

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2341 / Strojírenství
Studijní zaměření: 2341R001 / Konstrukce průmyslové techniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh mechanismu přenosu výkonu na pojezdová kola sekačky

Autor: **Petr Jílek**

Vedoucí práce: **Ing. Václav Kubeč, Ph.D.**

Akademický rok 2015/2016

Zadání bakalářské práce

Do originálu práce se vloží originál podepsaný vedoucím katedry a děkanem (nečísluje se).
Do kopie práce se vloží kopie zadání

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Na úvod bakalářské práce bych rád poděkoval Ing. Václavu Kubcovi, Ph.D. za odborné vedení bakalářské práce, za předání řady zkušeností, rad i připomínek a jeho zájem a čas, který mi věnoval.

Dále touto cestou bych chtěl poděkovat všem pedagogům a pracovníkům Západočeské univerzity v Plzni za předání nových znalostí a zkušeností.

V neposlední řadě bych rád poděkoval celé rodině za jejich trpělivost a podporu v době celého studia.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Jílek	Jméno Petr
STUDIJNÍ OBOR	2341R001/Konstrukce průmyslové techniky	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kubec, Ph.D.	Jméno Václav
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS	
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh mechanismu přenosu výkonu na pojezdová kola sekačky	

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2016
---------	---------	---------	-----	-------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	58	TEXTOVÁ ČÁST	57	GRAFICKÁ ČÁST	1
--------	----	--------------	----	---------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce zpracovává vlastní variantu návrhu převodového konstrukčního uzlu pojezdu sekačky. Historický exkurz přináší pohled na vznik a využití travních sekaček s ohledem na jejich konstrukční řešení. Práce zaznamenává konstrukční typy travních sekaček současné doby. Praktická část se zabývá podrobnou analýzou konkrétního řešení pojezdu sekačky a konstrukčními varianty sekačky. Uvedené řešení je doplněno výpočtovou částí včetně analýzy problematiky provozu sekačky. Další část zpracovává několik vlastních variant konstrukčního řešení doplněného výpočtovou částí a stanovením problematiky provozu všech variant.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Pojezd sekačky, krouticí moment, pohon, konstrukční návrh.</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Jílek	Name Petr	
FIELD OF STUDY	2341R001/Design of Manufacturing Machines and Equipment		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kubec, Ph.D.	Name Václav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Development of mechanic transmission of power of the twin wheels		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	58	TEXT PART	57	GRAPHICAL PART	1
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Bachelor work processes its own variant of the draft gear constructional mower travel. Historical excursion gives an insight into the creation and use of lawn mowers with regard to their design solutions. Work Records structural types of lawn mowers present time. The practical part is focused on detailed analysis of specific solutions mower travel and design variants mower. Above solution is complemented by computational parts including an analysis of the problems of operating the mower. Another part handles several custom options design solutions supplemented by computational components and determining issues of traffic all variants.
KEY WORDS	Drive mechanism, torque, drive, engineering design

Obsah

1	Úvod.....	4
2	Teoretická východiska práce	5
2.1	Cíle bakalářské práce	5
2.2	Historie vzniku travních sekaček a jejich druhů	5
2.3	Rozdělení žacích strojů v kontextu dnešní doby.....	13
2.4	Konstrukční typy travních sekaček	14
2.5	Světoví výrobci travních sekaček.....	17
2.6	Závěr kapitoly	18
3	Konstrukční návrhy a analýzy variant řešení pohonu.....	19
3.1	Stávající řešení	19
3.1.1	Pojezd sekačky.....	19
3.1.2	Konstrukce jednotlivých částí sekačky.....	20
3.1.3	Výpočet trakce pro dimenzování pohonného mechanismu	24
3.1.4	Problematika provozu sekačky	28
3.2	Hodnocení stávajícího řešení	31
3.3	Varianta 1a - vlastní varianta návrhu	31
3.4	Varianta 1b - vlastní varianta návrhu	32
3.4.1	Konstrukce jednotlivých částí sekačky varianty 1b.....	35
3.4.2	Výpočtová část vlastní varianty 1b	36
3.4.3	Problematika provozu sekačky	41
3.5	Hodnocení varianty 1b	41
3.6	Varianta 2 - vlastní varianta návrhu	41
3.7	Varianta 3 - vlastní varianta návrhu	43
3.7.1	Konstrukce jednotlivých částí sekačky	44
3.7.2	Výpočtová část vlastní varianty 3	45
3.7.3	Problematika provozu sekačky	48
3.8	Hodnocení varianty 3	48
3.9	Varianta 4 - vlastní varianta návrhu	49
3.9.1	Konstrukce jednotlivých částí sekačky.....	50
3.9.2	Výpočtová část vlastní varianty 4	51
3.9.3	Problematika provozu sekačky	52
3.10	Hodnocení varianty 4	52
3.11	Celkové hodnocení variant.....	53
4	Splnění cílů a přínos práce.....	55
4.1	Splnění cílů.....	55
4.2	Přínos práce	55
5	Závěr	56
6	Přehled použité literatury.....	57
7	Obrazová příloha.....	I

Seznam obrázků

Obrázek 2-1 Motorový a pohonný systém rotační sekačky z 90. let (Jílek, 2015).....	7
Obrázek 2-2 Lištová sekačka (PJ, 2015)	8
Obrázek 2-4 Pohled na přední nápravu kombajnu Fortschritt (VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen, 1978),.....	10
Obrázek 2-5 Schéma kombajnu Fortschritt 512 E (VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen, 1978).....	11
Obrázek 2-6 Zahradní traktůrek domácí výroby ze 70. let 20. století (Jílek, 2015).....	12
Obrázek 2-7 Rádiem řízená dálková sekačka Spider ILD02 (Spider, 2015).....	13
Obrázek 2-8 How Reel Mowers Work (HowStuffWork, 2015).....	15
Obrázek 2-9 Lištová sekačka – transformace (Jílek, 2015).....	16
Obrázek 2-10 Lištová sekačka – kinematický mechanismus přidavného sekacího zařízení na traktoru (Jílek, 2015).....	16
Obrázek 3-1 Pohled na sekačku MTD BlackLine 5053 (Jílek, 2016).....	19
Obrázek 3-2 Sekačka MTD BlackLine 5053, pohled zespoda (Jílek, 2016).....	21
Obrázek 3-3 Pohled do dělicí roviny popisované šnekové převodovky (Jílek, 2015)	22
Obrázek 3-4 Pohled na vstupní hřídel převodovky a ocelovou ovládací páčku (Jílek, 2016)..	23
Obrázek 3-5 Kolový převod sekačky (Jílek, 2016)	24
Obrázek 3-6 Kinematické schéma stávajícího řešení (Jílek, 2016).....	25
Obrázek 3-7 Popis jednotlivých přenosových částí stávajícího řešení (Jílek, 2016).....	27
Obrázek 3-8 Původní představa pohonného mechanismu varianta 1a (Jílek, 2016).....	32
Obrázek 3-9 Pohled na schéma varianty 1b vlastního řešení (Jílek, 2016)	33
Obrázek 3-11 Spodní pohled na variantu 1b (Jílek, 2016)	34
Obrázek 3-12 3D pohled na variantu 1b (Jílek, 2016).....	35
Obrázek 3-13 Drátový pohled do sekačky varianty 1b (Jílek, 2016)	36
Obrázek 3-14 Kinematické schéma varianty 1b převodu (Jílek, 2016).....	36
Obrázek 3-15 Popis přenosových částí varianty 1b (Jílek, 2016).....	38
Obrázek 3-16 Třecí soukolí (Jílek, 2016)	39
Obrázek 3-17 Schéma varianty 2 (Jílek, 2016).....	42
Obrázek 3-18 Pohled zespoda na variantu 3 (Jílek, 2016)	44
Obrázek 3-19 Drátový pohled do sekačky pro variantu 3 (Jílek, 2016).....	45
Obrázek 3-20 Kinematické schéma šnekového převodu varianty 3 (Jílek, 2016).....	45
Obrázek 3-21 Popis jednotlivých částí šnekového převodu varianty 3 (Jílek, 2016).....	47
Obrázek 3-23 Spodní pohled na variantu 3 vlastního řešení (Jílek, 2016).....	48
Obrázek 3-24 Schéma varianty 4 (Jílek, 2016).....	49

Obrázek 3-25 Celkový pohled na variantu 4 (Jílek, 2016).....	50
Obrázek 3-26 Jiný pohled na variantu 4 (Jílek, 2016).....	50
Obrázek 3-27 Drátový pohled do sekačky pro variantu 4 (Jílek, 2016).....	52
Obrázek 3-28 Varianta 1b (Jílek, 2016).....	53
Obrázek 3-29 Varianta 3 (Jílek, 2016).....	54
Obrázek 3-30 Varianta 4 (Jílek, 2016).....	54

Seznam tabulek

Tabulka 2-1 Výrobci sekaček s ohledem na typ sekačky	17
Tabulka 3-1 Typy převodů v systému stávajícího řešení	26
Tabulka 3-2 Typy převodů v systému varianty 1b	36
Tabulka 3-3 Typy převodů v systému varianty 3	45
Tabulka 3-5 Typy převodů v systému varianty 4	51

Přehled použitých zkratek a symbolů

Označení	Legenda	Jednotka
F	síla	N
M_k	krouticí moment	N. m
μ	účinnost	-
i	převodový poměr	-
P	výkon	W
N	otáčky	ot.s ⁻¹
V	rychlost	km.h ⁻¹
f	součinitel tření	-
s_f	součinitel bezpečnosti proti prokluzu	-
S	průřez, plocha	mm ²
D	průměr	mm
P	tlak	MPa
a, b, l	délka	mm
R_x	reakce vzhledem k rámu	N
T	třecí síla	N
N	normálová síla	N
G	gravitační síla	N
r	poloměr kola	m

1 Úvod

Pro svoji bakalářskou práci jsem si vybral téma Návrh mechanismu přenosu výkonu na pojezdová kola sekačky. Vedla mne k tomu osobní zkušenost se sekačkou, kdy jsme řešili opakovaně nefunkční pojezd tohoto strojního zařízení. Demontáž převodového uzlu sekačky odhalila konstrukční nedostatky, které mne přiměly k zamyšlení o daném řešení a úvahou nad jeho zefektivněním.

Rešerše stávajícího stavu odhaluje způsob řešení pohonu pojezdových kol travních sekaček, které jsou v současnosti na trhu.

Praktická část práce zpracovává vlastní varianty návrhu převodového konstrukčního uzlu s ohledem na specifika sekaček pomocí jednoduchých výpočtů.

V práci je použito volných citací, pod kterými míním zestručnění původního textu. Každý odstavec tohoto textu je na závěr označen, například dle (Kratochvílová, 2016). Vlastní příklady či komentáře autorky k citovanému textu jsou označeny symbolem (PJ), zvláště na místech, kde by mohlo dojít k pochybnostem o autorství textu.

2 Teoretická východiska práce

Úvodní kapitola se zaměřuje na teoretická východiska bakalářské práce. Jsou zde vymezeny cíle bakalářské práce. Historický exkurz popisuje vznik a druhy travních sekaček v kontextu doby. Následuje rozdělení žacích strojů a popis vlastní konstrukce sekaček. Závěr je určen přehledu výrobců travních sekaček s ohledem na produkci jednotlivých typů sekaček a jejich příslušenství.

2.1 Cíle bakalářské práce

Hlavním cílem této bakalářské práce zpracovat vlastní variantu návrhu převodového konstrukčního uzlu pojezdu sekačky na základě analýzy současného stavu.

Význam bakalářské práce je v těchto rovinách – v rovině teoretické souhrn současného stavu konstrukcí pojezdu sekaček a vyhodnocení jejich kladů i záporů.

Velký význam je rovněž v rovině praktického přínosu pro optimalizaci pracovních procesů v praktických pracovních podmínkách.

Bakalářská práce má tyto hlavní cíle:

- Souhrn současného stavu poznání a konstrukcí pojezdu sekaček v kontextu historie a dnešní doby.

Tento bod je rozdělen na části:

- Historický exkurz vzniku travních sekaček s ohledem na jednotlivé typy (tuto část pokrývá kapitola Historie vzniku travních sekaček a jejich druhů).
- Druhy a rozčlenění žacích strojů dle konstrukce (tuto část specifikuje kapitola Rozdělení žacích strojů v kontextu dnešní doby a kapitola Konstrukční typy travních sekaček).
- Souhrnný přehled nabízených výrobků na trhu (tuto část vyčleňuje kapitola Světoví výrobci travních sekaček)
- Konstrukční návrhy travních sekaček a jejich varianty řešení pohonu.

Tento bod je rozdělen na části:

- Podrobná analýza stávajícího řešení pojezdu sekačky, konstrukční varianty sekačky a výpočtovou část včetně analýzy problematiky provozu sekačky (tuto část pokrývá kapitola Stávající řešení).
- Vlastní varianty návrhu sekačky, jejich konstrukce a výpočty s analýzou problematiky provozu obou variant (tuto část zahrnují kapitoly Varianta 1a - vlastní varianta návrhu, Varianta 1b - vlastní varianta návrhu, Varianta 2 - vlastní varianta návrhu, Varianta 3 - vlastní varianta návrhu, Varianta 4 - vlastní varianta návrhu).
- Souhrn a vyhodnocení kladů a záporů všech stávajících i předložených variant (kapitola Splnění cílů a přínos práce).

2.2 Historie vzniku travních sekaček a jejich druhů

Úprava travních ploch probíhala svým vývojem, který kopíroval vývoj lidstva. Zmínky o trávníku jsou již z biblické zahrady Eden. Středověk zaznamenal upravený travní porost prostřednictvím klášterních zahrad. Prostí občané středověkých měst měli k dispozici luční

louky za městskými hradbami. Jejich údržba spočívala v spásání trávy dobyt看em. První nízko sečený trávník se začíná objevovat kolem roku 1610 v Anglii se známým názvem anglický trávník. Jeho údržba byla prováděna častým sečením kosou a válcováním. Kosa byla speciálně vyvinuta pro tyto účely, měla široký a krátký list.

V roce 1830 došlo k patentování vřetenového žacího stroje mistrem textilní továrny Edwin Beardem Buddingem v anglickém Stroudu. Inspirací mu byly stroje v místní továrně, které pracovaly na principu rotujících nožů usazených na pevné desce a hladce zastříhávaly pás s utkanou látkou. Princip tehdejšího stroje můžeme dodnes vidět na vřetenových sekačkách. Proti pevnému spodnímu noži se pohybují rotující nože upevněné na vodorovně uloženém válci a při kontaktu pasivní a aktivní části dochází ke stříhání trávy. Tento systém stříhání „nežvýká“ trávu (jako ovce), nepřetrhává (jako kosy) a nevytváří otřepené konečky (jako rotační sekačky). Tento vynález znamenal obrovský převrat v trávníkářství.

Co se týče pohonu, první žací stroj tažený koňmi se datuje k roku 1842. Vynález parních strojů posunul pohon žacích strojů na parní, který se datuje k roku 1893 (volně dle Svobodová, 2013).

V následujícím textu jsou uvedeny jednotlivé konstrukční typy sekaček s ohledem na dobu a lokalitu. Lokalita (Plzeňský kraj) je volena osobními zkušenostmi autora a jsou zde zaznamenány souvislosti nejenom historické, ale i politické. Součástí je i úvaha o pořizovací možnosti obyvatelstva v dané lokalitě, zohledněna finanční a ostatní dostupností.

HISTORICKÝ VÝVOJ VŘETENOVÉ SEKAČKY

Konstrukce vynálezu vřetenové sekačky umožňovala obsluhu sekačku s žacím vřetenem pohodlně tlačít před sebou. To umožnilo značnou úsporu času na rozdíl od dřívějšího používání srpů, kos či nůžek a zejména zvýšení kvality sečení. Při tomto způsobu byla dosažena rovnoměrnost posekaného trávníku. Prvotní stroje byly vyráběny z litiny a jejich hlavním znakem byl velký zadní válec a žací vřeteno v přední části stroje. Litinová ozubená kola přenášela výkon zadního válce k přednímu žacímu vřetenu. Koncepce těchto strojů je dodnes obdobná a neliší se nijak od dnešních sekaček této konstrukce.

Účel sečení: úprava travnatých ploch.

Pracovní nástroj: žací vřeteno.

Pohonná jednotka: lidský pohon, později motor.

Způsob obsluhy: tlačení.

Požizovací možnosti obyvatelstva: sekačka byla využívána v městských parcích. Na vesnicích byla nedostupná. Díky svému účelu také zbytečná. Ještě do 70. let minulého století bylo sečení trávy na vesnicích pouze za účelem získání krmiva pro domácí hospodářská zvířata. Z toho důvodu byla používána pouze kosa případně jiné typy sekaček. Ostatní travnaté plochy byly přirozeně spásány drobným zvířectvem (dvory, prostory okolo řek, louky nepřístupné zemědělské technice).

HISTORICKÝ VÝVOJ ROTAČNÍ SEKAČKY

S příchodem elektrického pohonu začala éra rotačního způsobu sekání. První rotační sekačky byly zkoušeny již ve 20. a 30. letech, popularitu díky dostupnosti dosáhly později. V průběhu let docházelo k postupnému konstrukčnímu vylepšování, snižování hmotnosti a redukci váhy. Začaly se také používat menší a výkonnější benzinové motory. Koncem 50. let udělala technologie výroby sekaček velký skok. Stroje se staly dostupné, levné a velmi spolehlivé. Zavedením plastových dílů se zdatelně snížily náklady na výrobu a tím se i zvýšila dostupnost pro obyvatelstvo.

Účel sečení: mechanizované sečení vyšší trávy.

Pracovní nástroj: nože.

Pohonná jednotka: elektrický, posléze benzínový motor.

Způsob obsluhy: tlačení.

Pořizovací možnosti obyvatelstva: po 2. světové válce na vesnicích i ve městech byla velice nízká. Zároveň v této době nebyla potřeba pořizovat sekačky pro úpravu travnatých ploch. V širším měřítku začalo být potřeba sekaček až v 60. letech minulého století v době tzv. chalupaření. V této době si obyvatelé měst pořizovali k rekreaci objekty na vesnicích a lokalitách mimo město. Součástí nemovitostí se staly i zahrady, které bylo potřeba sekat a upravovat. Rotační sekačky však nebyly v této době dostupné na trhu. Objevovali se v sousedních státech. Socialistické Československo začalo vydávat pro kutily časopisy s návody, jak takové sekačky postavit. Fenomén „zlatých českých ručiček“ tak dostal zelenou. Vznikly sekačky, které si lidé vyráběli sami z dostupných komponentů.



Obrázek 2-1 Motorový a pohonný systém rotační sekačky z 90. let (Jílek, 2015)

HISTORICKÝ VÝVOJ LIŠTOVÉ SEKAČKY

Lištová sekačka na trávu

Lištové sekačky se začaly používat od první poloviny dvacátého století. Jejich největší rozmach souvisel s rozvojem stavebnicových systémů v sedmdesátých letech. Výhodou bylo, že sekačka zachovávala trávu v celém stavu (nedocházelo k jejímu rozdrcení). Využití bylo zejména na venkově, ale i v městských aglomeracích. Na tomto principu sečení byly konstruovány zemědělské stroje, zejména kombajny. Útlum výroby lištových sekaček nastal nástupem nových technik sečení trávy, zejména v 90. letech.

Účel sečení: mechanizované sečení vyšší trávy.

Pracovní nástroj: břity vykonávají kmitavý pohyb sem a tam – materiál je zde stříhán vícečetnými nůžkami na dvou protiběžných lištách.

Pohonná jednotka: benzínový nebo naftový motor.

Způsob obsluhy: tlačení, později byla možnost převodu a pohonný systém poháněl i pojezd sekačky.

Pořizovací možnosti obyvatelstva: v 60. letech se na vesnicích začaly využívat místo kos tyto sekačky. Byly však pro obyvatele nedostupné, proto si je vyráběli doma z dílů vyřazených

z JZD (Jednotných Zemědělských Družstev). Snímek dokumentuje lištovou sekačku s pohonným systémem tak, jak se dochoval do dnešních dní.



Obrázek 2-2 Lištová sekačka (PJ, 2015)

Obilný kombajn (sklízecí mlátička) – sekačka s vlastním pohonem

První kombajny, které slučovaly žací stroj a mlátičku, byly patentovány a sestrojeny ve 30. letech 19. stol. Podle některých údajů v roce 1836, podle jiných o 2 roky později. Za vynálezce bývá označován Američan Hiran Moore. Trvalo však několik desítek let, než se kombajn rozšířil. První kombajny byly taženy i poháněny koňmi. Zařízení kombajnu bylo poháněno pojezdovými koly, odkud byl pohon dále veden řetězy a ozubenými koly. Kombajn tedy pracoval jen za jízdy. Později se zkoušel pohon kombajnu parním strojem. Zkoušel to i George Stockton Berry. Pod kotlem se topilo slámou. Přes nesporné výhody i ekonomičnost se příliš nerozšířily. Mimo jiné tomu bránilo nebezpečí vzniku požáru a také velká hmotnost kombajnu. Problém pohonu vyřešil teprve spalovací motor. Zpočátku byly kombajny taženy traktory, později dostaly vlastní motor. Značného rozšíření se dočkaly ve 30. letech 20. století. Během 2. světové války se začaly používat kombajny s vlastním pohonem. Tehdy nastala druhá vlna rozšíření kombajnů (Stehno, 2014).

Účel sečení: mechanizované sečení obilí.

Pracovní nástroj: pohybové břity vykonávají přímočarý vratný pohyb vůči břitům nepohyblivým – pohybem obilného kombajnu směrem vpřed dochází ke vnikání sečeného materiálu do pracovního prostoru protiběžných nožů, které materiál stříhem dělí.

Pohonná jednotka: naftový motor.

Způsob obsluhy: obsluha celého stroje v kabině, pojezd i sečení mechanizované.

Pořizovací možnosti obyvatelstva: z autentického vyprávění obyvatel obce bylo zaznamenáno využití mlátiček a kombajnů. V obci obyvatelé převážně hospodařili „na svém“. V průměru každé stavení mělo velikost obdělávané plochy cca 10 hektarů. Kdo měl více, byl považován

za bohatého sedláka. V Kozojedech byli jen dva na rynku. Měli okolo 14 hektarů. Při hospodaření ve 20. a 30. letech 20. století docházelo domluvě spřízněných stavení a například samovaz si kupovali sedláci dohromady. Mlátičku na páru měli jen dva sedláci v obci, ostatní si ji půjčovali za část úrody. Okolo roku 1953 byli nuceni vstoupit obyvatelé obce do družstev. JZD Kozojedy pak rozmístili domácí dobytek nejdříve do statků a družstevníci se střídali v jejich krmení. Postupně byl postaven velký kravín, prasečák a drůbežárna. To vyžadovalo velké nároky na spotřebu obilí. Proto po kombajnu Kolos (který se pro svou poruchovost moc neosvědčil) pořídilo JZD devět kusů kombajnu Fortschritt 512 E (Jílek, 2016).

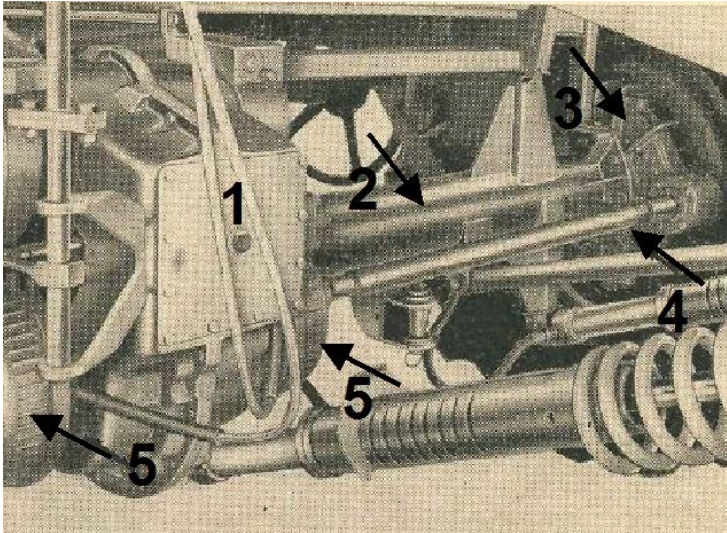
FUNKCE OBILNÉHO KOMBAJNU

Obilný kombajn je v podstatě mobilní mlátička obilí. Její výhody jsou nesporné. Spočívají v nižší logistické náročnosti sklizně než v případě mlátiček statických. Obilí se vymele rovnou na poli, v pohybu. Tím odpadá starost s přesunem obilí do družstev k mlácení. Odpadá také starost s odpadem ve formě odřezků stonků a prázdných klasů, který se v případě mobilního sečení rovnou zanechává na poli a je určen k zaorání.

Samotná mlátička má tvar skříně, v jejímž vnitřku se nachází zařízení pro vymláčení obilí. Uvnitř tohoto prostoru není místo pro další mechanismy, které by mohli zajistit pohyb kombajnu. Proto je zajímavostí, že se veškeré pohybové mechanismy zajišťující pohyb kombajnu nacházejí na povrchu mlátičích skříně tak, aby nenarušovaly chod mlátičích ústrojí. Tento fakt dosti omezuje možnosti použití kinematických převodů a to hlavně na mechanismy rovinné realizované pomocí řemenů a řetězů.

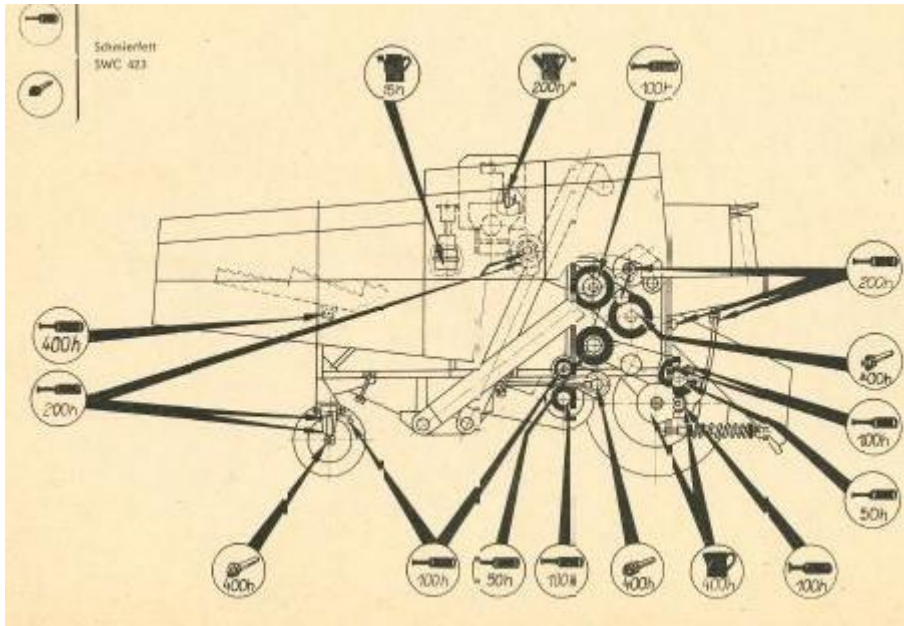
FORTSCHRITT 512E SE ZAMĚŘENÍM NA POHYBOVÝ MECHANIZMUS

Na základě osobních zkušeností autora je v textu popsán princip toku krouticího momentu obilné kombajnu Fortschritt 512 E z roku 1978. Popis se zaměřuje na dopravu krouticího momentu z motoru kombajnu až na pojezdová kola: Pohonnou jednotkou je zde čtyřválcový diesellový motor Nordhausen o točivém momentu 450 Nm při 1300 ot/min. Motor se nachází v horní části kombajnu mezi násypkou a zadní částí skříně. Výstupní řemenice pohonné jednotky o průměru 250 mm se nachází na levé straně kombajnu a přes dvojici klínových řemenů přenáší krouticí moment na řemenici o průměru 380 mm. Tato řemenice se nachází v prostoru pod násypkou a je z jedné strany namontována na předlohové hřídeli, která příčně prochází skrz celý kombajn. Tím se krouticí moment převede z levé části skříně na pravou část. Na pravé straně předlohové hřídele je umístěn variátor. Variátor spojuje předlohovou hřídel s převodovkou kombajnu. Variátor je mechanismus, který umožňuje proměnlivě měnit výstupní otáčky vůči vstupním za chodu bez rozpojování spojky nebo zastavování stroje. Skládá se ze čtveřice disků (na každé hřídeli dva), které mají z přilehlých stran kuželové zkosení, do kterého tvarově zapadá speciální klínový řemen. Z obou dvojic disků má vždy jeden možnost se vůči protilehlému disku axiálně posouvat.



Obrázek 2-3 Pohled na přední nápravu kombajnu Fortschritt (VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen, 1978),
1 – převodová skříň, 2 – nápravnice, 3 – kolový převod, 4 – levá poloosa, 5 – brzdové válce.

Na předloňové hřídeli je pohybový mechanismus ovládaný z kabiny řidiče, který přes dva hydraulické písty umožňuje ovládat vzdálenost disků variátoru. Druhá dvojice disků variátoru umístěná na vstupní hřídeli převodovky je k sobě předepínána vinutou pružinou o konstantní síle. Když dojde ke zvýšení tlaku v hydraulickém okruhu, disk na předloňové hřídeli se přimáčkne blíže k disku protilehlému a začne vytlačovat klínový řemen na dráhu o větším poloměru. Tah řemeny způsobí, že přemůže sílu tlačné předepínací pružiny a začne roztahovat disky na straně převodovky, čímž se řemen dostane na dráhu o menším poloměru. Toto uspořádání umožňuje měnit poloměr, na kterém se odvaluje řemen a tím měnit převodový poměr při zachování napjatosti řemeny. Z důvodu šetření řemeny je hydraulický okruh vybaven takzvanými brzdami, což jsou vlastně zúžení v potrubí, kvůli kterému nedochází k proudění kapaliny maximální rychlostí ale zpomalně. Díky tomu se nemohou disky pohybovat rázově, přetěžovat řemen a snižovat jeho životnost. Mezi převodovkou a variátorem se na jedné hřídeli ještě nachází spojka automobilového typu ovládaná hydraulicky. Převodovka je přišroubována k přední nápravnici přímo pod kabinou na pravé straně kombajnu. Převodovka má tři stupně dopředu a jeden dozadu, pracuje v olejové lázni a je ovládána mechanicky z kabiny řidiče pomocí sestavy táhel. Součástí převodovky je zároveň diferenciál a dvojice brzdových bubnů, pro každé kolo jeden. Brzdy jsou ovládané hydraulicky. Z převodovky vychází dvě poloosy. Protože převodovka leží na pravé straně kombajnu, je levá poloosa delší než pravá. Poloosy vedou do koncových převodů. Koncové převody jsou převodové skříně přišroubované z boku k poloosám. Obsahují pastorek a ozubené kolo s přímými zuby pracující v olejové lázni. Jsou představiteli koncového převodu na kola. Zároveň mění smysl otáčení. Ozubené kolo koncového převodu má uprostřed vnitřní drážkování, do kterého zapadá hřídel disku s osmy závrtnými šrouby, na které se montuje pojezdové kolo. Nutno říci, že popisovaný způsob pohonu obilného kombajnu byl již v roce 1978 zastaralý díky vysoké poruchovosti a složitosti celého systému. Novější typy kombajnů používají pro pohon kol hydrostatické motory a nejnovější stroje dokonce sofistikované elektromotory umožňující i pohon zadní říditelné nápravy což bylo dříve nemyslitelné.



Obrázek 2-4 Schéma kombajnu Fortschritt 512 E (VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen, 1978)

Popisovaný způsob pohonu pomocí soustavy řemenů, kladek a variátoru ale stále přežívá u jednoduchých sekaček na trávu a proto byl také tak důkladně popisován v případě této bakalářské práce.

HISTORICKÝ VÝVOJ ZAHRADNÍCH TRAKTŮRKŮ

Motorové sekačky se masově rozšířily v 90. letech 19. století. Byly poháněny malými parními stroji, poté benzinovými nebo naftovými motory. Motorového pohonu bylo zapotřebí pro sečení rozlehlých travnatých ploch, golfových hřišť a parků. Proto přestávaly být tehdejší sekačky dostatečně efektivní a se začalo s konstrukcí riderů (rider z anglického názvu jezdec) Rider měl větší šířku záběru a díky motorovému pohonu se sekání stalo pro obsluhu méně fyzicky náročné. Obsluha seděla přímo na sekačce, která byla vybavena sedadlem a říditky. Z tohoto místa docházelo k veškeré obsluze stroje.

Účel sečení: velké travnaté plochy, úpravy parků, golfových hřišť.

Pracovní nástroj: nůž.

Pohonná jednotka: benzinový nebo naftový motor.

Způsob obsluhy: obsluha sedí na stroji, využívá sedadla, volantu a ostatních mechanismů pro snadnou obsluhu sečení.

Pořizovací možnosti obyvatelstva: zahradní traktůrky byly pro běžné obyvatelstvo zcela nedostupné. Objevovaly se zejména ve městech pro sečení větších ploch (parky, golfová a fotbalová hřiště). Jejich výroba byla převážně v zahraničí. Obyvatelé vesnic si traktůrky vyráběli svépomocí z různých dílů. Obrázek dokumentuje domácí traktůrek vyrobený z podomácku svařeného rámu, motoru a nádrže z motocyklu JAWA 250, sedačky a volantu z traktoru ZETOR, předních kol z automobilu ŠKODA 1000 MB a zadních pohonných kol traktoru ZETOR.



Obrázek 2-5 Zahradní traktůrek domácí výroby ze 70. let 20. století (Jílek, 2015)

HISTORICKÝ VÝVOJ ROBOTICKÉ SEKAČKY

V roce 2002 zahájila firma DVOŘÁK – svahové sekačky, s. r. o. vývoj nové sekačky Spider ILD01. Cílem byla výroba rádiem řízených svahových sekaček. V roce 2004 byly tyto sekačky uvedeny na trh a začaly se sériově vyrábět. Sekačky jsou fenoménem ve světě při sekání svažitéch travnatých ploch, které se daly zatím sekat pouze kosou nebo křovinořezem. Rádiem dálkově řízená svahová sekačka Spider ILD02 je určena pro údržbu členitého a nepřístupného terénu do sklonu 40 stupňů. Zároveň je však velmi dobře použitelná na sečení rovných ploch. Sekačka je konstruována tak, aby si poradila s náletovými dřevinami nebo dlouhodobě nesečenou trávou. Dobré parametry dosahuje při úpravě parkových ploch, kde je vyžadována vysoká kvalita zástřihu. Obecně je stroj Spider ILD02 koncipován pro sečení rozlehlých ploch.

Účel sečení: obtížně dostupné plochy.

Pracovní nástroj: nůž.

Pohonná jednotka: benzínový motor.

Způsob obsluhy: radiově řízená sekačka bez obsluhy.

Pořizovací možnosti obyvatelstva: pro svoji cenu (cca 500 000 Kč) je sekačka pro běžné obyvatelstvo nedostupná. Zákazníky jsou velké společnosti, například ředitelství silnic a dálnic, správa a údržba silnic, povodí, vodárenské společnosti.



Obrázek 2-6 Rádiem řízená dálková sekačka Spider ILD02 (Spider, 2015)

HISTORICKÝ VÝVOJ AUTOMATICKÉ SEKAČKY

V březnu roku 2008 uvedl na trh světový výrobce zahradní techniky firma Husqvarna, první plně automatickou hybridní sekačku na trávu. Toto sofistikované zařízení tak vytvořilo nový stupeň ve vývoji zahradní techniky. Inspiraci této technice přinesla příroda – spásání trávy zvířaty. Nevýhodou je nutnost vymezení pracovní plochy.

Účel sečení: efektivní sečení rovných travnatých ploch.

Pracovní nástroj: tři velice ostré pracovní břity (ostrost žiletky).

Pohonná jednotka: elektrický pohon, Li-ion baterie s automatickým systémem nabíjení.

Způsob obsluhy: robotická sekačka, zcela nezávislá na obsluze. Při vybití sama dojedě k dobíjecí stanici.

Pořizovací možnosti obyvatelstva: sekačka poskytuje majiteli vysoký komfort. Obsluhy. Je k dispozici zabezpečení sekačky, možnost spuštěná na dálku a prakticky neomezená doba provozu. Pro svoji cenu však zatím není rozšířena.

2.3 Rozdělení žacích strojů v kontextu dnešní doby

V dnešní době je možno rozdělit žací stroje do následujících kategorií.

ROZDĚLENÍ PODLE ÚČELU SEČENÍ:

- travní sekačky,
- obilní sekačky,
- křovinořezy.

ROZDĚLENÍ PODLE CHODU PRACOVNÍHO NÁSTROJE

Pracovní nástroj rotuje (břit stroje se otáčí - tráva je řezána):

- strunové,
- nožové,
- řetězové,
- bubnové.

Pracovní nástroj lišta (břity vykonávají kmitavý pohyb - tráva je stříhána):

- samovazný stroj,
- obilní kombajn.

ROZDĚLENÍ PODLE ZPŮSOBU POHONU

S vlastním motorem:

- spalovací motor,
- elektromotor.

Pohon cizí jednotkou:

- manuální lidskou silou,
- silou zvířete (kůň, skot).
- silou poháněcího stroje (traktor).

ROZDĚLENÍ PODLE ZPŮSOBU OBSLUHY

Tradiční způsob obsluhy:

- nesené (křovinořezy),
- ruční na vzduchovém polštáři,
- tlačené nebo s pojezdem (obsluha sekačku vede),
- ridery (obsluha na sekačce sedí),
- malotraktory.

Moderní způsob obsluhy:

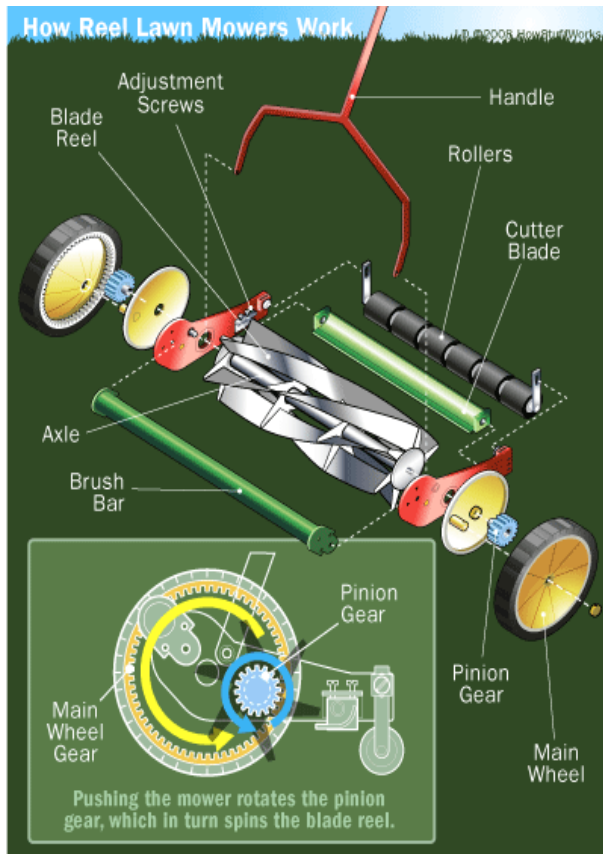
- robotické (rádiem řízené),
- automatické (plně samostatné).

2.4 Konstrukční typy travních sekaček

V následujícím textu jsou uvedena technická specifika jednotlivých žacích strojů. U sekaček s vlastním pohonem je uvedena i konstrukce pohonné jednotky.

KONSTRUKCE VŘETENOVÉ SEKAČKY

Tento typ sekačky je vhodný pro šetrnou péči o trávník plynoucí z její konstrukce. Je náchylná na rovinný podklad s minimem hrbolů a prohlubní. Pracovní pohyb vřetenové sekačky vykonává válec, po jehož obvodě jsou do šroubovice navinuty pracovní nože. Válec při posuvném pohybu sekačky vpřed rotuje a jeho otáčky jsou nastaveny tak, aby byly minimálně čtyřnásobně vyšší vůči otáčkám pojezdových kol ve stejném smyslu otáčení. Na výstupní straně rotujícího válce se nachází stříhací nůž, který je pevně spojen s rámem sekačky. Rotačním pohybem pracovního válce se mezi střížné plochy stříhacího nože a obvodových pracovních nožů přivádí sečený materiál a dochází k jeho dělení. Rotující válec u tohoto typu sekačky plní zároveň funkci přiháněče podobně jako u obilného kombajnu a tím způsobem, že ještě před useknutím pomáhá trávu vzpřímit a nastavit její polohu přesně vůči stříhacímu noži. Díky tomuto u travních sekaček ojedinělému systému dosahuje posečený trávník vyšší kvality než u jiných typů sekání. Pohon pracovního válce i pojezdových kol lze řešit různými způsoby. Nejjednodušším způsobem je lidský pohon, kdy obsluha tlačí sekačku a mezi pojezdovými koly a rotačním válcem je převod daný pomocí pastorku nasazeného na společné hřídeli s rotačním válcem a vnitřního ozubeného kola, které je v jednom kuse zároveň pojezdovým kolem. Šířka záběru vřetenové sekačky je dána délkou rotačního válce a stříhacího nože. Schematická konstrukce vřetenové sekačky je obrazem demonstrována na obrázku.



Obrázek 2-7 How Reel Mowers Work (HowStuffWork, 2015)

KONSTRUKCE ROTAČNÍ SEKAČKY

Rotační sekačka je nejpoužívanějším typem travní sekačky používaných pro údržbu trávníku. Její oblíbenost vychází z koncepční jednoduchosti, nenáročnosti údržby, velkého výkonu a možnosti sekat i nerovné trávníky. Pracovní nástroj tvoří plechový pás ve tvaru vrtule, který je ve svém středu pevně přišroubován na hřídel vycházející z motoru. Rychle se otáčející nástroj opatřený na náběžných hranách ostřím vytváří dvojici pracovních nožů. V případě, že se jedná o spalovací motor, plní pracovní nástroj zároveň funkci setrvačnicku. Pro sekání je nutná rotace nástroje a zároveň posuvný pohyb sekačky po trávníku. Pohybem sekačky dochází k najíždění nože do záběru, s tím že otáčky nože jsou oproti otáčkám pojezdových kol nepoměrně větší a do záběru se tím dostane vždy jen krajní část ostří nožů. Díky vysoké obvodové rychlosti nože (až 120 m/s) dané otáčkami motoru a šířkou záběru sekačky není u tohoto typu sekačky zapotřebí dalšího stříhacího nože, který by spolu s rotujícím nožem tvořil střížnou dvojici. K dělení trávy tedy v tomto případě nedochází čistým stříhem, ale rychlým najetím nože do záběru kdy se stéblo trávy doslova přesekne. Díky tomu nedosahuje posečený trávník takové kvality jako u střížných sekacích systémů. Zároveň ale není tento způsob sekání tak náchylný na kvalitu ostří. Pohon pracovního nože musí být kvůli dodržení vysoké obvodové rychlosti zajišťován dostatečně výkonným motorem a to buď elektrickým, nebo spalovacím. Je ale nutné, aby nůž pracoval v celo-zakryté karoserii kvůli bezpečnosti obsluhy. Pro pohyb sekačky vpřed se používá různých pojezdových systémů. Rotační sekačky jsou svojí koncepcí vhodné pro vybavení sběrným košíkem na trávu. Nůž je v takovém případě speciálně tvarovaný tak, aby vytlačoval do obvodu vzduch podobně jako lopatkový odstředivý ventilátor a ochranná karoserie sekačky je spirálovitého tvaru kvůli podpoře vhodného proudění vzduchu. Vyústěním spirály je sběrný košík. Šířka záběru rotační sekačky je dána průměrem, na kterém se točí pracovní nůž.

KONSTRUKCE LIŠTOVÉ SEKAČKY

Lištová sekačka se používá v případech, kdy nesmí dojít k destrukci posekaného materiálu hned v první fázi sečení. Je vhodná pro sekání vzrostlých plodin o velké výšce. Z toho důvodu se používá v zemědělství jako sečný nástroj obilných kombajnů nebo pro sekání vysoké trávy určené pro krmení hospodářských zvířat. Na stejném principu jako lištová sekačka fungují i kadeřnické strojky na stříhání vlasů. Pracovním nástrojem je dlouhá řada pracovních nožů ve tvaru trojúhelníku, které konají relativní přímočarý vratný pohyb vůči stejně početné řadě střížných nožů. Obě řady nožů jsou vůči sobě rovnoběžné a v těsné blízkosti. Materiál, který se dostane do prostoru mezi dvojicí pohybujících se nožů je oddělen čistým stříhem a nepodléhá další destrukci. K vytvoření posuvného vratného pohybu se používá různých translačních mechanismů. Nejjednodušším je převod rotačního pohybu odebíraného z otáček motoru na posuvný vratný pohyb pomocí dlouhé ojnice. Otáčky mohou být odebírány buď přímo z klikové hřídele motoru, nebo z libovolného kinematického mechanismu, jehož výstupem je rotační pohyb. Na výstupním kole musí být excentrický čep, který leží mimo hlavní osu rotace a je na něm připojena spodní část ojnice. Při provozu motoru provádí ojnice složitý rotačně-posuvný pohyb díky posuvnému pohybu horní části ojnice, k jejímuž hornímu oku je rotačně připevněna pracovní řada nožů a rotačnímu pohybu dolní části ojnice, jejíž dolní oko je rotačně spojeno s excentrickým čepem hřídele. Pro pohon pojezdových kol může být využito různých systémů pohybu a nevyžaduje speciální provedení. Šířka záběru lištové sekačky je dána počtem střížných a pracovních nožů.



Obrázek 2-8 Lištová sekačka – transformace (Jílek, 2015)



Obrázek 2-9 Lištová sekačka – kinematický mechanismus přidavného sekacího zařízení na traktoru (Jílek, 2015)

KONSTRUKCE ZAHRADNÍCH TRAKTŮRKŮ

Technické řešení pojezdu a pohonu pracovního nástroje lze u zahradních traktůrků řešit nesčetnými způsoby. U společnosti John Deere zabývající se touto problematikou se zavedlo následující řešení: motor je uložen v přední části stroje tak, že osa klikové hřídele leží kolmo k zemi. Na výstupní hřídeli motoru je přišroubována řemenice. Hnanými koly zahradního traktůrku jsou kola zadní. Doprava krouticího momentu, z přední části stroje od motoru do zadní části stroje na zadní nápravu, je zajištěna pomocí dlouhého řemene.

KONSTRUKCE AUTOMATICKÉ SEKAČKY

Moderními stroji ve světě žací techniky jsou zástupci automatických sekaček. Automatické počítačové systémy nemají oči jako člověk, aby mohli sekačce předem naplánovat trasu. Sekačky postupují podle vybraného vzorce a křížují povrch předem vyhrazeného trávníku, dokud nenarazí na hraniční pásmo. Toto pásmo se určí zakopaným ocelovým drátkem. Sekačka musí být tedy kdykoliv schopná změnit svůj směr pohybu a proto je u těchto strojů více než kdy dříve zapotřebí složitých kinematických systémů pro umožnění pohybu sekačky v jakémkoli směru bez zbytečného zastavení, couvání nebo nadjíždění. Nejmodernější návrhy automatických sekaček pracují následovně: Tělo sekačky tvoří masivní plastická karosérie kruhového tvaru, ve které je umístěn jeden elektrický motor. Na spodní části karosérie jsou tři rotační nože umístěné po 120° tak aby se jejich dráhy neprotínaly a zároveň aby při jízdě libovolným směrem pokryly co největší plochu. Na horní části karosérie je umístěna trojice ramen také po 120°. Tyto ramena slouží pro uchycení pojezdových kol, která musí být mimo sekací nože. Ramena jsou tedy posunuta vůči nožům o 60° a vyplňují jakousi mezeru vzniklou mezi rotačními drahami nožů.

2.5 Světoví výrobci travních sekaček

V následující tabulce jsou uvedeni významní světoví i čeští výrobci, kteří jsou na trhu v České republice. V řádku jsou vybrány typy sekaček, které uvedení výrobci vyrábí a jsou k dispozici v běžné maloobchodní síti. Sekačky vyrobené v České republice jsou v tabulce zvýrazněny.

Výrobce/typ sekačky	Vřetenová sekačka	Rotační sekačka	Lištová sekačka	Bubnová sekačka	Zahradní traktůrky	Robotická sekačka
AL-KO	x	x	x	-	x	x
BLACK & DECKER	-	x	x	-	x	x
BOSCH	-	x	-	-	-	x
BRILL	x	x	-	-	x	-
EINHELL	x	x	-	-	-	-
FIELDMANN	-	x	-	-	-	-
HECHT	-	x	-	-	x	-
HONDA	-	x	-	-	x	x
HUSQVARNA	-	x	-	-	x	x
MOUNTFIELD	x	-	-	x	x	x
WOLF-GARTEN	x	x	-	-	x	x
DARK	-	-	-	x	-	-
SPIEDER	-	-	-	-	-	x
SECO GROUP	-	-	-	-	x	-
VARI	-	x	x	x	-	-
WISCONSIN Engineering	-	-	-	-	x	-
Žací technika	-	-	x	x	-	-

Tabulka 2-1 Výrobci sekaček s ohledem na typ sekačky

2.6 Závěr kapitoly

Tato kapitola byla zaměřena na teoretická východiska bakalářské práce. Jsou zde popsány cíle bakalářské práce. Historický exkurz popisuje vznik a druhy travních sekaček v kontextu doby. Podrobná analýza se týká i vytýčené lokality Plzeňského kraje, kde jsou zaznamenány nejenom historické ale i politické a finanční parametry.

Následuje rozdělení žacích strojů a popis vlastní konstrukce sekaček. Závěr je určen přehledu výrobců travních sekaček. Následující kapitola se bude zabývat konstrukčními návrhy pohonu sekačky a možnými variantami konstrukce.

3 Konstrukční návrhy a analýzy variant řešení pohonu

Uvedená kapitola je zaměřena na praktické konstrukční návrhy pojezdového uzlu travních sekaček. Je zde zpracováno stávající řešení včetně konstrukce jednotlivých částí sekačky a navrženo pět nových variant pojezdového uzlu. Jsou zde zmíněny různé možnosti a konstrukční návrhy řešení toku krouticího momentu mezi hnacími prvky sekačky a prvky hnanými s důrazem na splnění všech vstupních požadavků kladených na pojezdový uzel. Vybraná řešení doplňují výpočty a analýzy.

3.1 Stávající řešení

3.1.1 Pojezd sekačky

Popisovaný převodový uzel byl umístěn na travní sekačce značky MTD BlackLine 5053, která byla zakoupena v roce 2011. Po první sezoně provozu této sekačky došlo k závadám na pojezdovém zařízení. Z důvodu osobních zkušeností s provozem a opravami pojezdu zde bude popsáno technické řešení zmiňovaného pojezdového systému a některé zkušenosti s jeho provozem a opravami.



Obrázek 3-1 Pohled na sekačku MTD BlackLine 5053 (Jílek, 2016)

TECHNICKÉ ŘEŠENÍ POJEZDOVÉHO SYSTÉMU

Všichni výrobci rotačních travních sekaček, které bylo možno studovat, řeší mechanismus pojezdového systému obdobně. Tato skutečnost plyne z historického vývoje rotační travní sekačky, kterým za dobu svého vývoje prošla. Původní rotační sekačky byly velmi jednoduché. Tělo tvořil plechový výlisek ve tvaru válce, na jehož horní části byl umístěn motor, který poháněl ve válci umístěný nůž. Kolečka byla napevno přišroubována k tělu válce bez možnosti výškového nastavení. Pohyb sekačky po pracovní ploše zajišťoval člověk pomocí řídek přišroubovaných k tělu sekačky. Tento původní návrh sekačky byl velmi lehký a jednoduchý. S postupem času ovšem docházelo ke zvyšování nároků na sekačky.

Mezi tyto nároky patřilo hlavně:

- možnost výškového nastavení sečení,
- připojení košíku pro sběr trávy,
- zvýšení výkonu motoru a šířky záběru.

Všechny tyto požadavky zaručeně zvyšují hmotnost travních sekaček, proto bylo jen otázkou času, kdy se v seznamu požadavků zákazníka objeví i samochodný provoz sekačky. Provoz by uživateli ulehčil práci při manipulaci se strojem, jehož hmotnost se během několika generací vývoje zvýšila až o polovinu. Nastala otázka jak vyřešit pohon pojezdových kol a splnit všechny dosavadní požadavky kladené uživatelem při zachování stávající koncepce sekačky.

POŽADAVKY NA POJEZDOVÝ SYSTÉM

Požadavky kladené na pohonný systém lze tedy snadno specifikovat, jsou to:

- odběr krouticího momentu z pohonné jednotky a jeho přenos až na pojezdová kola,
- zajištění vhodného převodového poměru mezi pohonnou jednotkou a pojezdovými koly,
- možnost odpojení pojezdových kol od pohonné jednotky,
- minimální zástavbový prostor,
- žádná část pojezdu nesmí zasahovat do trajektorie nože nebo nepříznivě ovlivňovat proudění ve spirální skříně
- odolnost vůči nečistotám,
- celková jednoduchost a nízká výrobní cena.

SHRNUTÍ POŽADAVKŮ NA POJEZDOVÝ SYSTÉM

Po shrnutí požadavků na pojezd se lze soustředit na konkrétní konstrukční řešení, přičemž nastává řada dalších otázek, které je nutné zodpovědět.

Otázka 1. Kterou nápravu zvolit jako hnanou?

Otázka 2. Jak zajistit tok krouticího momentu na pohonnou nápravu?

Otázka 3. Vzhledem k tomu, že je osa pohonné jednotky kolmá k zemi a osa pojezdových kol rovnoběžná se zemí, jak zajistit překlopení krouticího momentu o 90°?

Otázka 4. Jak vyřešit možnost odpojení pohonné jednotky od pojezdových kol?

Otázka 5. Jak zajistit vhodný převodový poměr mezi pohonnou jednotkou a pojezdovými koly, tak aby výsledná rychlost sekačky vůči trávníku odpovídala rychlosti chůze člověka?

Na tyto otázky bylo potřeba najít odpovědi během vývoje pohonného systému travní sekačky.

3.1.2 Konstrukce jednotlivých částí sekačky

V následující kapitole budou otázky položené v předchozí kapitole postupně zodpovězeny na příkladu výše zmíněné sekačky.

POHON

Protože se těžiště sekačky nachází v zadní části stroje, byla jako hnací náprava zvolena zadní. To zajišťuje vyšší trakci a zároveň možnost většího zástavového prostoru pro převodovku v zadní části karosérie. Krouticí moment pro pohon pojezdu je odebírán přímo z výstupní hřídele pohonné jednotky, která slouží zároveň jako hřídel pro montáž pracovního nože a zároveň jako hřídel pro montáž řemenice. Dopravu krouticího momentu mezi výstupní

hřídelí a zadní části stroje, kde je umístěna zadní hnací náprava, zajišťuje zcela zakrytovaný klínový řemen.

KAROSÉRIE

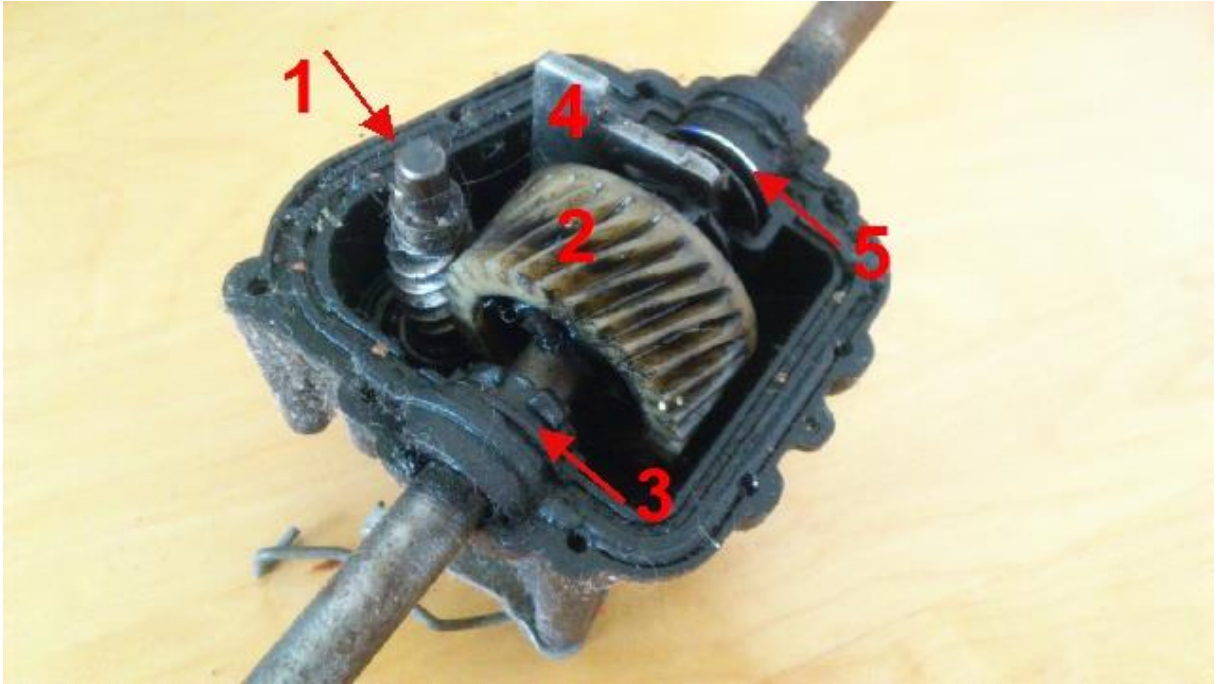
Karosérii sekačky tvoří plechový výlisek ve tvaru obdélníka, do jehož středu je umístěna spirální skříň. Spirální skříň zajišťuje příznivé proudění vzduchu pro sběr posečené trávy. Na pravé zadní části karosérie se nachází výtokový otvor spirální skříně, do kterého se nasazuje sběrný košík. V levé zadní části karosérie tím vznikl volný prostor a právě v tomto prostoru je umístěna převodovka, se kterou je pomocí klínového řemene propojena pohonná jednotka.



Obrázek 3-2 Sekačka MTD BlackLine 5053, pohled zespoda (Jílek, 2016)

PŘEVODOVKA

Samotná převodovka se skládá ze dvou plastových vík (horní a dolní), které sešroubováním tvoří tělo převodovky. V horní části převodovky je umístěno radiální kuličkové ložisko o rozměru 25 x 12 x 10 mm, kterým prochází pastorek. V dolním víku převodovky je uložení pastorku realizováno pouze vybráním, do něhož zapadá dolní konec pastorku. Uložení je zde kluzné a zároveň zajišťuje reakci pastorku v axiálním směru. Pastorek tvoří hřídel o délce 107 mm a slouží pro přívod krouticího momentu do převodovky. Na horním konci je závit, přes který se k pastorku přišroubuje řemenice a ve střední části pastorku se nachází čtyřchodý šnekový závit o délce 40 mm.

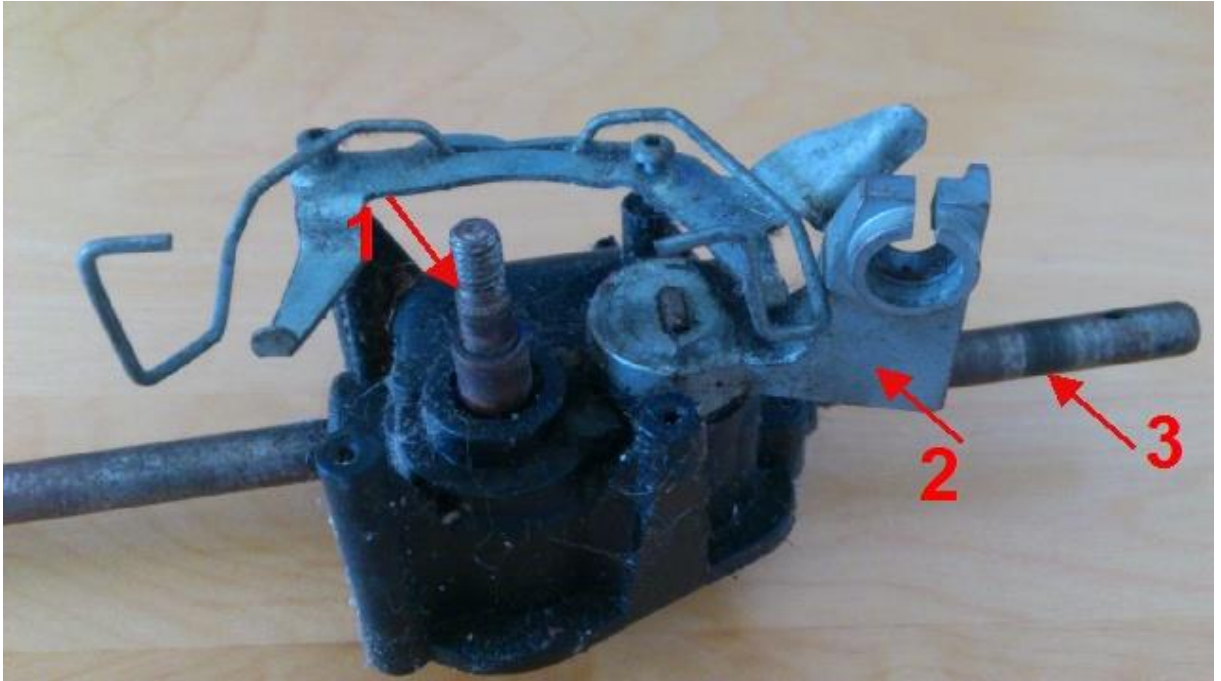


Obrázek 3-3 Pohled do dělicí roviny popisované šnekové převodovky (Jílek, 2015)
1 – šnek, 2 – šnekové kolo, 3 – rohatka, 4 – ovládací vidlička, 5 – axiální ložisko.

Dělicí rovinou převodovky prochází ocelová hřídel o průměru 12 mm uložená na dvou radiálních jehličkových ložiskách o rozměru 22 x 12 x 18. Axiální ložisko hřídele je originální konstrukce. Tvoří jej ocelový kolík o průměru 3 mm a délky 20 mm, který prochází naskrz hřídelí a po stranách se dotýká dvojice opěrných kroužků o průměru 25 mm vzdálených od sebe 3,5 mm. Tyto kroužky tvoří axiální dorazy hřídele. Mezi radiálními ložisky v prostoru převodovky je kluzně uloženo plastové ozubené kolo s 28 šikmými zuby, které spolu se šnekem tvoří dvojici šnek-šnekové ozubené kolo. Tímto způsobem je vyřešen problém velkého převodového poměru na malém zástavovém prostoru a zároveň překlopení toku krouticího momentu o 90°. Šnekové kolo není v tomto případě globoidní, to znamená, že jeho poloha vůči šneku není přesně daná tvarem a lze ji měnit. Jinými slovy lze šnekové kolo v jistém rozsahu po hřídeli axiálně posouvat, aniž by došlo ke ztrátě jakýchkoliv předem popsaných vlastností převodu.

OVLÁDACÍ MECHANIZMUS

Horní částí víka prochází mechanismus sloužící k axiálnímu posuvu šnekového ozubeného kola vůči hřídeli. Tento mechanismus ovládá obsluha sekačky pomocí páky umístěné na řídicích sekačky přes ocelové lanko. Tvoří jej plastická ovládací páčka vně převodovky napojená na plech uvnitř převodovky o tloušťce 4 mm zakončený vidličkou, která tvarově zapadá do hřídele a přes ocelový kroužek může z boku tlačit na šnekové ozubené kolo a posouvat jej po hřídeli.

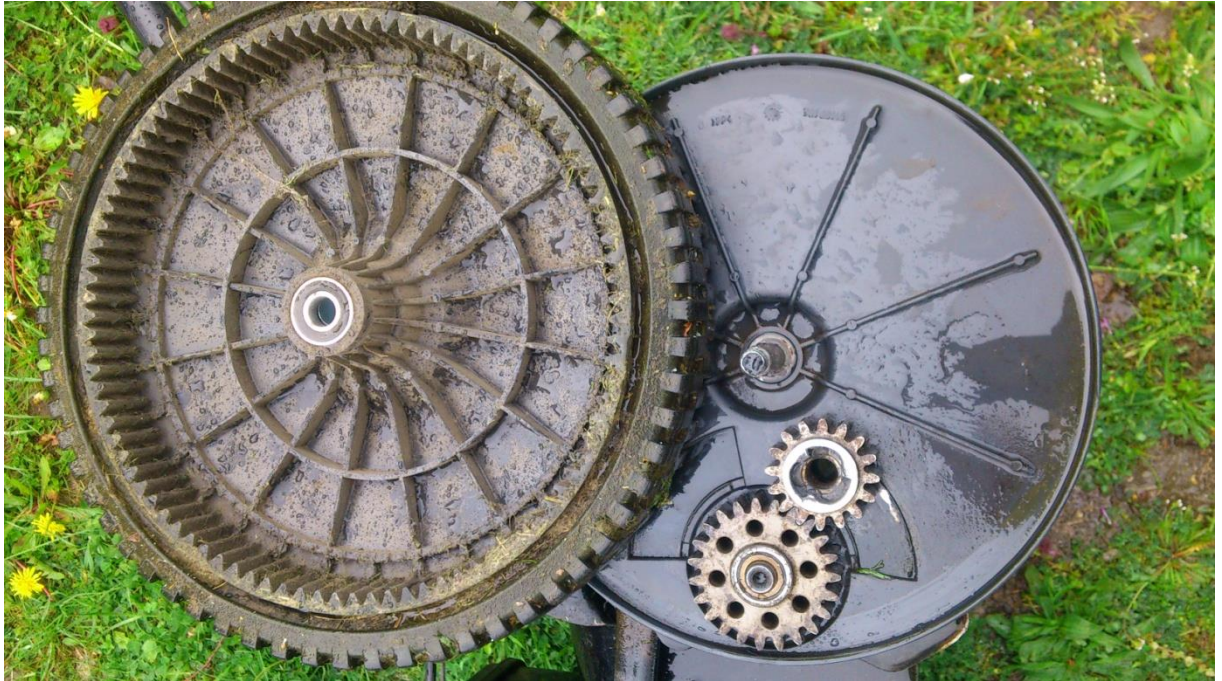


Obrázek 3-4 Pohled na vstupní hřídel převodovky a ocelovou ovládací páčku (Jílek, 2016)
1 – vstupní hřídel, 2 – ovládací páčka, 3 – výstupní hřídel.

Ovládací mechanismus je uložený ve dvou plastických pouzdrech v horním a dolním víku, umožňující jeho utáčení vůči převodovce. Skrze hřídel v prostoru šnekového ozubeného kola prochází ocelový kolík o průměru 4 mm a délky 35 mm. Mezi tímto kolíkem a ozubeným kolem je tlačná pružina, která udržuje ozubené kolo v poloze dorazu k ovládací vidličce. Šnekové ozubené kolo má ze strany kolíku čtveřici bočních zubů, tak zvanou rohatku. V případě vychýlení ovládací vidličky se šnekové ozubené kolo posune vůči hřídeli a boční zuby (vždy jen dva protilehlé) zapadnou do kolíku a pomocí tvarového styku umožní přenos krouticího momentu z ozubeného kola na hřídel. Ovládací vidlička tvoří zároveň axiální reakci šnekového ozubeného kola. Při povolení ovládací vidličky dojde vlivem síly v pružině k odlehnutí ozubeného kola od kolíku a přenos krouticího momentu se zastaví. Šnekové ozubené kolo se při chodu pohonné jednotky otáčí stále.

POJEZDOVÁ KOLA

Na obou stranách hřídele se nacházejí koncové převody a pojezdová kola. Koncový převod tvoří dvojice ocelových ozubených kol s přímými zuby. Slouží k vytvoření koncového převodového poměru a změně smyslu otáčení. Pojezdová kola samotná tvoří plastický odlitek ve tvaru válce, na jehož vnějším obvodu se kola odvalují po zemi a na vnitřním obvodu je vnitřní přímé ozubení zapadající do pastorku koncových převodů. Každé kolo je uloženo na dvojici radiálních kuličkových ložisek.



Obrázek 3-5 Kolový převod sekačky (Jílek, 2016)

3.1.3 Výpočet trakce pro dimenzování pohonného mechanismu

$$x: R_x + T = 0$$

$$y: N - G = 0$$

$$M_s: T * r - N - M_k = 0 \rightarrow M_k = T * r \quad (N = 0)$$

Podmínka valení: $|T| < f|N|$:

$$\frac{M_k}{r} < f * G \rightarrow M_k = f * G * r$$

$$M_k = 0,5 * 30 * 0,125$$

$$M_{kKolo} = 1,875 \text{ Nm}$$

Dimenzování pohonné mechanismu lze provádět dvěma způsoby. Lze postupovat cestou od motoru tzv. „odpředu“, kdy se bere v úvahu maximální krouticí moment, jaký může motor poskytnout. Podle toho je potřeba dimenzovat převody, řemeny a hřídele. Tento způsob výpočtu je výhodný, pokud je jistota, že spotřebič, do kterého je krouticí moment dodáván, je schopen ho v maximální míře skutečně pojmout. Výhodou je, že takový mechanismus by z hlediska pevnosti nikdy neměl selhat, protože větší krouticí moment než dodává motor, se na systému prostě nemůže objevit. Nevýhodou je, že takový systém vychází dosti mohutný.

Druhý způsob výpočtu spočívá v návrhu tzv. „odzadu“. To znamená provést výpočet, jaký krouticí moment je spotřebič (v tomto případě pohonné dvojkolí) schopen pojmout. V případě návrhu pohonného systému sekačky byl zvolen právě tento typ výpočtu.

Ze základních znalostí mechaniky byl vypočten maximální krouticí moment, jaký lze přivést na pohonné dvojkolí, než dojde k prokluzu vůči zemi. Prokluz kola je právě ta chvíle, kdy spotřebič přestává odebírat větší krouticí moment. Pro výpočet trakce travní sekačky lze výpočet velmi zjednodušit až na závislost tří proměnných a to hmotnost, koeficient tření a poloměr kola. Byla zde vynechána složka přední nápravy, to znamená, že celá hmotnost sekačky působí v normálovém směru na jedno kolo. I když se v reálném provozu hmotnost sekačky rozloží na dvě kola, ve výpočtu bylo počítáno se zatížením jednoho kola plnou

hmotností. Sekačka většinou jezdí po trávě, přesto byl koeficient tření zvolen pro materiálovou dvojici pryž-asfalt, což je asi „nejhorší“ situace, v jaké by mohla sekačka jezdit, ale je třeba s ní počítat.

Díky tomuto postupu řešení je možné zjistit, že maximální krouticí moment, kterému může být pohonný mechanismus podroben je daleko menší než krouticí moment dodávaný motorem a dimenzovaný pohonný systém vychází tedy mnohem menší, než kdyby byl počítaný na maximální krouticí moment motoru. Tento způsob návrhu „odzadu“ je v tomto případě velmi výhodný protože mnohonásobně snižuje mohutnost a tedy i hmotnost a cenu celého pohonného mechanismu.

VÝPOČET STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ

Tento výpočet umožnil získat představu o převodových poměrech a silách na stávajícím systému pojezdu travní sekačky. Byly určeny okrajové podmínky a to nominální otáčky motoru, nominální krouticí moment motoru a průměr pojezdových kol.

$$M_{kMnom} = 20 [N \cdot m]$$

$$n_{Mnom} = 3000 [ot \cdot min^{-1}] = 50 [ot \cdot s^{-1}]$$

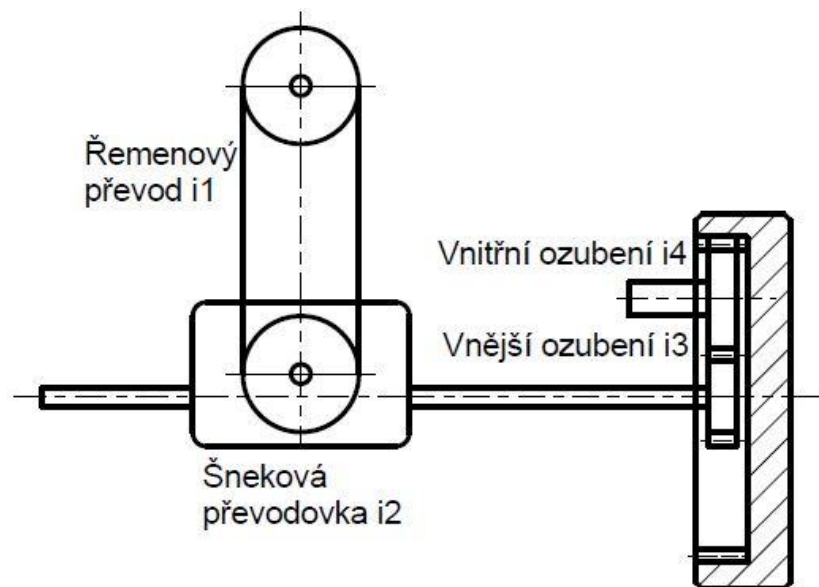
$$D_{kolo} = 0,25 [m]$$

Výpočet výkonu motoru:

$$P_M = M_{kMnom} * n_{Mnom}$$

$$P_M = 20 * 50$$

$$P_M = 1000 [W]$$



Obrázek 3-6 Kinematické schéma stávajícího řešení (Jílek, 2016)

Převody v systému

Typ převodu	Převodový poměr i [-]	Smysl otáčení	Účinnost η [-]
(1) Klínový řemen	1	zachovává	0,95
(2) Šneková převodovka	7	-	0,6
(3) Vnější ozubená kola	1,25	otáčí	0,98
(4) Vnitřní ozubená kola	3	zachovává	0,95

Tabulka 3-1 Typy převodů v systému stávajícího řešení

Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_c = i_1 * i_2 * i_3 * i_4$$

$$i_c = 1 * 7 * 1,25 * 3$$

$$i_c = 26,25 [-]$$

Výpočet celkové účinnosti:

$$\eta_c = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3 * \eta_4$$

$$\eta_c = 0,95 * 0,6 * 0,98 * 0,95$$

$$\eta_c = 0,53 [-]$$

Výpočet teoretického maximálního krouticího momentu:

$$M_{kmax} = M_{kMnom} * i_c * \eta_c$$

$$M_{kmax} = 278,25 [N.m]$$

Poznámka. Tento výpočet je zde uveden pouze jako informační. Jak již bylo uvedeno ve výpočtu trakce, není možné, aby se na pojezdových kolech „objevil“ takto velký krouticí moment protože kola by ho zcela jistě nebyla schopna přenést na podložku.

Výpočet otáček:

$$n_{kol} = \frac{n_{Mnom}}{i_c}$$

$$n_{kol} = \frac{50}{26,25}$$

$$n_{kol} = 1,9 [ot * s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti:

$$v = n_{kol} * O$$

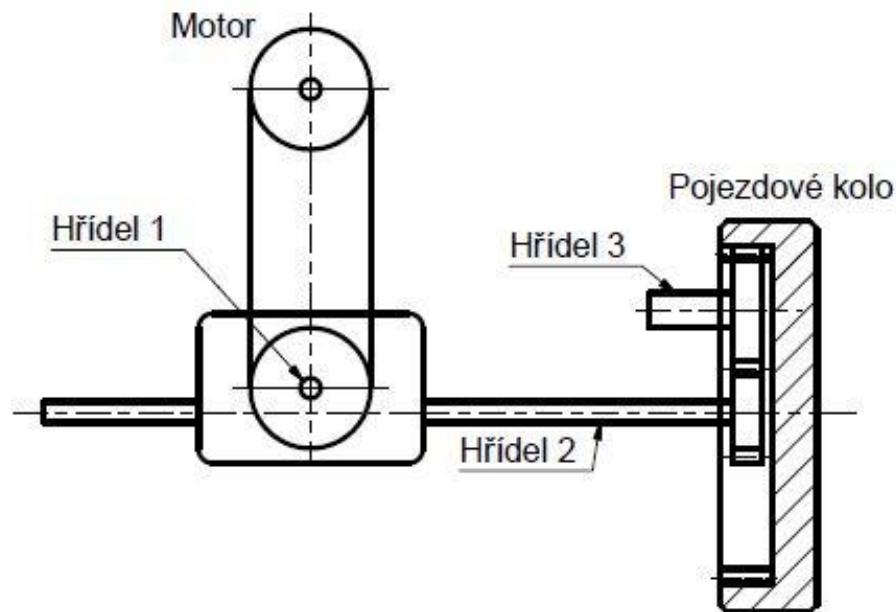
$$v = 1,9 * \pi * D_{kolo}$$

$$v = 1,5 [m * s^{-1}] = 5,4 [km * h^{-1}]$$

Tato krátká výpočtová úvaha byla provedena kvůli získání představy o převodových poměrech, silách a rychlostech na pohonném systému stávajícího řešení sekačkového pojezdu. Po vzoru tohoto výpočtu se budou odvíjet další návrhy variant pohonných mechanismů.

V dalším postupu je uveden výpočet krouticích momentů na jednotlivých částech pohonného mechanismu. Jako směrodatný je zde brán v úvahu krouticí moment vypočtený z trakce sekačky a postupuje se směrem „odzadu“. Krouticí moment tedy postupně klesá v závislosti na zvyšujících se otáčkách. Cílem je získat hodnoty krouticích momentů, na všech částech

pohonného mechanismu, které jsou důležité pro dimenzování, a zároveň výsledný výkon a krouticí moment odebíraný na motoru.



Obrázek 3-7 Popis jednotlivých přenosových částí stávajícího řešení (Jílek, 2016)

Výpočet krouticího momentu na hřídeli 3:

$$M_{kKolo} = 1,875 \text{ [N.m]} \text{ (z výpočtu trakce)}$$

$$M_{kHridel3} = \frac{M_{kKolo}}{i_4 * \eta_4}$$

$$\underline{M_{kHridel3} = 0,66 \text{ [N.m]}}$$

Výpočet krouticího momentu na hřídeli 2:

$$M_{kHridel2} = \frac{M_{kHridel3}}{i_3 * \eta_3}$$

$$\underline{M_{kHridel2} = 0,54 \text{ [N.m]}}$$

Výpočet krouticího momentu na hřídeli 1, která je vstupní hřídelí převodovky:

$$M_{kHridel1} = \frac{M_{kHridel2}}{i_2 * \eta_2}$$

$$\underline{M_{kHridel1} = 0,129 \text{ [N.m]}}$$

Výpočet krouticího momentu na motoru:

$$M_{kM} = \frac{M_{kHridel1}}{i_1 * \eta_1}$$

$$\underline{M_{kM} = 0,136 \text{ [N.m]}}$$

Výpočet odebíraného výkonu:

$$P_M = M_{kM} * n_{Mnom}$$

$$P_M = 0,136 * 50$$

$$\underline{P_M = 6,8 [W]}$$

Vypočtený krouticí moment reálně odebíraný na hřídeli motoru pro pohon sekačky vyšel poměrně malý. Asi jen 0,7% celkového krouticího momentu motoru. Zbylý krouticí moment může být využitý pro pohon nože.

3.1.4 Problematika provozu sekačky

V průběhu provozu došlo na uvedeném řešení sekačkového pojezdu k několika závadám, které jsou popsány v jednotlivých bodech.

ZÁVADA ČÍSLO 1

Projev závady

Po prvních několika hodinách provozu došlo k první závadě, která se projevila tím, že při zatažení ovládací páky pojezdu se stroj rozjížděl nepravidelně s trhavými pohyby a byl schopen jízdy pouze na rovné ploše bez zatížení. V případě vjetí do vyšší trávy nebo jízdy do mírného kopce došlo k zastavení sekačky a z prostoru převodovky se začaly ozývat pravidelné drnčivé zvuky.

Neznalost systému a skutečnost, že byl stroj v záruční lhůtě, přiměla provozovatele odvést sekačku zpět do prodejny a nechat ji prohlédnout školeným personálem. Po převzetí zpět byla sekačka opět schopna jízdy bez problémů.

Rozbor závady

Celkový chod ovládací páky byl volný a ta začal „zabírat“ až v dolní třetině své polohy. Lze se tedy domnívat, že došlo k povolení ovládacího lanka, čímž došlo ke zkrácení pracovního zdvihu ovládací páky. Následkem toho došlo ke zkrácení délky zdvihu ovládací páčky na převodovce, která tím pádem nebyla schopna dostatečně vysunout ozubené kolo na hřídeli. Nedošlo k potřebnému najetí bočních zubů do záběru kolíku, a když, tak pouze na nedostatečnou pracovní plochu, což způsobilo přeskakování zubů vůči kolíku při zvýšené zátěži. Lze usoudit, že doprovodný zvuk při ztrátě momentu, byl také způsoben právě přeskakováním zubů po rohatce.

Odstranění závady

Oprava byla provedena v záručním servisu školeným personálem. Lze se domnívat, že při opravě došlo ke korekci délky ovládacího lanka. Technici jej pravděpodobně utáhli na některém z regulačních míst, čímž umožnily ovládací páce zvýšit délku svého pracovního zdvihu. Po této opravě začal být chod ovládací páky bez znatelné vůle.

ZÁVADA ČÍSLO 2

Projev závady

Ke druhé závadě došlo nedlouho poté, co byla odstraněna závada první. Při chodu sekačky došlo k ráňe a celý pojezdový systém přestal v okamžiku pracovat. Ovládací páka pojezdu byla zcela volná a stroj nereagoval na jakoukoliv změnu její polohy. Pokusy o utažení ovládacího lanka situaci nezlepšily. Vzhledem k tomu, že k poruše došlo v průběhu sekací sezony, kdy je přírůstek trávy nejvyšší a jiná sekačka nebyla v tu chvíli k dispozici, bylo z hlediska úspory času rozhodnuto, že se oprava nebude řešit prostřednictvím další reklamace,

ale vlastními silami. Toto rozhodnutí posléze umožnilo uvést sekačku do provozu během několika hodin, místo dní, kdy by stroj čekal na opravu v servisu.

Rozbor závady

Projev závady byl zcela jiného charakteru než v předchozím případě. Bylo potřeba postupovat systematicky a závadu odhalit. Nejprve byla provedena kontrola ovládacího lanka, zdali nedošlo k jeho přerušení. Viditelná část lanka byla evidentně v pořádku. Lanko ale není vidět celé, protože jeho konec (napojený na převodovku) je skrytý v útrokách karosérie a není jej možné zkontrolovat bez demontáže některých dílů.

Ze sekačky byl odstraněn kryt řemenu. Tento plastový díl vytváří ve vnitřní části karosérie krytou dutinu, ve které se pohybuje řemenový převod mezi řemenicí na výstupní hřídeli motoru a řemenicí převodovky, zároveň zakrývá i horní část převodovky. Po odstranění krytu bylo možné prohlédnout horní část převodovky, na které se nalézají vstupní řemenice a ovládací mechanismus včetně zakončení ocelového lanka. Situace se v tu chvíli vyjasnila. Nedošlo sice k poškození ovládacího lanka, dle původní domněnky, nýbrž k úplné destrukci ovládací páčky, která byla k velkému překvapení vyrobena z plastu. Tento materiál nevydržel ohybové namáhání a porušil se křehkým lomem. Koncová část páčky stále visela na konci lanka, zatímco zámek, přes který byla nalisována k ovládacímu mechanismu, byl na převodovce.

Pro zdůvodnění vzniku příčiny je třeba se vrátit k závadě číslo jedna, jež byla odstraněna autorizovaným servisem. V předchozí závadě byl problém s nedostatečným vychýlením ovládacího mechanismu převodovky, což mělo za následek nedokonalé najetí bočních zubů šnekového ozubeného kola do záběru. Lze se domnívat, že opraváři v servisu si byli tohoto faktu vědomi a pomocí stavěcího mechanismu ovládacího lanka toto vychýlení zvýšili až na tu úroveň, že při maximálním zatažení ovládací páky došlo mezi boky šnekového ozubeného kola a kolíkem k předepnutí. Je pravdou, že mírné předepnutí je v tomto případě výhodné protože při zatažení ovládací páky se mezi bokem šnekového kola a kolíkem vytvoří tlak, který může pomoci přenést část obvodových sil, čímž ulehčí samotným zubům. Zároveň je zde jistota, že se do záběru dostanou vždy celé zuby a ne jenom jejich část. Zaručeně tím pádem nemůže dojít k přeskokování zubů, tedy k závadě číslo 1. Na druhou stranu se tím vnese do celého ovládacího mechanismu napětí.

Základní ovládací prvky sekačky tvoří dvě páky. První páka je bezpečnostní. Bez zatažení této páky nelze nastartovat motor a při jejím vypnutí motor automaticky zhasne. Druhá páka ovládá mechanismus pojezdu. Obě páky jsou ergonomicky tvarované tak, aby při jejich plném zatažení splynuly s madlem řídicího, což je příjemné pro člověka konajícího obsluhu. Jeho ruce mohou pevně svírat řídicí stroje podobně jako při jízdě na motocyklu a nemusejí se během chodu sekačky jakkoliv přehmatávat. Nevýhodou tohoto uspořádání je, že nelze předepnutí plynule ovládat, jako například při ovládání spojky v autě. Pro ovládací páku existují v reálném provozu pouze dvě polohy. Poloha vypnuto (ovládací páka je oddálena od řídicího - stroj se vlastní silou nepohybuje) a poloha zapnuto (ovládací páka je spolu s bezpečnostní pákou a madlem řídicího v dlani člověka- stroj se pohybuje a člověk kráčí za ním).

Předepnutí celého ovládacího mechanismu je tedy závislé pouze na předchozím nastavení pomocí ovládacího lanka. Lze se tedy domnívat, že myšlenkou pracovníků servisu bylo vytvořit na ovládacím mechanismu předepnutí, v takovém rozsahu, aby již nedošlo k přeskokování zubů a tedy reklamované závadě. K této myšlence mě přivedl fakt, že při předání stroje z opravy měl chod ovládací páky následující průběh.

Stav po opravě

- Ve vypnutém stavu neměla ovládací páka žádnou vůli.
- Ve střední části došlo k záběru a rozjezdu sekačky.

V poslední třetině chodu páky již nebyl chod volný. Bylo zapotřebí vyvinout na páku větší sílu, aby se dostala do krajní polohy k madlu řídicího mechanismu. Citem v rukách bylo cítit jasné předepínání celého systému. V tu chvíli již v částech mechanismu pravděpodobně vznikaly plastické deformace.

Odstranění závady

Po odhalení závady byly v této situaci tři možnosti jak dále postupovat:

- pokusit se rozlomenou páčku nějakým způsobem opravit, například slepit,
- odstavit celý pojezdový systém z provozu, demontovat převodovku, koncové převody a používat sekačku dále jen jako tlačenu,
- podle vzoru původní páčky vyrobít novou z pevnějšího materiálu.

Z důvodu kvality opravy a snahy o prodloužení životnosti pojezdu vyšla jako nejvýhodnější třetí varianta. Zbytky plastické páčky byly demontovány z původních míst a byly vyrobeny dle vzoru nové páčky. Při výrobě nové páčky bylo potřeba dodržet hlavně tvar zámku, přes který se páčka nalisovává k plechu ovládacího mechanismu. Dále pak vybrání pro zaháknutí lanka. Zbylé tvary již nejsou z hlediska funkce tak důležité a byly upraveny dle technologických možností dílny. Hlavní modifikací oproti původní variantě byla změna materiálu. Oproti původnímu plastu byla zvolena ocel, tím došlo k odstranění slabého místa a zvýšení spolehlivosti systému pojezdu. Vylepšení umožnilo v dalším provozu sekačky předepínat systém pojezdu bez obav, že dojde k destrukci ovládacího mechanismu. Na obrázku 3-4 je nová páčka vidět.

ZÁVADA ČÍSLO 3

Projev závady

K poslední závadě došlo v průběhu druhé sezony, kdy byla sekačka v provozu. Ze začátku se projevovala jako závada číslo 1. Při najetí do vyšší trávy nebo kopce docházelo ke ztrátě přenosu krouticího momentu, neustálému drkotavému zvuku z prostoru převodovky a neschopnosti stroje se samostatně rozjet. Rozdílem oproti předchozí závadě bylo, že ovládací mechanismus byl obsluhou udržován v dokonale předepnutém stavu díky předchozím zkušenostem s opravami. Přesto byla situace na konci druhé sezony neúnosná. Pojezdový systém již téměř nereagoval na změnu polohy ovládací páky, ani při nejvyšším možném utahení ovládacího lanka, a nebyl schopen udržet sekačku v pohybu ani při předchozím roztlačení. Reakcí na ovládací mechanismus bylo jen přeskakování zubů doprovázené neustálým drnčením.

Rozbor závady

Při rozboru poruchy se postupovalo stejným způsobem jako při řešení druhé poruchy. Sekačka byla odstrojena. Došlo k demontáži celého pohonného ústrojí včetně koncových převodů a převodovky. Dále byla rozebrána převodovka a došlo k odhalení její slabosti ve formě plastového ozubeného kola, jehož boční zuby jevíly velké opotřebení. To způsobilo nedokonalý záběr mezi zuby kola a kolíkem.

Největší namáhání na boční zuby je při rozjezdech sekačky, kdy se musí otáčky ozubeného kola v okamžiku srovnat s otáčkami hřídele s kolíkem. Protože sekačka není vybavena žádnou spojkou, kterou by šlo pozvolna řídit rozjezd, jako například u auta, není možné prvotní nápor na zuby při rozjezdu nijak zmírnit. Lze se domnívat, že právě rozjezdy byly tím, co způsobilo

opotřebení bočních zubů až na kritickou hranici, že nebyly schopné přenášet krouticí moment. Pozdější proskakování zubů i při plynulé jízdě poškození dále zvětšilo, až došlo do stavu, v jakém byla převodovka shledána při rozborce.

Možným spouštěčem mohla být v minulosti již závada číslo 1. Její průběh (přeskakování zubů) mohl přispět k prvotnímu poškození zubů. Velké množství rozjezdů za dobu provozu sekačky míru opotřebení dále prohlubovalo, až do stavu, že zuby nebyly schopné přes svoji zmenšenou pracovní plochu plnit navrhovaný účel.

Odstranění závady

Již při rozboru závady bylo jasné, že se svépomocí nepodaří poruchu odstranit jako v případě závady druhé. Šnekové ozubené kolo je dosti složitou součástí, kterou nebylo možné nechat vyrobit novou za pomoci dostupných technologií. Vyrobit kolo u specializované firmy se dále nejevilo jako výhodné. Zbývala možnost koupení ozubeného kola jako náhradního dílu u prodejce. Po konzultaci v odborném servisu bylo zjištěno, že výrobce vůbec nepočítá se situací, že by se převodovka opravovala a proto není schopen dodat jakýkoliv náhradní díl, pouze převodovku jako celek. Z důvodu finanční náročnosti byla tato možnost také zamítnuta. Jako nejvýhodnější se nakonec jevila varianta odstavení celého pohonného mechanismu včetně koncových převodů a ovládání. Tím došlo ke snížení třecích odporů v mechanismu a snížení hmotnosti sekačky. Sezónu dokončila sekačka bez pohonu a na další rok byla zakoupena sekačka nová, s tím že stará byla ponechána jako záložní v případě poruchy nové sekačky. Díky zkušenostem nabraným při provozu stroje, byla přijata opatření pro zvýšení životnosti pohonu nové sekačky. Nyní je před každým sepnutím ovládací páky sekačka nejprve ručně roztláčena a až poté dojde k zapnutí pohonu. Důvodem je zmírnění rázů na vnitřní části převodovky, než při rozjezdu z klidu.

3.2 Hodnocení stávajícího řešení

Hodnocení stávajícího řešení sekačky je provedeno v odpovědích na přechodí stanovené otázky uvedené v kapitole 3.1.1.

- Otázka 1. Odpověď: Jako hnaná náprava byla zvolena zadní z důvodu vyšší trakce.
- Otázka 2. Odpověď: Doprava krouticího momentu je realizována pomocí mechanismu řemenů, hřídelí a mechanických převodů.
- Otázka 3. Odpověď: Překlopení krouticího momentu je realizováno pomocí šnekové převodovky.
- Otázka 4. Odpověď: Rozpojení přenosu krouticího momentu umožňuje oddálení šnekového kola od přenosového kolíku pomocí ovládacího mechanismu.
- Otázka 5. Odpověď: Otáčky jsou redukovány ve třech stupních a to pomocí šnekové převodovky a koncových převodů v pojezdových kolech.

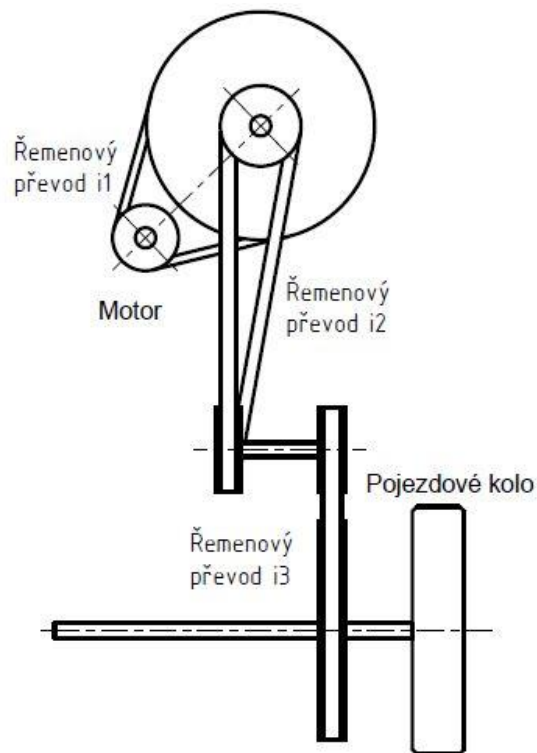
3.3 Varianta 1a - vlastní varianta návrhu

První varianta popisuje koncepci pojezdu, konstrukci sekačky a problematiku provozu sekačky se zaměřením na pohonný systém pracující s pomocí různých strojních částí při co nejvyšší jednoduchosti celého řešení. Zaměřuje se na návrh jednotlivých dílů. Závěrem je hodnocení varianty. Aby byla splněna podmínka, co nejvyšší jednoduchosti bylo u prvního návrhu počítáno s použitím přenosových částí pracujících čistě pomocí řemenů.

Následují odpovědi na otázky, které byly vymezeny v kapitole 3.1.1., v bodech jak tomu bylo u varianty stávajícího řešení:

- Otázka 1. Odpověď: Jako hnaná náprava byla zvolena zadní z důvodu vyšší trakce.
- Otázka 2. Odpověď: Doprava krouticího momentu je realizována pomocí mechanismu řemenů a hřídelí.
- Otázka 3. Odpověď: Překlopení krouticího momentu je realizováno pomocí polozkříženého řemenového převodu.
- Otázka 4. Odpověď: Rozpojení přenosu krouticího momentu umožňuje třecí spojka.
- Otázka 5. Odpověď: Otáčky jsou redukovány ve třech stupních a to kompletně pomocí řemenových převodů.

Na obrázku je vidět schéma původní představy pohonného mechanismu realizovaného čistě pomocí řemenů.



Obrázek 3-8 Původní představa pohonného mechanismu varianta 1a (Jílek, 2016)

Tato varianta byla později upravena z několika důvodů a to:

- z důvodu požadavku velkého převodového poměru na převodu i_1 vycházel úhel opásání na hnací řemenici velmi malý, což by mělo pravděpodobně za následek prokluzování tohoto převodu,
- z důvodu požadavku velkého převodového poměru na převodu i_3 vycházela řemenice na hřídeli nápravy dosti velká, téměř stejně velká jako samotné pojezdové kolo. Mohlo by tedy za jízdy snadno docházet ke kontaktu řemenice se zemí,
- nastavení napjatosti řemenů všech tří řemenových převodů zároveň by byla velmi složitá.

3.4 Varianta 1b - vlastní varianta návrhu

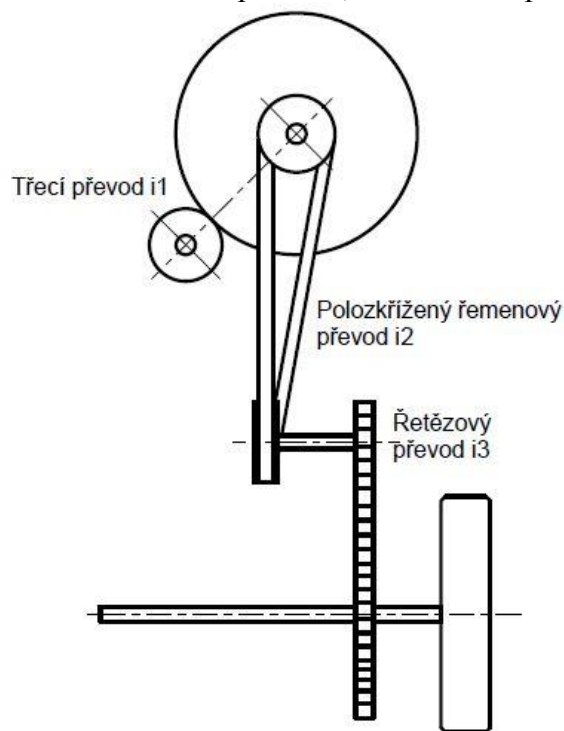
Následoval druhý návrh první varianty, kde byly provedeny úpravy, tak aby byly předchozí nedostatky odstraněny, čímž vznikla varianta 1b.

Varianta 1b:

- Převod i_1 byl změněn na třecí převod. Ten umožňuje o trochu vyšší převodový poměr a při správném dimenzování zaručenou schopnost přenosu krouticího momentu bez prokluzu.
- Převod i_3 byl změněn na převod pracující s pomocí řetězu. Výhodou tohoto řešení je, že při stejném převodovém poměru a přenášeném krouticím momentu vychází rozměrově daleko menší než převod řemenem. Nehrozí tedy kolize mezi řetězovým kolem a zemí pod sekačkou.
- Díky změně typu přenosových částí se zároveň snižuje náročnost mechanismu na napnutí. U třecího převodu i_1 se nastavuje pouze předepnutí třecích kol a u řetězového převodu i_3 není předepnutí tolik náchylné na spolehlivost jako u řemene.

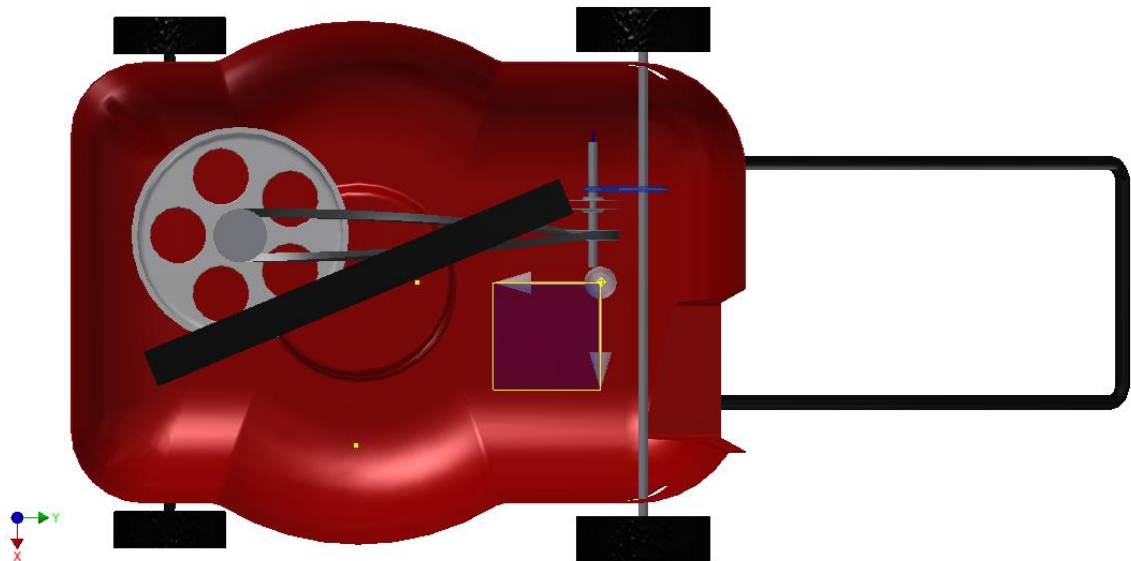
Technické řešení je zde řešeno následovně.

- Otázka 1. Odpověď: Jako hnaná náprava byla zvolena zadní z důvodu vyšší trakce.
- Otázka 2. Odpověď: Doprava krouticího momentu je realizována pomocí mechanismu polozkříženého řemenu, hřídelí, řetězu a třecího převodu.
- Otázka 3. Odpověď: Překlopení krouticího momentu je realizováno pomocí polozkříženého řemenového převodu.
- Otázka 4. Odpověď: Rozpojení přenosu krouticího momentu umožňuje třecí spojka
- Otázka 5. Odpověď: Otáčky jsou redukovány ve třech stupních a to pomocí třecího převodu, řemenového převodu a řetězového převodu.



Obrázek 3-9 Pohled na schéma varianty 1b vlastního řešení (Jílek, 2016)

POPIS POHONNÉHO MECHANIZMU VARIANTY 1B

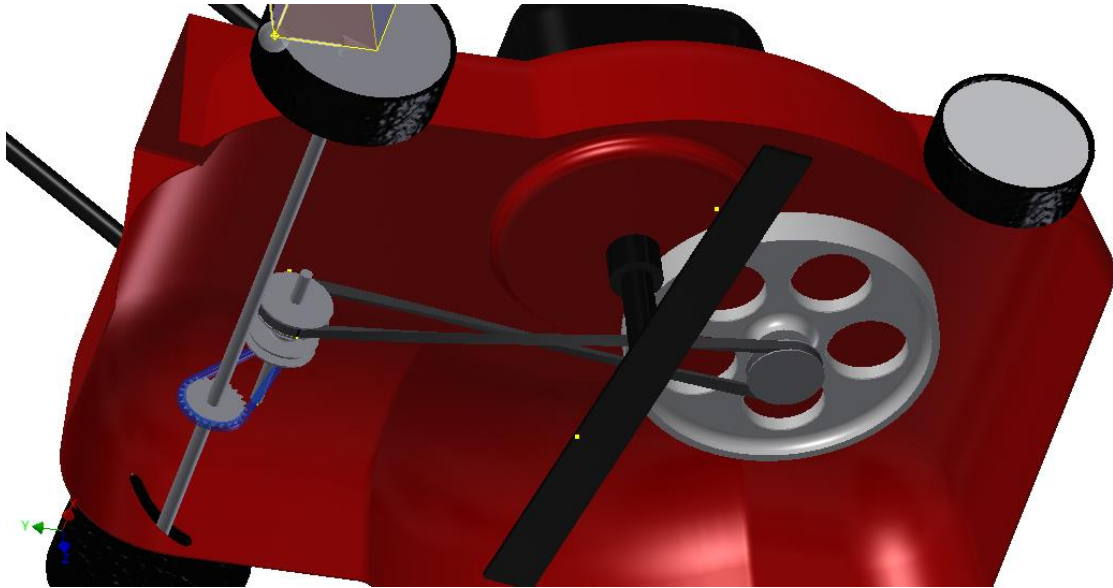


Obrázek 3-10 Spodní pohled na variantu 1b (Jílek, 2016)

Krouticí moment pro pohon pojezdových kol je odebírán z výstupní hřídele motoru. Tuto hřídel tvoří ocelová trubka, na níž je umístěn sekací nůž a zároveň malý třecí válec. Krouticí moment se převede na velký třecí válec, čímž se sníží velikost otáček. Velký třecí válec je na společné hřídeli s malou řemenicí. Malá řemenice (na velkém třecím kole) spolu s další řemenicí umístěnou v zadní části stroje na předlohouvé hřídeli tvoří druhý stupeň celkového převodu a zároveň zajišťuje problematiku překlopení toku krouticího momentu o 90° . Podélná osa velkého třecího válce leží v přední části karosérie na levé straně – to je důležité ze dvou důvodů.

- Řemenový mechanismus je třeba situovat do levé části stroje z důvodu zajištění optimálního proudění ve vnitřní části karosérie a odvodu sekané trávy výtokovým otvorem v pravé zadní části karosérie. Prostor před tímto otvorem musí zůstat volný, proto je hlavní převodový uzel umístěn v levé zadní části stroje, kde se dá očekávat nejnižší rychlost proudění a tím pádem nejnižší pravděpodobnost negativního ovlivnění sběru trávy.
- Překlopení toku krouticího momentu je u tohoto mechanismu realizováno pomocí polozkříženého řemenového převodu. Tento převod je velmi jednoduchý ale zároveň náchylný na minimální vzdálenost řemenic, protože čím je vzdálenost řemenic kratší, tím má řemen menší dráhu, za jakou se musí překroutit o 90° . Řemen je v tomto případě namáhán jak tahem, tak krutem. Nejjednodušším způsobem jak snížit síly a ztráty v polozkříženém převodu, je zvýšit vzdálenost obou řemenic. Proto je krouticí moment nejprve veden do přední části stroje, aby poté mohl mít polozkřížený převod větší délku.

V levé zadní části stroje se nachází hlavní pojezdový uzel sekačky. Tvoří jej předlohouvé hřídel, na níž se pomocí řemenice přivádí krouticí moment. Dále třecí spojka, umožňující plynulé odpojování pohonné jednotky od pojezdových kol a malé řetězové kolo. Další částí uzlu je jednoduchá pojezdová hřídel, procházející skrze karosérii. Na pojezdové hřídeli jsou umístěny pojezdová kola a ozubené kolo řetězového převodu. Mezi předlohouvou a pojezdovou hřídelí se nachází poslední, třetí stupeň celkového převodu, realizovaný pomocí řetězového převodu. Výškové nastavování pojezdových kol se uskutečňuje pomocí natáčení pojezdové hřídele okolo podélné osy předlohouvé hřídele. Řetězový převod zavazující tyto hřídele mezi sebou toto natočení umožňuje.



Obrázek 3-11 3D pohled na variantu 1b (Jílek, 2016)

3.4.1 Konstrukce jednotlivých částí sekačky varianty 1b

PŘEVOD

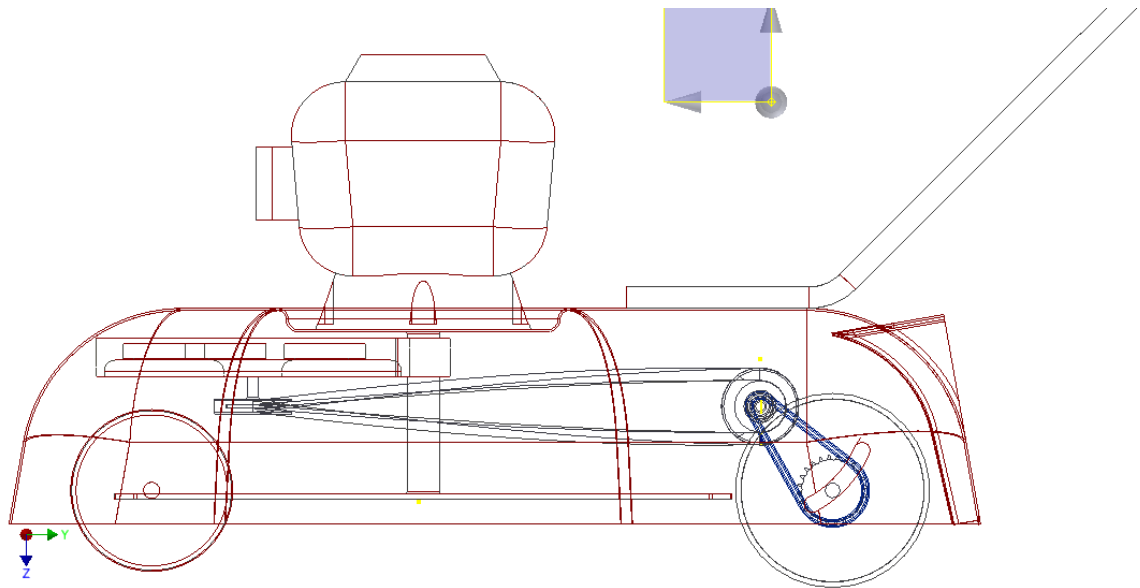
Převod je realizovaný pomocí sestavy hřídelů, řemenic a řemenu, ozubených kola a řetězu.

SPOJKA

Spojka je třecí tvořená dvěma kotouči, které jsou pomocí tlačné pružiny oddalovány od sebe. Hnací kotouč je pevně spojen s hnací částí předlokové hřídele a hnaný kotouč je pomocí pera spojen s hnanou částí předlokové hřídele. Při zatlačení ovládacího mechanismu na hnaný kotouč se přemůže síla tlačné pružiny, kotouč se posune vůči hřídeli a dotkne se hnacího kotouče. Tím dojde mezi kotouči ke tření a přenosu krouticího momentu. Přítlak kotoučů lze ovládat dle potřeby.

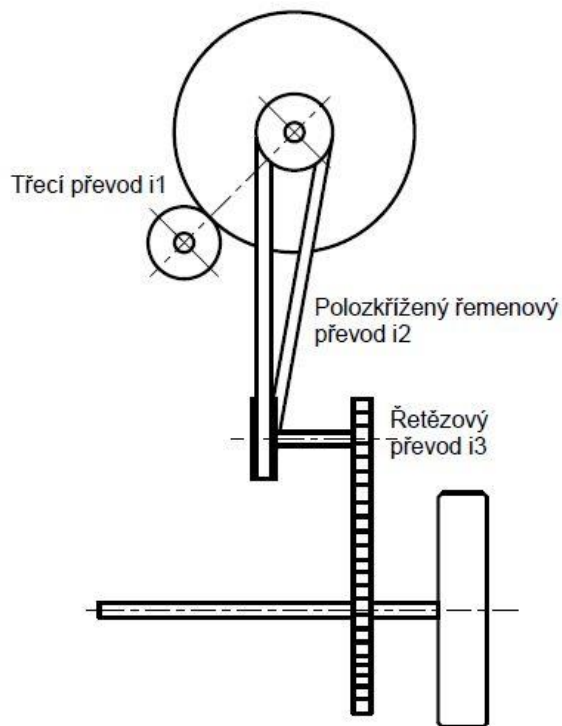
KAROSERIE

Z důvodu vyšší prostorové náročnosti polozkříženého převodu, který nesmí zasahovat do trajektorie nože, je potřeba navrhnout karosérii sekačky poněkud vyšší aby byl zaručen zástavový prostor pro řemenové převody. Dále je nutné udržovat řemenové systémy v čistotě, a proto bylo při návrhu počítáno s vytvořením jakéhosi falešného dna na vnitřní straně karosérie. Takové, pravděpodobně plastové, tvarované dno by vytvořilo krytou dutinu, ve které by mohly převody i spojka v čistotě pracovat.



Obrázek 3-12 Drátový pohled do sekačky varianty 1b (Jílek, 2016)

3.4.2 Výpočtová část vlastní varianty 1b



Obrázek 3-13 Kinematické schéma varianty 1b převodu (Jílek, 2016)

Převody v systému varianty 1b

Typ převodu	Převodový poměr i [-]	Smysl otáčení	Účinnost η [-]
(1) Třecí převod	5,5	otáčí	0,95
(2) Polozkřížený řemenový převod	1	-	0,9
(3) Řetězový převod	3	zachovává	0,95

Tabulka 3-2 Typy převodů v systému varianty 1b

Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_c = i_1 * i_2 * i_3$$

$$i_c = 5,5 * 1 * 3$$

$$i_c = 16,5 [-]$$

Výpočet celkové účinnosti:

$$\eta_c = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3$$

$$\eta_c = 0,95 * 0,9 * 0,95$$

$$\eta_c = 0,81 [-]$$

Výpočet otáček:

$$n_{kol} = \frac{n_{Mnom}}{i_c}$$

$$n_{kol} = \frac{50}{16,5}$$

$$n_{kol} = 3,0 [ot * s^{-1}]$$

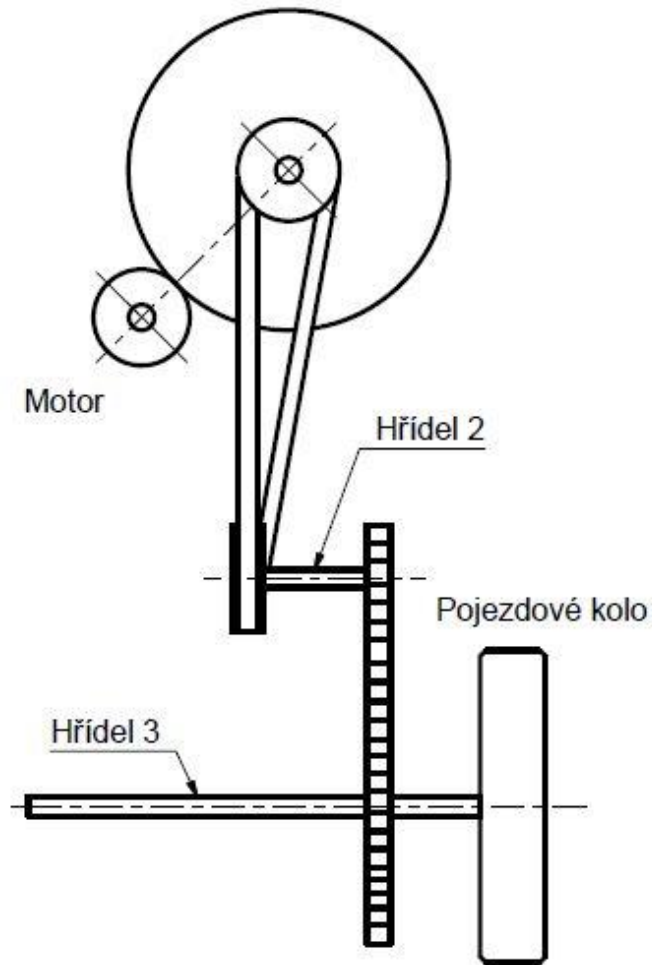
Výpočet rychlosti:

$$v = n_{kol} * D$$

$$v = 3,0 * \pi * D_{kolo}(0,19)$$

$$v = 1,8 [m * s^{-1}] = 6,5 [km * h^{-1}]$$

Podobně jako ve výpočtu stávajícího řešení je zde uveden výpočet krouticích momentů na jednotlivých částech pohonného mechanismu. Jako směrodatný je zde brán v úvahu krouticí moment vypočtený z trakce sekačky a postupuje se směrem „odzadu“.



Obrázek 3-14 Popis přenosových částí varianty 1b (Jílek, 2016)

Výpočet krouticího momentu na hřídeli 2:

$M_{kKolo} = 1,875$ [N. m] (z výpočtu trakce)

$$M_{kHridel2} = \frac{M_{kKolo}}{i_3 * \eta_3}$$

$$M_{kHridel2} = 0,66$$
 [N. m]

Výpočet krouticího momentu na řemenici:

$$M_{kRem} = \frac{M_{kHridel2}}{i_2 * \eta_2}$$

$$M_{kRem} = 0,73$$
 [N. m]

Výpočet krouticího momentu na motoru:

$$M_{kM} = \frac{M_{kRem}}{i_1 * \eta_1}$$

$$M_{kM} = 0,14$$
 [N. m]

Výpočet odebíraného výkonu:

$$P_M = M_{kM} * n_{Mnom}$$

$$P_M = 0,14 * 50$$

$$P_M = 7 [W]$$

Celkový odebíraný výkon této varianty odpovídá téměř stejné hodnotě jako u varianty stávajícího řešení.

Pomocí těchto výsledků lze nyní naddimenzovat přenosové části:

Dimenzování třecího převodu i_1 : (Švec, 2003)

Pro zadaný krouticí moment M_t a průměry kol platí:

$$F_t = F_o = \frac{2 * M_{k1}}{d_1}$$

Normálová (přítlačná) síla:

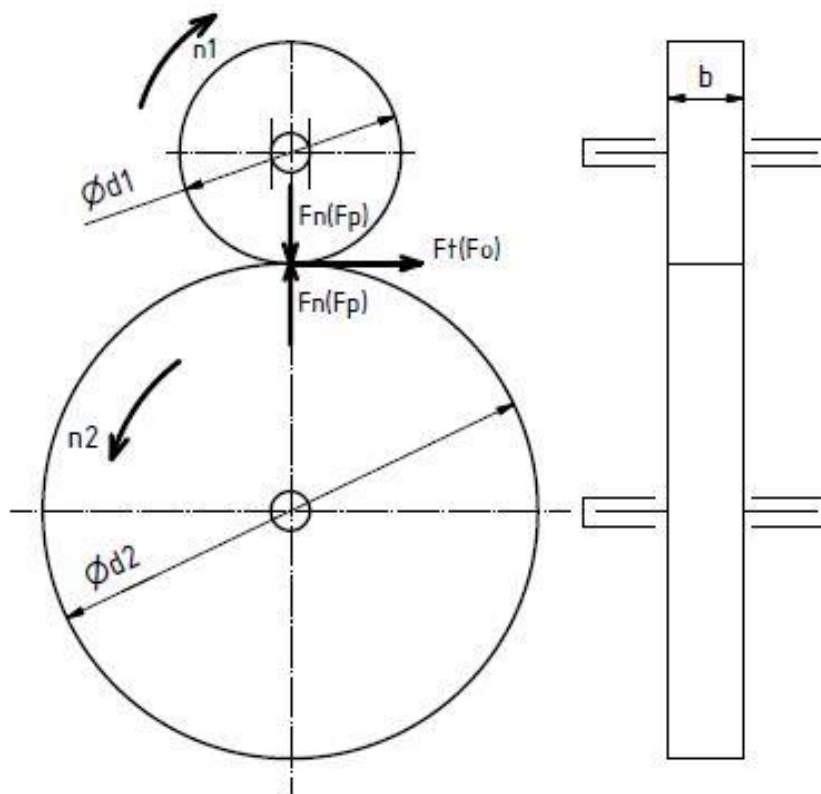
$$F_n = F_p = \frac{F_t}{f} * s_f$$

$F_t = (F_o)$ – třecí (obvodová) síla

$F_n = (F_p)$ – normálová (přítlačná) síla

f – součinitel tření mezi hnacím a hnaným kolem

s_f – součinitel bezpečnosti proti prokluzu



Obrázek 3-15 Třecí soukolí (Jílek, 2016)

Výpočet obvodové síly:

$$F_t = F_o = \frac{2 * M_{kM}}{d_1}$$

$$F_t = F_o = \frac{2 * 0,14}{0,05}$$

$$F_t = F_o = 5,6 [N]$$

Výpočet přitlačné síly:

$$F_n = F_p = \frac{F_t}{f} * s_f$$

$$F_n = F_p = \frac{5,6}{0,6} * 1,5$$

$$F_n = F_p = 14 [N]$$

Výpočet aktivní šířky kotoučů:

$$b \geq \frac{F_n}{p_D} \quad p_D - \text{dovolený tlak}$$

$$p_D \approx p_p * \frac{D_1 * D_2}{D_1 + D_2} \quad [MPa]$$

p_p – výpočtový tlak pro materiálovou dvojici ocel – pryž (Švec, 2003)

$$p_D = 0,01 * \frac{50 * 273}{50 + 273}$$

$$p_D = 0,42 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

$$b = \frac{14}{0,42}$$

$$b = 33,3 [mm] \rightarrow \text{volím } 35 \text{ mm}$$

Dimenzování řemenového převodu i_2 .

Výpočet třecího převodu zde byl uveden pro představu, že lze tímto způsobem opravdu realizovat první stupeň převodu. Síly vycházejí únosné a také šířka třecích kotoučů v závislosti na požadovaném přenosu krouticího momentu vyšla v rozumné mezi a nic tedy nebrání prohlásit tento převod v daných podmínkách jako provozuschopný. Zbylé dva typy převodu zde početně popisovány nebudou, protože například dimenzování klínového řemenu se řeší pomocí tabulek daných výrobcem v závislosti na otáčkách, převodovém poměru a velikosti krouticího momentu. Stejně tak i převod řetězový. Navrhuji použít řemeny od firmy SKF. Na jejich internetových stránkách je kompletní návod pro výběr takového převodu v závislosti na požadované životnosti, otáčkách a přenášeném výkonu. Stejně tak řetězový převod bych doporučil volit dle návodu výrobce. Například česká firma ČZ se na tuto problematiku specializuje.

3.4.3 Problematika provozu sekačky

VÝHODY ŘEMENOVÉHO POHONU SEKAČKY

- Pojezd tvoří pouze jednoduché rotační součásti, které lze nakupovat nebo vyrábět ve velkých sériích s malými výrobními náklady, absence geometricky složitých ozubených kol, které prodražují výrobu.
- Jednoduché řešení výškového nastavování kol.
- Možnost jednoduché opravy i neškolenou obsluhou.
- Dobrá účinnost celého systému.

NEVÝHODY ŘEMENOVÉHO POHONU SEKAČKY

- Nutnost použít vyšší karosérii z důvodu většího zástavového prostoru polozkříženého převodu.
- Požadavek na výrobu velkého plastického krytu z důvodu zajištění čistoty. Tento kryt musí být tvarovaný tak, aby zakryl veškeré řemenové převody včetně hlavního převodového uzlu.
- Problémy se zajištěním napjatosti mezi třecími koly a polozkříženým řemenem.

3.5 Hodnocení varianty 1b

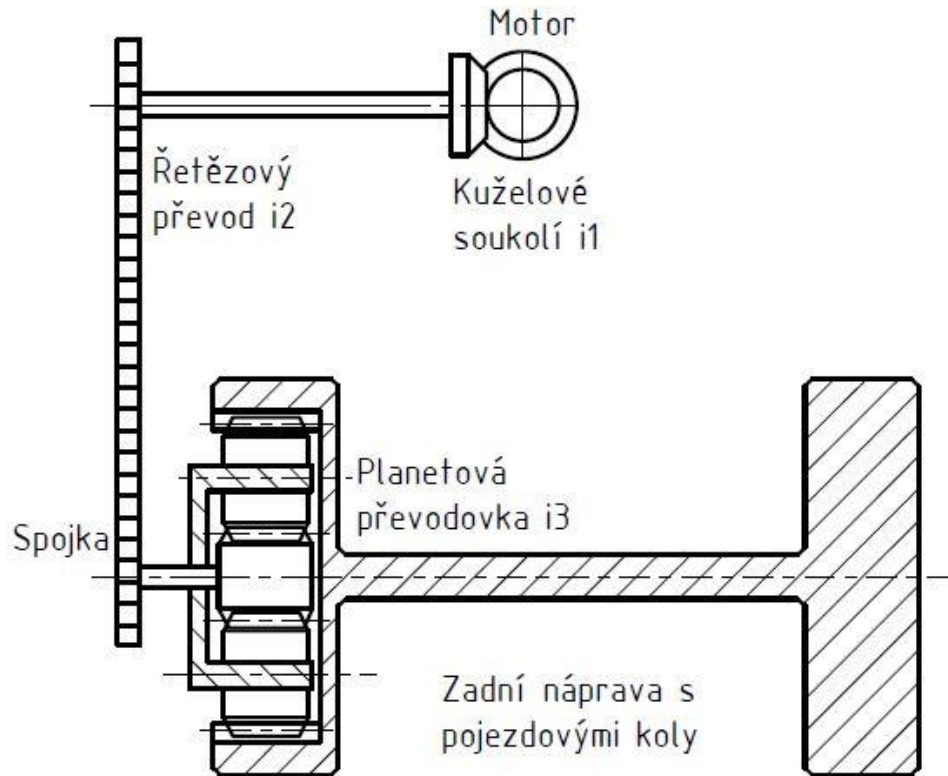
Navrhovaný systém je zajímavý z hlediska své koncepční jednoduchosti. Splňuje všechny zadané požadavky nutné pro provoz sekačky. Oproti zkoumanému stávajícímu řešení se dá říci, že byly odstraněny kritické části. Kolíková spojka pracující na principu tvarového styku byla nahrazena jednoduchou spojkou třecí s možností ovládat předepnutí. Dále byla odstraněna šneková převodovka, kterou nahradila kombinace třecího, řetězového a polozkříženého řemenového převodu. Díky redukci převodového poměru ve třech stupních, bylo možné odstranit koncové převody, což lze považovat za velkou výhodu, která může zjednodušit výrobu. Zároveň se dá říci, že je mechanismus tak jednoduchý, že na něm nehrozí žádné těžko odstranitelné závady, protože všechny součásti, které by se mohli porouchat, ať už ložiska nebo řemeny, jsou normovanými strojírenskými díly a lze je snadno nakoupit. Na druhou stranu nelze systém požadovat za dokonalý. Při komplexním pohledu působí dosti „roztahaně“ a na dnešní dobu i archaicky. Je otázkou zda by skutečně dokázal spolehlivě pracovat. Za největší problém lze brát polozkřížený řemen a třecí soukolí, které by mohlo začít prokluzovat vlivem únavy třecích ploch či znečištění. Pro jejich očistu nebo seřízení by bylo nutné sundat spodní ochranný kryt a provést opravu, což by pro uživatele jistě nebyla oblíbená činnost.

3.6 Varianta 2 - vlastní varianta návrhu

Druhou navrženou variantou je způsob dopravy krouticího momentu záměrně zcela odlišnou koncepcí než u varianty 1. Jestliže u varianty 1 bylo dbáno na co nejvyšší technologickou nenáročnost celého systému, je varianta 2 z hlediska výrobní technologie poměrně složitá. Důraz zde byl kladen na co nejvyšší spolehlivost navrženého systému.

Jako první byla navržena varianta 2 využívající výhod planetové převodovky. Původní myšlenkou bylo odvézt hned na začátku krouticí moment z prostoru spirální skříně tak, aby strojní části systému co nejméně ovlivňovali proudění. Vznikla proto myšlenka odebrat krouticí moment na výstupní hřídeli motoru pomocí kuželové převodovky a hřídelí vyvézt krouticí moment mimo spirální skříně. Samotný přenos momentu do zadní části sekačky by byl realizován pomocí řetězu umístěného mimo spirální skříně. Zde je umístěna zadní náprava, v jejímž levém pojezdovém kolečku je ukryt celý převodový mechanismus včetně spojky. Planetová převodovka v sobě skrývá výhody velkého převodového poměru a malých

zástavových rozměrů. V tomto případě je zde i výhoda kruhového tvaru převodovky. Krouticí moment se přivádí do převodovky přes spojku na prostřední ozubené kolo. Satelity jsou u tohoto typu planetové převodovky nepohyblivé a jejich uložení je pevně spojeno s karosérií. Krouticí moment se přes ně přenesou na vnitřní ozubené kolo, které je zároveň levým pojezdovým kolem. Zadní nápravu tvoří hřídel pevně spojená s levým i pravým pojezdovým kolem. Díky velkému převodovému poměru planetové převodovky je možné použít převody i_1 a i_2 pouze pro dopravu a otáčky redukovat pouze planetovou převodovkou. To může být výhodné z hlediska dimenzování přenosových částí.



Obrázek 3-16 Schéma varianty 2 (Jílek, 2016)

Následují odpovědi na otázky, které byly vymezeny v kapitole 3.1.1., v bodech jak tomu bylo u varianty stávajícího řešení

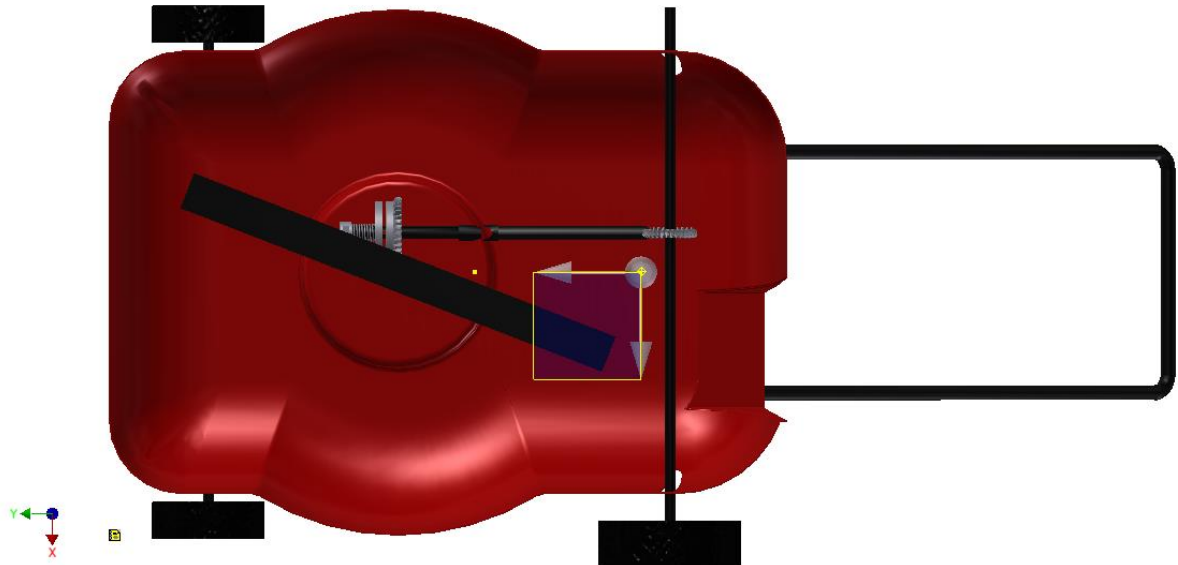
- Otázka 1. Odpověď: Jako hnaná náprava byla zvolena zadní z důvodu vyšší trakce.
- Otázka 2. Odpověď: Doprava krouticího momentu je realizována pomocí mechanismu řetězu a hřídelí.
- Otázka 3. Odpověď: Překlopení krouticího momentu je realizováno pomocí kuželových ozubených kol.
- Otázka 4. Odpověď: Rozpojení přenosu krouticího momentu umožňuje třecí spojka.
- Otázka 5. Odpověď: Otáčky jsou redukovány pomocí planetové převodovky.

Výhodou tohoto řešení je bezesporu minimální zástavový prostor uvnitř spirální skříně což by pozitivně ovlivňovalo proudění a tím i kvalitu sběru posečené trávy. Další výhodou je, že k redukci otáček dochází, až na posledním převodovém stupni což je výhodné z hlediska dimenzování přenosových částí. Nevýhody jsou zde vysoká složitost planetové převodovky a větší vnější rozměry sekačky z důvodu použití řetězového převodu na povrchu karosérie. Z toho důvodu bylo od jejího rozšiřování upuštěno a vznikla varianta 3.

3.7 Varianta 3 - vlastní varianta návrhu

Podobně jako u varianty 2 byl při návrhu varianty 3 kladen důraz na co nejvyšší spolehlivost celého pojezdového systému i za cenu případné vyšší složitosti. Doprava krouticího momentu z motoru na pojezdová kola sekačky a splnění všech požadavků na mechanismus pojezdu je zde realizováno pomocí sestavy hřídelů a dvojice šnekových převodovek. První převodovka slouží k překlopení toku krouticího momentu do vodorovné osy, jeho nasměrován do zadní části sekačky a redukci otáček. Tvoří ji kompaktní modul pevně spojený s karoserií procházející skrze výstupní hřídel motoru. Součástí modulu je třecí spojka a šnekový převod. Šnek je přímo součástí výstupní hřídele motoru. Šnekové kolo tvoří zároveň část spojky. Výstupem této převodovky je hřídel opatřená Kardanovým kloubem, přes kterou se krouticí moment dopravuje na druhou šnekovou převodovku. Dochází k další redukci otáček a překlopení toku krouticího momentu do finálního směru rovnoběžně s osou zadní nápravy. Vstupní hřídel druhé šnekové převodovky tvoří zároveň šnek. Výstupní hřídel druhé převodovky prochází skrze šnekové kolo a celkově také skrze celou převodovku. Samotná hnací náprava sekačky je tvořena touto výstupní hřídelí, která vychází na obou stranách z karosérie a slouží pro uchycení pojezdových koleček, a druhou šnekovou převodovkou. Výškové nastavení pojezdových kol umožňuje kardanový kloub, kolem kterého se natáčí celá zadní náprava.

- Otázka 1. Odpověď: Jako hnaná náprava byla zvolena zadní z důvodu vyšší trakce.
- Otázka 2. Odpověď: Doprava krouticího momentu je realizována pomocí mechanismu převodovek a hřídelí.
- Otázka 3. Odpověď: Překlopení krouticího momentu je realizováno pomocí dvojice šnekových převodovek.
- Otázka 4. Odpověď: Rozpojení přenosu krouticího momentu umožňuje třecí spojka.
- Otázka 5. Odpověď: Otáčky jsou redukovány ve dvou stupních pomocí šnekových převodovek.



Obrázek 3-17 Pohled zespoda na variantu 3 (Jílek, 2016)

3.7.1 Konstrukce jednotlivých částí sekačky

PŘEVOD

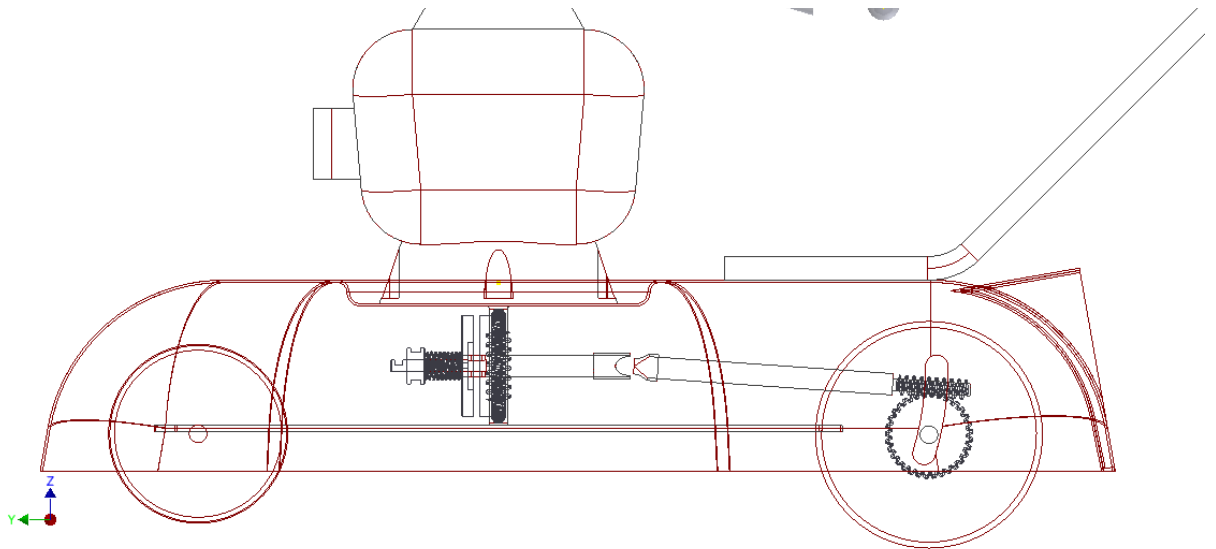
Převod je realizován pomocí dvou převodovek se šnekovým soukolím.

SPOJKA

Spojka je třecí ovládaná pomocí ocelového lanka. Tvoří ji dva kotouče, z čeho jeden je součástí šnekového kola a druhý je pomocí drážkování spojen s výstupní hřídelí převodovky. Oba kotouče jsou od sebe oddalovány pomocí tlačné pružiny, tak aby byla spojka stále ve stavu rozpojeném. Když je třeba rozjet sekačku, zapůsobí na drážkovaný kotouč vačka, která překoná síly pružiny a přimáčkne k sobě dva kotouče. Tím dojde k přenosu krouticího momentu. Vačka je ovládána obsluhou sekačky prostřednictvím ocelového lanka.

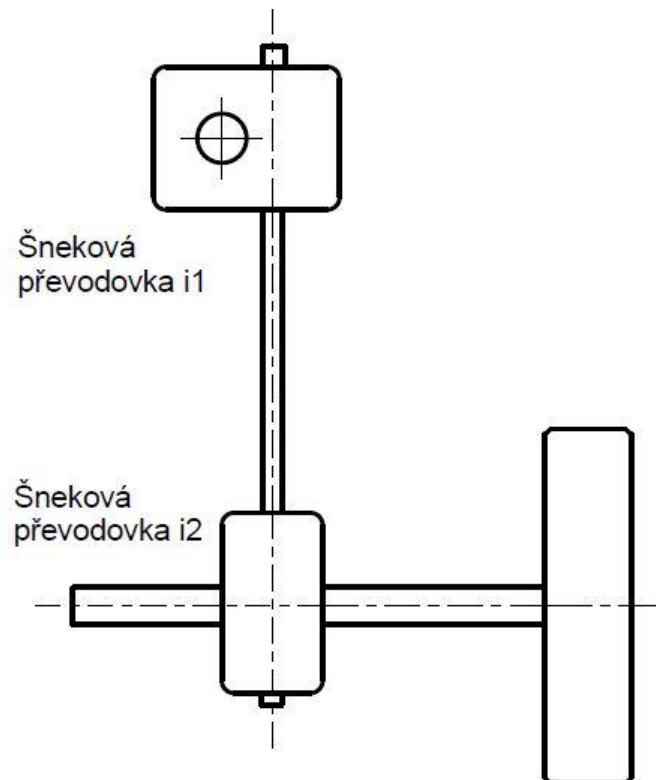
KAROSERIE

Karosérie je standartních rozměrů. Je potřeba ji upravit z hlediska úchytnů první převodovky a záchytu lanka ovládaní spojky. Pro to postačí ocelové plechy navařené z vnitřní strany karosérie.



Obrázek 3-18 Drátový pohled do sekačky pro variantu 3 (Jílek, 2016)

3.7.2 Výpočtová část vlastní varianty 3



Obrázek 3-19 Kinematické schéma šnekového převodu varianty 3 (Jílek, 2016)

Převody v systému varianty 3

Typ převodu	Převodový poměr i [-]	Smysl otáčení	Účinnost η [-]
(1) Šnekový převod	4	-	0,6
(2) Šnekový převod	4	-	0,6

Tabulka 3-3 Typy převodů v systému varianty 3

Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_c = i_1 * i_2$$

$$i_c = 4 * 4$$

$$i_c = 16 [-]$$

Výpočet celkové účinnosti:

$$\eta_c = \eta_1 * \eta_2$$

$$\eta_c = 0,6 * 0,6$$

$$\eta_c = 0,36 [-]$$

Výpočet otáček:

$$n_{kol} = \frac{n_{Mnom}}{i_c}$$

$$n_{kol} = \frac{50}{16}$$

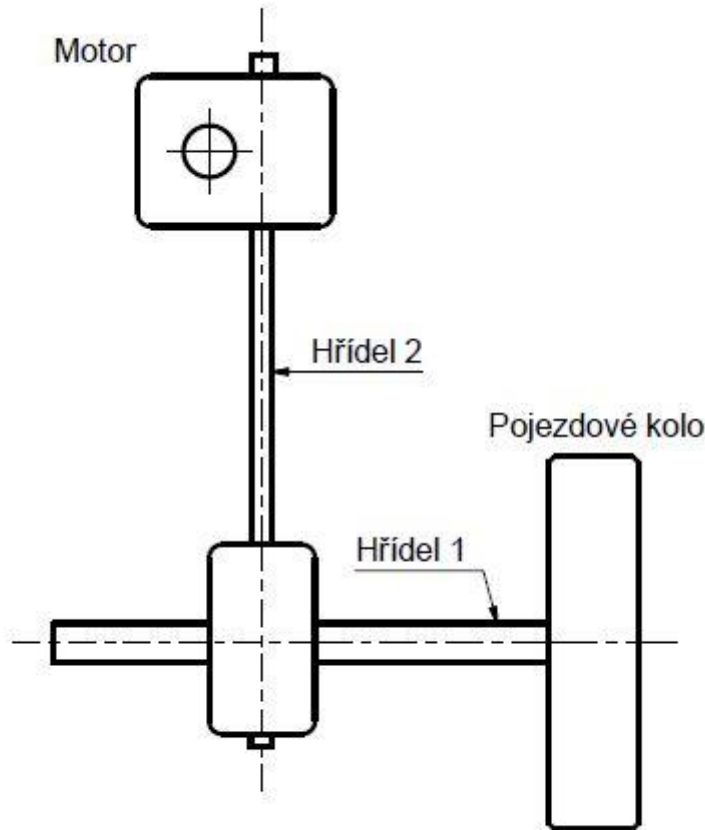
$$n_{kol} = 3,1 [ot * s^{-1}]$$

Výpočet rychlosti:

$$v = n_{kol} * D$$

$$v = 3,1 * \pi * D_{kolo}(0,19)$$

$$v = 1,85 [m * s^{-1}] = 6,6 [km * h^{-1}]$$



Obrázek 3-20 Popis jednotlivých částí šnekového převodu varianty 3 (Jílek, 2016)

Výpočet krouticího momentu na hřídeli 2:

$$M_{kKolo} = 1,875 \text{ [N. m]} \text{ (z výpočtu trakce)}$$

$$M_{kHridel2} = \frac{M_{kKolo}}{i_2 * \eta_2}$$

$$M_{kHridel2} = 0,78 \text{ [N. m]}$$

Výpočet krouticího momentu na motoru:

$$M_{kM} = \frac{M_{kHridel2}}{i_1 * \eta_1}$$

$$M_{kM} = 0,33 \text{ [N. m]}$$

Výpočet odebíraného výkonu:

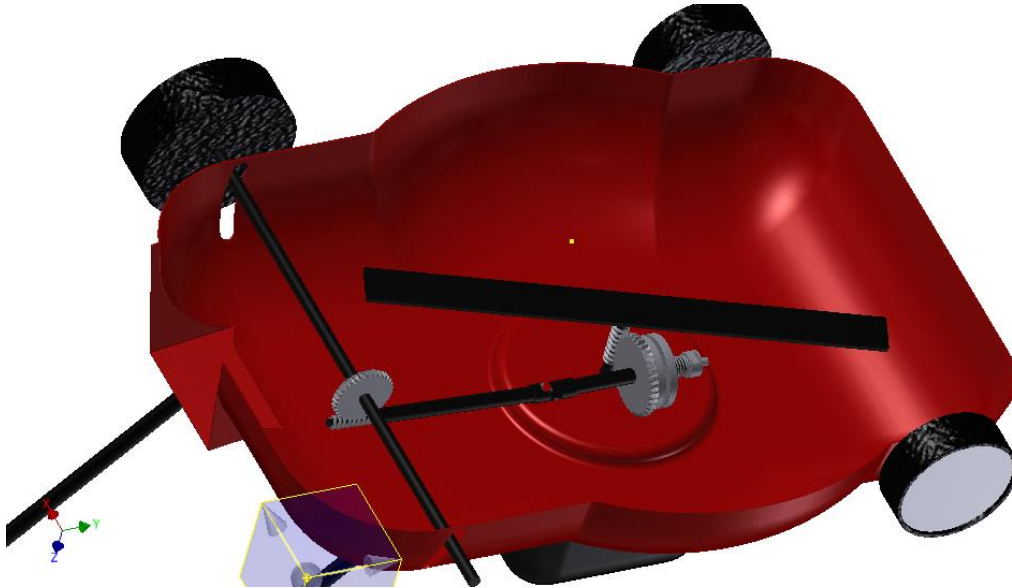
$$P_M = M_{kM} * n_{Mnom}$$

$$P_M = 0,33 * 50$$

$$P_M = 16,5 \text{ [W]}$$

Z výpočtu krouticího momentu na motoru je patrné, že odebíraný výkon pro pohon šnekového systému je vyšší než u předchozích dvou řešení. Důvodem je nižší účinnost šnekových převodů. Odebíraný výkon zde tedy vychází asi 1,7% z celkového výkonu motoru.

Dle hodnot vypočtených krouticích momentů, otáček a převodových poměrů by bylo možné dopočítat velikosti šnekových ozubení a určit velikosti ostatních strojních částí pohonného systému.



Obrázek 3-21 Spodní pohled na variantu 3 vlastního řešení (Jílek, 2016)

3.7.3 Problematika provozu sekačky

VÝHODY ŠNEKOVÉHO POHONU SEKAČKY

- Malý zástavbový prostor celého systému.
- Veškeré převodové prvky realizované pomocí tvarových ozubených kol. Díky tomu zde není možnost prokluzu.
- Absence koncových převodů.
- Jednoduché řešení výškového nastavování kol.

NEVÝHODY ŠNEKOVÉHO POHONU SEKAČKY

- Složité na výrobu kvůli dvěma samostatným převodovkám s geometricky složitými šnekovými převody.
- Nižší účinnost.
- Kardanový kloub

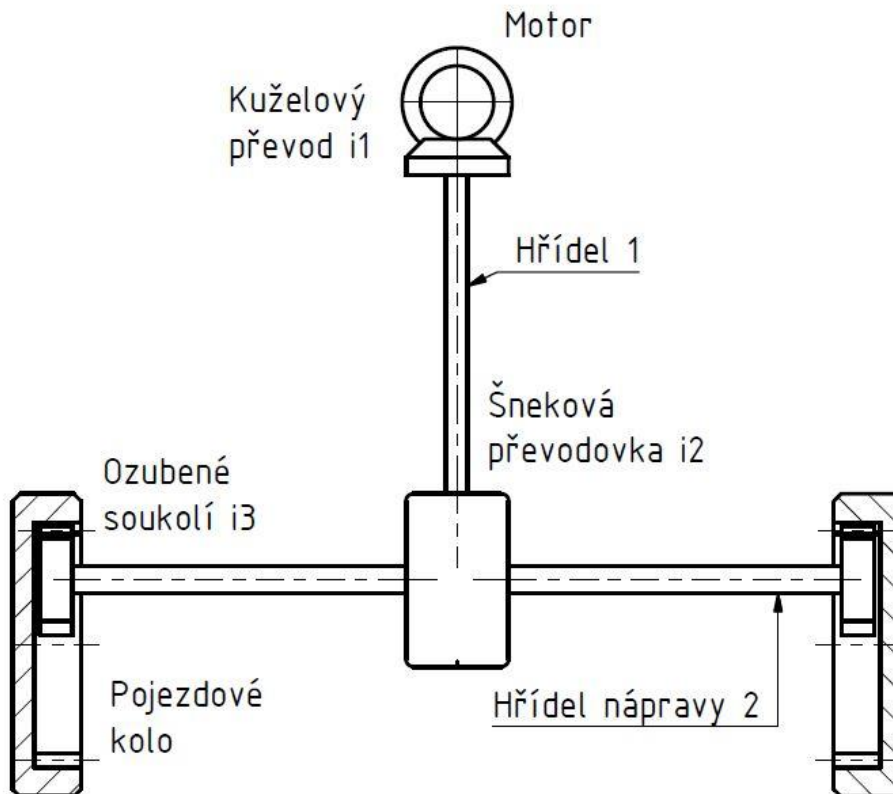
3.8 Hodnocení varianty 3

Navrhovaný systém je zajímavý z hlediska své koncepce. Díky jasně definovaným převodovým poměrům ve formě šnekových převodovek by zde nemělo docházet k prokluzům a celý mechanismus by měl získat na spolehlivosti. Slabým místem může být spojka, která se může časem opotřebit nebo znečistit ale při dobře dimenzovaném návrhu a kvalitnímu zakrytí celého uzlu by se tato nevýhoda měla odstranit. Další nevýhodou je nutnost použití kardanového kloubu, který se nachází v prostoru proudění vzduch, čímž může být ohrožena jeho spolehlivost kvůli možnému znečištění. Největší nevýhodou zde ale zůstává složitost z hlediska výroby a nižší celková účinnost, která je dána kombinací dvou šnekových převodovek. To znamená, že si pojezd „vezme“ více výkonu na pohon sekačky a méně se ho tím dostane na pohon samotného nože. To může být bráno sice jako nevýhoda tohoto řešení ale odebraný výkon z motoru je stále tak malý, že by to uživatel pravděpodobně ani nepoznal. Za největší nevýhodu lze tedy brát výrobní komplikovanost tohoto řešení a důvod proč by se do sériové výroby pravděpodobně nedostalo.

3.9 Varianta 4 - vlastní varianta návrhu

Varianta 4 vznikla vývojem varianty 3, přičemž byla snaha o odstranění některých jejích nevýhod. Doprava krouticího momentu na pojezdová kola je řešena stejně jako u varianty 3 pomocí dvojice převodovek. První převodovka, která překlápí krouticí moment o 90 stupňů je kuželová a má minimální převodový poměr (může být $i=1$). Pomocí pevné hřídele se dále krouticí moment převede přes třecí spojku na šnekovou převodovku. Ta je součástí zadní nápravy a rozvádí krouticí moment k jednotlivým kolům, kde se nachází koncové převody. Kolový převod v tomto případě tvoří pouze pastorek nasazený na hřídeli zadní nápravy a kolo s vnitřním ozubením, které je současně kolem pojezdovým. Výškové nastavení umožňují koncové převody. Zadní náprava je tuhá, pevně spojená s karosérií ale osa pojezdových kol umožňuje natáčení kolem osy nápravy beze změny osové vzdálenosti mezi pastorkem a vnitřním ozubeným kolem.

- Otázka 1. Odpověď: Jako hnaná náprava byla zvolena zadní z důvodu vyšší trakce.
- Otázka 2. Odpověď: Doprava krouticího momentu je realizována pomocí mechanismu převodovek a hřídelí.
- Otázka 3. Odpověď: Překlopení krouticího momentu je realizováno pomocí kuželové a šnekové převodovky.
- Otázka 4. Odpověď: Rozpojení přenosu krouticího momentu umožňuje třecí spojka.
- Otázka 5. Odpověď: Otáčky jsou redukovány ve třech stupních pomocí kuželové a šnekové převodovky a koncových převodů v pojezdových kolech.



Obrázek 3-22 Schéma varianty 4 (Jílek, 2016)



Obrázek 3-23 Celkový pohled na variantu 4 (Jílek, 2016)

3.9.1 Konstrukce jednotlivých částí sekačky

PŘEVOD

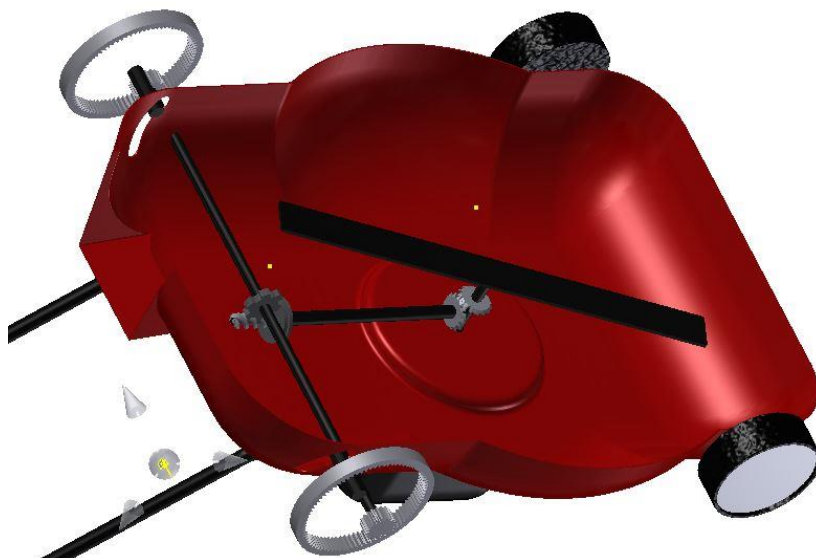
Převod je realizován pomocí kuželové převodovky, šnekové převodovky a koncových převodů.

SPOJKA

Spojka je třecí ovládaná pomocí ocelového lanka. Je součástí šnekové převodovky na zadní nápravě. Spojka je umístěna na vstupní hřídeli převodovky. Její vypnutí odpojuje celou zadní nápravu od kroutícího momentu.

KAROSERIE

Karosérie je standardních rozměrů. Je potřeba ji upravit z hlediska úchytů první převodovky a záchytu lanka ovládaní spojky. Pro to postačí ocelové plechy navažené z vnitřní strany karosérie.



Obrázek 3-24 Jiný pohled na variantu 4 (Jílek, 2016)

3.9.2 Výpočtová část vlastní varianty 4

Převody v systému varianty 4

Typ převodu	Převodový poměr i [-]	Smysl otáčení	Účinnost η [-]
(1) Kuželový převod	1	otáčí	0,97
(2) Šnekový převod	6	-	0,6
(3) Vnitřní ozubené soukolí	3	zachovává	0,95

Tabulka 3-4 Typy převodů v systému varianty 4

Výpočet celkového převodového poměru:

$$i_c = i_1 * i_2 * i_3$$

$$i_c = 1 * 6 * 3$$

$$i_c = 18 [-]$$

Výpočet celkové účinnosti:

$$\eta_c = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3$$

$$\eta_c = 0,97 * 0,6 * 0,95$$

$$\eta_c = 0,55 [-]$$

Výpočet otáček:

$$n_{kol} = \frac{n_{Mnom}}{i_c}$$

$$n_{kol} = \frac{50}{16}$$

$$n_{kol} = 2,8 [\text{ot} * \text{s}^{-1}]$$

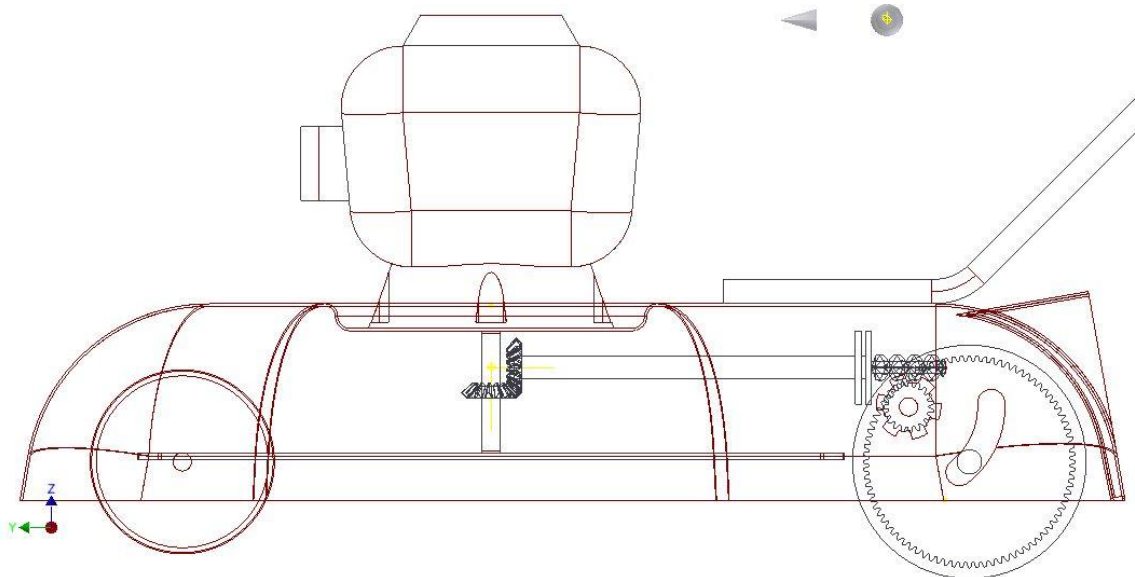
Výpočet rychlosti:

$$v = n_{kol} * D$$

$$v = 2,8 * \pi * D_{kolo}(0,19)$$

$$v = 1,67 [\text{m} * \text{s}^{-1}] = 6,0 [\text{km} * \text{h}^{-1}]$$

Z uvedeného výpočtu účinnosti je patrné, že změnou koncepce se podařilo významně zvýšit účinnost celého mechanismu oproti variantě 3. Z důvodu velké podobnosti s variantou 2 a 3 zde již další výpočet nebude uváděn.



Obrázek 3-25 Drátový pohled do sekačky pro variantu 4 (Jílek, 2016)

3.9.3 Problematika provozu sekačky

VÝHODY VARIANTY 4

- Malý zástavbový prostor celého systému.
- Vysoká odolnost vůči znečištění.
- Výhodnější z hlediska dimenzování přenosových částí.
- Veškeré převodové prvky realizované pomocí tvarových ozubených kol. Díky tomu zde není možnost prokluzu.
- Absence kardanového kloubu.
- Dobrá účinnost.

NEVÝHODY VARIANTY 4

- Složité na výrobu kvůli dvěma samostatným převodovkám s geometricky složitými tvary.
- Kvůli výškově nastavitelným kolům nutnost koncových převodů.

3.10 Hodnocení varianty 4

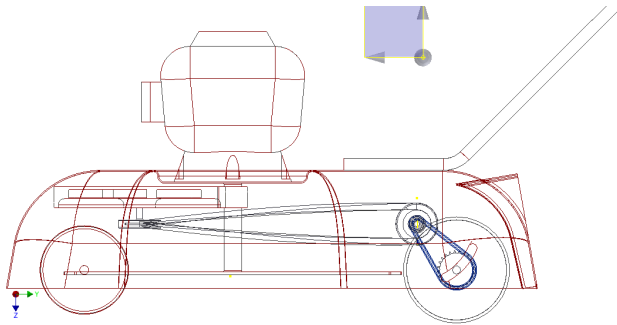
Cílem této poslední varianty bylo zdokonalit předchozí variantu 3, která byla navrhována jako varianta s cílem dosáhnout co nejvyšší spolehlivosti pojezdového systému. Největší nevýhodou předchozí varianty 3 byla vyhodnocena vysoká výrobní složitost. Tato překážka byla částečně odstraněna změnou první z převodovek ze šnekové na kuželovou. Ta je výrobně jednodušší, má vyšší účinnost a umožňuje minimální převodový poměr. To je výhodné z hlediska dimenzování hřídele 1 a spojky. Tyto součásti nemusí přenášet zredukovaný krouticí moment, vycházejí menší a tím pádem levnější. Redukce převodového poměru se „dožene“ na šnekové převodovce, která vyšší převodový poměr ($i = 6$) bez problémů umožňuje. Díky změně koncepce nastavení výšky pojezdových kol bylo také možné odstranit kardanový kloub, který by u varianty 3 mohl být zdrojem poruch. Změna výšky sečení se u této varianty reguluje natáčením osy pojezdových kol okolo hřídele nápravy. Systém byl sice na začátku zjednodušen, ale nutnost použití koncových převodů jej zase na konci zesložil, a to je důvod, proč ani tato varianta není ideální.

3.11 Celkové hodnocení variant

Cílem bylo zaprvé navrhnout variantu, která by při splnění všech požadovaných podmínek splnila zadání a zároveň byla co možná nejvíce technologicky nenáročná a za druhé variantu, která by při stejném zadání a stejných podmínkách zajistila co nejspolehlivější provoz i za cenu vyšší výrobní náročnosti. Bylo navrženo pět variant dopravy krouticího momentu z výstupní hřídele motoru až na pojezdová kola. Tři z těchto variant byly vybrány jako realizovatelné a dále popisované a řešené. Varianta 1a byla shledána jako nerealizovatelná z důvodu malého úhlu opásání na výstupní řemenici motoru a příliš velké velikosti řemenice na hnané nápravě. Varianta 2 byla shledána jako příliš složitá z důvodu použití planetové převodovky. Varianty 1a a 2 nejsou uvedeny v celkovém hodnocení variant, protože šlo o pouhé myšlenky, které nebyly rozvíjeny. V následujícím hodnocení je přehledné porovnání všech tří realizovatelných variant.

VARIANTA 1B

Varianta 1b vznikla vývojem varianty 1a. Myšlenkou bylo nalézt kinematický systém takové koncepce, která bude po technologické stránce, co možná nejjednodušší načež vznikla varianta využívající pouze základních strojírenských přenosových částí.



Obrázek 3-26 Varianta 1b (Jílek, 2016)

HODNOCENÍ VARIANTY 1B

Výhody varianty 1b:

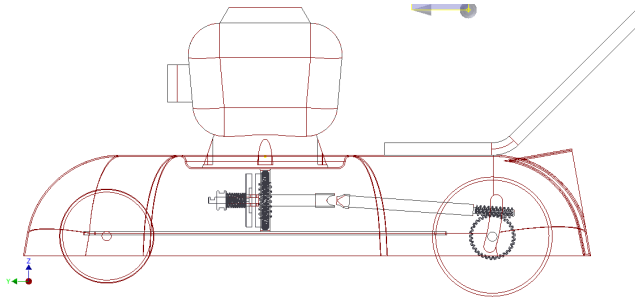
- Jednoduchost z hlediska výrobní technologie.
- Jednoduché nastavení výšky kol.
- Absence kolových převodů.
- Dobrá účinnost.

Nevýhody varianty 1b

- Vyšší stavba karosérie z důvodu umístění polozkříženého řemenového převodu.
- Zajištění napjatosti řemenového převodu a předepnutí třecího převodu.
- Velký zástavový prostor a s tím spojená nutnost zakrytování celého mechanismu kvůli dodržení dokonalé čistoty.

VARIANTA 3

Varianta 3 vznikla jako protiklad pro variantu 1b. Jako nejdůležitější zde byl brán důraz na zajištění co nejvyšší spolehlivosti celého pohybového mechanismu a to i za cenu vyšší technologické náročnosti.



Obrázek 3-27 Varianta 3 (Jílek, 2016)

HODNOCENÍ VARIANTY 3

Výhody varianty 3 oproti variantě 1b:

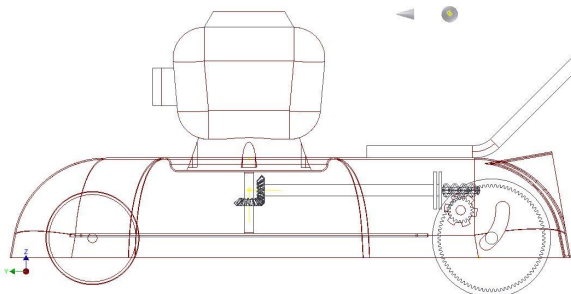
- Veškeré převodové prvky realizované pomocí ozubených kol. Díky tomu není prostor pro prokluz přenosových částí vinou opotřebení nebo znečištění.
- Malý zástavový prostor a tím i nižší karosérie.
- Téměř bezúdržbová obsluha.

Nevýhody varianty 3 oproti variantě 1b:

- Výrobní náročnost dvou šnekových převodovek.
- Z důvodu výškového nastavení kol, nutnost použití náchylného kardanového kloubu.
- Nižší účinnost.

VARIANTA 4

Varianta 4 vznikla vývojem varianty 3 s cílem odstranit předchozí nedostatky a to hlavně výrobní složitost a nízkou účinnost.



Obrázek 3-28 Varianta 4 (Jílek, 2016)

HODNOCENÍ VARIANTY 4

Výhody varianty 4 oproti variantě 3:

- Požadavek na výrobu pouze jedné šnekové převodovky.
- Výhodnější z hlediska dimenzování přenosových částí.
- Vyšší účinnost.
- Vyšší odolnost vůči znečištění díky absenci kardanového kloubu.

Nevýhody varianty 4 oproti variantě 3:

- Nutnost použití kolových převodů což snižuje výhodu použití pouze jedné šnekové převodovky.

4 Splnění cílů a přínos práce

Následující kapitola bakalářské práce hodnotí splnění cílů práce a stanovuje přínos práce pro praktické využití.

4.1 Splnění cílů

Podle zadání kvalifikační práce se mi podařilo teoreticky zhodnotit historický vývoj travních sekaček a stanovit jejich druhy dle konstrukce. Jejich rozčlenění v kontextu dnešní doby a souhrnný přehled výrobků na dnešním trhu dává ucelený přehled na tuto problematiku.

Podrobná analýza stávajícího řešení pojezdu sekačky, konstrukční varianty sekačky a výpočtová část včetně analýzy problematiky provozu sekačky je provedena s ohledem na stávající řešení. Na základě získaných poznatků jsem navrhl další možné varianty řešení pojezdu sekačky. Varianty, které jsem uznal jako reálné, jsou podpořeny výpočtovou částí a vyhodnoceny výhody a nevýhody těchto variant.

4.2 Přínos práce

V této kvalifikační práci jsem nejenom realizoval vlastní konstrukční návrh k danému zadání, ale komplexně posoudil danou problematiku v širších, historických a konstrukčních souvislostech.

Při studiu historického i dnešního způsobu řešení přenosu krouticího momentu jsem získal reálnou představu o praktickém využití základních strojních částí ve strojírenství. Na prováděných výpočtech jsem si plně uvědomil termíny, jako jsou tok krouticího momentu, účinnost nebo výkon. Naučil jsem se pracovat s těmito jednotkami v textu a problematiku popsat. Snažil jsem se vše popisovat tak, aby každý čtenář vždy pochopil, co jsem chtěl danou větou vyjádřit a mohl se v této práci snadno orientovat.

5 Závěr

Cílem mojí bakalářské bylo zaprvé teoretické zmapování historie vzniku travních sekaček s ohledem na různé druhy. Kvůli tomuto bodu jsem osobně navštívil Zemědělské muzeum v Praze, kde jsem se podrobně seznámil se zemědělskou technikou převážně z doby dvacátého století. Zajímavým pohledem na problematiku sečení trávy mi v tomto ohledu byly i osobní zkušenosti, kdy jsem mohl pozorovat zemědělské stroje při práci ve svém okolí a hovořit s lidmi, kteří je vlastní nebo spravují. Pro zmapování starší historie vzniku travních sekaček jsem musel pátrat také v literatuře a na internetu, výsledkem je stručná, ale přehledná historická sonda do světa zemědělství a sekání trávy. Sekací stroje se dělí dle konstrukce a principu sekání. Za druhé jsem proto popsal různé mechanismy určené pro sekání trávy z hlediska vlastního principu. Vše jsem doplnil názornými obrázky a považuji tento bod práce za naplněný. Závěrem teoretické kapitoly jsem provedl srovnání předních světových výrobců travních sekaček a vše umístil do přehledné tabulky.

V praktické části bakalářské práce jsem se zaprvé zaměřil na konstrukci pohonného mechanismu stávajícího řešení travní sekačky a dokonale jej popsal včetně analytických výpočtů. Za druhé jsem přinesl praktické zkušenosti s provozem tohoto stroje a za pomoci teoretických poznatků jsem provedl analýzu s cílem odhalit jeho slabé stránky. Samotný pojezd je poměrně složitý mechanismus a dokonalá analýza by vyžadovala podrobnější přístup s podporou složitějších numerických výpočtů. Faktem je, že se mi ale podařilo nalézt nejslabší místo v celém soustrojí, ale je otázka, zdali jsem opravdu dokázal vnímat stroj jako celek a nepřehlédl nějaký detail. To je důvod proč nedokážu tento bod zhodnotit jako dokonale splněný. Za třetí jsem vyhotovil několik varianty vlastního návrhu pohonného mechanismu, z nichž jsem nakonec vybral tři nejlepší a ověřil funkčnost za pomoci výpočtů a zhotovil názorné 3D modely. Pro dokonalé zhodnocení navržených variant by bylo nutné provést další výpočty jako například: Výpočet převodových kol šnekového převodu u varianty 2, výpočet spojek, výpočet průměrů hřídelů, výpočet uložení hřídelů a tak podobně. Výsledky by poskytly detailnější pohled na hodnocení vybraných konstrukcí. Rozsahem zadání byl ale poslední úkol splněn, a věřím, že jako základ by tyto návrhy pro další vývoj postačovaly. V diplomové práci by bylo například možné na tuto práci navázat a provést detailní konstrukci celého zařízení včetně přesných rozměrů, uložení, systému napínání a mazání.

6 Přehled použité literatury

HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 2, Převodové mechanismy*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000. 198 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-202-5.

HOSNEDL, Stanislav a KRÁTKÝ, Jaroslav.. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie*. Vyd 1. Praha: Computer Press, 1999. 313 s. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.

How Reel Mowers Work. In: *HowStuffWork* [online]. © 2015 InfoSpace. [vid. 23.02.2015]. Dostupné z: <http://home.howstuffworks.com/reel-mower2.htm>

JANČÍK, Luděk a ZÝMA, Jiří. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. 201 s. ISBN 80-01-02891-7.

JÍLEK, Petr. *Kolový převod sekačky*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2016.

JÍLEK, Petr. *Lištová sekačka – kinematický mechanismus přidavného sekacího zařízení na traktor*. [fotografie]. Praha: Národní zemědělské muzeum, 2015.

JÍLEK, Petr. *Lištová sekačka – transformace*. [fotografie]. Praha: Národní zemědělské muzeum, 2015.

JÍLEK, Petr. *Lištová sekačka*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2014.

JÍLEK, Petr. *Motorový a pohonný systém rotační sekačky z 90. let*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2015.

JÍLEK, Petr. *Pohled do dělicí roviny popisované šnekové převodovky*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2016.

JÍLEK, Petr. *Pohled na sekačku MTD BlackLine 5053*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2016.

JÍLEK, Petr. *Pohled na vstupní hřídel převodovky a ocelovou ovládací páčku*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2016.

JÍLEK, Petr. *Sekačka MTD BlackLine 5053, pohled zespoda*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2016.

JÍLEK, Petr. *Zahradní traktůrek domácí výroby ze 70. let 20. století*. [fotografie]. Kozojedy: Soukromá sbírka, 2015.

Katalog. *VARI* [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.vari.cz/katalog/>

KRÁTKÝ, Jaroslav a KRÓNEROVÁ, Eva. *Obecné strojní části 2: základní a složené převodové mechanismy*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. 265 s. ISBN 978-80-261-0066-9.

Péče o trávník. *Einhell* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.einhell.cz/qx23/pece-o-travnik>

Péče o zahradu. *Hecht* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.hecht.cz/product-catalogue/pece-o-zahradu.htm>

Produkty. *Brill* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.brill.cz/produkty/>

Rádiem řízená dálková sekačka Spider ILD02. In: *SPIDER – svahové sekačky* [online]. © 2015 Rádiem řízená svahová sekačka. [vid. 23.02.2015]. Dostupné z: <http://www.svahova-sekacka.cz/produkty/ild-02/spider-ild-02-pouziti-sekacky/>

Seco traktory. *DARK, zahradní a zemědělská technika* [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.seco-traktory.cz/>

Sečení a péče o trávnik. *Al-KO* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.al-ko.com/shop/cz/produkty/seceni-a-pece-o-travnik.html>

Sekačky a mulčovače. *Mountfield* [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.mountfield.cz/sekacky>

Sekačky Fieldmann. *Fieldmann* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.fieldmann-cz.cz/sekacky-fieldmann?sort=20a&page=2>

Sekačky na trávu. *Black and Decker* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.blackanddecker.cz/gardentools/productoverview/hierarchy/2423/>

Sekačky na trávu. *Zahradní technika, malotraktory, traktory, sekačky na trávu - WISCONSIN Engineering CZ* [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.wisconsineng.cz/cz/produkty/sekacky-na-travu/>

Sekačky. *WOLF-garten* [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.wolf-garten.cz/produkty/sekacky.html>

Sekání trávy. *DARK, zahradní a zemědělská technika* [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.dakr.com/sekani-travy/>

Sortiment. *Žací technika* [online]. [cit. 2015-03-23]. Dostupné z: <http://www.zacitechnika.cz/sortiment/zaci-stroje/>

STEHNO, Luboš. *Historie sklízecích mlátiček*. Praha: Profi Press, 2014. ISBN 8086726584.

SVOBODOVÁ, Miluše. a CAGAŠ, Bohumír. *Trávnik zakládání, ošetřování a údržba*. Praha, Grada Publishing a.s., Česká zahrada, 2013. 104 s. ISBN 978-80-247-4279-3.

ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. 1. vyd, dotisk. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. 174 s. ISBN 80-01-01934-9.

ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: příklady*. 3. vyd, dotisk. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. 121 s. ISBN 80-01-02157-2.

ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. 169 s. ISBN 80-01-02533-0.

VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen, *Schéma kombajnu Fortschritt 512 E z dobové technické dokumentace*. Landmaschinen. 1978

Výrobky pro majitele domů a zahrad. *Husqvarna* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.husqvarna.com/cz/products/>

Zahradní nářadí. *Bosch* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.bosch-garden.com/cz/cs/zahradnickénářadí/úvodní-stránka/index.jsp>

Zahradní travní sekačky. *Honda* [online]. [cit. 2015-03-20]. Dostupné z: <http://www.hondastroje.cz/katalog-produktu/zahradni-technika/travni-sekacky.html>

7 **Obrazová příloha**

Obsahem přílohy jsou obrázky dokumentující podrobně navrhované varianty. Obrázky jsou v elektronické podobě na přiloženém DVD ROM. Soubory jsou uloženy ve složkách s názvem následujících kapitol.

VARIANTA 1B

Obrázek 3-9 Pohled na schéma varianty 1b vlastního řešení

Obrázek 3-11 Spodní pohled na variantu 1b

Obrázek 3-12 3D pohled na variantu 1b

Obrázek 3-13 Drátový pohled do sekačky varianty 1b

Obrázek 3-14 Kinematické schéma varianty 1b převodu

Obrázek 3-15 Popis přenosových částí varianty 1b

VARIANTA 3

Obrázek 3-18 Pohled zespoda na variantu 3

Obrázek 3-19 Drátový pohled do sekačky pro variantu 3

Obrázek 3-20 Kinematické schéma šnekového převodu varianty 3

Obrázek 3-21 Popis jednotlivých částí šnekového převodu varianty 3

Obrázek 3-23 Spodní pohled na variantu 3 vlastního řešení

VARIANTA 4

Obrázek 3-24 Schéma varianty 4

Obrázek 3-25 Celkový pohled na variantu 4

Obrázek 3-26 Jiný pohled na variantu 4

Obrázek 3-27 Drátový pohled do sekačky pro variantu 4