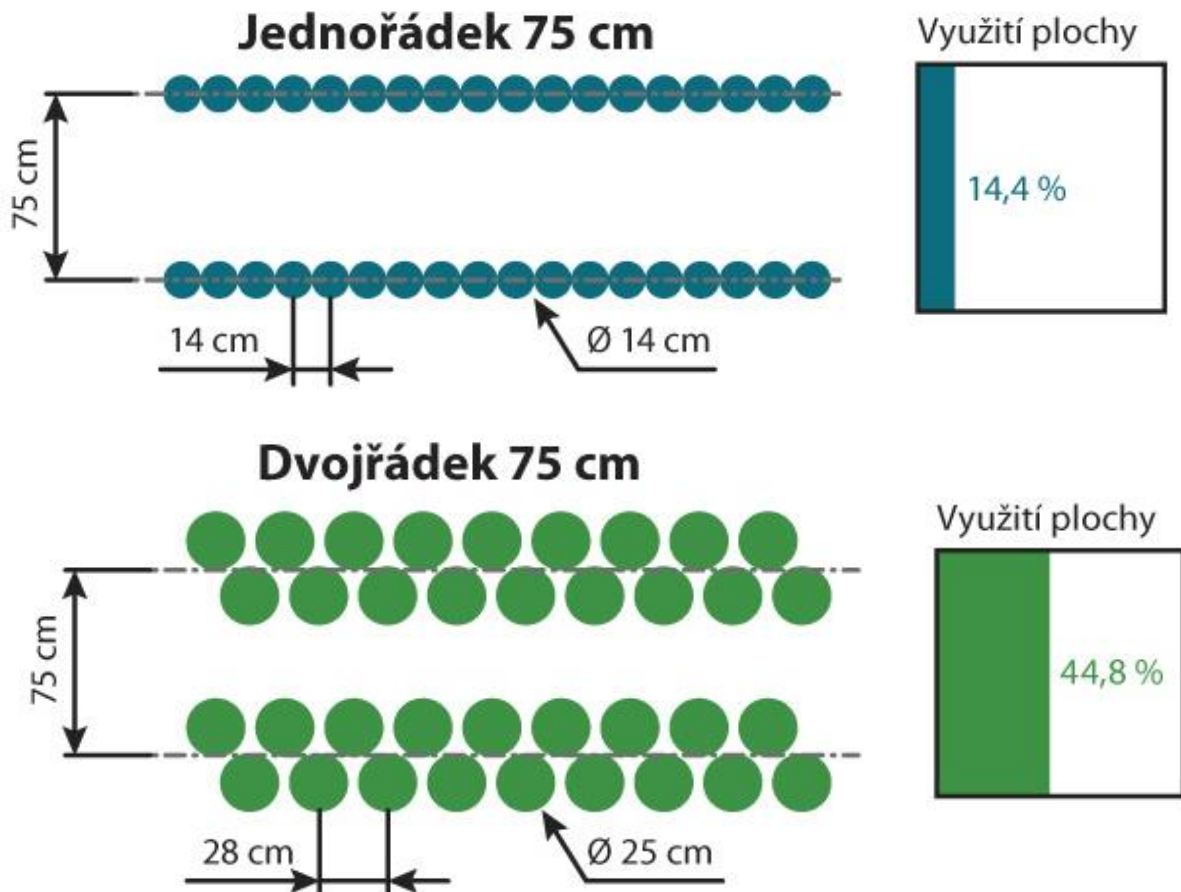
Stroje pro přesné setí se používají na plodiny jako je kukuřice, slunečnice nebo řepa. Tyto plodiny vyžadují přesný rozstup mezi jednotlivými semeny pro dostatečný prostor pro růst. Dále se pak například mezi řádky při výsevu aplikuje hnojivo pro zlepšení růstu.



### 2.1.1. Přesné secí stroje

Tyto stroje se vyznačují mechanismem dodávek osiva do řádku tak, že dochází k přesnému rozestupu plodiny a to jak mezi řádky tak od sebe v jednom řádku. Nejčastějšími rozměry pro výsev je rozteč řádků 37cm nebo 75cm (15/30 inch.).

Pro přesné setí se využívá bezorebná technologie setí, nebo jen mělká kultivace. Této technologii je ve velké míře využíváno zejména na kukuřici. Přímé setí je rozšířené zejména v zámoří, hlavně z důvodu, že Spojené Státy Americké jsou největším producentem a vývozcem kukuřice na světě [9]. To vede na zvýšené nároky na secí stroje aby se dosáhlo v horších půdních podmínkách ke snížení eroze půdy. Níže se můžeme podívat na obrázek, který nám ukazuje jaké je možné uspořádání výsevu kukuřice na osevní plochu.



Obrázek 6 – typy řádků kukuřice [9]

Velikost kruhů na obrázku 6 ukazuje pouze symbolicky vzájemnou polohu a prostor mezi stonky kukuřice a kolik prostoru zbývá kořenům a listům pro růst vůči ostatním jedincům v daném řádku.

Níže uvedené obrázky (7 a 8) naznačují možnosti využití, jak dvojřádkového výsevu tak jednořádkového.



Obrázek 8 – jednořádková technologie JD [10]



Obrázek 7 – dvouřádková technologie JD [11]

Zajímavostí obou těchto modelů, a nejen těchto, ale obecně při používání této technologie je doprava osiva do země. U mnohých modelů je doprava řešena pouze jedním zásobníkem nad secí botkou. U velkých secích strojů je rozvod pneumatický, který zásobuje menší secí zásobník, ze kterého je pak odebíráno osivo do podavače a umístěno do země,



Obrázek 9 – secí botky Vederstad [12]

jako je možné vidět na Obrázku 9. Systém výsevu a dávkování osiva je názorně na obrázku 10, kde je vidět jak probíhá tzv. počítání osiva tak aby pomocí převodu mezi koly a rotační



částí prstence jsme dosáhli požadovaného rozestupu plodiny. Tyto systémy mohou být pneumatické, zrna jsou pod tlakem držena ve své poloze a nebo mechanické jako je na Obrázku 10, kde jsou jednotlivá semena nabírána a propadem odchází na korečkový dopravník pro výpad do potrubí do řádku.

U systému výsevu přímým setím se také využívá přihnojování, a to buď mezi řádky, což není problém například u kukuřice, která má rozteč 75cm, a nebo je hnojivo spolu s osivem kladeno do stejného řádku. V případě přihnojování je důležité zvolit správný objem hnojiva, aby nedošlo k poškození zrn osiva.



Obrázek 10 – přesné setí [13]

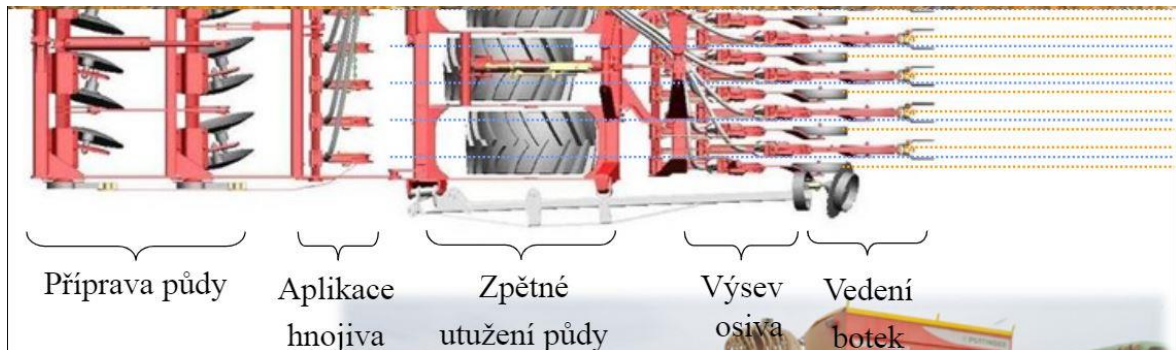
### 2.1.2. Secí stroje s plynulým výsevem.

Stroje s plynulým výsevem neboli pneumatické secí stroje. Zde je doprava osiva a hnojiva opět zajišťována tlakovým vzduchem, který z nádrže unáší osivo a hnojivo a doručuje do brázdy po disku či radličce. Tento způsob, jak již z názvu vyplývá, má plynulou dodávku osiva do brázdy tudíž řidič není schopen kontrolovat jednotlivá semínka a jejich umístění v secím lůžku. Ano, při systému plynulého výsevu se používají dvě technologie pro výsev a sice radličky nebo disky. Objevují se dvou diskové jednotky, jednodiskové jednotky anebo jedno radličkové jednotky či dvou radličkové jednotky. Každá s těchto technologií má své klady i zápory. Nebudeme zde rozebírat všechny, ale pouze si ukážeme podstatné technologické prvky, které jsou přínosné pro danou práci.

Tato technologie dokáže být velmi efektivní vzhledem k jednoduchému provedení, a ne příliš složité konstrukci. Vezmeme-li secí stroj od základu a popíšeme základní stavební prvky a jejich technické a praktické vlastnosti. Jako základním popisem by se slušelo popsat funkce stroje, které si sebou stroj veze nebo jinými slovy čím vším je stroj pro plynulý výsev osazen. Zejména se jedná o tak zvanou diskovou sekci neboli sekci pro zpracování půdy.

Ta může být nahrazena rotačními bránami či předseťovou přípravou půdy. Která je prováděna před samotným secím strojem, který jede v následující pracovní části, viz.

Obr.11 – Pottinger Terrasem – popis stroje.



Obrázek 11 – Pottinger Terrasem – popis stroje [14].

Na obrázku výše můžeme vidět popisované technologické části stroje, které jsou uspořádány na základním rámu. Tato uspořádání jsou jedna z mnoha možných uspořádání, jak je možné stroj postavit. V mnoha případech se již stroje zjednodušují například sjednocením vedení pro hnojivo a pro osivo. Záleží ovšem na typu použití hnojiva, zda se jedná o kapalné nebo o granulát. Granulované hnojivo je uloženo ve sdíleném zásobníku s osivem.

Jak můžeme vidět, na obrázcích 12 a 13 níže jsou znázorněny nádrže na osivo a hnojivo. Poměr mezi osivem a hnojivem může být například 60:40,



Obrázek 12 – Bednar Omega [15]

ale toto číslo se mění u jednotlivých strojů a výrobců a požadavků od zákazníků. Eventuelně je možné dostat pouze jednu nádrž, dle potřeby zákazníka. Tyto nádrže jsou vyráběny převážně z ohýbaného a



Obrázek 13 – Sly BOSS Agri [16]

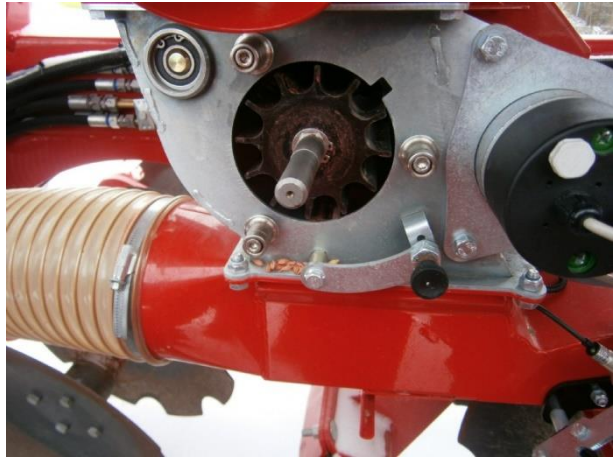
svařovaného plechu, nutné poté ošetřit silnou vrstvou barvy pro otěruvzdornost a korozivzdornost, protože zejména hnojivo je velmi agresivní prvek, který má za tendenci velmi precizně degradovat jakýkoliv materiál. Nejlépe mu však odolá nerez ocel, která se používá například u rozdělovacích hlav.

Dalším z důležitých prvků secích strojů s plynulým výsevem, a co je vlastně pohání a zajišťuje funkci secího stroje, je turbína a dávkovací kolečko na osivo. Na tyto dva komponenty poté nastavíme secí stroj a sice – otáčky ventilátoru, velikost a rychlost otáčení dávkovacího kolečka na osivo a hnojivo. V kombinaci těchto parametrů dostaneme požadované dávkování kg/ha. Každá plodina, hnojivo a pole vyžaduje jiné dávkování, které určuje agronom podniku dle aktuálních podmínek.

Jednou z vlastností strojů s plynulým výsevem je možnost nastavení plynulosti výsevu, dávkování či vynechání mezery pro kolejové řády z kabiny traktoru díky řízení pomocí elektromagnetických ventilů, které jsou umístěny v rozdělovací hlavě secího stroje.

Pro nastavení ventilátoru a dávkovacích koleček se nejčastěji používá rozvod hydraulického oleje s plynulým průtokem řízením elektromagnetickými průtokovými ventily

na hlavním rozdělovacím panelu. Z tohoto důvodu bývá pohon těchto strojů pro větší



Obrázek 15 – Dávkovací kolečko [17]



Obrázek 14 – převodový poměr [17]



Obrázek 16 – Dávkovací kolečko [17]



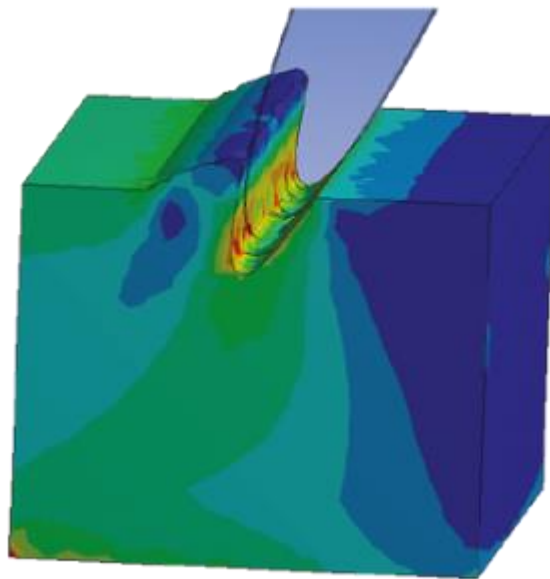
záběry řízen pomocí konektoru Powe-beyond v kombinaci s load-sensing hydraulickým čerpadlem. Tato kombinace vede k velkým úsporám zejména energetickým a palivovým. Čerpadlo a stroj podle nastavení a zatížení si samo určuje kolik energetického odběru bude potřebovat.

### 3. Teorie výpočtů zpracování půdy

Před započítáním návrhů na secí botku je potřeba, abychom se uvedli do problematiky výpočtů souvisejících se zpracováním půdy, kterými je nutno projít pro pochopení, co se v půdě děje, jaké jsou půdní vlastnosti a jaké základní výpočty pro stroje pro zpracování půdy využijeme.

Jak je vidět na obrázku 17 vpravo, tak při otevírání brázdy dochází ke rozříznutí povrchu a odhrnutí povrchu. Z toho vyplývá, že dochází k zatěžování díky odporu půdy, který působí hlavní odpor při odhrnování zeminy pro vytvoření secího lůžka.

V našem případě je při návrhu nutné zohlednit a přizpůsobit konstrukci tak, aby stroj byl schopen plného nasazení v podmínkách, kde pole nevidělo pluh (diskový/radličný) po 20 a více let, a naopak kde se občas udržuje alespoň pomocí disků. Dále je nutné zohlednit v konstrukci pracovní prostředí, zejména pak rostlinné zbytky, jako jsou geneticky upravené druhy plodin, pro americký trh se jedná zejména o kukuřici.

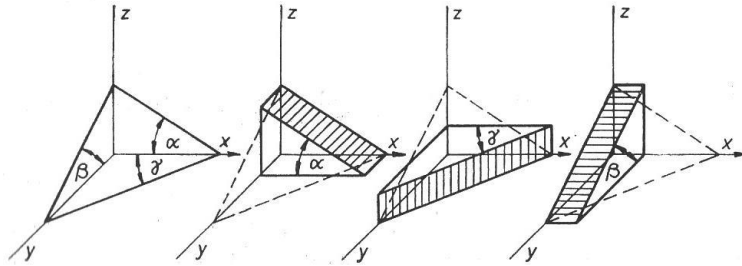


Obrázek 17 – síly na rozevření půdy [18]

#### 3.1. Třístranný klín

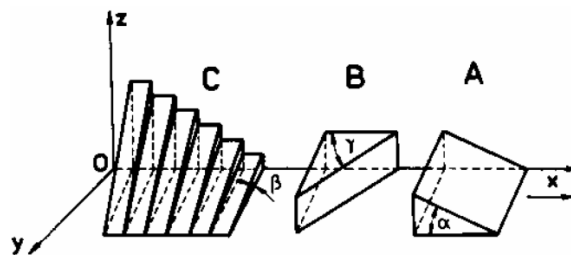
Třístranný klín je definován pomocí tří rovin, které vznikají natočením o úhel ku směru jízdy. Jednotlivé typy úhlů a jejich vyobrazení:

- Úhel elevační  $\alpha$  – je měřen ve směru jízdy rovnoběžně a ke svislé rovině
- Úhel radličný  $\gamma$  – měřen pouze ve vodorovné rovině
- Úhel obracecí  $\beta$  – je měřen kolmo ke směru jízdy, ve svislé rovině



Obrázek 19 – úhly v třístranném klínu [19]

Většina ploch používaných pro zpracování půdy jsou nějakým způsobem zakřivené stejně je tomu i v našem případě, a proto je nutné využít sestavu jednotlivých úhlů v klínu abychom se dostali k odvození funkce, jak definovat tyto komplikované tvary. Funkce jednotlivých úhlů je neefektivní, a tak je pro lepší názornost v pochopení rozdělíme na dvoustranné klíny. Klín s úhlem alfa skývu podřezává a nadzvedává. Klín s úhlem gama odhrnuje do strany a podřezává. Dojde-li k překročení určité hodnoty velikosti těchto klínů tak dochází k hrnutí země před orebním nástrojem. Úhel beta se sám o sobě na strojích nevyskytuje, protože spojuje jednotlivé předchozí úhly. Pro názornost je uveden obr. 18

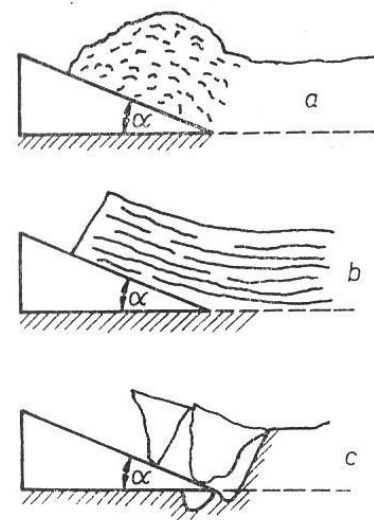


Obrázek 18 – rozvin třístranného klínu [19]

který spojuje jednotlivé natočení úhlu beta. Rozdělíme-li tento úhel na nekonečně malé dílky dostaneme rovnou hladkou plochu.

### 3.1.1. Práce dvoustranného klínu v půdě

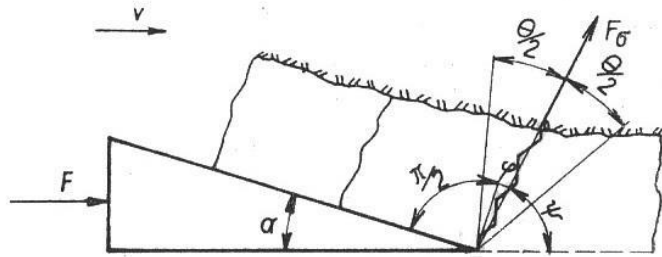
Dvoustranný klín působí na půdu podle struktury půdy, ve které se pohybujeme, velice záleží na fyzikálních a mechanických vlastnostech půdy. Zejména se pak jedná o vlhkost, hustotu, hustotu kořenového podloží a obsahu jílu a hlinitých částic. Na obrázku 20 jsou znázorněny různé druhy jak by mohl působit klín na půdu a jak závisí na úhlu  $\alpha$ , který by měl být v případě sypkých půd co nejmenší pro minimalizaci hrnutí (Obr.20a) před klínem či drobení (Obr.20c). Cílem je dosáhnout plynulého posouvání.



Obrázek 20 – působení klínu [19]

### 3.1.2. Síly působící na dvoustranný klín

Při oddělování skývy vznikají síly největšího napětí v rovině kolmé na rovinu břitu, který se nachází v půdě. Tečná napětí se rozkládají na dva symetrické úhly, které jsou v rozsahu  $\theta = 40^\circ - 50^\circ$ , Viz. Obr. 21. Jak je patrné z tohoto obrázku, tak jednotlivé trhliny v půdě vznikají v tomto rozsahu. Důležitým



Obrázek 21- síly působící na pracovní klín při pohybu v půdě [19]

faktorem, který významně ovlivní tažný odpor a odpor vnikání do půdy je tření půdy a pracovní plocha tělesa. Součinitel tření  $f$  je v rozsahu 0,25 až 0,8 což jsou poměrně široké meze pro praktickou aplikaci bez alespoň přibližných informací o půdě, kde chceme výpočet provést. V knize od pana Formanna [8] jsou dostupné součinitele tření za určitých podmínek vlhkosti půdy.

Tabulka 2 – Součinitele tření vybraných druhů půdy [19]

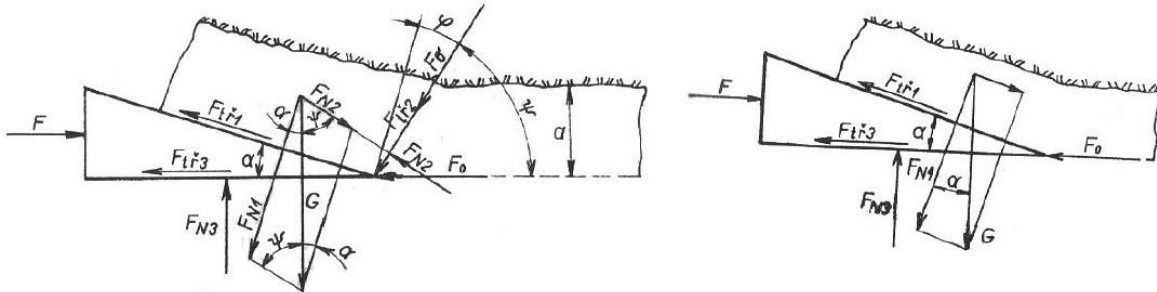
Půda	Vlhkost [%]	Součinitel tření půdy po oceli $f = \tan \varphi$ [-]
Hlinitopísčítá půda	7,3	0,341
Hlinitá půda	10,8	0,357
Písčitohlinitá s velkým obsahem vápna	10,9	0,523
Jílovitá půda	34,5	0,825

U jílovitých půd je vysoký rozptyl v závislosti vlhkosti na součiniteli tření půdy po oceli jak můžeme vidět na tabulce 3.

Tabulka 3 – tření půdy v jílovitých půdách [19]

Vlhkost půdy (typ: černozem) druh půdy: jílovitá, [%]	Součinitel tření půdy po oceli $f = \tan \varphi$
8,2	0,46
8,67	0,49
12,29	0,50
13,91	0,58
15,03	0,61
15,85	0,63
16,22	0,68
16,79	0,71
18,39	0,74
19,92	0,77

V odstavcích výše byly uvedeny potřebné informace o půdě neboli vstupní informace pro započítání definovatelného výpočtu, který můžeme využít pro výpočet odporu secí botky a odporu, který bude tvořit výsevní jednotka. Je však nutné si definovat vstupní podmínky, a sice těžká a soudržná půda, ve které budeme zanedbávat stranové boční síly a setrvačné síly od odřezávané vrstvy.



Obrázek 22 Rovnováha sil na dvoustranném klínu – kyprá a soudržná půda (vpravo) [19]

Při rovnoměrném pohybu na dvoustranný klín působí následující síly:

- Síla  $F$  posuvná ve směru pojezdu
- Tíhová síla  $G$  skývy. Tu si musíme rozložit na jednotlivé složky  $F_{N1}$  a  $F_{N2}$  tyto složky jsou kolmé k pracovní ploše klínu a k smykové ploše, ve které se odděluje skýva od monolitu.

$$F_{N1} = \frac{G * \sin\varphi}{\sin(\alpha + \varphi)} \quad (1)$$

$$F_{N2} = \frac{G * \sin\alpha}{\sin(\alpha + \varphi)} \quad (2)$$

Velikost třecí  $F_{tř}$  složky bude vyjádřena díky složce  $F_{N1}$  a bude následující:

$$F_{tř} = F_{N1} * f \quad (3)$$

Kde  $f$  je součinitel tření mezi půdou a orebním tělesem.

- Síla  $F_{\sigma}$  je síla nutná k usmýknutí vrstvy skývy od půdního monolitu. Můžeme ji vypočítat následovně:

$$F_{\sigma} = \frac{a * b}{\sin\varphi} * \sigma \quad (4)$$

Kde:

$a$  = pracovní hloubka [cm]

$b$  = šířka klínu [cm]

$\sigma$  = součinitel soudržnosti půdy [ $\text{kp} \cdot \text{cm}^{-2}$ ]

- d) Síla  $F_0$  působí na ostří klínu, je odporem půdy proti řezání. Velikost síly je závislá na rozměrech břitu. Lze vyjádřit jako:

$$F_0 = b * q \quad (5)$$

Měrný odpor ostří  $q$  [ $N \cdot cm^{-1}$ ] je nejen závislý na stavu půdy a ostří, ale také na hloubce a rychlosti řezání.

Celkovou sílu  $F$ , která je nutná pro definování orebního odporu neboli síly, kterou potřebujeme k odřezání daného množství skývy můžeme definovat jako součet čtyř vodorovných složek, jež vycházejí z rovnice rovnováhy všech silových účinků následovně:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_0 \quad (6)$$

Kde:

$F_1$  síla od účinků na pracovní plochu klínu

$F_2$  síla od smýkání půd po smykové rovině okamžiku usmýknutí skývy

$F_3$  síla od tření spodní strany klínu

$F_0$  síla od odporu ostří

Vyjádření jednotlivých sil je následující:

$$F_1 = G * \frac{\sin\varphi * \sin\alpha}{\sin(\alpha + \varphi)} * (1 + f * \cot\alpha) \quad (7)$$

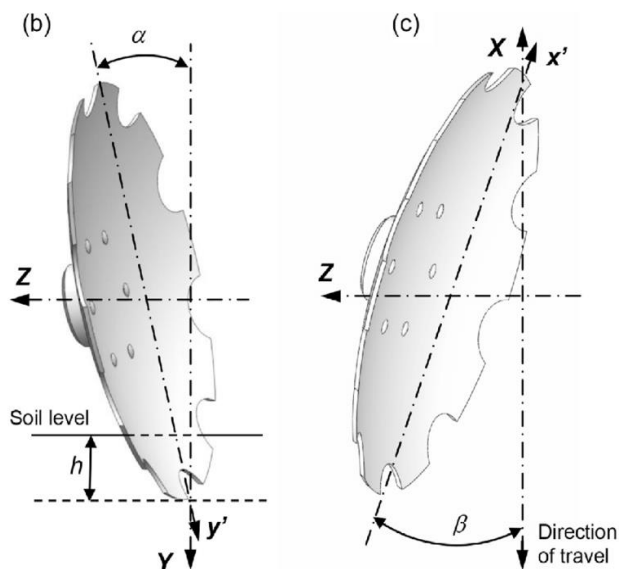
$$F_2 = G * \frac{\sin\varphi * \sin\alpha}{\sin(\alpha + \varphi)} * (1 + f_1 * \cot\alpha) + a * b * \sigma * \cot g\varphi \quad (8)$$

$$F_3 = G * f * \frac{\sin\varphi * \sin\alpha}{\sin(\alpha + \varphi)} * (f_1 - f) + f * (a * b * \sigma + G) \quad (9)$$

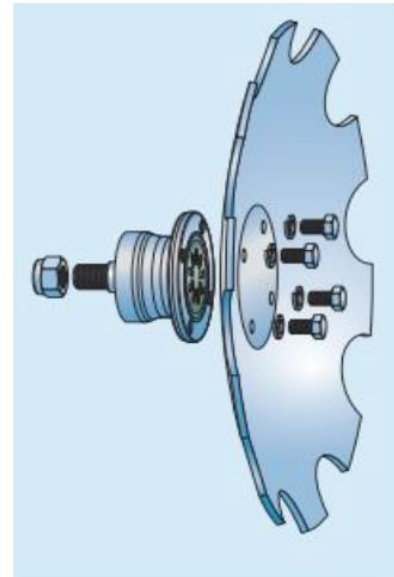


### 3.2. Geometrie diskového orebního tělesa

Na obrázcích 24 a 24 jsou vyobrazeny úhly natočení a disků, které se montují na diskové půdozpracující stroje. A Dále pak jak jsou běžně montována. Pro montáž se běžně využívají tzv AgriHub jednotky, běžně dostupné u prodejců či výrobců ložiskových domků



Obrázek 24 – Úhly natočení disku  $\alpha$  a  $\beta$  [22]



Obrázek 24 – montáž disku [21]

a jednotek. Tyto disky bývají vyrobeny z otěruvzdorných materiálů, neboť jsou vystaveny obrovskému zatížení z hlediska nárazů do kamenů či rostlinných zbytků. Uvažujeme-li natočení v obou směrech, bavíme se o komplikovaném silovém výpočtu jistění těchto disků, protože zde dochází k zatížení jak stranovému tak vertikálnímu, podrobnější výpočet si nastíníme v konkrétním výpočtu našeho disku v následující kapitole. Disky jsou vyrobeny z pružné oceli, o materiálových vlastnostech, kde se především udává tvrdost od okraje až ke středu přibližně 55-60HRC.

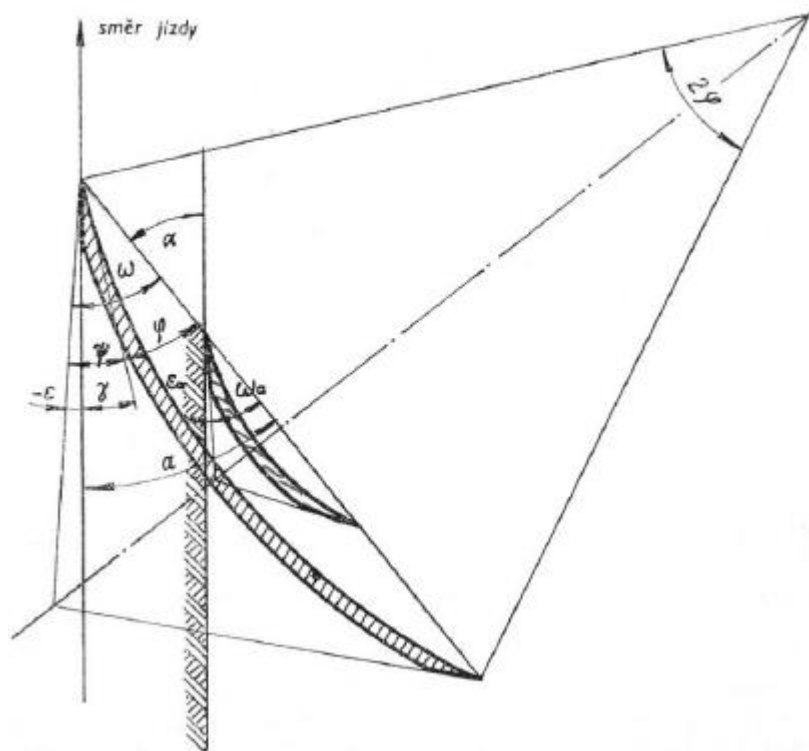
Základními geometrickými parametry disků a diskových jednotek jsou:

- Úhel  $\beta$  – úhel záklonu disku neboli podřezávání
- Úhel  $\alpha$  – úhel nastavení disku
- Průměr  $D$

Jedním z dalších parametrů by se dal považovat poloměr zakřivení disku  $R$ , jak můžeme vidět na obrázku 25, ale ten pro náš případ výpočtu potřebovat nebudeme, jelikož se bude jednat o rovinné krojidlo sloužící k vytvoření brázdy nikoliv pro obracení skývy.

Průměr disku je velmi důležitý parametr a zejména v naší aplikaci pro secí botku je nutné, aby se rostlinné zbytky a hlína nedostala k ložisku, horní části secí botky a výsevnímu

vedení. Z poznatků ze země napříč světem jsou průměry disků různé. Začínají na 400mm a největší se používají v Austrálii a sice až 600mm. Musí tomu však být přizpůsobena konstrukce a aplikace, jedná se zejména o velikost opotřebení, kterou si můžeme dovolit aniž by jsme ovlivnili výsevní hloubku. V našem případě úhel  $\alpha$  je  $7^\circ$  a pevně daný a úhel  $\beta$  je  $0^\circ$  nebo-li disk jede přímo a nepodřezává půdu. Tím nebude docházet k převrácení skývy, ale pouze otevření brázdy a poté snadné uzavření.



Obrázek 25 – geometrie disku při  $\beta=0^\circ$  [19]

Další z geometrických parametrů, které jsou k nalezení na obrázku 25 výše, které jsou podstatné pro výpočet a ovlivňují práci diskového tělesa:

- Poloměr zakřivení (**R**)
- Úhel nabroušení ( **$\omega$** )
- Úhel ostří ( **$\varphi$** )
- Úhel řezu ( **$\gamma$** )
- Úhel zadního podbroušení ( **$\epsilon$** )

Na obrázku 25 si můžeme všimnout dvou řezů zároveň a sice středem disku a v místě vnikání do půdy. Úhel zadního podbroušení je nutné navrhnout tak, aby při vnikání do půdy nedocházelo k vyhlubování stroje ze země díky tomu, že by byl úhel záporný.

Na základě literatury [20] může vycházet z doporučených hodnot uvedených v tabulce 4 pro nastavení disků při různých aplikacích. Velmi důležitý je poměr průměru talíře (D) a maximální pracovní hloubce stroje (a), jenž se nazývá koeficient k.

$$k = \frac{D}{a} \quad (10)$$

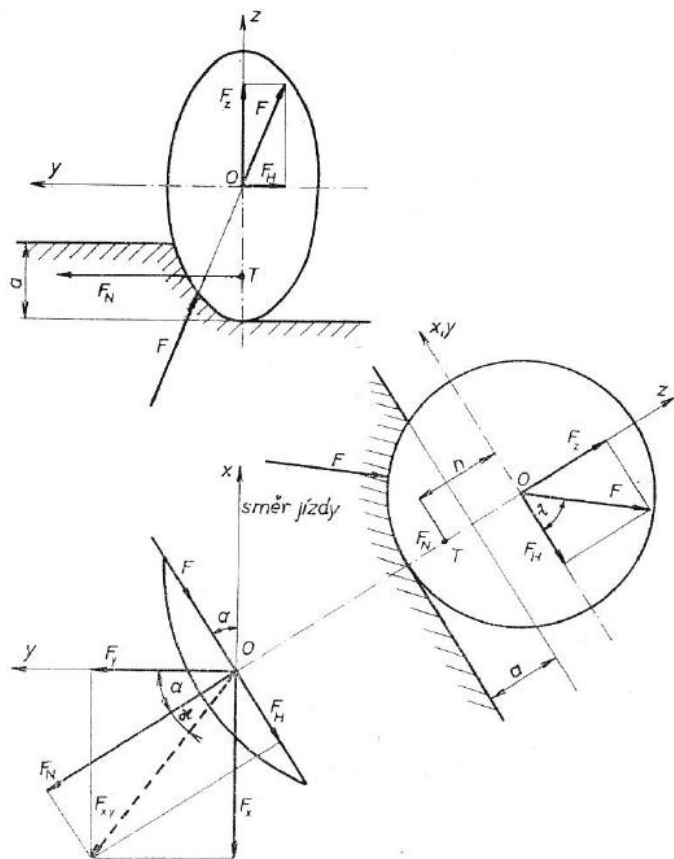
Tabulka 4 – doporučené hodnoty pro disková orební tělesa

Druh stroje	$k = \frac{D}{a}$	A	$\varphi$	e	$\varphi$
Diskový pluh	2,5 – 4	40° - 50°	31° - 37°	5° - 10°	10° - 15°
Diskový podmítač	6 – 8	Cca 35°	26° - 32°	3° - 5°	
Disková brána	4 – 6	0 – 25°	22° - 26°	>0°	

### 3.2.1. Síly působící na diskovou jednotku

Vztahy pro výpočet sil, které působí na diskovou jednotku nesou ve své podstatě pouze empirický charakter. Důvodem je půda, nikde na světě se nenachází stejné půdní podmínky, mohou být však podobné. Různé podmínky mohou být ovlivněny množstvím kamení, vlhkostí, kořenovým podložím v půdě.

Silové složky jsou zobrazeny na obrázku 26 pro náš případ kdy úhel  $\beta$  je 0°. Síla do směru x –  $F_x$  znázorňuje složku



Obrázek 26 – Silové účinky na disk [19]

do směru jízdy. Složka  $F_z$  je nutná pro znalost přítlaku na disk pro vniknutí do půdy. Důležitá je poté výslednice sil, která se složí ze složek  $F_x$ ,  $F_y$  a  $F_z$  tato výslednice poté určí celkové

silové působení na rám stroje potažmo na jisticí mechanismus, který bude zajišťovat kopírování povrchu a bude plnit jisticí funkci pro vyklopení při nárazu například do kamene.

Pro začátek se pokusíme určit sílu, jejíž složka vychází ze známých předpokladů a sice ve směru pojezdu, kde jedinými proměnnými budou rychlost a výkon traktoru, samozřejmě s určitou účinností přenosu výkonu bude vztah následující:

$$F_p = \frac{P\eta}{v_p} \quad (11)$$

Kde:

P – výkon motoru traktoru

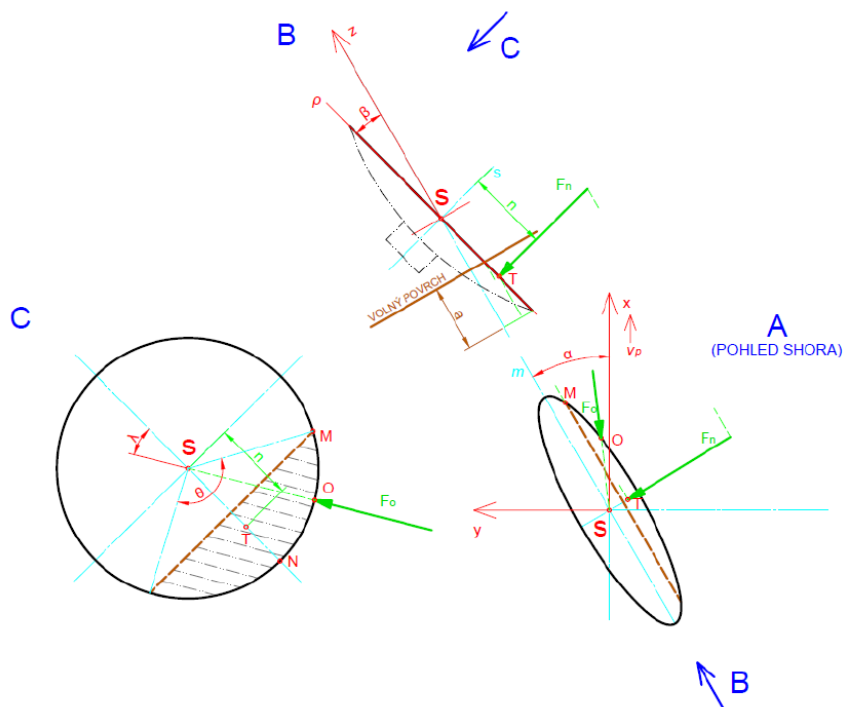
$\eta$  – účinnost traktoru

$v_p$  – pojezdová rychlost

Účinnost v sobě zahrnuje jak mechanickou část – převodovka, motor, diferenciál a koncový převod, tak přenos výkonu na půdu. Tato hodnota nebude vyšší než  $\eta=0,7$ . Na jeden disk tudíž působí celkově síla podle následujícího vzorce

$$F_{p1} = \frac{F_p}{n_t} \quad (12)$$

Kde  $n_t$  je počet talířů na stroji. Na následujícím obrázku 27 jsou znázorněny veškeré sílové účinky působící na disk při použití podřezání, a tudíž jsou zde uvažovány oba úhly  $\alpha$  a  $\beta$ .



Obrázek 27 – sílové účinky na disk

Na disk, jak je patrné z obrázku 27, působí dvě hlavní silové složky  $F_o$  a  $F_n$ . Silová složka  $F_o$  působí v místě mezi body M a N neboli body nejnižším bodem disku v zemi a bodem M který je místem vnikání do půdy. Bod se tudíž nachází v jejich polovině neboli pod úhlem  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{\theta}{4} \quad (13)$$

Bod  $F_n$ , jehož působiště je v bodě T působí na disk v rovině kolmé na plochu disku a v hloubce  $n$ . Bod T jež je působištěm síly se nachází v těžišti kruhové výseče. Tuto vzdálenost můžeme dopočítat následovně:

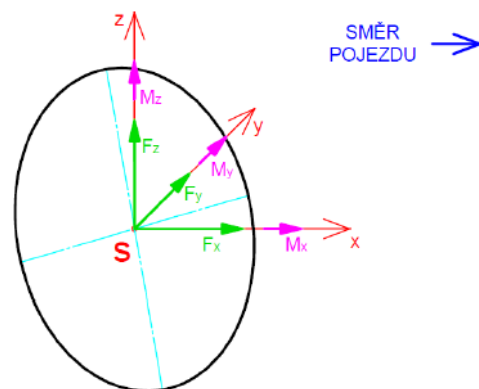
$$n = \frac{D * \sin^3 \frac{\theta}{2}}{12 * (\text{arc}\theta - \sin\theta)} \quad (14)$$

Kde  $D$  je průměr disku a  $\theta$  je středový úhel výseče.

$$\theta = 2 * \text{arcsin} * \left(1 - \frac{2 * a}{D * \cos\beta}\right) \quad (15)$$

Kde  $a$  je pracovní hloubka disku – pro výpočet musíme uvažovat maximální pracovní hloubku.

V následující části již na základě vyobrazení na obrázku 28 můžeme situovat veškeré účinky do středu disku a sice do bodu S. Obecně tudíž získáme tři složky sil  $F=(F_x, F_y, F_z)$  a tři složky momentů  $M=(M_x, M_y, M_z)$ . Tyto složky sil využijeme pro dimenzování ložisek disku a pro dimenzování jisticího systému, v našem případě gumičky. Moment je vyjádřen na rameni  $n$  což je v bodě T. a plně závisí na úhlu natočení disku následovně:



Obrázek 28 – silové účinky ke středu disku

$$M_x = F_n * n * \cos\alpha \quad (16)$$

$$M_y = F_n * n * \sin\alpha \quad (17)$$

$$M_z = 0 \quad (18)$$

Na základě hodnot z tabulky 4 můžeme odhadnout silový poměr mezi silami  $F_x$  a  $F_y$  který je  $F_y/F_x = -N$ , jelikož pro tyto údaje platí že  $\beta = 0^\circ$ .

Nyní můžeme tedy shrnout veškeré odvozené výpočty do tabulky které působí na disk a na střed disku S.

DÁNO	Geometrie $D$ ... průměr disku, $a$ ... pracovní hloubka, $\alpha$ ... úhel nastavení, $\beta$ ... úhel záklonu roviny disku.	SÍLY	$F_{p1}$ ... tažná síla na jeden disk, $N$ ... poměr velikostí složek $ F_y/F_x $ .
VÝPOČTY	$n = \frac{D \sin^3 \frac{\theta}{2}}{12(\arccos \theta - \sin \theta)}$	$\lambda = \frac{\theta}{4}, \quad \theta = 2 \arcsin \left( 1 - \frac{2a}{D \cos \beta} \right)$	
	$F_n = F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_o Y_n - X_n Y_o}$	$F_o = F_{p1} \cdot \frac{Y_o - X_o N}{X_n Y_o - X_o Y_n}$	
	$F_x = X_n F_n + X_o F_o$	$M_x = F_n n \cos \alpha$	
	$F_y = Y_n F_n + Y_o F_o = -N F_x$	$M_y = F_n n \sin \alpha$	
	$F_z = Z_n F_n + Z_o F_o$	$M_z = 0$	
	$X_n = -\cos \beta \sin \alpha$	$X_o = -\cos \lambda \sin \beta \sin \alpha - \sin \lambda \cos \alpha$	
	$Y_n = \cos \beta \cos \alpha$	$Y_o = \cos \lambda \sin \beta \cos \alpha + \sin \lambda \sin \alpha$	
$Z_n = -\sin \beta$	$Z_o = \cos \lambda \cos \beta$		

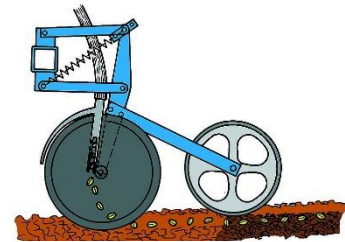
Obrázek 29 – výpočet sil v disku a v ložisku

### 3.3. Jistící systém secích botek

Secí botka musí vzdorovat různým odporům které jí stojí v cestě. Jedním z nich je půda, rostlinné zbytky a kamení. V případě půdy potřebujeme dosáhnout dobrého průniku do půdy a kvalitní práce vzhledem k otevření půdního lůžka pro osivo. V případě rostlinných zbytků potřebujeme zajistit dokonalé prokrojení a zamezení trhání a vtahování do půdy. Toto lze zamezit několika způsoby, jako například dobře nabroušený a tvrdý břit či velikost břitu nebo v neposlední řadě také zubatým břitem.

Jištění samotné nosné konstrukce botky může probíhat několika způsoby známými mezi výrobci a obecně v konstrukci strojů tohoto typu. Důvodem použití následujících variant je několik, ale především zde hraje roli cena a funkčnost. Je nutné si definovat jaký pohyb bude jistící systém zajišťovat a kolik potřebujeme kloubových, čepových či jiných spojů a jakou silou budeme systém jistit. Dále pak je nutné zajistit funkčnost, což v zemědělství znamená, že stroj musí být variabilní a pracovat v mnoha půdních podmínkách, aby splnil svůj účel. Tudíž variabilita nastavení je také důležitá čímž se zde myslí právě ono nastavení přitlaku na půdu.

Systém jištění secích botek se dá rozdělit na základní dva druhy tedy o systém s paralelogramem jako na obrázku 30 nebo bez něj. Jedná se o velmi podstatný rozdíl v konstrukci a její složitosti. Tento mechanismus přináší své výhody v naší aplikaci a sice paralelní zdvihnutí disku a kolečka zejména při skládání stroje k nádrži v podmínkách kde jsme omezeni



Obrázek 30 – odpružení botky [25]

zástavbovými rozměry. Tento systém naproti svým výhodám dále pak využitelným například v lepším kopírování či zapravování do půdy má jednu velkou nevýhodu a sice jimi jsou parametry jako cena, servisovatelnost a náročné opravy, jelikož je zde mnoho kloubů, které je nutné přetěsnit, vyměnit uložení a pokud má stroj například 50 secích jednotek, každá má 4 táhla, každé má 2 pouzdra tak je to již 400 pouzder na výměnu, což je poměrně hodně na běžnou údržbu.

Na obrázku 31 můžeme vidět pneumatické jištění které patří do sekce botek s paralelogramem. Jedná se o systém, kde každá botka je jištěna jednotlivě, bývá tomu tak i u mechanického jištění pomocí pružin. Rozdíl však v tomto případě je zejména cena a pohodlí ovládání. Zatím co pneumatiku či hydropneumatiku nastavíme z traktoru a botky se pak každá nastaví na stejný přítlak tak v případě mechanického řešení je buď přítlak daný nebo je nutné mechanicky přenastavit.



Obrázek 31 – botka dvojitá s pneumatickým jištěním [26]



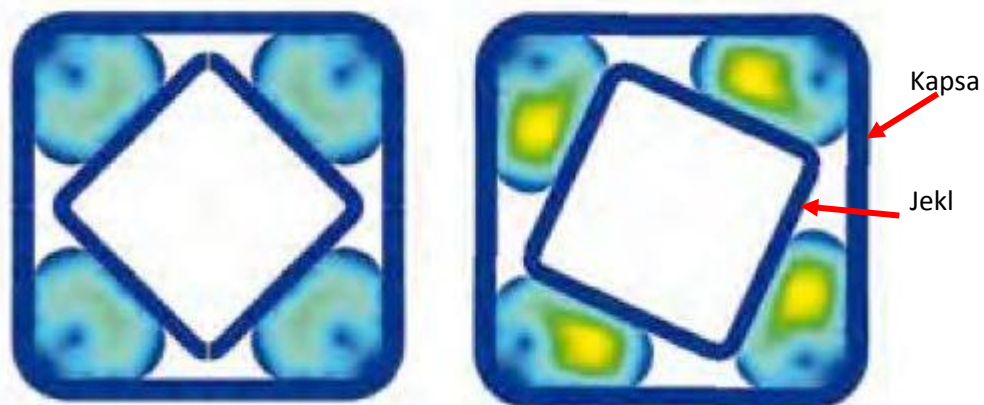
Jako druhým řešením se nabízí varianta umístit secí botku pevně na rám, jak můžeme vidět na obrázku 32, který bude natáčen pro manipulaci do transportní polohy a eventuelně



Obrázek 32 – uložení secích botek na rám stroje [27]

pro nastavení předepnutí přítlačku na půdu. Důležitou součástí v tomto ohledu hraje materiál a celková konstrukce v uložení botek. Je nutné definovat kolik vyvolávají secí botky kroutící moment během práce. Při práci totiž dochází k celkem jednoduchému kmitání kolem nulové osy, ale jakmile dojde k nárazu, dochází tak k vysokému přetížení. Další komplikace vzniká v momentě, kdy některé botky mají tendenci narazit a vyjet z půdy a některé musíme stále přitlačovat do země. V ten moment je nosník namáhán na krut nerovnoměrně a je nutné tyto síly zachytit.

V tomto uložení hrají nejdůležitější roli, po pevném a silnostěnném nosníku, gumičky jištění. Gumičky mohou být v různých tvarech a stlačeny různými tlaky na jekl a kapsou ve které jsou uloženy. Charakteristika, jak probíhá jištění a reakce gumiček může probíhat následujícím způsobem. Toto jištění se primárně používá například pro strojní zařízení, které pracují s vibracemi a potřebují eliminaci vibrací. Dle velikosti kapsy, která jistí daný prvek a

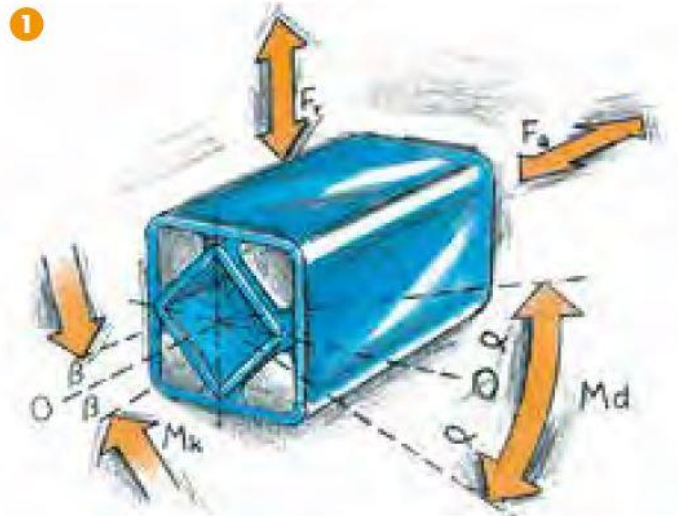


Obrázek 33 – ROSTA pevnostní průběh

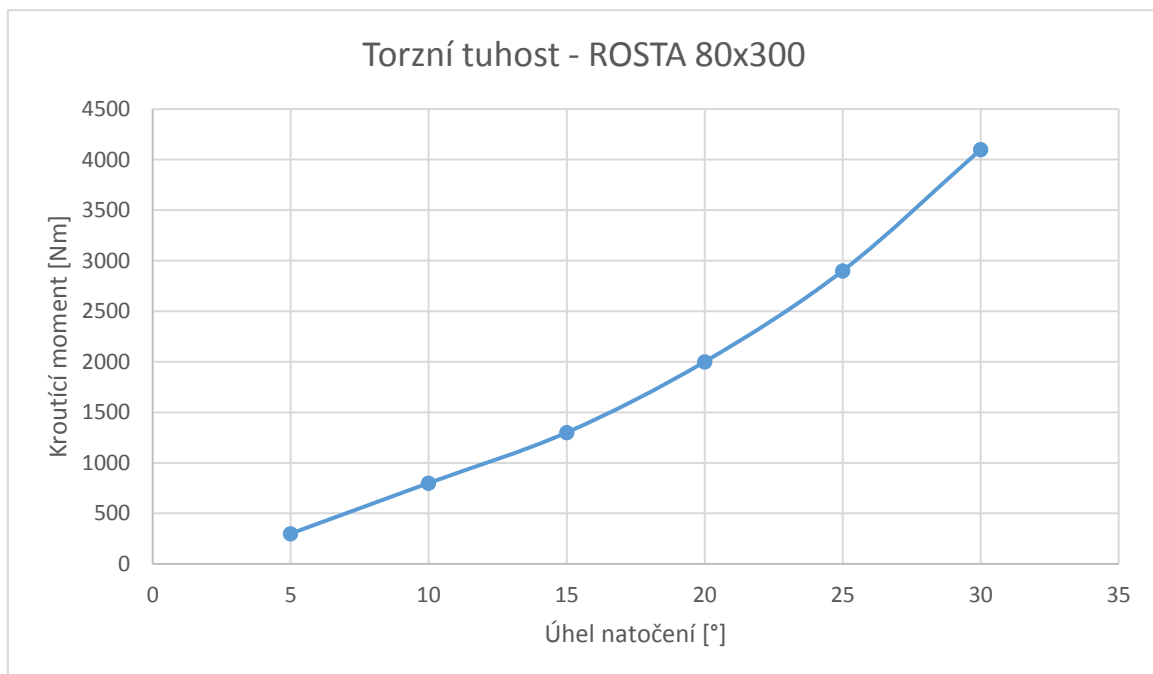


velikosti a tvrdosti gumiček můžeme poté hovořit o jednotlivých úhlech a směrech pohybu který je schopen tento typ jištění pojmout. Toto jištění se vyznačuje velkým rozsahem úhlu natočení.

Odpružení, jak je vyobrazeno na obrázku 34 naznačuje mezní úhly natočení a zároveň momentů vyvolaných tímto natočením. Jelikož se jedná o gumu, teoreticky by měla hodnota tuhosti gumy neboli  $N^*m/^\circ$  klesat úhlem. V případě tohoto uložení se bavíme o úhlu natočení  $\alpha = \pm 30^\circ$  a ve směru  $\beta = \pm 1^\circ$ . Celkový moment vyvolaný nebo spíše jištěný tímto systémem bude při velikosti jeklu 80mm a délce gumiček 300mm bude v rozsahu od 300 Nm do 4100 Nm při natočení  $5^\circ$  až  $30^\circ$  podrobnější charakteristika znázorněna na grafu níže.



Obrázek 34 – zatěžovací směry



Graf 1 – Torzní tuhost Rosta 80x300

Na základě této charakteristiky můžeme navrhnout potřebné zařízení a jeho uložení. Variant délek a průměrů je nepřeberné množství. V tomto případě se jedná o velmi použitelný a praktický prvek který zajistí jak tlumení, náklony tak i vertikální a axiální jištění.

Pro secí botku by se dalo považovat za dostačující úhel vychýlení přibližně 10-15° přičemž v tomto případě bychom se pohybovali v hodnotách až k 1350Nm což je velmi dobrá jistící schopnost. U secí botky potřebujeme 2 vlastnosti, aby prvek dokázal udžovat přítlak a zároveň povolil v případě nárazu do překážky.

#### 4. Návrh bezorebné secí botky

Během prvních návrhů byla vzata v potaz celá předchozí část, která rozebírá klady a zápory jednotlivých částí konstrukce a závěrem uvažuje v potaz praktičnost a možnost jednoduché výroby a servisovatelnosti. Celý návrh začal prakticky od nuly a z původních strojů byl převzat pouze systém uložení celé botky na rámu pomocí gumiček. Kapsa uložení a gumičky jsou doposud standartně dodávány a fungují, tudíž na nich změna nebyla nutná.

Jednotlivé prvky, které bylo nutné navrhnout byly následující:

- Rám základní konstrukce
- Systém nastavení hloubky
- Výsevní ústrojí
- Systém přítlačných koleček
- Ozubená přítlačná kolečka
- Přítlačné pružiny

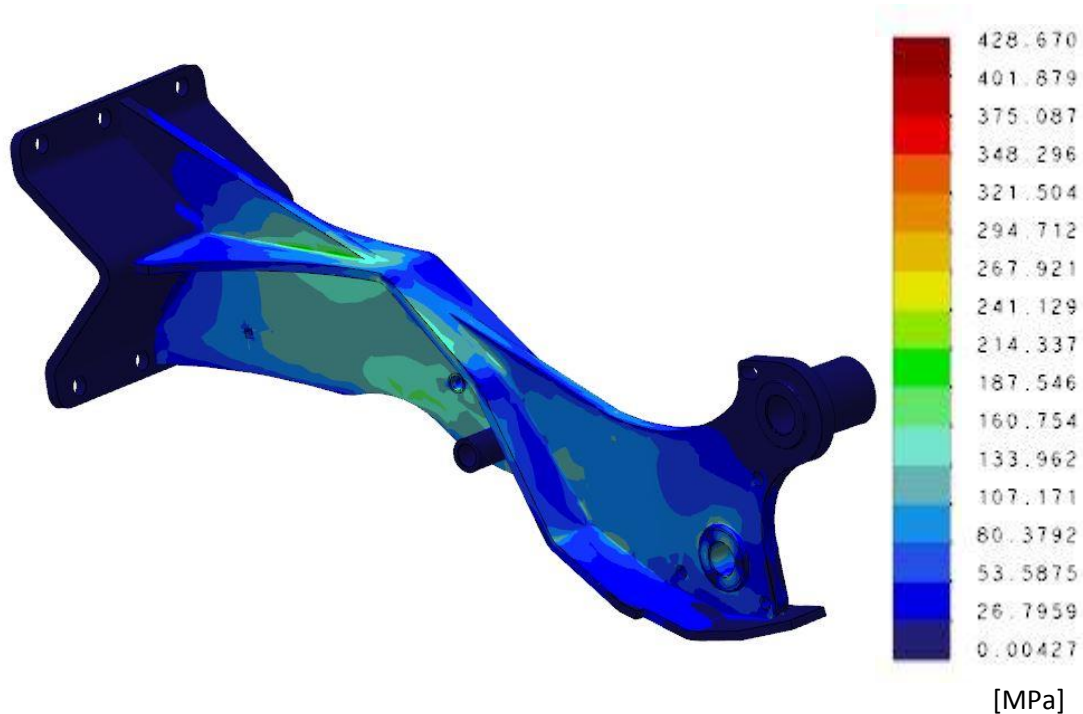
Dále bylo nutné zjistit přehled dodavatelů komponent, použitelné pro náš případ a mohli bychom využít jejich kooperaci. V tomto případě se jedná o následující prvky:

- Kopírovací kolečko
- Ložisko disku
- Disk
- Čistící kolečka
- Uzavírací kolečka

V následujících kapitolách budou vysvětleny postupy výpočtů a návrhů, jak probíhal postup konstrukce. Jednotlivé kroky či úpravy byly prováděny na základě podkladů a podnětů od odborného konzultanta který je v tomto ohledu zkušeným odborníkem z praxe a bude mít následně na starosti testovací program a výrobu botek.

#### 4.1. Základní konstrukce

Rám secí botky byl navržen pro prototypovou výrobu tudíž byly použity velmi jednoduché, ale funkční prvky, aby byla zajištěna jednoduchost výroby a možnost výroby



Obrázek 35 – FEM napětí při 3 – násobném přetížení od pracovního stavu

bez nutnosti vyrábět složité přípravky nebo vyrábět formy na odlitky. Pokud se prototyp ověří v praktických zkouškách v půdních testech, které budou probíhat koncem srpna tak se ke konstrukci ještě vrátíme a budeme konstrukci optimalizovat na cenovou a produkční variantu. Pro návrh základního rámu byl použit materiál Alform 700, jedná se o svařovanou konstrukci, která je vyztužená pro eliminaci krutu a vertikálního posuvu. Na obrázku 35 je vyobrazené napětí, ke kterému dochází při zatížení stroje od disku a opěrného kolečka. Konstrukce je záměrně tvořena silnou a pevnou částí a sice pro vertikální posuv a zachování pevné výsevní hloubky. Na druhou stranu je dovolen jistý stupeň pro krut, aby bylo umožněno lepší kopírování povrchu. Na obrázku 35 je výsledná simulace napětí metodou konečných prvků při trojnásobném přetížení konstrukce. Pokud pomineme koncentrace napětí, které vznikly z důvodu větších elementů při tvorbě sítě, tak se pohybujeme maximálním napětím v konstrukci do hodnoty 300MPa což v případě Alform 700 představuje přibližně polovinu maximální hodnoty napětí, který tento materiál ve svých materiálových vlastnostech vykazuje.

Na obrázku 36 výše můžeme vidět přesnou materiálovou specifikaci materiálu Alform v určitých tloušťkách plechu. Vzhledem k tomu, že se pohybujeme v tloušťkách do 15 mm, tak poté se pohybujeme v mezi kluzu do 700MPa.

Na konstrukci je dobré si povšimnout, že se jedná o výpalky poskládané a svařené.

**Mechanical properties in as-delivered condition**

Steel grades	Plate thickness	Yield strength	Tensile strength <sup>1)</sup>	Fracture elongation <sup>1)</sup>	Notch impact energy <sup>2)</sup> , min. J
	range mm	YS min. MPa	Rm MPa	$L_0 = 5,65 \sqrt{S_0}$ min., %	
alform plate 620 M	8 ≤ 50	620	700 - 890	15	40
alform plate 700 M	8 ≤ 15	700	770 - 1,050	10	40
	> 15 ≤ 50	680	770 - 1,050	12	40
	> 50 ≤ 60	650	770 - 1,050	12	30
alform plate 900 M x-treme	8 ≤ 30	900	940 - 1,100	11	30
alform plate 960 M x-treme	8 ≤ 25	960	980 - 1,150	10	30
alform plate 1100 M x-treme	15 ≤ 20	1,100	1,120 - 1,300	8	27
	> 20 ≤ 25	1,080	1,100 - 1,300	8	27

*Obrázek 36 – Alform materiálové vlastnosti [28]*

Dále pak byla využita přesnost pálení laserem kde v tloušťce 15 mm je přesnost laseru na délkových rozměrech pro díry  $\pm 0,2$ mm což se dá ještě nastavit, aby nedošlo k podřezávání, či přiřezávání při pálení. Díky této technologii dokážeme do základního rámu před připravit jednotlivé díry pro následné navaření a montáž jednotlivých prvků. Tímto dokážeme dosáhnout vysoké míry přesnosti při složení a před svařením. Pro jednotlivé trubky, které budou vkládány byla zachována silná tloušťka stěny z toho důvodu, aby po svaření nedocházelo k ovlivnění vnitřních průměrů, aby se nemuselo přistupovat k obrábění po svaření, jelikož by to velmi výrazně prodražilo základní rámovou konstrukci. V tomto místě se tedy odkazujeme na základní myšlenku, jakou zvolit přesnost, jaké zvolit montážní vůle, aby funkce byla zachována a zároveň nebyly přehnané vůle v konstrukci, ale aby byla možná smontovatelnost.

## 4.2. Návrh jištění

Návrh jištění bylo nutné udělat vzhledem k praktičnosti a jednoduchosti stroje. Po konzultaci byl zvolen systém jištění pomocí gumiček a kapsy kolem nich. Důležité je v tomto ohledu variabilita, možnost nastavení, zejména nastavení rozteče jednotlivých botek v případě, že je nutné zvolit jinou například z důvodu setí jiného osiva.

Před samotným návrhem a výpočty veškerých parametrů jištění bylo nutné zjistit charakteristiku současně dodávané gumičky, aby byla přesněji definovatelná tuhost jisticího systému a jaké reakce lze očekávat po dosažení extrémních stavů. V našem případě

je počítáno s vychýlením 12–14 cm z rovnovážné polohy což představuje úhel natočení přibližně 11°-12°.

Bylo nutné definovat charakteristiku jisticích gumiček pro náš případ. Bylo nutné vycházet z doposud známých a používaných diskových jednotek, které využívají obdobný systém. Měření probíhalo na diskovém podmítači, který je osazen dvou konzolovými disky, to znamená, že jsou umístěny 2 disky na jedné jednotce, jištění probíhá pomocí gumiček průměru 40 mm a délce 380 mm kde se jedná o velmi robustní konstrukci, jednotky jsou uloženy na jednom jeklu o velikosti 80 mm. Byly proměřeny použité jednotky od kraje stroje až ke středu, aby bylo možné vyhodnotit, zda je měření správné a charakteristika gumiček odpovídá



*Obrázek 37 – měření tuhosti*

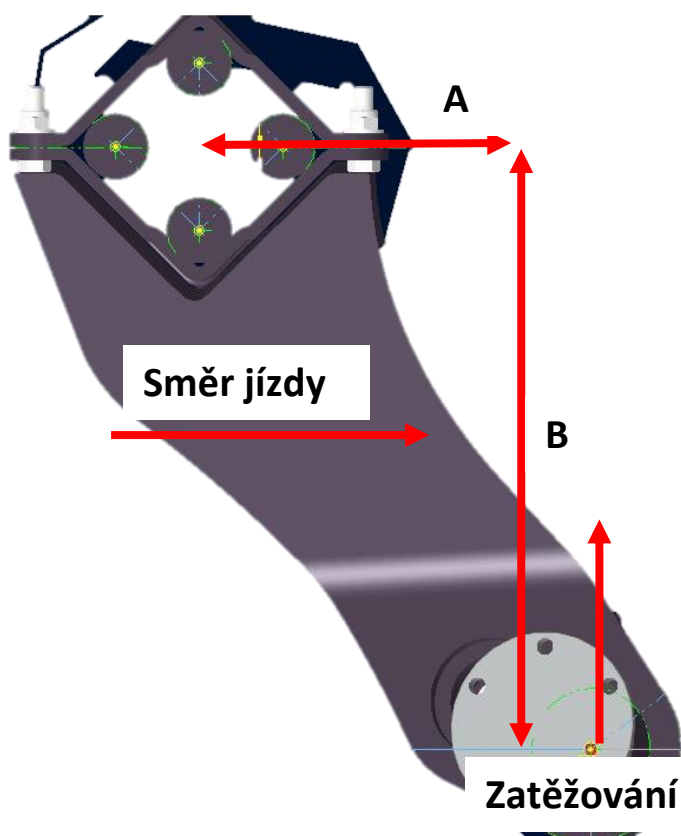
teorii. U měření byl dán jako kritérium zdvih, z něj se dopočítal úhel pro přepočítání a odečítalo se zatížení, respektive odpor, který působí od gumiček.

Byly naměřeny následující hodnoty uvedené v tabulce 5 pro jednotlivé konzoly. Je nutné brát v potaz hodnoty pouze do 14 cm, protože v případě 18 cm se jedná o opravdu velké síly a mohlo tady docházet k velké chybě měřících zařízení, jelikož tahová síla byla v ose disku a pokud působila k vnější straně stroje tak docházelo ke zdvihu stroje, proto je hodnota naměřené konzole 0. Důležitý je následující krok a přepočítat hodnoty na torzní tuhost celého systému.

*Tabulka 5 – naměřené hodnoty zatížení*

Vychýlení [cm]	Zatížení konzoly [kg]					Ø zatížení [kg]
	1	2	3	4	5	
2	320	250	270	182	270	258
4	422	353	400	450	500	425
6	510	457	570	530	665	546
8	650	570	610	620	855	661
10	715	675	780	670	1060	780
12	0	810	970	935	1250	793
14	0	818	1080	1100	1500	899
16	0	0	1280	1310	1760	870
18	0	0	1570	1540	2000	1022

Momentový výpočet vychází z obrázku 38 kde jsou naznačeny rozměry prvku –  $A = 240$  mm;  $B = 364$  mm; z toho dostaneme rameno na kterém dochází k otáčení konzolou o délce přepony A a B velikosti 436 mm. Vzhledem k tomu, že potřebujeme zjistit potřebný moment při síle kterou známe je nutné vzít v potaz proměnlivé složky A a B. Velikost vzdálenosti B známe, jelikož se mění a byla dána zadáním zkoušky a složka A se pomocí goniometrických funkcí musí dopočítat tak abychom následně dostali úhel o který dochází k natočení a tím byly schopni dopočítat závislost tuhosti na momentu. V tabulce 6 je možné vidět naměřené a dopočítané hodnoty pro tento typ uložení.



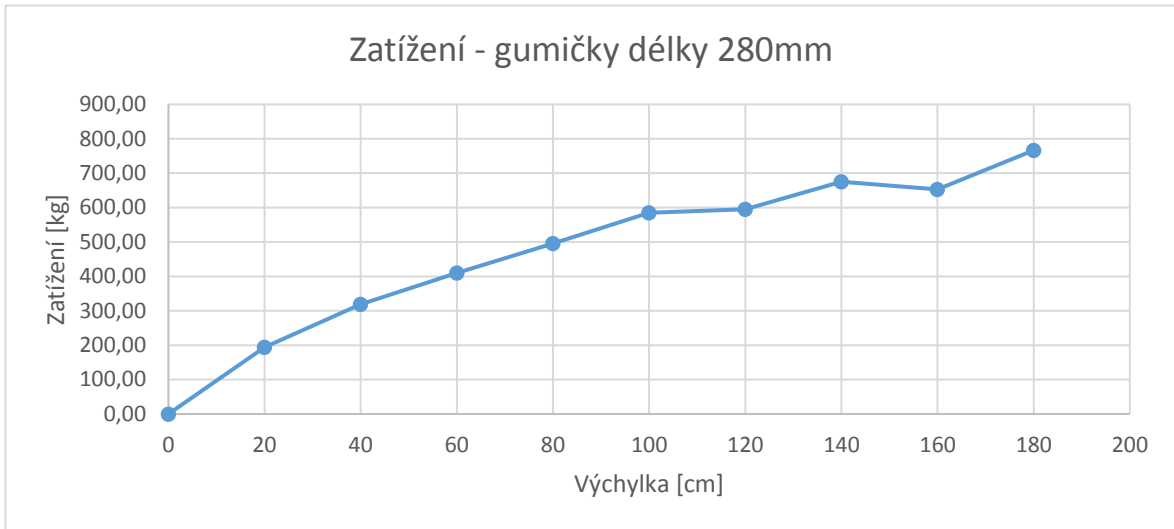
Obrázek 38 – dvou konzola diskového podmičače

Tabulka 6 – výpočet momentové tuhosti gumiček 370 mm

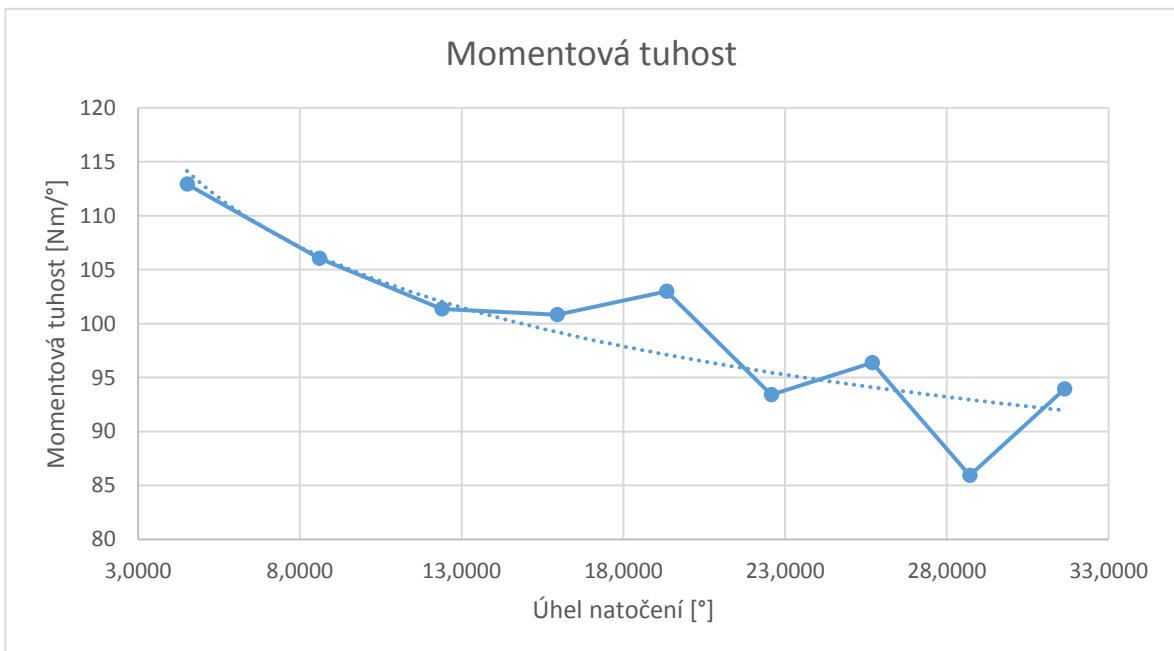
Vychýlení [mm]	A [mm]	Zatížení [kg]	Zatížení pro 280 gum. [kg]	Natočení [°]	Tuhost [Nm/°]	Tuh. pro gum 280 [Nm/°]
0	240,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	267,88	258,40	193,80	4,51	150,56	112,92
40	291,75	425,00	318,75	8,60	141,38	106,04
60	312,54	546,40	409,80	12,39	135,16	101,37
80	330,82	661,00	495,75	15,96	134,44	100,83
100	346,99	780,00	585,00	19,34	137,31	102,98
120	361,33	793,00	594,75	22,57	124,54	93,40
140	374,06	899,60	674,70	25,69	128,51	96,39
160	385,33	870,00	652,50	28,70	114,57	85,93
180	395,27	1022,00	766,50	31,64	125,25	93,94



Na základě vypočítaných hodnot můžeme vyhodnotit 2 grafy vycházející z tabulek 5 a 6. bude se jednat o graf momentové tuhosti a graf odporu gumiček. Grafy vyobrazují zatížení a momentovou tuhost přepočtenou na gumičky délky 280 mm.

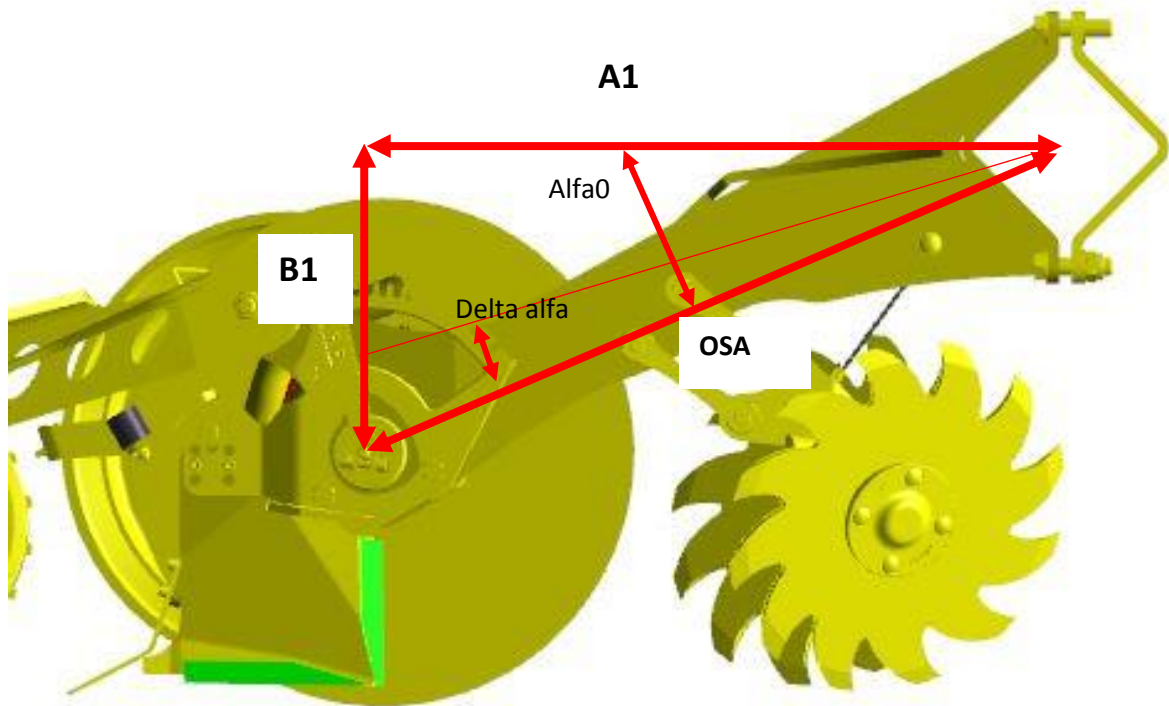


*Graf 2 – zatížení / výchylka*



*Graf 3 – momentová tuhost*

Z grafu zatížení můžeme vycházet a požit jej jako podklad pro momentovou tuhost a následně použít graf momentové tuhosti abychom z něj odečetli hodnoty pro jednotlivé



Obrázek 39 – rozměry botky

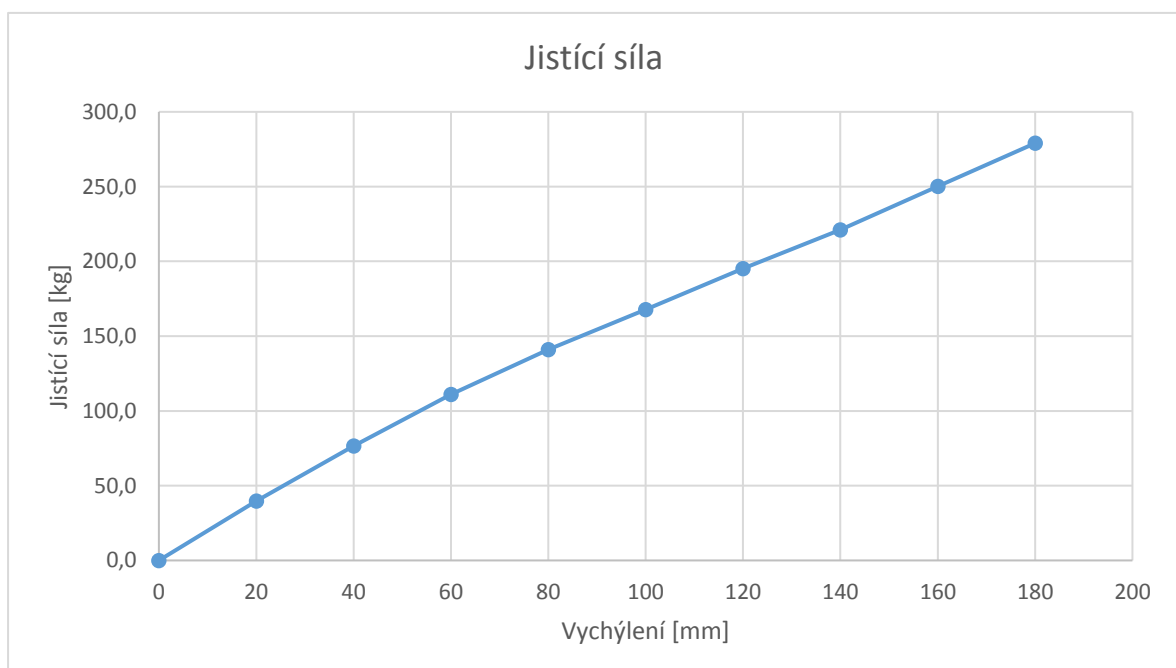
úhly vychýlení v přepočtu na gumičky délky 280 mm což bude podkladními daty pro výpočet jisticích složek a sil, které budou působit na secí botku. Pro základy výpočtu potřebujeme znát rozměry, vyobrazené na obrázku 39, a dopočítat velikosti secí botky kde  $A1 = 600$  mm a  $B2 = 270$  mm. Z těchto rozměrů dopočítáme osu, úhel mezi  $A1$  a osou. Tento úhel pro nás bude  $Alfa0$  od kterého se bude poté dopočítávat delta alfa.

Tabulka 7 – výpočet přítlaku na botku

Výchylka [mm]	Rameno [mm]	Úhel [°]	delta uhel [°]	Moment [Nm]	Tuhost [Nm/°]	Přítlak [kg]
0	600,00	1,149	0,0000	0,00	0	0,0
20	608,60	1,1810	1,8961	237,01	125	39,7
40	616,44	1,2137	3,7667	463,30	123	76,6
60	623,54	1,2459	5,6149	679,39	121	111,1
80	629,92	1,2778	7,4431	870,84	117	140,9
100	635,61	1,3095	9,2539	1045,69	113	167,7
120	640,62	1,3408	11,0495	1226,49	111	195,2
140	644,98	1,3719	12,8321	1398,69	109	221,1
160	648,69	1,4028	14,6035	1591,78	109	250,1
180	651,77	1,4336	16,3657	1783,86	109	279,0



Z tabulky 7 výše můžeme vidět výsledky dopočítání momentu, resp. pro momentovou tuhost celého systému. Díky zkouškám, které byly provedeny jsme byli schopni definovat momentovou tuhost, tu přepočítat na gumičky kratší které budou použity a sice pouze poměrem velikosti, jelikož guma se chová v rámci změny délky lineárně. Následně byl vytvořen dopočet na moment a s tím související přítlak na délce ramena A viz obr.39. Výslednou jistící sílu na secí botku můžeme vidět na grafu 4 níže. Z těchto údajů byl vypočten požadovaný přítlak na botku. V tento moment je důležité si uvědomit, že tento přítlak se připočítává k hmotnosti stroje, jelikož i při práci je podvozek zdvihnutý a tlačí na botky vahou stroje, a hmotnosti jednotlivých botek. Vezmeme-li v potaz, že botka váží cca 130 kg osazená čistícími kolečky, či bez nich váží cca 100 kg tak bude mít svou vahou přítlak na půdu 170 kg, resp. 140 kg což je v požadovaných mezích co jsme od konstrukce očekávali. Tato hodnota však bude proměnlivá, jelikož bude možnost nastavení tohoto přítlaku, a to buď předepnutím botek do země nebo naopak nadlehčením botek. Tím bude možné definovat nižší nebo naopak vyšší přítlak. Z testů vyplývá, že gumičky jsou schopny jistit až delta alfa 30° a prozatím se pohybujeme kolem 15° což nám dává možnost předepnout botku až na přítlak 250 kg resp. 380 kg (vč. Váhy botky). Tyto hodnoty přítlaku jsou však velmi relativní, jelikož potřebujeme dostat botku do půdy nejprve a pokud bude úhel moc ostrý nebo předepnutí moc silné tak se může stát, že stroj bude lehký a bude se konstrukcí zdvihát pomocí botek.



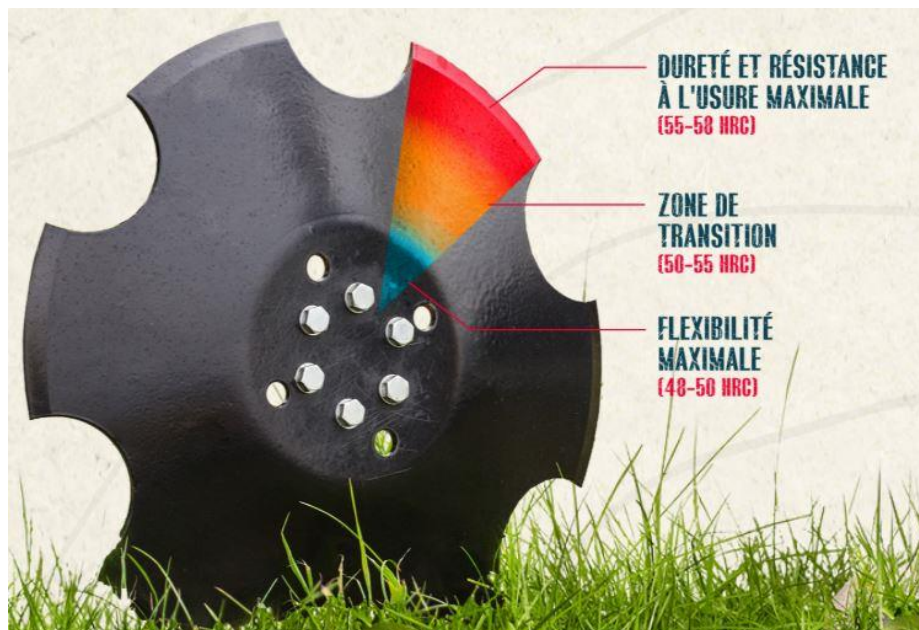
Graf 4 – výsledná jistící síla

Závěrem této části se tedy dá považovat, že předpoklady poklesu tuhosti s úhlem natočení a lineární závislosti na délce gumiček se potvrdili. Tím se tedy potvrzuje, že použití gumiček o délce 280 mm je vhodné. Případně by bylo vhodné pro polní testy botky zvolit délky mezi 280 mm až 310 mm a ověřit předpoklady výpočtu výše. Dále pak je nutné zvážit, že se může lišit hmotnost botky dle výbavy, a tudíž je dobré zvolit tužší a univerzálnější uložení což bude celkovým výsledkem testů na poli.

### 4.3. Návrh ložiska a disku

Pro návrh disku jsme vycházeli z předpokladů funkce secí botky, jelikož bude muset odolávat náročným podmínkám jak na severu Ameriky, tak na jihu Austrálie, kde půdní podmínky jsou zejména hroudovité, tvrdé půdní podloží. Z těchto předpokladů a po průzkumu konkurence jsme rozhodli o velikost disku 450 mm s možností volby disku 480 mm, jelikož může pracovat v určitých podmínkách lépe.

Pro disk bude použit ocelový plech, vypálený a sražený pod přesně definovaným úhlem podbroušení uveden kapitole výše (3.2 – obr.25). Materiálová specifikace, co se týká disků, se zejména odráží v samotné tvrdosti materiálu, a to nejen na okraji, ale i uvnitř materiálu, proto se dělají zkoušky řezem až do poloviny tloušťky pro zjištění tvrdosti materiálu. Důležitou vlastností je postupná měkkost materiálu směrem ke středu disku, jak je vidět na obrázku 30.



Obrázek 40 – forges de niaux disk [23]

Tažná síla na základě literatury [19] se dá odhadnout jako maximum z rozsahu z následující tabulky 5. Pro jednoduchost je uveden pouze jeden řádek z této literatury a sice konkrétní typ s hodnotami vhodnými pro naši aplikaci.

*Tabulka 8 – silové a rozměrové parametry stroje dle [19]*

Druh stroje	Průměr talíře D [mm]	Pracovní hloubka a [cm]	Rozestup b [mm]	Záběr B [m]	Hmotnost na metr záběru G [kg/m]	Hmotnost na talíř [kg/kus]	Potřeba tažné síly [kp/m]
Jednořadové talířové brány	400-500	<12	160-180	<6	100-150	20-25	140-190

Výše uvedená tabulka 8 kopíruje přibližně návrh naší secí botky k čemu by měla být určena. Specifikace neboli geometrie a působící síly jsou následující pro vstupní data secí botky, působících sil a geometrie:

- Geometrie:
  - D = 450 mm (průměr talíře)
  - a = 120 mm (pracovní hloubka stroje)
  - $\alpha = 7^\circ$  (úhel nastavení talíře)
  - $\beta = 0^\circ$  (úhel záklonu talíře)
- Síly:
  - $F_{p1} = 490$  N (kapitola 3.2.1.)
    - $F_{p1} = \frac{F_{pm}}{b} = \frac{200}{0,16} = 50[kp], \text{ resp. } F_{p1} = 490N$
    - $F_{pm}$  – tažná síla dle tabulky 8.
    - B – rozteč jednotek
  - N = 1 (poměr složek x a y)

Na základě vstupních parametrů můžeme dopočítat parametry dle obrázku 29.

Výsledky z geometrie disku:

$$n = \frac{D * \sin^3 \frac{\theta}{2}}{12 * (\arccos \theta - \sin \theta)} = 154,3mm \quad (19)$$

$$\theta = 2 * \arcsin * \left(1 - \frac{2 * a}{D * \cos \beta}\right) = 124,36^\circ \quad (20)$$

$$\lambda = \frac{\theta}{4} = 31,09^\circ \quad (21)$$

Výsledky ze silových účinků na disk:

$$F_n = F_{p1} \frac{Y_0 - X_0 * N}{X_0 Y_n - X_n Y_0} = \mathbf{546 N}; F_o = F_{p1} \frac{Y_0 - X_0 * N}{X_n Y_0 - X_0 Y_n} = \mathbf{827 N} \quad (22)$$

$$F_x = X_n F_n + X_0 F_o = \mathbf{-490N}; F_y = Y_n F_n + Y_0 F_o = \mathbf{490N}; \quad (23)$$

$$F_z = Z_n F_n + Z_0 F_o = \mathbf{708N}$$

$$M_x = F_n n \cos \alpha = \mathbf{167\,373\,Nmm}; \quad (24)$$

$$M_y = F_n n \sin \alpha = \mathbf{20\,551\,Nmm}; M_z = \mathbf{0\,Nmm}$$

Na základě výsledků z výpočtů můžeme nyní přistoupit k návrhu ložiskového uložení a montážního připojení. V první řadě je nutné podotknout, že na toto uložení již existuje několik patentových řešení, kterým je nutné se vyhnout. Důležité funkce, které jsou nutné splnit – ukotvení ložiska na pevně na rám a průchozí čep na možnost nastavení hloubky pomocí kopírovacího kolečka. Uložení musí splňovat jednu důležitou vlastnost a sice být bezúdržbové po dobu životnosti stroje. Zamezení vniknutí prachu, nečistot a bláta je prioritní.

Z předchozí části výpočtu vycházíme pro návrh nejdůležitější části celého stroje a sice ložiska uložení celé části stroje na které bude viset disk, kopírovací kolečko a nastavení hloubky. Ložisko bude určeno pro statické zatížení zejména pak v případě provozu v půdě nedochází k příliš velkým dynamickým účinkům (nárazy od kamenů v podání odborníků na výrobu ložisek se nepovažují za dynamický účinek).

Na obrázku 41 je možné vidět ložisko které je zvolené pro naši aplikaci. Jedná se o sérii tzv Agri Hub ložisek určených zejména pro využití v zemědělství. V našem případě se jedná o dvouřadé kuličkové ložisko. Jedinou nevýhodou tohoto ložiska je labyrintové těsnění pouze z jedné strany ložiska což způsobuje nutnost řešení pomocí konstrukce tak aby se vytvořilo labyrintové těsnění a zamezilo se, aby se dostaly nečistoty do nitra ložiska.



Obrázek 41 – zvolené ložisko FKL [\[24\]](#)

labyrintové

těsnění

Ložisko disponuje rozměry vyobrazenými na obrázku 42 a zejména pak podstatným rozměrem vstupní hřídele/vnitřního průměru ložiska 30 mm a zástavbovou šířkou 60 mm. Šířka tohoto ložiska je v celku velká, ale je nutné zachovat poměr ceny, výkonu a funkčnosti. V tomto případě má ložisko následující hodnoty:

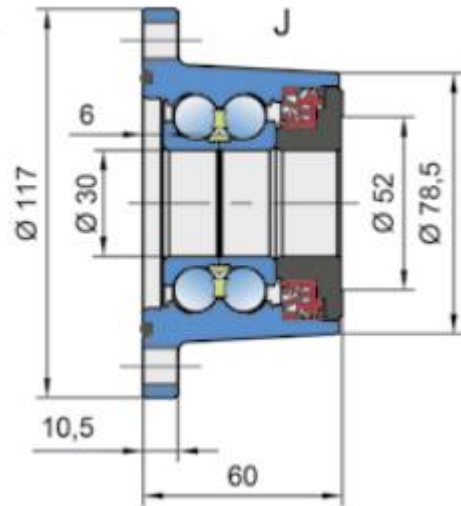
$$C = 60kN$$

$$C_0 = 45,8kN$$

C – dynamická únosnost

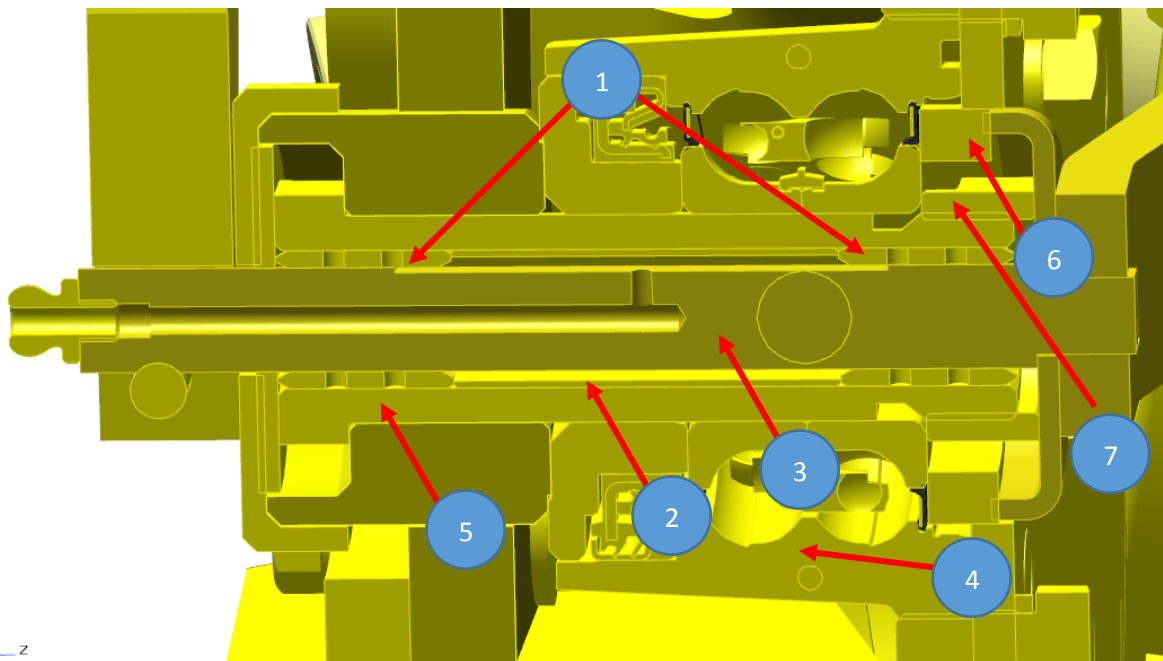
C<sub>0</sub> – statická únosnost

Mezní úchylky díry 30 mm je +0 a -0,006 mm



Obrázek 42 – řez ložiskem [24]

Jedná se tedy o velmi přesnou montáž. V našem případě konstrukce je možné využít lisování na hřídel, ale vzhledem k tomu, že potřebujeme zajistit servisovatelnost a jednoduchou údržbu budeme jistit ložisko proti pohybu maticí je možné udělat montáž s vůlí na hřídel a dotáhnout maticí.



Obrázek 43 – řez uložením ložiska na botce

Popis uložení ložiska po jednotlivých dílech:

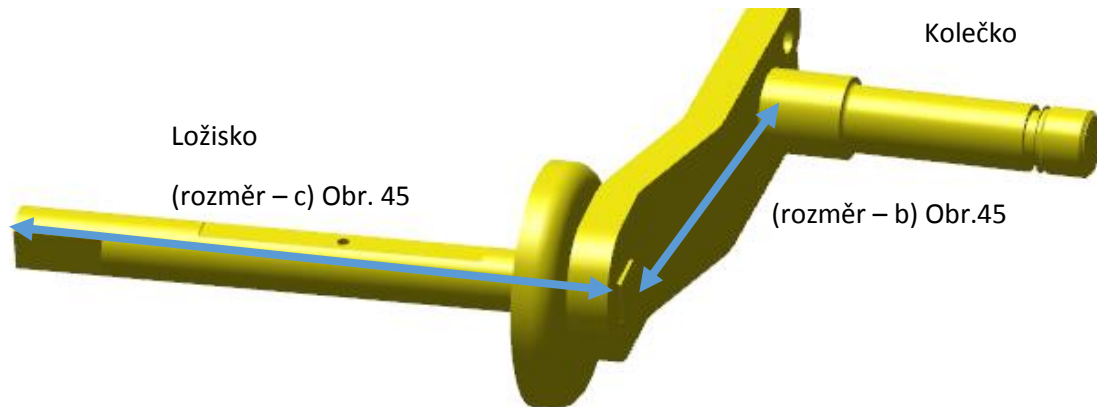
1. Kluzná pouzdra
2. Rozpěrná tyč plastová
3. Čep nastavení hloubky – osa kolečka
4. Ložisko



5. Montážní čep
6. Gumové těsnění
7. Matice

#### 4.4. Návrh čepu nastavení hloubky

Toto, je jedna z nejdůležitějších součástí stroje, jelikož nese veškeré zatížení. Díky rozdělení prvků, které jsme provedli a sice nosný prvek, který nese disk s ložiskem a



Obrázek 44 – nosná hřídelka

hřídelku která nese kroutící moment od kolečka. Při běžném provozním stavu je počítáno zatížení přibližně 50 kg na kolečko. Na základě těchto dat jsme schopni dopočítat zkrut hřídele a úhel posunutí v místě působení síly F na obr.45.

Vstupní data:

- Průměr hřídele: 15 mm (d)
- Délka ramena kolečka: 100 mm (b)
- Délka hřídele: 125 mm (c)
- Zatížení:  $50 \cdot 1,5$  (k)=75 kg=750 N

$$M_k = l * F = 100 * 750 = 75000 \text{ Nmm}$$

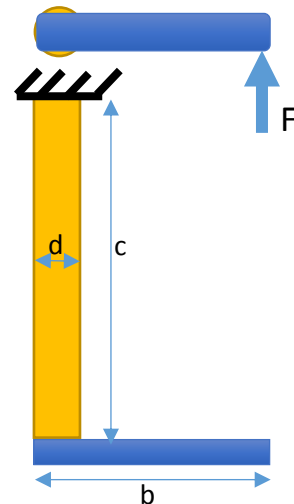
$$J_p = \frac{\pi * d^4}{32} = 4970 \text{ mm}^4$$

$$\varphi = \frac{M_k * l}{G * J_p} = 0,02357 \text{ rad}$$

$$\varphi = 1,35^\circ$$

$$W_k = \frac{\pi * D^3}{16} = 662,68 \text{ mm}^3$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 113 \text{ MPa} < \tau_{DK}$$



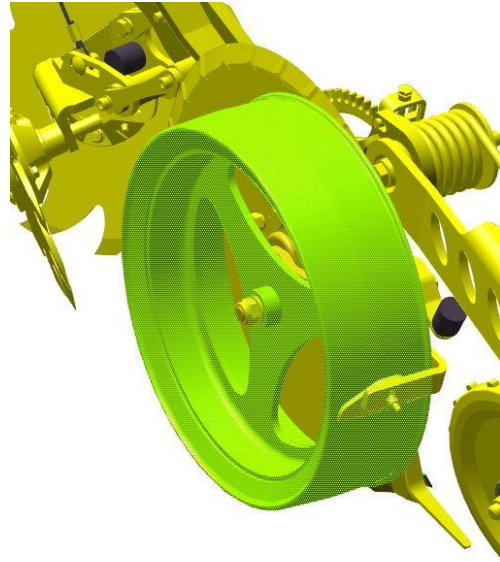
Obrázek 45 – silové schéma hřídelky

Shrneme-li tuto kapitolu tak jsme si definovali zatížení, výpočtem jsme určili přibližné hodnoty, které působící na ložiska a disk a zvolili ložisko s diskem a zároveň prověřili

z pevnostního hlediska hřídelku na krut, zda bude její velikost dostačující vzhledem k typu zatížení a její velikosti.

#### 4.5. Návrh kopírovacích a zavíracích koleček

Kopírovací kolečka neboli opěrná kolečka mají více funkcí než jen jezdit po povrchu. Zejména jejich určení je k nastavení hloubky secího stroje. Tato kolečka jsou dostupná v několika velikostech s různými možnostmi tvaru a povrchu. Dalším aspektem těchto kol je jejich šířka, ta se volí podle podmínek, v kterých se pohybujeme. Univerzální šířkou pro tyto kolečka bývá 4" neboli přibližně 115 mm. Kolečka určená pouze ke kopírování musí dále pak splňovat minimální lepivost materiálu a také důležitou vlastnost, nebo spíše doporučení, aby byla s lamelovými ráfky z důvodu vypadávání hlíny a nečistot z prostoru mezi diskem a kolem. I přes to, že by mělo kolo odolávat zanechávání zeminy na svém povrchu, tak je na něm umístěna škrabka. Jedná se totiž o to, že toto kolo je podstatné pro udržení správné hloubky nastavení pro výsev. Tudíž pokud by se tato hloubka měnila tak by poté postrádalo toto kolo smysl a botka by nefungovala tak jak je navržena. Škrabka je nastavitelná, aby mohla lépe kopírovat povrch kola i při opotřebení kola. Další, poslední, zajímavostí je profil tohoto kola, jednak je měkký a pruží a má jazyk pro lepší přitlak na disk. Tento přitlak se dá nastavit pomocí podložek které se budou navlékat na hřídelku.



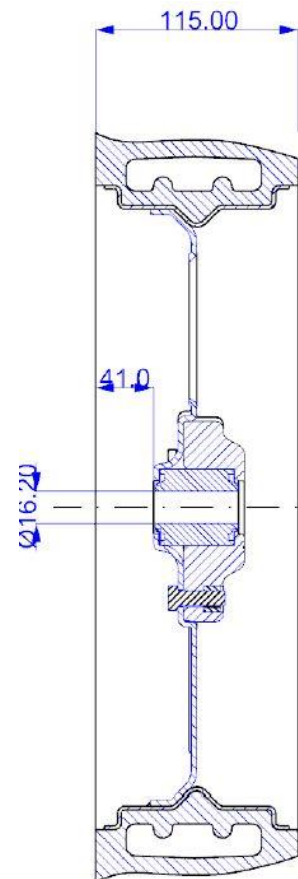
Obrázek 46 – kopírovací kolo

Srdcem tohoto kola bude ložisko PEER. Jedná se o dvouřadé ložisko speciálně navržené pro otevřenou zemědělskou aplikaci. Toto ložisko má zakrytování z obou stran a je široké pro lepší stabilitu disku a možnost delší hřídelky jež umožní plynulé nastavení rozteče podložkami. Jsou speciálně určena také pro diskové jednotky secích strojů. Jejich dalším využitím budeme postupovat v uzavíracích kolečkách. Tyto kolečka budou v nabídce ve dvou verzích. Na základě rešerše v kapitole předešlé půjdeme volbou gumových koleček, která budou určena zejména pro osívání luk, polí po travních zbytcích. Dále budou v nabídce kolečka agresivní, kovová se zuby pro tvrdší půdní podmínky. Ty budou osazeny stejně tak jako gumová ložiska PEER. Bude se opět jednat o konstrukci s možností nastavení pomocí

Disc opener

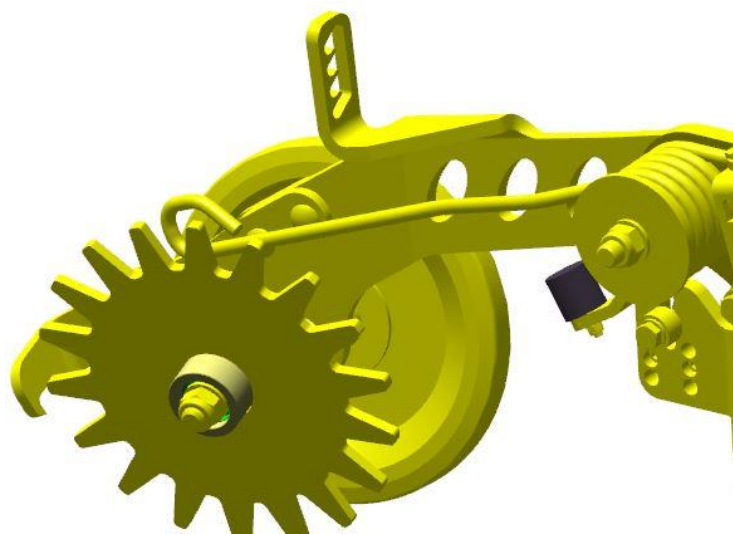


Obrázek 48 – ložisko peer [29]



Obrázek 49 – řez kopírovacím kolem

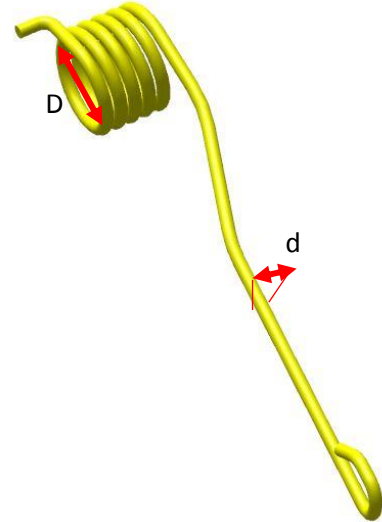
podložek. Na obrázku 49 můžeme vidět výsledek návrhu. Odlehčená konstrukce rámu, který nese kolečka je přitlačována do země s možností nastavení pomocí pružiny. Na obrázku je pružina naznačena ve volném stavu s 3 polohami pro nastavení. Toto nastavení by se mělo pohybovat od 15 kg do 30 kg. Tento přitlak by měl být dostačující pro vhodný přitlak na půdu takový, aby v případě ocelových koleček byl schopen rozdrtit a přitlačit zeminu zpět do země a uzavřít tak výsevní lůžko.



Obrázek 47 – uzavírací kolečka

#### 4.6. Návrh pružiny přítlaku

Navrhnout přítlačnou pružinu byl velmi těžký úkol na kterém bylo stráveno hodně času vzhledem ke specifickým požadavkům, které byly požadovány. Bylo nutné dosáhnout požadovaného přítlaku neboli momentové tuhosti. Dále byl požadavek na to, aby měla pružina velký úhlový rozsah pohybu při lineárně narůstajícím přítlaku. A proti těmto požadavkům, které zvětšují pružinu v počtu vinutí a v průměru drátu byl zástavbový prostor. Ten byl omezen tak aby při montáži botek na rozteč 16,6cm nedocházelo k vzájemnému kontaktu botek.



Obrázek 50 – navržená pružina

Nyní se dostáváme k samotnému návrhu přítlačné pružiny, vstupními daty pro nás budou následující parametry:

- Průměr drátu  $d = 10 \text{ mm}$
- Průměr pružiny  $D = 65 \text{ mm}$  (vnitřní)
- Počet funkčních závitů  $n = 5$
- Modul pružnosti  $E = 206 \text{ 000MPa}$
- Mez kluzu patentové oceli pro drát  $R_m = 1200\text{MPa}$

Výše uvedená data použijeme pro následující výpočet parametrů zvolené pružiny, dle literatury [30]. Výpočty ověříme, zda pružina odpovídá našim požadavkům na krok pružiny a její tuhost kterou vyvolává přítlak na půdu.

- I. Poměr vinutí  $C$ , součinitel zohledňující vliv zakřivení závitů  $K_i$  :

$$C = \frac{D}{d} = 6,50 \quad (25)$$

$$K_i = \frac{4 * C^2 - C - 1}{4 * C * (C - 1)} = 1,13 \quad (26)$$

- II. Mez kluzu  $R_e$  a maximální ohybový moment  $M_{o,max}$ :

$$R_e = 0,78 * R_m = 936\text{MPa} \quad (27)$$

$$M_{o,max} = \frac{\pi * d^3 * R_e}{32 * K_i} = 81 \text{ 365,5 Nmm} \quad (28)$$

III. Odpovídající úhlová výchylka pracovního ramene pro maximální zatížení:

$$\theta'_c = \frac{10,8 * M_{o.max} * D * n_b}{d^4 * E} = 0,14 \text{ rad} \quad (29)$$

$$\theta_c = \theta'_c * 360 = 49,91^\circ \quad (30)$$

IV. Volba maximálního úhlu rozevření:

$$\theta'_c = \frac{\theta_c}{360} = 0,14 \text{ rad} \quad (31)$$

V. Kontrola změny průměru pružiny:

$$D' = \frac{n_b * D}{n_b - \theta'_c} = 66,86 \text{ mm} \quad (32)$$

$$D_{predepnuti} = \frac{n_b * D}{n_b - (\theta'_c - 0,14)} = 65,73 \text{ mm} \quad (33)$$

VI. Výpočet momentové tuhosti pružiny:

$$k' = \frac{d^4 * E}{10,8 * D * n_b} = 586 \ 894,6 \text{ Nmm} \quad (34)$$

VII. Amplituda ohybového momentu:

$$M_{o.max} = k' * \theta'_c = 81 \ 513,1 \text{ Nmm} \quad (35)$$

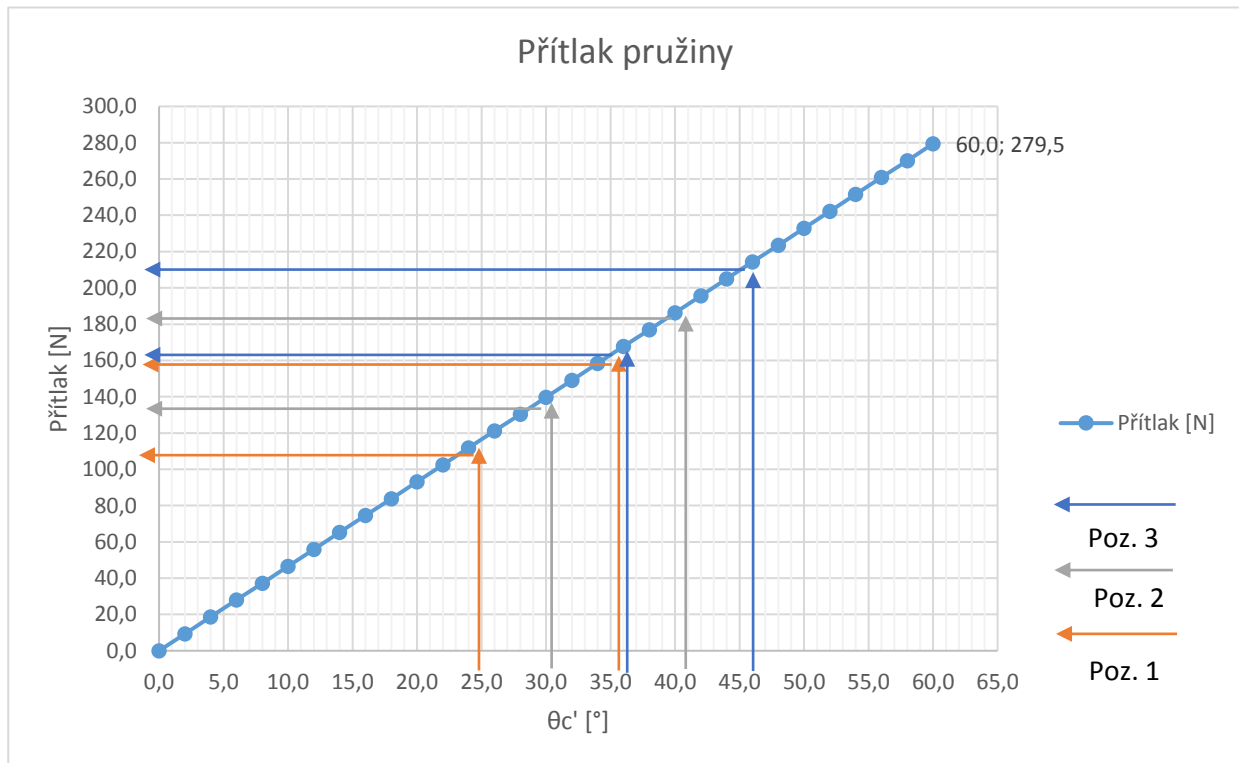
$$M_{o.min} = k' * (\theta'_c - 0,14) = 32 \ 605 \text{ Nmm} \quad (36)$$

$$M_{o.a} = \frac{M_{o.max} - M_{o.min}}{2} = 24 \ 453,9 \text{ Nmm} \quad (37)$$

VIII. Střední ohybový moment:

$$M_{o.m} = \frac{M_{o.max} + M_{o.min}}{2} = 57 \ 059,2 \text{ Nmm} \quad (38)$$

Z výpočtů výše vyplývá následující výsledek, kde krok pružiny může být až 50° kde v tomto případě si můžeme dovolit předepnutí 10°-20° a stále ještě zůstane 25° v pohybu pružiny s rezervou 5° (grafický popis na Obr. 51). Při této konfiguraci je možné dosáhnout plynulého pohybu v několika stupních zatížení. V grafu níže můžeme vidět křivku ukazující

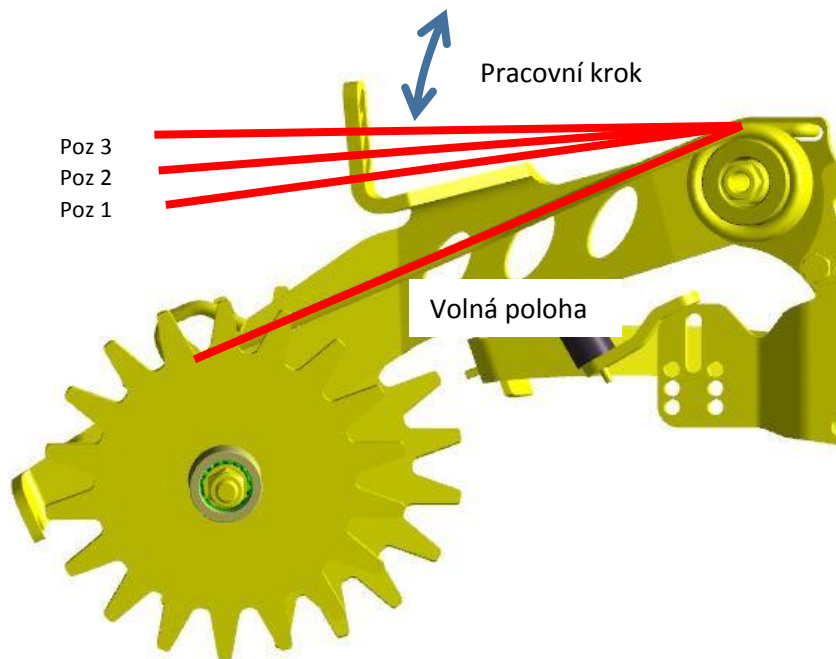


Graf 5 – síla přítlačné pružiny na uzavírací kolečka

napětí v pružině a jednotlivé stupně předepnutí včetně přibližných sil vyvolaných pružinou. Tato síla od momentu pružiny bude připočítána k celkové váze přítlačných koleček. Přítlačná pružina bude plnit dvě funkce v tomto případě. Primární funkcí bude přítlak na půdu při uzavírání secího lůžka. Sekundární funkcí, bude přidržení koleček na dorazu po složení stroje do transportní polohy. Pokud bude stroj o větším rozměru nad 3 m pracovního záběru, bude skládán do vertikální polohy a v tomto případě bude nutné udržet secí botky na svém místě.



Na obrázku 51 jsou vyobrazeny jednotlivé polohy nastavení přítlačné pružiny včetně volného stavu. Dále na obrázku je naznačen směr pracovního kroku, jak pracuje pružina. Funkční úhly výchylek byly již popsány výše a sice předepnutí a jednotlivé nastavení vč. zajištění pracovního kroku.



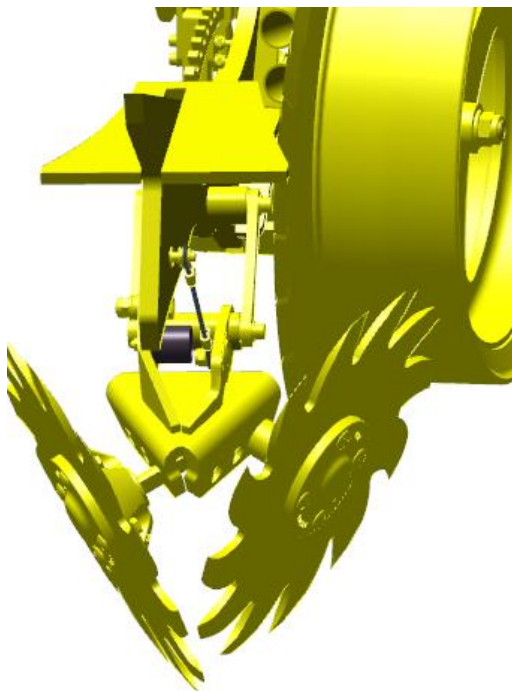
Obrázek 51 – předepnutí a pozice pružiny

#### 4.7. Návrh čistících koleček

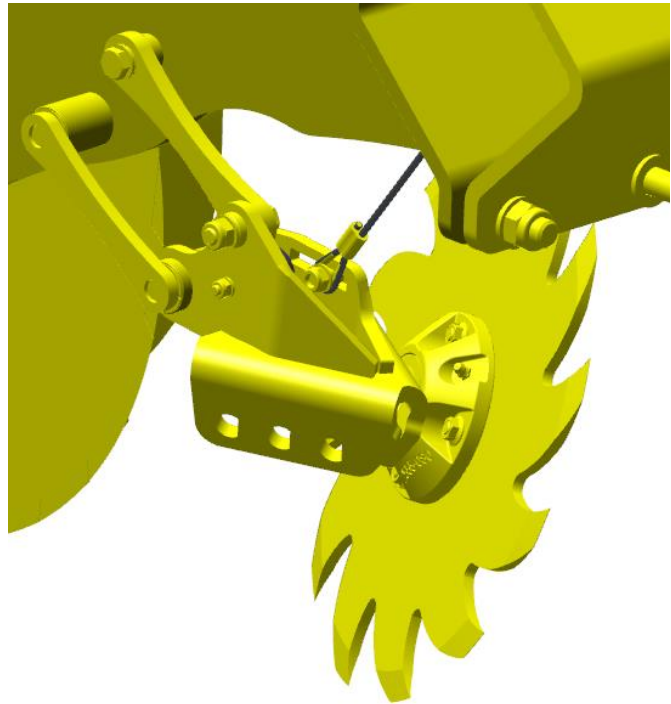
Čistící kolečka na secím stroji tohoto typu jsou výjimečnou záležitostí, kterou nenabízí mnoho výrobců těchto strojů. Tyto kolečka dělají dle zkušeností od zahraničních partnerů a zákazníků, významně dobrou práci v ztížených půdních podmínkách, kde je na poli zvýšené množství rostlinných zbytků. Tyto kolečka musí plnit následující prvky kterými budou zajišťovat dobrou funkci na poli:

- Dokonalé kopírování povrchu
- Nastavitelné překrytí před disk
- Nucená aplikace při maximální hloubce
- Deaktivace při pouze použití na dosev trav

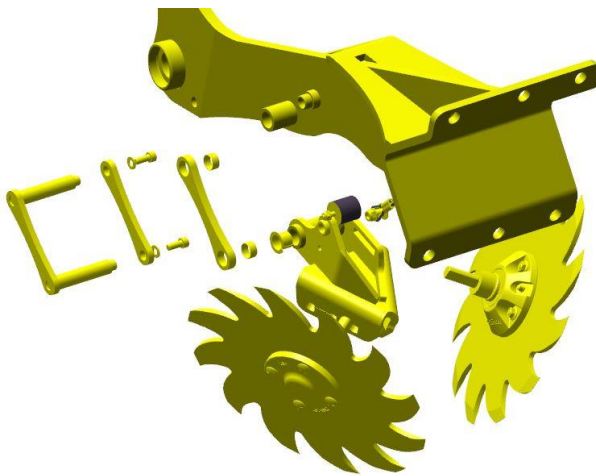
Kolečka budou navržena tak aby byly schopny fungovat jednotlivě a dohromady zároveň. V této konstrukci bylo zvoleno řešení samostatného uložení oproti konkurenčním řešení, kde byly použity řešení spojující obě kolečka dohromady aby docházelo k odvalování současně se stejnými otáčkami. Toto řešení funguje, ale ne za všech půdních podmínek. Zejména pak v případě, že se na poli nachází příliš mnoho rostlinných zbytků, a nebo se jedná o GMO (geneticky modifikovaná obilovina) kde stonky mohou zapříčinit blokaci koleček a ty pak vyhrnují brázdou a dochází k zvýšení tažného odporu a vysokému opotřebením.



Obrázek 52 – čistící kolečka – double row



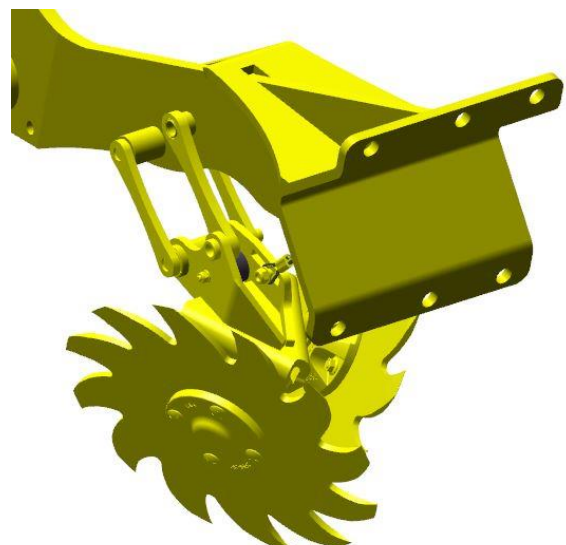
Obrázek 53 – čistící kolečko – single row



Obrázek 54 – rozpad koleček

a úhlu který kolečka svírají mezi sebou a vůči směru jízdy. Paralelogram uložení je lehce překloněn do směru jízdy, aby kolečka mohla mít lepší náběh do rostlinných zbytků. Paralelogram je přitlačován do půdy pružinou pro eliminaci nadskakování nad půdou. Primárním záměrem těchto koleček je přitlačování koleček svou vlastní vahou.

Na obrázcích 52 a 53 je znázorněna konstrukce čistících koleček. Kolečka použitá budou konstrukce Yetter s uložením. Rámovou konstrukci s paralelogramem je vlastního návrhu. Do budoucna bude možno měnit podložky pod uložením pro nastavení čistící plochy



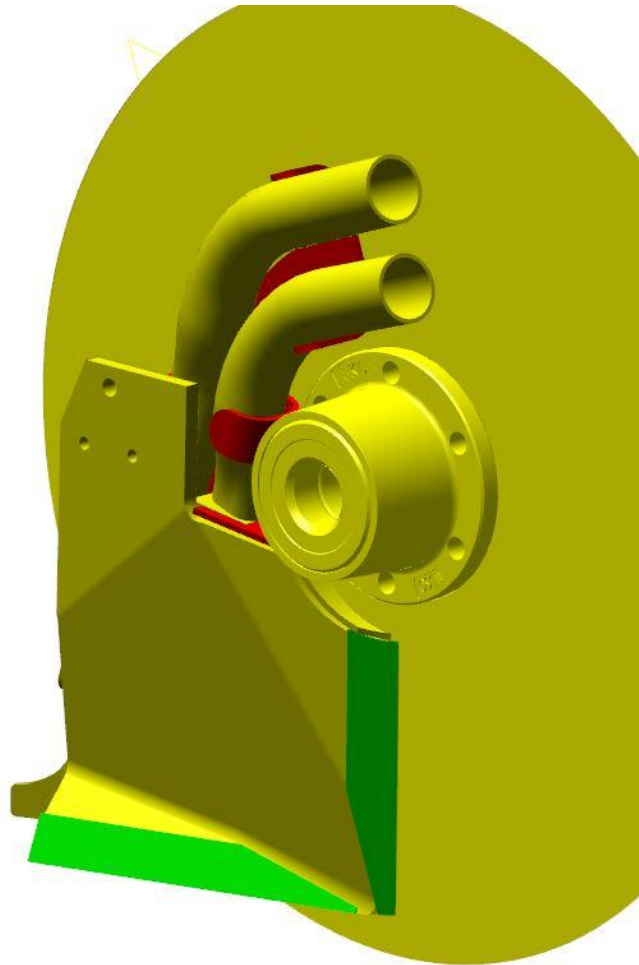
Obrázek 55 – sestava kolečka

Pružina dále bude sloužit k udržení koleček v transportní poloze. V případě maximálního zahloubení a v případě vyražení koleček z půdy bude sloužit gumový silentblok jako doraz držáku paralelogramu.

Na obrázcích 54 a 55 můžeme vidět složený a rozložený systém paralelogramu včetně jeho uložení. Konstrukce se bude skládat z vidličky, což bude svařenec a z páky, která bude plnit funkci paralelogramu. Pouzdra v tomto místě budou kriticky namáhána, protože budou vystavena nadměrnému působení prachu a nečistot. Bude nutné použít pouzdra která jsou kovová, nejlépe s ocelová s povlakováním pomocí teflonu nebo uhlíkové vrstvy která výborně odolává tření v stížených podmínkách. V konstrukci jsou použity 2 typy pouzder a sice s límcem a bez límce. Jsou použity dle umístění k pokrytí radiálního a axiálního tření.

#### 4.8. Návrh výsevního ústrojí

Poslední součástí secí botky, které jsme nezmiňovali je samotné srdce celé secí botky a tím je výsevní ústrojí. V našem případě jsme se zabírali novou technologií, která bude zkoumána ještě z dlouhodobého hlediska v praxi v průběhu následujících let v půdních testech. Po prvních testech, které proběhnou v období setí v sezóně 2019 od srpna do září, bude nejspíše nutné upravit a optimalizovat konstrukci. Doufejme však, že k tomu nebude nutné dojít vzhledem k tomu, že k celé konstrukci bylo přistupováno tak aby byla jednoduchá, funkční a dokázala být snadno opravitelná, neměla příliš mnoho opotřebitelných prvků a

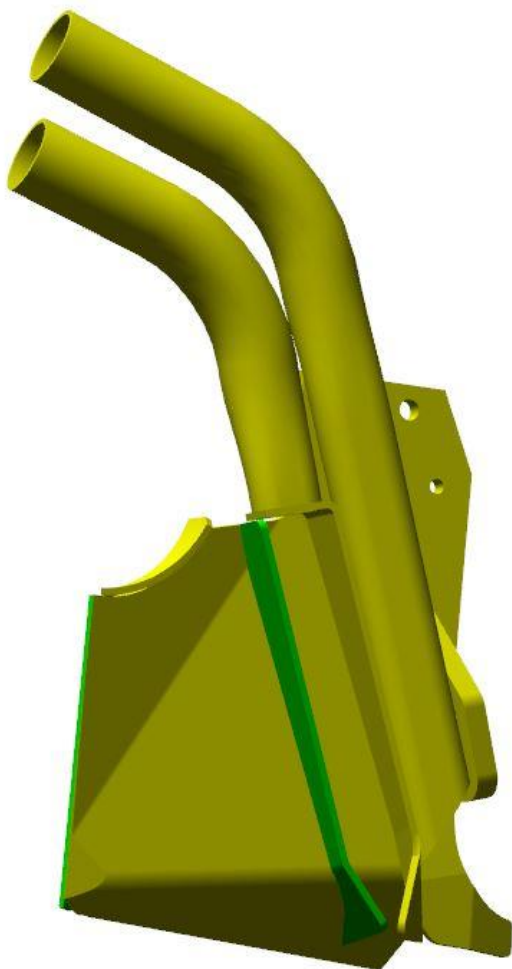


Obrázek 56 – výsevní ústrojí

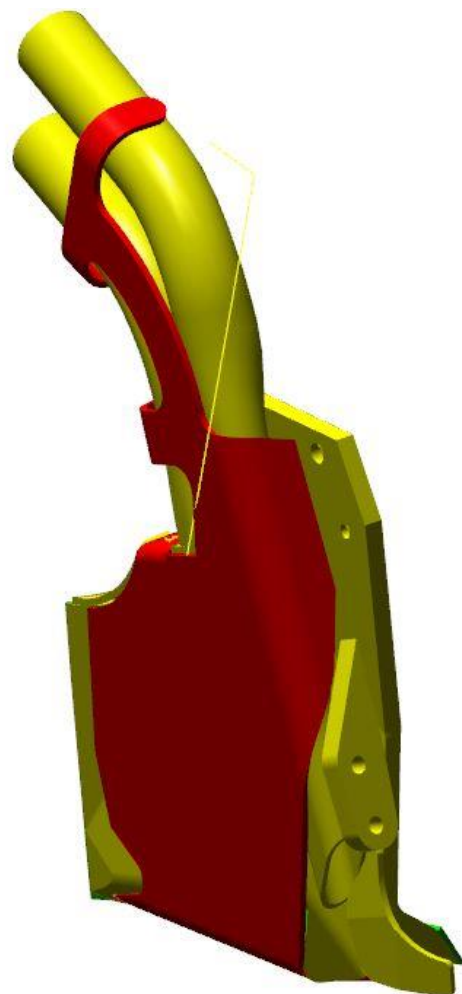
nepotřebovala pravidelnou údržbu mazáním.

V případě výsevního ústrojí se postupovalo obdobným technologickým způsobem. Po několika přepracovaných návrzích a po konzultacích na poli odborníků jsme dospěli k verzi výsevního ústrojí které je jedinečné svou stavbou, jelikož je nastavitelné, je snadno upravitelné a vhodné pro prototypovou výrobu, jelikož se jedná o jednoduchý svařenec, který je doplněný o velmi funkční konstrukční prvky pro zajištění dlouhé životnosti. Samotné výsevní ústrojí je navrženo tak aby bylo minimalizováno tření o břity secího ústrojí tím, že bude maximálně zakryto v brázdě za diskem. Důvodem je také snížení tření o půdu a tím snížení spotřeby a nároky na tažnou sílu stroje.

Samotná secí botka je navržena pro možnost výsevu hnojiva a osiva ve svých vlastních uloženích. Toto rozložení umožňuje vytvoření brázdy a secí lůžko takové, aby mohlo být odděleno semeno od hnojiva. Poté zadní zahrnovací kolečka jsou přesazena offsetem vůči sobě aby umožňovali zahrnout nejprve hnojivo a poté osivo.

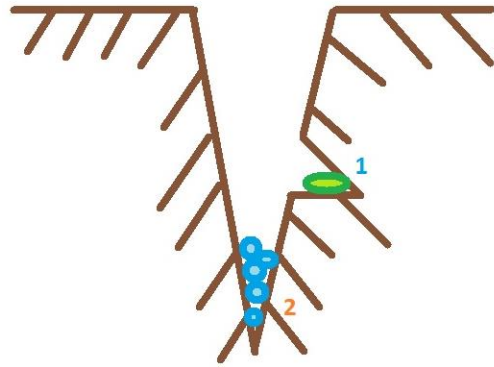


Obrázek 58 – otevřené výsevní ústrojí



Obrázek 58 – výsevní ústrojí – pohled na výpad hnojiva

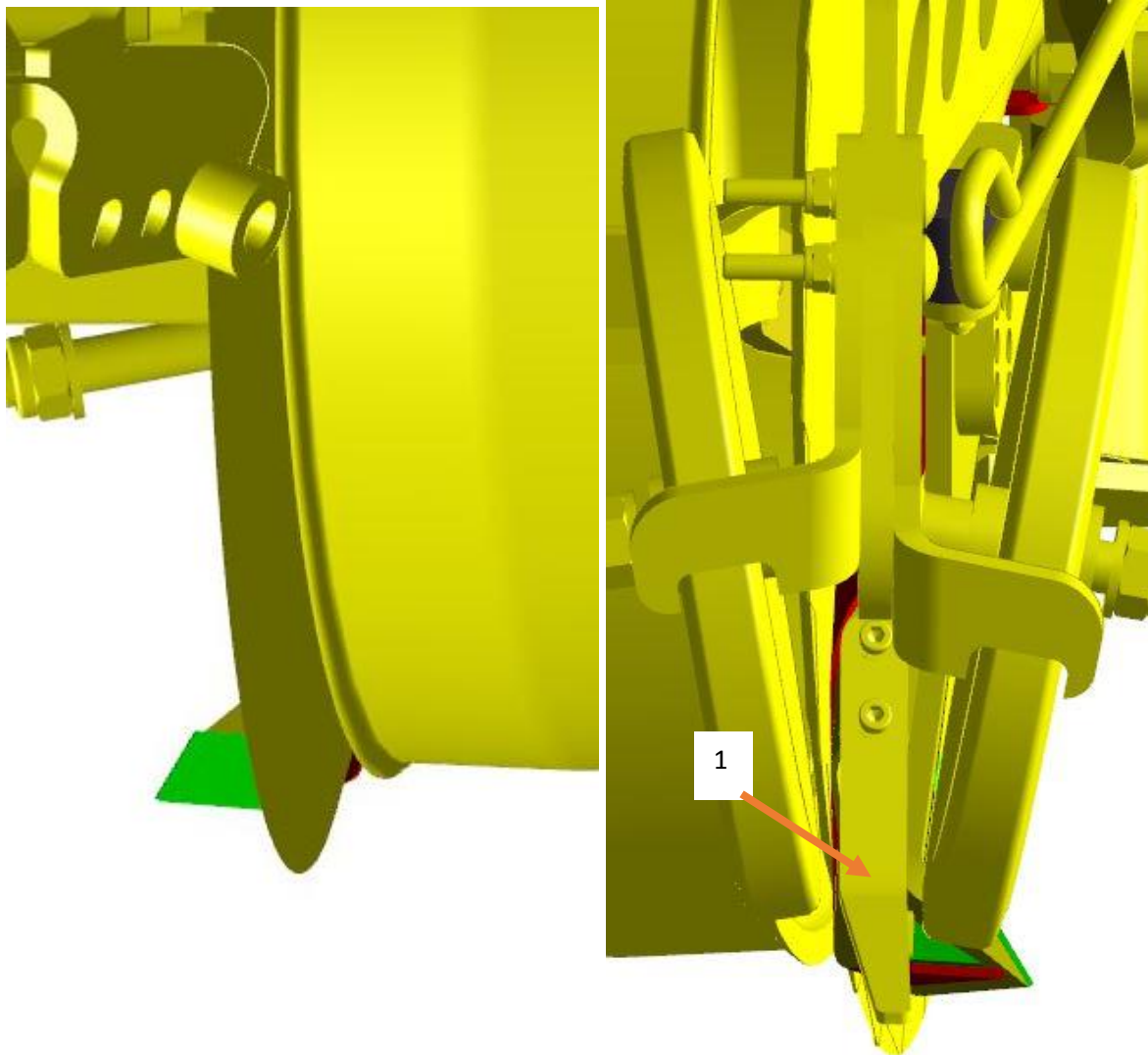
Na obrázku 57 můžeme vidět teoretickou podobu následného secího lůžka vytvořeného naší botkou a výsevním ústrojím. Takto vytvořené lůžko umožňuje založení osiva (57-1) a hnojiva (57-2). Uložení tímto způsobem a sice výškovým odsazením 1,5 - 3cm (dle nastavení výšky) je umožněna aplikace hnojiva ve větším množství než je obvyklé při setí do jednoho společného lůžka. Při běžných hodnotách přihnojování se uvádí množství přibližně 50 kg/ha. V našem případě oddělení lůžek má tato metoda možnost se posunout až na 390 kg/ha. Toto uspořádání je výhodné dále z toho důvodu, že v případě růstu kořínků z osiva dojde během toto času k obohacení půdy o hnojivo, tudíž má osivo plný potenciál ke kvalitnímu růstu. Hnojivo je možné při naší konstrukci aplikovat jak kapalné, tak pevné jako granulát.



Obrázek 59 – secí lůžko



Na obrázku 60 jsou pohledy na disk a na výsevní škrabku. Je dobře vidět poloha na stroji a zároveň to nejdůležitější, třecí plochy. Z obrázku je patrné, že hlavním třecím elementem bude disk, jako krojidlo a poté břit který zajišťuje umístění osiva do bočního osevního lůžka. Tento břit je opatřen speciálními karbidovými destičkami (zelené destičky obr.60) pro zajištění dlouhé životnosti a provozu. Tento břit bude použit ve velmi těžkých podmínkách, a tudíž je nutné použití otěruvzdorného materiálu doplněného o karbidové destičky. Dalším důležitým elementem je přihrnovací břit (Obr. 60-1). Tento břit bude sloužit k udržování granulátu hnojiva v secím lůžku. V případě velkého množství granulátu může docházet k vystřelování hnojiva z lůžka. Tomuto se dá dále předejít tlakovým eliminátorem pro uvolnění tlaku z potrubí.



Obrázek 60 – boční výsev čelní (vlevo) a zadní pohled (vpravo)



## 5. Závěr

Cílem práce bylo zpracovat řešerši dané problematiky, kompletní a ucelený návrh secí botky určené pro přímé setí neboli setí bez úpravy půdy. Během řešerše bylo prozkoumáno též současně platné množství patentů a cílem práce bylo též vyhnout se těmto patentům, aby nebyl stroj v rozporu s nimi. Hlavní vlastností a odlišností celé navržené secí botky je boční umístění osiva a též možnosti nastavení hloubky osiva vůči hnojivu. Celá konstrukce byla navržena jako nová s použitím pouze minima již vyráběných a používaných dílů. Během odevzdání a obhajoby této práce již bude probíhat první výroba prototypů a zkoušení stroje na poli. V příloze této práce bude umístěn výkres sestavy celé secí botky a jejích komponent.

## 6. Použitá bibliografie

- [1] Výsevky jarních plodin [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: [http://www.oseva.cz/old/semenarstvi/Cesky/vysevky\\_j.html](http://www.oseva.cz/old/semenarstvi/Cesky/vysevky_j.html)
- [2] John Deere secí stroje [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.deere.com/en/seeding-equipment/>
- [3] Předpisy pro tažené stroje AUS [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: [https://www.transport.wa.gov.au/mediaFiles/licensing/LBU\\_VL\\_22\\_TowedAgricultural.pdf](https://www.transport.wa.gov.au/mediaFiles/licensing/LBU_VL_22_TowedAgricultural.pdf)
- [4] Základy setí [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://mechanizaceweb.cz/seti/>
- [5] Zkušenosti s bezorebnou technologií [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://mechanizaceweb.cz/hodnoceni-zkusenosti-s-bezorebnou-technologie/>
- [6] Uložení osiva v bezorebné technologii [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.exapta.com/working-knowledge/no-till-seed-placement/>
- [7] Zahrnovací kolečka Thompson [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.exapta.com/products/thompson-wheels-for-planters/>
- [8] USA produkce a export plodin [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://ipad.fas.usda.gov/ogamaps/Default.aspx>
- [9] Technologie pěstování kukuřice [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.agromanual.cz/cz/clanky/technologie/uzkoradkova-technologie-pestovani-kukurice-na-silaz>
- [10] John Deere 1705 - dvouřádkový secí stroj [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.deere.com/en/planting-equipment/1705-twin-row-planter/#/>
- [11] John Deere 120ft 48 řádkový stroj [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.deere.com/en/planting-equipment/db120-48row30-planter/#/>
- [12] Vaderstad Secí stroje Tempo V6-12 [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.vaderstad.com/en/planting/tempo-planter/tempo-v-6-12/>
- [13] Přesné secí technologie [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: [http://www.precisionseedandchemicals.com/precision\\_precision-meters/](http://www.precisionseedandchemicals.com/precision_precision-meters/)
- [14] Výsevní válečky [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.pottinger.at>
- [15] Bednar FMT secí stroj OMEGA [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: [https://www.bednar-machinery.com/omega-oo\\_fl/#koncept](https://www.bednar-machinery.com/omega-oo_fl/#koncept)
- [16] Secí stroj SLY BOSS [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.slyfrance.com/en/boss/>
- [17] Výsevní válečky pro jednotlivá osiva [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: [https://www.poettinger.at/cs\\_cz/Newsroom/Artikel/5957/seci-stroj-terrasem-typy-vysevnich-valecku-pro-jednotlive-druhy-osiv](https://www.poettinger.at/cs_cz/Newsroom/Artikel/5957/seci-stroj-terrasem-typy-vysevnich-valecku-pro-jednotlive-druhy-osiv)
- [18] Agronomie přihnojování k výsevu [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.slyfrance.com/en/boss/#1475670340903-f93731f7-aa67>
- [19] FRIEDMANN a kol. Zemědělské stroje I, teorie a výpočet. V Praze: SZN 1973. ISBN 80-7157-511-9.



- [20] KUMHÁLA František a kol. Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.
- [21] Jednotky AgriHub [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.chainanddrives.com.au/products/bearings/agri-hub>
- [22] The effect of the disc setup angles and working depth on disc harrow working resistance [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/309185158\\_The\\_effect\\_of\\_the\\_disc\\_setup\\_angles\\_and\\_working\\_depth\\_on\\_disc\\_harrow\\_working\\_resistance](https://www.researchgate.net/publication/309185158_The_effect_of_the_disc_setup_angles_and_working_depth_on_disc_harrow_working_resistance)
- [23] Technologie výroby disků secích strojů [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.forgesdeniaux.com/en/la-marque-niaux-200>
- [24] Ložisková jednotka AgriHub [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.fkl-czech.cz/data/katalog-agro-lozisek-fkl-2017.pdf>
- [25] Lemken dvoudiskový secí stroj [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://lemken.com/en/technology/double-disc-coulter-optidisc/>
- [26] Víceúčelový secí stroj [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.undergroundagriculture.com/Duoseed-MultipurposeOpener.html>
- [27] Horsch Avatar [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.farmonline.com.au/story/3700636/avatar-moves-on-australia/>
- [28] Materiálové vlastnosti Alform 700 [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.voestalpine.com/stahl/Gesellschaften/voestalpine-Grobblech-GmbH/Technologie>
- [29] Ložiska PEER [online]. [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.peerbearing.com/pdf/PEER-agricultural-bearings.pdf>
- [30] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

## 7. Seznam obrázků

Obrázek 1 – John Deere No-Till air drill .....	7
Obrázek 2 - Uložení plodiny a hnojiva [2] .....	11
Obrázek 3 – princip přímého setí [6] .....	12
Obrázek 4 – standardní gumové/kovové kolo [7] .....	12
Obrázek 5 – ostatní typy uzavíracích kol [7] .....	13
Obrázek 6 – typy řádků kukuřice [9] .....	15
Obrázek 7 – dvouřádková technologie JD [11] .....	16
Obrázek 8 – jednořádková technologie JD [10] .....	16
Obrázek 9 – secí botky Vederstad [12] .....	16
Obrázek 10 – přesné setí [13] .....	17
Obrázek 11 – Pottinger Terrasem – popis stroje [14] .....	18
Obrázek 12 – Bednar Omega [15] .....	18
Obrázek 13 – Sly BOSS Agri [16] .....	18
Obrázek 14 – převodový poměr [17] .....	19
Obrázek 15 – Dávkovací kolečko [17] .....	19
Obrázek 16 – Dávkovací kolečko [17] .....	19
Obrázek 17 – síly na rozevření půdy [18] .....	20
Obrázek 18 – rozvin třístranného klínu [19] .....	21
Obrázek 19 – úhly v třístranném klínu [19] .....	21
Obrázek 20 – působení klínu [19] .....	21
Obrázek 21- síly působící na pracovní klín při pohybu v půdě [19] .....	22
Obrázek 22 Rovnováha sil na dvoustranném klínu – kyprá a soudržná půda (vpravo) [19] .....	23
Obrázek 24 – Úhly natočení disku $\alpha$ a $\beta$ [22] .....	25
Obrázek 24 – montáž disku [21] .....	25
Obrázek 25 – geometrie disku při $\beta=0^\circ$ [19] .....	26
Obrázek 26 – Silové účinky na disk [19] .....	27
Obrázek 27 – silové účinky na disk .....	28
Obrázek 28 – silové účinky ke středu disku .....	29
Obrázek 29 – výpočet sil v disku a v ložisku .....	30
Obrázek 30 – odpružení botky [25] .....	31
Obrázek 31 – botka dvojité s pneumatickým jištěním [26] .....	31
Obrázek 32 – uložení secích botek na rám stroje [27] .....	32
Obrázek 33 – ROSTA pevnostní průběh .....	32
Obrázek 34 – zatěžovací směry .....	33
Obrázek 35 – FEM napětí při 3 – násobném přetížení od pracovního stavu .....	35
Obrázek 36 – Alform materiálové vlastnosti [28] .....	36
Obrázek 37 – měření tuhosti .....	37
Obrázek 38 – dvou konzola diskového podmiřáče .....	38
Obrázek 39 – rozměry botky .....	40
Obrázek 40 – forges de niaux disk [23] .....	43
Obrázek 41 – zvolené ložisko FKL [24] .....	45
Obrázek 42 – řez ložiskem [24] .....	46
Obrázek 43 – řez uložením ložiska na botce .....	46
Obrázek 44 – nosná hřídelka .....	47
Obrázek 45 – silové schéma hřídelky .....	47
Obrázek 46 – kopírovací kolo .....	48
Obrázek 48 – uzavírací kolečka .....	49
Obrázek 49 – ložisko peer [29] .....	49
Obrázek 47 – řez kopírovacím kolem .....	49
Obrázek 50 – navržená pružina .....	50
Obrázek 51 – předepnutá a pozice pružiny .....	53
Obrázek 52 – čistící kolečka – double row .....	54

Obrázek 53 – čistící kolečko – single row .....	54
Obrázek 54 – rozpad koleček.....	54
Obrázek 55 – sestava kolečka.....	54
Obrázek 56 – výsevní ústrojí.....	55
Obrázek 57 – secí lůžko .....	57
Obrázek 59 – otevřené výsevní ústrojí .....	56
Obrázek 59 – výsevní ústrojí – pohled na výpad hnojiva.....	56
Obrázek 60 – boční výsev čelní (vlevo) a zadní pohled (vpravo) .....	58

## 8. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Hloubka výsevu plodin [1].....	11
Tabulka 2 – Součinitele tření vybraných druhů půdy [19].....	22
Tabulka 3 – tření půdy v jílovitých půdách [19].....	22
Tabulka 4 – doporučené hodnoty pro disková orební tělesa .....	27
Tabulka 5 – naměřené hodnoty zatížení .....	37
Tabulka 6 – výpočet momentové tuhosti gumiček 370 mm .....	38
Tabulka 7 – výpočet přítlaku na botku .....	40
Tabulka 8 – silové a rozměrové parametry stroje dle [19] .....	44

## 9. Seznam grafů

Graf 1 – Torzní tuhost Rosta 80x300 .....	33
Graf 3 – zatížení / výchylka .....	39
Graf 2 – momentová tuhost .....	39
Graf 4 – výsledná jistící síla .....	41
Graf 5 – síla přítlačné pružiny na uzavírací kolečka .....	52

## 10. Seznam příloh

### 1. Výkres sestavení