

MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ  
AGRONOMICKÁ FAKULTA  
ÚSTAV TECHNIKY A AUTOMOBILOVÉ DOPRAVY

---



# Dynamika nože žacího stroje

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Vedoucí práce:

Doc. RNDr. Stanislav Bartoň, CSc.

Vypracoval:

Bc. Václav Kašpar

---

Brno 2017

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Dynamika nože žacího stroje* vypracoval samostatně a použil jen pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací.

Jsem si vědom, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

dne: 25. dubna 2017

podpis autora \_\_\_\_\_

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu diplomové práce Doc. RNDr. Stanislavu Bartoňovi, CSc. za jeho ochotu, přístup, cenné rady a připomínky, které mi pomohly při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat doc. Ing. Janu Červinkaovi, CSc. za spolupráci při získávání informací z odborné literatury a za odborné konzultace. Také bych rád poděkoval oponentovi diplomové práce panu Ing. Zdeňku Bílému za ochotu a konzultace ohledně žacích strojů Pöttinger.

## ANOTACE

Předkládaná diplomová práce zahrnuje stručné rozdělení žacích strojů, jejich princip, popis činnosti a srovnání základních vlastností těchto strojů. Dále se zabývá způsobem jištění žacího nože především u rotačních žacích strojů. V další části analyzuje chování nože při nárazu na překážku v souvislosti s jištěním. Definuje koeficient  $K$  reprezentující odpor řezu sečeného porostu a řeší dynamiku žacího nože pro různé hodnoty tohoto koeficientu.

**Klíčová slova:** Žací stroj, odpor řezu, úhel zaklopení, náraz na překážku, kmitání nože, koeficient řezného odporu.

## ANNOTATION

Master thesis includes a small description of agricultural mowers. It is about principles of these machines, activity description and about main properties of these machines. Second part of the thesis deals with protection of cutting knife, primarily about rotary mowers. At the end, it analyses behavior of the knife related to the protection, when it hits into a barrier. The thesis defines the new coefficient  $K$ , which represents cutting resistance of a grass and it used for studying dynamic of the knife for various value of  $K$ .

**Keywords:** Rotary mower, cutting resistance, angle of tilting, hit into a barrier, oscillation of knife, coefficient of cutting resistance.

# Obsah

<b>Cíl práce</b>	<b>55</b>
<b>1 Úvod</b>	<b>10</b>
<b>2 Práce žacích strojů</b>	<b>12</b>
2.1 Stroje s pohybem nože přímočarým vratným . . . . .	12
2.1.1 Charakteristika pohybu nože . . . . .	13
2.1.2 Nevýhody . . . . .	13
2.1.3 Výhody . . . . .	15
2.1.4 Jištění . . . . .	17
2.2 Stroje s rotačním pohybem nože . . . . .	18
2.2.1 Charakteristika pohybu nože . . . . .	19
2.2.2 Nevýhody . . . . .	20
2.2.3 Výhody . . . . .	21
2.2.4 Jištění . . . . .	22
<b>3 Výpočty v prostředí computerové algebry</b>	<b>26</b>
3.1 O programu MAPLE . . . . .	26
3.2 Další programy . . . . .	27
<b>4 Chování nože při nárazu na překážku</b>	<b>29</b>
4.1 Definice problému . . . . .	30
4.2 Výpočet . . . . .	30
4.2.1 Hmotný element nože . . . . .	30
4.2.2 Odstředivá síla . . . . .	30
4.3 Moment síly . . . . .	32

4.3.1	Momentová rovnice . . . . .	33
4.4	Řešení pro malé výchylky . . . . .	35
4.5	Větší výchylky . . . . .	35
<b>5</b>	<b>Dynamika nože a odpor řezu</b>	<b>39</b>
5.1	Odvození . . . . .	39
5.2	Řezný odpor . . . . .	41
5.3	Momentová rovnice . . . . .	41
5.4	Rozbor výsledků . . . . .	42
5.4.1	Oscilace nože s nenulovou počáteční výchylkou . . . . .	42
5.4.2	Oscilace nože s nulovou počáteční výchylkou . . . . .	45
5.5	Velmi malé hodnoty řezných odporů . . . . .	45
5.6	Shrnutí . . . . .	48
	<b>Diskuse</b>	<b>51</b>
	<b>Závěr</b>	<b>53</b>
	<b>Literatura</b>	<b>55</b>

# Seznam obrázků

2.1	Mechanismus pohonu žacího ústrojí . . . . .	13
2.2	Průběh rychlosti a zrychlení nožíku žacího stroje . . . . .	14
2.3	Zetor 25A s bočně nesenou žací lištou . . . . .	16
2.4	Žací stroj pro práci ve svahu . . . . .	17
2.5	Žací ústrojí zahradní bubnové sekačky . . . . .	19
2.6	Diagram řezu . . . . .	20
2.7	Souprava strojů PÖTTINGER pro rychlou sklizeň . . . . .	22
2.8	Nájezdové jištění stroje . . . . .	23
2.9	Detail otočného uložení nože . . . . .	24
2.10	Bezpečnostní spojka hřídele PTO . . . . .	25
3.1	Grafické prostředí MAPLE . . . . .	27
4.1	Základní proměnné použité při výpočtu . . . . .	31
4.2	Moment setrvačnosti nože vzhledem k poloze čepu . . . . .	34
4.3	Kmitání nože při počátečním zaklopení $30^\circ$ . . . . .	37
4.4	Kmitání nože při počátečním zaklopení $150^\circ$ . . . . .	38
5.1	Polohový vektor středu řezné hrany . . . . .	40
5.2	Kmitání nože pro $\psi(0) = 30^\circ$ a $0 \leq t \leq 0.25$ [s]. . . . .	43
5.3	Kmitání nože pro $\psi(0) = 30^\circ$ a $5.0 \leq t \leq 5.25$ [s]. . . . .	44
5.4	Kmitání nože pro $\psi(0) = 0^\circ$ a $0 \leq t \leq 0.75$ [s]. . . . .	46
5.5	Kmitání nože pro $\psi(0) = 0^\circ$ a $5.0 \leq t \leq 5.75$ [s]. . . . .	47
5.6	Kmitání nože pro velmi malé $K$ , $\psi(0) = 0^\circ$ a $0 \leq t \leq 0.5$ [s]. . . . .	49
5.7	Kmitání nože pro pro velmi malé $K$ , $\psi(0) = 0^\circ$ a $5.15 \leq t \leq 5.25$ [s]. . . . .	50



# Cíl práce

Cílem této diplomové práce je stručné rozdělení žacích strojů a výběr konkrétního typu. Pro vybraný typ stroje vytvořit matematický matematický model popisující konkrétní žací mechanismus a tento model použít k modelování dynamických vlastností žacího nože. Dále analyzovat výsledek a popsat chování žacího elementu při různých pracovních podmínkách.

# Kapitola 1

## Úvod

Udržování travních ploch, sklizeň pícnin pro krmivářské účely nebo jako zdroj biomasy pro využití v energetice. To všechno jsou operace, které neodmyslitelně patří k zemědělství. K jejich provádění je zapotřebí výkonných a spolehlivých žacích strojů. Pro dokonalou sklizeň je nutný nejen výkonný a kvalitně pracující stroj, ale je nezbytné, aby byl i spolehlivý. Jedině tak je možné zvládnout zmíněné operace kvalitně, rychle, v agrotechnických termínech a bez zbytečných prostojů.

Žací stroje využívají dva základní principy sečení. Je to řez s oporou a bez opory. Princip řezu s oporou využívaly historicky první žací stroje. Stéblo stojící rostliny je stříháno pohyblivým nožikem proti stojícímu protiostří. Stroje jsou energeticky málo náročné, stříh je velmi kvalitní, ale výkonnost již nedosahuje současným požadavkům, stejně tak spolehlivost se v náročných podmínkách potýká s problémy.

Stroje využívající druhý princip sečení tedy princip řezu bez opory usekávají volně stojící rostliny nožem rotujícím vysokou obvodovou rychlostí. Řez sice není tak kvalitní, energetická náročnost stroje je poměrně vysoká, ale výkonnost rotačních žacích strojů je podstatně vyšší i jejich spolehlivost. Nemají problém překonávat nerovnosti, polehlý porost, dokonce ani překážky v podobě kamenů a krtinců.

Zvýhodnění rotačních žacích strojů tkví právě v uložení nože a v systému jeho jištění v případě nárazu na překážku. Ve chvíli, kdy stará konstrukce lištového žacího stroje, tedy stroje s principem řezu s oporou, narazí na kámen, dojde ke kolizi, ztupení, někdy až vylomení nožiku. Rotační žací stroj cizí předmět odhodí, případně se rozkmitá, nebo protočí ve svém uložení a pokračuje v sečení porostu.

Při nárazu nože na překážku mohou nastat různé stavy chování nože při rotaci. Dynamika nože a charakteristika jeho pohybu má v konečném důsledku vliv na spolehlivost a kvalitu práce celého žacího stroje.

# Kapitola 2

## Práce žacích strojů

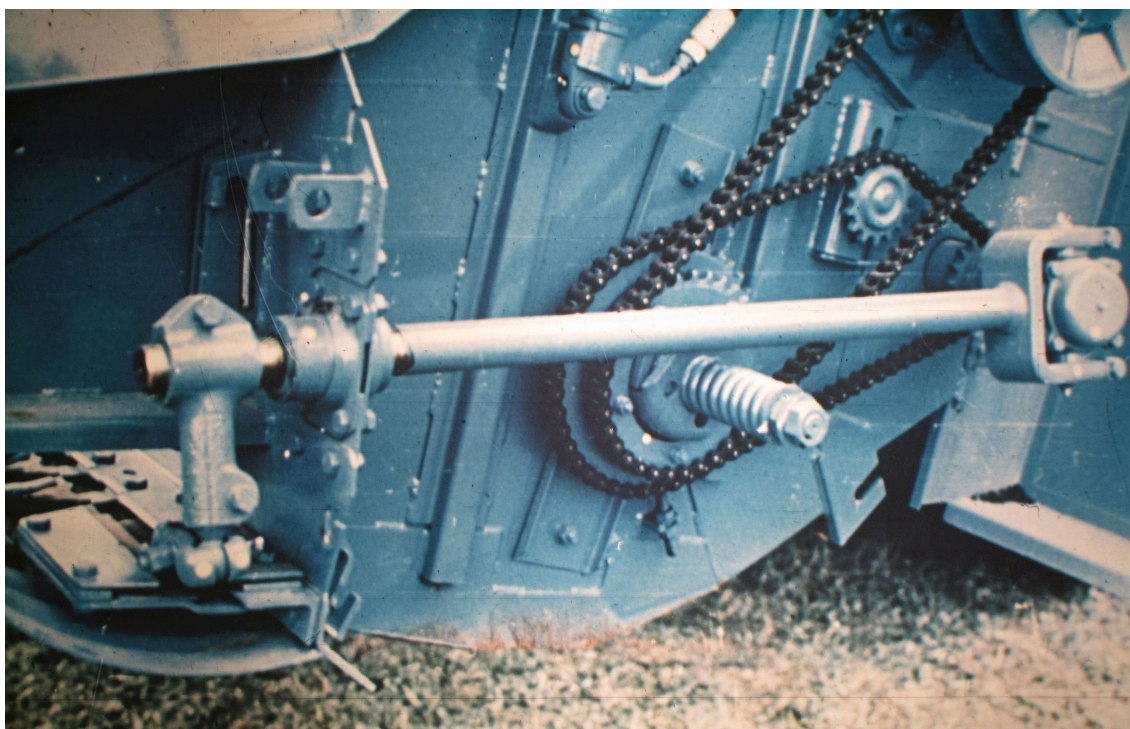
Soudobé konstrukce žacích strojů využívají nejčastěji rotační žací ústrojí. Základním prvkem je většinou nůž, rotující vysokou obvodovou rychlostí  $\omega$ , jenž usekává stojící stonky porostu. V historii tomu tak ale vždy nebylo. U strojů na sklizeň píce se sice používal nůž, nástroj, však rozhodně nerotoval. Byl uváděn do pohybu přímočarého vratného a stonky rostlin neusekával, ale stříhal o pevné protiostrží.

### 2.1 Stroje s pohybem nože přímočarým vratným

Ústrojí těchto žacích strojů využívá princip řezu s oporou [3]. Lichoběžníkový nožik pohybující se přímočarým vratným pohybem řeže stonky rostlin o pevné protiostrží. Protiostrží je součástí pevných prstů. Nožíky jsou seřazeny v řadě a jsou společně poháněny hnacím mechanismem.

Hnací mechanismus je obvykle klikový, kromě klikového se u sklízecích mlátiček používal takzvaný šikmý čep, u zahradní techniky klikový mechanismus s kulisou. V současné době jsou žací ústrojí sklízecích mlátiček osazeny kompaktní převodovkou pracující spolehlivě při vysokých rychlostech a prakticky bez vůlí.

Modifikací žacího ústrojí s prsty je takzvané bezprstové protiběžné ústrojí. Řada prstů s protiostržím je nahrazena druhou řadou nožiků. Obě řady nožiků jsou poháněny a pohybují se proti sobě. K pohonu je využit zdvojený klikový mechanismus.



Obrázek 2.1: Mechanismus pohonu žacího ústrojí

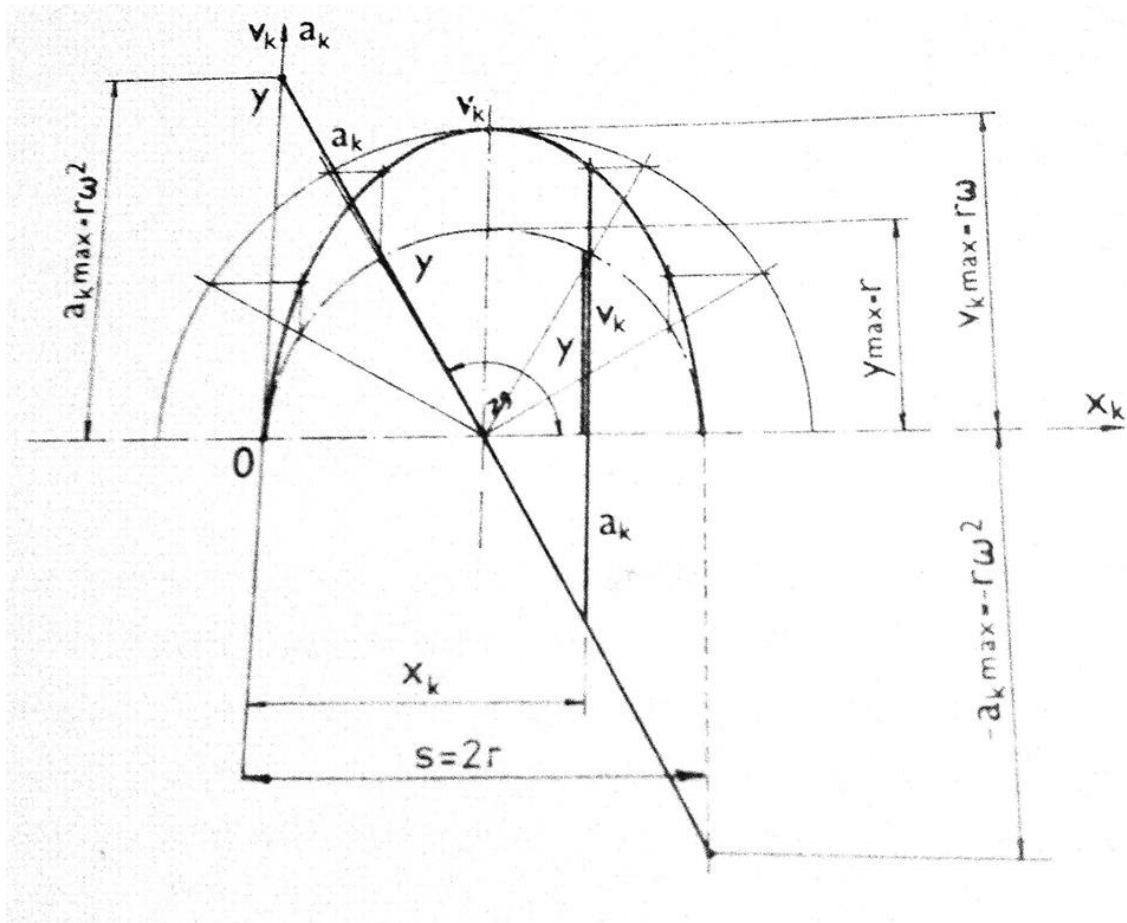
### 2.1.1 Charakteristika pohybu nože

Z charakteristik pohonů, jejichž základem je z valné většiny klikový mechanismus, jasně vyplývá rychlostní charakteristika nože. Nožík tedy pracuje mezi dvěma krajními polohami, kde je jeho rychlost nulová. V krajní poloze vždy změni směr pohybu. Jeho rychlost roste a maxima dosáhne přesně v polovině celého zdvihu. Poté se zpomaluje až dojde do druhé krajní polohy kde je jeho rychlost opět nulová. Celý cyklus se pak opakuje. Rychlostní charakteristika [3] je znázorněna na obrázku 2.2.

### 2.1.2 Nevýhody

Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole o charakteristice pohybu, rychlost nože není konstantní. Při každém zdvihu projde maximem a dvakrát se nůž zcela zastaví, aby se mohl zase rozběhnout opačným směrem. Stonky jsou tedy v různém čase sečeny různou rychlostí nože. V případě otupení tak dochází k nerovnoměrné kvalitě řezu, která klesá s rychlostí nožíku v blízkosti krajních poloh.

Klikový mechanismus vyžaduje pro hladký a bezporuchový chod správné vyvá-



Obrázek 2.2: Průběh rychlosti a zrychlení nožíku žacího stroje

žení. V opačném případě dochází k nepříjemným vibracím, které se přenáší na celý stroj. Při dlouhodobém provozu nevyváženého mechanismu v rezonančních otáčkách může docházet k výskytu trhlin a porušení základních prvků mechanismu. To může zapříčinit fatální poruchu stroje.

Dlouhodobým provozem, špatnou údržbou nebo konstrukcí mohou v mechanismu vznikat vůle. Děje se tak především v uloženích táhla klikového mechanismu. Vůle zapříčiňuje silné vibrace při zatížení, ale také zkracuje pracovní zdvih nožíku. Není tak možné přesně seřídít stříh nástroje. V praxi pak dochází k hromadění hmoty mezi nožíkem a protiostrím ve chvílích, kdy v důsledku vůlí dochází z prodlevě pohybu nástroje. Celý stroj je tak značně přetěžován.

K dokonalému stříhu je zapotřebí dokonalého ostří. Stav nabroušení nožíků je tedy stěžejním bodem údržby. Kosa s nožíky se brousí na speciální brusce tak, aby byl dodržen předepsaný úhel ostří. Ostří používané pro sklizeň obilnin je vroubkované

a je samoostřící. Je zapotřebí též sledovat stav protiostrů. Velmi důležitým faktorem ovlivňujícím dokonalý stříh je správné seřízení vzájemné polohy nožů a protiostrů. Vůle mezi nožem je buď pevně daná – zvětšuje se s opotřebením, a nebo se dá seřizovat. Seřízení probíhá na přidržovačích kosa seřizovacím šroubem, nebo změnou počtu vymezovacích podložek. Pokud je vůle mezi ostrím a protiostrím příliš velká, nedochází ke stříhu ale k ucpávání žacího ústrojí, při velmi malé vůli se razantně zvyšuje energetická náročnost a mechanické namáhání celého stroje.

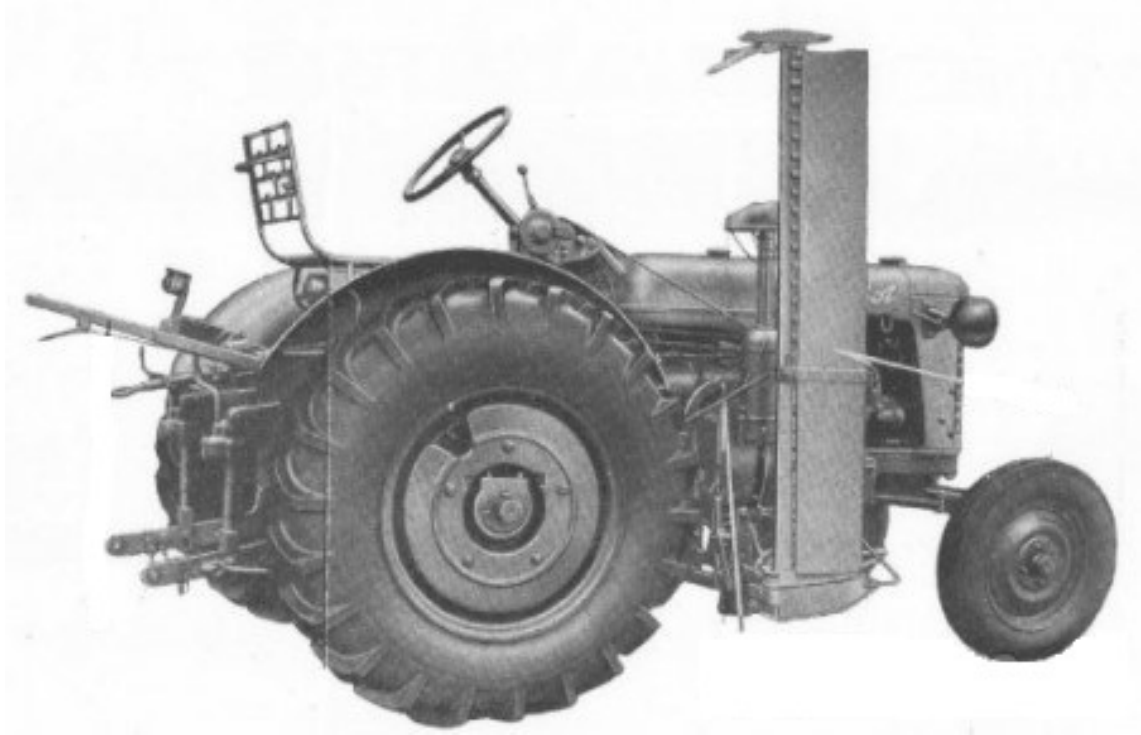
Dalším nedostatkem těchto žacích strojů je problematická práce v polehlém porostu a nerovném terénu, především pak komplikace při nájezdu žacího ústrojí na krtinec. Hmota zeminy krtince je strojem rozhrnuta po stojícím porostu, znemožní tedy jeho posečení. Zemina dále ucpe žací elementy a dochází k dalšímu hnutí neposekané píce před sebou. Je tedy nutné stroj zastavit, vrátit se zpět před problémové místo, ústrojí vyčistit a opět pokračovat v práci. Polehlý porost po krtinci nebo porost polehlý z jakýchkoli jiných důvodů není snadné kvalitně posekat, stroj se často ucpává a práce je velmi zdlouhavá a obtížná.

### 2.1.3 Výhody

Mezi hlavní výhody strojů, které využívají přímočarý vratný pohyb pro práci žacího elementu, patří bezesporu nízká energetická náročnost. Proto to byly z historického hlediska první stroje nahrazující ruční práci. Tyto žací stroje byly taženy koněm [14]. Mechanismus pohonu kosa byl realizován přes ozubené převody od podvozkového kola, které se přirozeně odvalovalo po povrchu země. Stroj byl jednoduchý a lehký.

S příchodem prvních traktorů s vývodovým hřídelem [14] došlo k postupné modernizaci závěsné techniky a žací stroje se spojovaly s traktorem pomocí kloubového hřídele, který poháněl celý stroj. Pro práci postačovaly traktory s nízkým výkonem řádově kolem 20HP. Některé žací lišty byly přímo namontovány na traktoru jako zvláštní výbava, většinou jako mezinápravově nesené. Příkladem je například traktor ZETOR 25A viz obrázek 2.3. Lišty byly lehké a významně neovlivňovaly polohu těžiště traktoru a celkovou stabilitu stroje na svahu.

Nízká energetická náročnost žacích strojů je také jedním z důvodů, proč se prstové žací stroje využívají dodnes v zahradní a komunální technice [6]. Jsou lehké,



Obrázek 2.3: Zetor 25A s bočně nesenou žací lištou

mají nízko těžiště a dokonale tak pracují ve svahu, kde by měl stroj jiné konstrukce problémy. Příkladem těchto strojů je například jednoosý malotraktor MF 70, žací lišty výměnného systému VARI, nebo jednoosé traktory pro práci ve svahu RAPID.

Další výhodou žacích strojů s přímočarým vratným pohybem nože je jejich šetrnost k porostu. Ta vychází už z teorie řezu. Stonky jsou totiž stříhány nikoli usekávány jako je tomu u jiných typů strojů. Střih je čistý a nedochází k třepení stonků strniště. Porost tak nezasychá, lépe se regeneruje a rychleji obrůstá. Ustřižené rostliny se plynule kácí k zemi a nejsou nijak mechanicky poškozeny. Seč je k rostlinám velice šetrná. Toho se využívá až do současnosti, kdy jsou žací ústrojí s přímočarým vratným pohybem nože aplikovány na sklízecích mlátičkách. Sklizené plodiny jsou šetrně ustřiženy a nedochází ke ztrátám zrna, což je jeden z nejsledovanějších faktorů kvalitní sklizně.





Obrázek 2.4: Žací stroj pro práci ve svahu

#### 2.1.4 Jištění

Žací stroje pracují velmi často v náročném, členitém terénu a mnohdy neznámém terénu plném nejrůznějších překážek ve formě kamenů, krtinců, spadlých větví stromů a dalších. Aby bylo docíleno správné funkce stroje i v těžkých pracovních podmínkách, je zapotřebí, aby byl stroj dostatečně jištěn.

První lištové žací stroje tažené koňmi byly jednoduché a nebylo třeba je zvlášť opatřovat jisticími mechanismy. V případě přetížení se zvýšil odpor proti tažení a na to buď zareagoval kůň, který stroj táhl, nebo kolo které celý mechanismus pohánělo. To se odvalovalo po povrchu pozemku a v případě nadměrného zatížení se jednoduše zastavilo a začalo se smýkat. S nástupem traktorem nesených a hnaných strojů byly nutné změny. Stroj byl poháněn vývodovým hřídelem traktoru nebo v případě zvláštní výbavy speciálním vývodem přímo z převodovky. Do pohonných mecha-

nismů se tak zařazovala pojistná spojka, nejčastěji třecí. Pojistné spojky jakýchkoli konstrukcí však ani tak nezaručí bezchybný a spolehlivý chod stroje. V náročném terénu v přítomnosti kamenů nastává vážný problém. Cizí předmět skrytý v porostu může velmi snadno poškodit žací ústrojí. Ve chvíli kdy se dostane do prostoru mezi nožík a prst a nastává-li současně pracovní zdvih, je drcen mezi pohyblivou a nepohyblivou částí stroje. Nastává silné otupení nožíku. V případě že cizí předmět je velmi houževnatý, dojde k vyražení nožíku z kosy. Ve většině případů se ustříhne jeden nebo oba upevňující nýty. V případě, že nýty vydrží, nebo pokud jsou nahrazeny šrouby (dnes častěji), může dojít dokonce k vylomení části nožíku, ba dokonce k poškození protiostří či ohnutí opěrného prstu. Jakékoliv poškození žacích elementů je jasným signálem pro úplné zastavení stroje, přerušení sečení a následuje pracná oprava. Při nejmenším výměna nožíku a pracné nýtování nového, nebo výměna prstu. V extrémních případech může dojít k přetržení nosníku nožíčků. Tehdy následuje nákladná výměna celé kosy.

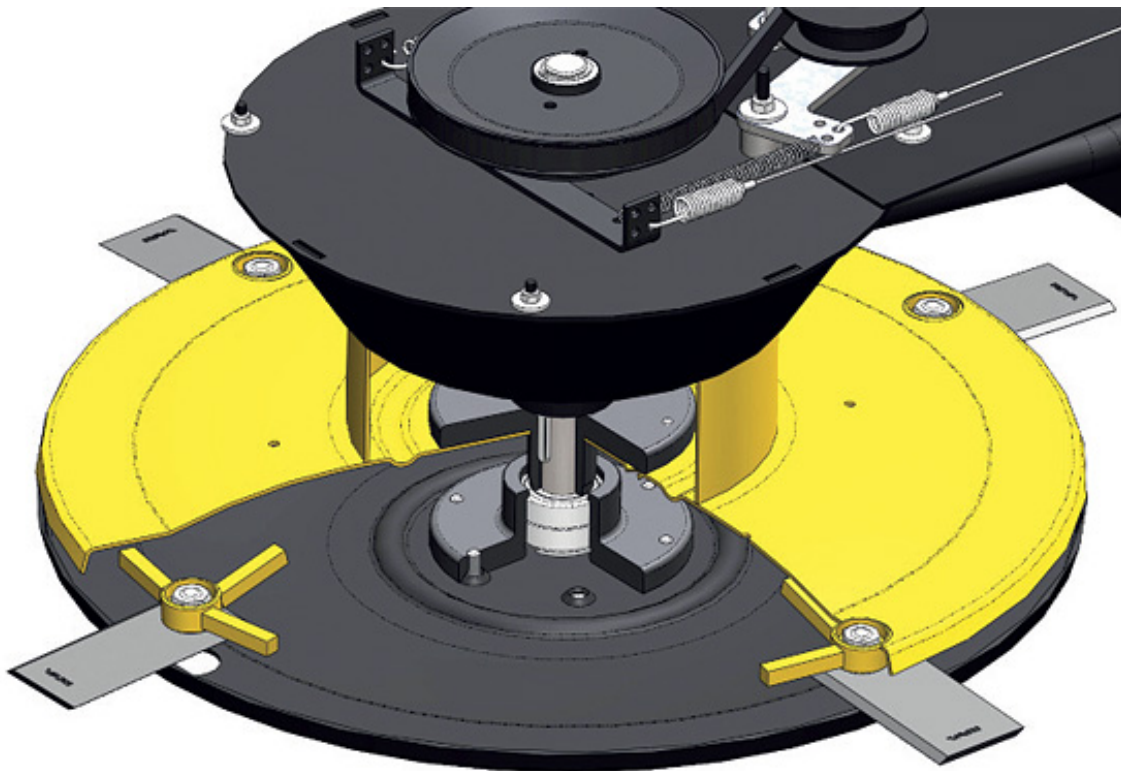
Lištové žací stroje tedy stroje s pohybem nože přímočarým vratným, mají v náročných podmínkách značné problémy se spolehlivostí. Jejich nedostatky z velké části nahrazují stroje s rotačním pohybem nože.

## 2.2 Stroje s rotačním pohybem nože

Žací stroje s rotačním pohybem nože využívají nejčastěji jako princip oddělování stébel řez bez opory [2]. Nůž rotující vysokou obvodovou rychlostí narazí do stébla a usekne ho. Zpravidla je použito nožů několik a jsou upevněny na nosném rotačním členu. Na bubnu - odtud bubnové žací stroje, a nebo disku - diskové žací stroje. Někdy může být nůž i nosným členem jako je tomu v případě zahradních sekaček, nebo čepelí křovinořezů.

Pohon strojů je vždycky řešen přes vývodový hřídel traktoru nebo v případě zahradní techniky přímo od motoru celého stroje. Bubnové žací stroje jsou vzhledem ke konstrukci bubnu poháněny shora a to ve většině případů ozubeným převodem, nejčastěji kuželovými ozubenými koly. Tím je v případě více bubnových strojů zaručena přesná vzájemná poloha nožů sousedních bubnů a nemůže tak docházet k jejich vzájemným kolizím v místě překryvu. Diskové stroje jsou poháněny převodovkou

umístěnou dole, tedy pod žacími elementy. Je nízká, aby zbytečně nezvyšovala minimální strniště. Převod je tvořen ozubenými koly s čelním ozubením, v některých případech dlouhou hřídelí a kuželovými ozubenými koly [17].

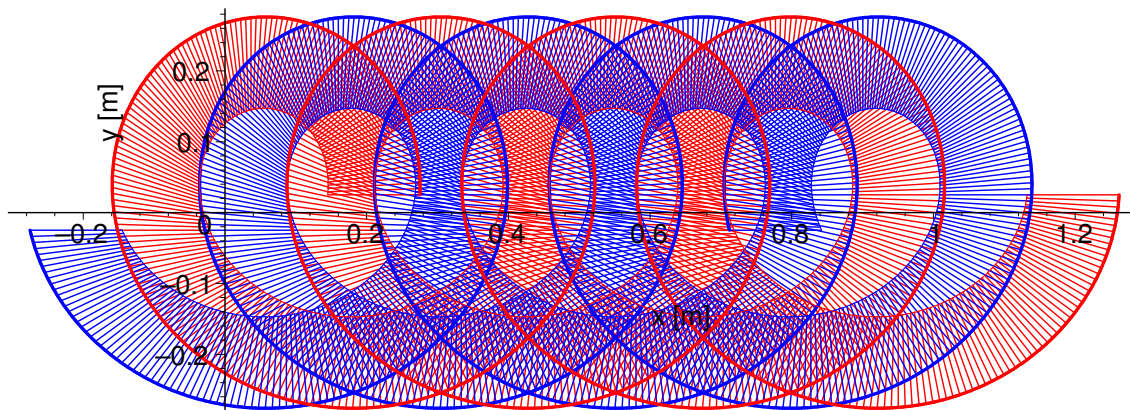


Obrázek 2.5: Žací ústrojí zahradní bubnové sekačky

### 2.2.1 Charakteristika pohybu nože

Nůž vykonává pohyb po kružnici. Rotuje vysokou obvodovou rychlostí. Dle typu stroje se tato rychlost pohybuje od 30 až do  $80m.s^{-1}$  [3]. Při takových rychlostech dochází k usekávání stojícího porostu přímo, aniž by bylo nutné jakékoli protiostrí. Tento princip se nazývá řez bez opory. Stroj se ale zároveň pohybuje dopředu pojezdovou rychlostí  $V_p$ . Oběma vzájemnými pohyby pak libovolný bod na noži opisuje trajektorii zvanou cykloida. Za předpokladu, že má nůž aktivní část břitu o délce  $L$ , otáčí se obvodovou rychlostí  $\omega$  a je posouván do záběry pojezdovou rychlostí  $V_p$ , opisují všechny body na noži o délce  $L$  posečenou plochu. Vzniklý obrazec se též nazývá diagram řezu. Na obrázku 2.6 je znázorněn diagram řezu diskového žacího

stroje. Jedná se konkrétně o pohyb jednoho disku s dvěma noži, které jsou barevně odlišeny [7].



Obrázek 2.6: Diagram řezu

## 2.2.2 Nevýhody

Stroje s rotačním pohybem nože budou hodnoceny jenom v rámci bubnových a diskových žacích strojů.

Obecnou nevýhodou těchto strojů je jejich energetická náročnost [11]. V porovnání s lištovými žacími stroji je podstatně vyšší, proto pohon od pojezdového kola stroje nepřipadá v úvahu. Tyto stroje se tak začaly objevovat až s příchodem traktorů vybavených vývodovým hřídelem, a byly tak poháněny nezávisle na pojezdu. Stroj je totiž nutné nejdříve roztočit, a potom je teprve možné zahájit sečení. Energeticky nejnáročnější konstrukcí žacího stroje s rotačním pohybem nože je beze sporu bubnový žací stroj. Jeho bubny jsou velké a poměrně těžké, je tedy energeticky náročnější je roztočit. Ve chvíli kdy dosáhnou pracovních otáček, mají naopak velkou setrvačnost a vyrovnávají případné výkyvy v zatížení. Dalším faktorem zvyšujícím příkon stroje je fakt, že veškerá posečená hmota je protahována mezi bubny směrem dozadu a je bubny odhazována. To zvyšuje nároky na pohon stroje, zejména v hustých, vysokých a mokrých porostech.

Diskové žací stroje jsou z hlediska energetické náročnosti v porovnání s bubnovými méně náročné. Disky jsou totiž v porovnání s bubny podstatně menší a hlavně lehčí. Jejich počet je sice na jednotku záběru vyšší, ale i tak je celková hmotnost rotujících

částí nižší. Posečená hmota není mezi disky protahována, tak jako u bubnových strojů, nýbrž klouže po jejich povrchu. Odhazovací účinek je taktéž nižší.

Rotační žací stroje jsou oproti lištovým podstatně těžší. Jejich celková konstrukce je robustnější a pohon rotačních členů silnější. Jsou tak kladeny podstatně vyšší nároky na traktor a jeho třibodový závěs. V případě bočně nesených strojů zhoršují boční stabilitu soupravy, což je nepříjemným faktorem omezujícím práci v prudkém svahu. Nejtěžší jsou opět stroje bubnové. Jejich další významnou nevýhodou je vysoko položené těžiště. To je jasně dáno jejich konstrukcí. Pohon bubnů je shora, tedy veškeré převody a pohony jsou umístěny nad žacím ústrojím. Diskové stroje tento problém nemají, převodovka pohánějící disky je vždy dole pod disky, těžiště samotného stroje je tak velmi nízko.

Bubnové a diskové žací stroje mají v porovnání s lištovými problém dosahovat nízkého strniště. U bubnových strojů je limitním faktorem tvar a výška plazu. Plaz je součástí každého bubnu, je uložen na ložisku a klouže se po sklízeném povrchu. Výška strniště je tak pevně daná a lze ji změnit jen výměnou všech plazů za nižší. Diskové žací stroje jsou limitovány převodovkou pohonu disků. Výhodnější konstrukcí z hlediska výšky je pohon čelním ozubením jenž je konstrukčně nižší, než systém s kuželovými koly. Pod převodovkou se nachází pevné plazy, po kterých se stroj pohybuje po pozemku a které zároveň převodovku vyztužují a chrání. Plazy stejně jako u bubnových strojů určují výšku strniště.

Další nevýhodou v porovnání se stroji jenž využívají řez s oporou je právě kvalita řezu. Ta u rotačních žacích strojů není tak dobrá jako u strojů jenž využívají řez s oporou. Protože je volně stojící stonk rostliny useknut přímo vysokou rychlostí nože, kvalita je tak velmi ovlivněna rychlostí a stavem ostří nože. Proto velmi často dochází k roztřepeání stonku. To má za následek horší obrůstání porostu v období regenerace.

### **2.2.3 Výhody**

Jednou ze stěžejních důvodů masivního rozšíření rotačních žacích strojů je jejich spolehlivost a výkonnost. Rotační žací stroje dokáží velmi dobře pracovat v náročných podmínkách, nerovném terénu i v hustém porostu. Nejsou náročné na údržbu,

mechanismus sečení není třeba seřizovat. Nižší počet nožů se rychleji brousí, popřípadě mění za nové. Vysoké otáčky žacích elementů zaručují schopnost sečení i při mírném otupení nožů. Při nájezdu stroje na krtinec, větev je překážka odhozena a není nutné stroj zastavovat, natož řešit jeho složitou opravu. Nemá problém s polehlými či zacuchanými porosty jako stroje lištové. Jejich pracovní rychlost se pohybuje až kolem  $20 \text{ km h}^{-1}$  [11]. V porovnání s lištovým žacím strojem stejného záběru má tak podstatně vyšší výkonnost. Stroj lze kombinovat s kondicionérem nebo s mačkačem píce pro rychlejší zavadání sklizeného porostu. Pro zvětšení záběru je možné spráhnout kombinaci jednoho čelně a dvou bočně nesených strojů. Výkonnost sečení se tak velmi významně zvyšuje.



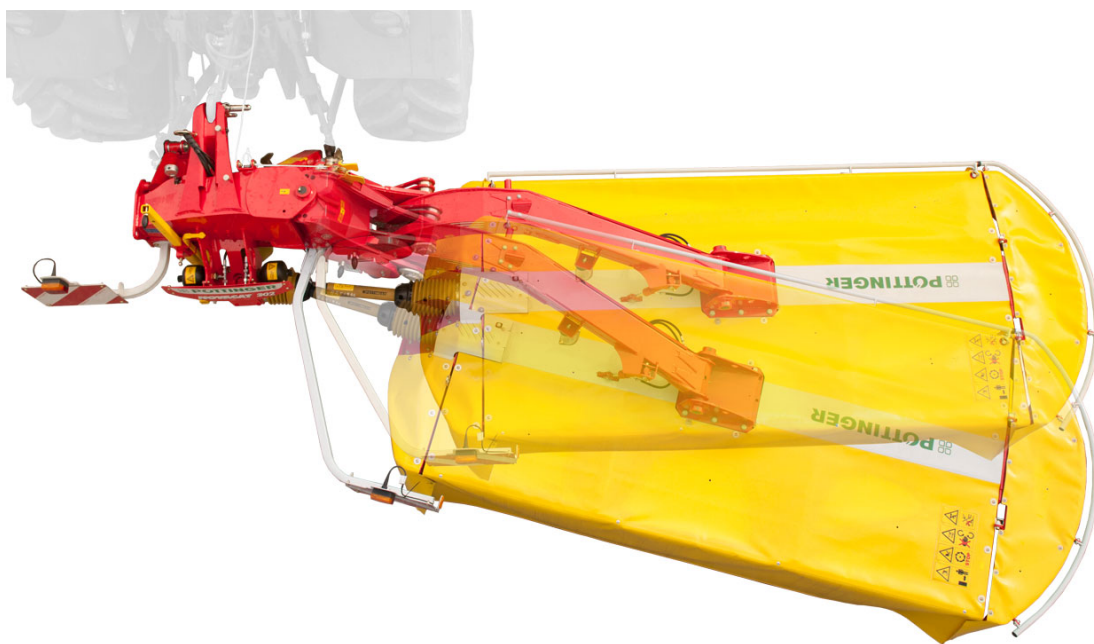
Obrázek 2.7: Souprava strojů PÖTTINGER pro rychlou sklizeň

## 2.2.4 Jištění

Jak již bylo zmíněno, žací stroje mnohdy pracují ve velmi náročných podmínkách. Terén je často tvarově složitý, plný krtinců a výmolů, nezřídka i kamenů. Sečený porost bývá polehlý, těžký a za určitých podmínek i plný vody. Stroje s rotačním

pohybem nože mají několik jisticích mechanismů, ty zaručují jejich pracovní spolehlivost.

V první řadě je to jištění celého stroje takzvaná nájezdová pojistka zobrazená na obrázku 2.8. Při práci bočně neseného žacího stroje a jeho pohybu po pozemku působí síla proti pohybu. Ta je z části vyvolána kluzným odporem stroje po podložce a množstvím sečené hmoty. Nejčastějším případem zvýšení odporu proti pohybu je najetí stroje na velkou překážku popřípadě nerovnost. Ve chvíli, kdy by měl žací stroj překonat neočekávanou terénní nerovnost, nebo by najel na skrytou překážku v extrémním případě obrovský balvan, zareaguje na to jištění stroje a žací ústrojí se sklopí směrem dozadu [12]. Na to zareaguje řidič a soupravu včas zastaví. Pro zpětné uvedení do pracovní polohy postačí změnit směr jízdy do chvíle, kdy se jisticí prvek zamkne. Řidič zhodnotí příčinu, překážku odstraní nebo objede a pokračuje v práci.



Obrázek 2.8: Nájezdové jištění stroje

Dalším jisticím prvkem je jištění proti přetížení pohonu stroje. Stroje jsou poháněny od vývodového hřídele PTO a s traktorem spojeny kloubovým hřídelem. Jeho otáčky bývají buď 540 nebo 1000 otáček za minutu dle typu stroje. Veškeré rotační prvky stroje zahrnující hřídele, převody, bubny či disky mají při práci vysokou kine-

tickou energii. V případě, že by došlo k přetížení v důsledku nadměrného množství sečené hmoty nebo dokonce k zaklínění cizího předmětu mezi rotační členy, mohlo by nastat vážné poškození celého stroje. Například vylámání ozubení kol převodové skříně, překroucení hřídelů nebo dokonce zničení disku nebo bubnu. Z toho důvodu je přenos momentu na pracovní orgány jistěn. Jištění je nejčastěji realizováno třecí spojkou. Spojka je součástí kloubového hřídele. Proto je umístěna hned na vstupu stroje. Třecí spojka je osazena pružinami s přesně definovaným předpětím. Pokud zatížení přesáhne stanovenou mez, síla vyvinutá pružinami nezaručí dostatečné sevření třecího elementu a dojde k zastavení stroje. Po odstranění příčiny přetížení lze pokračovat dál v sečení.

Konečné jištění je součástí samotného žacího nože. Nůž je k nosnému prvku (bubnu, disku) připevněn otočně a to pomocí čepu, nebo šroubu. V pracovní poloze ho tak drží pouze odstředivá síla působící na hmotu nože. Ve chvíli, kdy nůž narazí na překážku, sklopí se, nebo se protočí ve svém uložení, vrátí se do původní pracovní polohy a pokračuje v sečení. Může dojít k jeho otupení, ale vzhledem k vysokým obvodovým rychlostem bez problému pracuje dál. V extrémních případech může dojít k přeražení nože, jeho zbytek však částečně plní funkci i po té. Tato vlastnost systému jištění zaručuje vysokou spolehlivost i při práci v náročných podmínkách, ve kterých by byl provoz lištových strojů naprosto nereálný.



Obrázek 2.9: Detail otočného uložení nože



Chování nože v případě nárazu na překážku, jeho dynamika popřípadě stavy při konkrétním zatížení při práci, budou popsány v praktické části práce.



Obrázek 2.10: Bezpečnostní spojka hřídele PTO

# Kapitola 3

## Výpočty v prostředí computerové algebry

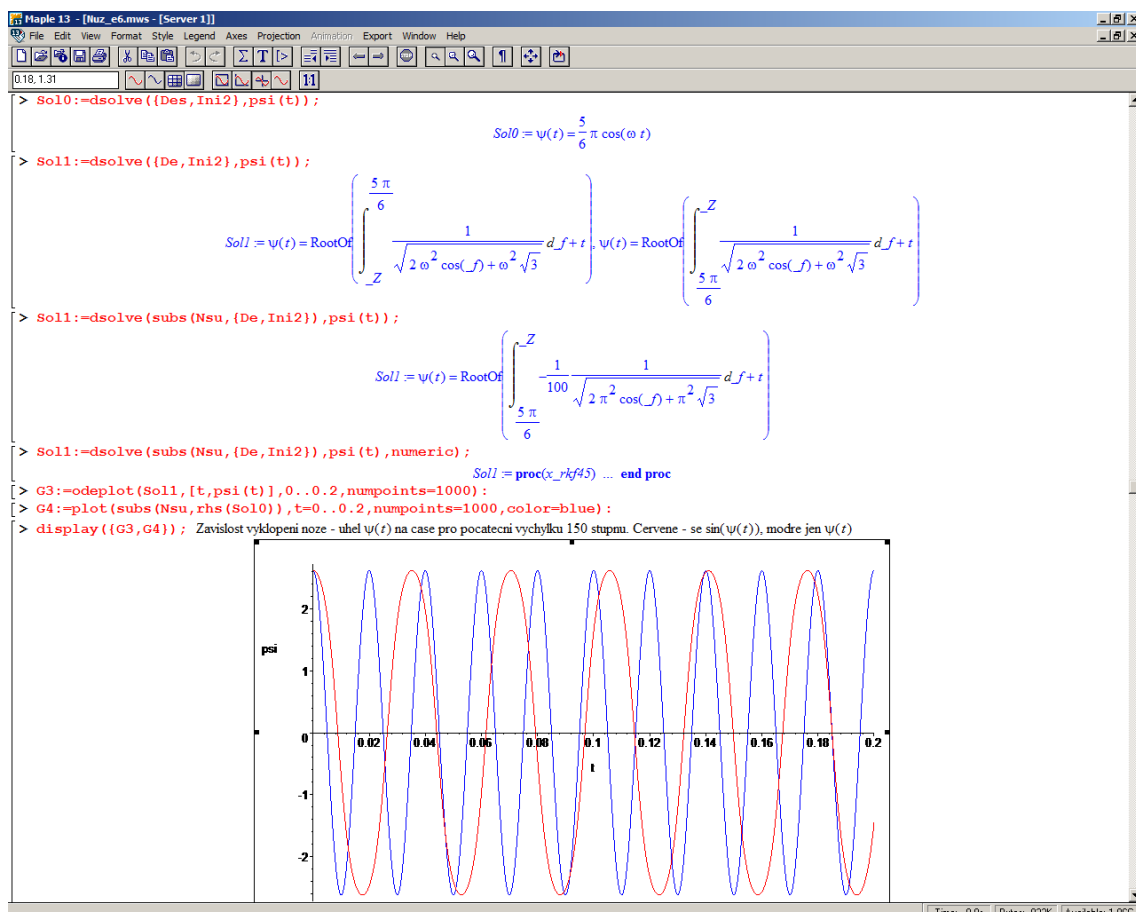
Veškeré výpočty, modelování a grafy této práce budou provedeny pomocí programu MAPLE. Program pracuje pod operačním systémem Microsoft Windows a spolupracuje s programem  $\text{\LaTeX}$ , jenž byl použit pro napsání a sazbu celé práce. Tato kompatibilita značně usnadňuje převedení vzorců a výpočtů do vhodné podoby zobrazení v dokumentu.

### 3.1 O programu MAPLE

Program MAPLE slouží k matematickým výpočtům, simulacím a k programování algoritmů [1]. Dokáže řešit složité matematické výpočty, soustavy rovnic a mnohé další. Uživatel s programem MAPLE pracuje v grafickém prostředí, kde zadává jednotlivé příkazy operací. Tlačítkem Enter provede MAPLE výpočet, výsledek zobrazí na dalším řádku, viz obrázek (3.1).

Výsledkem může být výraz složený z proměnných. Pokud dáme příkaz a dosadíme za proměnné algebraicky, program provede výpočet a zobrazí číselnou hodnotu. V případě řešení složitých výpočtů je možné zobrazit výsledek pomocí 2D či 3D grafu.

Práce s programem MAPLE je obdobná jako programování. Používají se zde například speciální znaky a přesně definované příkazy zapisované do řádků a závorek.



Obrázek 3.1: Grafické prostředí MAPLE

## 3.2 Další programy

Program MAPLE není zdaleka jediným softwarem, jenž se v současné době používá pro matematické výpočty.

Jedním z velmi známých výpočetních programů je například Microsoft Excel. Jedná se v podstatě o program primárně určený pro tvorbu a práci s tabulkami. Jeho další funkcí je možnost zpracovávat a upravovat data v tabulce. Zvládá základní matematické i statistické výpočty, data lze velmi snadno upravovat a optimalizovat pro následný výpočet. Výsledné hodnoty je možné zobrazit pomocí rozličných druhů grafů, které se dají dále zpracovat, například proložit spojnicí trendu. Program je na příklad velmi vhodný pro základní statistické zpracování dat.

Velmi známým produktem v oblasti výpočetních programů je Matlab. Svým pracovním prostředím je velmi podobný MAPLE. Dokáže pracovat s maticemi, zvládá

vykreslit 2D popřípadě 3D grafy funkcí. V práci s výrazy však není na takové úrovni jako zmiňovaný MAPLE [13].

Za zmínku stojí ještě například program Mathematica. Ten je s MAPLE velmi podobný, zvládá totiž práci se symbolicky zadanými výrazy. Dalšími výpočetními programy jsou například Derive, ChaosLab, Iterate! a Fractint.

## Kapitola 4

# Chování nože při nárazu na překážku

Jak již bylo zmíněno v podkapitole 2.2.4, nože většiny rotačních žacích strojů mají nůž uložen volně na čepu či šroubu. Jeho poloha do záběru je zajištěna pouze v případě, že je stroj v chodu, tedy ve chvíli, kdy se nosný prvek společně s noži otáčí vysokou obvodovou rychlostí. V tu chvíli na hmotu nože působí odstředivá síla kolmá k ose rotace a ustavuje ho do pracovní polohy. Síla působící na nůž je závislá na otáčkách nosného prvku, poloměru rotace a hmotnosti volně ukotveného nože.

V případě nárazu na překážku může nastat několik stavů chování nože. V případě její nízké hmotnosti dojde k pouhému odhození žacím mechanismem. Ve chvíli, kdy je ale překážka velmi hmotná, dojde k tvrdému nárazu. V závislosti na aktuální poloze nože vůči překážce v čase může nastat nespočetné množství situací jeho chování. Narazí-li nůž do překážky pouze špičkou, překážku částečně poškodí, zachvěje se a pokračuje v práci. Může taktéž narazit na tvrdší a odolnější předmět většinou své délky, sklopit se a opět pokračovat v práci. V extrémním případě a v nejtěžších podmínkách by mohlo dojít až k protočení nože kolem osy uložení a následné stabilizaci v pracovní poloze.

Tyto stavy se však nedají jednoznačně určit. Pro přesné určení stavu a chování nože v případě nárazu je zapotřebí rozbor a přesná analýza problému. Aby bylo možné problém definovat, je zapotřebí stanovit základní parametry systému.

## 4.1 Definice problému

Na obrázku 4.1 je znázorněn a popsán zkoumaný systém. Aby bylo možné zkoumat chování nože při nárazu na překážku, musíme nejprve určit síly, jenž na něj působí. V tomto případě je to především odstředivá síla působící na hmotu nože v průběhu jeho rotace.

Rotační prvek žacího stroje tedy disk nebo buben se otáčí kolem středu  $C \equiv [0; 0]$ . Jeho obecný poloměr rotace je  $R$ , je osazen nožem obdélníkovitého tvaru o obecných rozměrech  $a$  a  $b$ . Nůž je k rotačnímu prvku připevněn volně čepem nebo šroubem. Poloměr čepu označíme  $r$ . Vzdálenost středu čepu od hrany nože je  $Sb$ . Stupeň zaklopení nože definuje úhel  $\Psi$ . Vezmeme v úvahu hmotný element nože  $dM$ . Jeho okamžitá poloha je vůči ose uchycení nože definovaná souřadnicemi  $\xi$  a  $\eta$ . Na hmotný element  $dM$  působí v ose  $L$  elementární odstředivá síla  $dF$ , jejíž směr je definován úhlem  $\phi$ .

## 4.2 Výpočet

### 4.2.1 Hmotný element nože

Poloha,  $B$ , hmotného elementu nože,  $dm$ , je vzhledem k počátku souřadnic  $C \equiv [0, 0]$  definovaná následující rovnicí, viz obrázek 4.1:

$$B = [\eta \cos(\psi) + \xi \sin(\psi), -\eta \sin(\psi) + R + \xi \cos(\psi)].$$

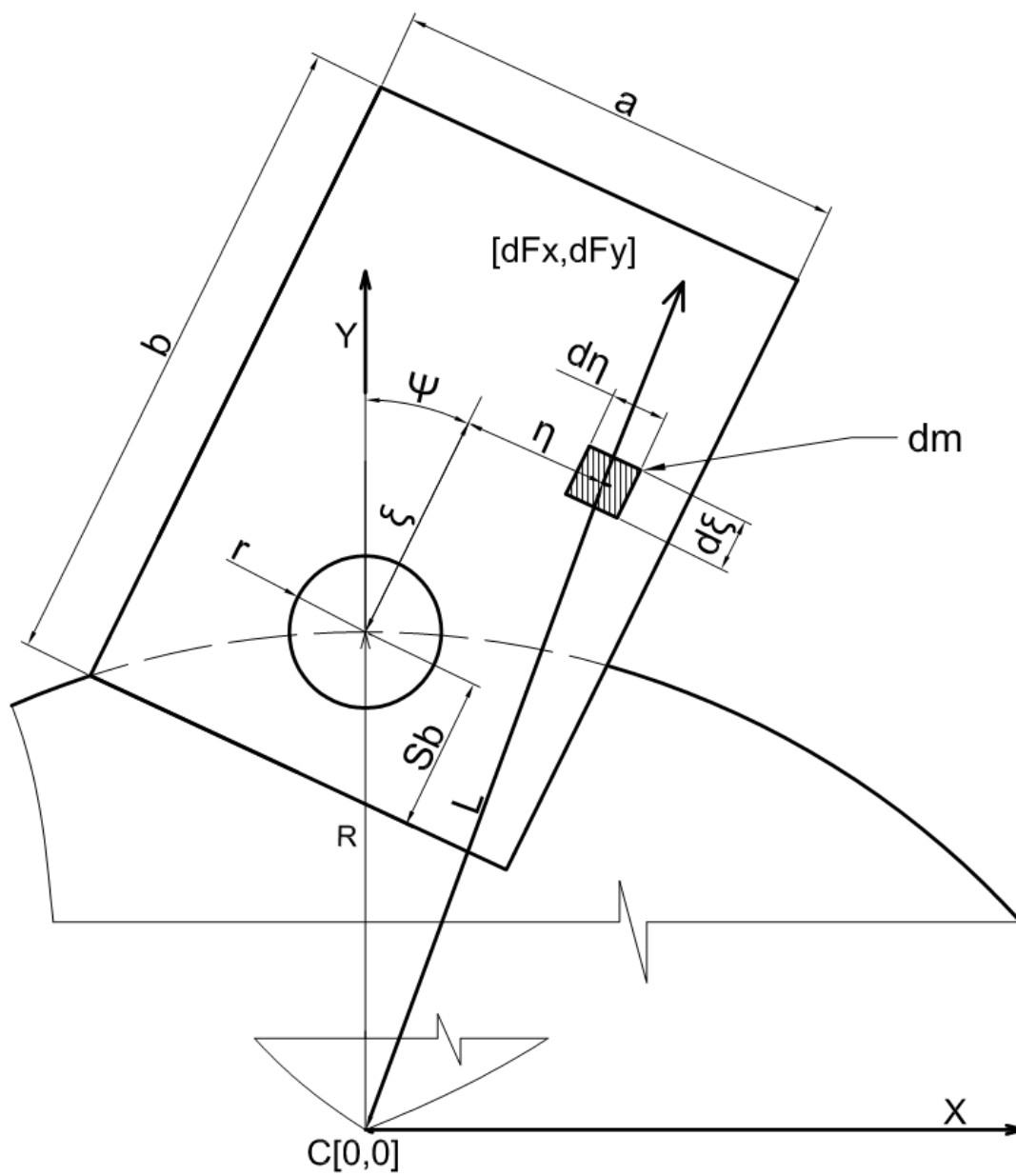
Přímou vzdálenost hmotného elementu  $dm$  od počátku  $C$  vyjadřuje úsečka  $L$ .

$$L = \sqrt{\eta^2 + \xi^2 - 2\eta \sin(\psi) R + R^2 + 2R\xi \cos(\psi)}.$$

### 4.2.2 Odstředivá síla

Na hmotný element  $dm$  působí elementární odstředivá síla  $dF$ . Obecný vztah pro výpočet odstředivého zrychlení je  $a_o = \omega^2 L$ . Pak vektor elementární odstředivé síly  $d\vec{F}$  působící na element  $dm$  bude:

$$d\vec{F} = [\sin(\phi), \cos(\phi)] \sqrt{\eta^2 + \xi^2 - 2\eta \sin(\psi) R + R^2 + 2R\xi \cos(\psi)} \omega^2 dm.$$



Obrázek 4.1: Základní proměnné použité při výpočtu

Z geometrie problému, patrné z obrázku 4.1, provedeme substituci za  $\sin(\phi)$  a  $\cos(\phi)$ .

$$\begin{aligned}\sin(\phi) &= \frac{-\eta \sin(\psi) + R + \xi \cos(\psi)}{\sqrt{\eta^2 + \xi^2 - 2\eta \sin(\psi)R + R^2 + 2R\xi \cos(\psi)}} \\ \cos(\phi) &= \frac{\eta \cos(\psi) + \xi \sin(\psi)}{\sqrt{\eta^2 + \xi^2 - 2\eta \sin(\psi)R + R^2 + 2R\xi \cos(\psi)}}.\end{aligned}$$

Po substituci  $d\vec{F}$  přejde do tvaru:

$$d\vec{F} = \left[ \omega^2 dm (-\eta \sin(\psi) + R + \xi \cos(\psi)), \omega^2 dm (\eta \cos(\psi) + \xi \sin(\psi)) \right].$$

Pro výpočet vektoru celkové síly  $\vec{F}$  působící na nůž využijeme integraci přes celou plochu nože. Při výpočtu zanedbáme plochu otvoru pro uchycení nože k nosnému prvku.

$$\vec{F} = \left[ \begin{array}{c} \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-Sb}^{b-Sb} \omega^2 t \rho (-\eta \sin(\psi) + R + \xi \cos(\psi)) d\xi d\eta \\ \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-Sb}^{b-Sb} \omega^2 t \rho (\eta \cos(\psi) + \xi \sin(\psi)) d\xi d\eta \end{array} \right].$$

Po integraci, dosazení za hustotu materiálu nože  $\rho = \frac{M}{abt}$  a zjednodušení přejde vektor celkové síly do tvaru:

$$\vec{F} = \left[ \frac{\omega^2 M \cos(\psi) \left( (b - Sb)^2 - Sb^2 \right)}{2b} + \omega^2 MR, \frac{\omega^2 M \sin(\psi) \left( (b - Sb)^2 - Sb^2 \right)}{2b} \right].$$

Absolutní velikost celkové odstředivé síly pak bude po úpravě

$$|F| = \frac{\omega^2 M}{2} \sqrt{b^2 - 4bSb + 4 \cos(\psi) bR + 4Sb^2 - 8 \cos(\psi) SbR + 4R^2}.$$

### 4.3 Moment síly

Na nůž působí ve směru osy rotace moment síly. Vektor momentu síly bude mít směr osy rotace, tedy rovnoběžný s osou  $Z$ . Obecně platí, že moment síly  $\vec{M} = \vec{a} \times \vec{F}$ , kde  $\vec{a}$  je vektor ramene síly. V tomto případě musíme nejprve provést výpočet elementárního momentu síly  $d\vec{M}$ , působícího na hmotný element  $dm$ , který je možné vyjádřit jako determinant následující matice.

$$d\vec{M} = \begin{bmatrix} [1, 0, 0] & [0, 1, 0] & [0, 0, 1] \\ \xi & \eta & 0 \\ \omega^2 dm (-\eta \sin(\psi(t)) + R + \xi \cos(\psi(t))) & \omega^2 dm (\eta \cos(\psi(t)) + \xi \sin(\psi(t))) & 0 \end{bmatrix}.$$



Výpočtem determinantu získáme vektor elementárního momentu síly působící na  $dm$ , který má směr osy  $z$ , tedy směr daný vektorem  $[0, 0, 1]$ .

$$dMz = \omega^2 dm \left( \xi^2 \sin(\psi) + \eta^2 \sin(\psi) - R\eta \right).$$

Pro výpočet celkového momentu síly v ose  $Z$  použijeme opět dvojný integrál

$$Mz = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-Sb}^{b-Sb} \omega^2 t \rho \left( \xi^2 \sin(\psi) + \eta^2 \sin(\psi) - R\eta \right) d\xi d\eta.$$

Po integraci a dosazení za hustotu je výsledný moment síly působící na celý nůž popsán vztahem:

$$Mz = \frac{\omega^2 M \sin(\psi) \left( a^2 + 4b^2 - 12bSb + 12Sb^2 \right)}{12}. \quad (4.1)$$

### 4.3.1 Momentová rovnice

Budeme-li předpokládat, že nůž na překážku nenarazí celým svým ostřím, ale pouze o ní škrtně, zachvěje se a vrátí se do původní polohy. Jako chvění budeme uvažovat výchylky nože od klidové polohy menší než  $5^\circ$ . V takovém případě platí pro dynamiku tuhého rotujícího tělesa první momentová věta,

$$\vec{M} = J \vec{\epsilon}, \quad (4.2)$$

viz. [16]. Pro řešení této rovnice je ale nutné znát moment setrvačnosti  $J$  a úhlové zrychlení  $\vec{\epsilon}$ .

#### Moment setrvačnosti

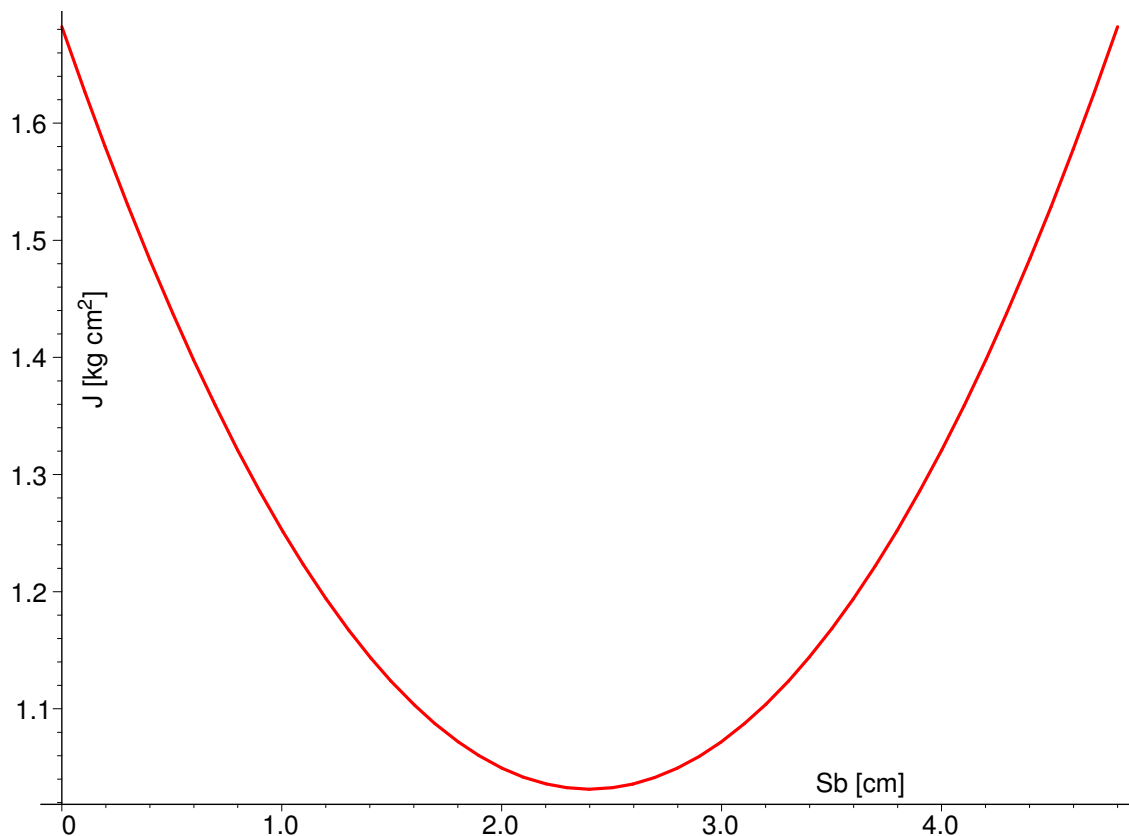
Obecný vztah pro výpočet momentu setrvačnosti hmotného bodu  $dm$  má tvar  $J = r^2 dm$ , který lze pro výpočet momentu setrvačnosti nože zobecnit

$$J = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-Sb}^{b-Sb} \left( \eta^2 + \xi^2 \right) t \rho d\xi d\eta.$$

Po integraci získáme:

$$J = \frac{M \left( a^2 + 4b^2 - 12bSb + 12Sb^2 \right)}{12}. \quad (4.3)$$

Pro zadané rozměry nože je možné znázornit závislost jeho momentu setrvačnosti na poloze čepu -  $Sb$ , viz obrázek 4.2.



Obrázek 4.2: Moment setrvačnosti nože vzhledem k poloze čepu

### Úhlové zrychlení

Úhlové zrychlení je veličina vyjadřující změnu úhlové rychlosti za čas. Lze ji určit jako druhou derivací úhlové dráhy  $\psi(t)$  podle času  $t$ .

$$\epsilon = \frac{d^2 \psi(t)}{dt^2}. \quad (4.4)$$

### Řešení

Před dosazením do momentové rovnice (4.2) je ještě nutné vzít v úvahu, že v řešeném případě jsou vektory celkového momentu síly  $Mz$ , (4.1) a vektoru úhlového zrychlení  $\epsilon$ , (4.4), opačně orientované, to znamená, že levou stranu rovnice (4.2) je nutné vynásobit -1. Rovnice (4.2) tak přejde do tvaru:

$$-\frac{M}{12} (a^2 + 4b^2 - 12bSb + 12Sb^2) \frac{d^2 \psi(t)}{dt^2} = \frac{M}{12} \omega^2 \sin(\psi(t)) (a^2 + 4b^2 - 12bSb + 12Sb^2).$$

Po vykrácení dospějeme k výsledku:

$$\frac{d^2 \psi(t)}{dt^2} = -\omega^2 \sin(\psi(t)). \quad (4.5)$$

## 4.4 Řešení pro malé výchylky

Za předpokladu výchylky nože od rovnovážné polohy, tedy  $|\psi(t)| \leq 5^\circ$  lze rovnici (4.5) zjednodušit

$$\frac{d^2 \psi(t)}{dt^2} = -\omega^2 \psi(t). \quad (4.6)$$

Rovnice (4.6) je obyčejnou lineární diferenciální rovnicí druhého řádu. Řešení tohoto typu diferenciálních rovnic je jednoduché. Při počátečních podmínkách

$$\psi(0) = \psi_0, \quad \text{a} \quad \left. \frac{d\psi(t)}{dt} \right|_{t=0} = 0 \quad \text{s podmínkou} \quad \psi_0 \leq \frac{5\pi}{180}, \quad (4.7)$$

je výsledkem

$$\psi(t) = \psi_0 \sin(\omega t). \quad (4.8)$$

Z výsledku (4.8) je zřejmé, že úhel zaklopení nože  $\psi(t)$  je závislý pouze na úhlové rychlosti otáčení celého systému  $\omega$  a počáteční výchylce  $\psi_0$ . Nůž tak bude harmonicky kmitat kolem své rovnovážné polohy. Frekvence jeho kmitání bude shodná s frekvencí otáček žacího ústrojí.

## 4.5 Větší výchylky

V praxi ale často dochází k mnohem razantnějším nárazům a nůž prokmitne do podstatně větších úhlů. Aby bylo možné analyzovat kmitání nože kolem své osy při větších výchylkách, je nutné řešit nezjednodušenou rovnici (4.5). Pokus o obecné řešení za pomoci MAPLE vede k výsledku:

$$\pm \int^{\psi(t)} \frac{1}{\sqrt{2 \cos(\psi) \omega^2 + C1}} d\psi - a - t - C2 = 0,$$

ze kterého je zřejmé, že obecné řešení buď neexistuje, nebo jej MAPLE nedokáže nalézt. Proto je nutné pokračovat v řešení rovnice (4.5) pomocí numerických metod. Použijeme počáteční podmínky

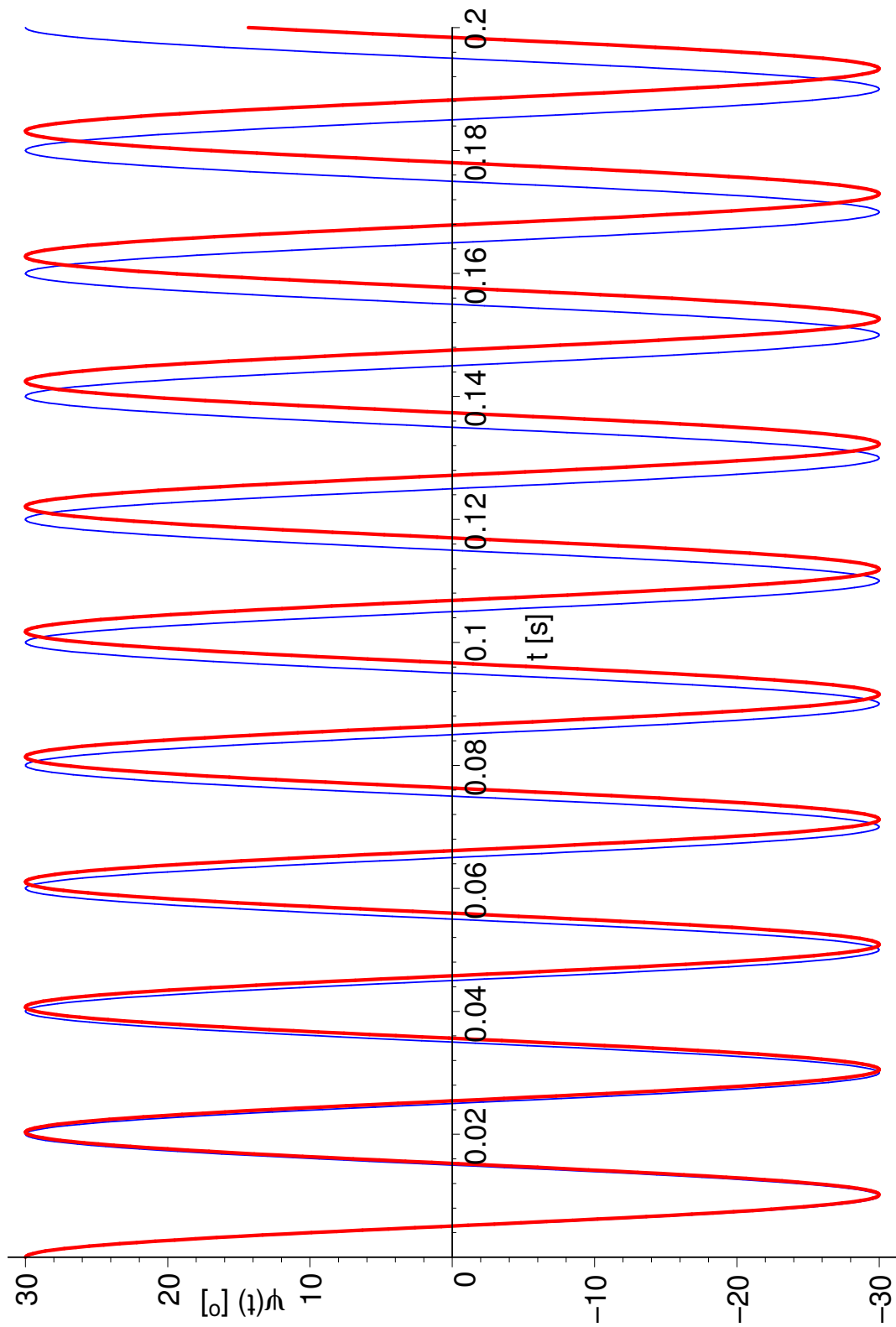
$$\psi(0) = \frac{\pi}{6} \quad \text{a} \quad \left. \frac{d\psi(t)}{dt} \right|_{t=0} = 0 \quad (4.9)$$

a dále použijeme běžnou hodnotu úhlové rychlosti  $\omega = 100\pi$ , odpovídající padesáti otáčkám za sekundu. Vykreslíme závislost výchylky nože na čase  $\psi(t)$  – červenou

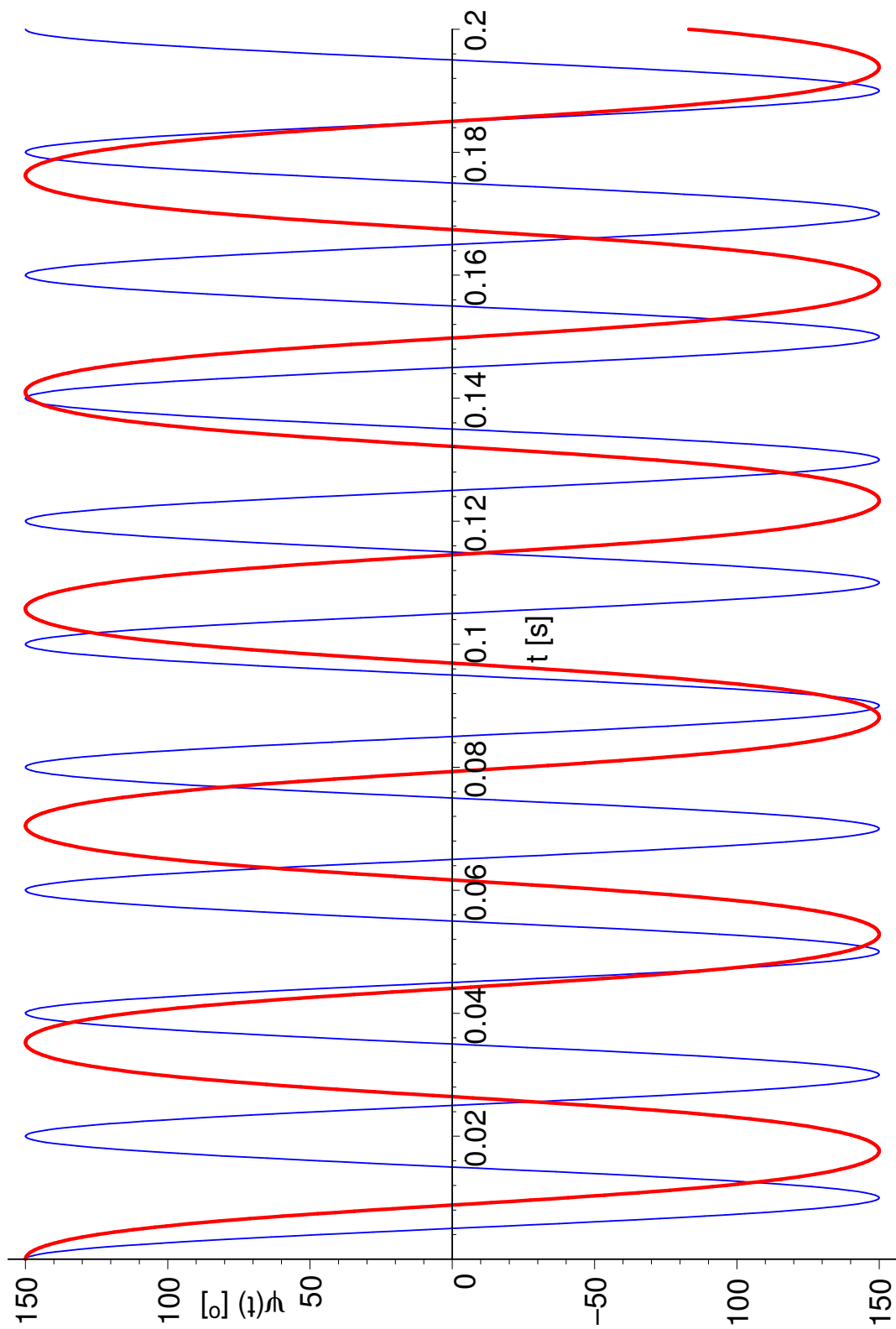
silnou čarou, společně s řešením zjednodušené diferenciální rovnice (4.6) – tenkou modrou čarou. Toto řešení je použitelné pouze pro výchylky  $\psi(t) \leq 5^\circ$  a proto je znázorněno pouze pro ilustraci rozdílu pohybu nože při malých a velkých výchylkách, viz obrázek 4.3.

Rozdíl průběhů výchylky nože od rovnovážné polohy se ještě více zvýrazní pokud zvolíme extrémní počáteční výchylku  $\psi_0 = 150^\circ$ , viz graf na obrázku 4.4.

Z obou obrázků je patrná skutečnost, že náraz vzpřímeného nože na překážku nevyvolá periodický, netlumený, ale neharmonický průběh kmitání. Překážka nůž vychýlí o úhel  $\psi_0$ , nůž se vrátí do původní polohy, překmitne a dále kmitá dle křivek vyznačených v grafech silnou červenou barvou. Čím je větší úhel vyklopení při nárazu, tím je delší perioda kmitu. V mezním případě, kdy by se nůž po nárazu vychýlil o přesně o  $180^\circ$ , pak by v této poloze mohl zůstat neomezeně dlouho, protože by neexistoval vratný moment síly. Odpovídající perioda oscilací by tak byla rovna  $\infty$ .



Obrázek 4.3: Kmitání nože při počátečním zaklopení  $30^\circ$



Obrázek 4.4: Kmitání nože při počátečním zaklopení  $150^\circ$

# Kapitola 5

## Dynamika nože a odpor řezu

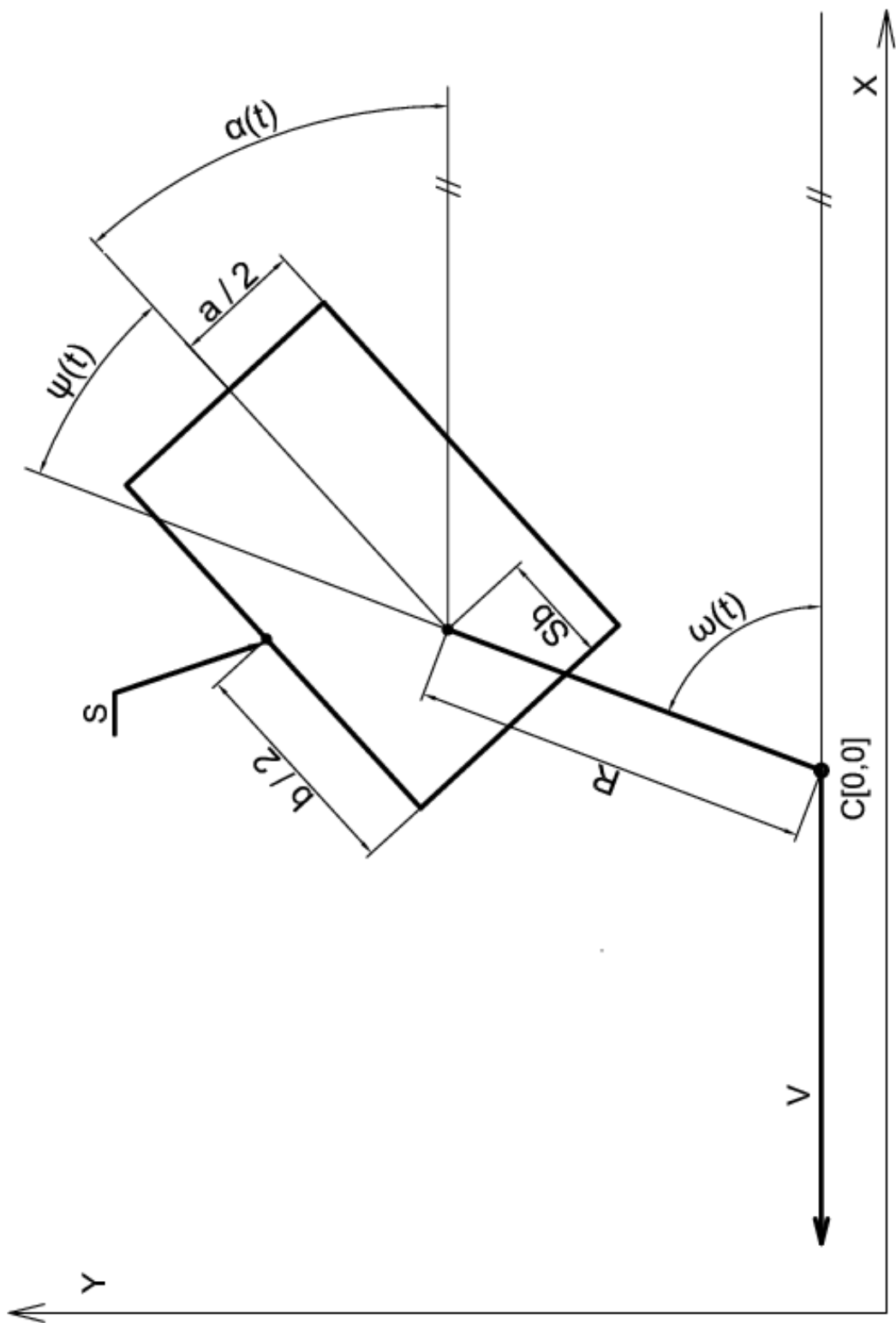
Dosud jsme řešili pohyb nože vyvozený nárazem na cizí předmět. Nůž byl vyveden ze stabilní polohy udržované odstředivou silou a začal kmitat. Prozatím ale nebyly uvažovány momenty sil, které působí proti pohybu nože. Pasivní odpor, způsobený třením v čepu lze zanedbat, ale síly odpovídající řezným odporům mohou pohyb nože zásadním způsobem ovlivnit. Tyto síly mají logicky tendenci nůž zaklápět. Pro určení přesného chování pohybu nože a úhlu jeho zaklopení nejprve provedeme rozbor problému.

Na obrázku 5.1 vidíme nůž obdélníkového tvaru zobrazený ve zvoleném souřadném systému. Nůž má rozměry  $a$  krát  $b$  a je sklopen pod obecným úhlem  $\psi(t)$  nebo vzhledem k souřadnicové soustavě pod úhlem  $\alpha(t)$ . Ve vzdálenosti  $Sb$  je připevněn k rotujícímu rameni  $R$ , to rotuje kolem středu rotace  $C$ . Rameno se společně s nožem otáčí úhlovou rychlostí  $\omega(t)$ . Celý systém se pohybuje do záběru pojezdovou rychlostí stroje  $V$ . Na řezné hraně nože si uprostřed její délky zvolíme bod  $S$ , jako charakteristický bod, popisující pohyb ostří nože.

### 5.1 Odvození

Z geometrie systému zobrazené na obrázku 5.1 určíme polohový vektor bodu  $\vec{S}$ :

$$\vec{S}(t) = \begin{bmatrix} Cx(t) + R \cos(\omega t) + (b/2 - Sb) \cos(\alpha(t)) + a/2 \sin(\alpha(t)) \\ Cy(t) + R \sin(\omega t) + (b/2 - Sb) \sin(\alpha(t)) + a/2 \cos(\alpha(t)) \end{bmatrix}.$$



Obrázek 5.1: Polohový vektor středu řezné hrany



Provedeme substituci ve které nahradíme  $\alpha(t) = \omega t - \psi(t)$ , viz obrázek 5.1.

$$\vec{S}(t) = \begin{bmatrix} Cx(t) + R \cos(\omega t) + (1/2 b - Sb) \cos(\omega t - \psi(t)) + 1/2 a \sin(\omega t - \psi(t)) \\ Cy(t) + R \sin(\omega t) + (1/2 b - Sb) \sin(\omega t - \psi(t)) + 1/2 a \cos(\omega t - \psi(t)) \end{bmatrix}$$

a provedeme derivaci polohového vektoru bodu  $\vec{S}$  podle času. Výsledkem bude vektor rychlosti  $\dot{S}$  bodu  $S$ . Pro zkrácení matematického zápisu využijeme substitute:

$$\frac{d\vec{S}(t)}{dt} = \dot{S}, \quad \frac{dCx(t)}{dt} = V, \quad \frac{dCy(t)}{dt} = 0, \quad \frac{d^2\psi(t)}{dt^2} = \ddot{\psi}, \quad \frac{d\psi(t)}{dt} = \dot{\psi}, \quad \psi(t) = \psi.$$

Po zjednodušení dostaneme

$$\dot{S} = \begin{bmatrix} V - R \sin(\omega t) \omega + \left(\frac{b}{2} - Sb\right) \sin(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) - \frac{a}{2} \cos(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) \\ R \cos(\omega t) \omega + \left(\frac{b}{2} - Sb\right) \cos(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) - \frac{a}{2} \sin(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) \end{bmatrix}.$$

Absolutní velikost rychlosti  $|\dot{S}|$  potom bude:

$$|\dot{S}| = \sqrt{\left( V - R \sin(\omega t) \omega + \left(\frac{b}{2} - Sb\right) \sin(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) - \frac{a}{2} \cos(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) \right)^2 + \left( R \cos(\omega t) \omega + \left(\frac{b}{2} - Sb\right) \cos(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) - \frac{a}{2} \sin(\omega t - \psi) (\omega - \dot{\psi}) \right)^2} \quad (5.1)$$

## 5.2 Řezný odpor

Oproti momentové rovnici v kapitole 4.3.1 zde musíme zahrnout řezný odpor působící proti momentu síly. Pro definici řezného odporu zavedeme dosud nedefinovaný koeficient  $K$ ,  $K_{[SI]} = N s m^{-2} = kg m^{-1} s^{-1}$ . Jeho velikost závisí na mnoha biologických proměnných definujících především houževnatost stébel proti přeseknutí nožem. Bude záviset nejen na struktuře a složení pletiv rostlin, ale i na jejich vlhkosti a zdravotním stavu. V rámci řezného odporu nemůžeme opomenout míru otupení nože a jeho celkovou geometrii nabroušení. Vlivů, které ovlivňují elementární řezný odpor a jsou tak reprezentovány koeficientem  $K$  je velká, dosud přesně nedefinovaná řada.

## 5.3 Momentová rovnice

Při zavedení koeficientu  $K$ , bude mít momentová rovnice následující tvar:

$$J\epsilon = Mz - K |\dot{S}|, \quad (5.2)$$

kde  $J$  = moment setrvačnosti nože pro otáčení okolo upevňovacího čepu – viz rovnice (4.3), na straně 33,  $Mz$  = moment setrvačné síly otáčející nožem, který není ve stabilní poloze – viz rovnice (4.1), na straně 33,  $|\dot{S}|$  = průměrná řezná rychlost nože – viz rovnice (5.1), na straně 41,  $\epsilon \equiv \ddot{\psi}$  úhlové zrychlení nože při rotaci okolo upevňovacího čepu – viz rovnice (4.4), na straně 34 a  $K$  = koeficient úměry mezi řeznou rychlostí a momentem síly řezných odporů – viz strana 41.

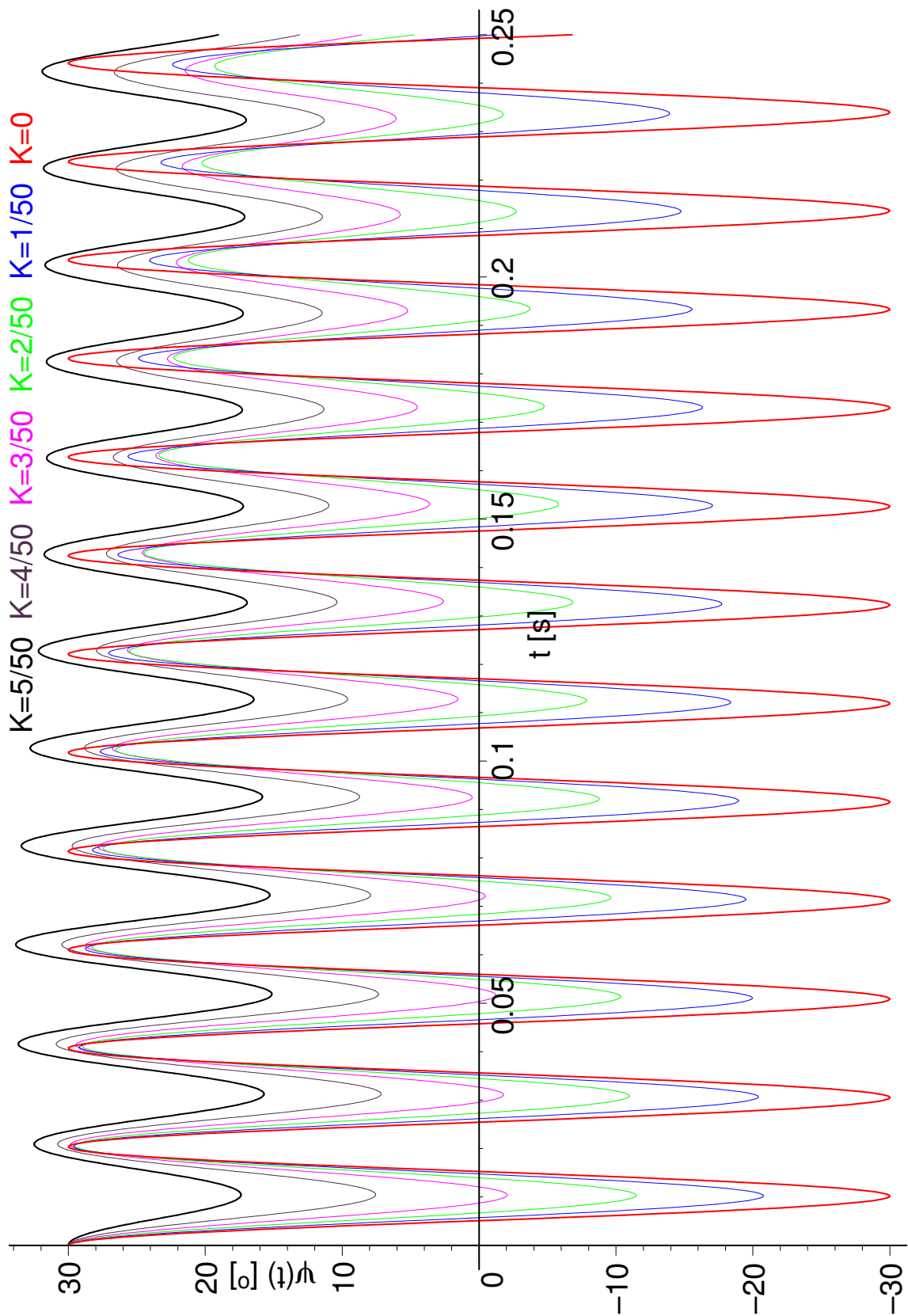
Finální podoba momentové rovnice (5.2) po dosazení všech členů je velmi komplikovaná a značně nepřehledná, proto zde není uvedena. Jde však o obyčejnou nelineární diferenciální rovnici druhého řádu pro  $\psi(t)$ . Její řešení je možné provést pouze numericky a výsledky znázornit graficky. Do rovnice je proto nutné dosadit numerické hodnoty všech konstrukčních a numerických parametrů. Počáteční podmínky použijeme stelné jako (4.9) Problémem je stanovení hodnoty koeficientu  $K$ . Proto provedeme několik výpočtů pro hodnoty  $K = [0, \frac{1}{50}, \frac{2}{50}, \frac{3}{50}, \frac{4}{50}, \frac{5}{50}]$  a výsledky znázorníme graficky, viz obrázek 5.2.

## 5.4 Rozbor výsledků

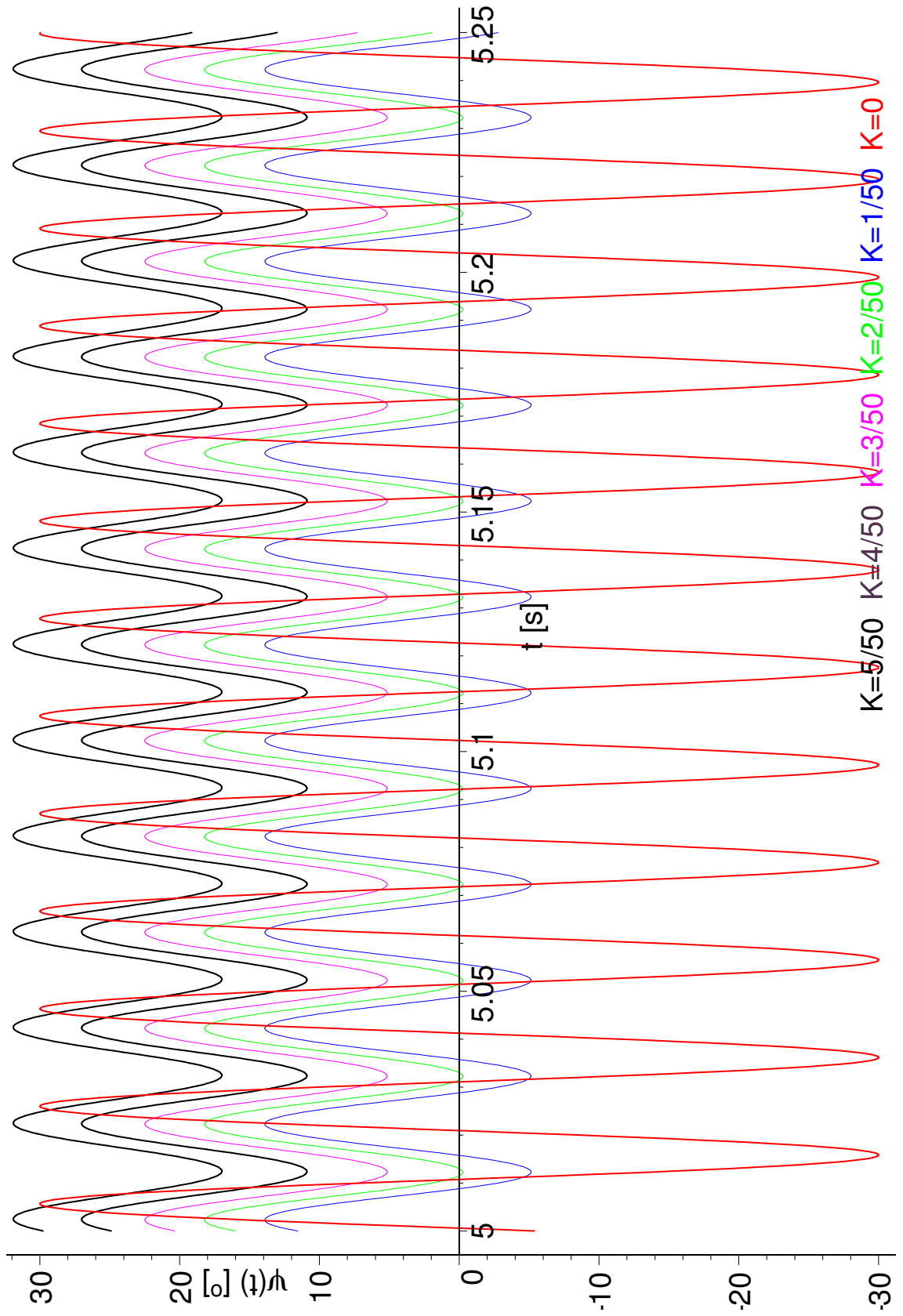
### 5.4.1 Oscilace nože s nenulovou počáteční výchylkou

Obrázky 5.2 a 5.3 znázorňují úhel vyklopení nože  $\psi$  v závislosti na čase  $t$ . Červená křivka znázorňuje sinusový průběh kmitání pro  $K = 0$  a je zde použita jako porovnávací. Vlivem nárazu na překážku byl nůž vychýlen pod počátečním úhlem  $\psi(0) = 0^\circ$  a začal kmitat. Barvy jsou postupně řazeny od nejmenšího řezného odporu  $K = 1/50$  až po nejvyšší  $K = 5/50$ . Z výsledku je jasně patrný výsledek celé dynamiky nože při práci proti řeznému odporu, tedy v reálných podmínkách provozu.

Z obrázku 5.2 je zřejmé, že nůž zpočátku vykonává přechodové tlumené kmity, které postupně přechází v periodické oscilace o frekvenci odovídající frekvenci otáček žacího ústrojí. Z obrázku 5.3 je patrné, že rychlost tlumení stoupá s hodnotou koeficientu  $K$ . Dále je zřejmé, že po utlumení přechodových kmitů si nůž najde novou rovnovážnou polohu okolo níž periodicky kmitá. Je zcela jasně zřetelné, že s rostoucí velikostí řezného odporu se rovnovážná poloha posouvá k vyšším úhlům zaklopení nože a že amplituda kmitů okolo rovnovážné polohy se snižuje.



Obrázek 5.2: Kmitání nože pro  $\psi(0) = 30^\circ$  a  $0 \leq t \leq 0.25$  [s].



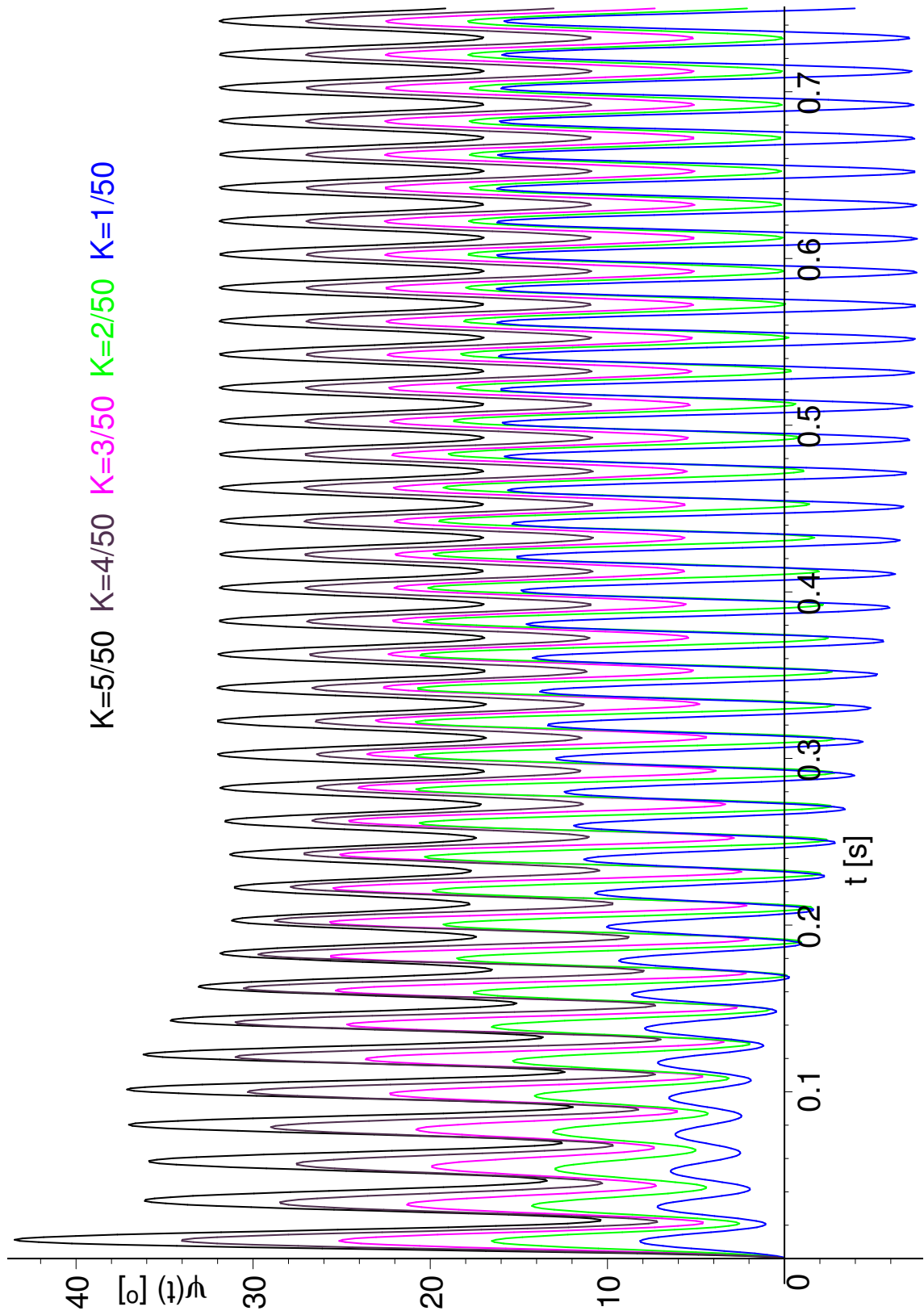
Obrázek 5.3: Kmitání nože pro  $\psi(0) = 30^\circ$  a  $5.0 \leq t \leq 5.25$  [s].

### 5.4.2 Oscilace nože s nulovou počáteční výchylkou

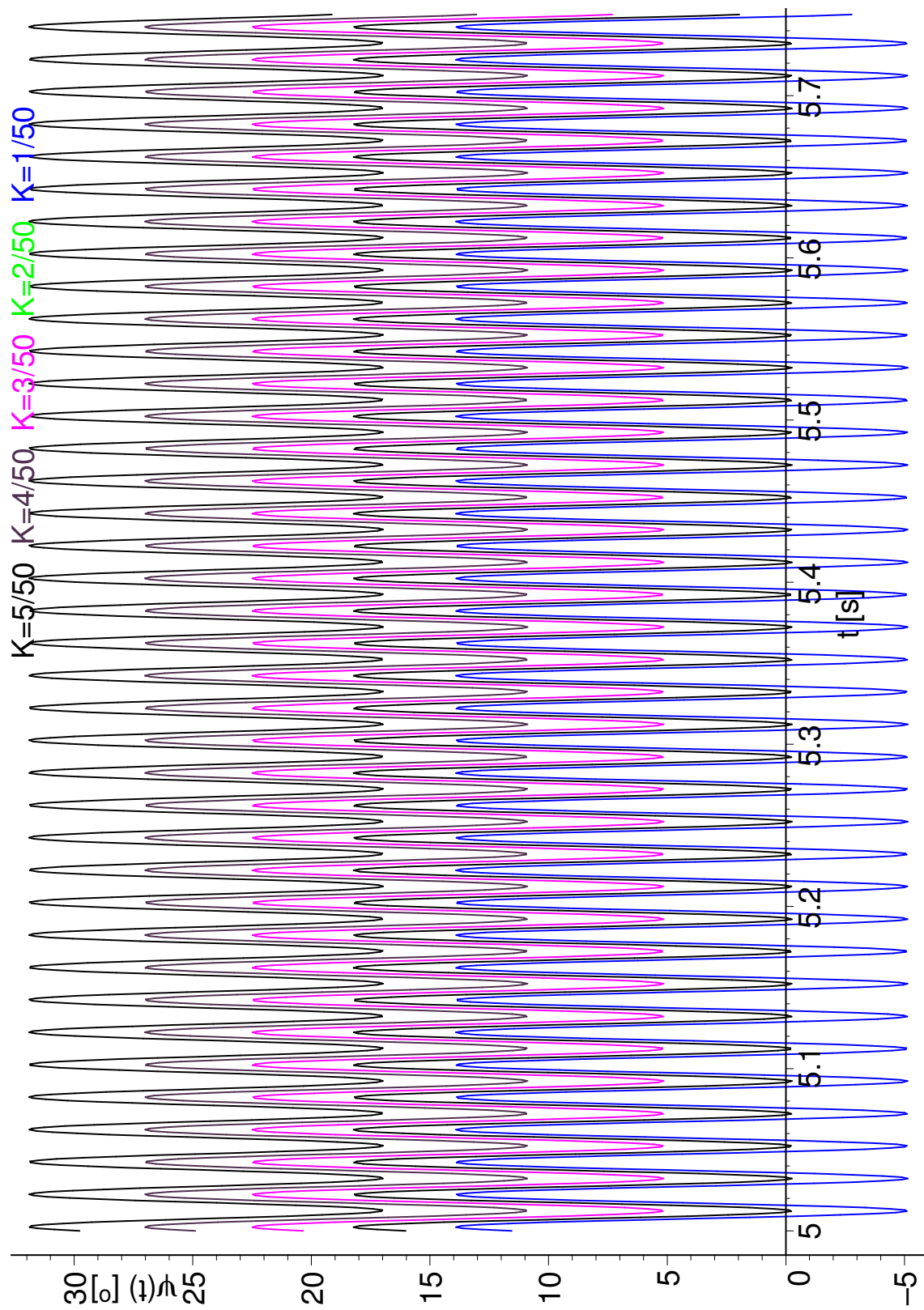
V dalším případě budeme uvažovat, že se rotační člen žacího stroje otáčí nožemi bez zátěže, stroj se uvede do pohybu a vjede do porostu. Tuto situaci popisují grafy na obrázcích 5.4 a 5.5. Počáteční úhel vyklopení  $\psi(0) = 0^\circ$ . Koeficienty reprezentující odpory řezu jsou stejné jako v části 5.4.1. Pohyby nože kolem osy jeho uložení budou tedy vyvozeny především řezným odporem biomasy. Stejně jako v předešlém případě je patrný přechodový děj, který má však velmi zajímavý průběh. Pro malé řezné odpory nedochází při nájezdu do záběru k prudkému nárůstu amplitudy oscilací. Amplituda oscilací se plynule zvyšuje, až do okamžiku kdy se dosáhne periodických oscilací okolo rovnovážné polohy. Pro větší koeficienty  $K$  dochází nejprve prudkému nárůstu amplitudy oscilací, které se v průběhu přechodového děje postupně utlumí, viz kmitání nože pro delší doby záběru, které jsou zobrazeny na obrázku 5.5. Z tohoto obrázku je také patrné, že rovnovážná poloha nože, okolo které nyní dále osciluje je shodná s rovnovážnou polohou, které nyní dosáhne v případě nenulové počáteční výchylky, viz graf na obrázku 5.3. Chování nože pro koeficient  $K = 0$  zde není zobrazeno, protože v tomto případě nyní nekmitá, protože neexistuje moment síly, který by ho vychyloval z klidové polohy.

## 5.5 Velmi malé hodnoty řezných odporů

V posledním případě byl ještě proveden výpočet a vizualizace jeho výsledku pro velmi malé koeficienty řezného odporu  $K$  v řádech tisícín. Konkrétně pro  $K = 1/1000 \dots 5/1000$ . Tak malé hodnoty mohou být v praxi dosaženy například při sečení velmi řídkého nebo nízkého porostu, nebo při přejíždění již posečeného strniště. Řezná hrana nože je tak velmi málo zatížena. Výsledek reprezentují grafy na obrázcích 5.6 a 5.7. Řazení barev je totožné jako u předchozích grafů. Z obrázku je zřejmé, že dojde k postupnému rozkmitání až překmitávání nože kolem jeho osy do kladných i záporných úhlů  $\psi$ . Amplituda se ve všech případech postupně zvětšuje, viz graf 5.6, až nakonec dojde k ustálení její velikosti, viz graf 5.7. Po ukončení přechodového děje nyní osciluje s frekvencí otáček žacího ústrojí okolo rovnovážné polohy, která je mírně zaklopena vzad. Z grafu 5.7 lze odhadnout, že toto zaklopení



Obrázek 5.4: Kmitání nože pro  $\psi(0) = 0^\circ$  a  $0 \leq t \leq 0.75$  [s].



Obrázek 5.5: Kmitání nože pro  $\psi(0) = 0^\circ$  a  $5.0 \leq t \leq 5.75$  [s].

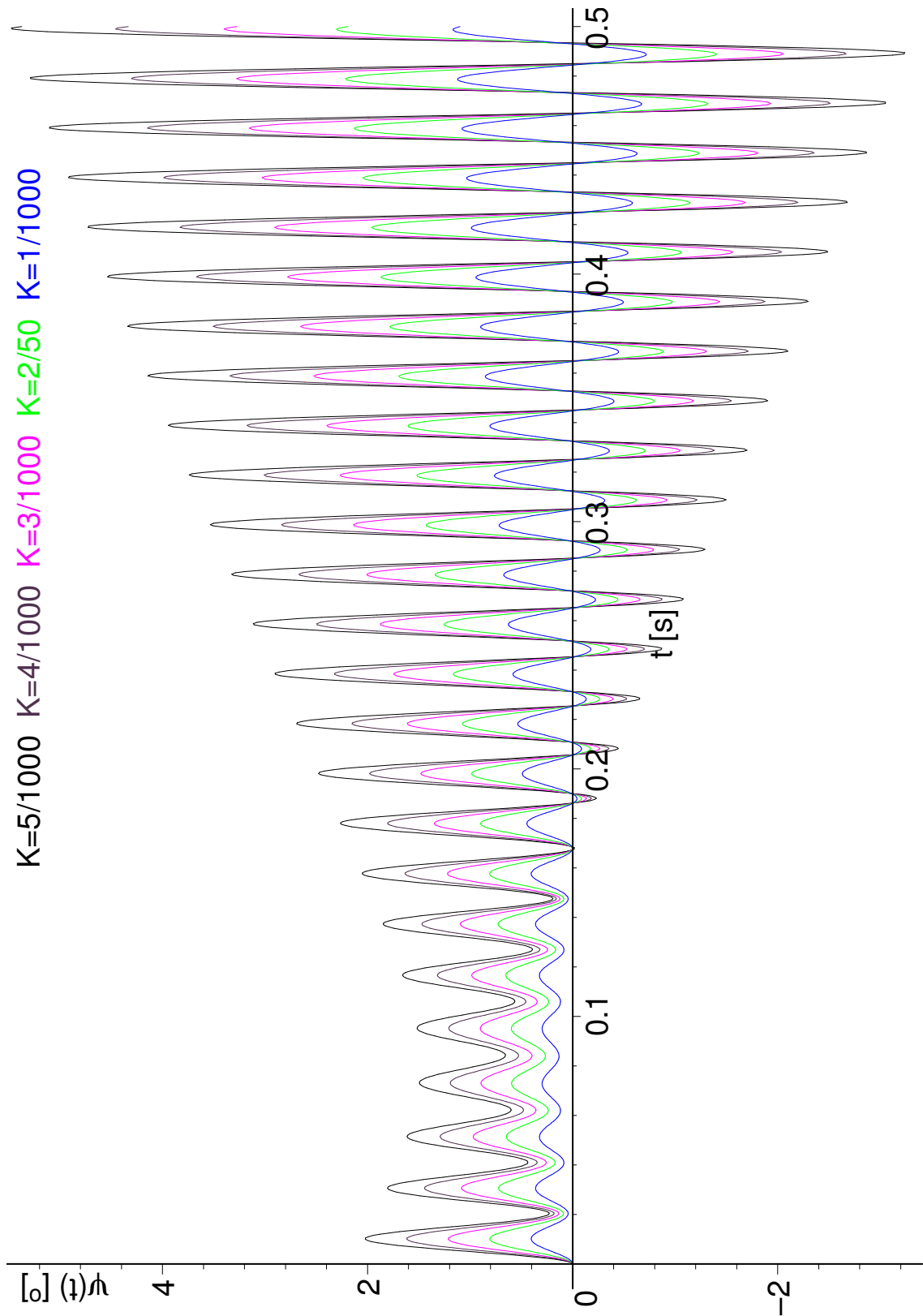
činí přibližně  $1^\circ$  proti směru rotace nože.

## 5.6 Shrnutí

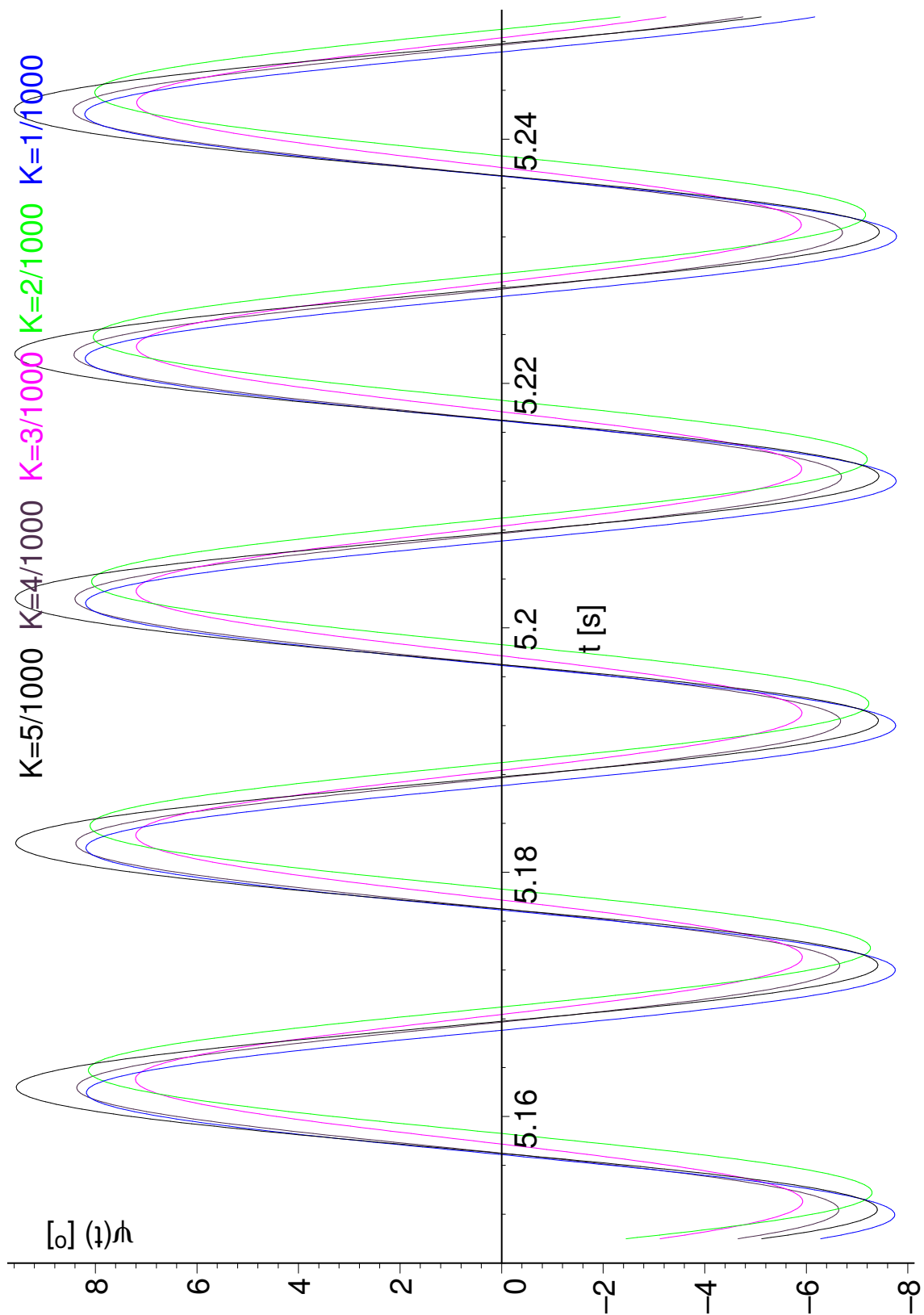
K zde publikovaným výsledkům v podobě grafů kmitání je třeba si uvědomit následující věc. Koeficient  $K$  reprezentující řezné odpory, tedy defacto sílu, jenž se snaží nůž vychýlit ze stabilní pracovní polohy, je hodnota, která nebyla nikdy konkrétně a přesně popsána pro všechny pracovní podmínky stroje. Byl pouze popsán odpor řezu, který je definován jako příkon stroje na jednotku záběru viz [11].

$K$  může nabývat velmi malých hodnot v případě téměř nezatíženého ústrojí až po případy, kdy dochází k extrémnímu zatížení zdřevnatělými stonky rostlin a výchylek nože větších než  $100^\circ$ . Tuto proměnnou tak ovlivňuje velká spousta biologických faktorů, nehledě na stav a tvar ostří nože. Její velikost prozatím nebyla experimentálně určena tak, aby definovala nejzákladnější pracovní stavy ústrojí.





Obrázek 5.6: Kmitání nože pro velmi malé  $K$ ,  $\psi(0) = 0^\circ$  a  $0 \leq t \leq 0.5$  [s].



Obrázek 5.7: Kmitání nože pro velmi malé  $K$ ,  $\psi(0) = 0^\circ$  a  $5.15 \leq t \leq 5.25$  [s].

# Diskuse

V této diplomové práci byla provedena analýza dynamiky žacího nože rotačního žacího stroje. Nejprve bylo analyzováno chování nože při nárazu na překážku. Na závěr byla zkoumána dynamika nože v závislosti na řezném odporu při reálné práci stroje.

V první jednoduché části výpočtu, kdy nebyl uvažován vliv řezného odporu, tedy ve chvíli kdy řešíme, že nůž je ze své pracovní polohy vychýlen důsledkem nárazu, bylo zjištěno, že se nůž rozkmitá. Ve chvíli, kdy není náraz tak razantní a dojde k vychýlení do  $5^\circ$ , nastane harmonické kmitání nože kolem jeho osy, které se dá popsat funkcí  $\sin(x)$ . Při razantnějším nárazu, kdy vznikne výchylka větší, se nůž taktéž rozkmitá, jeho pohyb už ale nebude harmonický. Se zvyšujícím se úhlem vyklopení z pracovní polohy nože se prodlužuje perioda kmitání viz obrázky 4.3 a 4.4.

Při práci stroje je řezná hrana nože zatížena řezným odporem porostu. Ten má tendenci opět vychylovat nůž z jeho stabilní polohy. Řezné odpory představuje koeficient  $K$ . Výpočtem dynamiky nože bylo zjištěno, že nůž při práci není stabilně vzpřímen ale opět kmitá. Výchylka nože v čase pro různé hodnoty  $K$  je popsána a znázorněna grafy v kapitole 5. Hodnota koeficientu  $K$  je čistě experimentální. Její přesné určení, které dosud nebylo nikde provedeno v praxi by zahrnovalo analýzu velkého množství biologických parametrů rostlin porostu, tvar a geometrii žacího nože a vliv jeho otupění. Pro určení dynamiky nože však není podrobná analýza řezných odporů stěžejní. Ve chvíli kdy provedeme výpočet pro širší spektrum hodnot koeficientu  $K$ , dostaneme výsledky pro velký rozsah pracovních podmínek, které nám dostatečně popíší celé chování systému.

Při vyšších hodnotách řezného odporu bylo zjištěno, že nůž sice stále kmitá, jeho

kmitání však probíhá v stále vychýleném stavu od rovnovážné pracovní polohy, která je dána směrem výsledné odstředivé síly působící na nůž. Při vysokých otáčkách ústrojí by mohlo docházet k nevyvážení celého systému a výskytu vibrací, které by mohly negativně působit na celou konstrukci stroje. Řešením je posunout se k menším hodnotám řezných odporů. Z výsledku výpočtů pro vyšší odpory  $K$  se nabízí myšlenka konstrukce nového typu nože, jiného, než obdélníkového tvaru. Zkosením řezné hrany nože pod vhodným úhlem by se mohlo docílit hladšího vnikání řezné hrany do porostu a snížení odporu řezu, [18]. Nedochozí by k tak velkým vychýlkám nože a následně ani k nevyváženosti systému, což by celkově zvýšilo životnost celého stroje a snížilo nároky na dimenzování strojních součástí.

Toto by ovšem mělo být náplní samostatné vědecké práce věnované tomuto tématu.

# Závěr

Diplomová práce se zabývá stručným rozdělením žacích strojů a jejich základních principů. Lištové žací stroje využívají princip řezu s oporou, kde je sečený materiál stříhaný mezi pohyblivým nožkem a nepohyblivým protiostrím. Řez je velmi kvalitní a čistý, nedochází k nežádoucímu třepení stonků a porost tak lépe obrůstá. Ke sklizené hmotě jsou velmi šetrné. Tyto stroje však mají problémy se spolehlivostí a v současné době i s výkonností. Rotační žací stroje využívají princip řezu bez opory. Stojící rostlina je volně usekávána nožem rotujícím vysokou obvodovou rychlostí. Řez už není tak kvalitní, ale spolehlivost v těžkých pracovních podmínkách a výkonnost stroje je podstatně vyšší.

Spolehlivost rotačních žacích strojů je dána především jištěním žacího nože. Ten je k rotačnímu členu volně připevněn čepem nebo šroubem. Jeho pracovní polohu určuje odstředivá síla vyvozená rotací. V případě, že nůž v nepříznivých pracovních podmínkách narazí na překážku, má možnost se vychýlit, vrátit se do původní polohy a pokračovat v práci. Nedojde tedy tak snadno k jeho zničení, jako tomu bývá u lištových žacích strojů. Vychýlení nože z rovnovážné polohy však mohou zapříčinit i řezné odpory sečené hmoty.

Dynamika nože v případě nárazu na překážku a v souvislosti s řeznými odpory byla předmětem zkoumání této práce.

V případě, že nůž pouze škrtně o překážku, dojde k jeho rozkmitání. Frekvence jeho kmitání je závislá pouze na rychlosti otáčení celého mechanismu. Jeho pohyb se dá jednoduše popsat jako harmonické kmitání okolo rovnovážné polohy. To platí pro velmi malé úhly kmitání, přibližně do  $5^\circ$ . Pokud ale dojde k nárazu na překážku a nůž se vychýlí více, jeho pohyb už není harmonický. S rostoucím úhlem vyklopení se značně zpomaluje frekvence s kterou kmitá a mění se i časový průběh výchylky nože.

V případě, že by se dokonce pootočil o celých  $180^\circ$  a v této poloze by se zastavil, dostal by se do vratké stabilní polohy a teoreticky mohl by zůstat trvale zaklopený. Tuto situaci lze ale v praxi vyloučit. Vlivem otřesů, které vznikají v průběhu činnosti stroje a nerovnoměrnosti otáček žacího zařízení se nůž ve vratké stabilní poloze nedokáže udržet s výjimkou případu, kdy se vlivem vnějších sil v této poloze zaklíní. K zaklínění nože ovšem může dojít i v jakékoliv jiné poloze a proto nemá význam se touto situací podrobněji zabývat.

Pokud se budeme snažit popsat dynamiku nože při práci, je nutné si uvědomit, že na nůž působí řezné odpory materiálu, které mají tendenci nůž také zaklopit. Pro definici řezných odporů byl nově definován koeficient  $K$ . Jedná se o veličinu, která definuje jak velkou silou – momentem síly je nůž zaklápěn z rovnovážné polohy, dané směrem odstředivé síly, vlivem řezných odporů proti směru rotace. Jeho hodnota, použitá v této práci je čistě teoretická. Na jeho reálné velikosti by v praxi mělo vliv velké množství především biologických faktorů, které by definovaly houževnatost porostu. Kromě biologických faktorů a provozních parametrů zahrnuje například i stupeň otupení ostří a jeho tvar, dále vlhkost a stáří sečeného porostu. Proto se jeví stanovení reálných hodnot tohoto koeficientu jako velmi náročný problém.

Výpočtem a vizualizací výsledku v podobě grafů bylo zjištěno, že při malém koeficientu  $K$  reprezentujícím malé řezné odpory dochází k periodickému kmitání nože. Nůž tedy osciluje kolem své stabilní polohy dané směrem odstředivé síly. Se zvyšujícím se koeficientem  $K$  rostou řezné odpory tak, že se nůž v rámci nepracovní půlotáčky nedokáže vrátit do výchozí polohy a kmitá tak v trvale zaklopeném stavu. Kmitání nože bylo popsáno jak pro nulový počáteční úhel vyklopení, kdy stroj vjede do porostu a začne pracovat, tak pro situaci, kdy nůž narazí na překážku, je vychýlen o úhel  $\psi_0$  a jeho pohyb se v čase postupně stabilizuje.

Zjištěním skutečnosti, že nůž není při práci stabilní ale kmitá se naskýtá otázka možného výskytu vibrací zapříčiněných lokální nevyvážeností systému, které by eventuálně mohly způsobovat zvýšené namáhání ložisek, v extrémním případě při rezonanci až praskání rámu stroje. Řešením by mohl být dosud nepopsaný systém tlumení nožů, nebo úprava výpočtů zabývajících se dimenzováním součástí celého stroje. Detailnější studium pohybu nože by mohlo být náplní dalších vědeckých prací.

# Literatura

- [1] *Maple User Manual*. Maplesoft, 2011, Waterloo Canada, ISBN 978-1-926902-07-4
- [2] Kumhála, F.: *Nové typy řacích strojů*. Ústav zemědělských a potravinářských informací, 1996, Praha, ISSN 0862-3562
- [3] Neubauer, K. a kolektiv.: *Stroje pro rostlinnou výrobu*. Státní zemědělské nakladatelství, 1989, Praha, ISBN 80-209-0075-6
- [4] Poničan, J. a Maroš, K.: *Stroje pre rastlinnú výrobu*. Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2008, Nitra, ISBN 978-80-552-0142-9
- [5] Šponer, P.: *Žací stroje*. Bakalářská práce, Mendelova univerzita v Brně, 2010, Brno
- [6] Šustr, M.: *Komunální techniky pro údržbu veřejné zeleně*. Diplomová práce, Mendelova univerzita v Brně, 2014, Brno
- [7] Kašpar, V.: *Matematický model strojního mechanismu*. Bakalářská práce, Mendelova univerzita v Brně, 2015, Brno
- [8] Šmíd, V.: *Žací stroje s úpravou pokosu*. Diplomová práce, Mendelova univerzita v Brně, 2007, Brno
- [9] Vomela, T.: *Stroje pro drcení dřevní hmoty a mulčování*. Diplomová práce, Mendelova univerzita v Brně, 2013, Brno
- [10] Břečka, J. a kolektiv.: *Stroje pro sklizeň píce a obilnin*. Česká zemědělská univerzita Praha, 2001, Praha, ISBN 80-213-0738-2

[11] Vraný, Z.: *Energetická náročnost , funkční a pevnostní poměry rotačních žacích strojů*. Výzkumný ústav zemědělských strojů Praha 4, 1981, Praha

### **Elektronické informační zdroje:**

[12] Pöttinger: *NOVACAT Heck-Scheibenmähwerke*. Internetová stránka výrobce: [http://www.xn-pttinger-n4a.at/de\\_at/Produkte/Detail/5/novacat-heck-scheibenmahwerke](http://www.xn-pttinger-n4a.at/de_at/Produkte/Detail/5/novacat-heck-scheibenmahwerke), 4.4.2017

[13] Němeček, R. a kolektiv: *Úvod do programu MAPLE*. <http://www.fit.vutbr.cz/tisnovpa/vyuka/PP1/maple/kap01.htm>, 6.4.2017

[14] Novotný, F.: *Milníky v historii zavádění traktorů do zemědělství*. [www.starestroje.cz/historie/zavadeni.traktoru.php](http://www.starestroje.cz/historie/zavadeni.traktoru.php), 10.12.2016

[15] Mechanizaceweb: *Z historie žacích strojů*. Internetová stránka Mechnizace zemědělství: <http://mechanizaceweb.cz/z-historie-zacich-stroju/>, 17.1.2017

[16] Studijní opory: *Dynamika tuhého tělesa*. Internetová stránka VUT Brno: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/~kpellant/7%20Dynamika%20Tuheho%20Tele%20sa.pdf>, 6.4.2017

[17] Frid, M.: *Žací stroje*. [http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2013/11/zaci\\_stroje.pdf](http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2013/11/zaci_stroje.pdf), 25.4.2017

[18] Hustej vercajk: *Žací nůž Abbecon*. <http://hustejvercajk.cz/recenze/zaci-nuz-abbecon/>, 25.4.2017