

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: P0715D270024

Teorie a stavba strojů

DISERTAČNÍ PRÁCE

Výzkum vlivu dynamiky pohybu na provoz a energetickou náročnost
mechanických klikových lisů

Autor:

Ing. Jiří Dekastello

Školitel:

doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.

Akademický rok 2022/2023

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě písemnou práci ke státní doktorské zkoušce, zpracovanou na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci na téma:

Výzkum vlivu dynamiky pohybu na provoz a energetickou náročnost mechanických klikových lisů

vypracoval samostatně, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne:.....

.....

Podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Využiji tohoto místa a poděkuji svému školiteli, doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D., bez jehož vedení, pomoci a především trpělivosti by tato práce nevznikla.

Srdečné díky patří i mé rodině a přátelům. Během psaní této práce jsem je spíše zanedbával, ale když bylo třeba, tak mě podrželi.

„Nejvyšší formou života je člověk. Nejnižší formou života je člověk, který si hraje s vláčky.“

- Holly

ANOTACE

AUTOR	Příjmení Ing. Dekastello	Jméno Jiří
STUDIJNÍ OBOR	Stavba strojů a zařízení	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan
PRACOVIŠTĚ VEDOUcíHO	ZČU – FST – KKS	
DRUH PRÁCE	disertační	
NÁZEV PRÁCE	Výzkum vlivu dynamiky pohybu na provoz a energetickou náročnost mechanických klikových lisů	

Fakulta: Strojní
Katedra: Stavba strojů a zařízení
Rok odevzdání: 2023

Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	96	Textová část	70	Grafická část	36
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Práce je zaměřena na určení energetické bilance kovacího lisu, zejména na ztrátovou práci způsobenou třením v ložiskách lisu. Úvod do problematiky je následován představením 4 přístupů k základnímu výpočtu třecí ztráty. Následuje detailnější rozbor třecí ztráty lisu s pokročilejšími vlivy (vyvažování, poddajnost konstrukce stroje) pomocí MBD simulace. Dále je popsán vliv pohonu stroje setrvačником a jeho energií. Práce také obsahuje simulaci sepnutí spojky lisu včetně vyčíslení energie ztracené jejím sepnutím.
KLÍČOVÁ SLOVA	Kovací lis; energie; tření; třecí ztráty; simulace; dynamika

SUMMARY

AUTHOR	Surname Ing. Dekastello	Name Jiří
FIELD OF STUDY	Design of Machines and Equipment	
SUPERVISOR	Surname Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan
INSTITUTION	UWB – FST – KKS	
TYPE OF WORK	dissertation	
TITLE OF THE WORK	Investigation of the effect of motion dynamics on the operation and energy consumption of mechanical crank presses	

Faculty: Mechanical Engineering
 Department: Design of Machines and Equipment
 Submitted in: 2023

Number of pages (A4 a eq. A4)

Totally	96	Text part	70	Graphical part	36
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF TOPIC DESCRIPTION, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The work is focused on the determination of the energy balance of the forging press, especially on the lost work caused by friction in the shaft bushings. An introduction to the problem is followed by the presentation of 4 approaches to the basic calculation of frictional loss. This is followed by a more detailed analysis of the friction loss of the press with more advanced effects (balancing, machine structure compliance) using MBD simulation. The influence of the machine drive by the flywheel and its energy is also described. The paper also includes a simulation of the press clutch engagement including a quantification of the energy lost by its engagement.
KEY WORDS	Forging press; friction; friction loss; simulation; dynamics

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Cíle disertační práce	3
3	Mechanický kovací lis	4
3.1	Klikový mechanismus lisu.....	5
3.1.1	Kovací lis Šmeral LMZ 2500.....	7
4	Obecné definice základních pojmů mechanických lisů	9
4.1	Fáze pracovního cyklu na klikovém lise.....	12
4.2	Zdvih, rychlost a zrychlení beranu klikového lisu.....	14
5	Popis energetických toků.....	15
5.1	Energetická bilance mechanického kovacího lisu	15
5.1.1	Celková práce A_c	16
5.1.2	Práce užitečná A_u	16
5.1.3	Ztrátová práce A_z	17
5.1.4	Práce pružných deformací A_d	18
5.1.5	Práce tíhových sil A_g	18
5.1.6	Práce dynamických sil A_a	18
5.1.7	Práce pomocných mechanismů A_{pm}	18
6	Možnosti stanovení ztrátové práce A_z	20
6.1	Empirický přístup.....	20
6.1.1	Třecí práce empiricky – dle Rudolfa (6)	20
6.2	Analytický přístup.....	20
6.2.1	Energetické ztráty v mechanismu lisu - Excel	20
6.2.2	Energetické ztráty v mechanismu lisu LMZ 2500 - MATLAB.....	25
6.3	Simulační přístup.....	30
6.3.1	Postup modelování vázaných mechanických systémů	31
6.3.2	Koncept modelování Vázaných mechanických systémů	32
6.3.3	Druhy vazeb, jejich funkce a rovnice	36
6.3.4	Pohybové rovnice v MBD	38
6.3.5	Numerický řešič.....	41
6.3.6	Model mechanismu lisu LMZ 2500	42
6.3.7	Počáteční podmínky.....	44
6.3.8	Výsledky simulace klikového mechanismu LMZ 2500	44
6.4	Porovnání čtyř výpočetních přístupů	45
7	Analýza dalších vlivů na chod lisu	47

7.1	Analýza vlivu vyvažování beranu	47
7.1.1	Popis vyvažovacího systému	47
7.1.2	Implementace vyvažovací síly do modelu	47
7.1.3	Výsledky simulace stroje s vyvažovaným beranem	48
7.2	Analýza vlivu pružných bronzových ložisek.....	52
7.2.1	MBD funkce Bushing	53
7.2.2	Výsledky simulace s pružnými ložisky	55
7.3	Analýza vlivu pružnosti stroje včetně stojanu.....	56
7.3.1	Použití pružných těles v MBD simulaci	57
7.3.2	Tuhost ojnice	57
7.3.3	Tuhost beranu	58
7.3.4	Tuhost stojanu	59
7.3.5	Pružný MBD model lisu	61
7.3.6	Výsledky simulace s pružným modelem lisu.....	62
7.4	Analýza vlivu pohonu setrvačником.....	67
7.4.1	Výsledky simulace pružného lisu se setrvačником	69
8	Spojka	74
8.1	Analytický výpočet spojky LMZ 2500	74
8.1.1	Odvození velikosti ztráty ze zákona zachování momentu hybnosti a kinetické energie	74
8.1.2	Redukovaný moment setrvačnosti mechanismu.....	75
8.1.3	Ztráta energie sepnutím spojky LMZ 2500	77
8.1.4	Rozběhová práce dle Kamelandera	80
8.2	Simulace spojky LMZ 2500	80
8.2.1	Model spojky LMZ 2500	81
8.2.2	Kontakty	83
8.2.3	Okrajové podmínky simulace.....	87
8.2.4	Výsledky simulace spojky	87
8.3	Porovnání výsledků ztráty spojky	90
9	Doporučení pro simulaci a konstrukci lisu.....	91
9.1	Pro simulaci	91
9.2	Pro konstrukci.....	91
10	Kritéria pro výběr přístupu k výpočtu	93
11	Splnění cílů disertační práce	94
12	Závěr.....	95
13	Citovaná literatura	97

14	Přehled publikačních činností	99
----	-------------------------------------	----

1 Úvod

V současné době jsou lidstvu k dispozici čtyři různé principy výrobních technologií. Nejnovější technologií je tzv. aditivní technologie, která je založená na přidávání materiálu k výrobku ve vrstvách. Její nezpochybnitelnou výhodou je možnost výroby např. dutých součástí nebo součástí s velmi jemnými detaily. Další technologií je obrábění, při kterém je materiál naopak odebírán. Tato technologie se objevila v ten okamžik, kdy první člověk použil pazourek k řezání. Třetí technologie je odlévání, které lidstvo zná přibližně z doby 3200 let před naším letopočtem. Poslední technologií je tváření jeho vývoj je historicky datován od přelomu pozdního eneolitu a starší doby bronzové. Při tváření dochází k přemísťování materiálu v rámci jednoho kusu a žádný materiál není ani přidáván, ani odebírán (s výjimkou stříhání).

Přestože v posledních letech docházelo a stále dochází k obrovskému pokroku aditivních i obráběcích technologií, tvářecí technologie je zatím pořád nenahraditelná. U hromadné výroby to platí dvojnásob, jelikož tváření je vysoce produktivní technologie umožňující výrobu dílů ve vysokém taktu, při nízkých variabilních nákladech.

Přestože je kování oproti obrábění méně energeticky náročné, stále spotřebuje velké množství energie (1). Současná doba se vyznačuje citelným nárůstem cen energií, který velmi pravděpodobně jen tak neskončí. Geopolitická situace a odklon od levných fosilních paliv připravují nové výzvy pro vývojové inženýry a konstruktéry s jasným cílem snížení spotřeby. Vzhledem k životnosti klikových lisů, během níž provedou i desítky milionů zdvihů, je každé ušetřené procento z příkonu velmi ceněno. Cestou k tomuto cíli je dokonalé poznání stroje a jeho chování. Abychom mohli ušetřit energii, musíme vědět, kudy ve stroji proudí a kde se ztrácí. Teprve pokud známe stroj, můžeme navrhovat jeho zlepšení.

V této práci se věnuji energetické náročnosti klikového kovacího lisu a samostatně i jeho spojky. S pomocí čtyř různých přístupů udávám třecí ztrátovou práci, která vzniká třecími momenty na kluzných ložiskách mechanismu lisu. Těmito přístupy jsou – empirický, analytický bez dynamických účinků, analytický s dynamickými účinky a simulační.

Empirický přístup je nejsnadnější, zároveň ale i nejméně přesný, celkovou třecí ztrátu udává pouze jako rozsah násobků práce užitečné.

Analytický výpočet bez vlivu dynamiky stroje je proveden silovým rozkladem mechanismu a vede pouze na jednoduché rovnice díky čemuž jej lze snadno provést například v tabulkovém procesoru Microsoft Excel. Oproti předchozímu případu je již přesnější, díky své jednoduchosti a rychlosti je vhodný pro orientační výpočty, na druhou stranu tření v ložiskách je počítáno pouze z reakcí v ložiskách bez toho, aby toto tření zpětně ovlivňovalo síly v mechanismu.

Analytický výpočet s vlivem dynamiky stroje byl proveden v programu MATLAB, jelikož obsahuje nástroje pro řešení soustav algebraicko-diferenciálních rovnic. Právě na tento typ soustavy vede řešení pomocí metody uvolňování včetně uvažování tření na kluzných ložiskách. Jedná se o úlohu, kterou je třeba řešit numericky, a v tomto případě je chování lisu třením ovlivněno.

Posledním přístupem je simulační přístup za využití technik pro šetření vázaných mechanických systémů – anglicky multibody systems (MBD, MBS). Za pomoci specializovaných programů jsem sestavil výpočetní model různých stupňů složitosti a zjišťoval vliv jednotlivých faktorů na třecí ztrátu či hnací moment. Mezi tyto vlivy patří vyvažovací systém beranu,

pružnost části či celého stroje nebo způsob pohonu mechanismu. V rámci výsledků simulace pružného stroje jsem popsal, jaká část práce pružných deformací se může do mechanismu vrátit, včetně argumentu proč je lepší konstrukčně cílit na co nejtužší stroj, čímž se práce pružných deformací zmenšuje. Dalším zajímavým výsledkem je změna momentu přenášeného ozubením lisu při pohonu lisu konstantní úhlovou rychlostí a pohonu počáteční podmínkou. Poznání vyplývající z této části výpočtu umožňuje dimenzovat hnací soustrojí lisu na menší točivý moment, než se doposud děje.

Jako poslední část jsem popsal dynamiku a energetické toky spojky stroje. K tomu jsem použil jak analytický výpočet, tak i simulaci. Tato část přinesla lepší poznání chování spojky během spínání a popis energetické ztráty, která vznikne sepnutím spojky. V ruku v ruce s poznáním změny hnacího momentu mohou konstruktéři navrhnout vhodnější konstrukci spojky.

Využití MBD simulací ve stavbě strojů, včetně strojů tvářecích, má velké možnosti a přínosy. Simulace zachytí i chování, které není vždy lehké zjistit analytickými výpočty, což dokazují i výsledky mé práce. Nasazení simulací je vhodné už při prvotním návrhu produktu nebo i pro inovaci produktu existujícího.

2 Cíle disertační práce

Při volbě tématu disertační práce bylo také nutné stanovit tematické oblasti, ve kterých je třeba hledat odpovědi tak, aby předložená práce byla přínosem do problematiky konstrukce tvářecích strojů.

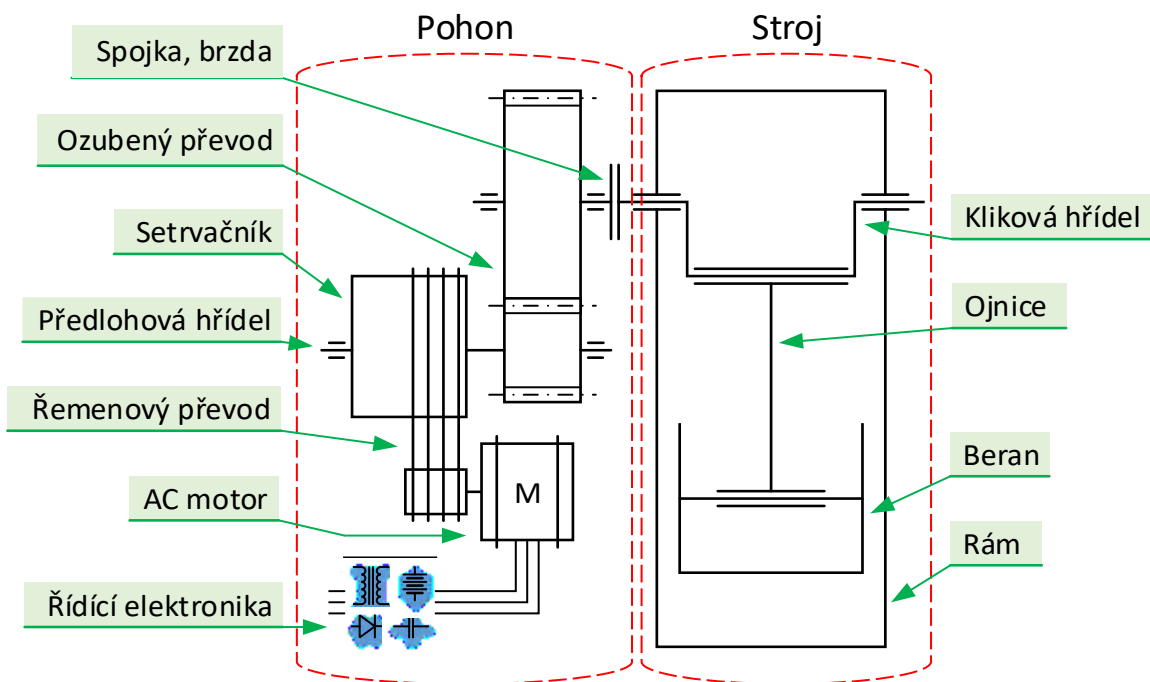
Z tohoto důvodu byly stanoveny následující cíle:

1. Definování pracovního cyklu lisu
2. Definování tvářecí charakteristiky
3. Definování a popis energetické bilance stroje
4. Popis možností pro výpočet energetické bilance
 - Provedení výpočtu variantními způsoby
 - Porovnání jednotlivých způsobů
5. Výběr výpočetního přístupu – simulace
 - Analýza vlivu jednotlivých vlastností stroje na energetickou bilanci
 - Analýza funkce a energetické bilance spojky
6. Analýza získaných výsledků
7. Doporučení pro konstrukční praxi na základě výsledků

3 Mechanický kovací lis

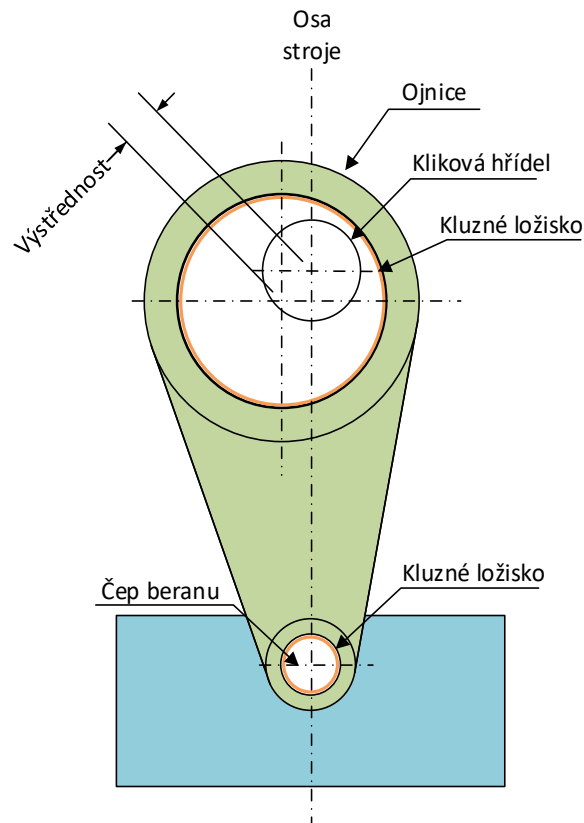
Ve své práci se věnuji popisu energetických toků v tvářecím stroji, konkrétně mechanickém kovacím lisu s klikovým mechanismem (typickým mechanismem). Právě začínající kapitola je věnována jeho popisu.

Mechanický kovací lis je stroj používaný k tvářecím operacím. Kovací lisy jsou určeny pro operace, při nichž dochází k objemovému tváření, čímž se liší od tažných lisů používaných k tváření plechů, tedy k plošnému tváření. Mechanické lisy patří do skupiny tvářecích strojů omezených zdvihem a se silou závislou na poloze výstupního členu - beranu. Teoreticky je možné mechanismem dosáhnout nekonečně velké síly, ale jednotlivé členy mechanismu a stojan musí být schopné tuto sílu přenést. Z toho důvodu se tedy zavádí pojem maximální síly, která značí působení výstupního členu na tvářený materiál, na kterou je stroj dimenzován. Z toho důvodu se tedy zavádí pojem jmenovité síly, která značí sílu působení výstupního členu na tvářený materiál při jmenovitém úhlu pro dlouhodobý provoz stroje. Konstrukce stroje ale musí být dimenzovaná na vyšší, např. dvojnásobnou, sílu pro případ zaklínování. Na následujícím obrázku je uvedeno schéma typického zapojení komponentů lisu do přenosu energie. Lis dělíme na část Strojní a Pohonnou.



Obrázek 1 - Schématický diagram konstrukce klikového lisu (2)

3.1 Klikový mechanismus lisu



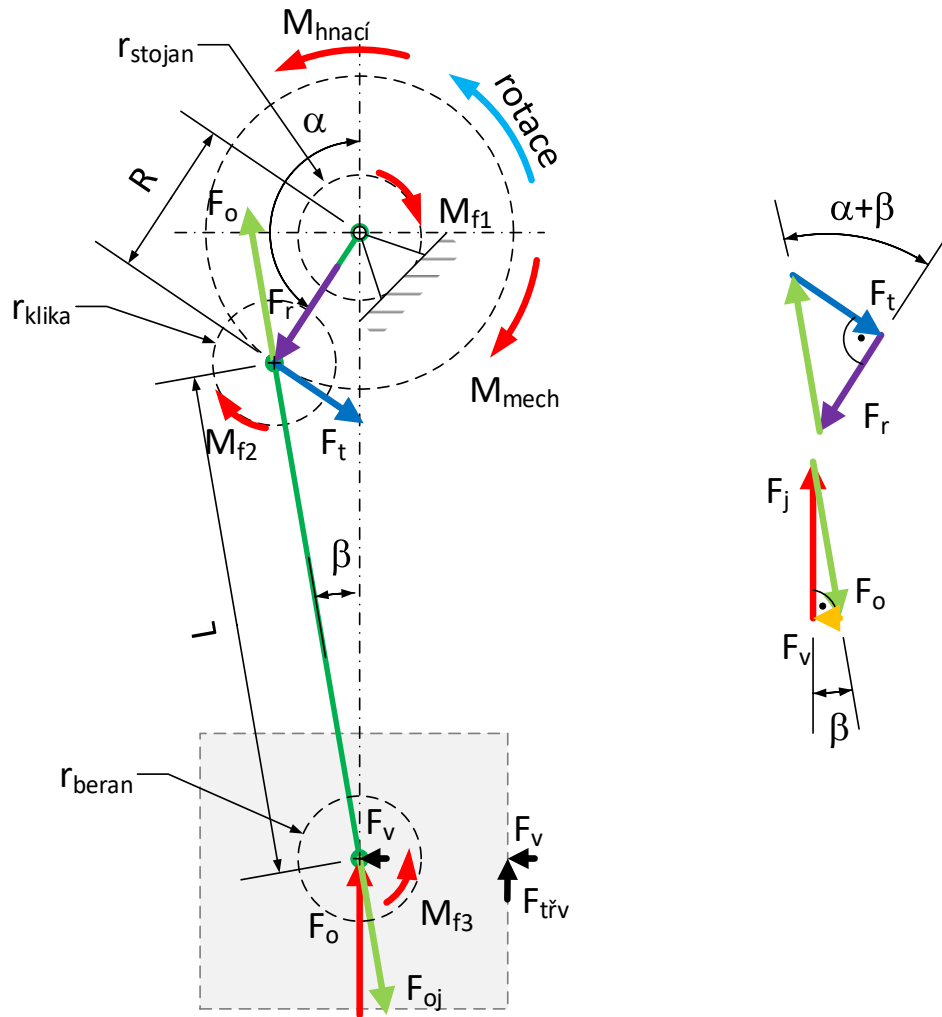
Obrázek 2 - Schéma klikového lisu

Klikové lisy jsou konvenční konstrukce, a tudíž jich je po světě v provozu nejvíce. Princip funkce je všeobecně známý – ojnice převádí rotační pohyb klikové hřídele na lineární pohyb beranu, přičemž sama koná obecný rovinný pohyb. V tomto případě je beran vybaven čepem, okolo kterého se ojnice kývavě natáčí. Alternativou čepu v beranu je ojnice s tlačnýmnosem.

Zvykem v konstrukci mechanických kováčích lisů je odečítat úhel natočení hřídele od dolní úvrati. Ve své práci ale odečítám úhel natočení od horní úvrati. Jelikož pracovní cyklus začíná v horní úvrati, i tam má být začátek odměřování. Jde o změnu, která je výhodnější především pro simulace lisu. Nicméně i historické experimentální měření prováděné výrobcem stroje počítá s nulovým natočením v horní úvrati.

Pro klikový mechanismus je zdvihová funkce následující

$$h = R \cdot \left(1 - \cos \alpha + \frac{R}{L} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{2} \right)$$



Obrázek 3 - Silový rozklad klikového mechanismu lisu

Moment potřebný pro vyvození sály v mechanismu

$$M_{mech} = F_o \cdot \left(\sin \alpha + \frac{R}{2 \cdot L} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) \cdot R$$

Tečná síla je:

$$F_t = F_{oj} \cdot \sin(\alpha + \beta) = F \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

$$F_t = F_o \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha + \tan \beta)$$

Pro malé úhly platí:

$$\tan \beta \cong \sin \beta$$

$$L \cdot \sin \beta = R \cdot \sin \alpha \rightarrow \sin \beta = \frac{R}{L} \cdot \sin \alpha \cong \tan \beta$$

Poté platí:

$$F_t = F_o \cdot \left(\sin \alpha + \frac{R}{2 \cdot L} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right)$$

Třecí moment na čepu v beranu je:

$$M_{f3} = F_o \cdot r_{beran} \cdot f_{\check{c}}$$

Pro správné určení třecí práce vykonané tímto momentem je vhodné jej upravit. Hodnota třecí práce je integrál třecího momentu podle úhlu natočení, ke kterému dochází. V případě tohoto momentu se nejedná o úhel α , ale o úhel β a vzájemný poměr těchto úhlů je R/L. Tímto poměrem můžeme rovnou upravit vztah pro výpočet momentu:

$$M_{f3} = F_o \cdot r_{beran} \cdot \frac{R}{L} \cdot f_{\check{c}}$$

Třecí moment na hřídeli v ojnici:

$$M_{f2} = F_o \cdot r_{klika} \cdot f_{\check{c}}$$

Třecí moment na hřídeli ve stojanu:

$$M_{f1} = F_o \cdot r_{stojan} \cdot f_{\check{c}}$$

Celkový potřebný moment

Celkový točivý moment lze získat součtem ideálního točivého momentu a třecích momentů.

$$M = M_{mech} + M_{f1} + M_{f2} + M_{f3}$$

$$M = F_o \cdot R \cdot \left(\sin \alpha + \frac{R}{2 \cdot L} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) + F_o \cdot f_{\check{c}} \cdot r_{stojan} + F_o \cdot f_{\check{c}} \cdot r_{klika} + F_o \cdot f_{\check{c}} \cdot r_{beran} \cdot \frac{R}{L}$$

$$M = F_o \cdot R \cdot \left(\left(\sin \alpha + \frac{R}{2 \cdot L} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) + f_{\check{c}} \cdot \left(\frac{r_{stojan}}{R} + \frac{r_{klika}}{R} + \frac{r_{beran}}{L} \right) \right)$$

3.1.1 Kovací lis Šmeral LMZ 2500

Kovací lis Šmeral LMZ 2500 je typickým představitelem kovacího lisu a protože jsou mi jeho technická data dostupná, jsou konkrétní výpočty v této práci prováděné právě na něm. Jedná se o mechanický klikový lis pro zápusťkové kování za tepla je vhodný pro výrobu dílů pro automobilový průmysl, stavebnictví a další příbuzné obory. Jmenovitá síla je 25 000 kN, sevření beranu je 910 mm a průchod stojanu 1470 mm. Beran, který je veden vedením tvaru X, lze hydraulicky přestavit o 10 mm. Zdvih beranu je 320 mm s počtem zdvihů 70/min při trvalém chodu. Stroj je poháněn 130 kW motorem a dosahuje hmotnosti 155 tun. Lis má excentrickou hřídel uloženou ve směru zepředu dozadu, tedy kolmo na směr předpokládaného technologického procesu kování.



Obrázek 4 - Příklad výkovků lisu LMZ 2500



Obrázek 5 - Lis Šmeral LMZ 2500

4 Obecné definice základních pojmů mechanických lisů

Abychom mohli co nejlépe provádět energetické bilancování, je třeba jednoznačně a správně definovat hodnoty a veličiny, kterých je používáno při energetickém bilancování.

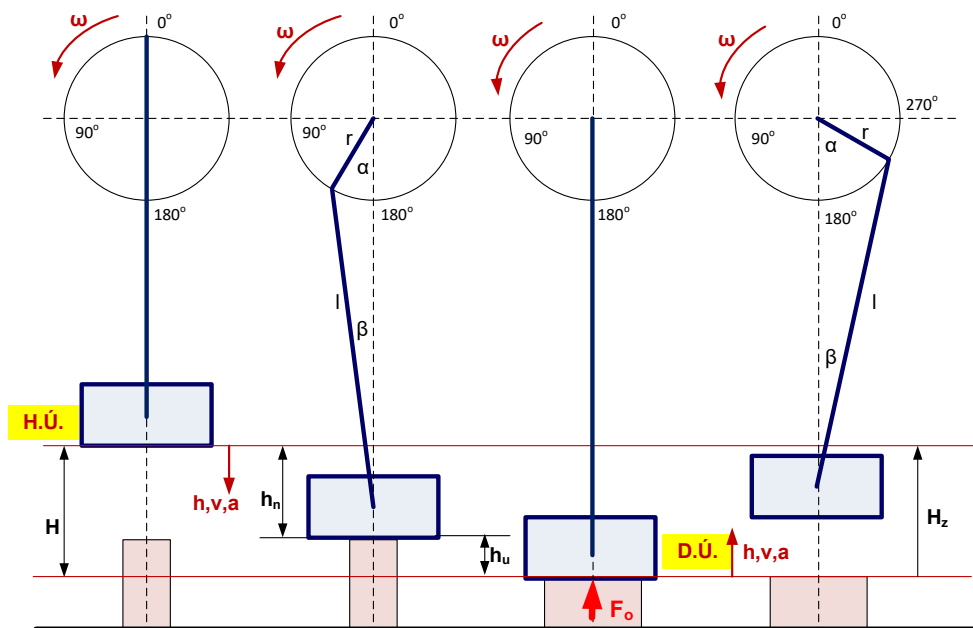
Při prováděném průzkumu se zjistilo, že v odborné komunitě se často pro stejnou věc používá rozličných názvů, a proto jsme považovali za potřebné tyto nesrovnalosti řešit. Využíváme tuto odbornou publikaci k prezentaci našich závěrů a doporučení ohledně definic základních technických pojmů v oblasti tvářecích strojů.

Uvedené definice základních pojmů se týkají především lisů, se zohledněním námi řešených klikových lisů.

Pohon klikového (výstředníkového) lisu je realizován pomocí klikového (výstředníkového) mechanismu. Na stroji je možno od hlavního pohonu realizovat:

- pohyb výstupního členu (obecně beranu, smykadla, pohyblivé traverzy, ...)
- pohyby pomocných mechanismů (např. podávání, upínání polotovaru, vyhazování výrobku, ...)

Pro správný popis chodu stroje je důležité nejprve nadefinovat základní parametry klikového mechanismu (viz Obrázek 6):



Obrázek 6 - Schéma pracovního cyklu u klikového lisu (3)

Kde:

$H. \dot{U}.$... horní úvrať výstupního členu klikového lisu – beranu lisu

$D. \dot{U}.$... dolní úvrať beranu

r ... poloměr kliky klikového mechanismu [m]

l ... délka ojnice klikového mechanismu [m]

h ... obecný zdvih (zdvihová funkce) beranu [m]

v ... rychlost beranu [$m \cdot s^{-1}$]

a ... zrychlení beranu [$m \cdot s^{-2}$]

α ... úhel natočení kliky klikového mechanismu [$^{\circ}$]

β ... úhel natočení ojnice klikového mechanismu [$^{\circ}$]

H ... maximální zdvih beranu [m]

h_n ... zdvih beranu naprázdno (předjíždění beranu k tvářenému polotovaru) [m]

h_u ... pracovní zdvih beranu [m]

H_z ... zpětný zdvih [m]

F_o ... tvářecí síla [N]

H - zdvih beranu

Vzdálenost mezi horní a spodní úvratí výstupního členu stroje. Skládá se ze:

- zdvihu naprázdno h_n (předjetí k tvářenému polotovaru)
- pracovního zdvihu h_u (tváření polotovaru)

Pracovní zdvih

Jedná se o zdvih výstupního členu stroje, kdy dochází k realizaci tváření (výstupní člen překonává tvářecí sílu).

Zdvih naprázdno

Zdvih, při kterém výstupní člen stroje není zatížen tvářecí silou (předjíždění, zpětný zdvih).

Pracovní cyklus

Jedná se o časový interval, ve kterém je na stroji realizována technologická operace. Je dán rozběhem, součtem všech časů realizovaných pohybů jednotlivých komponent stroje (výstupního členu a pomocných mechanismů) nutných pro vykonání příslušné technologické operace a jejich uvedením do výchozí polohy (zastavením mechanismu ve výchozí poloze).

Rozlišujeme trvalý a přerušovaný chod výstupního členu lisu.

- **Trvalý chod** - trvale se opakující (trvalý pohyb výstupního členu stroje)

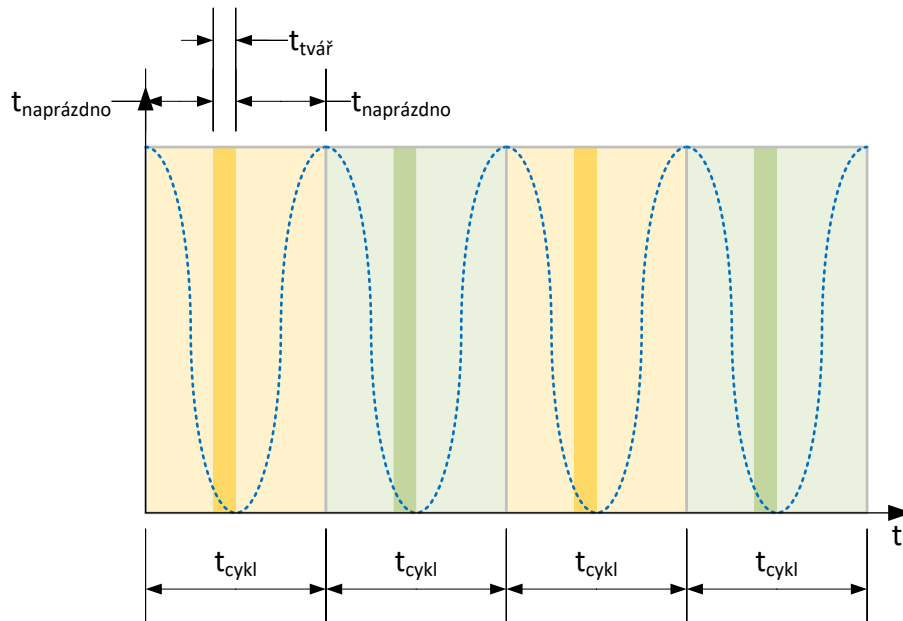
Doba pracovního cyklu:

$$t_{cykl} = t_{tvář} + t_{naprázdno}$$

Kde je:

$t_{tvář}$... čas potřebný k vykonání pracovního zdvihu (realizace příslušné technologické operace – v tvářecí charakteristice se jedná o čas realizace užitečného zdvihu h_u)

$t_{naprázdno}$... čas, po který nedochází k tváření polotovaru (najetí nástroje k polotovaru, návrat nástroje do výchozí polohy)

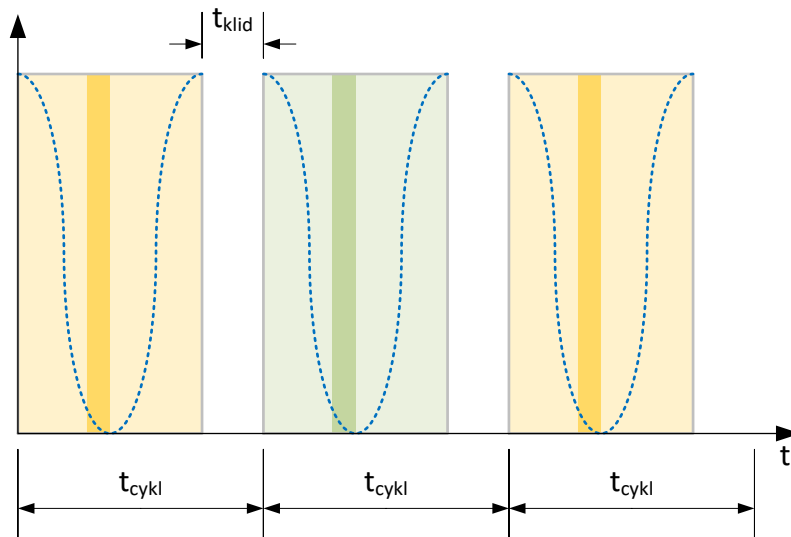


Obrázek 7 - Idealizovaný diagram chodu klikového lisu – trvalý chod (3)

- **Přerušovaný chod** - přerušovaně se opakující (po realizaci pracovního cyklu dojde na určitou dobu k zastavení výstupního členu stroje)

Doba pracovního cyklu:

$$t_{cykl} = t_{tvář} + t_{naprázdno} + t_{klid}$$



Obrázek 8 - Idealizovaný diagram chodu klikového lisu – přerušovaný chod (3)

Kde je:

t_{klid} ... čas klidu výstupního členu stroje

Klidový chod stroje

Je takový chod stroje, kde je stroj připravený vykonat pracovní zdvih (např. akumulátory jsou nabity, setrvačníky se točí), ale výstupní člen stroje je zastaven. V případě klikového lisu se jedná o moment, kdy jsou roztočeny setrvačníky, ale kliková hřídel stroje je spojkou odpojena.

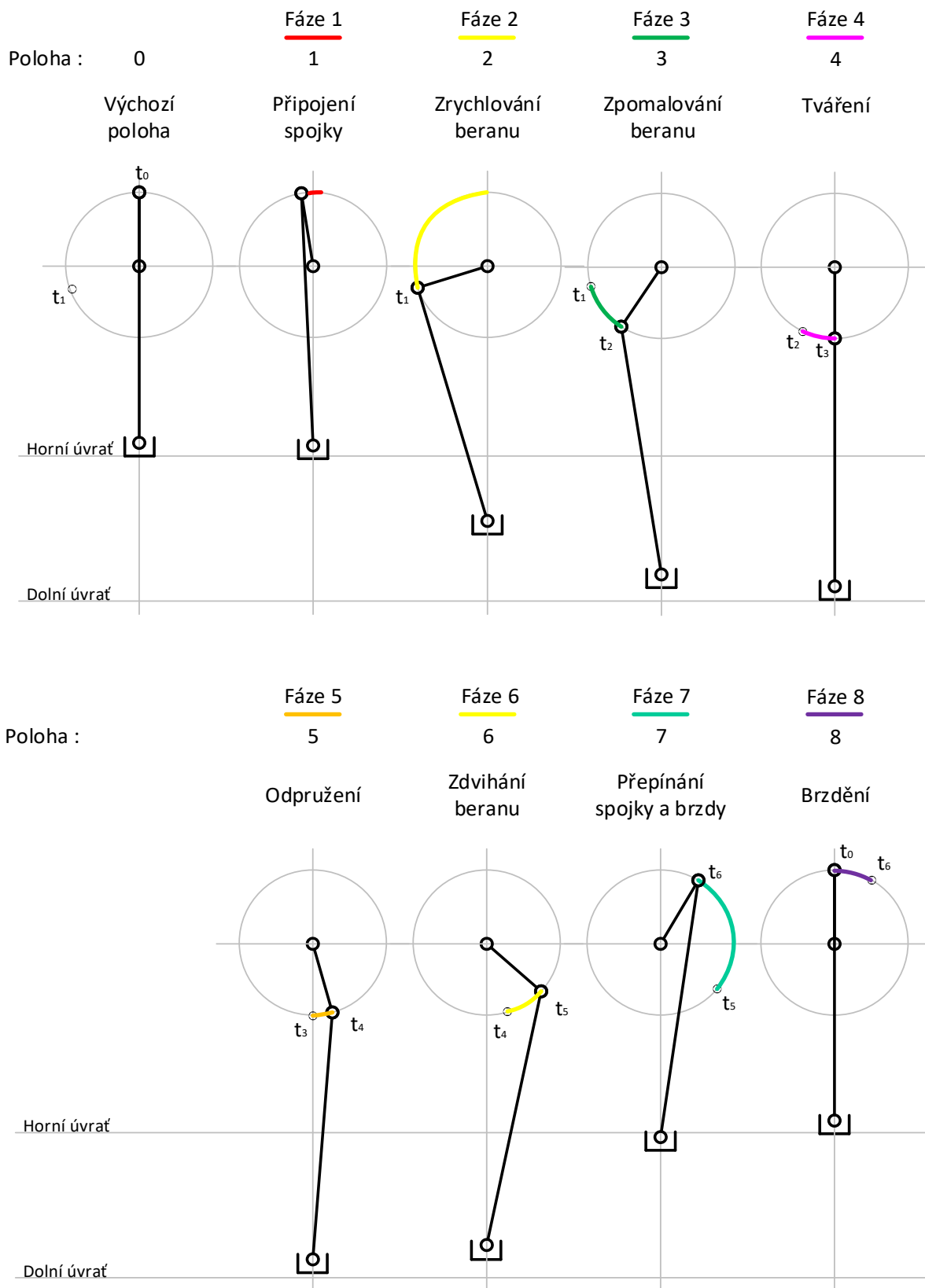
Zpětný chod stroje

Je specifický pro klikové lisu, které jsou konstruovány tak, že se kliková hřídel otáčí pouze jedním směrem. Změna smyslu otáčení klikové hřídele se využívá pouze při nastavování nástroje nebo při rozklínování mechanismu.

4.1 Fáze pracovního cyklu na klikovém lisu

Jednotlivé fáze pracovního cyklu klikového mechanismu jsou popsány polohami klikové hřídele, které jsou uvedeny na předchozím Obrázek 6). Tyto polohy jsou dále vyznačeny na následujícím Obrázek 9, který znázorňuje dráhu, rychlost a zrychlení beranu klikového lisu. Graf byl sestaven za předpokladu konstantní rychlosti otáčení klikové hřídele.

- **Fáze 1:** Probíhá mezi polohou 0 a 1. V této fázi dochází k připojení klikové hřídele s předlohou prostřednictvím spojky. Zde je část energie využita na rozběh klikové hřídele a část energie je zmařena prokluzem spojky.
- **Fáze 2:** Probíhá mezi polohou 1 a 2. V této fázi dochází ke zvyšování rychlosti klikové hřídele a tím i ke zrychlování beranu lisu.
- **Fáze 3:** Probíhá mezi polohou 2 a 3. V této fázi dochází ke zpomalování beranu lisu.
- **Fáze 4:** Probíhá mezi polohou 3 a 4. V této fázi dochází k samotné tvářecí operaci – pracovní zdvih. Na konci této fáze beran dosáhne dolní úvratě.
- **Fáze 5:** Probíhá mezi polohou 4 a 5. V této fázi dochází k odpružení pružných deformací stroje. Na beran po překonání dolní úvratě působí síly vzniklé pružnou deformací stroje a tvářeného polotovaru. V této fázi dochází ke zrychlování beranu lisu při zpětném zdvihu.
- **Fáze 6:** Probíhá mezi polohou 5 a 6. V této fázi na beran již nepůsobí žádné síly vzniklé od tvářecí operace. Beran je zdvihán směrem k horní úvratě. V této fázi dochází ke zrychlování beranu lisu při zpětném zdvihu.
- **Fáze 7:** Probíhá mezi polohou 6 a 7. V této fázi dochází k pohybu beranu směrem k horní úvratě. Na beran působí gravitační síly, které je nutné překonat. Dochází k postupnému vypnutí spojky a zapnutí brzdy (obě operace jsou časově náročné, protože jsou obě zařízení poháněny tlakovým vzduchem – vypuštění tlaku ze spojky a napuštění brzdy).
- **Fáze 8:** Probíhá mezi polohou 7 a 8. V této fázi dochází k brzdění klikové hřídele. Beran se stále vlivem setrvačné energie součástí odpojených od pohonné části pohybuje směrem k horní úvratě. V této fázi je beran zcela zastaven v horní úvratě. Veškerá setrvačná energie odpojených součástí je zmařena.



Obrázek 9 - Fáze pracovního cyklu na klikovém lise (3)

4.2 Zdvih, rychlost a zrychlení beranu klikového lisu

Pro popis klikového lisu je běžně nutné znát hodnoty zdvihu, rychlosti a zrychlení beranu v závislosti na natočení klikové hřídele. Samotná zdvihová funkce klikového mechanismu v závislosti na natočení klikové hřídele je uvedena výše a je následující

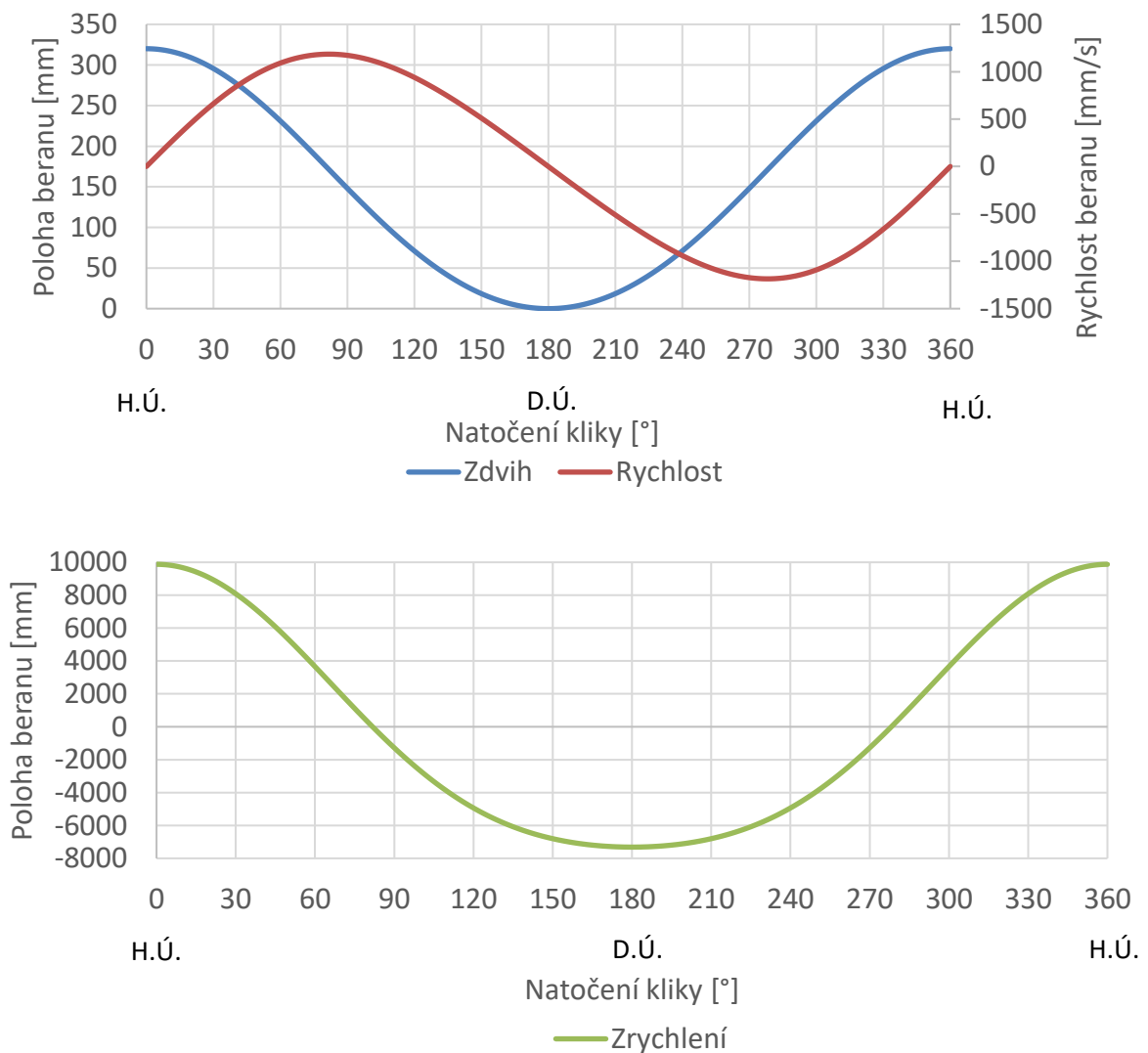
$$h = R \cdot \left(1 - \cos \alpha + \frac{R}{L} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{2} \right)$$

Následně je možno vyjádřit obecnou rychlost a zrychlení na beranu (derivací zdvihové funkce)

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{R}{2 \cdot L} \cdot \sin 2 \cdot \alpha \right)$$

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \alpha + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \cdot \alpha \right)$$

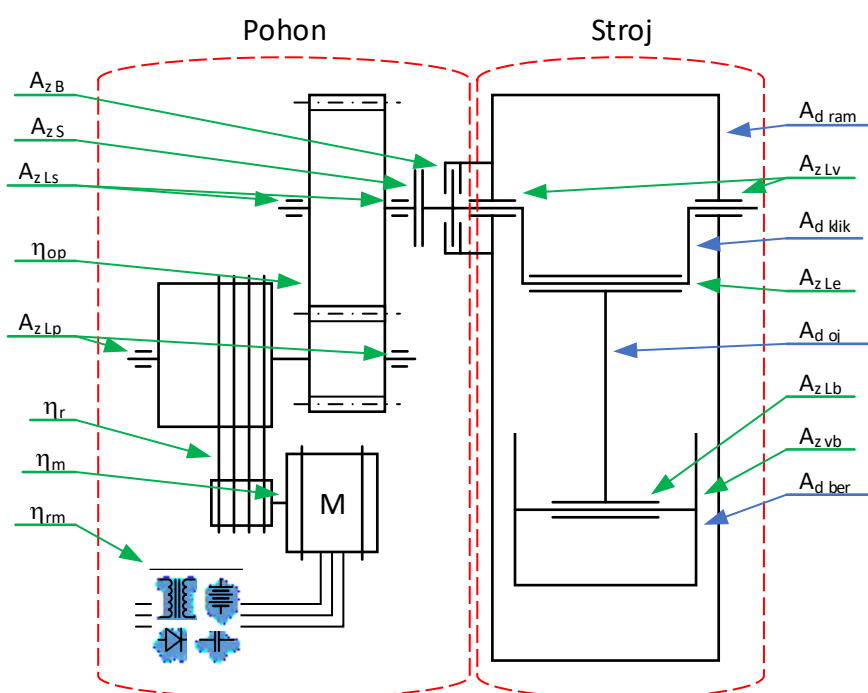
Konkrétní hodnoty pro uvažovaný lis LMZ 2500 jsou uvedeny na následujícím obrázku.



Obrázek 10 - Porovnání zdvihové funkce (nahore), rychlosti (uprostřed) a zrychlení (dole) beranu kulisového a klikového mechanismu stejné nominální síly

5 Popis energetických toků

S výhodou rozdělujeme kovací lis na dvě části: část pohonu a část stroje. Část typického pohonu se skládá z přívodu elektrické energie, motoru, setrvačnicku, spojky a brzdy. Pro dosažení žádaného převodového poměru mezi hřídelí motoru a klikovou hřídelí jsou v pohonu různé převody. Pro menší lisy, s vyššími otáčkami klikové hřídele a menšími výkony, stačí pouze jeden převod a to převod řemenem z řemenice motoru na setrvačnick, který je dále přímo spojen se spojkou. U větších lisů už je zapotřebí vyšší redukce otáček a konstrukce vypadá jako na Obrázek 11. Setrvačnick je stále s motorem spojen řemeny, dále se výkon na spojkou přenáší ozubeným převodem. Díky vyšším otáčkám setrvačnicku oproti otáčkám klikové hřídele, je možné naakumulovat dostatečnou energii při menší hmotnosti setrvačnicku. Ozubený převod je volen kvůli toku vysokých výkonů, které nelze řemenem přenést.



Obrázek 11 – Schéma klikového lisu s vyznačenými místy energetických ztrát

Stroj takto dělíme, protože úprava konstrukce jedné části nutně neovlivňuje funkci a chování části druhé.

5.1 Energetická bilance mechanického kovacího lisu

Technologická operace kování je charakterizována velkými deformacemi tvářeného materiálu, k čemuž je potřeba dosáhnout velkých sil. Je tedy nasnadě, že takový proces vyžaduje značné množství energie, a to navíc v poměrně krátkém časovém úseku. Z toho důvodu je většina tvářecích strojů vybavena akumulátorovým pohonem, v případě mechanických kovacích lisů se jedná o setrvačnick. Tento setrvačnick v sobě musí pojmout dostatek energie na provedení jednoho pracovního cyklu.

Energetická bilance je vyjádřena rovnicí, která bere v potaz veškeré energetické vstupy a výstupy:

$$A_c = A_u + A_z \pm A_d \pm A_g \pm A_a + A_{pm}$$

5.1.1 Celková práce A_c

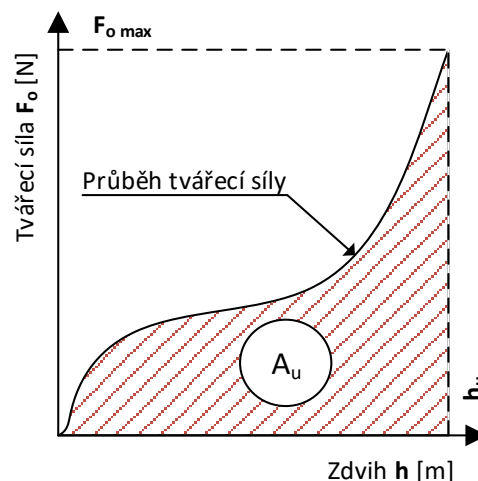
Člen A_c určuje celkovou práci na výstupní hřídeli pohánějícího motoru. Tato práce je třeba k provedení jednoho pracovního cyklu.

5.1.2 Práce užitečná A_u

Jedná se o práci potřebnou pro dosažení deformací tvářeného materiálu. Tato práce je určena technologickou operací a plastickými vlastnostmi materiálu. Je určena plochou pod křivkou závislosti tvářecí síly na zdvihu nástroje. Spočte se dle vzorce:

$$A_u = \int_0^{h_u} F_o(h) \cdot dh = k_v \cdot F_{o \max} \cdot h_u$$

kde k_v představuje koeficient tvářecí charakteristiku, jež určuje technologickou operaci.

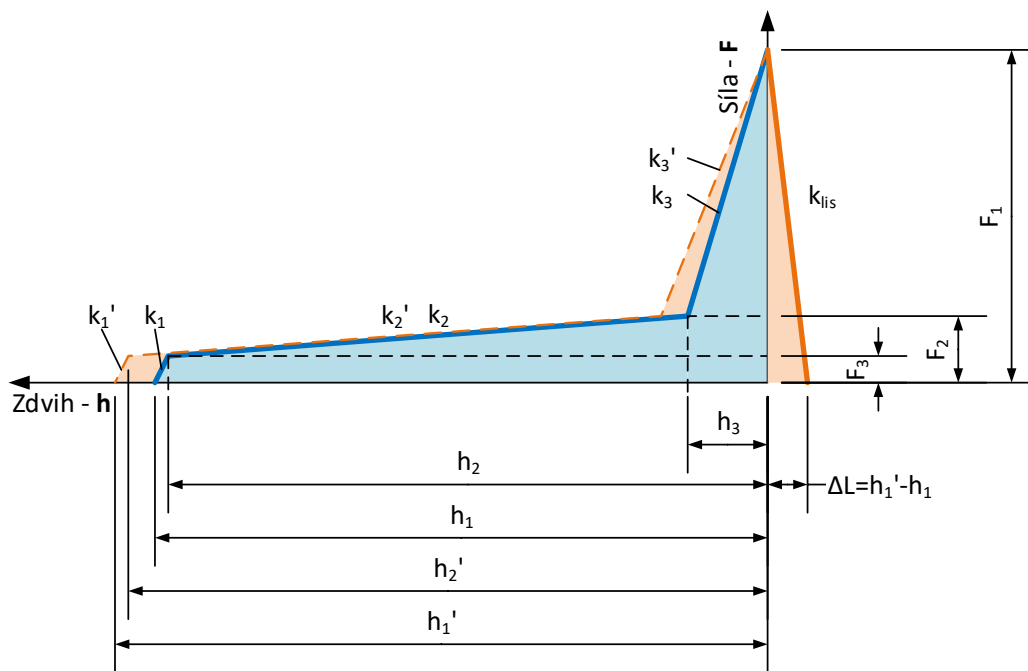


Obrázek 12 – Přibližná tvářecí charakteristika zápustkového kování

Podle literatury (4) lze tvářecí charakteristiku určit třemi úsečkami v diagramu zdvih-síla. Příklad takové charakteristiky je na Obrázek 13. Parametry těchto úseček, tedy zlomové body, jsou odvozeny od zdvihu beranu a jmenovité síly následovně:

- $h_1 = 0,13 \cdot H$
- $h_2 = 0,12 \cdot H$
- $h_3 = 0,01 \cdot H$
- $F_1 = F_j$
- $F_2 = 0,2 \cdot F_j$
- $F_3 = 0,08 \cdot F_j$

Jelikož při tváření dochází k pružné deformaci (natahování) pracovního prostoru stroje, je nutné nastavit chod stroje tak, aby k tváření došlo dříve než podle tvářecí charakteristiky. Rozdíl mezi skutečným a teoretickým počátkem tváření (h_1 a h_1') odpovídá právě deformaci stroje v dolní úvrati. Na schématu charakteristiky je zároveň vidět vliv pružení stroje i po přechodu dolní úvrati.



Obrázek 13 - Vzorová tvářecí charakteristika (zjednodušený průběh tvářecí charakteristiky zápustkového kování - modrá) a vliv pružení stroje (oranžová)

Velikost užitečné práce dále závisí na přetvárném odporu. Ten je ovlivněn více faktory, jedním z nich je přetvárná pevnost, která výrazně klesá s rostoucí teplotou. Následující tabulka obsahuje data přetvárné pevnosti v závislosti na různých teplotách pro tři materiály o různých pevnostech za studena. Lze si všimnout 6násobného poklesu pevnosti u materiálu s $\sigma_t = 400 \text{ MPa}$ a 10násobného poklesu u materiálu s $\sigma_t = 800 \text{ MPa}$. (5)

Tabulka 1 - Závislost přetvárné pevnosti na teplotě výkovku (5)

Pevnost materiálu za studena σ_t [Mpa]	Přetvárná pevnost ohřátého materiálu σ_b [MPa]						
	600 °C	700 °C	800 °C	900 °C	1000 °C	1100 °C	1200 °C
400	120	85	65	45	30	25	20
600	250	150	110	75	55	35	25
800	376	250	165	110	75	50	35

5.1.3 Ztrátová práce A_z

Jedná se o práci, která je potřeba k překonání všech třecích odporů. Mnoho energie disipuje v kluzných uloženíh hřídele, beranu, či čepech. Dalším místem, kde dochází ke ztrátě třením, je spojka, v níž se ztrácí energie vlivem prokluzu při rozhýbávání celého mechanismu. Obecně ji lze vyjádřit jako násobek celkové práce:

$$A_z = \xi \cdot A_c$$

kde ξ ... ztrátový součinitel, který je menší než 1.

Pozn.: Protože cílem výrobců a provozovatelů strojů je dosažení co nejvyšší účinnosti, je z mého pohledu „obecné“ stanovení ztrátové energie nedostatečné. Má disertační práce je věnována přesnému vyčíslení této práce a hledání možných úspor.

V mé práci vyjadřuji ztrátovou práci mechanismu lisu pomocí třecí práce každého z třecích momentů působících v kluzných ložiskách čepových součástí.

5.1.4 Práce pružných deformací A_d

Jedná se o práci spotřebovanou pružnými deformacemi všech částí stroje. Podstatnou složku tvoří deformační práce pracovního prostoru stroje.

$A_d = 0$ za předpokladu absolutně tuhého stroje

$A_d > 0$ akumulace práce do jednotlivých zatížených členů

$A_d < 0$ uvolnění práce z jednotlivých zatížených členů – část se vrací zpět do pracovního cyklu, část disipuje formou tepla, hluku či chvění.

Práce pružných deformací se akumuluje v deformacích částí stroje, které obecně značíme za deformaci pracovního prostoru stroje podle vzorce:

$$A_d = \frac{1}{2} \cdot F_o \cdot y_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{k_c}$$

kde y_c ... celková deformace pracovního prostoru stroje [m]

k_c ... celková tuhost pracovního prostoru stroje [N/m]

Na Obrázek 13 je deformační energie znázorněna oranžovými plochami

5.1.5 Práce tíhových sil A_g

Jedná se o práci všech tíhových sil členů mechanismu.

5.1.6 Práce dynamických sil A_a

Jedná se o práci dynamických sil a momentů vznikajících v jednotlivých pohyblivých členech pohonu. Tyto síly a momenty vznikají v důsledku změn kinetických energií členů v případě rozběhu, brzdění apod. Tuto práci je nutné stroji dodat aby mohlo dojít při rozběhu k urychlení všech členů.

5.1.7 Práce pomocných mechanismů A_{pm}

Jedná se o další práce, které je možné zahrnout do návrhu stroje. Jedná se o práce podavače výkovků, vyhazovačů, vyvažovačů a dalších pomocných mechanismů. U starších strojů byly tyto mechanismy poháněny od hlavního pohonu stroje, moderní lisy mají vyhazovače apod. s vlastním pohonem.

Předpoklady energetické bilance pro jeden uzavřený pracovní cyklus

- Práce A_a a A_g se uvažují v rámci jednoho pracovního cyklu za nulové

Za těchto předpokladů, které uvažuje dosavadní model energetické bilance, je celková práce potřebná k vykonání jednoho pracovního cyklu:

$$A_c = A_u + A_z + A_d$$

Díky využití software pro dynamické simulace je možné tento model rozšířit i o práce A_a a A_g , které chování mechanismu skutečně ovlivňují. Rovnice celkové práce se tedy změní takto:

$$A_c = A_u + A_z + A_d + A_a + A_g$$

6 Možnosti stanovení ztrátové práce A_z

Následující hodnoty prací jsou stanoveny pro lis LMZ 2500 blíže popsany dříve a technologii zápusťkového kování, opět dříve popsanou. Výsledkem pro každý přístup je především třecí práce třecích momentů M_{f1} až M_{f3} označené jako A_{f1} až A_{f3} . Třecí práce je rovna integrálu daného momentu podle úhlu natočení v příslušných mezích. V případě této práce je to úhel natočení α .

6.1 Empirický přístup

Historický způsob návrhu mechanického kovacího lisu v Českých zemích vychází ze zkušeností získaných během desetiletí výroby a provozu těchto strojů. Všechny práce se odvozují jako část práce užitečné, výjimkou jsou práce spotřebované deformacemi stroje a nástrojů.

6.1.1 Třecí práce empiricky – dle Rudolfa (6)

Podle dostupných zdrojů (6) je třecí práce rovna $0,8 \div 1$ násobku práce užitečné. Je důležité zmínit, že dostupné zdroje uvádí hodnoty pouze pro stroje s pružným stojanem.

$$A_z = (0,8 \div 1) \cdot A_u = \frac{1}{0,8} \cdot 224 = \frac{224}{179} \text{ kJ}$$

Tabulka 2 – Výsledky empirického přístupu

	A_u	A_{f1}	A_{f2}	A_{f3}	A_z
	kJ				
Empirický výpočet	224	n/a	n/a	n/a	$(179 \div 224)$

6.2 Analytický přístup

Dalším krokem vpřed k zpřesnění výpočtů energetických ztrát v mechanických lisech je přechod od empirických odhadů k analytickým výpočtům. V této kapitole je popsáno, k jakým výpočtům lze použít tak základní nástroj jako je Microsoft Excel, a jaké možnosti skýtá použití silnějšího nástroje, kterým je MATLAB.

6.2.1 Energetické ztráty v mechanismu lisu - Excel

S pomocí programu Excel je možné jednoduše a rychle aplikovat rovnice jednotlivých třecích momentů ze silového rozkladu mechanismu lisu LMZ 2500 z kapitoly 3.1. Následující výpočet vynechává člen $A_{z\text{ vb}}$ (viz. Obrázek 11), jehož velikost je zanedbatelná. Neznámými veličinami jsou v těchto rovnicích pouze úhel natočení α a odporová síla F_o . Při výpočtu dochází k dosazování hodnot úhlu po dostatečně malých krocích a tomu odpovídající odporové síle podle tvářecí charakteristiky. Celkem se tedy každá rovnice počítá tolikrát, kolik je zvoleno kroků, inkrementů, úhlu natočení. Nemá smysl zadávat úhly, při kterých nedochází k tváření polotovaru.

Průběh odporové síly v závislosti na zdvihu odpovídá tvářecí charakteristice zobrazené na Obrázek 13 pro následující body zlomu

Tabulka 3 – Tvářecí charakteristika zápusťkového kování (bez vlivu pružení lisu)

Zdvih [mm]		Úhel natočení [deg]		Síla [MN]	
h_1	45	α_1	42,67	F_1	2,5
h_2	41	α_2	40,64	F_2	6
h_3	4	α_3	12,45	F_3	25

Pro připomenutí, k výpočtu třecích ztrátových momentů je využito následujících vzorců, popisujících celkový potřebný moment pro uskutečnění tvářecí technologie

$$M_{hnací} = M_{mech} + M_{f1} + M_{f2} + M_{f3}$$

$$M = F_o \cdot R \cdot \sin \alpha + F_o \cdot f \cdot R \cdot \cos \alpha + F_o \cdot r_{stojan} \cdot f_{\check{c}} + F_o \cdot r_{kulisa} \cdot f_{\check{c}}$$

$$M = F_o [R \cdot (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha) + f_{\check{c}} \cdot (r_{stojan} + r_{kulisa})]$$

Celkový třecí moment

$$M_f = \sum_i^n M_{f1_i} + M_{f2_i} + M_{f3_i}$$

Třecí práce hřídel-stojan

$$A_{f1} = \sum_i^n \frac{(M_{f1_i} + M_{f1_{i-1}})}{2} \cdot (\alpha_{i-1} - \alpha_i)$$

Třecí práce hřídel-ojnice

$$A_{f2} = \sum_i^n \frac{(M_{f2_i} + M_{f2_{i-1}})}{2} \cdot (\alpha_{i-1} - \alpha_i)$$

Třecí práce ojnice-beran

$$A_{f3} = \sum_i^n \frac{(M_{f3_i} + M_{f3_{i-1}})}{2} \cdot (\alpha_{i-1} - \alpha_i)$$

kde n je počet kroků.

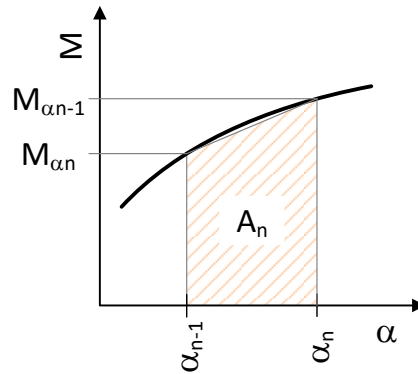
Mechanická práce momentu síly při proměnném momentu odpovídá následujícímu integrálu

$$A = \int_0^\alpha M \cdot d\alpha$$

Předchozí formulace výpočtu třecích prací je aplikace obdélníkové metody numerické integrace funkce. V těchto případech se jedná o funkci třecích momentů v závislosti na úhlu natočení excentrické hřídele. Tato metoda dostatečně přesně získá plochu pod křivkou této funkce, části obdélníků nad křivkou funkce vykompenzují chybějící části obdélníků pod křivkou.

Počáteční podmínky:

- Mechanismus s tuhými tělesy
- Rychlost otáčení hřídele – konstantní
- Dynamické účinky – neuvažované
- Tíhové zrychlení – neuvažováno
- Vyvažování beranu – zanedbáno

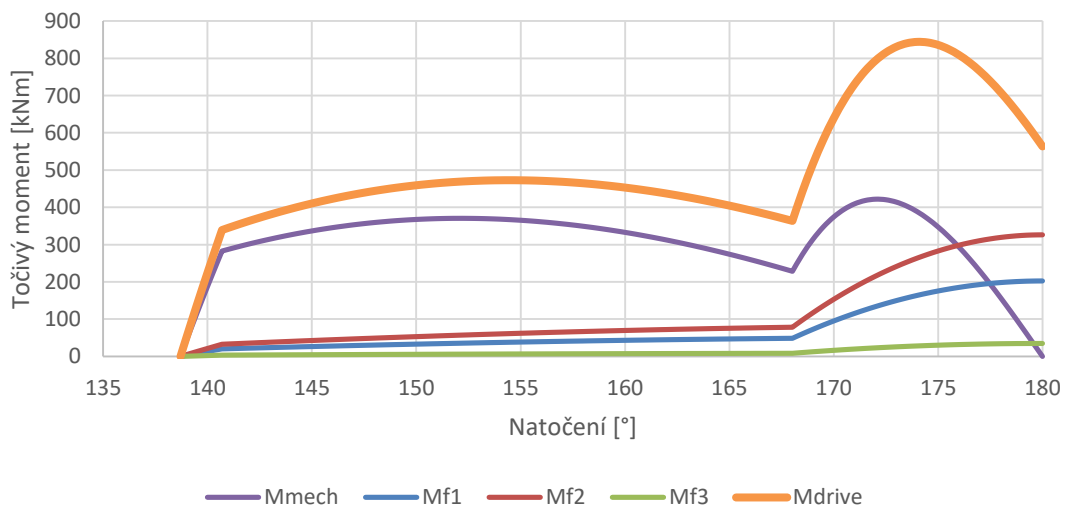


Obrázek 14 - Princip numerické integrace funkce lichoběžníkovou metodou (7)

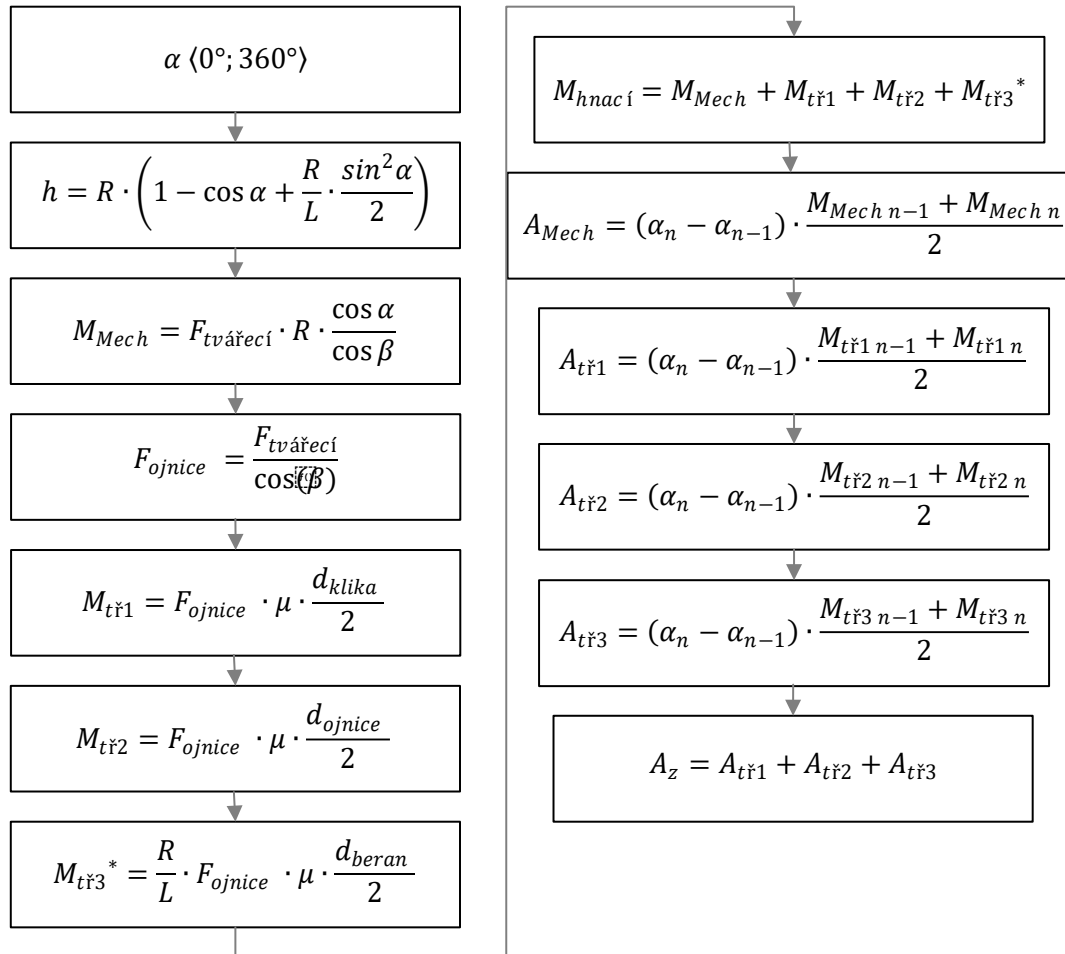
Výsledkem předchozích rovnic a metod integrace je třecí práce a práce hnacího momentu. Tyto hodnoty jsou zapsané v následující tabulce. Momenty, ze kterých jsou tyto práce vypočtené, jsou vykresleny v závislosti na čase v grafu na Obrázek 15.

Tabulka 4 - Výsledky výpočtu ztrátové třecí práce lisu LMZ 2500

	A_u	A_{f1}	A_{f2}	A_{f3}	ΣA_f
	kJ				
LMZ 2500 - Výpočet v Excelu	224	49,5	79,7	8,49	137,7



Obrázek 15 – Průběh momentů v závislosti na natočení hřídele



Obrázek 16 - Vývojový diagram výpočtu třecí práce

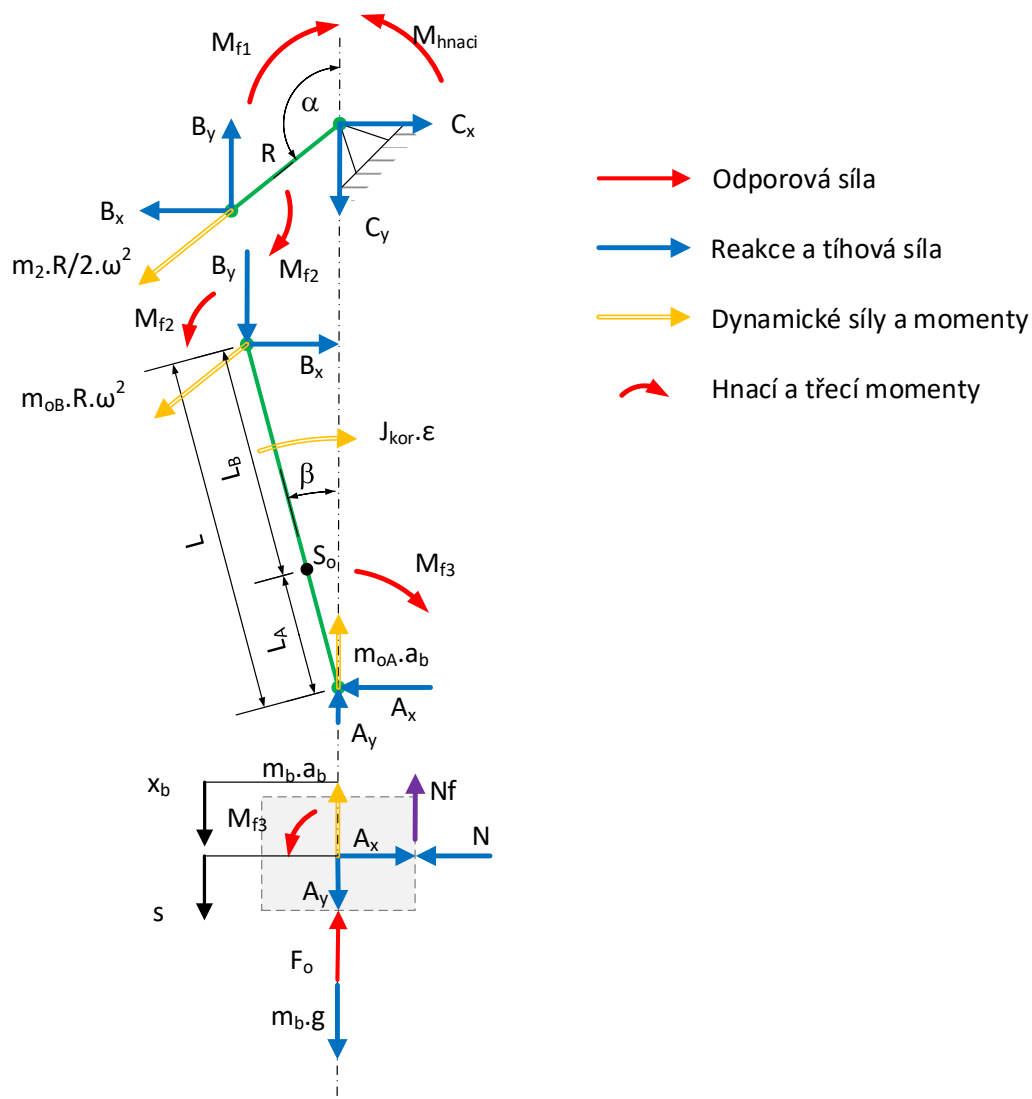
		Záputkové kování															
natočení °	zdvih mm	Tvářecí síla MN	4.3	M _l	A _u	M _s	A _{zs}	M _k	A _{zk}	M _ř	A _{řf}	M _c	A _c	A _d	M _z	A _z	
				kNm	kJ	kNm	kJ	kNm	kJ	kNm	kJ	kNm	kJ	kNm	kJ	kNm	kJ
45.1	50	134.901															
44.6	49	135.379															
44.1	48	135.861															
43.7	47	136.347															
43.2	46	136.837															
42.7	45	137.332	0.000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42.2	44	137.832	0.625	71.32671	0.311007	5.4375	0.023709	8.71875	0.038016	2.3625	0.010301	87.84546	0.383034		16.51875		
41.7	43	138.336	1.250	141.2611	0.935961	10.875	0.071819	17.4375	0.115158	4.7625	0.031369	174.3361	1.154308		33.075		
41.2	42	138.846	1.875	209.7655	1.560914	16.3125	0.120895	26.15625	0.193849	7.2	0.053194	259.4342	1.928852		49.66875		
40.6	41	139.361	2.500	276.8009	2.185864	21.75	0.170993	34.875	0.274178	9.675	0.07581	343.1009	2.706846		66.3		
40.6	41	139.361	2.500	276.8009	0	21.75	0	34.875	0	9.675	0	343.1009	0		66.3		
40.1	40	139.881	2.595	284.2236	2.547027	22.57297	0.201224	36.19459	0.322653	10.11892	0.089864	353.1101	3.160768		68.88649		
39.6	39	140.407	2.689	291.3647	2.641613	23.39595	0.21097	37.51419	0.33828	10.56851	0.094943	362.8433	3.285807		71.47865		
39.1	38	140.939	2.784	298.2159	2.736199	24.21892	0.220977	38.83378	0.354325	11.02378	0.100208	372.2924	3.411709		74.07649		
38.5	37	141.477	2.878	304.7685	2.830784	25.04189	0.231261	40.15338	0.370815	11.48473	0.105669	381.4485	3.538529		76.68		
38.0	36	142.021	2.973	311.0133	2.925369	25.86486	0.241841	41.47297	0.387779	11.95135	0.111337	390.3025	3.666325		79.28919		
37.4	35	142.572	3.068	316.9407	3.019953	26.68784	0.252736	42.79257	0.405249	12.42365	0.117224	398.8448	3.795162		81.90405		
36.9	34	143.130	3.162	322.5405	3.114536	27.51081	0.26397	44.11216	0.423262	12.90162	0.123344	407.0651	3.925112		84.52459		
36.3	33	143.696	3.257	327.8019	3.209119	28.33378	0.275566	45.43176	0.441855	13.38527	0.129713	414.9527	4.056252		87.15081		
35.7	32	144.269	3.351	332.7134	3.303701	29.15676	0.287551	46.75135	0.461072	13.87459	0.136346	422.4961	4.18867		89.7827		
35.2	31	144.850	3.446	337.2629	3.398282	29.97973	0.299955	48.07095	0.480962	14.36959	0.143261	429.6832	4.32246		92.42027		
34.6	30	145.440	3.541	341.4374	3.492863	30.8027	0.312811	49.39054	0.501576	14.87027	0.15048	436.5009	4.457729		95.06351		
34.0	29	146.038	3.635	345.223	3.587442	31.62568	0.326156	50.71014	0.522974	15.37662	0.158024	442.9355	4.594596		97.71243		
33.4	28	146.646	3.730	348.6051	3.682021	32.44865	0.340031	52.02973	0.545222	15.88865	0.165919	448.9721	4.733193		100.367		
32.7	27	147.265	3.824	351.5675	3.776598	33.27162	0.354483	53.34932	0.568395	16.40635	0.174193	454.5948	4.873669		103.0273		
32.1	26	147.893	3.919	354.0934	3.871174	34.09459	0.369563	54.66892	0.592576	16.92973	0.182878	459.7866	5.016191		105.6932		
31.5	25	148.533	4.014	356.164	3.965749	34.91757	0.385332	55.98851	0.61786	17.45878	0.19201	464.5289	5.16095		108.3649		
30.8	24	149.185	4.108	357.7594	4.060322	35.74054	0.401856	57.30811	0.644356	17.99351	0.201629	468.8015	5.308163		111.0422		
30.2	23	149.849	4.203	358.8577	4.154893	36.56351	0.419214	58.6277	0.672187	18.53392	0.211783	472.5828	5.458077		113.7251		
29.5	22	150.527	4.297	359.4349	4.249462	37.38649	0.437493	59.9473	0.701497	19.08	0.222526	475.8487	5.610978		116.4138		

Obrázek 17 – Ukázka výpočetní tabulky pro vyšetření mechanismu kulisového lisu metodou uvolňování

6.2.2 Energetické ztráty v mechanismu lisu LMZ 2500 - MATLAB

Rozložení jednoho pracovního cyklu na dostatečné množství kroků umožňuje vyšetřit pohyb při využití silového rozkladu na klikovém mechanismu. Jedná se vlastně o metodu uvolňování, která je velice univerzální, vhodná pro mechanismy s neomezeným počtem stupňů volnosti a umožňuje zahrnout i třecí odpory proti pohybu. Touto metodou je tedy možné vypočítat i reakční síly ve vazbách. (8)

Metoda uvolňování spočívá v hledání silové a momentové rovnováhy mechanismu pro každý jednotlivý krok výpočtu. Myšlenými řezy uvolníme ve vazbách jednotlivá tělesa (popřípadě i skupiny těles) za současného připojení reakčních účinků podle druhu uvolněné vazby. Podle D'Alembertova principu a principu uvolňování (myšleného řezu) vnější a setrvačné silové účinky působící na uvolněnou část soustavy musí tvořit rovnovážnou soustavu sil, přičemž za vnější síly pokládáme také reakce přenášené přerušnými kinematickými vazbami. Z matematického hlediska dostáváme soustavu algebraicko–diferenciálních rovnic. Přidáním pasivních účinků se tato soustava stane nelineární, jednoduše ji lze vyřešit řešičem *fsolve*.



Obrázek 18 - Myšlené řezy mechanismu klikového lisu

Výstupem řešení klikového mechanismu pro danou úhlovou rychlost klikové hřídele a pro danou odporovou sílu je vektor následujících sil a momentu

Tabulka 5 - Vektor hledaných neznámých

$N = x(1)$	$B_y = x(5)$
$A_x = x(2)$	$C_x = x(6)$
$A_y = x(3)$	$C_y = x(7)$
$B_x = x(4)$	$M = x(8)$

Dále se složí následujících 8 rovnic udávajících podmínky rovnováhy uvolněných členů. Označení jednotlivých sil a momentu se zamění za označení pozice v předchozím vektoru, tedy $x(1)$ až $x(8)$.

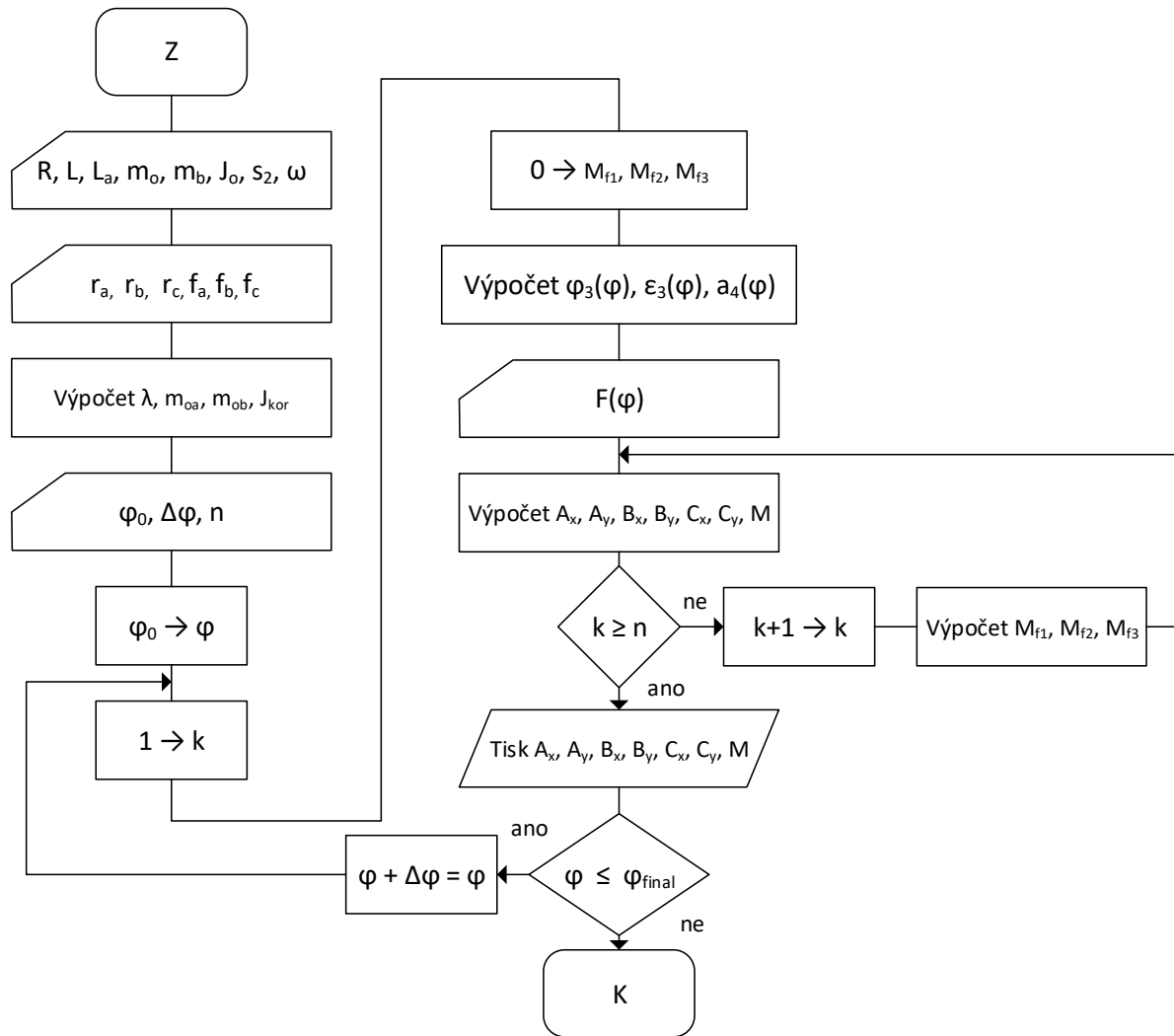
Tabulka 6 - Soustava rovnic

$F(1) = A_x - N = x(2) - x(1)$
$F(2) = F_o - m_b g + m_b a_b + fN - A_y = F_o - m_b g + m_b a_b + f x(1) - x(3)$
$F(3) = A_x L \cdot \cos\beta - (A_y + m_{oA} a_b) L \cdot \sin\beta + J_{kor} \varepsilon + M_{f3} - M_{f2}$ $= x(2) L \cdot \cos\beta - (x(3) + m_{oA} a_b) L \cdot \sin\beta + J_{kor} \varepsilon + M_{f3} - M_{f2}$
$F(4) = A_x + m_{oB} R \omega^2 \cdot \sin\alpha - B_x = x(2) + m_{oB} R \omega^2 \cdot \sin\alpha - x(4)$
$F(5) = A_y + m_{oA} a_b + m_{oB} R \omega^2 \cdot \cos\alpha - B_y = x(3) + m_{oA} a_b + m_{oB} R \omega^2 \cdot \cos\alpha - x(5)$
$F(6) = -B_x R \cdot \cos\alpha + B_y R \cdot \sin\alpha + M_{f1} - M_{f2} - M$ $= -x(4) R \cdot \cos\alpha + x(5) R \cdot \sin\alpha + M_{f1} - M_{f2} - x(8)$
$F(7) = B_x + \frac{1}{2} m_2 R \omega^2 \cdot \sin\alpha - C_x = x(4) + \frac{1}{2} m_2 R \omega^2 \cdot \sin\alpha - x(6)$
$F(8) = B_y + \frac{1}{2} m_2 R \omega^2 \cdot \cos\alpha - C_y = x(5) + \frac{1}{2} m_2 R \omega^2 \cdot \cos\alpha - x(7)$

Kromě hledaných neznámých se v předchozích rovnicích vyskytují následující členy udávající geometrii mechanismu, hmotnosti jednotlivých členů a rychlosti a zrychlení jejich pohybů.

Tabulka 7 – Popis dosud nezmíněných veličin vystupujících v rovnicích mechanismu

m_b	Hmotnost beranu
a_b	Zrychlení beranu
m_{oA}	Hmotnost bodu nahrazujícího ojnici v místě A
m_{oB}	Hmotnost bodu nahrazujícího ojnici v místě B
J_{kor}	Korekční moment setrvačnosti ojnice
ε	Úhlové zrychlení relativního rotačního pohybu ojnice
ω	Úhlová rychlost klikové hřídele
β	Úhel odklonu ojnice



Obrázek 19 - Vývojový diagram výpočtu mechanismu lisu (8)

Řešič nelineárních soustav rovnic následně řeší následující problém soustavy (matice) rovnic F závislých na vektoru neznámých x

$$F(x) = 0$$

Z toho důvodu musí být všechny jednotlivé řádky soustavy rovnic z Tabulka 6 vyjádřen jako roven nule, tzn. všechny vstupní i výstupní veličiny jsou na stejné straně. Příkaz provádějící řešení soustavy je následující.

```
x = fsolve(@(x) rovnice(x, alfa(1,i), Fo(1,i)), x0);
```

Tento příkaz říká, že vektor x je výstupem řešiče *fsolve*, který zpracovává rovnice ze souboru *rovnice* pro úhel natočení *alfa* a odporovou sílu F_o s vektorem prvotních odhadů řešení x_0 . V programu použitém pro výpočet mechanismu pro část zdvihu, kdy dochází k tváření, je řešič *fsolve* volán v cyklu *for* tolikrát, kolik výpočetních kroků je třeba, tedy v tomto případě 451krát. Jednotlivým krokům úhlu *alfa* odpovídá konkrétní hodnota odporové síly podle tvářecí charakteristiky dané Tabulka 3. Vektor prvotních odhadů řešení je jednotkový vektor o stejné délce jako vektor hledaných hodnot x .

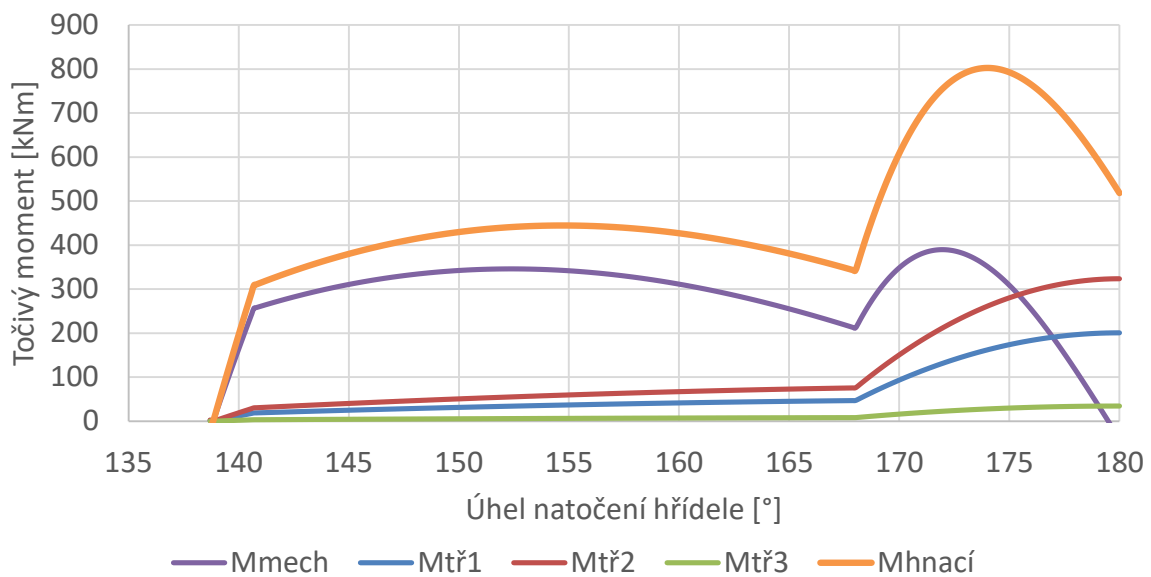
Z výsledných hodnot, konkrétně ze sil působících na čepy, je možné vyjádřit momenty čepového tření, tedy momenty M_{f1}, M_{f2}, M_{f3} , následujícím vzorcem v obecném zápisu

$$M_{\zeta} = r_{\zeta} f_{\zeta} \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Nakonec se numerickou integrací funkce obdélníkovou metodou dle Obrázek 14 vypočte třecí práce každého třecího momentu.

Tabulka 8 - Výsledky výpočtu ztrátové třecí práce lisu LMZ2500

	A _u	A _{f1}	A _{f2}	A _{f3}	ΣA _f
	kJ				
Výpočet v MATLABu	224	47,5	77,1	8,3	132,9



Obrázek 20 - Průběh třecích momentů lisu LMZ2500

Počáteční podmínky:

- Mechanismus s tuhými tělesy
- Rychlost otáčení hřídele – konstantní
- Dynamické účinky – uvažované
- Tíhové zrychlení – uvažováno
- Vyvažování beranu – zanedbáno

```
function F = rovnice(x, alfa, Fo)
% Definice hledanych promennych
N = x(1);
Ax = x(2);
Ay = x(3);
Bx = x(4);
By = x(5);
Cx = x(6);
Cy = x(7);
M = x(8);

% Definice konstant
g = 9.81;
L = 1.07;
La = 0.616;
Lb = L-La;

m2 = 2268;
m3 = 3617.8;
mb = 25144;
moa = m3*(Lb/L);
mob = m3*(La/L);

J3 = 3099.2;
Jkor = J3-m3*La*Lb;
R = 0.160;
lam = R/L;
n = 70;
omega = (pi*n)/30;
s2 = R/2;

ra = 0.310;
rb = 0.435;
rc = 0.270;
f = 0.03;

% Vypocet rychlosti a uhlu ojnice
eps = omega^2*(lam*(lam^2-1)*sind(alfa))/(1-lam^2*sind(alfa)^2)^(3/2);
ab = omega^2*(cosd(alfa)-lam*(cosd(alfa)^2+lam^2*sind(alfa)^4)/(1-lam^2*sind(alfa)^2));
beta = asind(lam*sind(alfa));

% Vypocet cepovych momentu
Mb = f*ra*sqrt(Ax^2+Ay^2); %beran
Mho = f*rb*sqrt(Bx^2+By^2);%hridel-ojnice
Ms = f*rc*sqrt(Cx^2+Cy^2); %stojan

% Definice rovnic
F = zeros (8,1);
F(1) = Ax-N;
F(2) = Fo-mb*g+mb*ab+f*N-Ay;
F(3) = Ax*L*cosd(beta) - (Ay+moa*ab) *L*sind(beta) +Jkor*eps+Mb-Mho;
F(4) = Ax+mob*R*omega^2*sind(alfa)-Bx;
F(5) = Ay+moa*ab+mob*R*omega^2*cosd(alfa)-By;
F(6) = -Bx*R*cosd(alfa)+By*R*sind(alfa)-Mho+Ms-M;
F(7) = Bx+m2*s2*omega^2*sind(alfa)-Cx;
F(8) = By+m2*s2*omega^2*cosd(alfa)-Cy;
end
```

Obrázek 21 – Soustava nelineárních algebraických rovnic

```

% Naplnění pole hodnotami zdvihu od 45 mm do 0mm po kroku 0.1mm
hb = zeros(1,451);      % Alokování pole velikosti (1,451)
for i = 1:451
    hb(1,i)=294.9+0.1*i;
end

% Definice pole tvarecí síly v závislosti na zdvihu
Fo = zeros(1,451);      % Alokování pole velikosti (1,451)
% Naplnění pole hodnotami Fth pro interval 45 - 41 mm před dolní uvratí
for i = 1:41
    Fo(1,i)=(2500000/40)*(i-1);
end
% Naplnění pole hodnotami Fth pro interval 41 - 4 mm před dolní uvratí
for i = 41:411
    Fo(1,i)=(3500000/370)*(i-41)+2500000;
end
% Naplnění pole hodnotami Fth pro interval 4 - 0 mm před dolní uvratí
for i = 411:451
    Fo(1,i)=(19000000/40)*(i-411)+6000000;
end

% Prepočet zdvihu na uhel natocení hřídele zdvihovou funkcí
alfa = zeros(1,451);    % Alokování pole velikosti (1,451)
for i = 1:451
    alfa(1,i)=acosd(1-hb(1,i)/170);
end
% Příprava pole pro vyřešení soustavy souřadnic funkce rovnice.m
% Příprava konstant a polí pro vypočtení průběhu třecích momentu
x = zeros(8,451);
Mb = zeros(1,451); Mho = zeros(1,451); Ms = zeros(1,451);
f = 0.03; ra = 0.310; rb = 0.435; rc = 0.270; % Třecí koef a poloměry čepu
for i = 1:451
    x0 = ones(8,1); % Jednicková matice prvních odhadu

    % Nasleduje funkce fsolve řešící soustavu rovnic funkce rovnice.m
    % Hledá se vektor x(8,1) pro fi a Fth dané krokem i
    x = fsolve(@(x)rovnice(x, alfa(1,i), Fo(1,i)), x0);
    xSol(:,i) = x(:,1); % Preuložení hodnot x
    % Výpočet třecích momentu
    Mb(1,i) = sqrt(x(2,1)^2+x(3,1)^2)*f*ra;
    Mho(1,i) = sqrt(x(4,1)^2+x(5,1)^2)*f*rb;
    Ms(1,i) = sqrt(x(6,1)^2+x(7,1)^2)*f*rc;
end

for i = 1:451
    beta(1,i) = asind(0.16/1.07*sind(alfa(1,i)));
end

Azbc = 0; Azbc = 0; Azho = 0; Azhoc = 0; Azs = 0; Azsc = 0; %Alokace promenne pro uložení prace třecích momentu
for i = 1:450
    Azb = (Mb(i)+Mb(i+1))/2*(deg2rad(alfa(i+1))- deg2rad(alfa(i)));
    Azho = (Mho(i)+Mho(i+1))/2*(deg2rad(alfa(i+1))- deg2rad(alfa(i)));
    Azs = (Ms(i)+Ms(i+1))/2*(deg2rad(alfa(i+1))- deg2rad(alfa(i)));
    Azbc = Azbc+Azb;
    Azhoc = Azhoc+Azho;
    Azsc = Azsc+Azs;
end

Az = Azbc+Azhoc+Azsc;

```

Obrázek 22 - Definice tvářecí charakteristiky, vyřešení soustavy souřadnic a výpočet třecích momentů

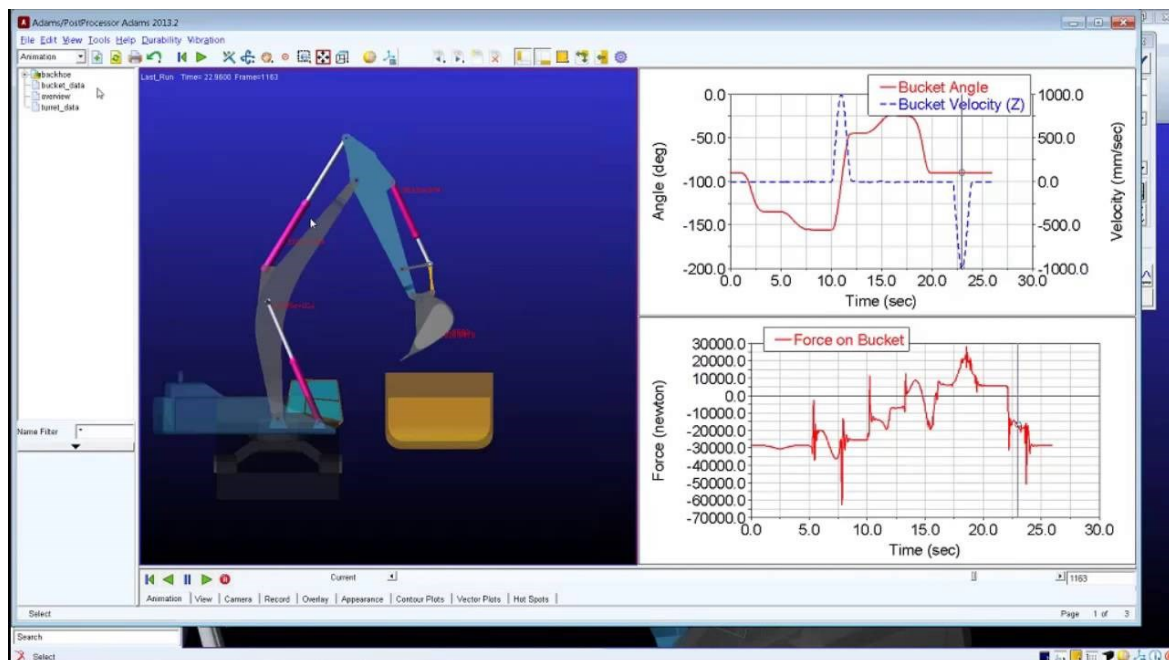
6.3 Simulační přístup

Pro přesnější stanovení energetické bilance a vyšetřování dynamiky stroje, které bude brát v potaz všechny vlivy vstupující do pracovního cyklu, byla vytvořena multibody simulace (MBS) v prostředí Adams/View a Siemens NX Motion. Adams/View je nejrozšířenější program umožňující zrychlené ověřování a optimalizaci konstrukčních návrhů s uvažováním dynamiky, tření a dalších i silně nelineárních vlivů. Díky možnosti použití přídatných balíčků je tedy možné simulovat provoz převodovek s ložisky, simulovat provoz automobilu s buzením odpovídajícím nerovnostem a profilu vozovky, či například simulovat golfový švih a jeho účinky na lidské tělo.

Program NX je naopak jeden z nejrozšířenějších CAD programů, z významných uživatelů vypíchněme například americkou agenturu NASA či společnost SpaceX. Mimo další moduly pro základní i velice pokročilé FEA a CFD simulace lze tento program vybavit modulem Motion. Tím uživatel získá velmi silný program pro vývoj produktu od konstrukce, přes optimalizaci, až po tvorbu CAM programů potřebných pro výrobu. Výhodou je jednoduchý přechod z výpočetního do CAD modulu pro úpravu návrhu při zachování všech vazeb.

Řešiče obou programů využívají i stejné logické a řídicí funkce. Zároveň oba programy umožňují použít i další prvky, které budou dále využity ve stavbě pokročilého multibody modelu. Mezi ně patří Motion Body Coupler spojující pohyb 2 až 4 těles podle zadaného převodového poměru, Bushing umožňující uložení nejen hřídele v loži s poddajnou vazbou a tlumením, 3D Contact zprostředkující kontakt mezi dvěma tělesy a hlavně Flexible Body. Tato funkce umožňuje nahradit tuhé těleso poddajným, tvořeným konečněprvkovou sítí a zároveň nahradit vazby mezi tělesy RBE2 či RBE3 prvky. Všechny tyto funkce budou více rozvedené dále v textu.

Výsledkem simulací je mnoho výstupních dat např. o průběhu rychlostí a zrychlení jednotlivých těles, reakčních sil a momentů ve vazbách, či je možné sledovat časový vývoj energií či hybností jednotlivých součástí mechanismů a mnohé další.



Obrázek 23 - Ukázka programu Adams/View se simulací bagru s časovým průběhem různých veličin (9)

6.3.1 Postup modelování vázaných mechanických systémů

1. Modelování geometrie a komponent: Prvním krokem je vytvoření geometrického modelu systému, který bude analyzován. To zahrnuje vytvoření 3D modelů jednotlivých komponent, které tvoří systém. Každá komponenta může být definována pomocí geometrických tvarů a rozměrů.
2. Definování hmotností a momentů setrvačnosti: Pro každou komponentu je třeba definovat její hmotnost, moment setrvačnosti a pozici těžiště. Pokud je model systému založen na 3D modelech, program z geometrie a definovaného materiálu

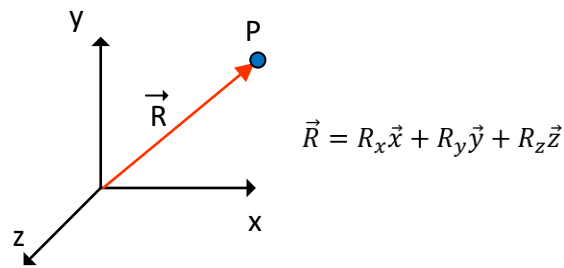
- tyto hodnoty dopočítá sám. Tyto parametry jsou klíčové pro simulaci pohybu a interakce mezi komponentami.
3. Definování pohybových mechanismů: Určete, jak jsou komponenty spojeny a jaké pohybové mechanismy mezi nimi existují. To zahrnuje definování kloubů, kloubních os, omezení pohybu atd.
 4. Sestavení matematického modelu: Sestaví se matematický model, který zahrnuje kinematiku a dynamiku systému. Kinematika se zabývá vztahy mezi různými pohybovými komponentami, zatímco dynamika zahrnuje síly a momenty, které působí na tělesa.
 5. Formulace rovnic pohybu: Na základě matematického modelu jsou sestaveny rovnice pohybu pro každou komponentu. Tyto rovnice popisují, jak se pohybují tělesa v závislosti na působících silách a momentech.
 6. Numerická integrace: Pro numerické řešení rovnic pohybu se provádí časová integrace. Tím se simuluje pohyb systému v průběhu času. Existuje mnoho numerických metod, jako je explicitní a implicitní integrace, které umožňují simulaci pohybu.
 7. Vizualizace výsledků: Po provedení analýzy můžete vizualizovat výsledky, jako jsou animace pohybu komponent, grafy rychlostí a poloh, síly a momenty na jednotlivých komponentách.
 8. Validace a optimalizace: Po získání výsledků můžete provádět validaci simulace porovnáním s reálnými experimenty nebo známými výsledky. Pokud je to potřeba, můžete také provádět optimalizace parametrů modelu pro dosažení požadovaných výsledků.

6.3.2 Koncept modelování Vázaných mechanických systémů

Účelem této statě je představit základní koncept modelování vázaných mechanických systému, čili multibody systémů. Základními kameny modelování jsou vektory a souřadné systémy.

Vektory jsou veličiny určené velikostí a směrem. V modelování mechanických systémů se používají k měření a definování pohybových veličin těles. Mezi tyto patří posunutí, rychlost a zrychlení. Vektory jsou také používány k měření a definování sil a momentů. Výsledný vektor se skládá ze součiny velikosti veličiny a jednotkového vektoru určujícího směr.

Souřadné systémy (SS) jsou základním nástrojem pro měření a definování kinematických a dynamických veličin. Souřadný systém se v kartézské soustavě skládá z bodu udávajícího počátek a tří vzájemně na sebe kolmých jednotkových vektorů, které definují tři směry. Příklad takového včetně odečítání vektoru spojujícího počátek SS s bodem P, tedy polohového vektoru, je na následující obrázku. Princip je stejný i pro další vektory, např. pro rychlost. (10)



Obrázek 24 - Příklad souřadného systému a odečítání vektoru

Souřadné systémy se v MBD systémech používají k definování následujících

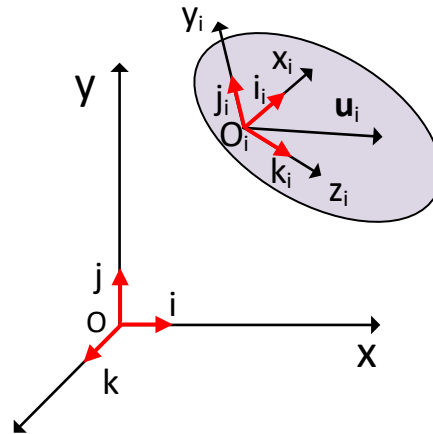
- Poloha a orientace jiných souřadných systémů
- Body a osy, vůči kterým je definován moment setrvačnosti tělesa
- Body, vůči kterým jsou definovány vazby
- Osy, vůči kterým či okolo kterých je těleso vázáno
- Body a osy, vůči kterým je definována síla

Referenční souřadné systémy jsou podskupinou souřadných systémů a definují různé reference pro výpočet rychlostí a zrychlení prvků mechanického systému.

- Absolutní souřadný systém – jedná se o systém v modelu jedinečný. Tento systém udává absolutní nulu v prostoru a je pevně ukotven, jeho pozice je určena absolutním bodem (0,0,0). Z definice má vždy nulovou rychlost a zrychlení, stejně tak veškeré body a tělesa k němu připojena.
- Lokální souřadný systém – každé těleso má právě jeden vlastní referenční souřadný systém. Pokud se neuvede jinak, je tento systém umístěn v těžišti tělesa.
- Markery – pomocné souřadné systémy, které uživatel přiřazuje jednotlivým tělesům podle potřeby. Počet markerů není omezen. Marker se vytvoří například při definování místa působení síly na těleso. Dále může uživatel přiřadit marker určitému bodu tělesa, jehož polohu a rychlost v čase chce vyšetřovat.

Absolutní souřadný systém je nadřazený SS tělesa a SS tělesa je nadřazený markeru. To znamená, že daný prvek je vždy definovaný vzhledem k nadřazenému.

Souřadnice a jejich rovnice popsané v následujících státech této práce nazýváme jako fyzikální souřadnice či souřadnice referenčního bodu protože určujeme polohu referenčního bodu (nejčastěji těžiště tělesa) a orientaci lokálního souřadného systému tělesa. Dalším typem jsou například souřadnice relativní, které definují polohu tělesa v závislosti k tělesu předcházejícímu v kinematickém řetězci. Souřadnice přirozené udávají souřadnice bodů tělesa a souřadnice vektorů, které definují natočení tělesa. Alternativně lze využít popis těles pomocí zobecněných nezávislých souřadnic, které popisují všechny možné konfigurace systému. Názvy těchto a dalších systémů se mohou v závislosti na autorech knih lišit, přestože obsahově mohou být stejné. (11)



Obrázek 25 - Vektor v absolutním a lokálním souřadném systému

Vektor v prostorovém souřadném systému lze vyjádřit pomocí tří komponent udávajících hodnotu průmětu do tří ortogonálních os x , y a z . Například vektor \mathbf{u} můžeme zapsat jako

$$\mathbf{u} = [u_x \ u_y \ u_z]^T \text{ nebo } \mathbf{u} = u_x \mathbf{i}_x + u_y \mathbf{j}_y + u_z \mathbf{k}_z$$

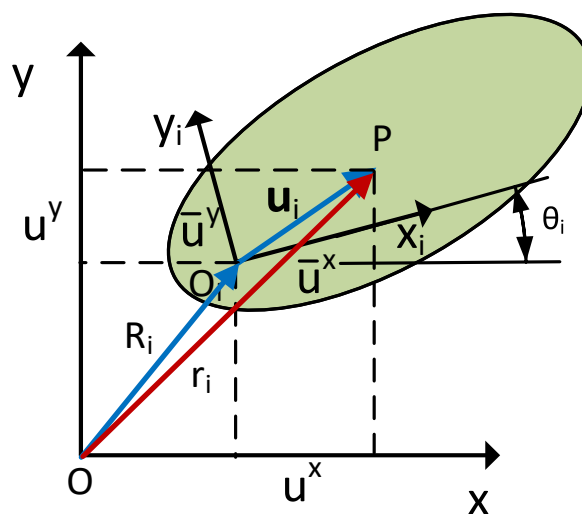
kde \mathbf{i}_x , \mathbf{i}_y , \mathbf{i}_z jsou jednotkové vektory podle ortogonálních os x , y a z . Dále máme i více možností jak vektor určit, a to v závislosti na vztáženém souřadném systému pro jaký vektor vyjadřujeme. Například vektor \mathbf{u}_i v lokálním SS tělesa zapíšeme jako

$$\mathbf{u}_i = \bar{u}_i^x \mathbf{i}_i + \bar{u}_i^y \mathbf{j}_i + \bar{u}_i^z \mathbf{k}_i$$

Kde \bar{u}_i^x , \bar{u}_i^y , \bar{u}_i^z značí jednotlivé složky vektoru v lokálním souřadném systému, které jsou násobeny jednotkovými vektory náležícími tělesu i . Tentýž vektor se v globálním SS prostoru vyjádří jako

$$\mathbf{u}_i = u_i^x \mathbf{i} + u_i^y \mathbf{j} + u_i^z \mathbf{k}$$

Kde u_i^x , u_i^y , u_i^z značí jednotlivé složky vektoru v globálním souřadném systému, které jsou násobeny jednotkovými vektory globálního SS.



Obrázek 26 - Transformace vektoru v rovině mezi souřadnými systémy

Většinou je pro řešitele problému vhodnější definovat a odečítat vektory v lokálním SS tělesa, je třeba mít určitý nástroj jak převádět vektory z jednoho SS do druhého – čili transformovat vektory. Z důvodu zjednodušení je transformační matice odvozena na případě rovinného tělesa. Orientace tohoto tělesa je vůči absolutnímu SS určena úhlem θ_i . Řekněme, že absolutní souřadný systém má jednotkové vektory \mathbf{i} a \mathbf{j} . Jednotkové vektory tělesa \mathbf{i}_i jsou následně určeny jako

$$\begin{aligned}\mathbf{i}_i &= \cos\theta_i \mathbf{i} + \sin\theta_i \mathbf{j} \\ \mathbf{j}_i &= -\sin\theta_i \mathbf{i} + \cos\theta_i \mathbf{j}\end{aligned}$$

Následně můžeme říci, že vektor \mathbf{u}_i je v souřadném systému tělesa určen jednotlivými složkami a jednotkovými vektory tělesa

$$\mathbf{u}_i = \bar{u}_i^x \mathbf{i}_i + \bar{u}_i^y \mathbf{j}_i$$

Při dosazení transformačních vzorců pro určení vztahu jednotkových vektorů absolutního a lokálního SS získáme vztah pro transformaci složek vektoru mezi lokálním a globálním SS

$$\begin{aligned}\mathbf{u}_i &= \bar{u}_i^x (\cos\theta_i \mathbf{i} + \sin\theta_i \mathbf{j}) + \bar{u}_i^y (-\sin\theta_i \mathbf{i} + \cos\theta_i \mathbf{j}) \\ &= (\bar{u}_i^x \cos\theta_i - \bar{u}_i^y \sin\theta_i) \mathbf{i} + (\bar{u}_i^x \sin\theta_i + \bar{u}_i^y \cos\theta_i) \mathbf{j} = u_i^x \mathbf{i} + u_i^y \mathbf{j}\end{aligned}$$

Vztah lze dále přepsat jako dvě rovnice určujících jednotlivé složky vektoru

$$\begin{aligned}u_i^x &= \bar{u}_i^x \cos\theta_i - \bar{u}_i^y \sin\theta_i \\ u_i^y &= \bar{u}_i^x \sin\theta_i + \bar{u}_i^y \cos\theta_i\end{aligned}$$

Z tohoto zápisu je to už blízko k zápisu v maticové formě

$$\mathbf{u}_i = \mathbf{A}_i \bar{\mathbf{u}}_i$$

Kde se poprvé vyskytuje samotná matice rovinné transformace

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} \cos\theta_i & -\sin\theta_i \\ \sin\theta_i & \cos\theta_i \end{bmatrix}$$

Pokud je možné převádět vektory mezi jednotlivými souřadnými systémy, je také možné tyto vektory sčítat. Řekněme, že je třeba získat polohu bodu P z Obrázek 26 v globálním SS. Poloha tohoto bodu je určena prozatím neznámým polohovým vektorem \mathbf{r}_i . Tento vektor určíme jako součet vektoru \mathbf{R}_i a $\bar{\mathbf{u}}_i$. Vektor $\bar{\mathbf{u}}_i$ ale musí být definován ve stejném souřadném systému, k čemuž využijeme matici rovinné transformace. Výsledný vztah tedy vypadá následovně

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{R}_i + \mathbf{A}_i \bar{\mathbf{u}}_i$$

Tato rovnice se následně používá pro určení polohy těles při analýze vázaných mechanických systémů. (12)

Jakobián, nebo Jacobiho matice, hraje klíčovou roli v multibody simulacích, zejména pokud jde o řešení kinematických a dynamických problémů. Jakobián je matice parciálních derivací vektorové funkce a umožňuje vyjádřit vztahy mezi různými veličinami v mechanickém systému. Pomocí Jakobiánu lze efektivně řešit kinematické a dynamické problémy a simulovat chování mechanických systémů. Při řešení vazebních rovnic pomáhá vazební Jakobián vyjádřit, jak malé změny v zobecněných souřadnicích (polohy a orientace) systému ovlivňují tyto vazby. Jinými slovy, vazební Jakobián pomáhá kvantifikovat, jak se vazby systému mění, když se systém pohybuje v konfiguračním prostoru definovaném zobecněnými souřadnicemi.

Obecně vypadá Jakobián následovně

$$J = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial x_1} & \frac{\partial f_m}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_m}{\partial x_n} \end{pmatrix}$$

V případě vazebního Jakobiánu se jedná o matici parciálních derivací vazebních rovnic podle zobecněných souřadnic.

6.3.3 Druhy vazeb, jejich funkce a rovnice

Vazby v mechanických systémech slouží k zajištění vzájemné polohy mezi tělesy. Vazby odebírají tělesům stupně volnosti podle následující tabulky.

Tabulka 9 - Vazby a odebrané stupně volnosti

Druh vazby	Translační stupně volnosti	Rotační stupně volnosti
Pevná	3	3
Rotační	3	2
Posuvná	2	3
Plošná	1	2
Sférická	3	0

Mějme vektor zobecněných souřadnic $\mathbf{q} = [q_1 \ q_2 \ q_3 \ \dots \ q_n]^T$, kde n značí počet souřadnic. V modelovaném systému jsou tyto souřadnice vázány n_c vazebními rovnicemi, přičemž platí $n_c \leq n$. Zároveň pokud lze tyto vazební rovnice zapsat v následující vektorovém tvaru

$$\Phi(q_1, q_2, q_3, \dots, q_n, t) = \Phi(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}$$

Kde $\Phi = [\Phi_1(\mathbf{q}, t), \Phi_2(\mathbf{q}, t) \dots, \Phi_n(\mathbf{q}, t)]^T$ je vektor nezávislých vazebních rovnic, pak se jedná o vazby holonomní. Pokud není v této rovnici explicitně vyjádřen čas, nazýváme takovou vazbu jako skleronomní. V opačném případě nazýváme vazbu jako rheonomní.

6.3.3.1 Rotační vazba v rovině

Rotační vazba udává vztah mezi dvěma tělesy odebráním 2 translačních stupňů volnosti při zachování vzájemné rotace. Pro správně definovanou vazbu v rovině vystačí určit bod otáčení, v prostoru musíme přidat i vektor určující osu otáčení. V případě vzájemné rotace v rovině se x-ová a y-ová souřadnice bodu $\mathbf{P} = \mathbf{P}^i = \mathbf{P}^j$ nemění, vektor \mathbf{r}_p v daném souřadném systému je konstantní a splňuje vazební rovnici

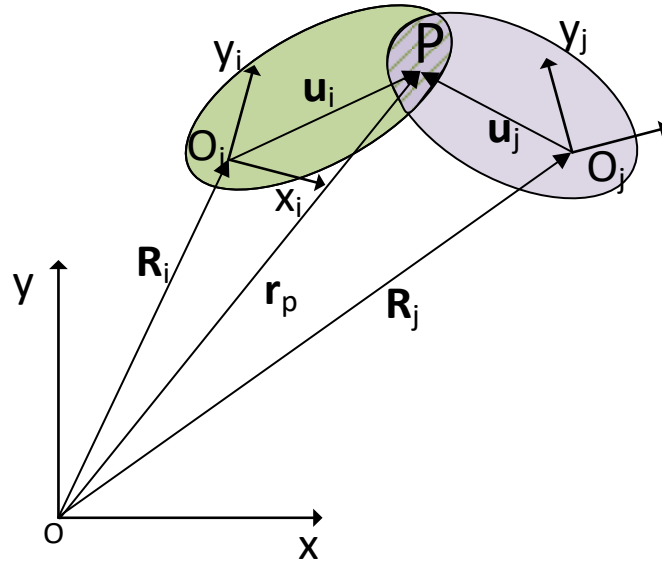
$$\phi(\mathbf{q}_i, \mathbf{q}_j) = \mathbf{r}_p^i - \mathbf{r}_p^j = \mathbf{0}$$

Nebo

$$\mathbf{R}^i + \mathbf{A}^i \bar{\mathbf{u}}^i = \mathbf{R}^j + \mathbf{A}^j \bar{\mathbf{u}}^j$$

Kde \mathbf{A} je transformační matice a $\bar{\mathbf{u}}$ je polohový vektor v lokálním souřadném systému daného tělesa. Předchozí zápis lze z maticového tvaru přepsat na jednotlivé členy

$$\begin{bmatrix} R_i^x \\ R_i^y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_i & -\sin\theta_i \\ \sin\theta_i & \cos\theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_i^x \\ \bar{u}_i^y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} R_j^x \\ R_j^y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\theta_j & -\sin\theta_j \\ \sin\theta_j & \cos\theta_j \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_j^x \\ \bar{u}_j^y \end{bmatrix} = 0$$



Obrázek 27 - Geometrie rotační vazby v rovině (13)

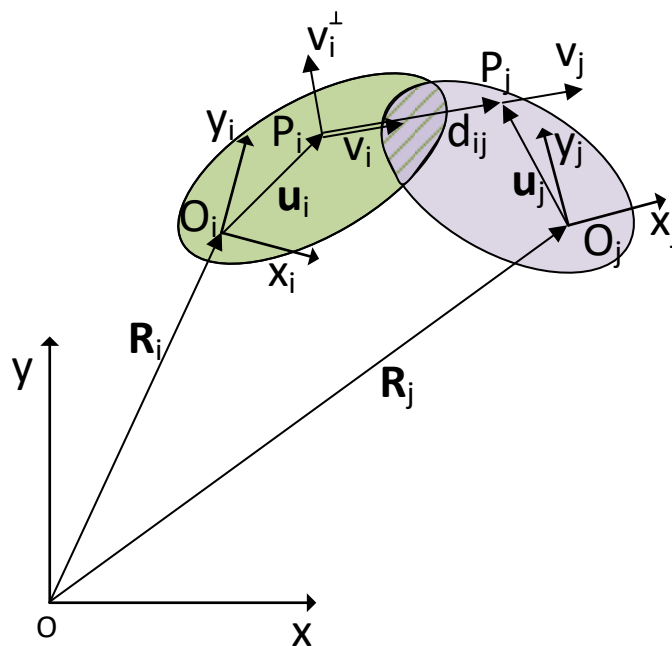
6.3.3.2 Posuvná vazba v rovině

Tato vazba umožňuje vzájemné posunutí dvou těles ve směru jednoho vektoru při potlačení veškeré rotace. Pro tuto vazbu je třeba určit bod umístění vazby a vektor určující směr posuvu pro každé z těles. Tyto body jsou na následujícím schématu označeny jako \mathbf{P}_i a \mathbf{P}_j , jejich pozici v lokálním souřadném systému tělesa udávají vektory \mathbf{u}_i a \mathbf{u}_j . V bodech $\mathbf{P}_{i,j}$ leží vektory \mathbf{v}_i a \mathbf{v}_j , které jsou v ideálním případě jednotkové a udávají osu vzájemného posuvu. Vektor \mathbf{d}_{ij} spojuje body $\mathbf{P}_{i,j}$ a jeho rovnice je $\mathbf{d}_{ij} = \mathbf{r}_j^P - \mathbf{r}_i^P$. Geometrickou definicí vazby je nutnost kolinarity vektorů \mathbf{v}_i a \mathbf{v}_j . Tato kolinearita je splněna pokud jsou vektory \mathbf{d}_{ij} a \mathbf{v}_j kolmé na vektor $\mathbf{v}_i^\perp = \mathbf{P}\mathbf{v}_i$. Pro transformaci do absolutního SS platí

$$\mathbf{v}_i^\perp = \mathbf{A}_i \bar{\mathbf{v}}_i^\perp = \mathbf{A}_i \mathbf{P} \bar{\mathbf{v}}_i$$

Výsledná forma vazební rovnice vypadá následovně

$$\phi(\mathbf{q}_i, \mathbf{q}_j) = \begin{bmatrix} \mathbf{v}_i^{\perp T} \mathbf{d}_{ij} \\ \mathbf{v}_i^{\perp T} \mathbf{v}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{v}}_i^T \mathbf{P} \mathbf{A}_i^T \mathbf{d}_{ij} \\ \bar{\mathbf{v}}_i^T \mathbf{v}_j \end{bmatrix} = \mathbf{0}$$



Obrázek 28 - Geometrie posuvné vazby v rovině (13)

6.3.4 Pohybové rovnice v MBD

Způsobů, jakými lze sestavit funkční pohybové rovnice popisující vázaný mechanický systém, je vícero. Při použití dříve zmíněných souřadných systémů (fyzikální, referenční či přirozené aj.) získáme matematický model ve formě soustavy diferenciálně-algebraických rovnic (DAE). Při použití nezávislých zobecněných souřadnic získáme model ve formě soustavy obyčejných diferenciálních rovnic (ODE), které je sice jednodušší vyřešit, ale složitější sestavit. Zároveň se jedná o soustavu s nejmenším počtem rovnic. Techniky, kterými lze sestavit tyto rovnice, se liší svou komplexností a analytickými přístupy, na kterých jsou založeny. Výpočtář volí princip zkoumané úlože na míru. Tomu se děje například pokud výpočtář řeší úlohu vlastním kódem a sestavuje vlastní rovnice pohybu a řešič například v MATLABu, či za pomoci jazyka Python a knihoven SciPy, NumPy a dalších. Při použití hotových komerčních programů je tato možnost omezena, či naprosto nedostupná, jejich algoritmy lze tedy z větší či menší míry považovat za black box, tedy černou skříňku.

Základní přístup sestavení pohybových rovnic využívá princip virtuálních prací, další například Hamiltonův princip. Jedním z nejrozšířenějších využívá Lagrangeovy rovnice smíšeného typu pro závislé zobecněné souřadnice. Nicméně je důležité si uvědomit, že volba mezi těmito dvěma přístupy závisí na konkrétních cílech analýzy a modelu mechanismu. Některé komplexní systémy mohou vyžadovat kombinaci jak principu virtuálních prací, tak i Lagrangeových rovnic pro zahrnutí různých aspektů pohybu, vazeb a tření.

Princip virtuálních prací (PVP) je základním principem v mechanice, který umožňuje vyjádřit rovnováhu a pohyb systému pomocí virtuálních posunutí a virtuálních prací. Tento princip umožňuje formulovat rovnice pohybu a síly na základě změn v potenciální a kinetické energii systému v souladu s působícími vnějšími silami. Princip virtuálních prací je často vhodnější pro modelování interakcí mezi vazbami, třením a jinými silami, které ovlivňují pohyb mechanismu. Zároveň může být jednodušší pro určité typy analýz, například pro analýzu statických nebo kvazi-statických systémů. Princip virtuálních prací pracuje s virtuálními posunutími a silami, které jsou způsobeny těmito posunutími. Pokud jsou v systému přítomny

vazební síly (např. způsobené pružností, třením nebo vazbami), princip virtuálních prací umožňuje zahrnout práci, kterou tyto síly konají při malých virtuálních posunutích. To zahrnuje i práci vazebních sil a tření.

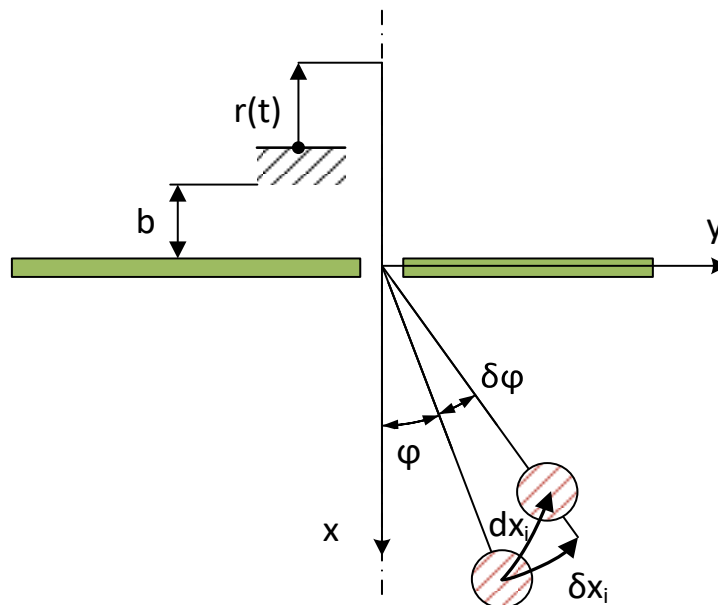
Aby byla soustava v rovnováze, musí být každý její člen v rovnováze, tedy je v klidu a síla na něj působící je nulová

$$\sum_i \mathbf{F}_i = 0, \quad i = 1, \dots, n$$

V tom případě platí i

$$\sum_i \mathbf{F}_i \cdot \delta \mathbf{x} = 0$$

Kde $\delta \mathbf{x}$ je vektor virtuálních posunutí.



Obrázek 29 - Znázornění rozdílu mezi skutečným diferenciálním posuvem a posuvem virtuálním (14)

Vektor $\delta \mathbf{x}$ označuje infinitezimální změnu souřadnic, při které nedochází ke změně času. V případě stacionárních soustav, kdy nedochází v průběhu času ke změně, může odpovídat skutečným diferenciálním posuvům. V případě nestacionárních soustav tomu tak být nemusí. Rozdíl mezi skutečným diferenciálním posuvem a virtuálním posuvem je zobrazen na Obrázek 29. Matematicky jej lze znázornit následovně. Totální derivace složek polohového vektoru, které jsou funkcemi jiných proměnných q_1, q_2, \dots, q_n , lze zapsat následovně

$$d\mathbf{r}_i = \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial t} dt + \sum \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial q_j} dq_j$$

K virtuálnímu posunutí dochází při konstantním čase, tedy $dt = 0$, a získáváme následující rovnici.

$$\delta \mathbf{r}_i = \sum \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial q_j} \delta q_j$$

Následně můžeme zapsat rovnici pro rovnováhu soustavy podle PVP pro vnější působící síly a setrvačné síly

$$\sum_{j=1}^m \left[\sum_{i=1}^n (\mathbf{F}_i - m\ddot{\mathbf{r}}_i) \frac{\partial \mathbf{r}_i}{\partial q_j} \right] \delta q_j = 0$$

Lagrangeovy rovnice jsou matematické rovnice, které popisují dynamiku mechanických systémů vůči obecným souřadnicím. Tyto rovnice jsou založeny na principu virtuálních prací a jsou odvozeny pomocí Lagrangeovy formulace mechaniky. Lagrangeovy rovnice zahrnují kinetickou a potenciální energii systému a popisují, jak se síly a momenty mění v závislosti na pohybu a rychlosti komponent systému. Lagrangeovy rovnice jsou obecnější a zahrnují mnoho aspektů dynamiky mechanismů, ale vyžadují komplexnější derivace a výpočet. (15)

Jejich výhodou je, že pracují se skalárními veličinami (energie) a nemusíme tak řešit rozklady sil. Lagrangeovy rovnice smíšeného typu mají následující tvar

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta E_k}{\delta \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\delta E_k}{\delta \mathbf{q}} = \mathbf{Q} - \frac{\delta E_p}{\delta \mathbf{q}} - \frac{\delta R}{\delta \dot{\mathbf{q}}} + \Phi_q^T \boldsymbol{\lambda}$$

Kde E_k je kinetická energie, E_p potenciální energie, R je Rayleighova disipační funkce a \mathbf{Q} je vektor zobecněných sil. Dále se v rovnici vyskytuje znaky Φ_q a $\boldsymbol{\lambda}$. První z nich je Jacobiho matice, druhý je vektor Lagrangeových multiplikátorů. Předpokládejme, že systém je vázán holonomními a rheonomními vazbami, v tom případě jejich zápis je

$$\Phi(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}$$

Následnou parciální derivací podle příslušné zobecněné souřadnice získáme Jacobiho matici

$$\Phi_q = \frac{\delta \Phi}{\delta \mathbf{q}} = \left[\frac{\delta \Phi_i}{\delta q_j} \right], \quad i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$$

kde m značí počet vazeb a n počet závislých zobecněných souřadnic. Po dosažení konkrétních vztahů za energie a zobecněné síly získáme následující pohybové rovnice systému

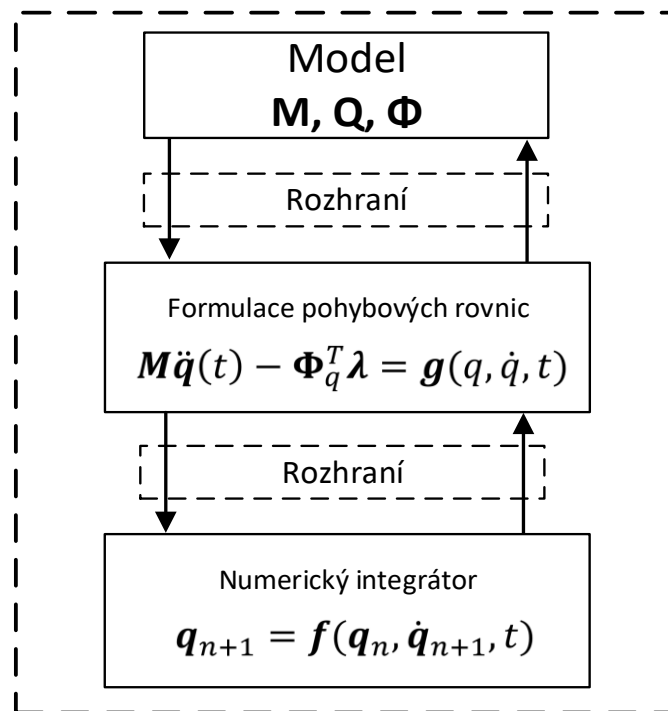
$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) - \Phi_q^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t)$$

Matice \mathbf{M} je notoricky známá matice hmotnosti, vektor $\mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t)$ obsahuje vnější síly včetně gravitace, odstředivých a Coriolisových sil, elastických a odporových sil tlumení.

Následně dochází k zpracování soustavy diferenciálních-algebraických rovnic na obyčejné diferenciální rovnice. Toho se dosáhne jejich derivací. Důležitou charakteristikou DAE je jejich index, který značí, kolikrát musíme rovnici derivovat, abychom získali ODE. Výsledná soustava pohybových rovnic vypadá následovně

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ -\boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{g}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) \\ \boldsymbol{\gamma}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) \end{bmatrix}$$

A vektor $\boldsymbol{\gamma}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t)$ můžeme označit za zbytkové parametry zbylé po derivaci vazebních rovnic. (15)



Obrázek 30 - Schéma MBD software (16)

6.3.5 Numerický řešič

Matematický model systému je složen z výše zmíněné soustavy nelineárních diferenciálně-algebraických rovnic. Různé programy mohou používat různé postupy a jejich kombinace pro vyřešení těchto soustav rovnic. Jeden z postupů bude nyní popsán. Nejprve ale označme soustavu diferenciálně-algebraických souřadnic jako \mathbf{G} a vektory či matice \mathbf{q} , $\dot{\mathbf{q}}$ a \mathbf{f} jako \mathbf{y} .

$$\mathbf{G}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t) = 0$$

Pro řešiče jako je GSTIFF, DSTIFF nebo například BDF algoritmus nejprve řešení odhadne a následně jej zkoriguje, dokud nejsou splněny kritéria konvergence (odchylky), či dokud neuběhne požadovaný počet iterací. Pokud korekce není úspěšná, dochází k úpravě integračního kroku a celý algoritmus je spuštěn znovu.

Integrační krok je zakončen testem tolerance chyby. Pokud rozdíl mezi předpovězenými hodnotami \mathbf{y} a konvergoványými, opravenými hodnotami \mathbf{y} souhlasí v rámci zadané tolerance chyby, je řešení přijato a řešič pokračuje dalším krokem. V opačném případě se časový krok zkrátí proporčně k stupni, o který byla porušena tolerance chyby, a algoritmus prediktoru-korektoru se pokusí provést znovu.

Pro řešiče GSTIFF, DSTIFF a BDF vypadá integrační schéma prediktor-korektor následovně

Odhad

1. Algoritmus odhadne hodnoty \mathbf{y} a $\dot{\mathbf{y}}$ v čase t_{n+1} takové, aby splnily interpolační polynom.

Korekce odhadu

2. Vyhodnotí výraz \mathbf{G} . Pokud platí $\mathbf{G}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t_{n+1}) = 0$, je řešení určeno hodnotami v matici \mathbf{y} , jinak řešení pokračuje.
3. Následně dochází k prvnímu řešení problému pomocí Newton-Raphsonovy metody. První řešení přibližuje výraz \mathbf{G} k nule blíže než odhad.

$$\mathbf{J}\Delta\mathbf{y} = \mathbf{G}(\mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}}, t_{n+1})$$

Kde \mathbf{J} je Jakobián soustavy diferenciálních-algebraických rovnic.

4. Proběhne další iterace Newton-Raphsonovy metody

$$\mathbf{y}^{k+1} = \mathbf{y}^k + \Delta\mathbf{y}^k$$

5. Opakují se body 2 – 4 dokud není splněna maximální iterační odchylka. (11)

6.3.6 Model mechanismu lisu LMZ 2500

Jako další krok byla provedena simulace klikového lisu LMZ 2500, jehož simulační model v prostředí Siemens NX Motion je zobrazen na Obrázek 31. Výslednými daty simulace jsou průběhy hnacího a třecích momentů včetně jejich práce v rámci celého zdvihu, tedy nejen pro část kdy dochází ke kování. V případě tohoto modelu se jedná o základní výpočet samotného mechanismu poháněného stálou rychlostí. Postupně jsou v dalších kapitolách přidávány další a další prvky lisu.

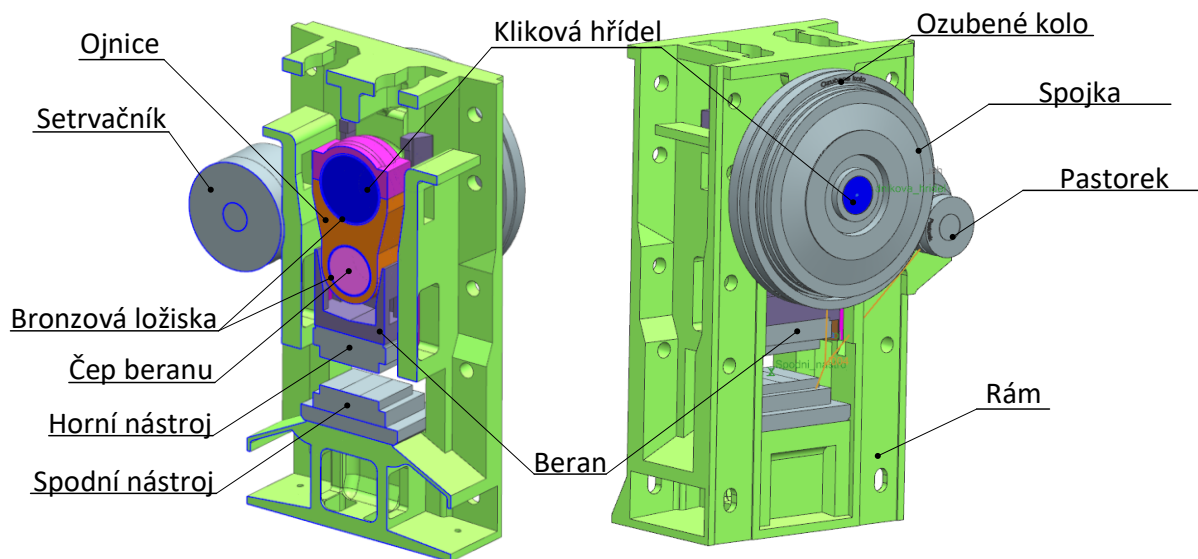
6.3.6.1 Stavba modelu

Simulační model je složen z 3D těles plnohodnotných CAD dat lisu, čímž získáme dostatečně přesné hmotnosti a momenty setrvačností jednotlivých těles. Celkem se model skládá ze stojanu, klikové hřídele, ojnice, beranu, spojky a předlokové hřídele se setrvačnickem. Toto jsou vlastní pohybová tělesa. Pro vysvětlení např. pohybové těleso ojnice se skládá z tří CAD těles: ojnice, horní bronzového ložiska a spodního bronzového ložiska.

Model se skládá ze stojanu lisu, který nese všechny ostatní komponenty stroje. V případě této simulace se jedná pouze o klikovou hřídel, ojnici, beran, ložiska a kovací nástroje. Pro možnost porovnání výsledků s výsledky získaných výpočtem v Excelu či Matlabu jsou vynechány součásti spojky a předlokové hřídele. Například spojka svou hmotností mění zatížení hlavních kluzných ložisek.

Stojan stroje je v prostoru uchycen ve středovém bodu spodní strany vazbou odebírající všech 6 stupňů volnosti. Pro získání správných výsledků je důležité, aby mechanismus nebyl staticky neurčitý. V tom případě by výsledky nebyly relevantní. Z toho důvodu je ke stojanu kliková hřídel připojena rotační vazbou a to pouze v jednom bodě. Jedná se o bod ležící na ose rotace přímo ve střední rovině stroje, tedy v rovině, ve které koná ojnice svůj pohyb. V případě použití dvou rotačních vazeb v místě ložisek právě dochází k přeurčení tělesa a výsledky třecích momentů nejsou relevantní.

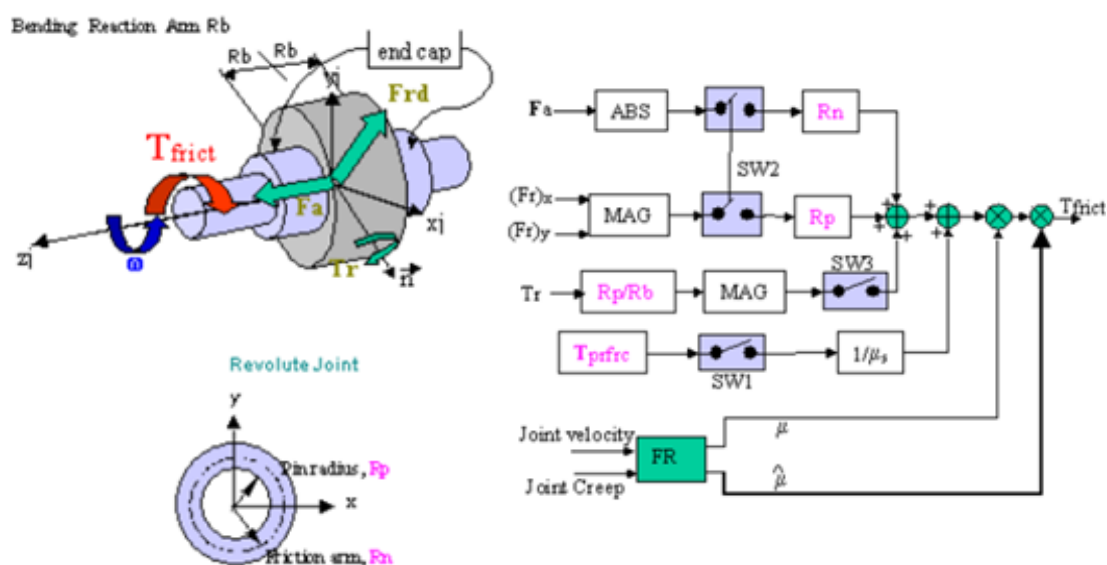
Těleso ojnice je k hřídeli připojeno cylindrickou vazbou a k beranu vazbou sférickou. Následně je beran ke stojanu připojen vazbou posuvnou. Tato konfigurace je použita pro dostatečné a především určité zavazbení všech komponent. Jedná se o 3 tělesa po 6 ° volnosti, celkem tedy 18 ° volnosti. Rotační vazba odebírá 5 °, cylindrická 4 °, sférická 3 ° a posuvná 5 °, celkem tedy 17 °. Výsledný počet stupňů volnosti mechanismu tedy je roven 1.



Obrázek 31 – Simulační model lisu LMZ 2500

6.3.6.2 Tření v rotační vazbě

Pro získání výsledného tření (sil pro translační pohyby vazeb a momentů pro rotační) je třeba mít výsledky vazebních rovnic, tedy velikosti reakčních sil a momentů. Tyto reakce jsou vstupem pro funkci, jejíž blokový diagram pro případ rotační vazby je zobrazen na Obrázek 32. Výstupem funkce jsou výsledné třecí síly u vazeb s translačním pohybem a výsledné třecí momenty u vazeb s rotačním pohybem. Funkce tření kontroluje směr a rychlost relativního pohybu těles a následně aplikuje na rychlejší ze součástí třecí ztrátový moment. V případě rotační vazby tato funkce aplikuje tření na válcových plochách (zadáva se průměr čepu R_p), tření na čelních plochách (např. osazení čepu vůči čelu náboje, zadává se třecí rameno R_n) a tření vzniklé ohybovým momentem působícím na čep (zadáva se délka ohybového reakčního ramena R_b). Dále stejně jako u kontaktního tření zadává statický a dynamický koeficient tření a k nim odpovídající přechodové rychlosti.



Obrázek 32 - Popis sil v rotačním kloubu a blokový diagram (10)

V simulaci je pro dynamický koeficient tření zvolena hodnota $f = 0,03$, která se ve společnosti Šmeral a.s. běžně pro výpočty lisů používá a vychází ze zkušeností. Obecně je složité třecí koeficient přesně určit protože se mění v závislosti na mazivu, opracování kluzného povrchu ložisek, tlaku a teplotě ložisek a třeba vzájemné rychlosti posunu povrchů.

Je také možné funkci definovat statický koeficient tření. To se s výhodou vynechá, jelikož se v modelu nesimuluje rozběh stroje z nulových otáček a případné relativní nulové rychlosti se vyskytují v okamžicích, které nejsou kritické.

6.3.7 Počáteční podmínky

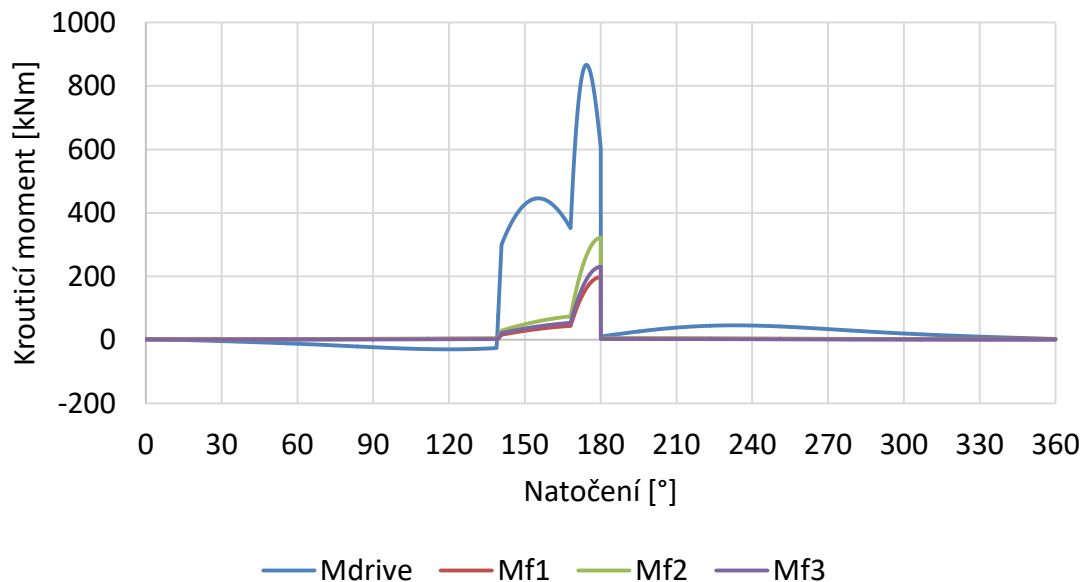
Zatížení stroje od tvářecí technologie je totožné jako v předchozích typech výpočtů. Jedná se o zjednodušenou tvářecí charakteristiku zápustkového kování složenou ze tří úseček, které jsou určeny v Tabulka 3.

Počáteční podmínky:

- Mechanismus s tuhými tělesy
- Rychlost otáčení hřídele – konstantní
- Dynamické účinky – uvažované
- Tíhové zrychlení – uvažováno
- Vyvažování beranu – zanedbáno

6.3.8 Výsledky simulace klikového mechanismu LMZ 2500

Průběh jednotlivých momentů je znázorněn na Obrázek 33. Pro jednoduchou simulaci lisu, jejíž výsledky budou porovnávány s ostatními výpočtovými přístupy je důležitá hlavně část zdvihu, kdy dochází k tváření výkovku. Tato oblast se nachází mezi úhly 138,7 a 180 °.



Obrázek 33 - Průběh třecích momentů a jejich prací

Průběh třecích momentů je předvídatelný, na začátku zdvihu jsou téměř zanedbatelné, ložiska jsou totiž zatížena pouze tíhovými a setrvačnými silami. Tyto síly jsou však oproti tvářecí síle v daném intervalu takřka zanedbatelné. Jakmile dojde k prvnímu kontaktu kovadel

s výkovkem, tvářecí síla začne růst podle tvářecí charakteristiky a třecí momenty tak začínají růst. Při natočení 180° nabývají momenty svých maxim a následně opět prudce klesají k nízkým hodnotám. Součet prací třecích momentů při tváření součásti dosahuje hodnoty 131,57 kJ.

Chování hnacího momentu je živější. Při pohybu beranu směrem dolů postupně nabývá moment záporných hodnot a stabilně klesá až k počátku tváření. To je způsobeno tzv. kinematickou podmínkou pohonu hřídele, kdy moment je poháněn podmínkou s konstantní rychlostí. Zároveň má beran vlivem gravitace tendenci urychlovat klikovou hřídel. Z toho důvodu musí hnací moment mechanismus zpomalovat. Opačná situace nastává po průchodu spodní úvratí, kdy hnací moment při konstantní rychlosti vynáší beran a ojnici vzhůru. Reálný vliv kinematické a počáteční (tělesu se definuje pouze počáteční rychlost) podmínky je obsahem následujících kapitol.

Tabulka 10 - Výsledky výpočtu ztrátové třecí práce lisu LMZ 2500

	A_u	A_{drive}	A_{f1}	A_{f2}	A_{f3}	ΣA_f
	kJ					
Tvářecí technologie	224	351,54	46,04	76,37	8,16	130,57
Celý zdvih	224	472,06	56,69	87,99	9,15	153,83

6.4 Porovnání čtyř výpočetních přístupů

Pokud byly provedeny výpočty čtyřmi různými přístupy, je následně vhodné je porovnat a vynést soud. Těmito přístupy byly: empirický, analytický bez dynamiky, analytický s dynamikou a simulační.

Výsledkem empirického výpočtu je relativně široký interval třecí práce, který navíc platí pro stroj s pružným stojanem. Pružný stroj způsobí potřebu vykonání většího úhlu natočení klikové hřídele pro vyvození potřebné deformace tvářeného polotovaru a to přivede větší třecí moment, tedy i větší třecí práci. V případě pružného stroje je dále nutné uvažovat i odpružením stroje po překonání spodní úvratí, tedy s další třecí prací.

Tabulka 11 - Porovnání výsledků všech způsobů výpočtů třecích prací

	A_u	A_{f1}	A_{f2}	A_{f3}	ΣA_f
	kJ				
Empirický výpočet	224	n/a	n/a	n/a	(176 ÷ 220) * pro lis s pružným stojanem
Výpočet v Excelu	224	49,5	79,7	8,5	137,7
Výpočet v MATLABu	224	47,5	77,1	8,3	132,9
MBD simulace – tváření	224	46,04	76,4	8,2	131,6

Následoval analytický výpočet bez uvažování dynamiky pohybu a gravitace. Výpočet byl proveden v tabulkovém procesoru Excel a vyznačuje se opravdovou jednoduchostí. Tento výpočet se hodí spíše pro prvotní fázi návrhu stroje pro orientační představu o energetické náročnosti. Pro přesnější výpočty je vhodnější použít pokročilejší nástroje umožňující matematický model rozšířit o další vlivy. Co se číselných výsledků z Tabulka 11 týče, třecí práce

získaná tímto přístupem je větší než u následujících přístupů a to především z důvodu absence vlivu dynamiky a gravitace.

Při použití programovacího prostředí Matlab je možné sestavit matematický model lisu včetně působení setrvačných sil a gravitace. Toto prostředí obsahuje i vlastní funkce pro numerické řešení algebraicko-diferenciálních rovnic, které se v tomto modelu vyskytují pro výpočet třecích momentů. Obecně je možné matematický model lisu rozšířit o mnoho dalších vlivů prakticky stejně jako v případě numerické simulace. Nicméně k tomu je třeba velká znalost programování a analytického modelování mechanických systémů což je většinou pro konstruktéry překážkou. Výsledky třecích prací získané touto metodou jsou korektní a vcelku zapadají do ostatních. Oproti statickému výpočtu lisu pomocí Excelu je výsledná třecí práce menší, to z důvodu působení setrvačných sil, které snižují výsledné reakce v ložiskách a tedy i třecí momenty.

Využití multibody simulací otevírá konstruktérům dveře k simulaci složitých matematických modelů. V závislosti na vybraném systému (Adams/View, NX Motion, Ansys Motion...) je možné stavět modely vázaných systému s větší nebo menší volností, jelikož některé systémy dovolují větší míru úpravy jednotlivých funkcí, zatímco jiné fungují spíše jako black-box. Samozřejmě je důležité sestavit model bez chyb a umět správně interpretovat a verifikovat výsledky i z takto fungujícího programu. V porovnání s vlastním modelem, vlastně soustavou rovnic, sestaveným v Matlabu jsou výsledky třecích ztrát v shodě.

Finální verdikt pro výběr je složitý. V současné době nevidím důvod používat pro výpočet energetické bilance empirické vztahy, které výsledná čísla pouze odhadují. Místo toho je vhodné použít v rané fázi návrhu lisu Excel a jednoduché vztahy. Pro detailní výpočet či optimalizaci stroje se musí konstruktér rozhodnout na základě těchto faktorů

- Znalost programování v prostředí Matlab či podobném
- Znalost matematického modelování mechanických systémů
- Přítomnost výpočetního oddělení ve výrobním podniku
- Dostupnost potřebných programů
- Časové možnosti
- Potřeba spojení technické dokumentace (CAD dat) s výpočetním modelem

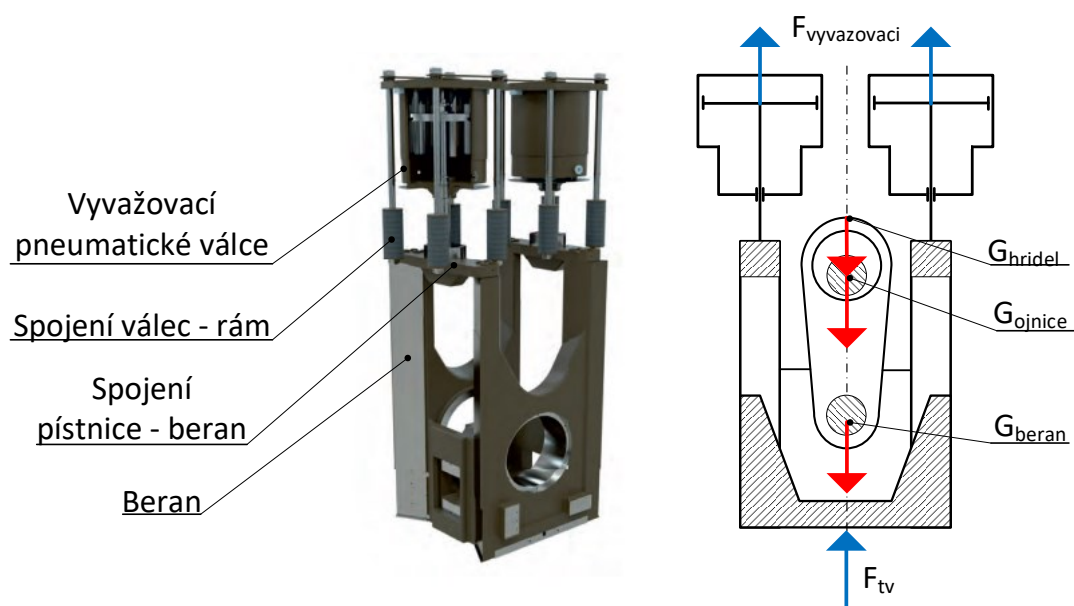
Osobně se domnívám, že použití dedikovaných MBD systémů je pro konstruktéry vhodnější, jelikož vyžaduje „pouze“ pochopení principů fungování a sestavování pohybových rovnic. Zároveň je dle mého názoru vhodnější volit otevřenější systém s širokou technickou dokumentací a možností ovlivnit chování určitých rovnic. Při vlastním modelování pomocí programování je nutné umět programovat, sestavovat pohybové rovnice, do detailu znát vybraný formalismus zápisu a derivací rovnic.

7 Analýza dalších vlivů na chod lisu

7.1 Analýza vlivu vyvažování beranu

7.1.1 Popis vyvažovacího systému

Mechanické kovací lisy jsou vybaveny vyvažovacími válci. Toto zařízení se využívá pro kompenzaci hmotnosti beranu, vymezení vůlí v bočním vedení a omezení tvrdých rázů v mechanismu a naopak hladké zatěžování motoru. Jedná se o válcovou tlakovou nádobu s pístem a pístnicí spojenou s beranem. Při pohybu beranu dolů a nahoru dochází k stlačování, a uvolňování, vzduchu v této a připojené nádobě. Tlak ve válci působí na píst silou, která beran nadnáší. Jinými slovy vyvažovací síla pneumatických válců působí proti sumě gravitačních a dynamických sil beranu včetně jeho mechanismů a horního nástroje.



Obrázek 34 - Beran a vyvažovací válec – model a schéma

7.1.2 Implementace vyvažovací síly do modelu

Výpočetní model s vyvažovací silou se od předchozího liší pouze v jediném. Tím je silová komponenta nahrazující oba pneumatické válce. Model stroje je stále z absolutně tuhých těles a je centricky zatěžován, tudíž je možné dva válce nahradit jednou dvojnásobnou silou. Hmotnost spojky na převislém konci klikové hřídele stále není uvažována.

Z charakteristiky vyvažovacího zařízení vychází, že tato síla je závislá pouze na stlačení vzduchu ve válci, tedy na zdvihu beranu. Časový okamžik, během kterého dochází ke stlačení vzduchu, je velmi krátký, proto můžeme považovat termodynamický proces ve válci za adiabatický. Výpočet tedy uvažuje pouze změnu tlaku a objemu.

Stavová rovnice ideálního plynu zní:

$$pV^n = konst.$$

Při této znalosti je snadné vyjádřit funkci závislosti tlaku plynu v závislosti na poloze beranu h , která se v modelu automaticky odečítá pokynem $DY()$

$$p = (p_1 + p_0) \cdot \left(\frac{V_1}{V_1 - S \cdot h} \right)^n - p_0$$

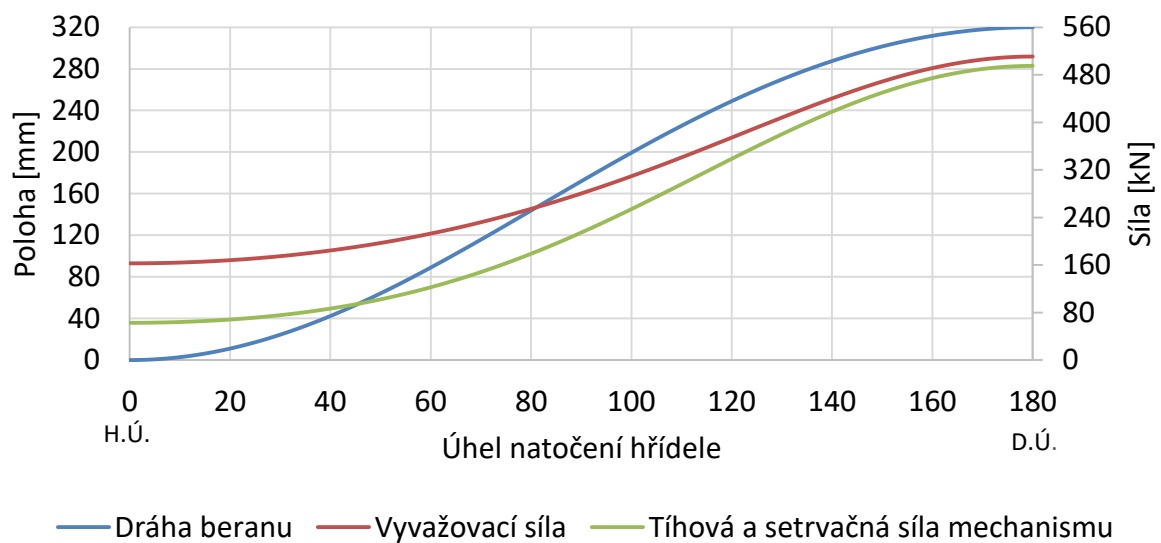
$$h = DY(\text{Top_tool_mark})$$

Výsledná funkce vyvažovací síly je součin tlaku a plochy pod pístem

$$F_v = p \cdot S = \left((p_1 + p_0) \cdot \left(\frac{V_1}{V_1 - S \cdot h} \right)^n - p_0 \right) \cdot S$$

Jak již bylo uvedeno, výsledná funkce vyvažovací síly má pouze jednu proměnnou a tou je zdvih beranu. Ten je ve funkci reprezentován funkcí DY , jež odečítá posunutí pomocného souřadného systému označeného v modelu jako „Top_tool_mark“ ve svislém směru. Tento souřadný systém je definován středovým bodem horního nástroje.

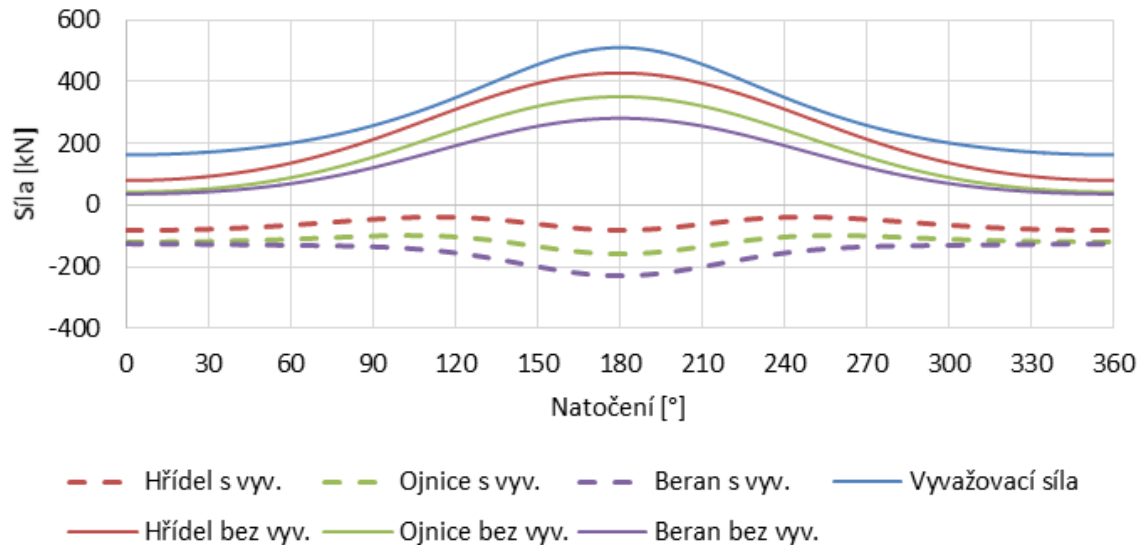
Průběh funkce vyvažovací síly v závislosti na úhlu natočení je zobrazen na Obrázek 35 včetně průběhu polohy beranu. Z grafu vyplývá, že vyvažovací síla v horní úvrati je $F_v = 162,7 \text{ kN}$ a v dolní úvrati $F_v = 510,7 \text{ kN}$. Zároveň je v grafu zobrazen průběh tíhové a setrvačné síly beranu.



Obrázek 35 – Graf průběhu vyvažovací síly

7.1.3 Výsledky simulace stroje s vyvažovaným beranem

Jak již bylo zmíněno v úvodu, vyvažovací síla působí proti tíze a dynamickým silám beranu. vihu větší pro vyvažovaný lis.



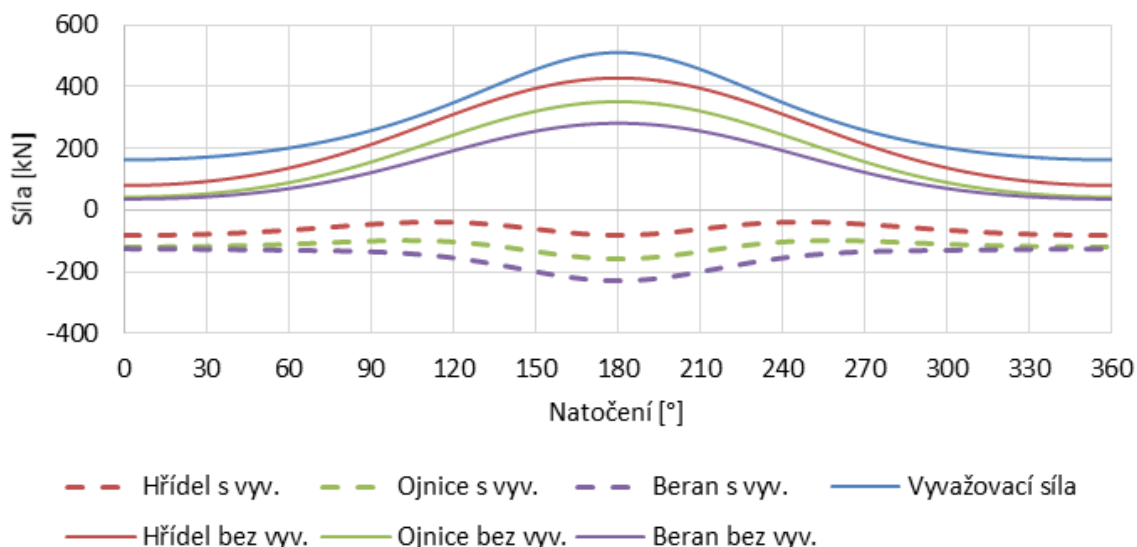
Obrázek 36 zobrazuje závislost reakčních sil pro všechna ložiska v průběhu natočení klikové hřídele pro zdvih bez tvářecí fáze s vyvažováním a bez.

Vyvažovací síla změní smysl zatěžování částí mechanismu. V případě bez vyvažování jsou části zatěžovány na tah, jelikož vektory sil (tíhy a dynamické síly) směřují společným směrem dolů. Jakmile dojde k zavedení vyvažovací síly, mechanismus stroje je stále v tlaku, protože součet tíhy a dynamických sil je stále menší než vyvažovací síla, která působí opačným směrem.

Vykompenzování dynamických sil negativně ovlivňuje třecí ztráty. V případě nevyvažovaného beranu právě tyto síly, energie pohybujícího se beranu, působí proti tvářenému kusu, a tudíž se sníží reakce v ložiskách a tedy i třecí momenty těchto ložisek. Pokud je beran vyvažovaný, o tuto výhodu se přichází a celková práce na tváření roste, průběh třecích momentů při tváření je znázorněn na Obrázek 38.

Další rozdíl je ale v principu zavěšení hmot mechanismu. V případě nevyvažovaného mechanismu je veškerá váha mechanismu přenášena na stojan stroje přes ložiska klikové hřídele. Zatímco v druhém případě veškerou váhu virtuálně zdvihá (jak již bylo zmíněno, vyvažovací síla udržuje mechanismus v tlaku) čep beranu.

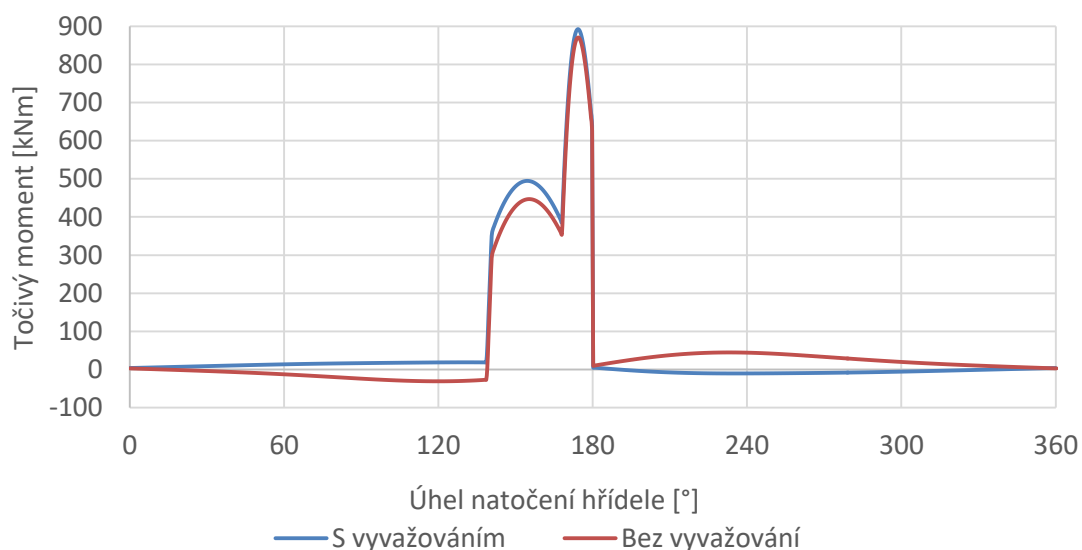
Důležité je také zmínit, že na začátku zdvihu jsou tíhové a setrvačné síly beranu výrazně nižší než síla vyvažovací. To je důvod, proč jsou reakční síly na začátku zdvihu větší pro vyvažovaný lis.



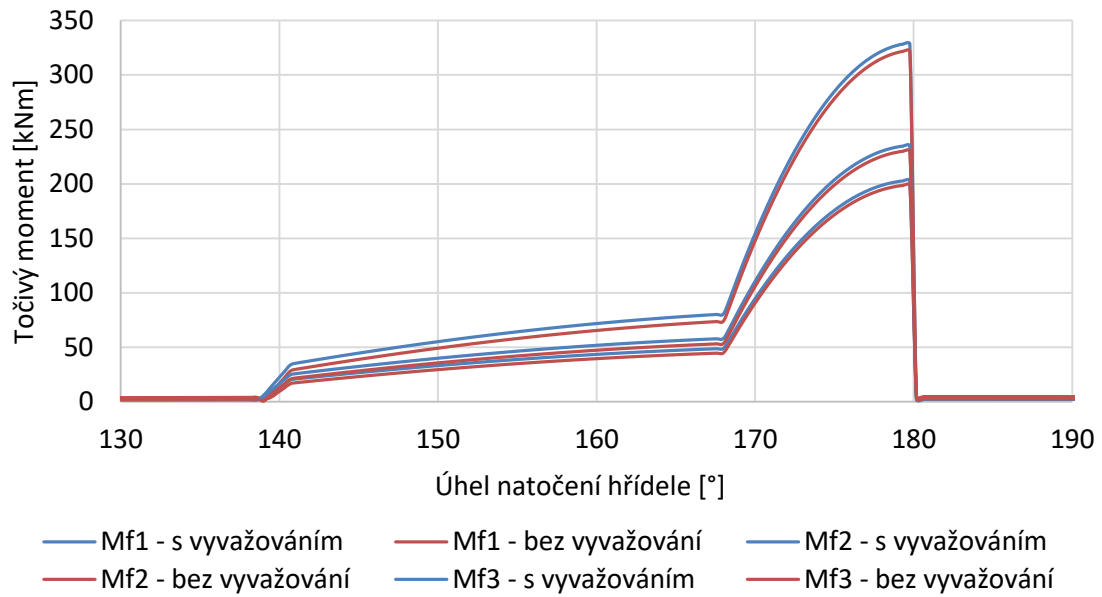
Obrázek 36 - Vliv vyvažování na reakce v ložiskách při zdvihu bez tváření

Porovnání hnacího momentu pro model s vyvažovacím systémem a bez něj je v tomto případě ošemetné. Hnací moment z předchozího modelu, tj. bez vyvažování, je zavádějící z toho důvodu, že dosahuje i záporných hodnot a to velmi výrazných. To je způsobeno definovaným pohonem, který do matematického popisu systému zavádí podmínku konstantní rychlosti otáčení hřídele $\omega = 420 \text{ }^\circ/\text{s}$. Tím pádem při pohybu beranu dolu dochází k jeho brždění a naopak při pohybu vzhůru dochází ke zdvihání. Práce tohoto momentu je tedy poměrně velká v porovnání s vyvažovaným lisem.

V jeho případě dochází k tlačení beranu při jeho pohybu dolu a naopak lehkému brždění při pohybu zpět do horní polohy. Ze znázorněných průběhů momentů na Obrázek 37 je zřejmé, že vyvažování je pomáhá snižovat hnací moment pro části zdvihu před a po procesu tváření. Naopak zvyšuje potřebný hnací moment v první části tváření, kdy je rameno síly působící na kliku větší.



Obrázek 37 - Graf průběhu hnacího momentu



Obrázek 38 - Průběh třecích momentů

Jednotlivé výsledné práce hnacího a třecích momentů jsou v následující tabulce. Zdůvodnění změn třecích prací modelu s vyvažováním vůči modelu bez vyvažování je uvedeno v předchozích statích.

Tabulka 12 – Výsledky prací točivých momentů pro simulaci s a bez vyvažování

		A _{drive}	A _{f1}	A _{f2}	A _{f3}	ΣA _f
		[kJ]				
Tváření	Bez vyvažování	351,54	46,04	76,37	8,16	130,57
	S vyvažováním	380,80	49,68	80,74	8,63	139,05
	Změna [%]	+8,32	+7,91	+5,72	+5,76	+6,50
Celý zdvih	Bez vyvažování	472,06	56,69	87,99	9,15	153,83
	S vyvažováním	432,31	53,41	89,91	9,82	153,14
	Změna [%]	-8,42	-5,79	+2,18	+7,32	-0,45

7.2 Analýza vlivu pružných bronzových ložisek

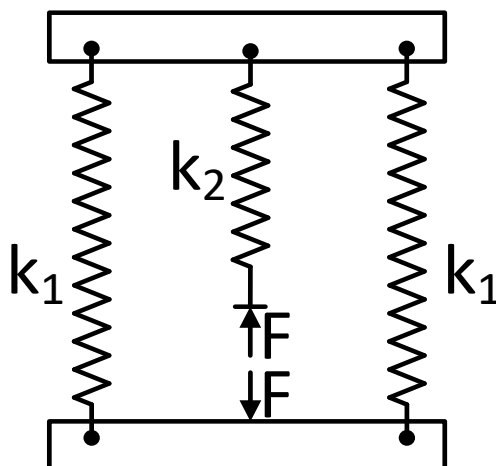
Důležitým faktorem chování a energetické náročnosti lisu je pružnost všech jeho částí. Do této fáze byly výpočetní modely absolutně tuhé a tudíž nereálné.

Při tváření výkovku je výslednou silou na výstupním členu zatěžován i mechanismus a stojan stroje. Tím dochází k jeho deformaci, mechanismus je stlačován a stojan natahován. Veškeré namáhání se samozřejmě odehrává v oblasti pružných deformací.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 5.1, tvářecí charakteristika udávající závislost působící síly a zdvihu výstupního členu, je rozdílná právě pro pružný a tuhý stroj. Aby u pružného stroje došlo k řádnému stlačení výkovku, je nutné nastavit vzájemnou pozici horního a dolního nástroje tak, aby k prvnímu kontaktu horního nástroje s výkovkem došlo dříve nežli u tuhého stroje. Konkrétně je tedy třeba zmenšit vzdálenost mezi kovadly o prodloužení stroje, tedy o součet všech deformací stroje.

Pružením stroje dochází k ukládání práce pružných deformací A_d , která se při odlehčování stroje opět vrací do systému, tedy nedochází k její disipaci. Zároveň napružení způsobuje to, že po průchodu spodní úvrati je mechanismus pořád zatížený napruženými částmi stroje a tudíž dochází k zvýšeným třecím ztrátám na ložiskách oproti tuhému modelu stroje. Tuto ztrátu můžeme označit jako třecí práci vázanou na pružení.

Z předchozích tvrzení lze očekávat, že mechanická účinnost stroje roste s rostoucí tuhostí. Čím vyšší tuhost stroje, tím kratší dráha třecích sil a momentů po překonání spodní úvrati a tím menší třecí práce vázaná na pružení. Zároveň s vyšší tuhostí se omezuje přičení jednotlivých součástí stroje. Důsledkem je rovnoměrnější rozložení tlaku na kontaktních plochách a vhodnější podmínky pro vytvoření mazacího klínu, případně nedostatečně tuhých strojů může docházet i k polosuchému či suchému tření.



Obrázek 39 - Pružinový model lisu

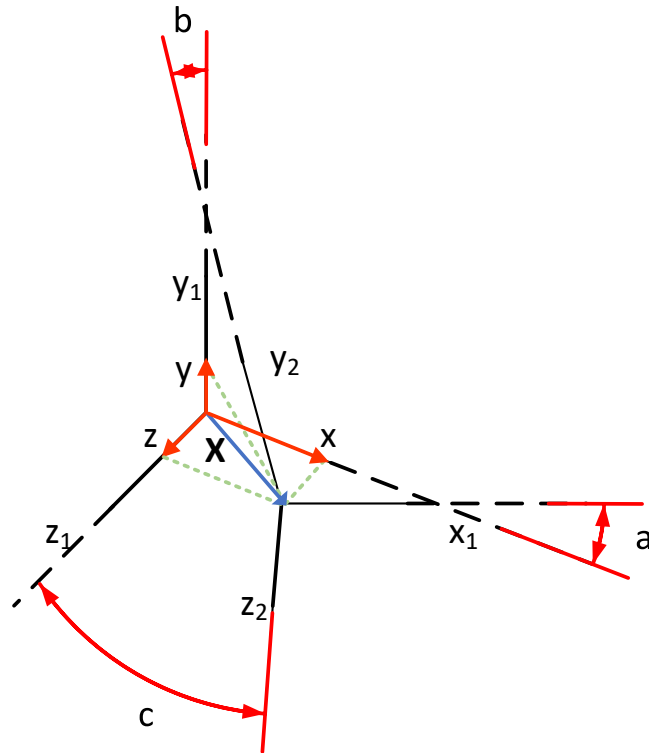
7.2.1 MBD funkce Bushing

Tato funkce umožňuje definovat pružné spojení dvou různých těles modelu s možností kontrolovat jednotlivé stupně volnosti. Kontrolou je myšleno, že reakční síly působící na tato tělesa jsou ovlivněny definovanou tuhostí a tlumením podle následující rovnice. To znamená, že se nejedná o vazbu pevně odebírající dané stupně volnosti, ale dovolující vzájemný pohyb spojených těles.

Při definici tohoto prvku se určují dvě spojovaná tělesa a pro každé těleso jeden souřadný systém. Tyto systémy se volí tak, aby jejich orientace byly stejné a jejich počátky shodné. V průběhu simulace se následně odměřují vektory $[x]$ a $[V]$ udávající jejich vzájemnou polohu, a natočení a rychlost. Pokud tyto vektory podle předchozí rovnice pronásobíme s maticí tuhosti a maticí tlumení, získáme vektor reakčních sil a momentů.

$$\begin{bmatrix} F_{Rx} \\ F_{Ry} \\ F_{Rz} \\ T_{Rx} \\ T_{Ry} \\ T_{Rz} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ a \\ b \\ c \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ T_1 \\ T_2 \\ T_3 \end{bmatrix}$$

Volba koeficientů tuhosti je vcelku jednoduchá. Je možné specifikovat až 6 různých tuhostí pro 3 směry posuvu a 3 úhly natočení. V modelu jsou ložiska uvažovaná jako radiální a tudíž pro posuvy x a y je tuhost totožná. Zároveň nedochází k posuvu hřídele/čepu v axiálním směru a tudíž lze pro posuv z nastavit spíše formální tuhost. (10)



Obrázek 40 - Způsob odměřování vektorů vzájemného posunutí (x, y, z) a natočení (a, b, c) prvkem bushing

S výhodou bylo využito dokumentu výrobce stroje s kontrolním výpočtem. V něm se uvádí předpokládané stlačení hlavních ložisek hřídele při zatížení jmenovitou silou

$$\Delta h = 0,011 \text{ mm}$$

Z toho vyplívá radiální tuhost ložiska

$$K_{11} = K_{22} = 1\,136\,363\,636 \text{ N/mm.}$$

Co se tlumení týče, do softwaru se zadává koeficient viskózního tlumení. Zjistit tento koeficient je složitější než je tomu u tuhosti. Dostupná literatura se tlumením bronzových ložisek nezabývá. Je tedy třeba

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \rightarrow c = \zeta \cdot c_c$$

$$c = \zeta \cdot 2\sqrt{m \cdot K}$$

Kde ζ je koeficient relativního tlumení, c_c koeficient viskózního tlumení pro kriticky tlumený systém, c koeficient viskózního tlumení pro reálný systém.

Hodnota koeficientu relativního tlumení není specifikována čistě pro bronzová ložiska. Obecně platí pro kovy, že $\zeta < 0,01$. Na druhou stranu například pro větší spojitě kovové konstrukce je $\zeta = 0,02 \div 0,04$, pro konstrukce se spoji (šrouby apod.) $\zeta = 0,03 \div 0,07$. Pozitivní vliv na tlumení má i předepnutí konstrukce a výskyt tření. (17)

Pro reálné namodelování ložisek by bylo třeba uskutečnit měření na skutečném stroji a následně tyto koeficienty dopočítat. To však není možné a je tedy třeba udělat odhad.

S ohledem na hodnoty a fakta uvedená v předchozím odstavci byl zvolen koeficient relativního tlumení $\zeta = 0,055$.

Výsledný reálný koeficient viskózního tlumení pro hlavní ložisko klikové hřídele je

$$c_{loz_hridel} = \zeta \cdot 2 \sqrt{(m_{hridel} + m_{ojnice} + m_{beran}) \cdot K_{loz_hridel}}$$

$$c_{loz_hridel} = 2\,359\,179 \text{ Ns/mm}$$

Podobně lze vypočítat koeficient viskózního tlumení i pro zbylá dvě ložiska ojnice, kde se za hmotnost systému dosazuje součet hmotností pouze částí pověšených na daném ložisku

$$c_{loz_ojnice} = \zeta \cdot 2 \sqrt{(m_{ojnice} + m_{beran}) \cdot K_{loz_ojnice}}$$

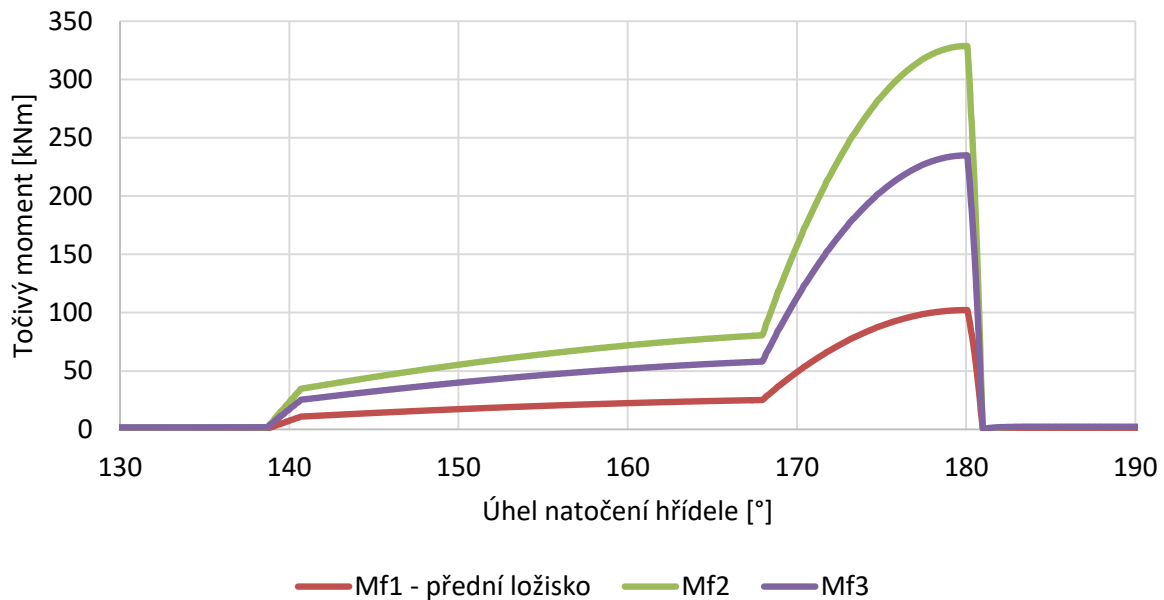
$$c_{loz_ojnice} = 1\,512\,472 \text{ Ns/mm}$$

$$c_{loz_cep} = \zeta \cdot 2 \sqrt{m_{beran} \cdot K_{loz_cep}}$$

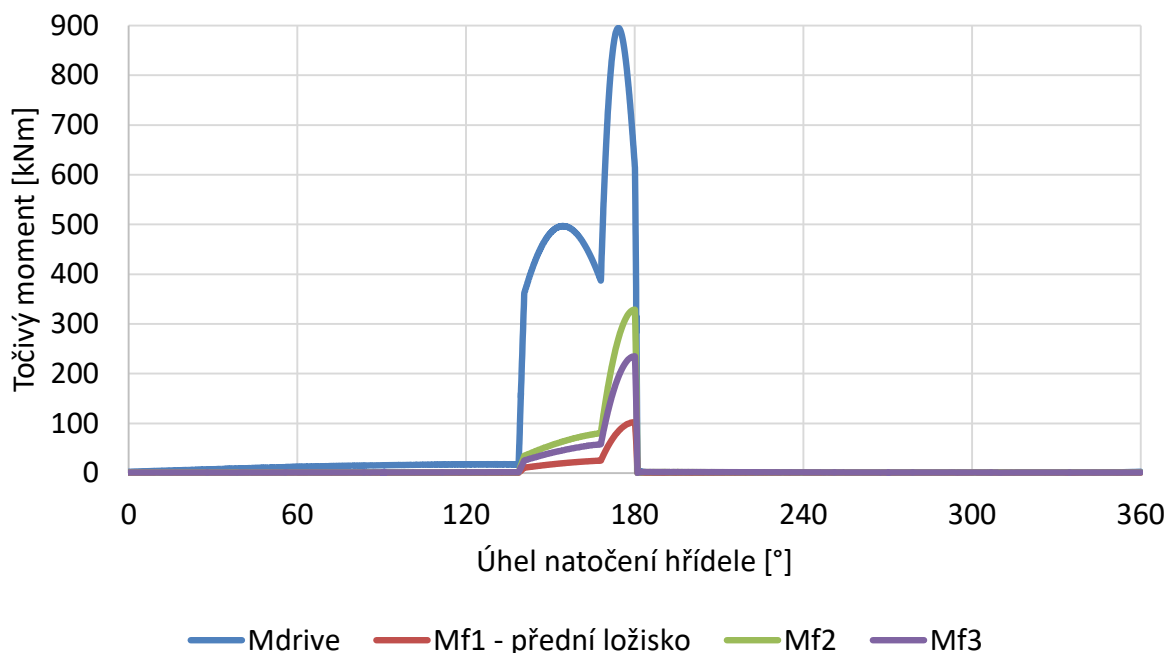
$$c_{loz_cep} = 1\,358\,316 \text{ Ns/mm}$$

7.2.2 Výsledky simulace s pružnými ložisky

Na následujícím grafu je zřetelně vidět, jaký má pružení ložisek vliv na průběh třecích momentů lisu. Po překročení dolní úvrati, kdy přestane působit tvářecí síla, velikost třecích momentů neklesá k nule okamžitě, ale klesá postupně. To je způsobeno přetrvávajícím napružením stroje, které zvětšuje reakční síly v ložiskách do doby, než se stroj odpruží.



Obrázek 41 - Graf průběhu třecích momentů pro model s pružnými ložisky



Obrázek 42 - Průběh hnacího a třecích momentů pro model s pružnými ložisky

Na následující tabulce si lze všimnout jak práce třecích momentů, resp. jejich změna oproti tuhému stroji, narostou o stejný procentuální poměr. Je to způsobeno posunutím změnou počátečního a konečného úhlu natočení tvářecí charakteristiky, které závisí na napružení ložisek.

Tabulka 13 – Výsledky prací vykonaných hnacím a třecími momenty pro pružná ložiska

		A _{drive}	A _{f1}	A _{f2}	A _{f3}	ΣA _f
		[kJ]				
Tváření	Tuhá ložiska	380,80	49,68	80,74	8,63	139,05
	Pružná ložiska	397,68	53,45	86,83	9,28	149,56
	Změna [%]	+4,43	+7,58	+7,54	+7,53	+7,56
Celý zdvih	Tuhá ložiska	432,31	53,41	89,91	9,82	153,14
	Pružná ložiska	455,44	59,15	100,51	10,98	170,64
	Změna [%]	+5,33	+10,75	+11,91	+11,81	+11,43

7.3 Analýza vlivu pružnosti stroje včetně stojanu

Z důvodů zmíněných v předchozích statích lze odhadnout, jaký vliv bude mít na třecí ztráty vliv pružnost stroje. Účinnost stroje je negativně ovlivněna tuhostí pracovního prostoru, nejvíce energie se logicky ztrácí při největším odběru energie, v tomto případě při technologii tváření. Již předem se dá očekávat, že nárůst ztrátové třecí energie bude značný.

Pro správné provedení analýzy je třeba znát tuhosti jednotlivých relevantních částí stroje. Jedná se o klikovou hřídel, ojnici, beran i s nástroji a především stojan.

Samozřejmě je možné tuhosti vypočítat analyticky, na druhou stranu využití metody konečných prvků nám umožňuje sestavit i modely s kontakty a tedy přesnějšími výsledky. Výpočet tuhosti stojanu by navíc bez využití MKP byl velice náročný a navíc nepřesný. Není tedy důvod nespojit metody FEM a MBD.

7.3.1 Použití pružných těles v MBD simulaci

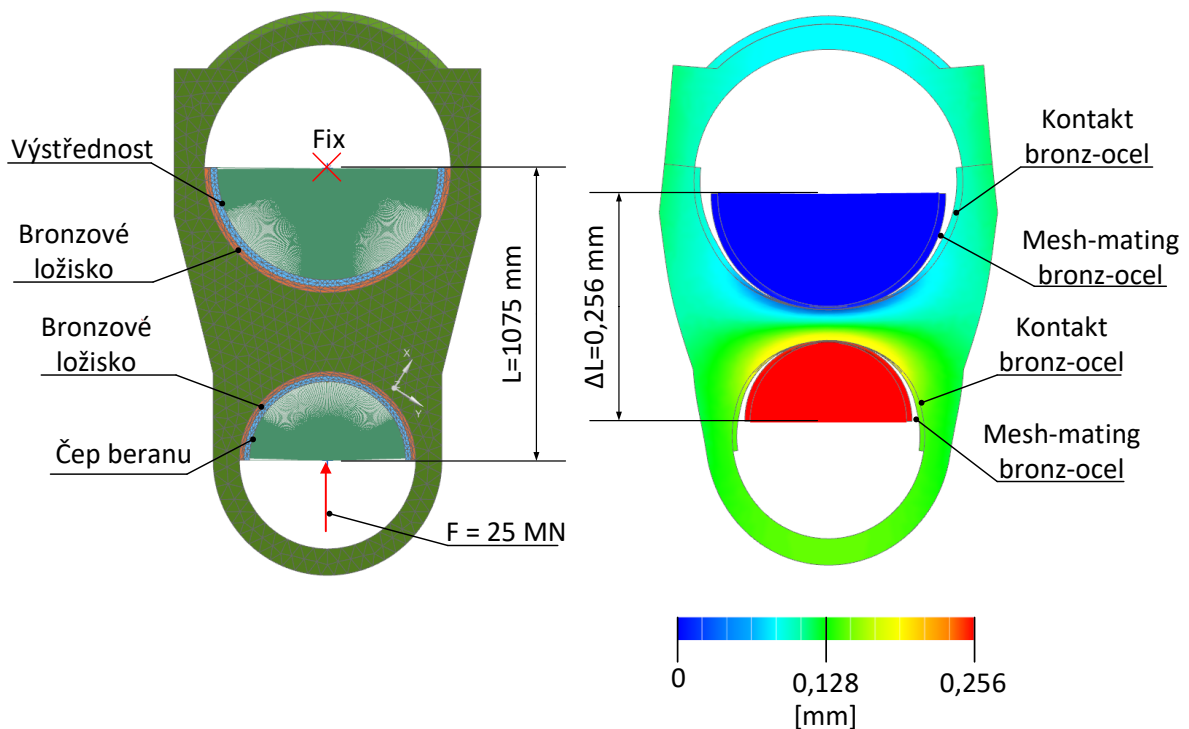
Ostatně nápad spojit multibody simulaci s metodou konečných prvků není světu nový.

7.3.2 Tuhost ojnice

Pro zjednodušení následné MBD analýzy je vhodné provést výpočet deformace pro celý řetězec bronz-ojnice-bronz. Následně tedy bude možné nahradit jednotlivé pružné prvky f_s odlišnými tuhostmi za jeden prvek s jednou tuhostí. Pokud by se tuhost řetězce určovala analyticky, bylo by třeba vypočítat stlačení každé jednotlivé části a výsledná tuhost řetězce by se rovnala obrácené hodnotě součtu jednotlivých poddajností, tak jako u sériově zapojených pružin dle

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \dots + \frac{1}{k_n}$$

Kontaktní úloha, zpracovaná pro zjištění tuhosti ojnice, byla provedena celkem s 5 tělesy a tedy 5 sítěmi. V prostoru upevněným tělesem je rotační těleso nahrazujícím klikovou hřídel. Jedná se o orotovaný obdélník, na jehož vnitřní straně je pavouk 1D RBE2 prvků spojujících právě vnitřní stranu s pevnou vazbou. K hřídeli je funkcí mesh-mating spojena síť bronzového ložiska a na druhé straně ložiska je kontakt k ojnicí. Obdobně je namodelované i druhé oko ojnice, tedy mezi ojnicí a bronzovým ložiskem je opět kontakt. Síť ložiska je spojena se sítí tělesa nahrazujícího čep beranu. Na vrcholový uzel RBE2 pavouka čepu beranu je aplikována síla 25 MN.



Obrázek 43 - Výpočetní model a výsledek deformace ojnice

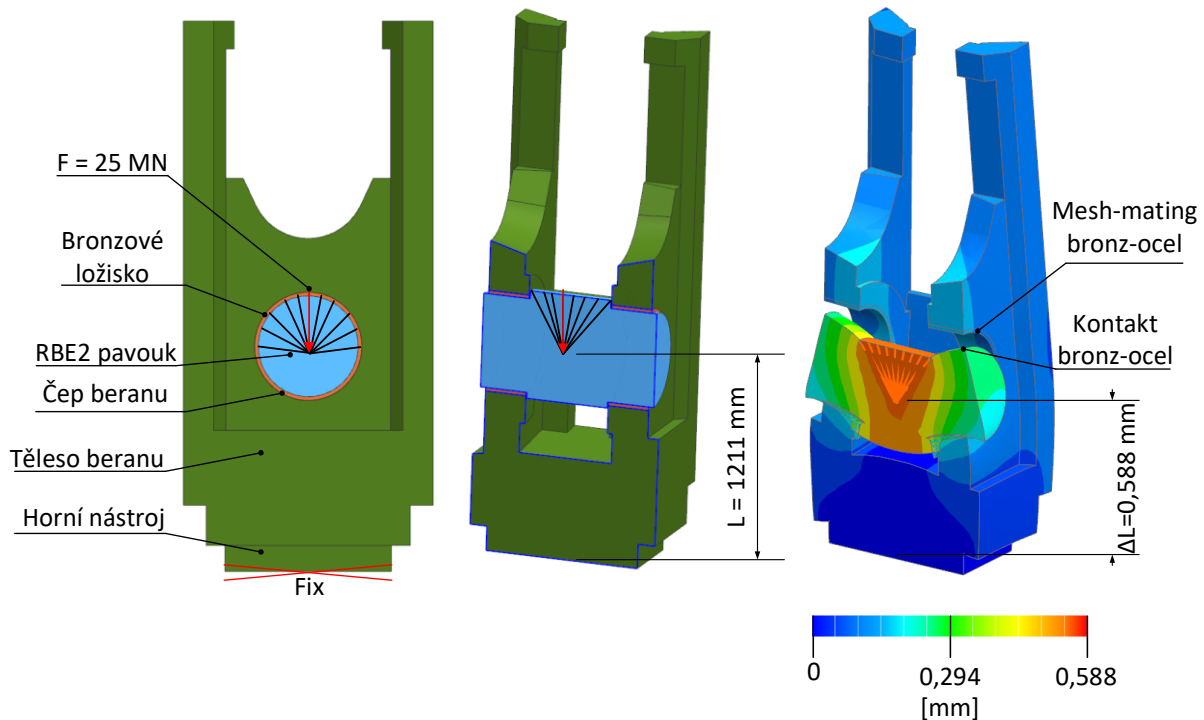
Použitím prvků RBE2 dojde k vyztužení těles nahrazujících čep a hřídel, takže jejich podíl na celkovém stlačení je zanedbatelný. Naopak budou jejich tuhosti zahrnuty v následujících výpočtech tuhosti beranu, resp. stojanu.

Z výsledků znázorněných na Obrázek 43 vyplývá stlačení sestavy ojnice $\Delta L = 0,256 \text{ mm}$, což při daném zatížení jmenovitou silou lisu vychází na tuhost

$$k_{ojnice} = \frac{F}{\Delta L} = \frac{25}{0.256} = 97,66 \text{ MN/mm}$$

7.3.3 Tuhost beranu

Systém stavby výpočetního modelu sestavy beranu je obdobný jako u ojnice. Tentokrát je model v prostoru pevně uchycen za plochu spodního nástroje a jmenovitou silou je čep beranu vtlačován do bronzových ložisek. Bronzová ložiska jsou funkcí mesh-mating spojena s tělesem beranu. Mezi čepem a ložisky je definovaný kontakt, čímž může dojít k odlehnutí ploch v horní části ložisek a čepu, tak jako se to může stát u reálného stroje.



Obrázek 44 - Výpočetní model a výsledek deformace beranu

Tuhost, respektive spíše poddajnost čepu poměrně výrazně ovlivnila tuhost sestavy beranu. V porovnání se sestavou ojnice jde o masivnější součást, jelikož její spodní část má tvar plného čtverce o rozměrech 1100x1100 mm, což nahrává vysoké tuhosti. Naproti tomu je z výsledků znázorněných na Obrázek 44 zřetelné, že největší deformace se uskutečňuje na čepu beranu. Mezitím samotné těleso beranu dosahuje největší hodnoty deformace přibližně třetinové.

Pro výpočet tuhosti sestavy je ale důležité posunutí středu RBE2 pavouka, který spojuje horní vnější plochu čepu s působištěm síly uprostřed válcové části čepu. Z výsledků vyplývá celkové stlačení sestavy beranu $\Delta L = 0,588 \text{ mm}$, což při daném zatížení jmenovitou silou lisu vychází na tuhost

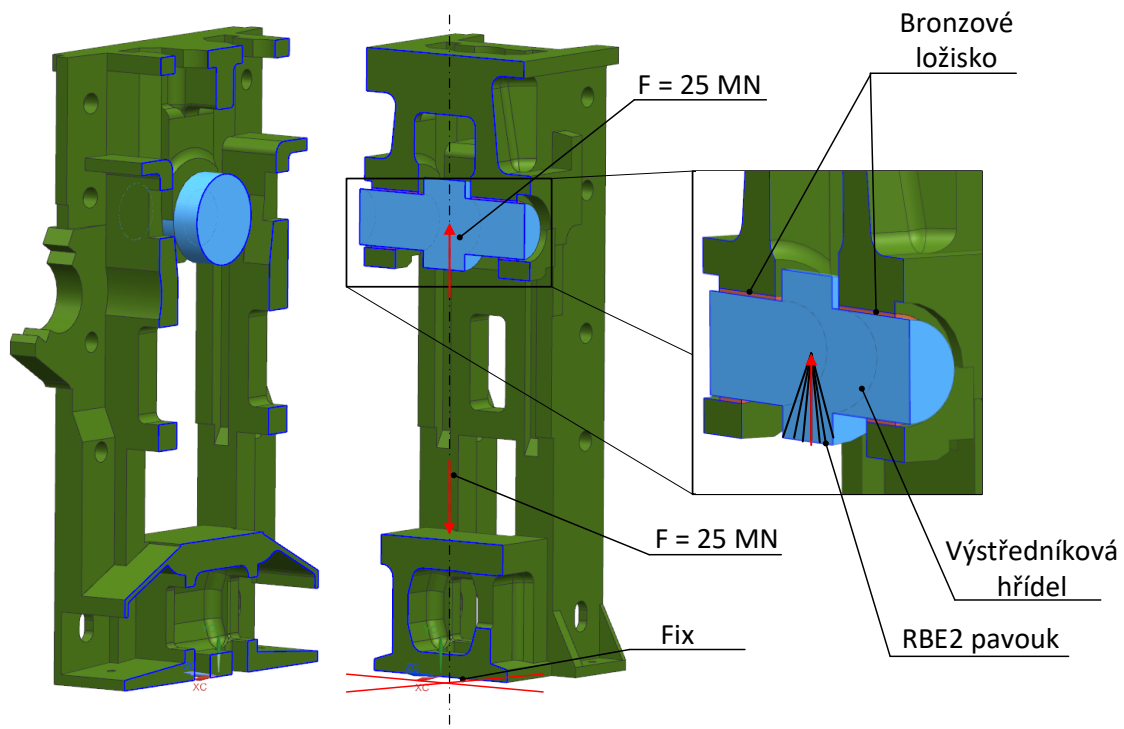
$$k_{beran} = \frac{F}{\Delta L} = \frac{25}{0,588} = 42,52 \text{ MN/mm}$$

7.3.4 Tuhost stojanu

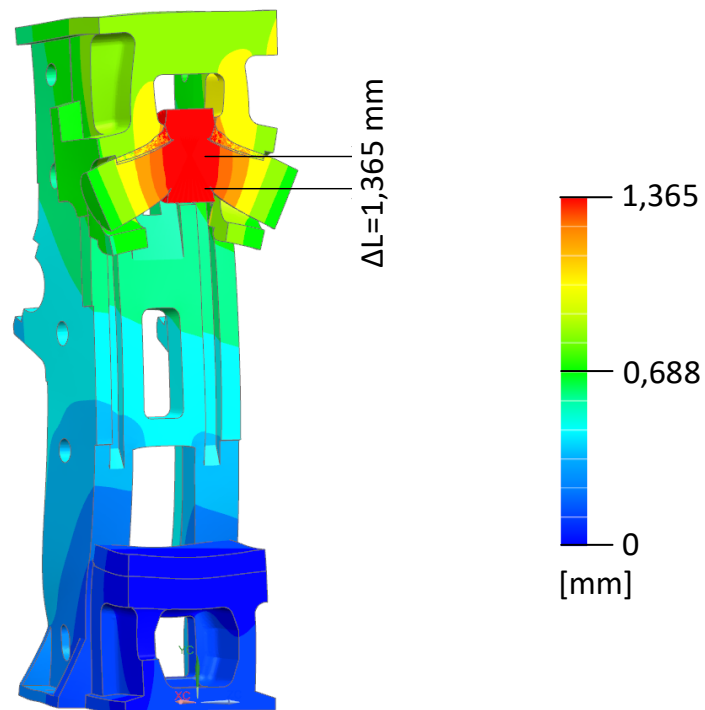
Posledním krokem určení tuhosti stojanu stroje. Vzhledem ke své výšce a poměrně štíhlým sloupům se očekává, že sloup je tou nejméně tuhou částí stroje. Zároveň je stojan lisu zatěžován vtlačováním klikové hřídele do bronzových ložisek, během čehož dochází k průhybu hřídele a zvětšení celkové deformace modelu. Tímto se získá tuhost nejen stojanu ale celého řetězce hřídel-ložiska-stojan.

Tento výpočet má jednu odlišnost oproti předchozím a tedy, že síly od technologie působí v uzavřeném rámu. Je tedy nutné k akci definovat i reakci. Pokud by byl model zatěžován pouze silou tlačící klikovou hřídel vzhůru (do ložisek), namáhání stojanu by bylo odlišné od toho při normálním provozu. Je tedy nutné aplikovat druhou sílu na spodní desku, kde působí

síla přenášená výkovkem do spodního nástroje. Mimo to je model obdobný jako v předchozích případech, hřídel je v kontaktu s ložisky a ložiska jsou pevně spojena se stojanem.



Obrázek 45 - Výpočetní model stojanu a klikové hřídele



Obrázek 46 - Výsledek deformace stojanu a klikové hřídele

Výsledná deformace, čili posunutí středu RBE2 pavouka klikové hřídele, odpovídá prvotnímu odhadu o vysoké deformaci (přestože je obecně vyšší deformace stojanu známou pravdou v konstrukci tvářecích strojů). Při deformaci stojanu a hřídele $\Delta L = 1,365 \text{ mm}$ vychází tuhost sestavy na

$$k_{\text{stojan}} = \frac{F}{\Delta L} = \frac{25}{1,365} = 18,32 \text{ MN/mm}$$

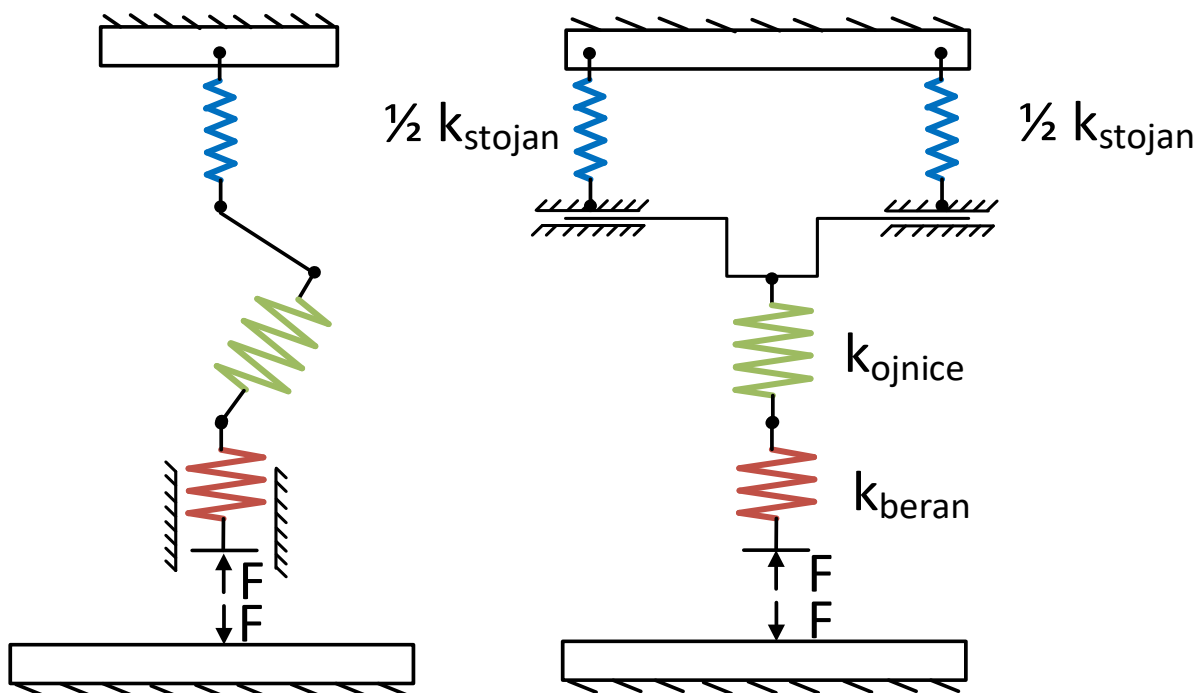
7.3.5 Pružný MBD model lisu

Celková tuhost stroje se snadno spočítá ze zjednodušujícího modelu předpokládajícího, že lis lze nahradit celkem 4 pružinami. Tento model je zobrazen na Obrázek 47. Následně je možné předložit návrh pružného MBD modelu při zachování minimální výpočetní náročnosti. Výsledná tuhost pracovního prostoru stroje se vypočte jako tři sériově zapojené pružiny podle

$$k_c = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}{k_1 \cdot k_2 + k_2 \cdot k_3 + k_1 \cdot k_3} = 11,32 \text{ MN/mm}$$

Což odpovídá celkové deformaci stroje při zatížení jmenovitou silou

$$y_c = \frac{F_j}{k_c} = 2,2 \text{ mm}$$



Obrázek 47 - Model tuhosti lisu v narysu (vlevo) a bokorysu (vpravo) stroje

Tento model dodává systému pouze 4 stupně volnosti. To umožňuje velmi rychle zpracování modelu. Na osobním počítači s procesorem o taktovací frekvenci 2,80 GHz trvá výpočet s 860 kroky po 0,001 vteřině pouze 0,56 vteřiny. Při desetinásobném zkrácení kroku, tedy s krokem 0,0001 vteřiny trvá výpočet 3,04 vteřiny.

Kromě principu zakomponování pružnosti těles do modelu podle předchozích odstavců, tj. zjištění tuhosti tělesa pomocí MKP a vložení pružiny této tuhosti do MBD modelu, lze využít možnosti sestavit model s tzv. Flex tělesy. Jedná se o princip zahrnutí dynamického chování pružných těles pomocí technik modální analýzy. Základem je náhrada tuhého tělesa sítí konečných prvků, na které je následně provedena modální analýza zohledňující okrajové podmínky odpovídající vazbám pružného tělesa s tuhými. Výsledkem modální analýzy je soubor dostatečného počtu vlastních frekvencí a především vlastních tvarů. Tyto tvary představují různé způsoby, jakými se těleso může deformovat. Každý tvar je spojen s určitou vlastní frekvencí a deformací. Namísto přímého zobrazení posunu každého bodu uvnitř flexibilního tělesa se používají modální souřadnice. Tyto souřadnice určují amplitudy každého tvaru a představují, do jaké míry je těleso deformováno v každém modálním tvaru.

Výsledný vektor uzlového posunutí U získáme modální transformací, což je převod výsledků v modálních souřadnicích zpět na fyzikální souřadnice

$$U = \Phi Q$$

kde Φ je modální matice a Q vektor modálních souřadnic

V průběhu práce na této problematice jsem se pokoušel tento princip aplikovat i na simulaci klikového lisu. Nakonec jsem od toho upustil, jelikož tento typ lisu není pro použití této techniky vhodný. Aby se projevily modální charakteristiky tělesa a měly tedy vliv na jeho deformaci, je důležité, aby těleso bylo buzeno dostatečně vysokou frekvencí. Tuhé těleso nahrazované za pružné byla ojnice, jejíž 1. vlastní frekvence je 1330 Hz zatímco budící frekvence od pohonu je 1,16 Hz. Kromě toho je takový model výpočetně náročnější a jeho zpracování trvalo přibližně 6 minut, což je oproti 3 vteřinám výrazný nárůst.

7.3.6 Výsledky simulace s pružným modelem lisu

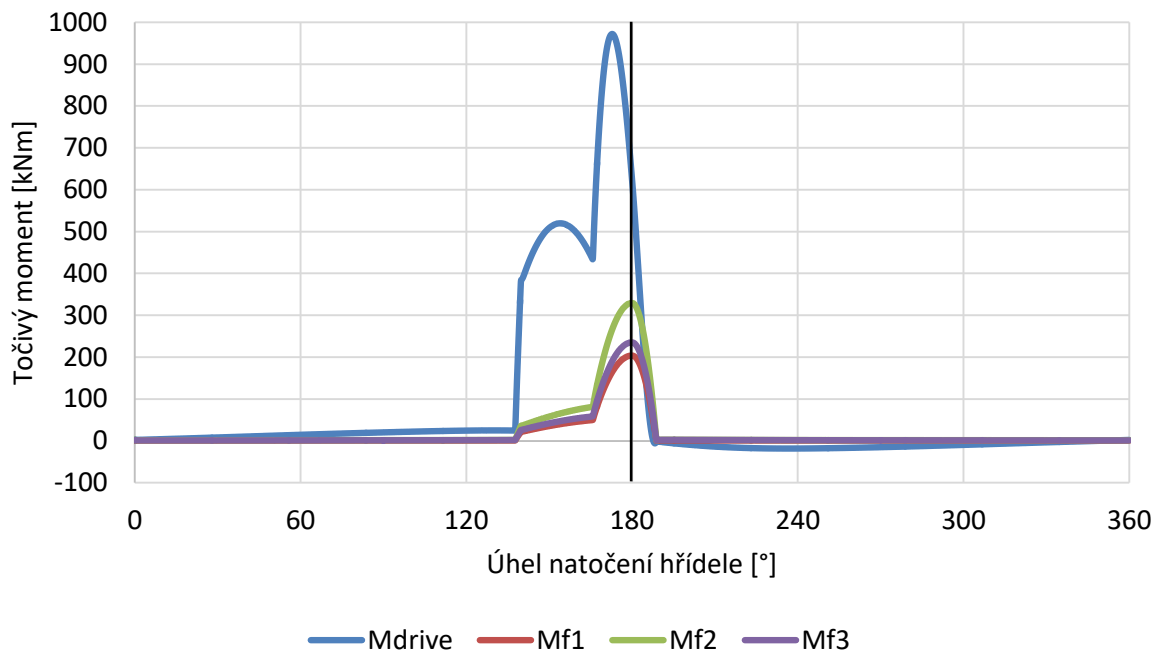
Vliv pružení na velikost třecí práce je zřetelný hned při prvním pohledu na řádek procentuální změny oproti třecí práci vzniklé v modelu, který má pružná pouze samotná ložiska. V tomto případě je změna závislosti tvářecí síly na natočení hřídele ještě ztelnější. Nárůst součtu třecí práce je 42,67 % a to z hodnoty 149,56 kJ na 213,37 kJ. To je hodnota blízká samotné užitečné práci A_u , která činí 224 kJ. Můžeme tedy konstatovat, že samotné tření spotřebuje velké množství energie.

Tabulka 14 - Výsledky prací vykonaných hnacím a třecími momenty pro pružný stroj

		A_{drive}	A_{f1}	A_{f2}	A_{f3}	$\sum A_f$
		[kJ]				
Tvářen	Pružná ložiska	397,68	53,45	86,83	9,28	149,56
	Pružný stroj	466,84	76,32	123,84	13,21	213,37
	Změna [%]	+17,39	+42,78	+42,62	+42,35	+42,67
Celý zdvih	Pružná ložiska	455,44	59,15	100,51	10,98	170,64
	Pružný stroj	535,58	80,76	134,50	14,50	229,76
	Změna [%]	+17,60	+36,53	+33,82	+32,06	+32,89

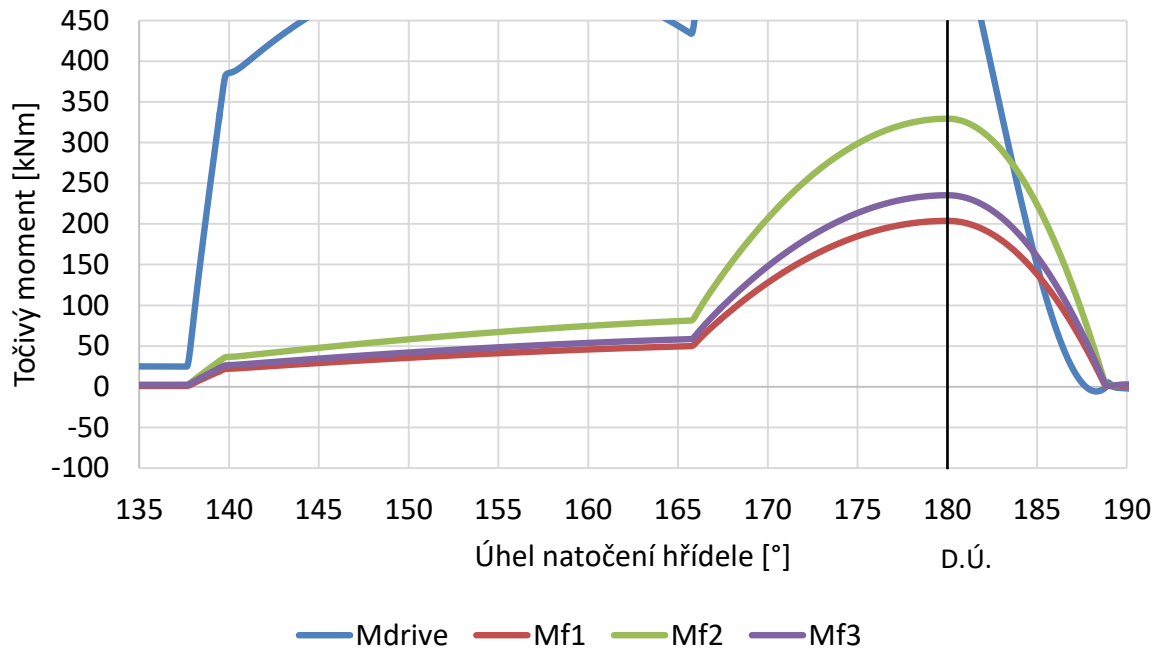
Průběh hnacího a třecích momentů je pro případ pružného stroje viditelně odlišný od předchozího případu, tj. pružných ložisek. U absolutně tuhého stroje momenty z maxima okamžitě klesají do nuly při překonání spodní úvratě, u pružných ložisek k témuž dochází až o $1,65^\circ$ za spodní úvratí a u pružného stroje při úhlu natočení $188,79^\circ$, což je $8,79^\circ$ za spodní úvratí.

Posunutí začátku tváření směrem k horní úvratí není v rámci natočení tak znatelné, oproti tuhému stroji se jedná o $1,04^\circ$. Vzhledem k povaze klikového mechanismu o to delší vznikne rameno kliky a tím pádem je potřeba i větší točivý moment na hřídeli.



Obrázek 48 - Průběh hnacího a třecích momentů

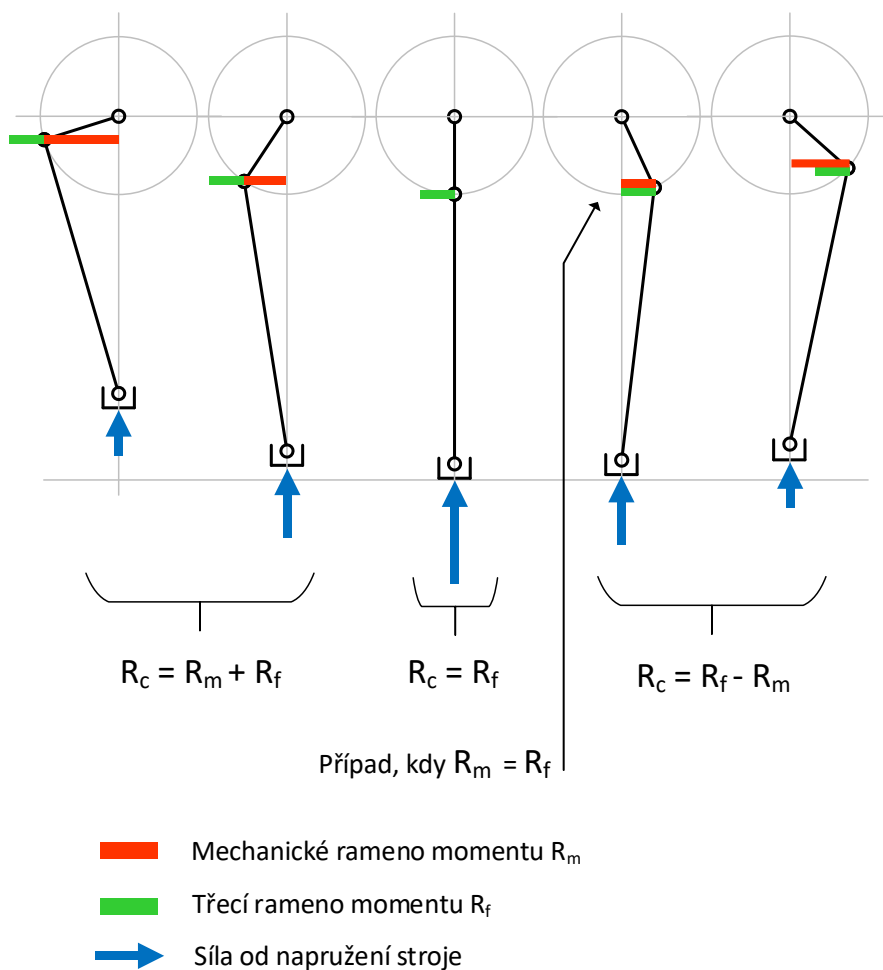
Představa o práci pružných deformací a napružení stroje může vzbuzovat představu, že deformační energie je ve stožanu akumulována s tím, že se při odpružení celkově nebo alespoň částečně do systému vrátí. Česká literatura věnující se konstrukci tvářecích strojů totiž většinou uvádí, že dochází pouze k přeměně energie na hluk, teplo a především vibrace. Pokud už literatura zmiňuje možnost návratu části energie zpět do systému (18), neuvádí, o jak velkou část energie se může jednat.



Obrázek 49 - Detail na průběhu momentů pružného stroje

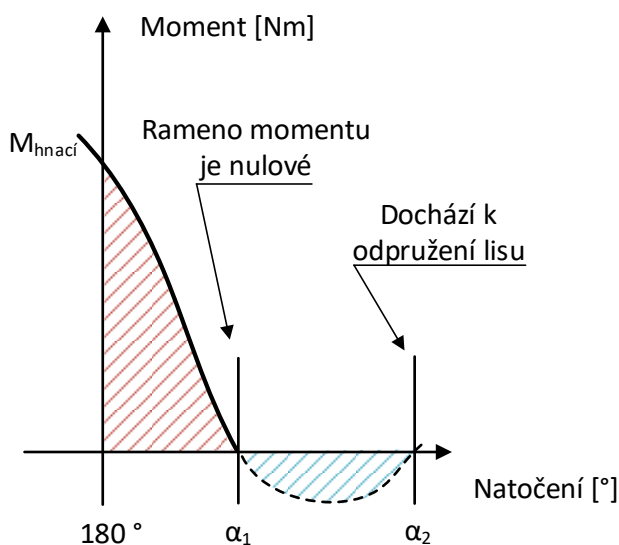
Odpovědí na otázku, kolik práce pružných deformací získáme zpět do systému, může přinést šetření chování lisu za spodní úvrati. Všimavému čtenáři jistě neunikne zajímavá vlnka do záporného směru, kterou udělá hnací moment. Zdá se celkem proti rozumu, aby hnací moment byl nulový, či dokonce záporný (což znamená urychlování klikové hřídele), v okamžiku kdy třecí momenty dosahují stále vysokých hodnot. Vysvětlení ale není tak složité, nachází se na Obrázek 50. Při silovém rozboru klikového mechanismu hrají důležitou roli dvě různá ramena, které tvoří odpor hnacímu momentu. Prvním z nich je tzv. mechanické rameno, které vychází z kinematiky mechanismu a dosahuje maximálních hodnot, když osa ojnice svírá s klikou úhel 90 ° a minimálních hodnot v horní a spodní úrovni. Díky němu lze ve spodní úvrati vyvolat téměř nekonečnou sílu. Druhým ramenem je třecí rameno dané třecími koeficienty a průměry čepů. Třecí rameno je v průběhu celého zdvihu konstantní a vždy je nám ke škodě, tj. při pohybu beranu dolu celkové rameno zvětšuje. Naopak při pohybu beranu vzhůru, kdy by bylo vhodné nechat si pružením „vystřelit“ beran vzhůru, rameno zkracuje.

Když je známa příčina tohoto děje, je na řadě zjistit, kolik energie se vrátí do systému během intervalu kdy je hnací moment záporný. Již z pohledu na graf je zřetelné, že nepůjde o energeticky důležitý jev. Z odměření zjistíme, že se takto děje na úseku 1,05 ° s extrémem hnacího momentu $M_{\text{hnací}} = -5,85 \text{ kNm}$. Po integrování funkce v daných mezích získáme energii 78 J. Lze tedy říci, že pro dané podmínky provozu lisu se jedná o zanedbatelnou hodnotu.



Obrázek 50 - Změna ramene momentu v průběhu zdvihu lisu

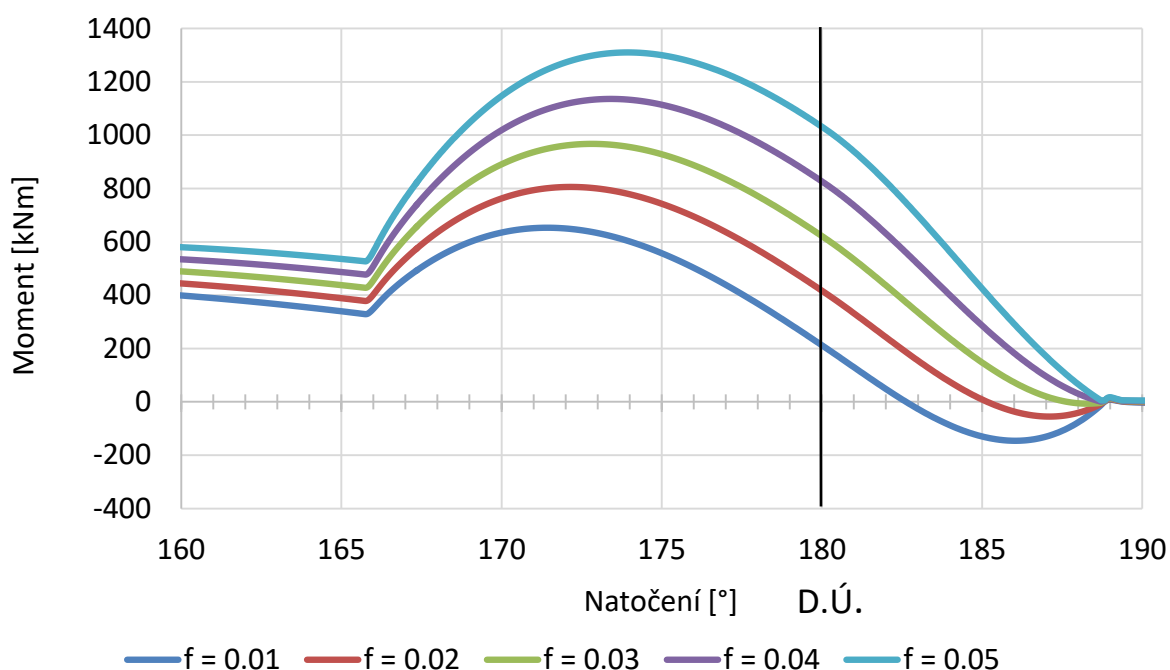
Pokud je konstrukce lisu a provozní podmínky lisu taková, že k případu vyrovnání třecího a mechanického ramene momentu dojde ještě před úplným odpružením lisu, hnací moment nabývá záporných hodnot a naopak vnáší energii zpět do setrvačnicku. Moment se následně s ubývajícím napružením lisu vrací k nulové hodnotě a standardním podmínkám provozu.



Obrázek 51 – Průběh hnacího momentu za spodní úvratí

Velikost práce, kterou vykoná hnací moment v záporném směru působení, lze ovlivnit dvěma způsoby. Vylepšit poměr třecího a mechanického ramene momentu od síly napružení. Druhým způsobem je vyšší tuhost celého stroje.

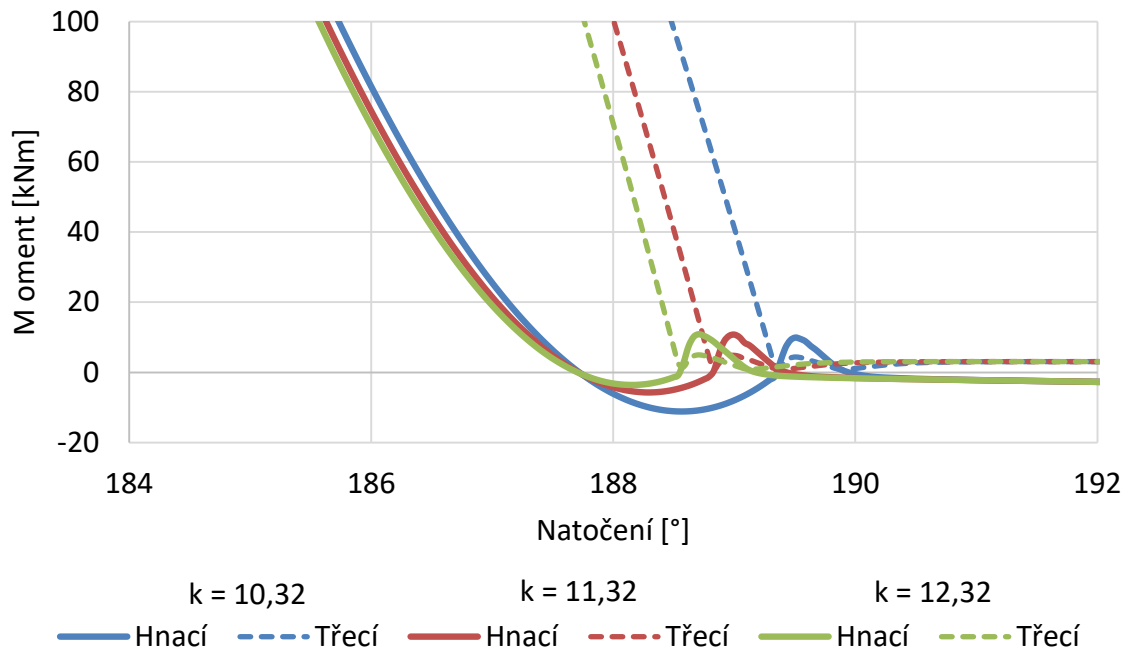
Řekněme, že jednoduchým způsobem ovlivníme tření v kluzných ložiskách, aniž bychom změnili jejich třecí průměry. Tím změníme třecí rameno bez vlivu na další okrajové podmínky. Graf na Obrázek 52 znázorňuje průběhy hnacího momentu pro různé koeficienty tření, čímž dojde ke zkrácení, či naopak prodloužení třecího ramene. Dříve zobrazený a popsáný stav je vykreslen zelenou barvou s $f = 0,03$, který protíná nulovou hodnotu přibližně v natočení 187,5°. Je zřetelné, že čím menší hodnoty dosahuje třecí koeficient, tím dříve se orientace hnacího momentu mění v zápornou a tím větší práci v této orientaci vykoná. Jelikož tuhostní parametry lisu nebyly změněny, bod odpružení lisu zůstal nezměněn.



Obrázek 52 - Průběh hnacího momentu lisu pro různé třecí součinitele

Následuje porovnání hnacího momentu pro různou tuhost stroje. Byly provedeny simulace pro dvě tuhosti stroje odlišné od reality. Výchozí tuhost stroje je 11,32 MN/mm a proto jsem provedl simulaci pro stroj pružnější ($k = 10,32$ MN/mm) a tužší ($k = 12,32$ MN/mm). Výsledky těchto simulací již nejsou tak vizuálně zajímavé jako předchozí. Změna v momentu není příliš výrazná a poměr velikosti ploch, které hnací moment vytkne v záporné části grafu, odpovídá očekávání.

Graf na Obrázek 53 zobrazuje průběhy jak hnacích momentů, tak i celkových třecích momentů pro všechny tři tuhosti stroje. Nabízí se tedy porovnání vrácené práce s prací třecích momentů. V případě nejpružnějšího stroje, u kterého dochází k největšímu návratu energie, se z práce pružných deformací vrátí do systému 214,37 J, ale práce třecích momentů dělá 61,72 kJ. Model s reálnou tuhostí vrátí do systému již jen 77,57 J a třením zmaří 58,27 kJ. U stroje s nejvyšší tuhostí dojde k návratu pouhých 36,73 J, ale třením zmaří 56,50 kJ. Je tedy zřetelné, že výrazně větší úspory energie docílíme vyšší tuhostí stroje.



Obrázek 53 - Průběh hnacího momentu a celkového třecího momentu lisu pro různé tuhosti stroje

7.4 Analýza vlivu pohonu setrvačnickem

Dosud provedené simulace byly s kinematickou podmínkou pohonu klikové hřídele. To znamená, že momenty působící na klikovou hřídel je výsledkem úlohy rovnováhy všech vnějších silových a momentových účinků. Hnací moment uváděný v předchozích statích je doplňkem do rovnovážné rovnice pro dosažení stabilní úhlové rychlosti zadané v dialogovém okně prvku Driver v MBD programu.

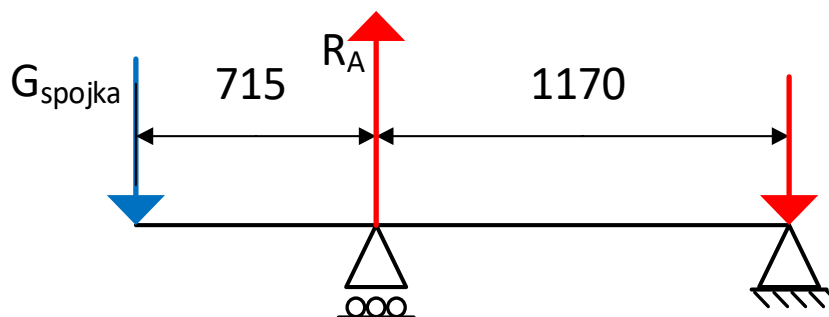
Už bylo zmíněno, že z tohoto důvodu může být hnací moment na hřídeli i záporný, a to v případě, že na něj působí účinky s tendencí jej urychlit. To je skutečnost, která jistě ovlivňuje chování dynamického modelu lisu a požadované výsledky.

Proto byla provedena analýza vlivu setrvačnicku, kterému je na počátku simulace udělena počáteční podmínka (prvek Initial Condition) úhlové rychlosti. Setrvačnick je na stroji uložen na předlohové hřídeli, která je uložena na vlastních valivých ložiskách. Na předlohové hřídeli je zároveň i pastorek následně pohánějící ozubené spojkové kolo na výstředníkové hřídeli. Mechanický převod tohoto ozubení je $i = 3,86$. Spojkové kolo je tedy součástí celé spojky, která je umístěna na převislém konci výstředníkové hřídele a při této analýze je považována za jedno těleso pevně spojené s hřídelí.



Obrázek 54 - Pohled na ozubené soukolí lisu LMZ 2500 (setrvačnick na hřídeli za pastorkem; žluté kolo je víko spojky)

V předchozích případech modelování lisu LMZ 2500 neobsahoval výpočtový model sestavu spojky ani předlohou hřídel se setrvačnickem. Jednoduše protože to nebylo třeba. Nyní však vstupuje do hry i hmotnost spojky 17 700 kilogramů, které jsou pověšené na převislém konci hřídele a hrají důležitou roli. Z důvodu uložení spojky na převislý konec hřídele a vzdálenostech těžiště spojky od ložisek dojde u stroje mimo provoz vcelku nepřekvapivě k zvýšení reakčních sil. To má za výsledek změnu průběhu třecích momentů na jednotlivých ložiskách.



Obrázek 55 - Změna reakčních sil v ložiskách výstředníkové hřídele

Dalším aspektem, který je třeba brát v potaz je změna chápání hnacího momentu. U úloh s kinematickou podmínkou rotace výstředníkové hřídele bylo působení točivého momentu dosaženo pohonem aplikovaným na převislý konec hřídele. V modelu s počáteční podmínkou pohon s jasně definovanou podmínkou chybí, a proto nelze odečítat jako dosud. Moment udávaný jako hnací je tedy v dalším textu momentem, který se přenáší přes ozubení lisu ze setrvačnicku na hřídel a obráceně.

Jako matematická náhrada ozubeného převodu je použit prvek Motion Body Coupler, který dává do rovnováhy energie na obou stranách. Pokud tedy dochází k odběru energie na beranu, dochází zároveň k odběru energie podle příslušného převodu i na setrvačnicku, což se odehrává například při tváření. To ovšem vyvolá zvýšení točivého momentu na ozubení

v kladném směru. Tento moment působí proti odporovému momentu na výstředníkové hřídeli. Totéž platí i obráceně, pokud dochází k dodání energie, například při působení vyvažování za spodní úvratí, kdy je beran urychlován. V ten okamžik proudí energie směrem k setrvačnicku a tím pádem je výsledný moment na ozubení opačné orientace.

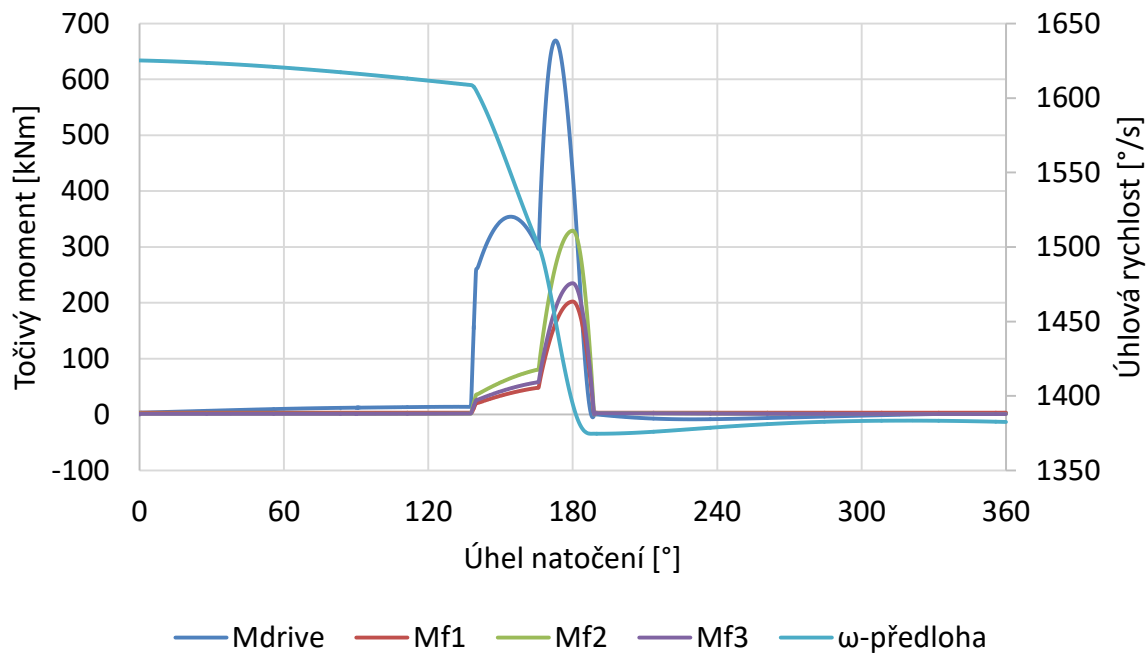
7.4.1 Výsledky simulace pružného lisu se setrvačnickem

Při pohledu na procentuální změnu třecích prací si čtenář všimne celkem nekonzistentních hodnot u třecí práce A_{f1} . To je způsobeno přidáním dodatečné hmotnosti ve formě spojky. Od počátku tvářecí operace začíná na beran působit tvářecí síla od výkovku, ta se dále z beranu postupně přenáší až na klikovou hřídel, která je tlačena směrem vzhůru do kluzných ložisek. Tíha celé spojky působí opačným směrem, čímž snižuje výslednou silovou reakci v těchto ložiskách a to znamená menší třecí moment. Naopak v případě celého zdvihu je signifikantní nárůst třecí práce způsoben zvýšeným zatížením ložisek hřídele, tedy větším třecím momentem na velkém úhlu natočení přibližně 318° .

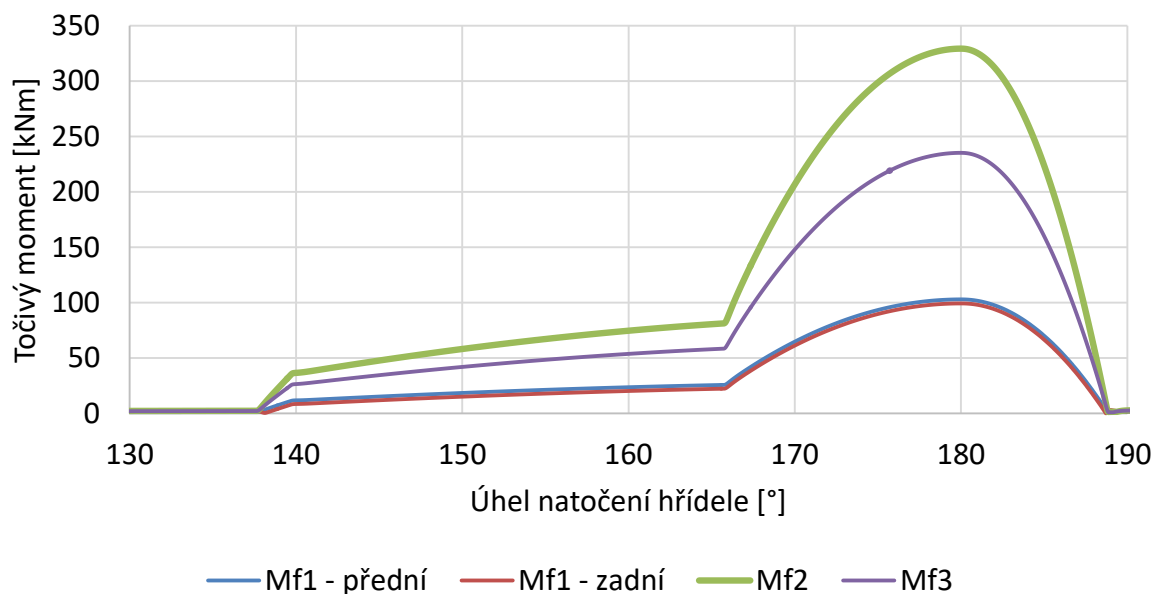
		A_{drive}	A_{f1}	A_{f2}	A_{f3}	$\sum A_f$
		[kJ]				
Tváření	Kin. Podmínka	466,84	76,32	123,84	13,21	213,37
	Pohon setrvačnickem	319,40	74,79	123,30	13,15	211,24
	Změna [%]	-31,58	-2,00	-0,44	-0,45	-1,00
Celý zdvih	Kin. Podmínka	535,58	80,76	134,50	14,50	229,76
	Pohon setrvačnickem	355,97	92,71	131,62	14,22	238,55
	Změna [%]	-33,54	+14,80	-2,14	-1,93	+3,83

V následujícím grafu jsou zobrazeny průběhy momentů hnacího a třecích. Jelikož je nyní model vybaven setrvačnickem, je na grafu znázorněn i průběh jeho úhlové rychlosti v závislosti na natočení výstředníkové hřídele.

Úhlová rychlost setrvačnicku klesá již od začátku zdvihu, přestože třecí momenty jsou stále poměrně malé a do začátku tvářecího procesu je stále daleko. To je způsobeno tím, jak proti pohybu beranu působí vyvažovací válce. Odebírají tedy ze systému energii, kterou ale následně do systému opět vrátí. V kapitole věnující se vyvažovacím válcům je zmíněno, že se stlačování plynu považuje za proces adiabatický, tedy bez ztráty tepelné energie. Pokud tedy zanedbáme třecí ztráty na těsnění válců a další minoritní ztráty, můžeme říci, že energie vyvažovacími válci ze systému odebrána, je systému opět vrácena beze změny (ano, jedná se o zjednodušení).



Obrázek 56 - Průběh momentů a úhlové rychlosti předlohy



Obrázek 57 - Průběh třecích momentů

Z grafu je zřetelné, jakou změnu jiný způsob pohonu lisu vyvolal. Hnací moment výrazně klesl. Při porovnání modelů pružného lisu s kinematickou podmínkou a s počáteční podmínkou zjistíme, že maximální hodnota hnacího momentu je pro první případ $M_{drive} = 971,9 \text{ kNm}$ a pro druhý případ $M_{drive} = 669,7 \text{ kNm}$. To je pokles o 302 kNm či o 31 %.

Náznak zdůvodnění je už v předchozích statích. Protože při technologii tváření dochází k odběru energie z celého systému, tento systém zpomaluje. Energie je odebírána poměrně jak z předlohy hřídele, tedy před ozubením, tak ze sestavy spojky, výstředníkové hřídele a mechanismu lisu. Tím pádem ozubení přenáší menší okamžitý výkon menším točivým momentem. Dalším aspektem je nižší rychlost otáčení hřídele. Při podmínce stále rychlosti

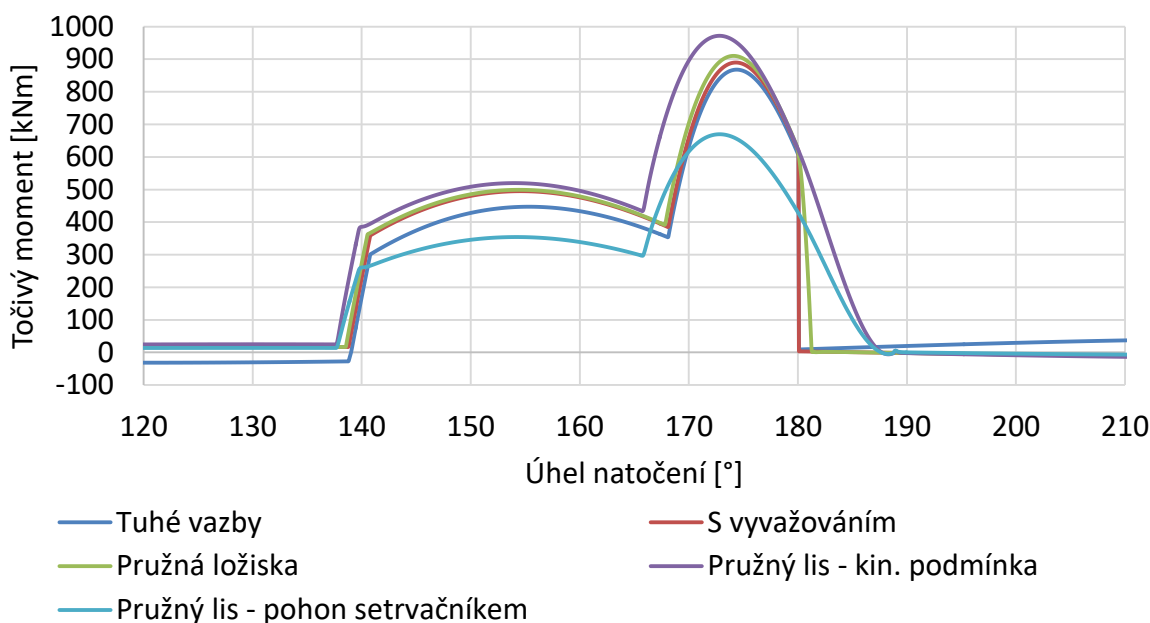
musí být moment vyšší, aby této podmínce vyhověl, zatímco v tomto případě jednoduše hřídel zpomalí.

Toto zjištění umožňuje změnu pohledu na dimenzování ozubení. Z dostupných zdrojů je mi znám točivý moment, na který bylo nejen ozubení, ale i další součásti pohonu lisu, dimenzovány. Vzhledem k tomu, že téměř všechny komponenty jsou dimenzovány na jmenovitý točivý moment – tj. moment vyvinutý jmenovitou silou $F_j = 25 \text{ MN}$ při jmenovitém úhlu $\alpha_j = 7,5^\circ$ o hodnotě $M_j = 1\,211 \text{ kNm}$ – je zřetelné, že vůči momentu vycházejícímu ze simulace jde naddimenzování o přibližně 81 %. Výpočtový moment přenesený spojkou podle původních konstruktérů je dokonce o 8,8 % vyšší než jmenovitý.

Ozubení přenášející točivý moment ze setrvačnicku na klikový hřídel je extrémně namáháno. Výpočtem podle ČSN by nemělo být vůbec funkční. Nicméně v praxi se ukázalo, že funguje, ačkoliv je silně opotřebováváno. Tato situace je tedy způsobena skutečností, že skutečný točivý moment je nižší než výpočtový.

Další komponenta, kterou to ovlivní je spojka. Ta je rovněž dimenzována tak, aby přenesla tento jmenovitý moment. Může dojít ke zmenšení jejího středního poloměru a velikosti ozubení jednotlivých lamel. Tím dojde i ke snížení množství či tlaku vzduchu potřebného ke spínání spojky.

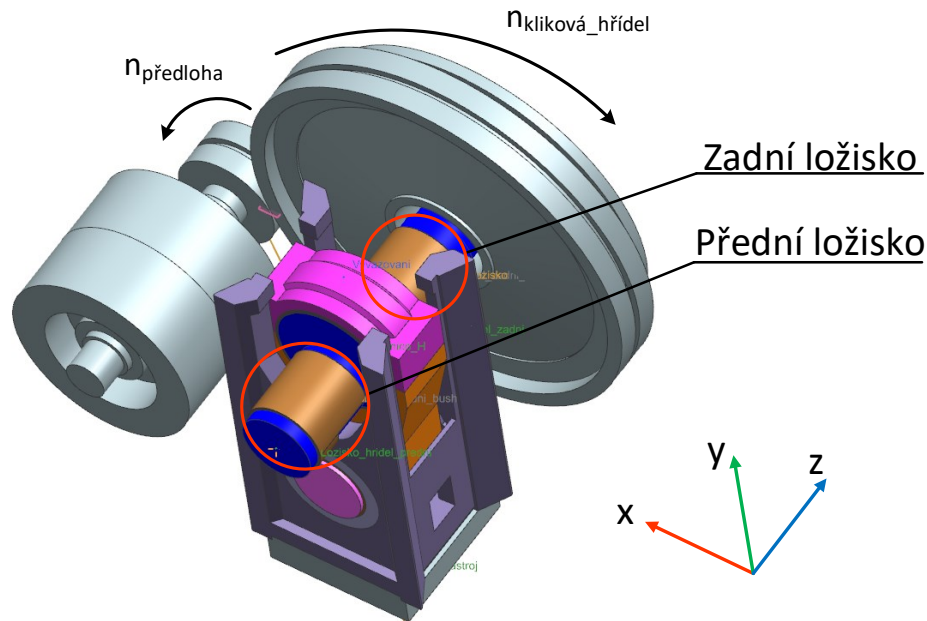
Na druhou stranu zmenšení ozubeného kola a spojky vede ke snížení momentu setrvačnosti těchto komponent. Tím pádem se méně energie potřebné k tváření odebere z komponent na výstředníkové hřídeli a dojde k zvýšení energie přenášené ozubením. Tedy i k zvýšení točivého momentu působícího na ozubení. Je dále úkolem konstruktéra hledat rovnováhu mezi energetickými, konstrukčními a ekonomickými hledisky.



Obrázek 58 - Porovnání hnacích momentů pro jednotlivé výpočty lisu LMZ 2500

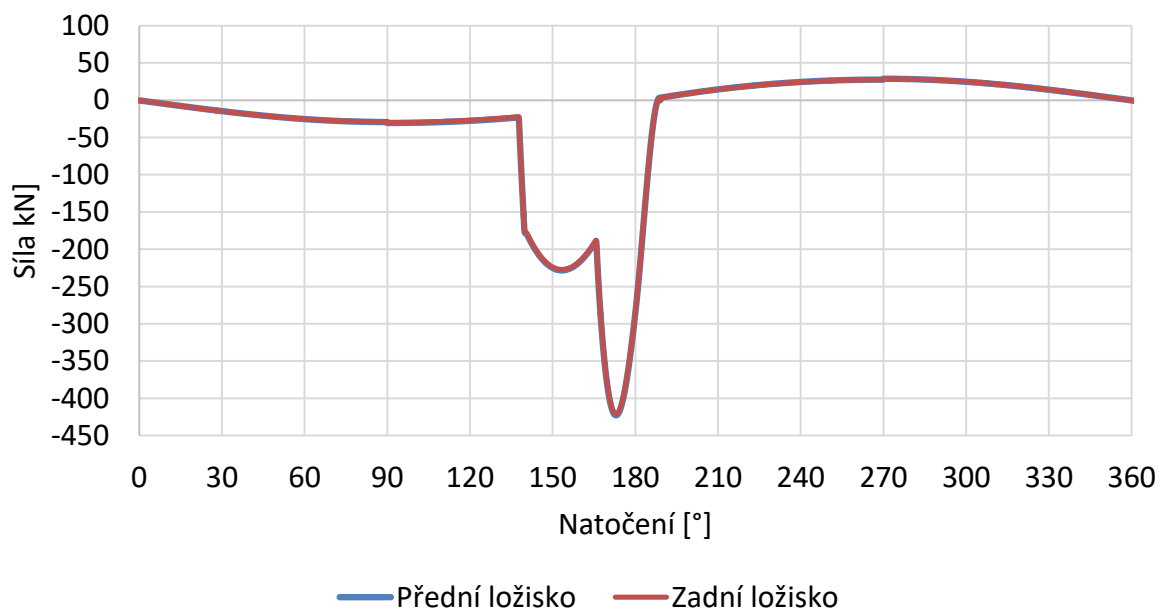
Jako další výsledek simulace tohoto modelu je možné publikovat i síly působící na ložiska klikové hřídele. Tím lze získat představu o namáhání stojanu stroje a jeho upevnění k základu. Síly jsou odečítány na pružném prvku ložiska Bushing popsáném v kapitole 7.2.1 a to zvláště pro přední ložisko (strana obsluhy stroje) a zadní ložisko (strana převislého konce hřídele se

spojkou). Kromě toho není odečtena pouze absolutní hodnota síly, ale její X-ová a Y-ová složka, které leží v rovině pohybu ojnice, přičemž směr osy y je vertikální.



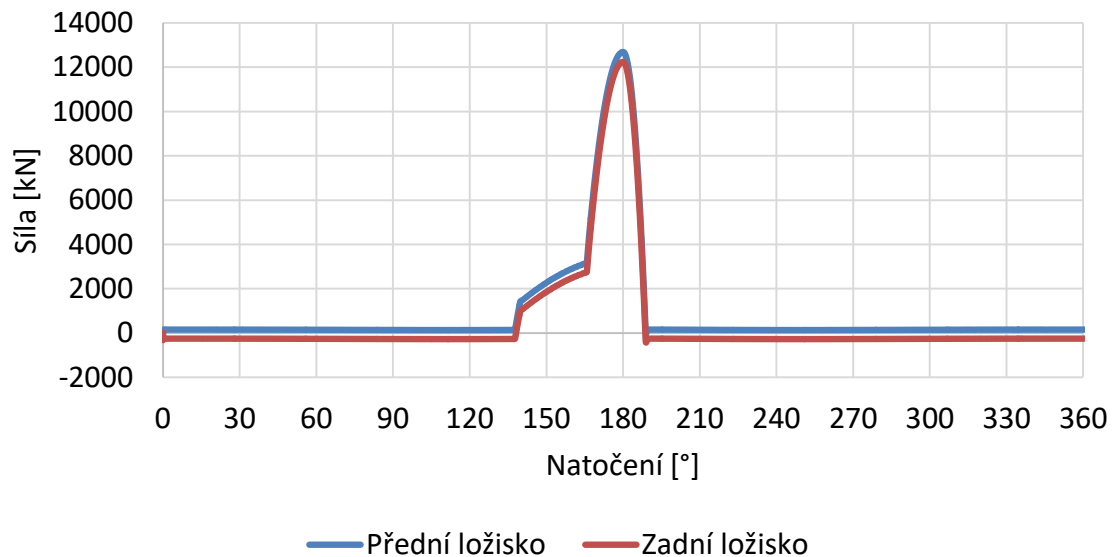
Obrázek 59 - Kluzná ložiska klikové hřídele a směrový kříž odečítání sil

Následující graf zachycuje průběh X-ové složky síly působící na ložiska klikové hřídele. Průběh síly je pro obě ložiska takřka totožný, jsou tedy obě zatěžována stejně. Výsledná křivka má tvar sinusoidy pro část pracovního zdvihu mimo tvářecí operaci. Naopak pro část tváření je křivka deformována a její tvar je ovlivněn tvářecí charakteristikou, má tvar, jaký byl již několikrát vidět u předchozích průběhů momentů pro pružný stroj.



Obrázek 60 – Průběh sil působících do ložisek klikové hřídele – směr X

Poměr velikosti sil ve směru X a ve směru Y je natolik velký, že případně vložení do společného grafu, X-ová složka by nebyla dostatečně zřetelná. Logicky je to způsobeno značnou maximální hodnotou tvářecí síly 25 MN, která se vyskytuje v natočení hřídele 180 °, a tudíž se propisuje pouze do směru Y. Na grafu síly právě v tomto dominantním směru je zřetelný vliv tíhy spojivového tělesa na převislém konci hřídele u zadního ložiska. Jak bylo popsáno dříve v této kapitole, v intervalech před a po tváření je zatížení zadního ložiska větší. Naopak při tváření tíha spojky pomáhá zadní ložisko odlehčovat, jelikož se její vektor odčítá od vektoru tvářecí síly.



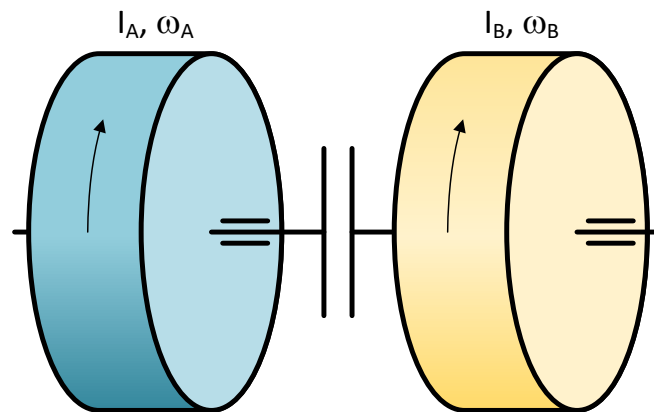
Obrázek 61 - Průběh sil působících do ložisek klikové hřídele – směr Y

8 Spojka

Spojky jsou v konstrukci lisů zásadním konstrukčním prvkem, který je zapotřebí ke spojení pohonného systému s lisovacím mechanismem, či naopak na jejich rozpojení. To je zapotřebí pro bezpečné zastavení beranu. U lisů pracujících v trvalém chodu se spojka spíná pouze při rozběhu mechanismu a rozpíná při jeho zastavování. To znamená, že energetická optimalizace u těchto strojů nedosahuje takového významu, jako u strojů s přerušovaným chodem, kdy dochází k spínání a rozpínání spojky při každém cyklu, kterých mohou být za dobu životnosti stroje desítky milionů.

8.1 Analytický výpočet spojky LMZ 2500

Spojka v řetězci pohonu lisu typicky slouží k připojování pohonu se setrvačnickem A k mechanismu lisu B (například klikovému).



Obrázek 62 – Schématické znázornění spojení dvou rotujících hmot spojkou (2)

Předpokládejme, že:

- $I_A [kg \cdot m^2]$ je moment setrvačnosti pohonu lisu (setrvačnicku)
- $I_B [kg \cdot m^2]$ je moment setrvačnosti mechanismu lisu
- $\omega_A [s^{-1}]$ je úhlová rychlost pohonu lisu (setrvačnicku)
- $\omega_B [s^{-1}]$ je úhlová rychlost mechanismu lisu
- 0 je index značící stav před spojením
- 1 je index značící stav po spojení
- $L [kg \cdot m^2 \cdot s^{-1}]$ je moment hybnosti
- $E [J]$ energie

8.1.1 Odvození velikosti ztráty ze zákona zachování momentu hybnosti a kinetické energie

Zákon zachování momentu hybnosti tvrdí, že moment hybnost izolované soustavy těles se zachovává.

Zákon zachování energie tvrdí, že energii nelze vyrobit ani zničit, ale pouze přeměnit na jiný druh energie.

Pokles kinetické energie po spojení obou těles je dán nevratným nárůstem vnitřní energie soustavy. V našem případě se jedná o tepelnou energii. Jedná se o ráz nepružný. Při dokonale

nepružné srážce dvou těles mají po srážce obě tělesa stejnou rychlost (nepohybují se vůči sobě).

Pro moment hybnosti platí

$$\begin{aligned}L_{A0} + L_{B0} &= L_1 \\I_A \cdot \omega_{A0} + I_B \cdot \omega_{B0} &= (I_A + I_B) \cdot \omega_1 \\ \omega_1 &= \frac{I_A \cdot \omega_{A0} + I_B \cdot \omega_{B0}}{I_A + I_B}\end{aligned}$$

Pro energii soustavy před sepnutím spojky platí

$$\begin{aligned}E_0 &= E_{A0} + E_{B0} \\ E_{A0} &= \frac{1}{2} \cdot I_A \cdot \omega_{A0}^2 \quad E_{B0} = \frac{1}{2} \cdot I_B \cdot \omega_{B0}^2 \\ E_0 &= \frac{1}{2} \cdot (I_A \cdot \omega_{A0}^2 + I_B \cdot \omega_{B0}^2)\end{aligned}$$

Pro energii soustavy po sepnutí spojky a ustálení otáček platí

$$\begin{aligned}E_1 &= \frac{1}{2} \cdot (I_A + I_B) \cdot \omega_1^2 \\ E_1 &= \frac{1}{2} \cdot (I_A + I_B) \cdot \left(\frac{I_A \cdot \omega_{A0} + I_B \cdot \omega_{B0}}{I_A + I_B} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(I_A \cdot \omega_{A0} + I_B \cdot \omega_{B0})^2}{I_A + I_B}\end{aligned}$$

Ztráta kinetické energie je poté

$$\Delta E = E_0 - E_1$$

8.1.2 Redukovaný moment setrvačnosti mechanismu

Pro určení momentu setrvačnosti urychlovaných hmot mechanismu lisu je vhodné použít metodu redukce na rotační člen. V tomto případě je tím rotačním členem výstředníková hřídel.

Bilance kinetické energie E_k má pro rotační člen redukčního členu tvar

$$\frac{1}{2} I_{red}(\alpha) \dot{\alpha}^2 = \sum_i E_{ki}(\alpha, \ddot{\alpha}) = E_k(\alpha, \ddot{\alpha})$$

pro všech i pohybujících se členů mechanické soustavy.

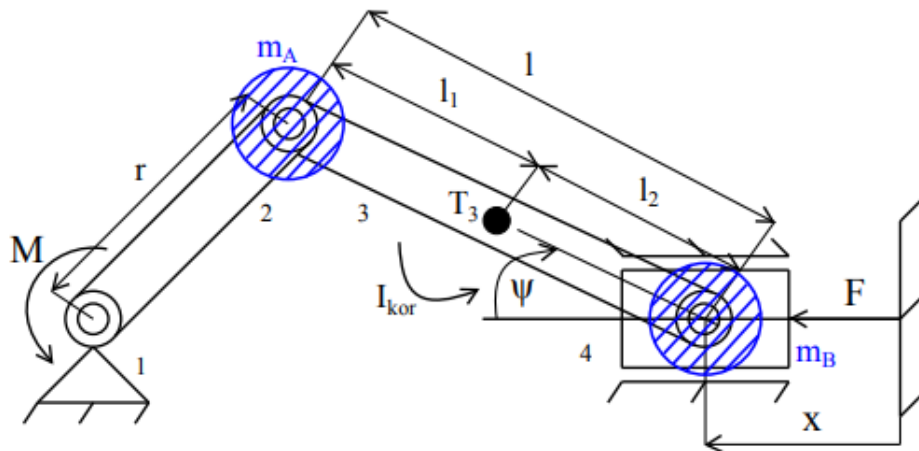
Dále platí Königova věta v tvaru pro rovinný pohyb,

$$E_k = \frac{1}{2} m v_s^2 + \frac{1}{2} I_s \dot{\alpha}^2$$

kde v_s a I_s jsou postupně rychlost v těžišti a moment setrvačnosti kolem osy procházející těžištěm. Pro ojnicu, jakožto těleso konající obecný rovinný pohyb, je problémové provést rozklad pohybu. Je tedy možné těleso rozdělit na dva hmotné body dle následující rovnice

$$E_k = \frac{1}{2} (m_A v_A^2 + m_B v_B^2 + I_{kor} \dot{\alpha}^2)$$

kde m_A, v_A jsou hmotnost a rychlost bodu v místě A a m_B, v_B jsou hmotnost a rychlost v bodě B. I_{kor} je tzv. korekční moment setrvačnosti.



Obrázek 63 - Schéma redukce momentu setrvačnosti klikového mechanismu (19)

Hmotnost náhradních bodů musí splňovat zákon zachování hmoty a rovnost statických momentů vůči těžišti dle následujících vzorců

$$m_{ojnice} = m_A + m_B$$

$$m_A l_A = m_B l_B$$

kde členy l_A, l_B značí vzdálenost daných bodů od těžiště. V případě ojnice jde tedy o vzdálenosti středů kluzných ložisek ojnice od těžiště ojnice.

Dále je třeba určit korekční moment setrvačnosti

$$I_{s_{ojnice}} = m_A l_A^2 + m_B l_B^2 + I_{kor}$$

$$I_{kor} = I_{s_{ojnice}} - m_A l_A^2 - m_B l_B^2$$

Při dosazení předchozích rovnic do bilance kinetické energie vznikne následující vztah

$$\frac{1}{2} I_{red}(\alpha) \dot{\alpha}^2 = E_k = \frac{1}{2} m_A (r \dot{\alpha})^2 + \frac{1}{2} m_B \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_{beran} \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_{kor} \dot{\beta}^2$$

Následně se zavedou převodové funkce pro vztah mezi natočením výstředníkové hřídele a natočením ojnice (p_{32}) a natočením výstředníkové hřídele a posunutím beranu (p_{42})

$$p_{32}(\alpha) = \frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{r \cos \alpha}{l_{ojnice} \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \alpha}{l_{ojnice}}\right)^2}}$$

$$p_{42}(\alpha) = \frac{dx}{d\alpha} = \frac{r^2 \sin \alpha \cos \alpha}{l_{ojnice} \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \alpha}{l_{ojnice}}\right)^2}} + r \sin \alpha$$

Dalšími úpravami lze vyjádřit redukovaný moment následujícím vztahem

$$I_{red}(\alpha) = m_A r^2 + m_B p_{42}^2 + m_{beran} p_{42}^2 + I_{kor} p_{32}^2$$

8.1.3 Ztráta energie sepnutím spojky LMZ 2500

Pro získání ztráty energie při sepnutí spojky a určení následné společné rotace částí lisu analytickým způsobem již stačí pouze dosadit do předchozích vzorců. Jak vychází z předchozího textu, pro moment setrvačnosti mechanismu je třeba znát hmotnost beranu a hmotnost, těžiště, délku a moment setrvačnosti beranu.

$$m_{beran} = 14229 \text{ kg}$$

$$m_{ojnice} = 3697 \text{ kg}$$

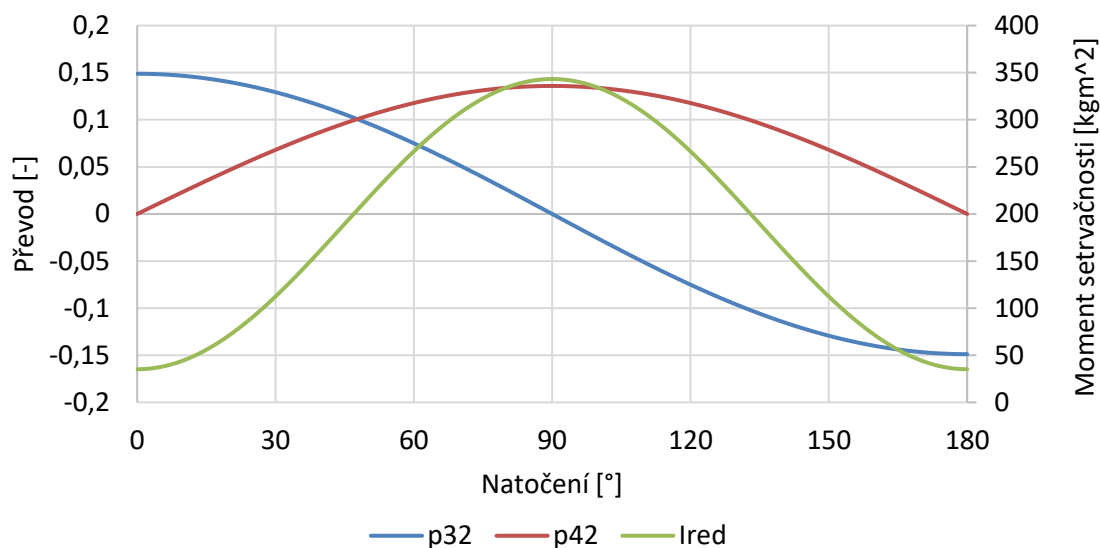
$$l = 1,075 \text{ m}$$

$$I_{sojnice} = 1522,61 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Výsledná hodnota momentu setrvačnosti dílů za výstředníkovou hřídelí je pro horní a dolní úvrať poměrně nízká

$$I_{mech_{red}} = 35,18 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Naopak pro úhel natočení $\alpha = 90^\circ$ dosahuje nejvyšší hodnoty $I_{red} = 343,23 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Pro výpočet energie ztracené sepnutím spojky je ale logicky důležitá pouze hodnota těsně po sepnutí, tj. horní úvrať.



Obrázek 64 - Průběh převodových funkcí a momentu setrvačnosti mechanismu

Jako další část pro určení momentu setrvačnosti se nabízí výstředníková hřídel. Výstředníková hřídel se skládá z více válcových částí, jejichž moment setrvačnosti se spočte vztahem

$$I_{vystred_{valc}} = \sum_i \frac{1}{2} m_i r_i^2$$

a z jedné excentrické části, která z hřídele dělá výstředníkovou hřídel. Její moment setrvačnosti k ose otáčení hřídele je

$$I_{vystred_{excentr}} = I_T + mr^2$$

kde I_T značí moment setrvačnosti vůči ose procházející těžištěm, m značí hmotnost excentrické části a r značí vzdálenost těžiště od osy otáčení. Celkový moment setrvačnosti výstředníkové hřídele vůči ose rotace je

$$I_{vystred} = I_{vystred_{valc}} + I_{vystred_{excentr}} = 363,74 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Pro další postup je třeba zjistit moment setrvačnosti všech ostatních součástí v pohonném řetězci. S výhodou se využije skutečnost, že CAD model spojky bylo třeba vytvořit i pro následnou MBD simulaci a tudíž se hodnoty momentů setrvačností součástí převezmou právě z tohoto softwaru.

Spojka lisu se dělí na dvě části a to na část brzděnou a na část stále rotující. Část brzděná je spojena s výstředníkovou hřídelí a skládá se z ořechu a dvou lamel se spojkovým obložením. Tato část spojky je při každém sepnutí spojky rozbíhána a při sepnutí brzdy brzděna spolu s výstředníkovou hřídelí a mechanismem lisu. Její moment setrvačnosti je

$$I_{spoj_{brzd}} = 877,56 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Část stále rotující se skládá z ozubeného kola, věnce spojky, tří lamel bez obložení, pístu a víka. Tato část je spojena se setrvačником přes ozubení, a tudíž je její rotace pevně spojena s rotací setrvačnicku. Její moment setrvačnosti je

$$I_{spoj_{rot}} = 18\,740,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Je zřetelné, že tato část spojky má zřetelně větší setrvačné účinky než brzděná. Například samotné spojkové ozubené kolo má moment setrvačnosti $I_{spojkolo} = 4697,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Celkově jde o hmotu, která ve výsledku hraje velkou roli v energetickém toku pohonným řetězcem lisu.

Další a poslední součást pohonného řetězce je setrvačnick, ve kterém se akumuluje energie pro provedení tvářecí charakteristiky. Podle teorie stavby klikových lisů je dovolený odběr energie pro přerušovaný chod lisu odpovídající poklesu otáček setrvačnicku do 30 %. Jelikož setrvačnick rotuje jinou rychlostí než výstředníková hřídel, je třeba vypočítat redukovaný moment setrvačnosti. Jedná se o jediné těleso a tudíž je výpočet jednoduchý

$$I_{setr_{red}} = I_{setr} \cdot i^2 = 3002,25 \cdot 3,8696^2 = 44\,955,10 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Pro dosazení hodnot do vzorců ze stati 8.1.1 je vhodné sečíst a rozdělit momenty setrvačností na základě toho, jestli je daná součást rozbíhána či rozbíhající, tedy na část mechanismu a část setrvačnicku. Moment setrvačnosti rozbíhané části je

$$I_B = I_{mech_{red}} + I_{vystred} + I_{spoj_{brzd}} = 1275,74 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti rozbíhající části je

$$I_A = I_{spoj_{rot}} + I_{setr_{red}} = 63\,695,77 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Nyní přichází na řadu dosazování do vzorce pro určení společné rychlosti rotace po sepnutí spojky

$$\omega_1 = \frac{I_A \cdot \omega_{A0} + I_B \cdot \omega_{B0}}{I_A + I_B} = 7,18 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 411,73 \frac{\text{deg}}{\text{s}}$$

Což při počáteční úhlové rychlosti rozbíhající části $\omega_0 = 7,33 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ odpovídá poklesu o 1,96 %.

$$E_0 = \frac{1}{2} \cdot (I_A \cdot \omega_{A0}^2 + I_B \cdot \omega_{B0}^2) = 1\,711\,151,87 \text{ J}$$

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot (I_A + I_B) \cdot \omega_1^2 = 1\,677\,552,72 \text{ J}$$

$$\Delta E = E_0 - E_1 = 33,60 \text{ kJ}$$

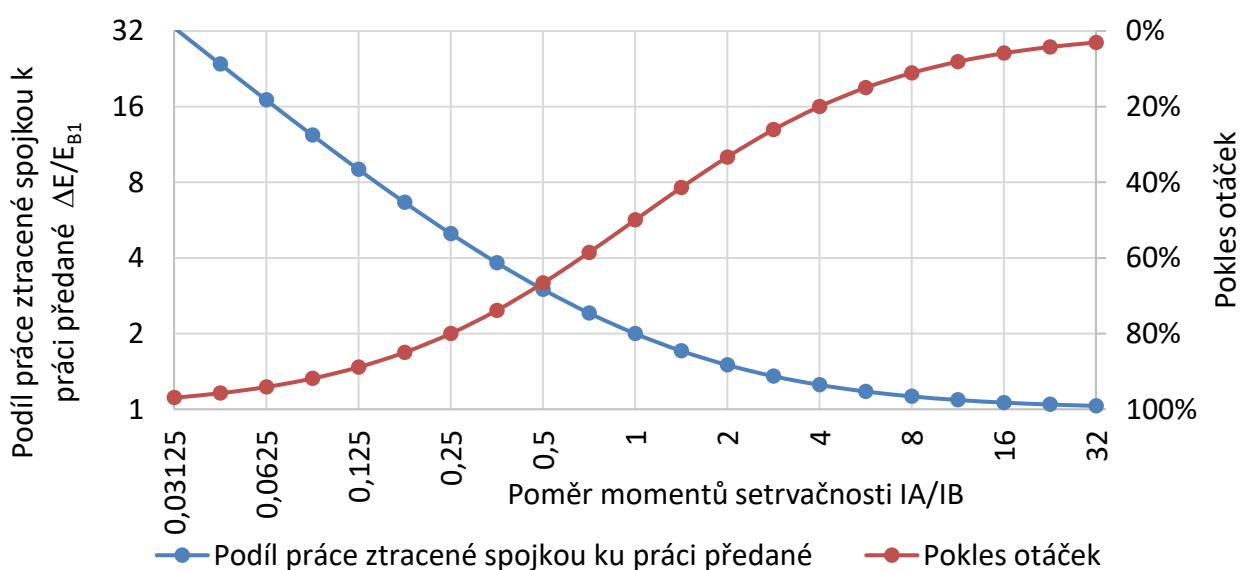
Výsledná hodnota změny energie určuje, kolik energie disipovalo při sepnutí spojky. Skutečnou ztrátu ovlivňují i další jevy jako například prokluz třecích ploch při spínání spojky či například měnící se moment setrvačnosti mechanismu lisu. Tento jev je výsledkem toho, že k plnému sepnutí, čili zamknutí, spojky dochází při nenulovém úhlu natočení hřídele, tedy moment setrvačnosti mechanismu lisu bude v souladu s grafem na Obrázek 64 růst.

Zároveň se nabízí porovnat ztrátu energie s energií spojkou přenesenou. Na jejich poměr můžeme nahlížet jako na účinnost přenosu energie.

$$E_{kB} = \frac{1}{2} I_B \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 1174,19 \cdot 7,19^2 = 32,93 \text{ kJ}$$

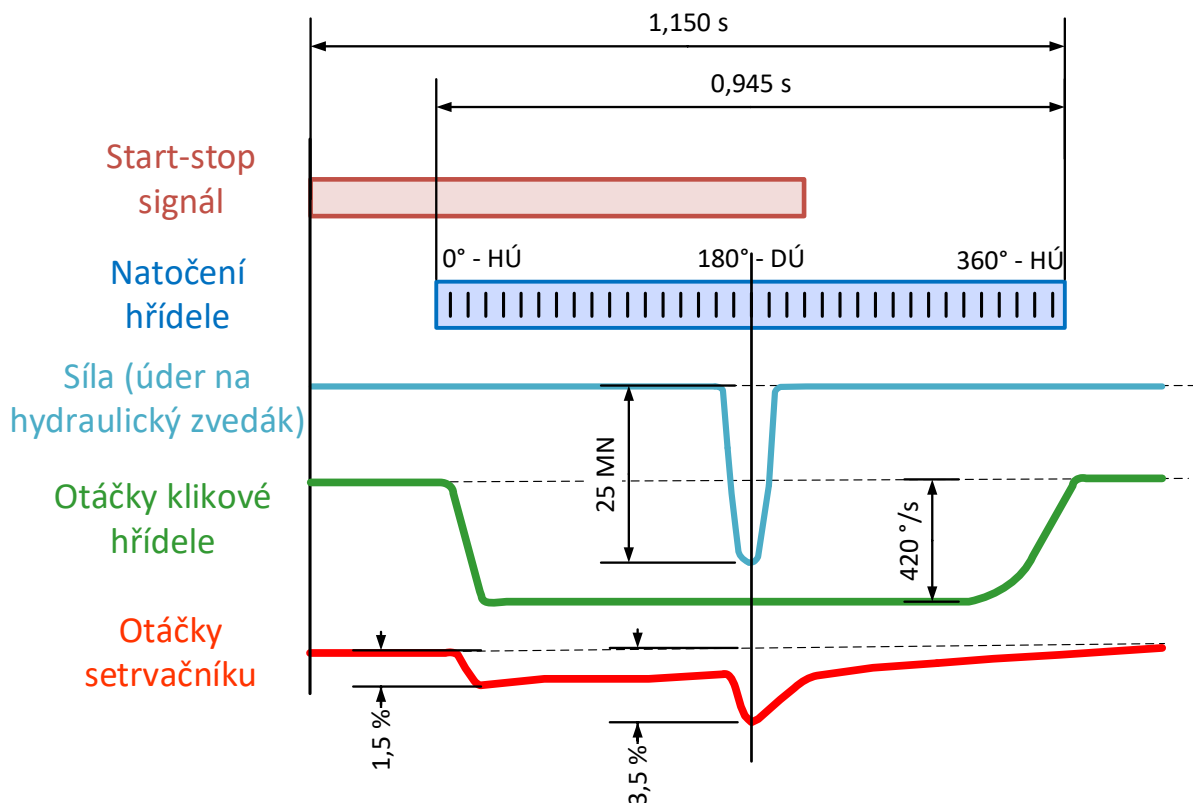
$$\eta_{spojka} = \frac{E_{kB}}{\Delta E + E_{kB}} = 49,50 \%$$

Rozbíhaná část má po sepnutí spojky energii 30,41 kJ, což je o 0,56 kJ méně než hodnota energetické ztráty. Dosažená účinnost spojky je tedy 49,5 %. Z předchozího je zřejmé, že účinnost roste s klesajícím momentem setrvačnosti rozbíhané části. Obrázek 65 zobrazuje jak s rostoucím poměrem momentů setrvačnosti rozbíhající a rozbíhané části klesá poměr energie ztracené vůči energii předané.



Obrázek 65 – Průběh podílu ztracené energie a poklesu otáček rozbíhající části spojky v závislosti na poměru momentů setrvačnosti

Na Obrázek 66 jsou vykresleny průběhy síly působící na beran od hydraulického zvedáku, otáčky klikové hřídele a především otáčky setrvačnicku se zvýrazněným poklesem po rozběhu mechanismu. Tyto průběhy vycházejí z experimentálního měření provedeném na stroji. Pokles otáček setrvačnicku po sepnutí spojky je dle tohoto měření 1,5 % což je v dostatečné shodě s výsledkem analytického výpočtu.



Obrázek 66 - Výsledek experimentálního měření lisu LMZ 2500 - otáčky setrvačnicku

8.1.4 Rozběhová práce dle Kamelanderera

Dle Kamelanderera (5) je rozběhová práce A_{rozb} přibližně rovna dvojnásobku práce brzdné $A_{brzd} = A_a$. Je to dáno tím, že se skládá z práce potřebné pro urychlení hmot za spojkou, což se rovná brzdné práci, a dále z práce ztrátové ΔE na spojce. Tato ztrátová práce se přeměňuje v teplo. Platí

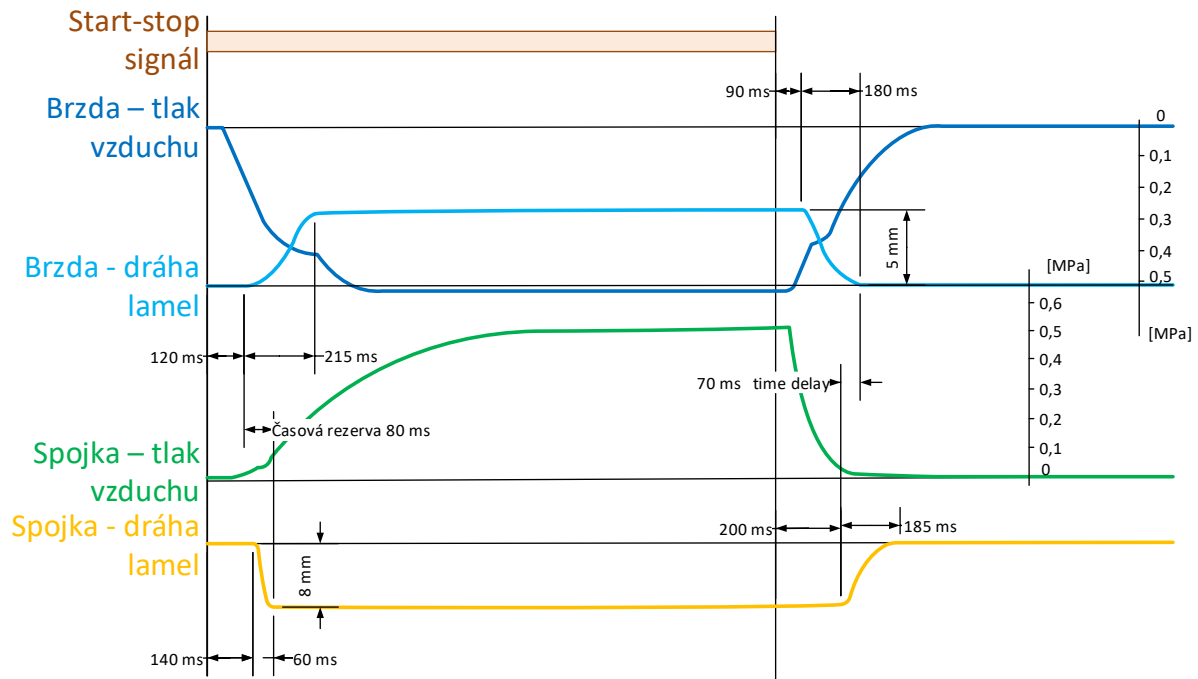
$$A_{rozb} = 2 \cdot E_{k\ mech} \rightarrow A_{rozb} = \Delta E + E_{k\ mech} = 33,60 + 32,93 = 66,53 \text{ kJ}$$

Velikost ztrátové práce spojky odpovídá předpokladu dle Kamelanderera. Potvrzení je viditelné na Obrázek 65, kde se podíl práce ztracené k práci předané při sepnutí spojky asymptoticky blíží k hodnotě 1. Ve skutečném Jedná se o ideální stav, skutečná ztrátová práce může být v případě dlouhého prokluzu spojky větší.

8.2 Simulace spojky LMZ 2500

Pro simulaci první komponenty lisu jsem si vybral spojkou lisu LMZ 2500. Jedná se o vzduchem ovládanou třecí spojkou s třemi lamelami s vnějším ozubením (unášeny setrvačnickem) a s dvěma s vnitřním ozubením (unášeny výstředníkovou hřídelí). S výhodou využiji dostupné technické parametry a výkresy této spojky, stejně tak jako experimentální

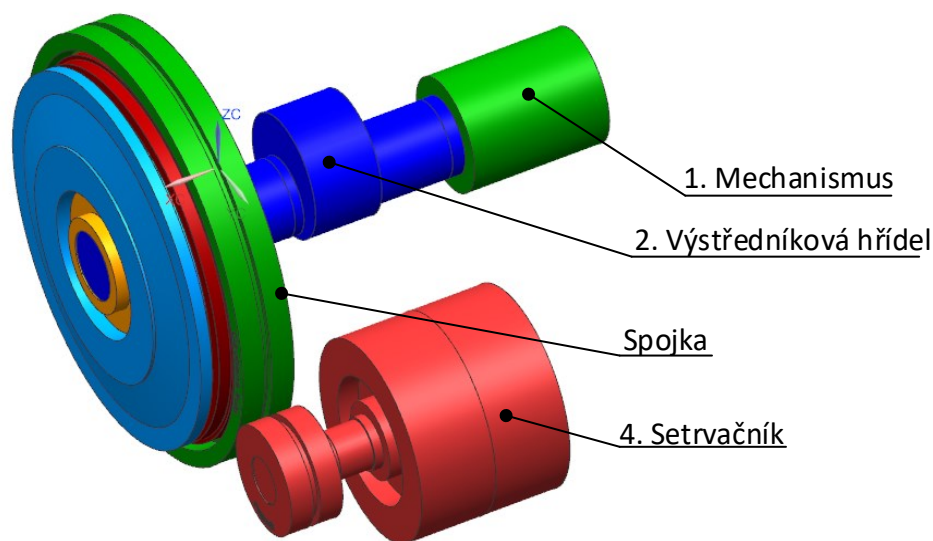
měření různých veličin a stavů na skutečném stroji. Výstupem tohoto měření jsou např. časové závislosti tlaku vzduchu pod pístem spojky, dráhy lamel, dráhy beranu, otáček setrvačníku apod. Díky tomu je možné odladit nastavení modelu.



Obrázek 67 - Výsledek experimentálního měření lisu LMZ 2500 – plnicí tlak spojky

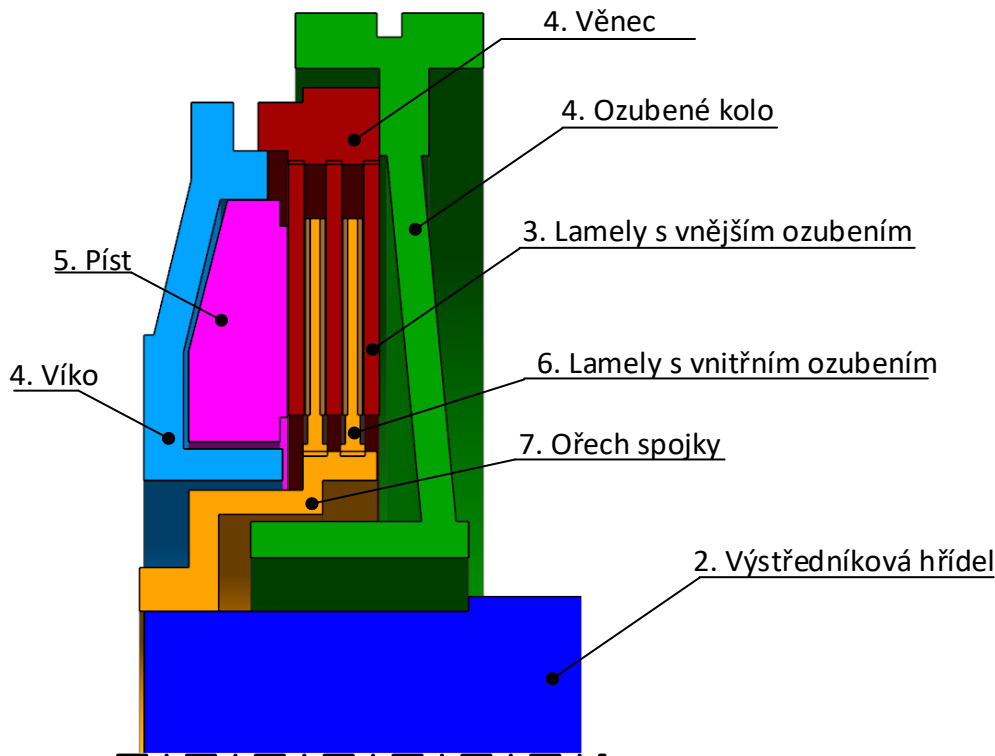
8.2.1 Model spojky LMZ 2500

Model spojky je tvořen celkem 7 tělesy, 8 kinematickými vazbami, 4 kontaktními páry, 1 působící silou a 1 nenulovou okrajovou podmínkou – úhlovou rychlostí setrvačníku.



Obrázek 68 – Sestava výpočetního modelu spojky

1. Mechanismus stroje – těleso s momentem setrvačnosti odpovídajícím momentu setrvačnosti klikovému mechanismu lisu. Rotační vazbou umožněn pouze rotační pohyb okolo osy symetrie, odebráno 5° volnosti.
2. Výstředníková hřídel – těleso hřídele s rotační vazbou vůči stojanu.
3. Lamely s vnějším ozubením – 3 tělesa tvaru mezikruží o rozměrech a tloušťce odpovídající skutečným lamelám. Lamela na straně mechanismu je rotační vazbou spojena se stojanem (vůči stojanu má 1° volnosti), zbylé dvě lamely jsou s první lamelou spojeny posuvnou vazbou. Mohou se tedy posouvat ve směru osy symetrie bez vzájemné rotace vůči první lamele (vůči stojanu mají 2° volnosti).
4. Ozubené kolo, věnec, víko – 3 rotační tělesa vůči sobě se nepohybující. Jsou poháněna rotací setrvačnicku přes ozubený převod s poměrem $i = 3,8696$. Věnec unáší lamely s vnějším ozubením.
5. Píst – těleso pevně svázáno s levou lamelou s vnějším ozubením. Koná rotaci a posuv (vůči stojanu 2° volnosti). Na píst je definována spínací síla.
6. Lamely s vnitřním ozubením – 2 tělesa tvaru mezikruží o rozměrech a tloušťce odpovídající skutečným lamelám. Lamely jsou posuvně svázány s tělesem mechanismu stroje (vůči stojanu mají 2° volnosti).
7. Ořech spojky – těleso unášející lamely s vnitřním ozubením. Pevně svázáno s výstředníkovou hřídelí (vůči stojanu 1° volnosti).
8. Setrvačnick – těleso s momentem setrvačnosti odpovídajícím momentu setrvačnosti setrvačnicku vynásobeným převodovým poměrem $i = 3,8696$ (mezi setrvačnickem a klikovou hřídelí je ozubený převod). Hmotnost odpovídá pístu spojky. Těleso je svázáno pevnou vazbou s levou lamelou s vnějším ozubením (vůči stojanu má 2° volnosti) a pevnou vazbou vůči lamele s vnějším ozubením.
9. Spínací síla spojky je odvozena od časového průběhu tlaku vzduchu pod pístem spojky, který je na Obrázek 67. Z tohoto grafu bylo naměřené určité množství bodů, které byly následně interpolovány funkcí Akima spline a následně byla tato křivka vynásobena průměrem pístu. Tak se získal časový průběh spínací síly.



Obrázek 69 – Řez modelem spojky

8.2.2 Kontakty

Pokud je mezi dvěma tělesy definován kontakt, program průběžně odměřuje vzdálenost těchto dvou těles. Pokud je vzdálenost jejich kontaktních ploch kladná nenulová, tedy tělesa nejsou v kontaktu, je nenulová i kontaktní síla působící na ně. Je-li jejich vzdálenost nulová či záporná nenulová (tedy dochází k průniku), program přidá do kontaktu sílu, která působí na obě tělesa a odstrkuje je. Jedná se o model funkce IMPACT, který je tvořen pružinovým a tlumícím prvkem, viz. Obrázek 70. Funkce IMPACT je závislá na následujících proměnných

$$IMPACT(x, \dot{x}, x_1, k, e, c_{max}, d)$$

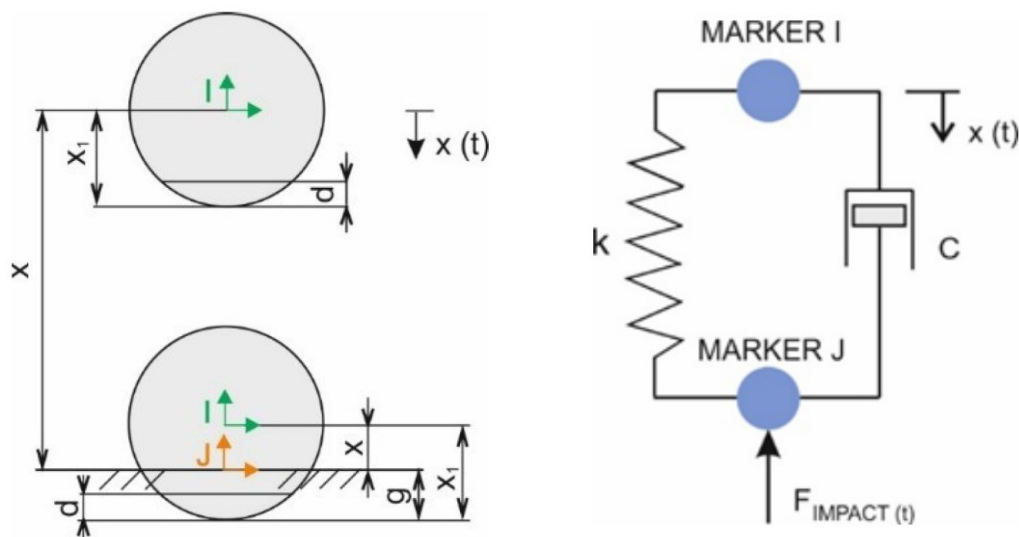
x	...	Vzdálenost lokálních souřadných systémů těles
\dot{x}	...	Časová derivace vzdálenosti x – vzájemná rychlost těles
x_1	...	Vzdálenost kontaktní plochy od lokálního souřadného systému tělesa
k	...	Tuhost kontaktu (Contact stiffnes)
e	...	Silový exponent (Force exponent)
c_{max}	...	Tlumící součinitel (Damping coefficient)
d	...	Průnik těles (Penetration – volen uživatelem)

S tím, jak narůstá průnik obou těles, narůstá i kontaktní síla. V tomto modelu pružina nahrazuje pružnost kontaktních povrchů a vyvozuje sílu působící tak, aby tělesa oddálila. Tlumení nahrazuje disipaci energie a vyvozuje sílu působící proti směru vzájemné rychlosti těles.

$$F_{IMPACT} = F_k + F_c = kx - c\dot{x}$$

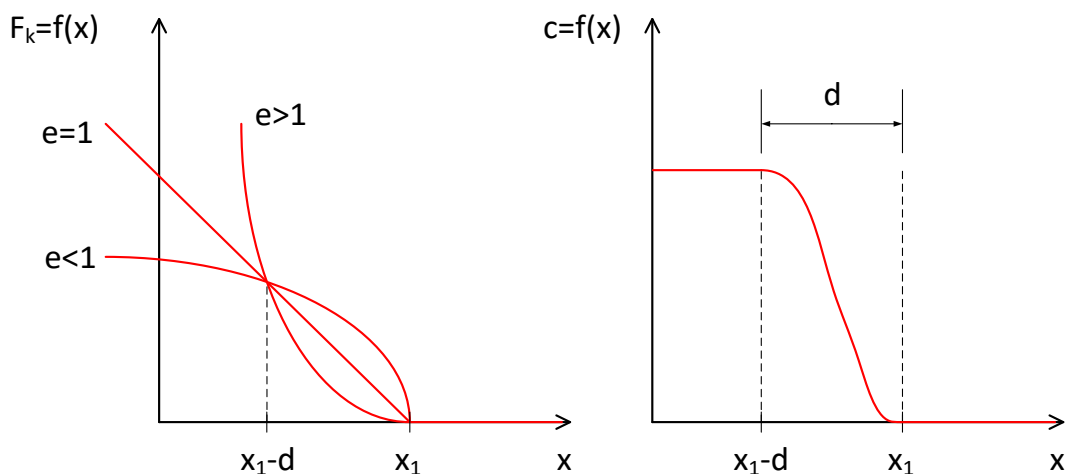
Následující zápis funkce IMPACT ukazuje, jak probíhá její vyhodnocení. V případě, že platí podmínka $x \geq x_1$, tedy, že nedochází k žádnému vzájemnému průniku dvou těles, kontaktní síla na působící na tělesa se rovná nule. Pokud platí podmínka $x < x_1$, znamená to, že dochází k vzájemnému průniku obou těles a kontaktní síla působící na tělesa je nenulová, respektive odpovídá následujícímu zápisu, kde $MAX(0, k(x_1 - x)^e$ zastupuje pružinový prvek a $STEP(x, x_1 - d, c_{max}, x_1, 0) \cdot \dot{x}$ nahrazuje tlumící prvek.

$$IMPACT = \begin{cases} MAX(0, k(x_1 - x)^e - STEP(x, x_1 - d, c_{max}, x_1, 0) \cdot \dot{x} & : x < x_1 \\ 0 & : x \geq x_1 \end{cases} \quad (20)$$



Obrázek 70 – Mechanismus funkce IMPACT (21)

Silový exponent určuje, jestli se modelová pružina kontaktu chová jako lineární, progresivní či degresivní. Tlumící součinitel je řízen kubickou STEP funkcí v závislosti na skutečném průniku g – viz. Obrázek 71. Tato funkce zařídí, že průběh tlumícího součinitele je spojitý a tedy diferencovatelný.

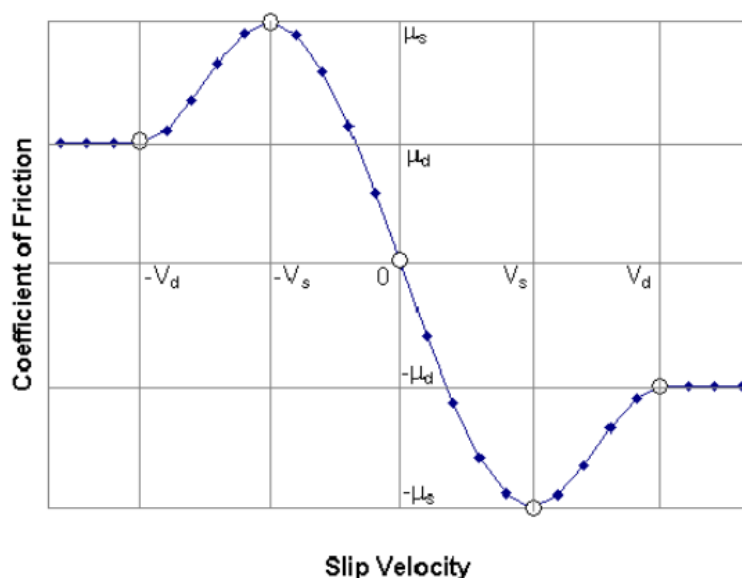


Obrázek 71 - Průběh síly F_k v závislosti na vzdálenosti těles pro různé silové exponenty (levá) a průběh STEP funkce tlumícího součinitele v závislosti na vzdálenosti těles

8.2.2.1 Tření na kontaktu

Při nastavování kontaktu je možné i určit, zdali bude v kontaktu figurovat i tření. V případě simulace třecí spojky je toto nastavení zásadní. Použitý software pro simulace používá vcelku jednoduchý Coulombův model tření. Třecí síla je počítána čistě jako součin normálové síly, vycházející z funkce IMPACT, a třecího koeficientu. Tato třecí síla následně působí na relativně pomalejší těleso.

Koeficient tření dosahuje určité nenulové hodnoty, pokud relativní rychlost kontaktních těles je nulová. V okamžik, kdy relativní rychlost je nenulová, koeficient tření klesne. Jedná se tedy o nespojitý děj, jehož numerické zpracování je problematické. Z toho důvodu tento výpočetní model nahrazuje reálnou funkci spojitou funkcí na Obrázek 72. Na dané křivce jsou vyznačené body se souřadnicemi $[0,0]$, $[\pm V_d, \mp \mu_d]$ a $[\pm V_s, \mp \mu_s]$. Bod $\pm V_s$ značí přechodovou rychlost pro statický koeficient tření $\mp \mu_s$. Bod $\pm V_d$ značí přechodovou rychlost pro statický koeficient tření $\mp \mu_d$. Tato čísla zadává sám uživatel.



Obrázek 72 - Závislost třecího koeficientu na relativní rychlosti třecích ploch (10)

8.2.2.2 Volba proměnných veličin kontaktu pro simulaci spojky

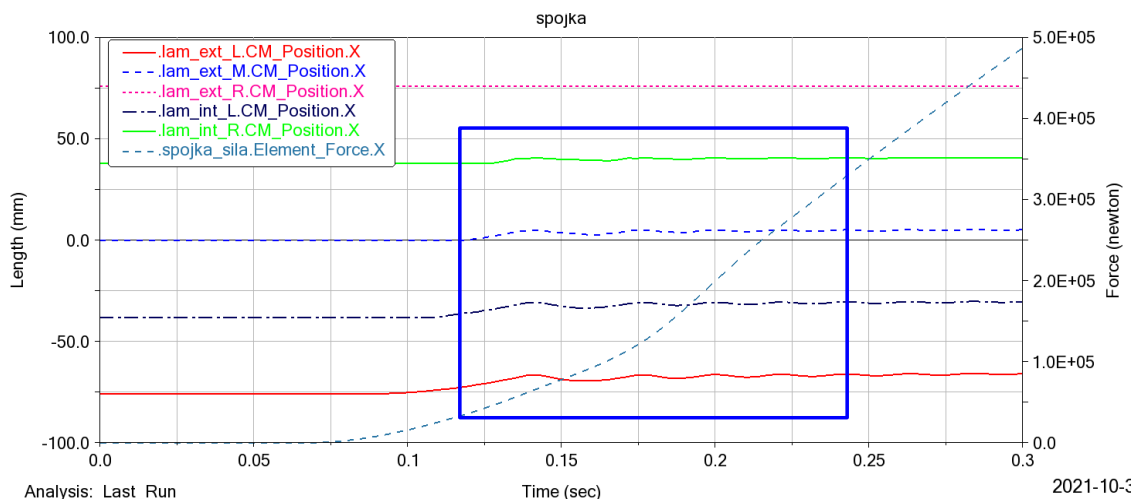
Tuhost kontaktu vychází teorie Hertzova tlaku, je tedy závislá na materiálu ale i geometrii těles. Příliš malá tuhost vede k nadměrným průnikům těles, zatímco příliš velká tuhost vede k výpočetním problémům.

Pro funkční výpočet by měl být silový exponent splňovat $e > 1$, aby funkce kontaktní síly byla spojitá a tedy diferencovatelná. Podle literatury je doporučená hodnota pro pryže $e = 1,1$, pro měkké kovy $e = 1,5$ a pro tvrdé kovy $e = 2,2$. (20)

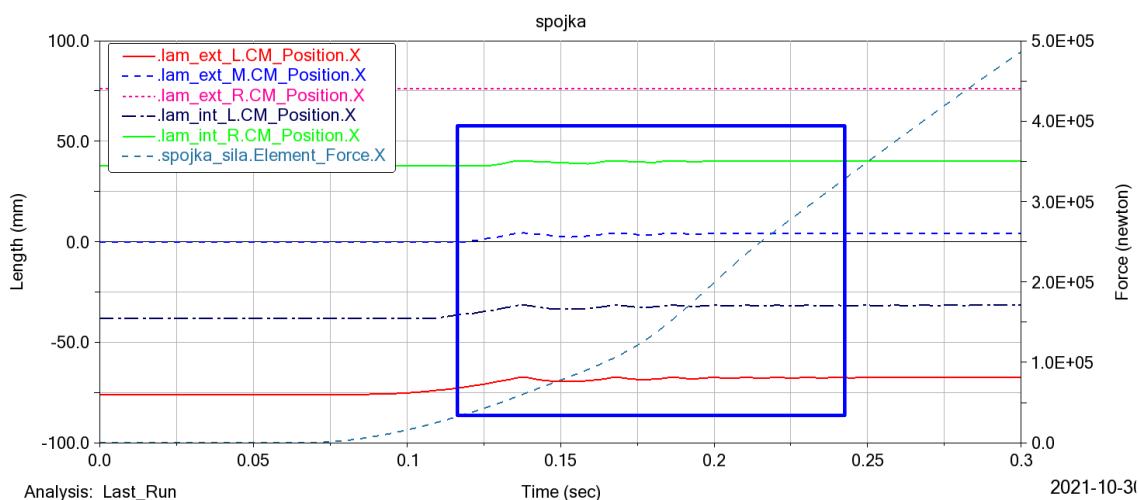
Tlumící součinitel nelze analyticky spočítat. Lze jej experimentálně změřit či odhadnout. Tento součinitel přibližně odpovídá 1 % tuhosti kontaktu, avšak někteří zkušení uživatelé namítají, že i to je příliš vysoká hodnota. (20) Pokud se zvolí vysoká hodnota například při simulaci pádu kuličky na desku, dojde k přetlumení odrazu kuličky od desky. Pokud se zvolí malá hodnota, odraz kuličky naopak tlumen nebude. Ruku v ruce s touto hodnotou jde i uživatelem volený průnik těles, na kterém se hodnota tlumícího součinitele mění z 0 na c_{max} . Vyšší hodnota d také podporuje utlumení odrazu těles. Obecně je vhodné volit hodnotu $d = 0,01 \text{ mm}$.

Pro správnou volbu parametrů byla provedena citlivostní analýza, která kombinovala různé hodnoty proměnných a následně pozorovala chování spojky a především jednotlivých lamel. Hlavním předpokladem bylo, že při vzájemném kontaktu by nemělo docházet k odrazení se jednotlivých lamel a tedy k jejich kmitání.

Na následujících obrázcích jsou vyobrazeny závislosti posunutí jednotlivých lamel na čase. K vysvětlení slouží barevná legenda. Popis „lam_ext_“ značí lamely s vnějším ozubením, „lam_int_“ lamely s vnitřním ozubením a „spojka_sila“ značí sílu spojky.

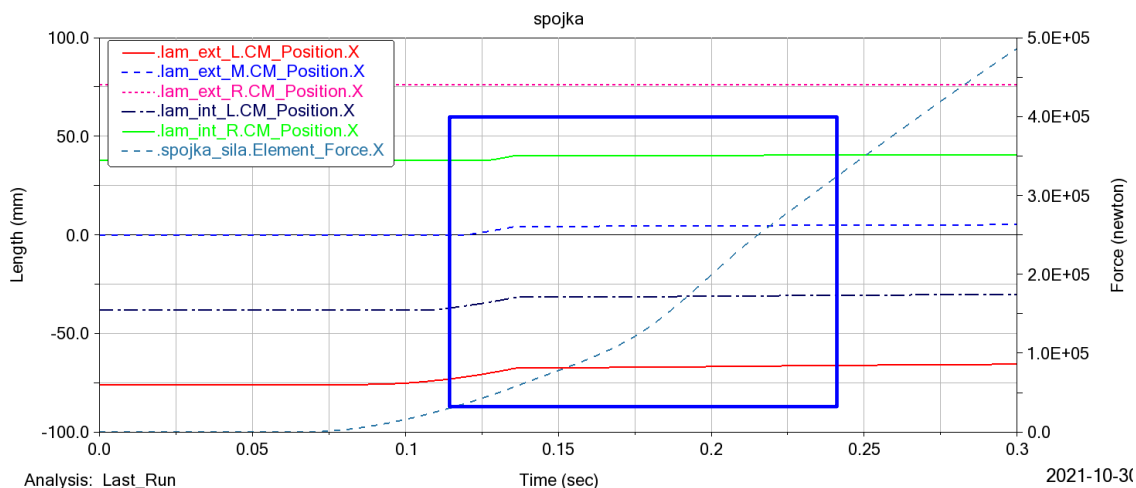


Obrázek 73 – Tuhost kontaktu – $10e6$ [N/m], tlumící součinitel – $10e2$ [Ns/m], silový exponent – 1,1 [-]

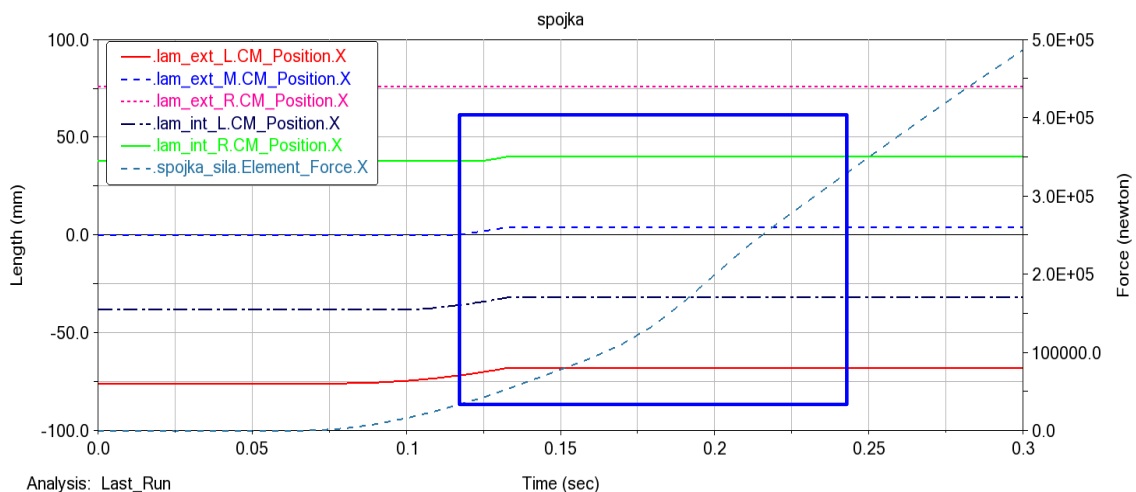


Obrázek 74 - Tuhost kontaktu – $10e7$ [N/m], tlumící součinitel – $10e2$ [Ns/m], silový exponent – 1,5 [-]

V této práci jsou zobrazeny pouze 4 grafy, celkově bylo provedeno 15 simulací s různými kombinacemi parametrů. Výsledkem této citlivostní analýzy je kromě nabití důležitých znalostí i určení správných parametrů pro simulaci spojky lisu LMZ 2500 a to tuhost kontaktu $k = 10e8$ [Nm⁻¹], tlumící koeficient $c_{max} = 10e6$ [Nsm⁻¹] a silový exponent $e = 2,2$ [-]. U prvního grafu závislosti posunutí jednotlivých lamel spojky v závislosti na čase je zřetelné kmitání těžiště těchto lamel. K tomu v reálném stroji samozřejmě nedochází, což potvrzuje i záznam z experimentálního měření na reálném stroji na Obrázek 67. Zároveň s tím, jak se mění kontaktní charakteristiky, výsledné chování lamel se zbavuje kmitání. Je tedy možné říci, že tyto hodnoty jsou vhodné pro věrohodnou simulaci spojky



Obrázek 75 - Tuhost kontaktu – $10e6$ [N/m], tlumící součinitel – $10e4$ [Ns/m], silový exponent – 1,5 [-]



Obrázek 76 - Tuhost kontaktu – $10e8$ [N/m], tlumící součinitel – $10e6$ [Ns/m], silový exponent – 2,2 [-]

8.2.3 Okrajové podmínky simulace

Pro lepší vyšetření chování spojky v průběhu spínání byly zvoleny různé podmínky simulace. Spínací síla je určena průběhem tlaku spínacího vzduchu ve válci dle grafu na Obrázek 67. Tento průběh byl i v simulaci zachován, pouze byl změněn součinitel. Byla tedy provedena simulace s reálnou spínací silou, s poloviční spínací silou a s třetinovou spínací silou.

Druhou veličinou je koeficient tření kontaktu obložení. Hodnoty třecího koeficientu obložení je opět velice obtížné získat. Pokud už se nějaké hodnoty na objevují (ať už na internetu, v knihách, či od výrobce), jedná se vždy o poměrně široký interval. Koeficient tření je závislý nejen na rychlosti, ale i na tlaku, teplotě a opotřebení nebo znečištění obložení. Z toho důvodu byly pro simulaci vybrány dva páry hodnot třecího koeficientu pro statické a pro dynamické tření. První pár je $\mu_d = 0,25$ a $\mu_s = 0,35$. Druhým párem je $\mu_d = 0,35$ a $\mu_s = 0,5$.

8.2.4 Výsledky simulace spojky

Hlavním cílem simulace spojky bylo zjistit velikost energie, která se ztratí sepnutím spojky. Zjištěné hodnoty ze simulace jsou podobné těm vypočteným. Ztrátu energie

v modelu určíme jako pokles energie systému, kde jako systém bereme všechna tělesa modelu. Energie systému na začátku simulace, kdy rotuje pouze setrvačnick s předlohou a rozbíhající část spojky, je 1711,33 kJ. Na konci simulace, kdy všechny součásti modelu rotují společnou rychlostí, je energie systému 1677,26 kJ.

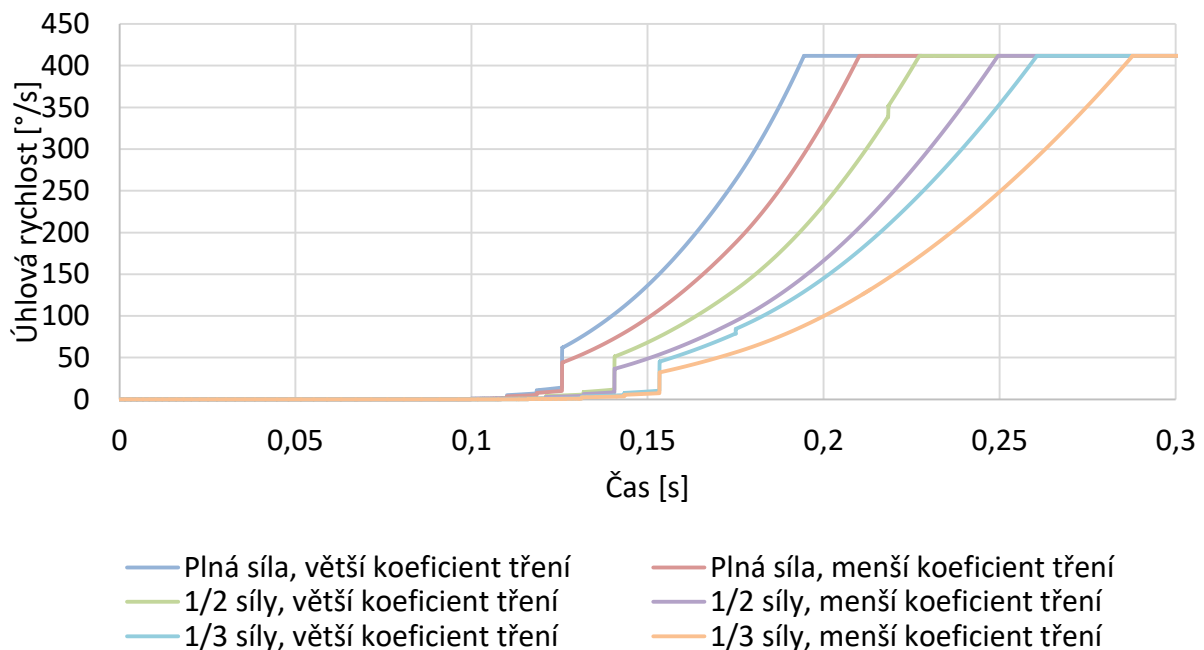
Z toho vyplývá, že sepnutím spojky se ztratí 34,07 kJ, což odpovídá 1,99 % z počáteční energie. Rozbíhaná část má při úhlové rychlosti 411,69 °/s kinetickou energii 32,25 kJ, což označujeme jako energii přenesenou. Tím pádem lze určit účinnost přenosu energie

$$\eta_{spojka} = \frac{E_{k_B}}{\Delta E + E_{k_B}} = 48,63 \%$$

Zajímavým výsledkem je, že proměnlivé okrajové podmínky neměly na velikost disipované energie vliv. Průběhy úhlové rychlosti rozbíhané části lisu, rozbíhající části lisu a energie systému jsou na Obrázek 77 až Obrázek 79.

Průběhy jsou téměř stejné, jedinou změnou je prodlužující se časový interval sepnutí spojky. Tento interval podle očekávání roste s klesající spínací silou a klesajícím koeficientem tření. Z toho tedy vyplývá, že ani jeden z těchto proměnných faktorů nemá v rámci zvolených intervalů vliv na velikost ztracené energie. Čas úplného zamknutí spojky pro jednotlivá nastavení je následovný

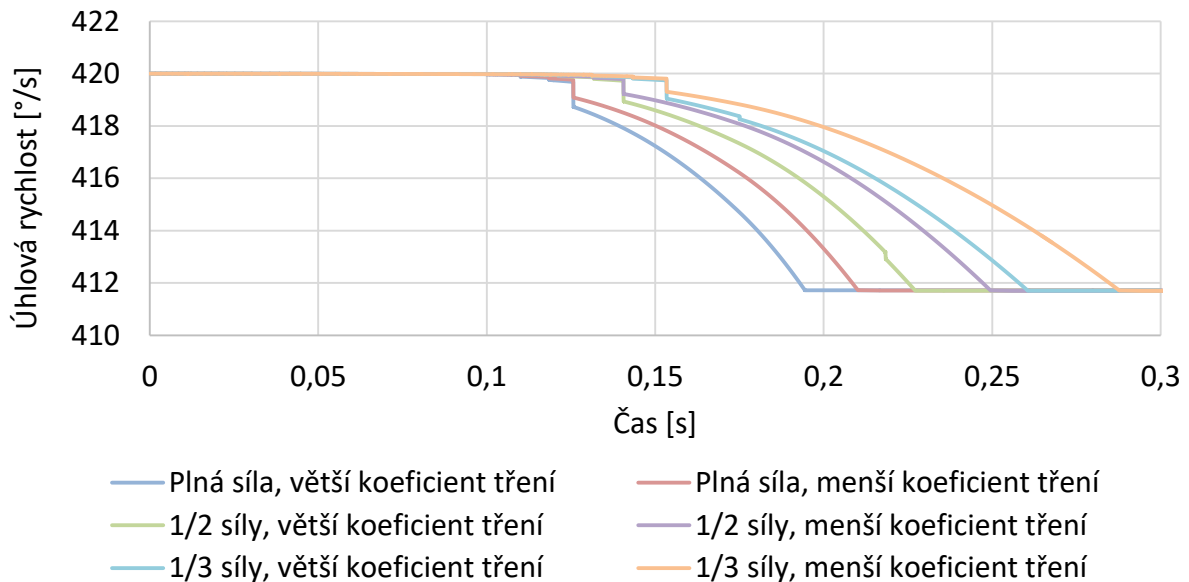
- Plná síla, větší koef. tření 0,194 s
- Plná síla, menší koef. tření 0,210 s
- 1/2 síly, větší koef. tření 0,227 s
- 1/2 síly, menší koef. tření 0,250 s
- 1/3 síly, větší koef. tření 0,261 s
- 1/3 síly, menší koef. tření 0,288 s



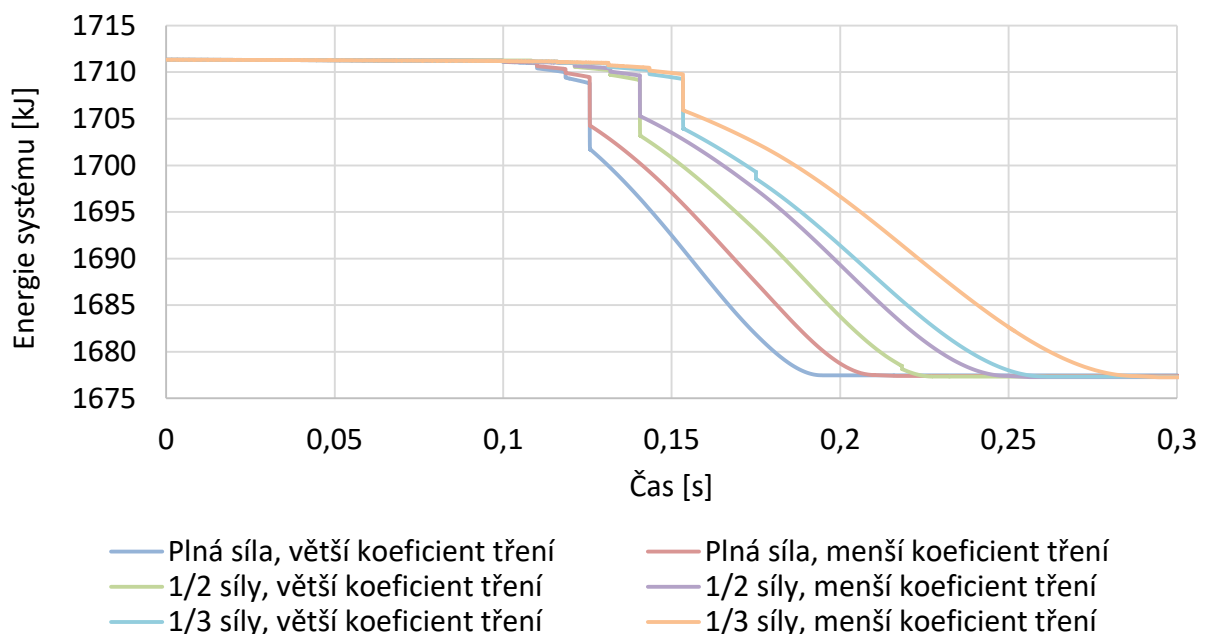
Obrázek 77 - Průběh úhlové rychlosti rozbíhané části

Tyto časy, jak již bylo zmíněno, jsou ovlivněny průběhem spínací síly. Ta je odvozena od měřeného průběhu na skutečném stroji. To znamená, že zde uvedené časy sepnutí spojky

udávají časový interval od vyslání startovního signálu. Fakt, že třecí podmínky neovlivňují velikost ztracené energie, značí, že děj zamknutí rotace rozbíhající a rozbíhané části stroje je dostatečně rychlý na to, aby nedošlo k výraznému prokluzu. Mechanismus vzniku ztráty energie tedy odpovídá analytickému popisu děje z předchozí kapitoly. Nicméně pokud by byl koeficient tření nebo spínací síla pístu dostatečně malá, v simulaci by se to výrazným prokluzem projevilo a došlo by k disipaci energie podobně, jako v třecí brzdě.



Obrázek 78 - Průběh úhlové rychlosti rozbíhající části



Obrázek 79 - Průběh energie systému

Poznáním, že tření a spínací síla nemají v rámci rozumných mantinelů výrazný vliv na energetickou ztrátu, můžeme konstrukci spojky ovlivnit tak, aby časový interval do plného sepnutí spojky byl relativně dlouhý, čímž lze snížit rázy stroje. Ve spojce nastávají vzájemné

rázy jednotlivých třecích lamel a například i torzní rázy při urychlování rotačních hmot. Snížením rázů se prodlouží životnost takto namáhaných komponent.

Pomalejším plněním, ke kterému dojde při snížení spínací síly, se rovněž omezí tlakové rázy a namáhání potrubí mezi vzdušníkem a spínacím válcem spojky.

8.3 Porovnání výsledků ztráty spojky

Následující tabulka porovnává výsledné hodnoty ztráty energie získaných všemi výpočetními přístupy.

Tabulka 15 - Porovnání výsledků všemi způsoby výpočtů ztráty energie na spojce

	ΔE	$\Delta \omega$	η_{spojka}
	kJ	%	%
Analytický výpočet	33,60	1,96	49,50
Simulace	34,07	1,98	48,63

Z tabulky je jasné, že výsledky ztracené energie jsou pro analytický i simulační přístup v dobré shodě. Ve fázi návrhu stroje, či prostém výpočtu energetické bilance je možné „s čistým štítem“ použít analytický výpočet, který vyniká svou jednoduchostí a rychlým zpracováním.

Naopak simulaci spojky lze využít při hlubším zkoumání spojky, kdy je vhodné zjistit další charakteristiky chování spojky. Například velikost prokluzu, dobu zamykání spojky či silové působení jednotlivých součástí.

9 Doporučení pro simulaci a konstrukci lisu

9.1 Pro simulaci

Pro dobré pochopení funkce MBD programů – a nejen jich – je vždy dobré se nejdříve zorientovat v troše teorie. Uživatel tím získá povědomí o matematice, která se skrývá za jednotlivými barevnými tlačítky, lépe pochopí, jak fungují jednotlivé vazby a řešiče.

Je výhodné stavět výpočetní model od nejjednoduššího a postupně přidávat další složitější prvky, ostatně o to jsem se snažil i v této práci. Pokud konstruktér věří aktuálnímu modelu a jeho výsledkům, je čas přidat další prvek. Tento přístup pomáhá k hledání zdroje chyb. Zároveň je ale třeba mít na paměti, že ne všechno co se zdá, jako chyba je chyba. Může se stát, že dotyčný objevil zajímavé chování systému, o kterém předtím nikdo neměl tušení.

Pokud je záměrem konstruktéra zanést do modelu i vliv poddajnosti těles, je vhodné se zamyslet nad jejich namáháním a správně se rozhodnout jestli poddajnost těles řešit vložením pružin nebo tzv. flex těles tvořených konečněprvkovou sítí. Použitím pružin zůstává model jednoduchý a nenáročný na samotný výpočet. Navíc ne všechny úlohy jsou vhodné pro flexibilní tělesa.

Cenným, i když pro někoho očividným, poznatkem je důležitost široké technické dokumentace k vybranému software nástroji. Určité uzavřenější systémy s nedostatečnou dokumentací neumožňují dostatečný vhled do principů systému, čímž se zdatelně zvyšuje náročnost vyhledávání a řešení kořenů problémů.

9.2 Pro konstrukci

Mezi faktory ovlivňující třecí práci patří tři základní věci – koeficient tření, velikost čepu a zatížení. Koeficient tření je faktor, který lze ovlivnit ztěžka, jedná se spíše o úlohu pro tribologické inženýry. Velikost čepů je opět faktor bez velkého prostoru k úpravě, jelikož už nyní se inženýři snaží o maximální využití materiálu a tedy zmenšování rozměrů součástí v rámci únosnosti.

Co se zatížení týče, můžeme využít dynamického pohybu mechanismu, kdy setrvačné síly pohybujících se hmot při tváření působí v opačném směru než tvářecí síla, čímž dojde k snížení reakčních sil na ložiskách. Se zatížením se pojí také jev pružení stojanu, kdy je třeba upravit vzájemnou polohu kovacích nástrojů tak, aby v dolní úvratí došlo k úplnému sevření a tedy dotváření výkovku. Tím se prodlouží interval natočení klikové hřídele kdy je stroj zatížen tvářecí silou a to jak před spodní úvratí, tak i za spodní úvratí. Řešením je úsilí o co nejtužší stroj.

S pomocí setrvačných sil v průběhu tváření souvisí další efekt nesouvisející s třecí prací. Při tváření výkovku se energie odebírá z celého řetězce pohyblivých součástí, nikoliv jen ze setrvačnicku. Tím pádem je reálné namáhání např. ozubeného kola a pastorku jiné než vypočtené ze statického silového rozkladu mechanismu. Opět lze říci, že větší pohybující se hmota pomáhá snižovat namáhání přenosových elementů v celém řetězci.

Při konstrukci spojky a snižování energetické ztráty při jejím sepnutí je ale předchozí odstavec nešťastným. Pro co nejmenší energetickou ztrátu – která ale nemůže být menší než přenesená energie – je naopak důležité, aby redukovaný moment setrvačnosti celého řetězce za spojkou byl co nejmenší.

Lze konstatovat, že konstruktérská činnost na vývoji klikového kovacího lisu je hledání rovnováhy mezi jednotlivými požadavky. Je třeba určit si cíle a priority, které by měl stroj splňovat, ekonomická a výrobní hlediska.

Postrádám průběhy sil v ložiscích klikové hřídele v rotačním grafu, jak jsme se domlouvali! Dalo by to určitou představu o možném kývání lisu.

10 Kritéria pro výběr přístupu k výpočtu

V práci byly ukázány 3 různé přístupy k výpočtu energetické bilance. Každý se může hodit pro jinou fázi návrhu stroje a pro jiného uživatele. Výhodou výpočtu v Excelu je opravdová jednoduchost, výhodou modelování v Matlabu je úplný vhled do rovnic a jejich kontrola, výhodou simulace je kompromis mezi předchozími přístupy za zachování přesných výsledků v případě správně sestaveného modelu. Pro konstruktéry je rovněž velmi výhodné spojení MBD modulu spolu s CAD modulem, kdy se každá změna geometrie okamžitě propíše do simulace.

Výpočet jednoduchými rovnicemi v Excelu

- Rychlý
- Jednoduchý, jen ne zcela přehledný
- Nepřesný
- Vhodný pro prvotní fázi návrhu

Výpočet analytickým přístupem v Matlabu

- Složitý
- Nutná znalost programování
- Přesný
- Možné modelovat celý stroj

Simulace principem Multibody

- Středně složitá
- Bez nutnosti programování
- Jednoduchá změna geometrie součástí
- Spíše konstruktérský přístup
- Možné modelovat celý stroj
- Možnost přidávat velmi pokročilé výpočetní funkce bez perfektní znalosti
- Vhodné pro optimalizaci

11 Splnění cílů disertační práce

Cíle, které jsem si vytyčil na začátku této práce, jsem se snažil plnit a zároveň jsem práci členil tak, aby byla patrná návaznost dílčích cílů.

1. Definování pracovního cyklu lisu
 - Popis pracovního cyklu lisu, včetně rozdělení na přerušovaný a nepřerušovaný cyklus a jednotlivých fází zdvihu jsem provedl v rámci kapitoly 4.
2. Definování a popis energetické bilance stroje a tvářecí charakteristiky
 - Popis energetické bilance je důležitý pro její následně zkoumání a provedl jsem jej v rámci kapitoly 5.
3. Popis možností pro výpočet energetické bilance
 - Provedení výpočtu čtyřmi způsoby je obsahem kapitoly č. 6.
 - Porovnání jednotlivých způsobů je v zpracováno v odstavci 6.4
4. Výběr výpočetního přístupu – simulace
 - Tento bod je také sepsán v odstavci 6.4, obsahuje můj osobní názor.
5. Úvod do teorie MBD simulace
 - Stručný popis práce s vektorovými veličinami a sestavováním pohybových rovnic v rámci MBD simulace jsem zpracoval v odstavci 6.3.1.
6. Provedení výpočetního modelu pro zjištění vlivu jednotlivých vlastností stroje na energetickou bilanci
 - Analýza širšího modelu lisu, interpretace výsledků a vliv jednotlivých faktorů na ně byla provedena pod každým jednotlivým výpočtem.
7. Analýza funkce a energetické bilance spojky
 - Analýza spojky byla provedena jak analytickým výpočtem, tak pomocí MBD simulace. O spojce pojednává kapitola 8.
8. Doporučení pro konstrukční praxi na základě výsledků
 - Doporučení pro konstrukční praxi bylo navíc doplněno o doporučení pro provádění simulací. Obojí se nachází v kapitole 9.

12 Závěr

Kovací technologie je výkonná technologie pro masovou produkci výrobků, která má za sebou tisíciletou historii. Jedná se o technologii hojně používanou (nejen) v automobilovém průmyslu, kde je využívána k výrobě polotovarů ojníc, ozubených kol, klikových hřídelí a mnoha dalších. Mohlo by se zdát, že po desetiletích vývoje velkých klikových lisů je již vývoj na konci svých možností. Není tomu tak. S tím, jak se posouvají další inženýrská odvětví, se nám otvírají další možnosti, jak přistoupit k vývoji klikového lisu. Zároveň nás posouvají i náročnější požadavky kladené na výrobní proces.

Tato práce reaguje na výpočetní metody, které v oboru stavby klikových lisů můžeme považovat za nové. Jedná se o simulace vázaných mechanických systémů, anglicky známé jako multibody simulace (MBD). Tyto simulace usnadňují modelování dílčích částí lisů, či celých strojů v širokém intervalu složitosti modelu. Díky této metodě lze navrhovat a ověřovat prototypy rychleji a výrazně levněji.

Abych obhájil výhodnost použití specializovaných MBD programů, provedl jsem porovnání s dalšími 3 přístupy k výpočtu ztrátové práce vzniklé třením čepových součástí v kluzných ložiskách. Tyto další přístupy byly: empirický, analytický bez vlivu dynamiky provedený v Excelu a analytický s vlivem dynamiky provedený v Matlabu. Použití specializovaných MBD programů se vyznačuje velmi přesnými výsledky při poměrně jednoduchém použití bez nutnosti programování. Nicméně i pro správně sestavený MBD model je třeba určitých specializovaných znalostí.

Následně je provedena analýza dalších vlivů ovlivňujících energetickou ztrátu vzniklou třením jako je vyvažování beranu, pružnost celého stroje a třeba pohon lisu čistě energií tekoucí ze setrvačnicku. V této části práce jsem vysvětlil náhradu tuhých těles lisu za pružinové prvky s tuhostí odpovídající výsledkům deformace jednotlivých součástí lisů vycházejících z MKP analýzy. Dále jsem vysvětlil, jak funguje, či spíše nefunguje, navrácení deformační energie naakumulované v deformovaných součástech lisu zpět do energetické bilance. Popsal jsem, že kvantum deformační energie vrácené do systému odpružením lisu, je závislé na poměru třecího a mechanického ramene, a že množství této energie je zanedbatelné oproti energii, která se vlivem poddajnosti stroje zhatí třením. Naopak tuhost pracovního prostoru lisu snižuje celkovou hodnotu deformační energie a tedy i energie zmařené třením v ložiskách. Výsledným verdiktem budiž, že výrazně výhodnější je konstruovat lisy s maximální možnou tuhostí.

Zajímavý výsledek přinesla poslední simulace klikového lisu jako celku. Dosud byl model lisu poháněn kinematickou podmínkou předepisující klikové hřídeli rotaci o stálé rychlosti, čímž je ovlivněn hnací moment, jelikož musí dodat dostatek energie pro udržení předepsané rychlosti. Nově byl mechanismus poháněn setrvačnickem s počáteční podmínkou úhlové rychlosti. Výsledky simulace ukázaly výrazný pokles točivého momentu přenášeného ozubením spojujícím předlohou a klikovou hřídel. Při porovnání s kontrolním statickým výpočtem společnosti Šmeral a.s. pro totožný lis zjistíme, návrhový točivý moment přenášený spojkou je větší o 81 %, skutečný točivý moment dokonce o 96,9 %.

Jako poslední byla provedena analýza spojky analytickým výpočtem a simulací. Lze říci, že výsledky obou přístupů jsou srovnatelné, což lze přiřknout právě naddimenzované spojce, u které se nevyskytuje výrazný prokluz třecích lamel. Analytický výpočet je vhodné použít pro stanovení energetické ztráty a společné úhlové rychlosti rozbíhající a rozbíhané části po

sepnutí spojky. Naopak simulace spojky je vhodné použít pro širší pochopení jevů vyskytujících se ve spínané spojce a pro její optimalizaci, či rychlé testování různých nastavení např. velikost a časový průběh spínací síly či třecí materiál.

Věřím, že závěry mé práce jsou přínosné pro rozvoj použití MBD simulací v poli konstrukce tvářecích strojů. Čili tato práce je pouze začátkem cesty pro hledání lepších a výhodnějších řešení pro výzvy současných a budoucích problémů. Kromě optimalizace tradičních konstrukcí lisů je vhodné otevřít se i možnostem méně konvenčním. Jeden příklad za všechny je spojení multibody a OD multifyzikální simulace, konkrétně elektrickou doménou, ve vývoji a optimalizaci kovacích lisů s přímým či hybridním pohonem.

13 Citovaná literatura

1. **Choi, YJ, a další.** Hot forging process design of sprocket wheel and environmental effect analysis. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2018, stránky 2219-2225.
2. **Hlaváč, Jan, a další.** Sawing energy in mechanical crank press drives. *Advances in Mechanical Engineering*. 28. Únor 2022.
3. **Čechura, Milan, Hlaváč, Jan a Běle, Miroslav.** *Vývoj nových a inovace stávajících konstrukčních řešení tvářecích strojů*.
4. **Kováč, Andrej a Jenkut, Milan.** *Tvárníacie stroje*. Bratislava : ALFA, 1978.
5. **Kamelander, Ivan.** *Tvářecí stroje I*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1982.
6. **Rudolf, Bedřich a Kopecký, Miloslav.** *Tvářecí stroje - Základy stavby a využití*. Praha : STNL, 1985.
7. **Kříž, Zdeněk a Švandová, Veronika.** *Numerická integrace*. místo neznámé : MUNI.
8. **Zeman, Vladimír.** *Mechanika tvářecích strojů*. Plzeň : VŠSE v Plzni, 1978.
9. **MSC Software.** *Adams co-simulation with Easy5 for Hydraulic Analysis of Large Machinery*. 2014.
10. —. Adams/View - technická dokumentace.
11. —. *An Overview of How to Use Adams/Solver*.
12. **Haug, Edward J.** *Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems*. Iowa City : The University of Iowa, 2022.
13. **Shabana, Ahmed A.** *Dynamics of Multibody Systems*. New York : Cambridge University Press, 2005.
14. **Dupal, Jan.** *Mechanika 3*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2012.
15. **Hajžman, Michal a Polach, Pavel.** Application of stabilization techniques in the dynamic analysis of multibody systems. *Applied and Computational Mechanics*. 2007, Sv. I.
16. **Sumantraa, Bose.** *A Preprint of my MSc Thesis on 'VAWT AEROELASTICS'*. 2020.
17. **Adams, Vince a Askenazi, Abraham.** *Building Better Products with Finite Element Analysis*. Santa Fe, NM : OnWord Press, 1999. 9781566901604.
18. **Čechura, Milan, Hlaváč, Jan a Staněk, Jiří.** *Konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2015. 978-80-261-0513-8.
19. **Boublíková, Kamila.** *Výpočtová analýza dynamického zatížení vázaných soustav těles [bakalářská práce]*. Plzeň : Západočeská univerzita, Fakulta aplikovaných věd, 2012.
20. *ADAMS 2012 (& other new Adams stuff)*. **Verheul, Chris.** Benelux ADAMS User Meeting.
21. *Analysis and synthesis parameters influencing to the effects of impact*. **Šulka, Peter, a další.** 2018. MATEC Web Conf. 157 03018.
22. **Šmeral Brno a.s.** *KATALOG SKL ŠMERAL 1600 / 2500 / 4000 / 6500 / 8000*. Brno :, 2018.

23. **Negrut, Dan a Dyer, Andrew.** *Adams/Solver Primer*. Ann Arbor : 2004.

14 Přehled publikačních činností

Články v odborných časopisech (4)

Související s tématem (2)

- [A1] HLAVÁČ, Jan, DEKASTELLO, Jiří, ČECHURA, Milan, VOLEJNÍČEK, Martin, KUBEC, Václav. Sawing energy in mechanical crank press drives. In: *Advances in Mechanical Engineering*. February 2022. doi:10.1177/16878132221076807
- [A2] HLAVÁČ, Jan, VOLEJNÍČEK, Martin, GAVENDA, P. VYDRŽEL, D. GLATZ, K. DEKASTELLO, J. Removable Mounting of the Rolling Machines' Working Rolls. *MM Science Journal*, 2021, roč. 2021, č. March, s. 4310-4315. ISSN: 1803-1269

Zprávy (souhrnná) (6)

Související s tématem (2)

- [A3] HLAVÁČ, Jan, ČECHURA, Milan, DEKASTELLO, Jiří, GAVENDA, Petr, JEŽEK, Adam, KRATOCHVÍL, Martin, TOMAN, Petr. VYDRŽEL, David, GLATZ, Karel. Souhrnná výzkumná zpráva 2019 projektu - TH02011002. ŠMERAL Brno a.s., 2019.
- [A4] ČECHURA, Milan, KUBEC, Václav, DEKASTELLO, Jiří, HLAVÁČ, Jan. Virtuální analýza rozložení napětí a posunutí ve stojanu mechanického klikového lisu. *Datapress consulting s.r.o.*, 2019.

Nesouvisející s tématem (4)

- [A5] HLAVÁČ, Jan. CÍREK, Milan. ČECHURA, Milan. DEKASTELLO, Jiří. HORČÍKOVÁ, Jitka. VOOK, Patrik. Souhrnná výzkumná zpráva 2019 projektu - TH02010708. Buzuluk, a.s., 2019.
- [A6] DEKASTELLO, Jiří, ČECHURA, Milan. Návrh nového technického řešení mechanismu vyfukování pro vyfukovací stroje GM 5001. *GDK spol. s r.o.*, 2019.
- [A7] ČECHURA, M. DEKASTELLO, J. HLAVÁČ, J. JEŽEK, A. KUBEC KRÓNEROVÁ, E. MAX, A. Souhrnná výzkumná zpráva 2018 projektu - TH02010708. BUZULUK Komárov, nástupnická a.s., 2018.
- [A8] ČECHURA, M. DEKASTELLO, J. HLAVÁČ, J. JIRÁSKO, J. KECKSTEIN, T. KUBEC KRÓNEROVÁ, E. ZAHÁLKOVÁ, M. TH02010708 Průběžná zpráva 2017. Technologická agentura České Republiky, 2017.

Příspěvky ve sbornících konferencí (4)

Související s tématem (2)

- [A9] HOFRICHTEROVÁ, P. HLAVÁČ, J. BEČVÁŘ, A. VOLEJNÍČEK, M. DEKASTELLO, J. Kombinovaný pohon klikového lisu. In *13. Kovářenská konference - sborník přednášek*. Ostrava-Poruba: Svaz kováren ČR z.s., 2022. s. 44-50., ISSN: 1213-9289
- [A10] DEKASTELLO, J. HLAVÁČ, J. Determination of Forging Press Clutch Loss. In *Proceedings of the 2nd International Conference on Automotive Industry 2022*. Mladá Boleslav: Škoda Auto University, 2022. s. 81-88. ISBN: 978-80-7654-045-3 , ISSN: 2695-0081

Nesouvisející s tématem (2)

- [A11] HLAVÁČ, J. DEKASTELLO, J. CÍREK, M. Welded Bracket Assembly. In *Proceedings of the 30th International DAAAM Symposium "Intelligent Manufacturing & Automation"*. Vienna, Austria: DAAAM International, Vienna, Austria, EU, 2019. s. 0775-0781. ISBN: 978-3-902734-22-8 , ISSN: 1726-9679

- [A12] DEKASTELLO, J. HLAVÁČ, J. CÍREK, M. Replacement of a cast stand of a rubber machine with a welded stand. In Annals of DAAAM and Proceedings of the International DAAAM Symposium. Vienna: Danube Adria Association for Automation and Manufacturing, DAAAM, 2018. s. 594-600. ISBN: 978-3-902734-20-4 , ISSN: 1726-9679

Prototypy, Funkční vzorky (1)

Nesouvisející s tématem (1)

- [A13] HLAVÁČ, J. CÍREK, M. DEKASTELLO, J. Svařovaná nosná struktura kalandru - Konzola. 2019.

Patenty, Užité vzory, Průmyslové vzory (1)

Nesouvisející s tématem (1)

- [A14] HLAVÁČ, J. DEKASTELLO, J. Předepnutá svařovaná konzola. Praha, 2020.