

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA STROJŮ PRŮMYSLOVÉ DOPRAVY

Obor: 23-81-7 Strojírenství
Zaměření: Dopravní stroje a zařízení

KINEMATIKA A DYNAMIKA VYKLÁPĚCÍHO ZAŘÍZENÍ
ODPADOVÝCH NÁDOB-BOČNÍ NAKLÁDÁNÍ

Vedoucí bakalářské práce: Dr.Ing.Elias Tomeh

Konzultant bakalářské práce: Ing.V.Křest'an-Metaco Bo.Br. s.r.o.

Počet stran: 50

Počet příloh:50

V Liberci 2001

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou (*bakalářskou, doktorskou*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové (*bakalářské, doktorské*) práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Datum 23.5.2001.

Podpis Gynter Petr



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Petr S y r ů č e k
obor	Strojírenství
zaměření	dopravní stroje a zařízení

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

KINEMATIKA A DYNAMIKA VYKLÁPĚCÍHO ZAŘÍZENÍ ODPADOVÝCH NÁDOB – BOČNÍ NAKLÁDÁNÍ

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Proved'te rozbor stávajícího konstrukčního provedení a jejich uchycení.
2. Proved'te posouzení způsobů uchycení bočních systémů u konkurenčních firem – výhody – nevýhody.
3. Proved'te pevnostní výpočet ramene bočního mechanismu.
4. Navrhněte schéma hydraulického obvodu.
5. Vypracujte konstrukční řešení bočního zařízení s výkresovým zpracováním podskupin a detailů dle výpočtu.

Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva: cca 40 stran technické zprávy
- grafické zpracování: dle zadání

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

SVOBODA, M.: Pracovní zařízení pro manipulaci s nádobami na sběrném vozidle komunálního odpadu. Diplomová práce. TUL 1994.

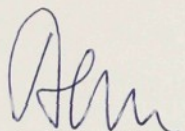
Technická dokumentace výrobců, prospekty a katalogy výrobců komunální techniky. Odpady, Luhačovice 1995, sborník přednášek, JOGA Luhačovice 1995.

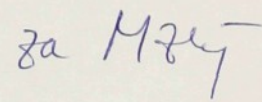
Firemní materiály METACO, BO, BR, s.r.o.

Vedoucí bakalářské práce: Dr. Ing. Elias Tomeh

Konzultant bakalářské práce: Ing. V. Křesťan – METACO, BO, BR, s.r.o.




prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.
děkan

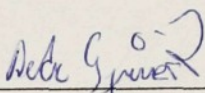
V Liberci dne 31. 10. 2000

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

Místopřísežné prohlášení:

Místopřísežně prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury pod vedením vedoucího a konzultanta.

V Liberci dne, 23.5.2001


Petr Syřůček

OBSAH:

	Str.
1.Rozbor stávajících konstrukčních provedení	
1.1.Úvod	6
1.1.1Manipulace s materiálem	6
1.2.Jednotlivá analýza systémů sběru odpadu	8
1.2.1.Rotační systém	8
1.2.2.Lineární systém	9
1.2.2.1.Plnění ze zadu	9
1.2.2.2.Přední plnění	10
1.2.2.3.Boční nakládání	11
1.3.Kontejnerový systém odvozu odpadu	12
2.Posouzení bočních systémů	
2.1.Mechanizmus A	14
2.2.Mechanizmus B	15
2.3.Mechanizmus C	15
2.4.Mechanizmus D	16
3.Pevnostní výpočet bočního mechanismu	
3.1.Kinematický rozbor mechanismu,označení ramen	17
3.2.Jednotlivé statické a dynamické rovnice rovnováhy	19
3.3.Výpočet reakcí pomocí mathcadu	22
3.3.1.Výsledné průběhy reakcí	26
3.4.Pevnostní výpočet ramen mechanismu	34
3.4.1.Pevnostní výpočet členu A	34
3.4.2.Pevnostní výpočet členu B	38
3.4.3.Pevnostní výpočet členu C	39
3.4.4.Pevnostní výpočet členu D	43

4.Návrh členu E

4.1.Požadavky na člen E	45
4.2. Schéma mechanismu	45
4.3. Popis funkce mechanismu	46

5.Návrh hydraulického obvodu

5.1.Schéma hydraulického obvodu	47
5.2.Popis činnosti obvodu	48

6.Závěr

48

Seznam použité literatury	50
---------------------------	----

Seznam použitých zkratek a symbolů:

M _{či}	moment čepového tření	[Nm]
f _{či}	součinitel čepového tření	[-]
r _{či}	poloměr čepového tření	[m]
D	D'alembertova síla	[N]
M _d	D'alembertův moment	[Nm]
I	moment setrvačnosti	[m ⁴]
ε	úhlové zrychlení	[rad/s ⁻²]
a	zrychlení	[m/s ⁻²]
ρ	hustota	[kg/m ⁻³]
g	gravitační zrychlení	[m/s ⁻²]
Y _t	výška těžiště v ose y	[m]
I _y	moment setrvačnosti k ose y	[m ⁴]
e	nejdelší vzdálenost od krajního vlákna	[m]
W _o	průřezový modul v ohybu	[m ³]
M _o	ohybový moment	[Nm]
σ _{Od}	dovolené napětí v ohybu	[pa]
σ _{tD}	dovolené napětí v tahu	[pa]
σ _o	napětí v ohybu	[pa]
σ _t	napětí v tahu	[pa]
τ _s	napětí ve smyku	[pa]
S	plocha	[m ²]
K _o	bezpečnost v ohybu	[-]
K _t	bezpečnost v tahu	[-]
K	celková bezpečnost	[-]
R _{xi}	složka síly do osy x	[-]
R _{yi}	složka síly do osy y	[-]
i	jednotlivé členy A,B,C,D,E	[-]

1.1.ÚVOD:

V posledních letech je s růstem populace ve světě věnována velká pozornost odpadu. S hospodářskými nároky a každoročně zpříšňujícími se zákony ve smyslu ochrany životního prostředí, roste tlak na maximální využití materiálu a jeho třídění.

Trendem je, v co nejvyšší míře odpad recyklovat, a z tohoto pohledu ho brát jako druhotný zdroj materiálu pro další zpracování. Nutností je také nevyužitelný zbytek ekologicky skladovat a likvidovat.

1.1.1.MANIPULACE S MATERIÁLEM:

K prvnímu článku v řetězci svozu odpadu patří sběrná nádoba. Není žádoucí používat jeden typ nádoby, protože jinou funkci má nádoba na odpad u rodinného domu, jinou v sídlišti a zcela odlišnou v pěších zónách, na výstavách a v parcích. V naší republice patří mezi nejrozšířenější nádoby na odpad: -„popelnice“plastová nebo

-pozinkovaná 110 L

- plastová 120 L

- plastová 240 L

-„kontejner“plastový nebo

pozinkovaný 1100L

Obr.1. ukázka odpadových nádob



Závěsy na vysypání do sběrného vozidla těchto nádob, odpovídají normě DIN. V naší republice patří mezi největší výrobce firma Meva Roudnice.

Celosvětovým trendem je sbírat odpad pouze určitého druhu a získat tím větší využití materiálu, který by byl jinak zcela nevyužit, nehledě na větší zatížení naší planety. Z tohoto důvodu se začínají rozmísťovat kontejnery pouze pro určitý charakter materiálu.

Základní rozdělení odpadu: -hrubý odpad (např. starý nábytek)

-sběr skla

-toxický odpad a nemocniční odpad

-plasty

-papír a lepenka

-bioodpad ke kompostování

-guma

-textil

-kovy

Pokud není odpad tříděn končí na skládkách a kompostárnách, ve spalovnách nebo v třídírnách, kde se dle možností oddělí recyklovatelné materiály.

Obr.2.spalovna komunálního odpadu



Obr.3.spalovna komunálního odpadu



Obr.4.třídírna odpadu

1.2.JEDNOTLIVÁ ANALÝZA SYSTÉMU SBĚRU ODPADU:

1.2.1ROTAČNÍ SYSTÉM

Dříve mezi nejrozšířenější a v České republice téměř jediný systém byl rotační. U tohoto systému je odpad sypán do rotujícího bubnu výhradně ze zadu, to umožňuje sběr z obou stran vozovky. Vysypání se koná odklopením zadního čela a současně změnou směru otáček rotujícího bubnu.

Mezi přednosti tohoto systému patří relativní jednoduchost celého mechanismu a tudíž větší využití plochy na podvozku nákladního automobilu ve prospěch odpadu.

K hlavní nevýhodě této konstrukce je přisuzováno promíchání odpadu v bubnu a tudíž je zcela nevhodný pro odvoz odpadu do třídíren.

Poměrné stlačení zde udávají výrobci zhruba 1:5. V posledních letech jsou vyráběny nástavby až 24 m³.

Tuto konstrukci používají například tyto firmy:

- SCHORLING
- FAUN
- MUT
- LAIRD
- CALABRESE
- METACO BO.BR. s.r.o.



Obr.5.rotační systém

1.2.2.LINEÁRNÍ SYSTÉM:

Dalším, ve světě nejrozšířenějším systémem, je lineární stlačování odpadu. Jedná se o skříňové nástavby montované na podvozku nákladního automobilu plněné z boku, zezadu nebo zepředu přes kabinu. Tento systém je velice vhodný pro svoz odpadu do třídíren, neboť zde nedochází k promíchání odpadu.

Podvozky se používají dvounápravové, třínápravové i čtyřnápravové o šíři 2 500 mm. Nosnost se pohybuje okolo 16 tun. Poměrného stlačení se zde dosahuje okolo 1:5,5 a více.

1.2.2.1.PLNĚNÍ ZE ZADU

Mezi výhody patří možnost sběru z obou stran vozovky. Nevýhodou je, že celý velice těžký nakládací mechanismus kontejnerů a kompresní zařízení na odpad jsou umístěny relativně daleko za poslední nápravou. Z toho plynou nepříznivé jízdní vlastnosti vozidla.

Vyprazdňování se uskutečňuje odklopením zadního štítu a pomocí svislé pohyblivé desky uvnitř nástavby je odpad vytlačen ven.

Objemy sběrných nádrží jsou od 6 do 21 m³.

Takovéto nástavby vyrábějí například tyto firmy:

- Leach
- Faun
- Haller
- Edelhoff
- Metaco BO.BR. s.r.o.

Obr.6.Zadní plnění Leach



Obr.7.Zadní plnění Faun



1.2.2.2.PŘEDNÍ PLNĚNÍ

Plnění se zde provádí vyklopením kontejneru přes kabinu. Nosnosti a objemy sběrných nádrží jsou obdobné jako u zadního plnění.

Koncepce pro toto konstrukční řešení vychází z požadavku, ušetřit co nejvíce finančních prostředků na straně obsluhy vyklápěcího mechanismu. U tohoto systému zcela odpadá pracovní síla potřebná pro manipulaci s nádobou na odpad.

Řidič je schopen zde zcela sám z kabiny sběrného vozu manipulovat s kontejnerem. Mezi další výhody patří to, že celý kompresní a zvedací zařízení je umístěno hned za kabinou řidiče a z toho plynoucí lepší jízdní vlastnosti vozidla než u zadního plnění.

Nevýhodou je nutnost přesného najetí sběrného vozu na kontejner.

Tento systém se v našich podmínkách zatím může uplatnit pouze na velkých prostranstvích jako jsou návsi vesnic, náměstí nebo pro nakládání objemných kontejnerů pro odpad z továren.

Oproti tomu se tento systém mnoho používá například v USA, kde se k tomuto účelu přizpůsobuje výstavba nových domů.

Tento systém vyrábějí například tyto firmy:

- Edelhoff
- Faun
- Leach
- Haller
- Mut

Obr.8.Čelní nakládání



Obr.9.Čelní nakládání





Obr.10.Čelní nakládání



Obr.11.Čelní nakládání

1.2.2.3.BOČNÍ NAKLÁDÁNÍ

Posledním systémem, který je předmětem bakalářské práce, je boční nakládání sběrného vozu odpadem.

Tomuto způsobu spolu s čelním nakládáním konstrukce dovoluje možnost provedení odnímatelné sběrné nádrže. Toto se uplatňuje při tzv. kontejnerovém systému odvozu odpadu na skládku. Další předností je umístění mechanismu za kabinou, a z toho plynoucí dobré jízdní vlastnosti.

Dnes, například automobilka MAN, vyrábí speciální nákladní automobily s řízením vpravo, což při použití bočního nakládání, umožňuje řidiči, naložení sběrné nádoby, přímo z kabiny vozu.

Otázkou ovšem nadále zůstává fixace nádoby na určeném místě. Komprese odpadu a nosnosti vozidel u tohoto systému odpovídají ostatním lineárním způsobům.

Tato konstrukční provedení používají například tyto firmy:

- Leach
- Faun
- Mut
- Gmeiner
- Mulag
- Edelhoff

Obr.12.Boční nakládání (Leach)



Obr.13.Boční nakládání



Obr.14.Boční nakládání (Leach)

1.3.KONTEJNEROVÝ SYSTÉM ODVOZU ODPADU

U tohoto systému je hlavním cílem úspora pohonných hmot při přepravě již sebraného a slisovaného komunálního odpadu na skládku.

Pro sběr odpadu se zde používá vozidlo se stlačovacím zařízením umístěným hned za kabinou. K tomuto zařízení se připojuje skříňový, natahovací kontejner. Vyklápění nádob s odpadem se děje zpravidla přes kabinu, nebo pomocí bočního nakladače.

Kontejner je po naplnění odložen na překládacím místě, odkud je převáženo vždy více kontejnerů najednou pomocí speciálních přepravníků se speciálními přívěsy. Tento způsob přepravy používá v naší republice například Pražská firma A.S.A. K nejznámějším zahraničním výrobcům patří firma Edelhoff a systém M.S.T.S (Multi-Service-Transport-System)

K výhodám lze také přiřadit to, že odpad zůstává v kontejneru a lidská ruka se ho už nedotkne, a že kontejnery lze soustředit na poměrně malém prostoru.

Mezi trendy patří výroba nástaveb se dvěma prostory, kde je každý určen pro jiný druh odpadu.

Některé zahraniční firmy (např. Norba) svá vozidla pronajímají městským správám, které si někdy pronajmou i jejich dílny. Vozidla jsou opravována za pomoci odborníků od firmy. V případě poruchy dodá firma náhradní vozidlo. Městské správy jsou pak skutečnými uživateli a firma má lepší přehled o poruchových dílech i o potřebě náhradních dílů.

Obr.15.Svoz speciálních kontejnerů



Obr.16.Souprava M.S.T.S



Obr.17.Překladní místo

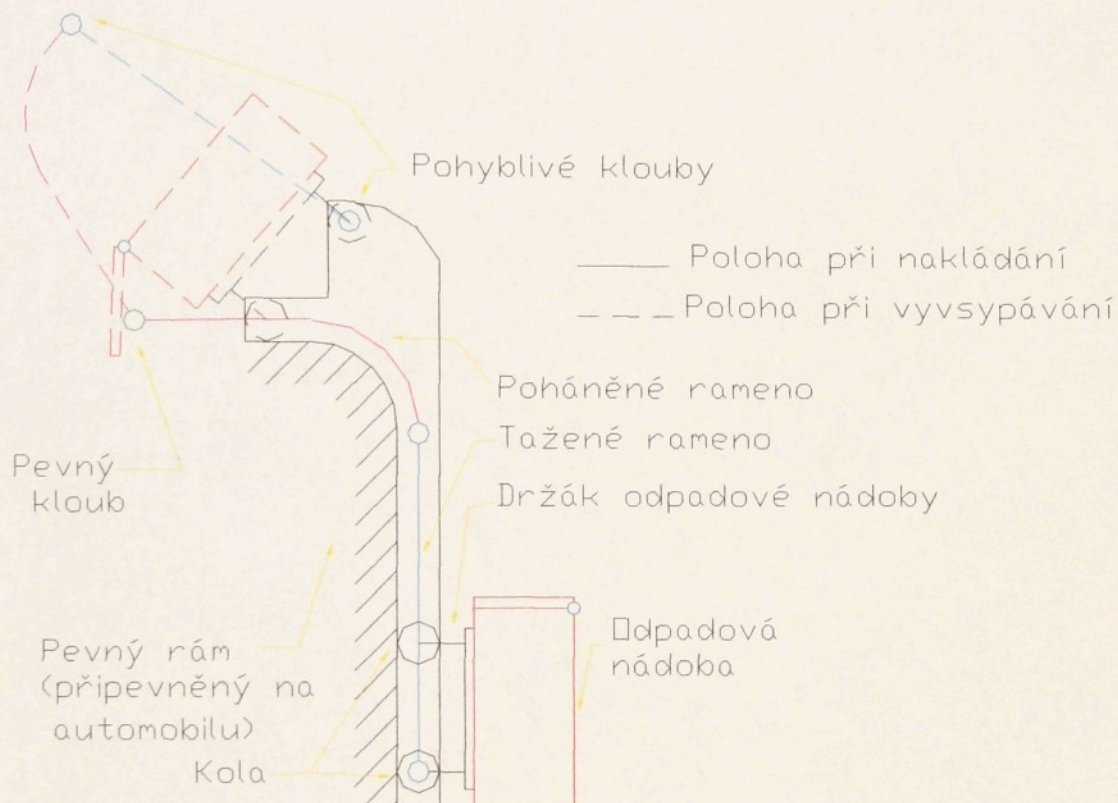


2.POSOUZENÍ BOČNÍCH NAKLADAČŮ SBĚRU ODPADU

Schémata nejběžnějších používaných mechanismů na vyklápění:

2.1 Mechanismus A

Obr.18.



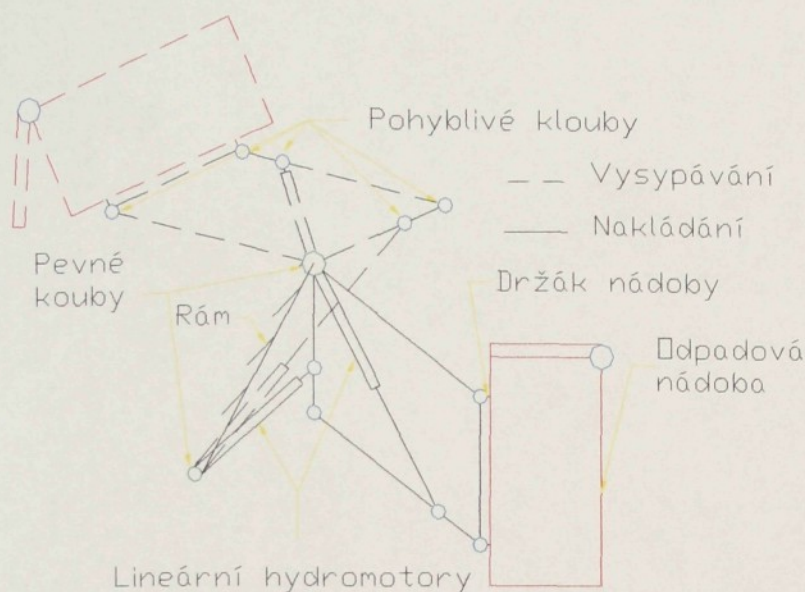
Vysvětlivky schématů: Červená-odpadová nádoba
Modrá-pohyblivé klouby
Zelená-pevné klouby
Černá-rám

Mechanismus (obr.18.) je nejčastěji používán spíše na kontejnery menších hmotností.

K jeho přednostem patří jednoduchost a nenáročnost na obsluhu a údržbu. Hlavní rameno (na obr. fialová) bývá poháněno jedním lineárním nebo rotačním (umístěn na pevném kloubu) hydromotorem. Držák odpadové nádoby je umístěn na kolech, které jezdí v pevném rámu umístěném na nákladním automobilu.

2.2. Mechanismus B

Obr.19.



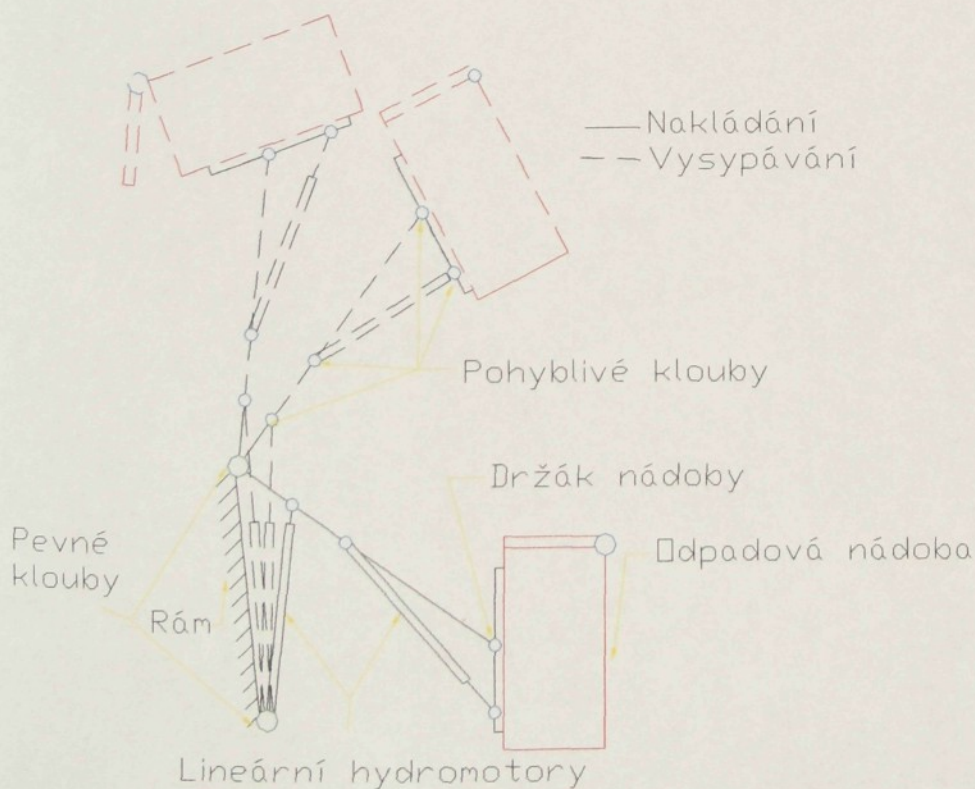
Tento způsob vyklápění odpadové nádoby (obr.19) se často používá i u zadního plnění sběrného vozidla.

Předností je, že oba lineární hydraulické motory nemusí pracovat současně, a tím se zjednoduší regulace obou hydromotorů.

K nevýhodám patří členitost celého mechanismu.

2.3. Mechanismus C

Obr.20.



hydromotorů.

Hlavní nevýhodou ovšem zde je obtížnější regulace, neboť oproti předešlému mechanismu oba motory musí pracovat současně, aby nedošlo k předčasnému vyklopení nádoby.

K výhodám patří konstrukční jednoduchost.

2.4.Mechanizmus D

Obr. 21.

Poslední nejčastěji používaný vyklápěcí zařízení je schematicky znázorněno na obr.21.

K výhodám patří možnost jednoduchého hydraulického obvodu.

Na nástavbě na nákladním automobilu zaujímá při přepravě malý zástavbový prostor.

Celé vyklápění probíhá pouze pomocí geometrie celého mechanismu.

K nedostatkům patří velký počet pohybujících se jednotlivých členů.

Tento systém vyklápění byl vybrán firmou METACO BO.BR. s.r.o. jako téma pro zadání bakalářské práce.

3. Pevnostní výpočet bočního mechanismu

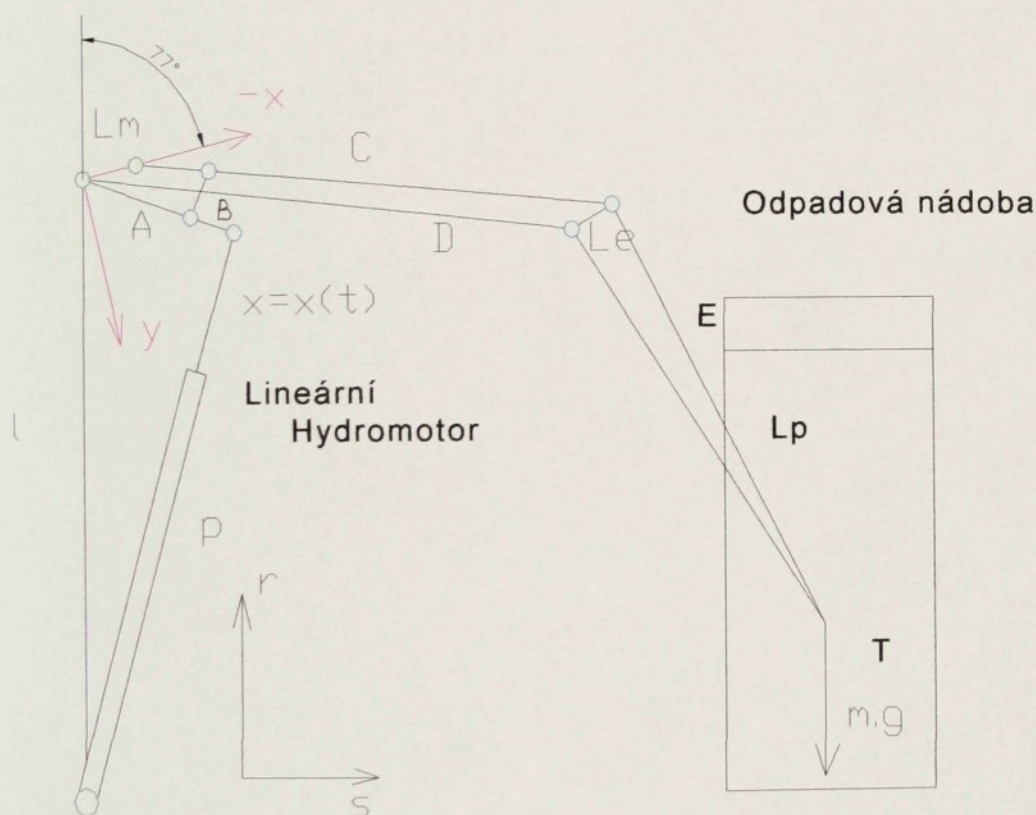
3.1. Kinematický rozbor mechanismu

Firmou METACO BO.BR. s.r.o byla zadána bakalářská práce výpočtu vyklápěče odpadových nádob.

Cílem je provést kinematický, dynamický a pevnostní výpočet celého mechanismu, který vychází z návrhu výkresové dokumentace firmy (viz též příloha) a návrh členu E, který má za úkol držení odpadové nádoby.

Úkolem kinematického a dynamického řešení je stanovení maximálních reakcí v jednotlivých členech a kloubech. Mechanismus je řešen uvolňovací metodou.

Obr.22. Kinematické schéma

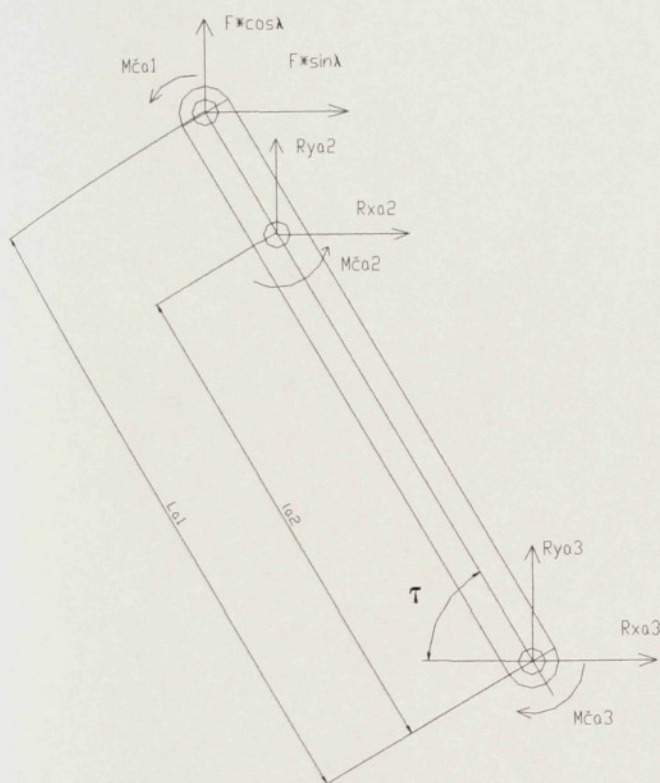


- T.....Těžiště odpadové nádoby
- p.....Lineární hydromotor
- m.....Hmotnost odpadové nádoby
- Le, Lm..Vzdálenosti mezi členy D a C
- Lp.....Délka ramene E

3.2. Jednotlivé statické a dynamické rovnice rovnováhy

ČLEN A

Obr.24.



$$x \rightarrow: F \cdot \sin \lambda + R_{xa2} + R_{xa3} = 0$$

$$y \uparrow: F \cdot \cos \lambda + R_{ya2} + R_{ya3} = 0$$

$$M\check{c} : F \cdot \sin \lambda \cdot la1 \cdot \sin \tau + F \cdot \cos \lambda \cdot la1 \cdot \cos \tau + R_{ya2} \cdot la2 \cdot \cos \tau + R_{xa2} \cdot la2 \cdot \sin \tau - M\check{c}a1 - M\check{c}a2 + M\check{c}a3 = 0$$

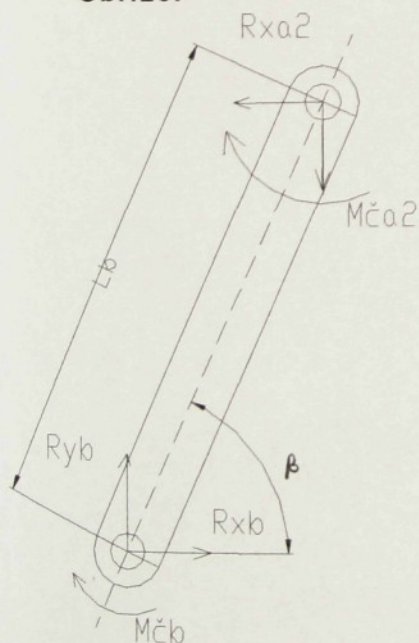
$$M\check{c}a1 = F \cdot r\check{c}a1 \cdot f\check{c}$$

$$M\check{c}a2 = f\check{c} \cdot r\check{c}a2 \cdot (0,8|R_{xa2}| + 0,2|R_{ya2}|)$$

$$M\check{c}a3 = f\check{c} \cdot r\check{c}a3 \cdot (0,8|R_{xa3}| + 0,2|R_{ya3}|)$$

ČLEN B

Obr.25.



$$x \rightarrow: -R_{xa2} + R_{xb} = 0$$

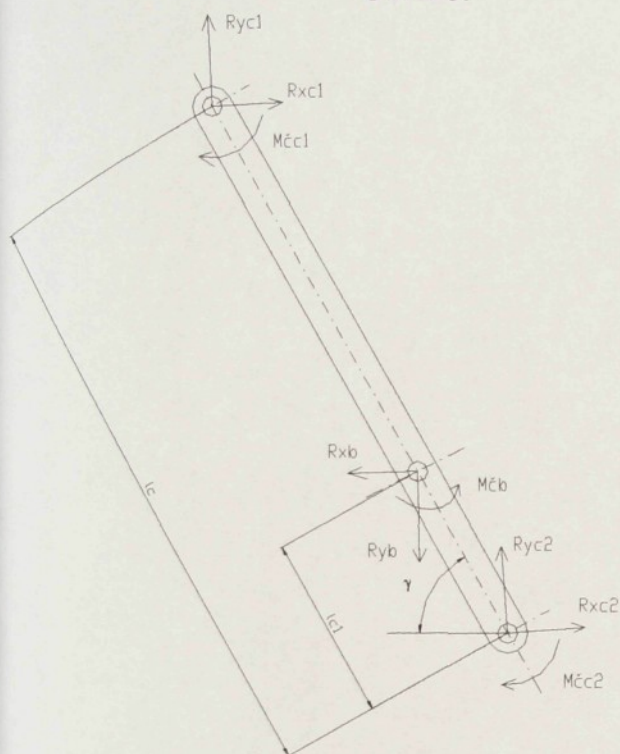
$$y \uparrow: -R_{ya2} + R_{yb} = 0$$

$$M\check{c} : M\check{c}a2 + M\check{c}b - R_{xa2} \cdot lb \cdot \sin \beta + R_{ya2} \cdot lb \cdot \cos \beta = 0$$

$$M\check{c}b = f\check{c} \cdot r\check{c}b \cdot (0,8|R_{xb}| + 0,2|R_{yb}|)$$

ČLEN C

Obr.26.



$$x \rightarrow: Rxc_1 - Rxb + Rxc_2 = 0$$

$$y \uparrow: Ryc_1 - Ryb + Ryc_2 = 0$$

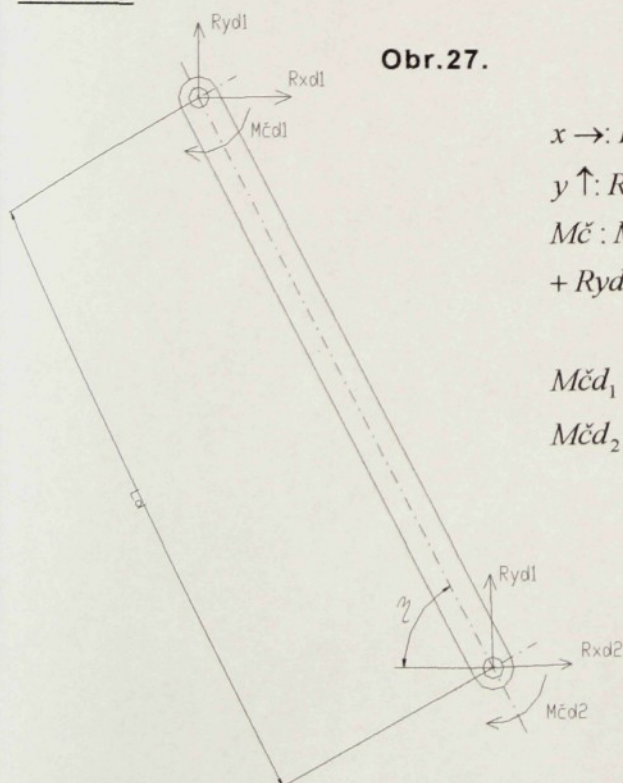
$$M\check{c}: M\check{c}_1 - M\check{c}_b + M\check{c}_2 + Ryc_1 \cdot lc \cdot \cos \gamma + Rxc_1 \cdot lc \cdot \sin \gamma - Rxb \cdot lc_1 \sin \gamma - Ryb \cdot lc_1 \cdot \cos \gamma = 0$$

$$M\check{c}_1 = f\check{c} \cdot r\check{c}_1 \cdot (0,8|Rxc_1| + 0,2|Ryc_1|)$$

$$M\check{c}_2 = f\check{c} \cdot r\check{c}_2 \cdot (0,8|Rxc_2| + 0,2|Ryc_2|)$$

ČLEN D

Obr.27.



$$x \rightarrow: Rxd_1 + Rxd_2 = 0$$

$$y \uparrow: Ryd_1 + Ryd_2 = 0$$

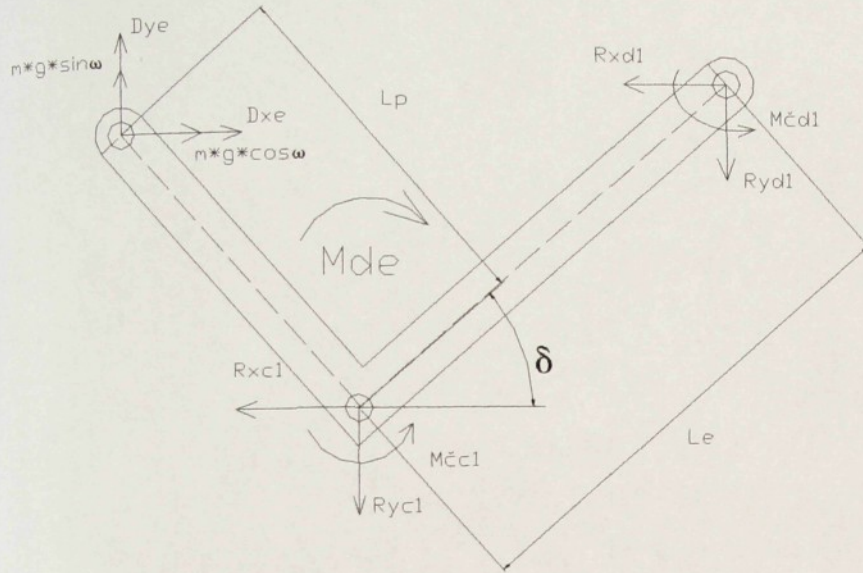
$$M\check{d}: M\check{d}_1 + M\check{d}_2 + Rxd_1 \cdot ld \cdot \sin \eta + Ryd_1 \cdot ld \cdot \cos \eta = 0$$

$$M\check{d}_1 = f\check{c} \cdot r\check{d}_1 \cdot (0,8|Rxd_1| + 0,2|Ryd_1|)$$

$$M\check{d}_2 = f\check{c} \cdot r\check{d}_2 \cdot (0,8|Rxd_2| + 0,2|Ryd_2|)$$

Člen E

Obr. 28.



$$\begin{aligned}
 x \rightarrow: Dxe - Rxd_1 - Rxc_1 + m.g.\cos\omega &= 0 \\
 y \uparrow: Dye - Ryd_1 - Ryc_1 + m.g.\sin\omega &= 0 \\
 M\check{c}: Mde - M\check{c}_1 - M\check{c}_d - Rxd_1.le.\sin\delta + \\
 + Ryd_1.le.\cos\delta + Dxe.lp.\cos\delta + \\
 + Dye.lp.\sin\delta + m.g.\sin\omega.lp.\sin\delta + \\
 + m.g.\cos\omega.lp.\cos\delta &= 0
 \end{aligned}$$

$$Dxe = m.ax$$

$$Dye = m.ay$$

$$Mde = I.\varepsilon$$

Ostatní rovnice

$$I = \rho.h \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} (x^2 + y^2) dx.dy$$

$$x = -lm - lc.\cos\gamma - lp.\sin\delta$$

$$y = lc.\sin\gamma + lp.\cos\delta$$

$$\varepsilon = \frac{d^2\delta}{dt^2}$$

$$ax = \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$ay = \frac{d^2y}{dt^2}$$

Převody úhlů

$$\alpha = \arccos \frac{(l^2 + la1^2 + [p + v.l]^2)}{2.la1.l}$$

$$\tau = 180 - \alpha - \varpi$$

$$\lambda = 180 - ([90 - \tau] + \xi)$$

3.3.Výpočet pomoci MATHCADU

Dáno

Rozměry ramen

Rozměry kontejneru

Hmotnost kontejneru

$$la1 := 0.315 \text{ m} \quad lp := 0.65 \text{ m} \quad a := 0.88 \text{ m}$$

$$m := 550 \text{ kg}$$

$$la2 := 0.226 \text{ m} \quad p := 0.821493 \text{ m} \quad b := 1.2 \text{ m}$$

Polomer cepoveho tren

$$l := 1.102 \text{ m} \quad h := 1.07 \text{ m}$$

$$rca1 := 0.03 \text{ m}$$

$$lb := 0.090 \text{ m}$$

Hustota

$$rca2 := 0.03 \text{ m}$$

$$lc1 := 0.145 \text{ m}$$

$$\rho := 571 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$rca3 := 0.03 \text{ m}$$

$$lc := 0.930 \text{ m}$$

$$rcb := 0.03 \text{ m}$$

$$le := 0.090 \text{ m}$$

$$rcc1 := 0.03 \text{ m}$$

$$ld := 0.960 \text{ m}$$

$$rcc2 := 0.03 \text{ m}$$

$$lm := 0.110 \text{ m}$$

$$rcd1 := 0.03 \text{ m}$$

Soucinitel cepoveho treni

$$rcd2 := 0.03 \text{ m}$$

$$fc := 0.01$$

Rychlost pistnice

Gravitacni zrychleni

Casovy interval

$$v := 0.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$t := 0, 0.1.. 4.7 \text{ s}$$

$$\omega := 1.378808945 \text{ rad}$$

Moment setrvacnosti kontejneru

$$I := \rho \cdot h \cdot \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} (x^2 + y^2) \, dx \, dy$$

Vypocet jednotlivych uhlu

$$\xi(t) := \arccos \left[\frac{-l^2 + la1^2 + (p + v \cdot t)^2}{2 \cdot la1 \cdot (p + v \cdot t)} \right]$$

$$\alpha(t) := \arccos \left[\frac{l^2 + la1^2 - (p + v \cdot t)^2}{2 \cdot la1 \cdot l} \right]$$

$$\tau(t) := 3.14 - \alpha(t) - \omega$$

$$\lambda(t) := 3.14 - [(1.57 - \tau(t)) + \xi(t)]$$

$$A\gamma(t) := (-2 \cdot la2 \cdot lc1 \cdot \sin(\tau(t)))$$

$$B\gamma(t) := (2 \cdot lc1 \cdot lm - 2lc1 \cdot la2 \cdot \cos(\tau(t)))$$

$$C\gamma(t) := (-lb^2 + lc1^2 + lm^2 + la2^2 - 2la2 \cdot lm \cdot \cos(\tau(t)))$$

$$\gamma(t) := 2 \cdot \arctan \left[\frac{A\gamma(t)}{(B\gamma(t) - C\gamma(t))} - \sqrt{\frac{(B\gamma(t) + C\gamma(t))}{(B\gamma(t) - C\gamma(t))} + \frac{A\gamma(t)^2}{(B\gamma(t) - C\gamma(t))^2}} \right]$$

$$A\beta(t) := (-2 \cdot la2 \cdot lb \cdot \sin(\tau(t)))$$

$$B\beta(t) := (2 \cdot lb \cdot la2 \cdot \cos(\tau(t)) - 2 \cdot lm \cdot lb)$$

$$C\beta(t) := (-lc1^2 + la2^2 + lm^2 + lb^2 - 2 \cdot lm \cdot la2 \cdot \cos(\tau(t)))$$

$$\beta(t) := 2 \cdot \arctan \left[\frac{A\beta(t)}{B\beta(t) - C\beta(t)} - \sqrt{\frac{B\beta(t) + C\beta(t)}{B\beta(t) - C\beta(t)} + \frac{A\beta(t)^2}{(B\beta(t) - C\beta(t))^2}} \right]$$

$$A\tilde{\alpha}(t) := 2 \cdot lc \cdot le \cdot \sin(\gamma(t))$$

$$B\tilde{\alpha}(t) := (-2 \cdot lm \cdot le - 2 \cdot lc \cdot le \cdot \cos(\gamma(t)))$$

$$C\tilde{\alpha}(t) := (-ld^2 + le^2 + lc^2 + lm^2 + 2 \cdot lm \cdot lc \cdot \cos(\gamma(t)))$$

$$\tilde{\alpha}(t) := 2 \cdot \arctan \left[\frac{A\tilde{\alpha}(t)}{B\tilde{\alpha}(t) - C\tilde{\alpha}(t)} + \sqrt{\frac{B\tilde{\alpha}(t) + C\tilde{\alpha}(t)}{B\tilde{\alpha}(t) - C\tilde{\alpha}(t)} + \frac{A\tilde{\alpha}(t)^2}{(B\tilde{\alpha}(t) - C\tilde{\alpha}(t))^2}} \right]$$

$$A_{\eta}(t) := (-2 \cdot l_d \cdot l_c \cdot \sin(\gamma(t)))$$

$$B_{\eta}(t) := (-2 \cdot l_c \cdot l_d \cdot \cos(\gamma(t)) - 2 \cdot l_m \cdot l_d)$$

$$C_{\eta}(t) := (-l_e^2 + l_m^2 + l_c^2 + l_d^2 + 2 \cdot l_c \cdot l_m \cdot \cos(\gamma(t)))$$

$$\eta(t) := 2 \cdot \operatorname{atan} \left[\frac{A_{\eta}(t)}{B_{\eta}(t) - C_{\eta}(t)} + \sqrt{\frac{(B_{\eta}(t) + C_{\eta}(t))}{B_{\eta}(t) - C_{\eta}(t)} + \frac{A_{\eta}(t)^2}{(B_{\eta}(t) - C_{\eta}(t))^2}} \right]$$

Vypocet drahy a zrychleni

$$x(t) := -l_m - l_c \cdot \cos(\gamma(t)) - l_p \cdot \sin(\delta(t))$$

$$y(t) := l_c \cdot \sin(\gamma(t)) + l_p \cdot \cos(\delta(t))$$

$$a_x(t) := \frac{d^2}{dt^2} x(t) \quad a_y(t) := \frac{d^2}{dt^2} y(t) \quad \varepsilon(t) := \frac{d^2}{dt^2} \delta(t)$$

Uvedena soustava rovnic je zapsana n maticovem tvaru

$$A \cdot x(t) = C(t)$$

Matice soustavy

(pozn.nejsou zde uvedeny nulové členy matice)

$$A_{0,0} := \sin(\lambda(t)) \quad A_{0,1} := 1 \quad A_{0,2} := 1$$

$$A_{1,0} := \cos(\lambda(t)) \quad A_{1,3} := 1 \quad A_{1,4} := 1$$

$$A_{2,0} := [(\sin(\lambda(t))) \cdot l_{a1} \cdot (\sin(\tau(t))) + (\cos(\lambda(t))) \cdot l_{a1} \cdot (\cos(\tau(t))) - f_c \cdot r_{ca1}]$$

$$A_{2,1} := (-f_c \cdot r_{ca2} \cdot 0.8 + l_{a2} \cdot \sin(\tau(t))) \quad A_{2,2} := 0.8 \cdot f_c \cdot r_{ca3}$$

$$A_{2,3} := (-0.2 \cdot f_c \cdot r_{ca2} + l_{a2} \cdot \cos(\tau(t))) \quad A_{2,4} := (0.2 \cdot f_c \cdot r_{ca3})$$

$$A_{3,1} := -1 \quad A_{3,5} := 1$$

$$A_{4,3} := -1 \quad A_{4,6} := 1$$

$$A_{5,1} := (f_c \cdot r_{ca2} \cdot 0.8 - l_b \cdot \sin(\beta(t))) \quad A_{5,3} := f_c \cdot r_{ca2} \cdot 0.2 + l_b \cdot \cos(\beta(t)) \quad A_{5,5} := (f_c \cdot r_{cb} \cdot 0.8)$$

$$A_{5,6} := (0.2 \cdot f_c \cdot r_{cb})$$

$$\begin{aligned}
A_{6,5} &:= -1 & A_{6,7} &:= 1 & A_{6,8} &:= 1 \\
A_{7,6} &:= -1 & A_{7,9} &:= 1 & A_{7,10} &:= 1 \\
A_{8,5} &:= (-lc1 \cdot \sin(\gamma(t)) - fc \cdot rcb \cdot 0.8) & A_{8,6} &:= (-lc1 \cdot \cos(\gamma(t)) - 0.2fc \cdot rcb) \\
& & A_{8,7} &:= (lc \cdot \sin(\gamma(t)) + fc \cdot rcc1 \cdot 0.8) & A_{8,8} &:= fc \cdot rcc2 \cdot 0.8 \\
& & A_{8,9} &:= (lc \cdot \cos(\gamma(t)) + 0.2 \cdot fc \cdot rcc1) & A_{8,10} &:= 0.2 \cdot fc \cdot rcc2 \\
A_{9,11} &:= 1 & A_{9,12} &:= 1 \\
A_{10,13} &:= 1 & A_{10,14} &:= 1 \\
A_{11,11} &:= (0.8 \cdot fc \cdot rcd1 + ld \cdot \sin(\eta(t))) & A_{11,12} &:= 0.8 \cdot fc \cdot rcd2 \\
& & A_{11,13} &:= (0.2 \cdot fc \cdot rcd1 + ld \cdot \cos(\eta(t))) & A_{11,14} &:= 0.2 \cdot fc \cdot rcd2 \\
A_{12,7} &:= -1 & A_{12,11} &:= -1 \\
A_{13,9} &:= -1 & A_{13,13} &:= -1 \\
A_{14,7} &:= (-fc \cdot rcc1 \cdot 0.8) & A_{14,9} &:= (-0.2 \cdot fc \cdot rcc1) & A_{14,11} &:= (-fc \cdot 0.8 \cdot rcd1 - le \cdot \sin(\delta(t))) \\
& & A_{14,13} &:= -fc \cdot rcd1 \cdot 0.2 + le \cdot \cos(\delta(t))
\end{aligned}$$

Pravá strana soustavy rovnic

$$C(t) := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -m \cdot ax(t) - m \cdot g \cdot \cos(\omega) \\ -m \cdot ay(t) - m \cdot g \cdot \sin(\omega) \\ -I \cdot \varepsilon(t) - m \cdot ax(t) \cdot lp \cdot \cos(\delta(t)) - m \cdot ay(t) \cdot lp \cdot \sin(\delta(t)) - m \cdot g \cdot \sin(\omega) \cdot lp \cdot \sin(\delta(t)) - m \cdot g \cdot \cos(\omega) \cdot lp \cdot \cos(\delta(t)) \end{pmatrix}$$

Výpočet reakcí

$$X(t) := (A)^{-1} \cdot C(t)$$

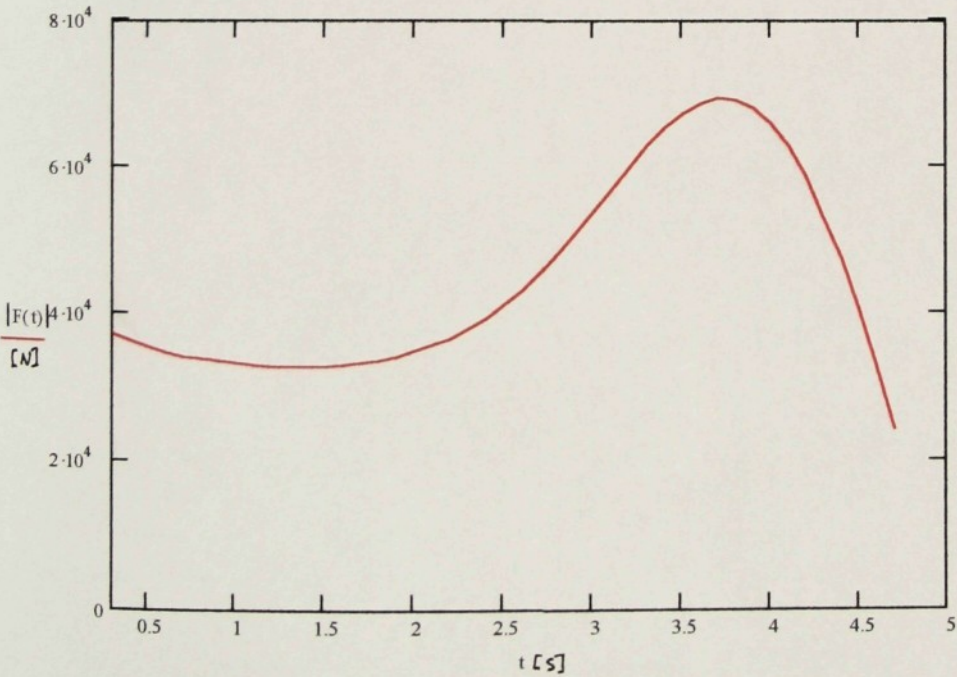
$x(t)$vektor neznamých reakcí

$F(t) := X(t)_0$	$Rxa3(t) := X(t)_2$	$Rxc1(t) := X(t)_7$	$Rxd1(t) := X(t)_{11}$
	$Rya3(t) := X(t)_4$	$Ryc1(t) := X(t)_9$	$Ryd1(t) := X(t)_{13}$
$Rxa2(t) := X(t)_1$	$Rxb(t) := X(t)_5$	$Rxc2(t) := X(t)_8$	$Rxd2(t) := X(t)_{12}$
$Rya2(t) := X(t)_3$	$Ryb(t) := X(t)_6$	$Ryc2(t) := X(t)_{10}$	$Ryd2(t) := X(t)_{14}$

$$Ra2(t) := \sqrt{Rxa2(t)^2 + Rya2(t)^2}$$
$$Ra3(t) := \sqrt{Rxa3(t)^2 + Rya3(t)^2}$$
$$Rb(t) := \sqrt{Rxb(t)^2 + Ryb(t)^2}$$
$$Rc1(t) := \sqrt{Rxc1(t)^2 + Ryc1(t)^2}$$
$$Rc2(t) := \sqrt{Rxc2(t)^2 + Ryc2(t)^2}$$
$$Rd1(t) := \sqrt{Rxd1(t)^2 + Ryd1(t)^2}$$
$$Rd2(t) := \sqrt{Rxd2(t)^2 + Ryd2(t)^2}$$

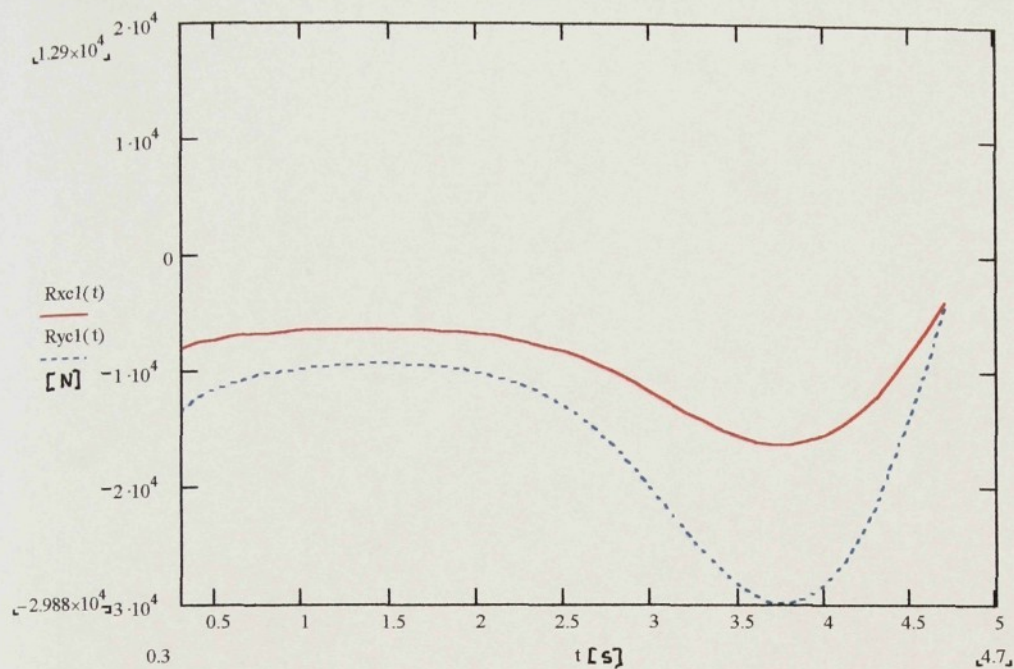
3.3.1.Výsledné průběhy reakcí

Obr.29.



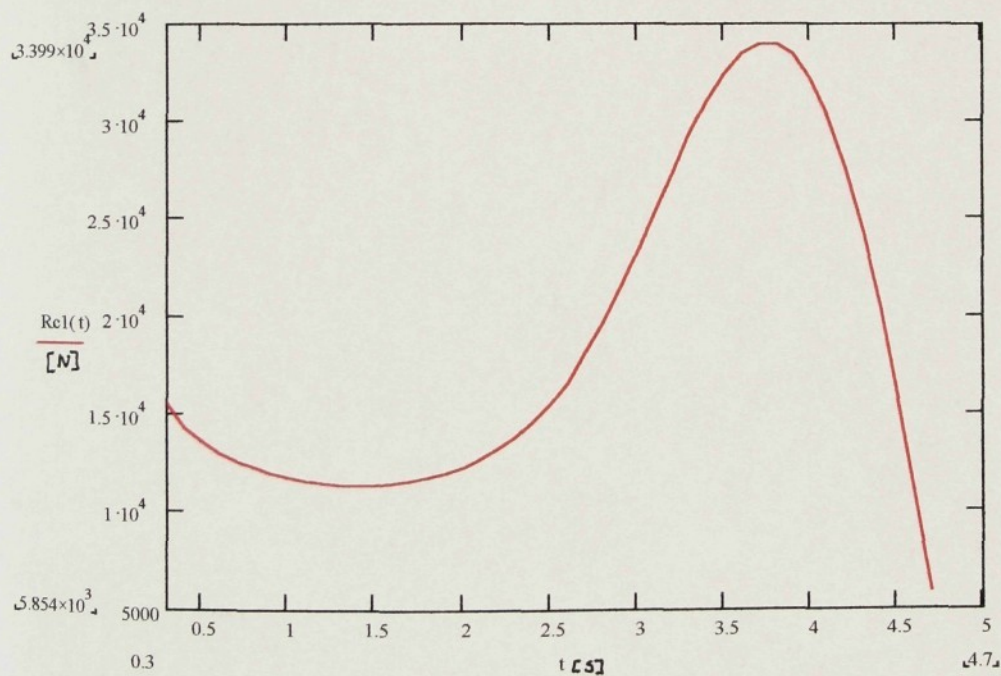
Na obr.29. je znázorněn výsledný průběh velikosti síly F na ramenu A .

Obr.30.



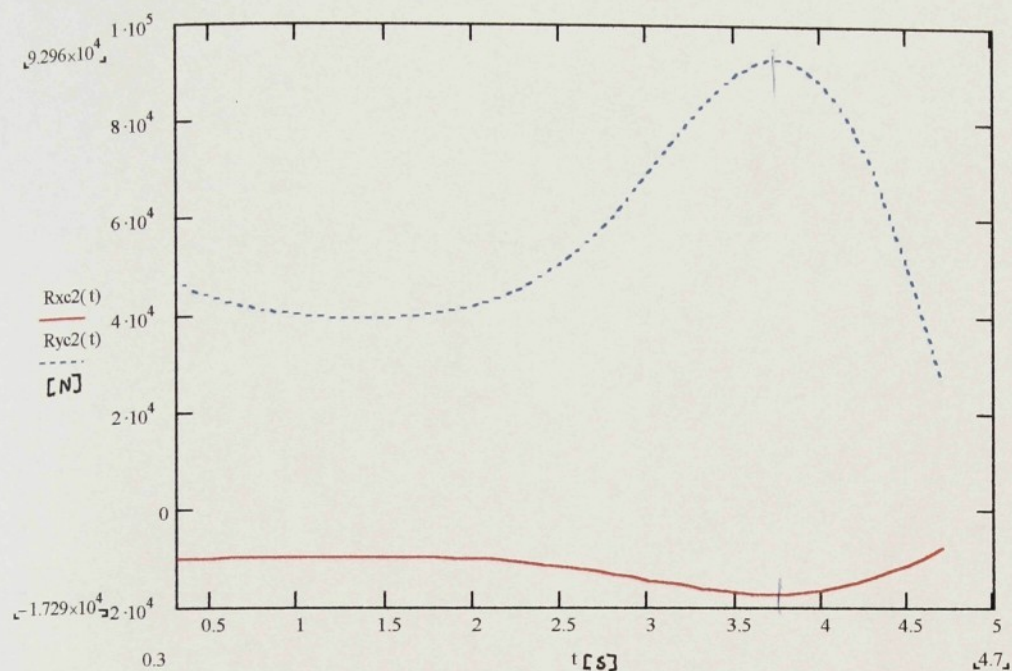
Na obr.30. je znázorněn průběh složek reakcí (na ramenu C) R_{xc1} a R_{yc1} .

Obr.31.



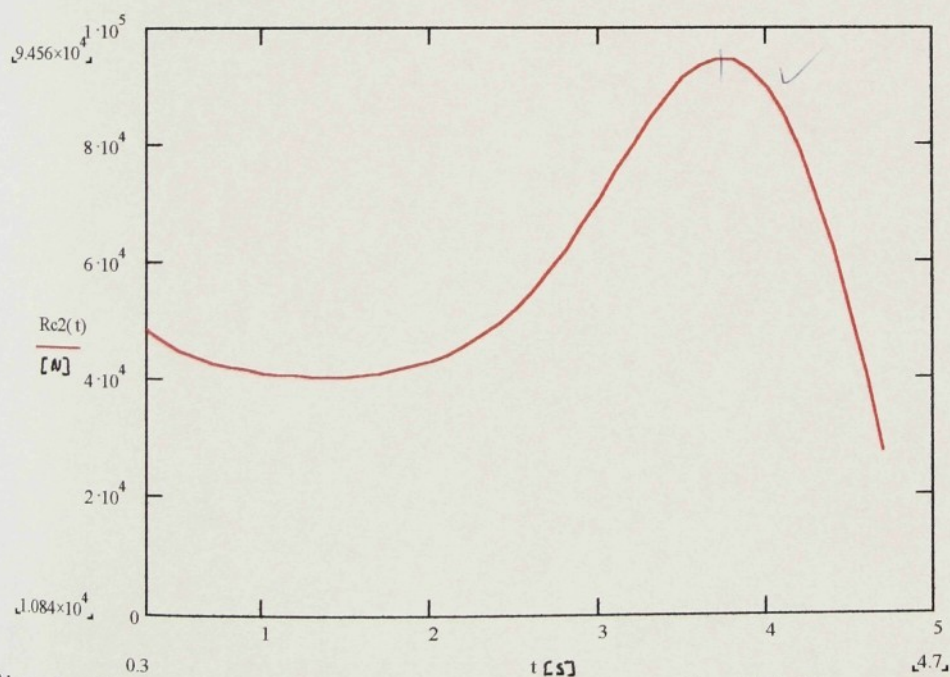
Na obr.31. je znázorněn průběh velikosti reakce R_{c1} .

Obr.32.



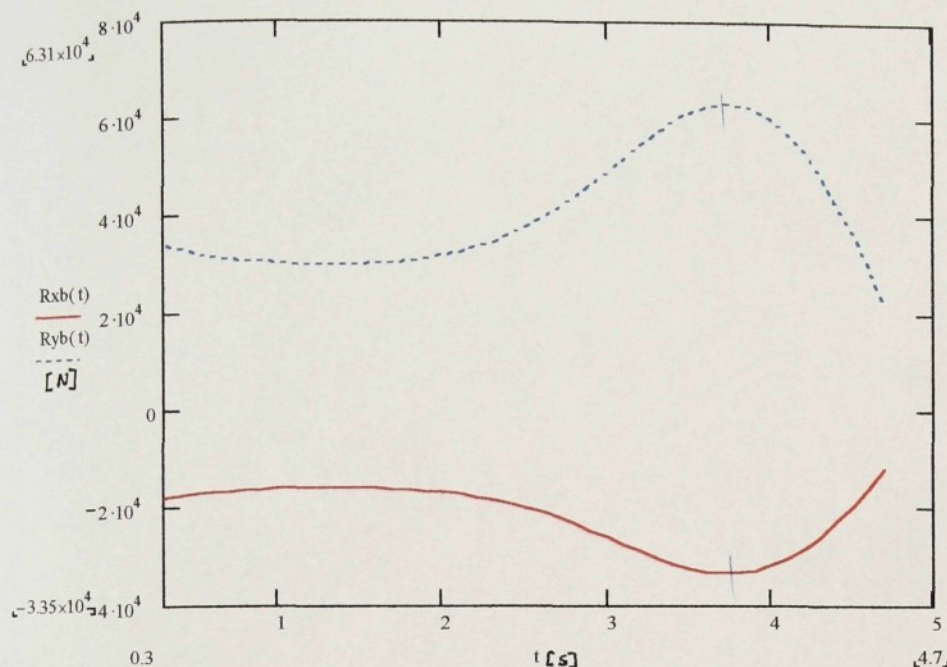
Na obr.32. je znázorněn průběh složek reakcí (na ramenu C) R_{xc2} a R_{yc2} .

Obr.33.



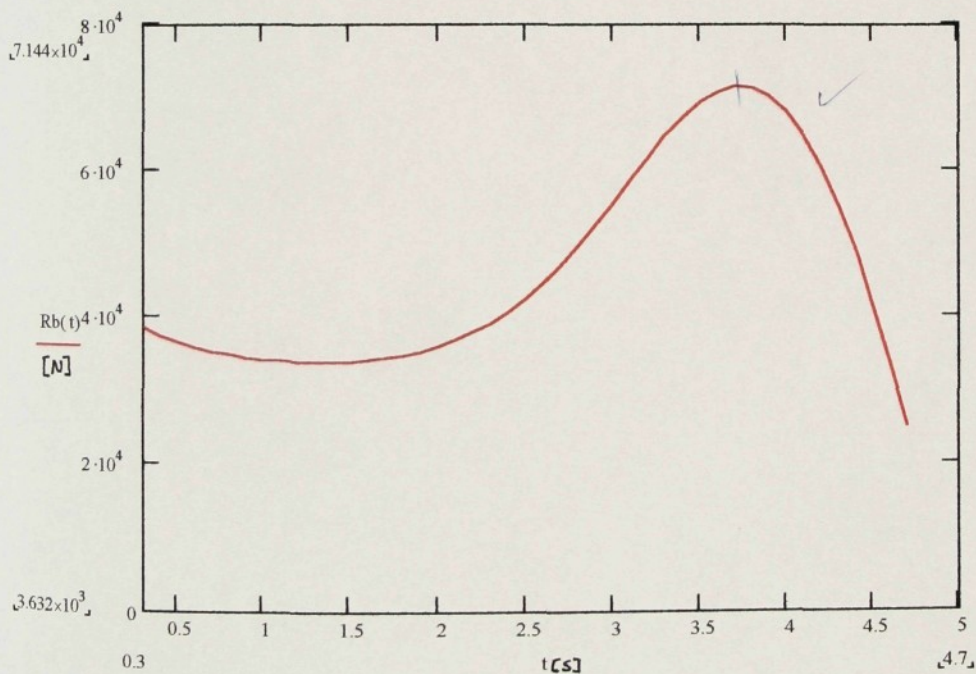
Na obr.33. je znázorněn průběh velikosti reakce R_{c2} .

Obr.34.



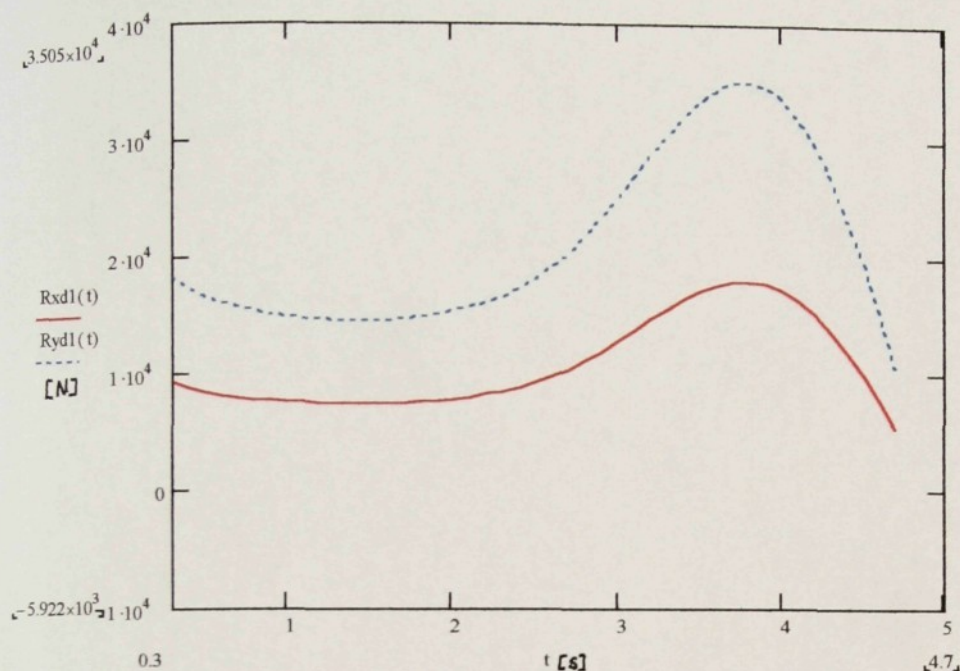
Na obr.34. je znázorněn průběh velikosti složek reakcí (na ramenu C) R_{xb} a R_{yb} .

Obr.35.



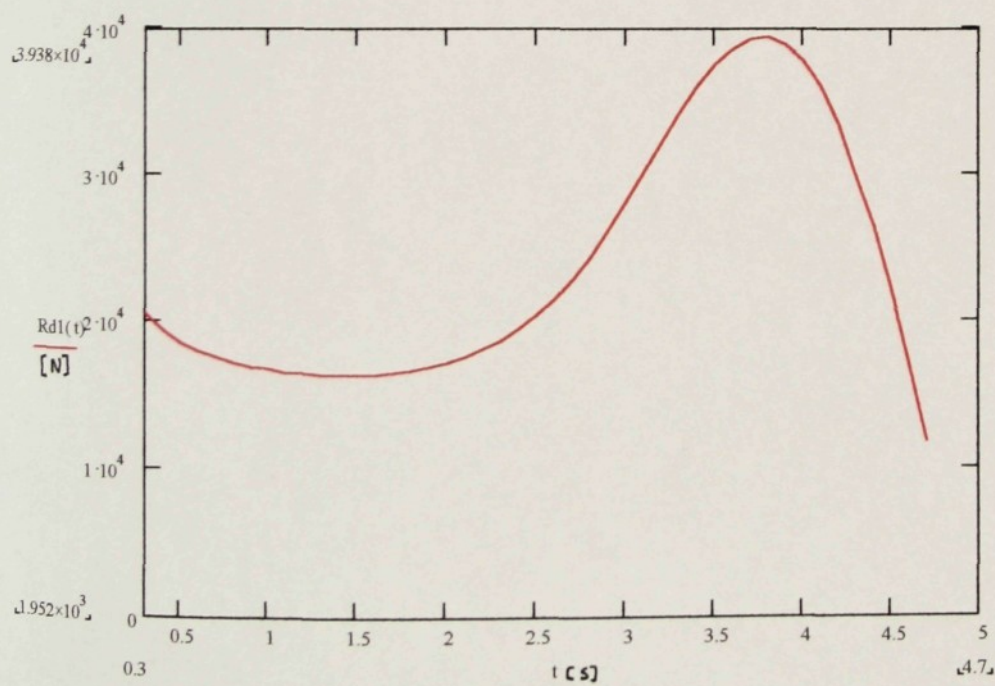
Na obr.35. je znázorněn průběh velikosti reakce R_b .

Obr.36.



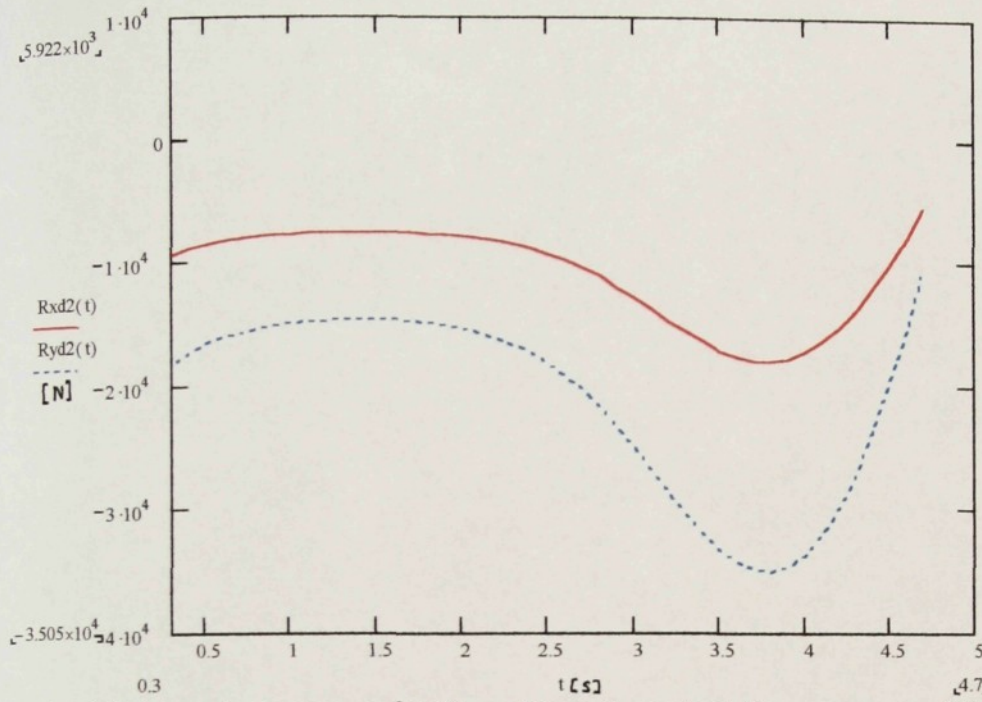
Na obr.36. je znázorněn průběh velikosti reakcí (na ramenu D) R_{xd1} a R_{yd1} .

Obr.37.



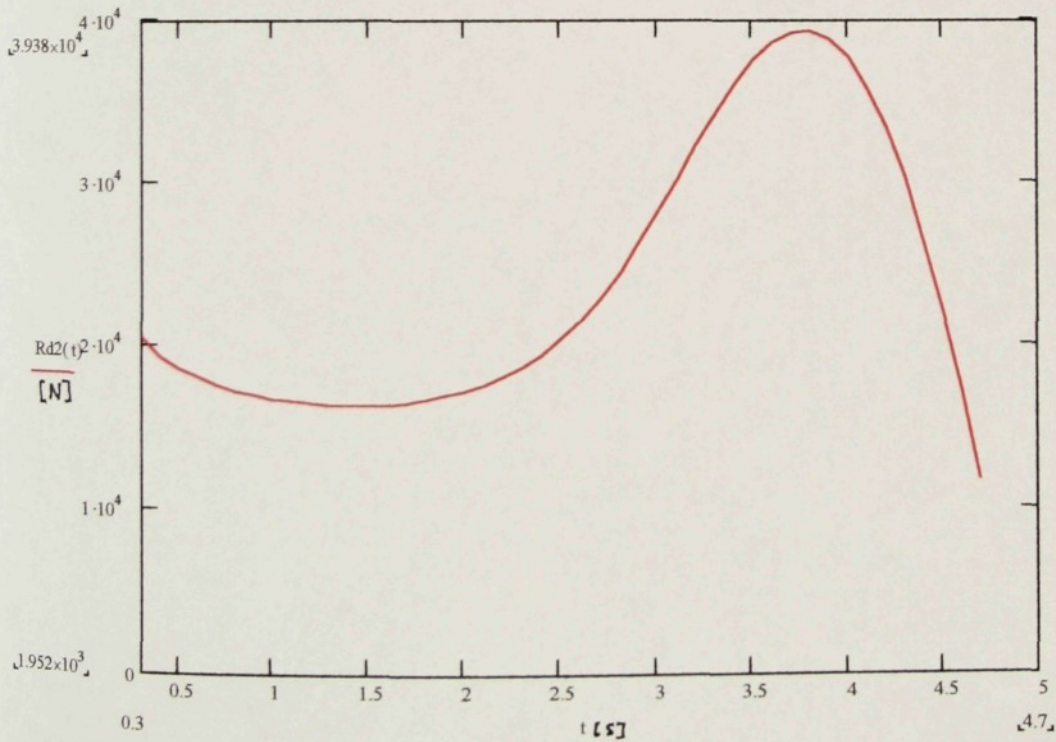
Na obr.37. je znázorněn průběh velikosti reakce R_{d1} .

Obr.38.



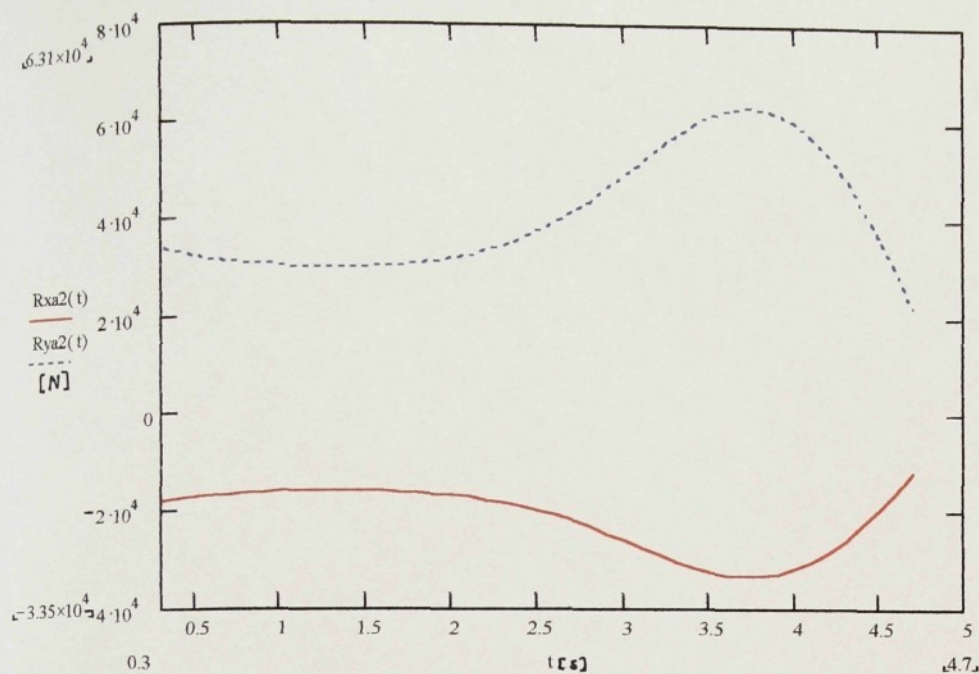
Na obr.38. je znázorněn průběh velikosti reakcí (na ramenu D) R_{xd2} a R_{yd2} .

Obr.39.



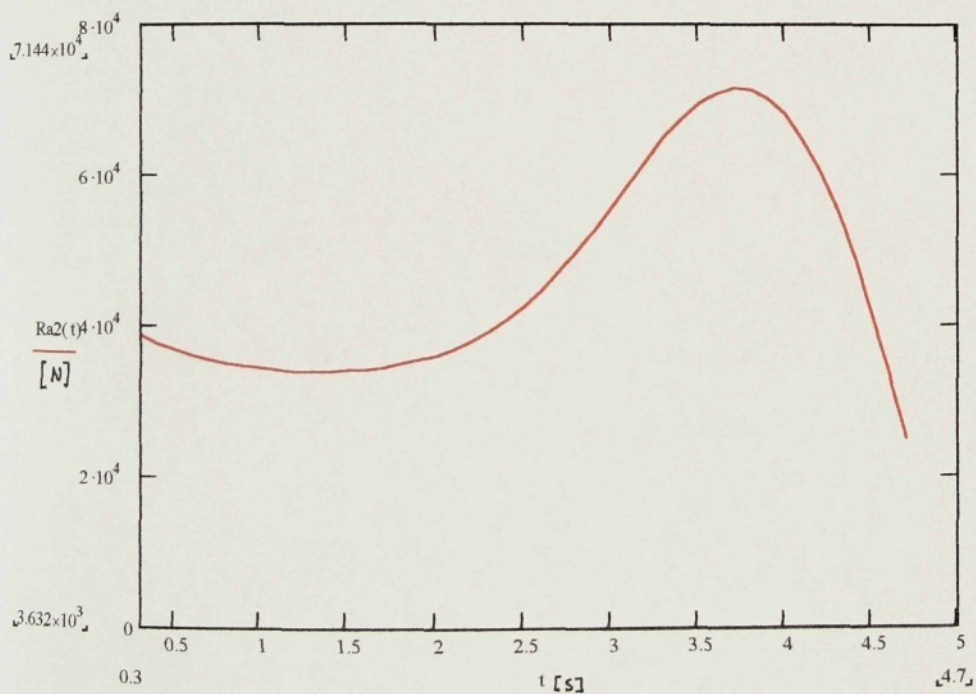
Na obr.39. je znázorněn průběh velikosti reakce R_{d2} .

Obr.40.



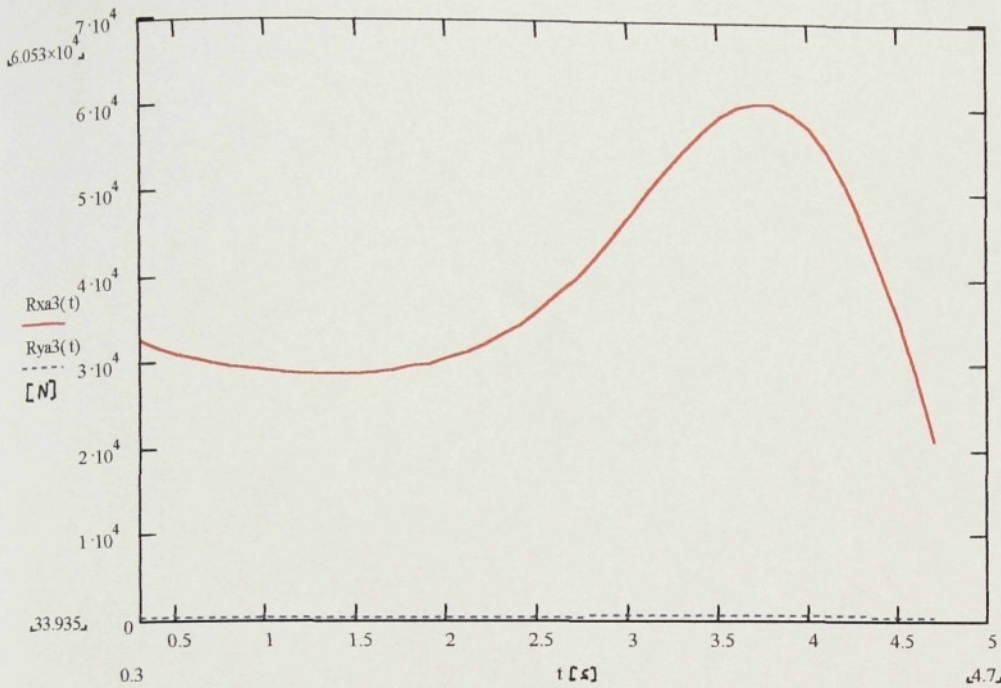
Na obr.40. je znázorněn průběh velikosti reakcí (na ramenu A) R_{xa2} a R_{ya2} .

Obr.41.



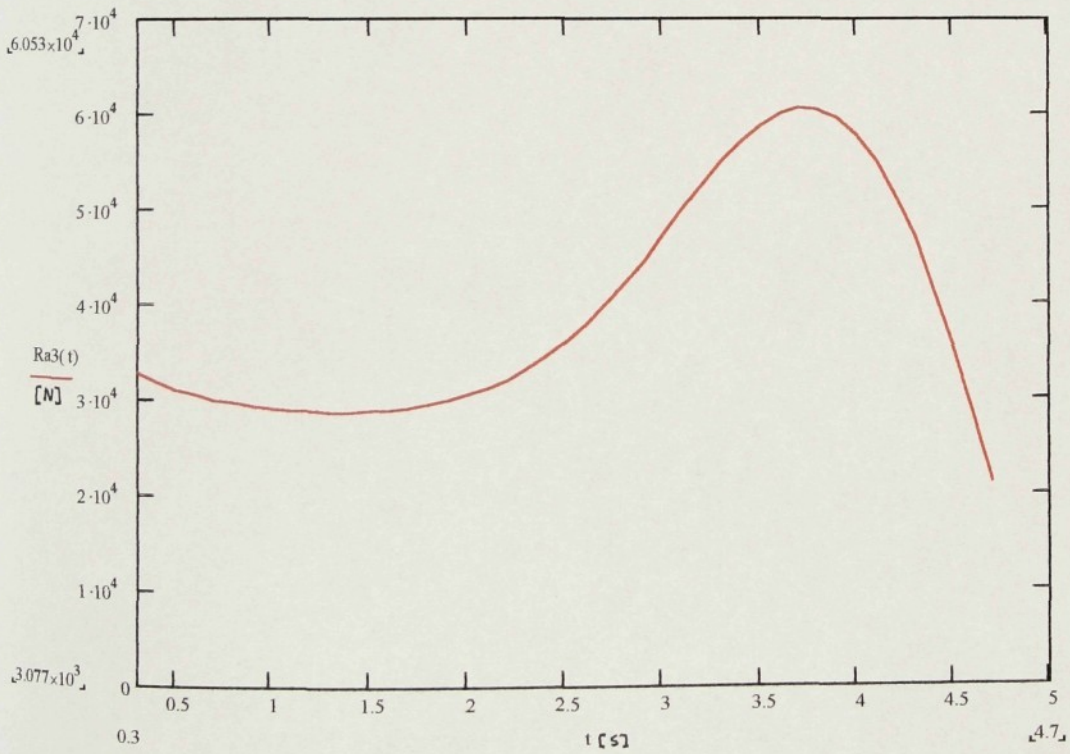
Na obr.41. je znázorněn průběh velikosti reakce R_{a2} .

Obr.42.



Na obr.42.je znázorněn průběh velikosti reakcí (na ramenu A) R_{xa3} a R_{ya3} .

Obr.43.



Na obr.43.je znázorněn průběh velikosti reakce R_{a3} .

3.4. Pevnostní výpočet mechanismu

3.4.1. Pevnostní výpočet členu A

Skutečný působení sil dle výpočtu

Vypočtené hodnoty:

Obr. 44.

$$t = 3,7s$$

$$\tau(t) = 2,12^\circ$$

$$\lambda(t) = 26,12^\circ$$

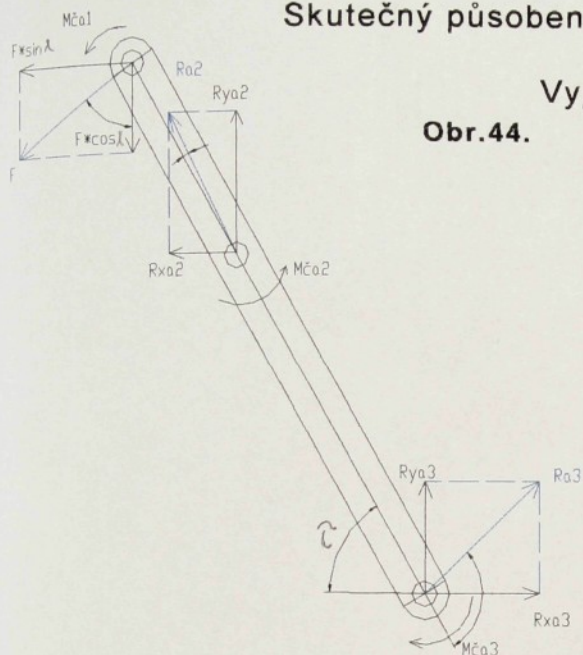
$$F(t) = 6,926 \cdot 10^4 N$$

$$Rxa_2(t) = 3,35 \cdot 10^4 N$$

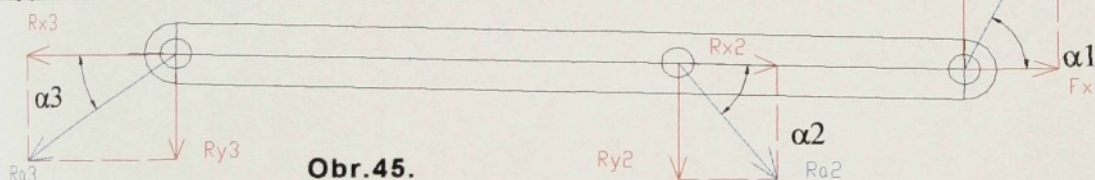
$$Rya_2(t) = 6,31 \cdot 10^4 N$$

$$Rxa_3(t) = 6,053 \cdot 10^4 N$$

$$Rya_3(t) = 667 N$$



Výpočtové schéma tah-tlak-ohyb



Obr. 45.

$$\alpha1 = 180 - (\lambda(t) + (90^\circ - \tau(t)))$$

$$\alpha2 = \arctan Rya_2 / Rax_2 - \tau(t)$$

$$\alpha3 = \arctan Rya_3 / Rax_3 + \tau(t)$$

Výpočet

$$Fx = F \cdot \cos \alpha1$$

$$Rx2 = Ra_2 \cdot \cos \alpha2$$

$$Rx3 = Ra_3 \cdot \cos \alpha3$$

$$Fx = 2,817 \cdot 10^4 N$$

$$Rx2 = 2,4 \cdot 10^4 N$$

$$Rx3 = 6,044 \cdot 10^4$$

$$Fy = F \cdot \sin \alpha1$$

$$Ry2 = Ra_2 \cdot \sin \alpha2$$

$$Ry3 = Ra_3 \cdot \sin \alpha3$$

$$Fy = 6,310 \cdot 10^4 N$$

$$Ry2 = 6,7 \cdot 10^4 N$$

$$Ry3 = 0,28 \cdot 10^3 N$$

Pevnostní výpočet na ohyb v místě působení Ra2

$$Y_t := \frac{2 \cdot 11 \cdot 22 \cdot 20 + 25.75 \cdot 7.5 \cdot 154 + 72.25 \cdot 7.5 \cdot 154 + 82 \cdot 2 \cdot 12 \cdot 20}{2 \cdot 22 \cdot 20 + 2 \cdot 7.5 \cdot 154 + 2 \cdot 12 \cdot 20}$$

$$Y_t = 44.204 \quad \text{mm}$$

$$I_{y1} := 2 \cdot \left[\frac{1}{12} 20 \cdot 22^3 + (Y_t - 11)^2 \cdot 20 \cdot 22 \right] + \left[(Y_t - 25.75)^2 \cdot 154 \cdot 7.5 + 154 \cdot 7.5^3 \cdot \frac{1}{12} \right]$$

$$I_{y2} := \left[(Y_t - 72.25)^2 \cdot 154 \cdot 7.5 + 154 \cdot 7.5^3 \cdot \frac{1}{12} \right] + 2 \cdot \left[(Y_t - 82)^2 \cdot 20 \cdot 12 + 20 \cdot 12^3 \cdot \frac{1}{12} \right]$$

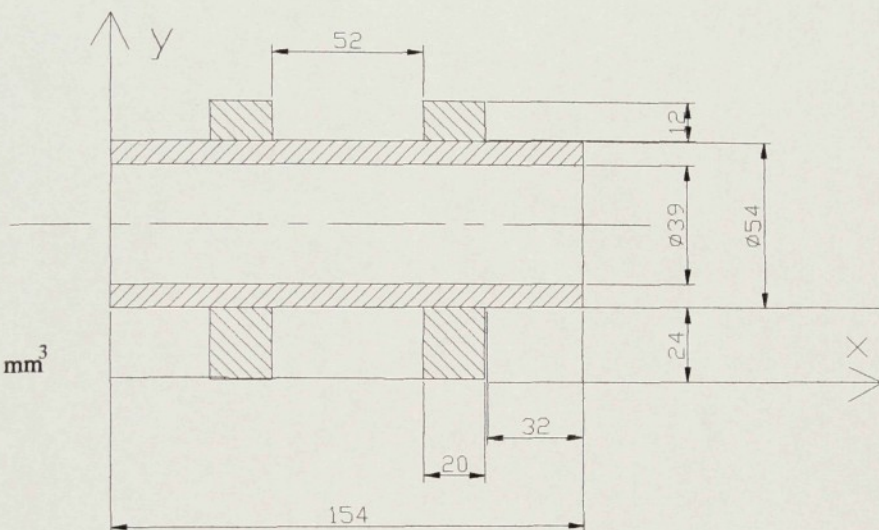
$$I_y := I_{y1} + I_{y2}$$

$$I_y = 3.01 \times 10^6 \quad \text{mm}^4$$

$$e := 44.204$$

$$W_o := \frac{I_y}{e}$$

$$W_o = 6.809 \times 10^4 \quad \text{mm}^3$$



Obr.46.Řez v působišti síly Ra2

$$M_{o \max} = F_y \cdot (l_{a1} - l_{a2})$$

$$M_{o \max} = 6,310.10^4.0,089$$

$$M_{o \max} = 5616 \text{ Nm}$$

Materiály v řezu jsou dva, pro výpočet uvažuji materiál 11 353, který má

$$\sigma_{oD} = 210 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{oD} = 247 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{5616}{68090.10^{-9}} = 82,4 \text{ Mpa}$$

Tah-tlak

$$S = 3670 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{Rx3}{S}$$

$$\sigma = \frac{6,044 \cdot 10^4}{3670} = 16,4 \text{ Mpa}$$

Výpočet bezpečnosti:

$$K_o = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_o}$$

$$K_o = \frac{247}{84,2}$$

$$K_o = 2,9$$

$$K_t = \frac{\sigma_w}{\sigma}$$

$$K_t = \frac{210}{16,4}$$

$$K_t = 12,8$$

Výpočet bezpečnosti pro kombinované namáhání

$$\frac{1}{K^2} = \frac{1}{K_o^2} + \frac{1}{K_t^2}$$

$$K = \sqrt{\frac{K_t^2 \cdot K_o^2}{K_o^2 + K_t^2}}$$

$$K = 2,8$$

Průřez nosníku vyhovuje maximálnímu silovému zatížení.

Tah-tlak v působišti síly Ra3

$$S = 12 \cdot 20 \cdot 4 + 110 \cdot (54 - 39)$$

$$S = 2610 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{Rx3}{S}$$

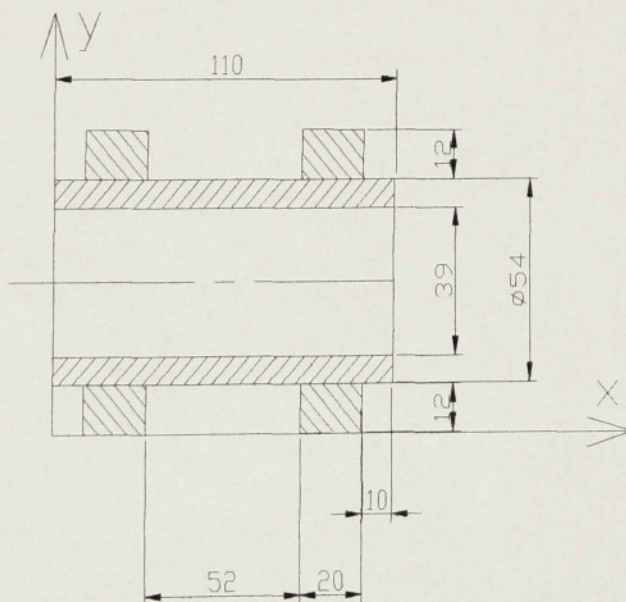
$$\sigma = \frac{6,044 \cdot 10^4}{2610 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma = 23,15 \text{ Mpa}$$

$$K = \frac{\sigma_w}{\sigma}$$

$$K = \frac{210}{23,15} = 9$$

Obr.47. Řez v působišti síly Ra3



Nosník v působišti síly Ra3 vyhovuje s bezpečností $k=9$

Tah-tlak v působišti síly F

$$S = 12 \cdot 20 \cdot 4 + (60 - 35) \cdot 64$$

$$S = 2560 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{Fx}{S}$$

$$\sigma = \frac{2,817 \cdot 10^4}{2560 \cdot 10^{-6}}$$

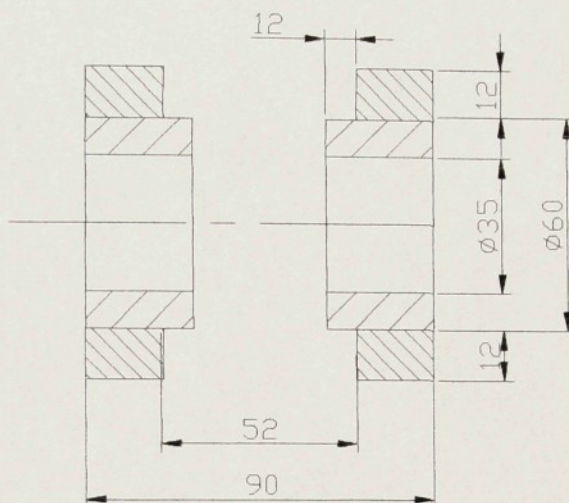
$$\sigma = 11 \text{ Mpa}$$

$$K = \frac{\sigma_{td}}{\sigma}$$

$$K = \frac{210}{11}$$

$$K = 19$$

Obr.48. Řez v působišti síly F



Nosník v působišti síly F vyhovuje maximálnímu zatížení.

Výpočet čepů na smyk

Největší zatěžující síla na nosníku je $F = 6,926 \cdot 10^4 \text{ N}$

Nejmenší průřez na nosníku je $S = 961 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^2$

$$\tau_s = \frac{F}{S}$$

$$\tau_s = \frac{6,926 \cdot 10^4}{961 \cdot 10^{-3}} = 0,07 \text{ Mpa} \quad \tau_D = 123 \text{ Mpa}$$

$$\tau_D \geq \tau_s$$

Čepy na nosníku A vyhovují danému zatížení.

3.4.2. Pevnostní výpočet členu B

Skutečný působení sil dle výpočtu

Naměřené maximální hodnoty

$$t = 3,7s$$

$$\beta = 85^\circ$$

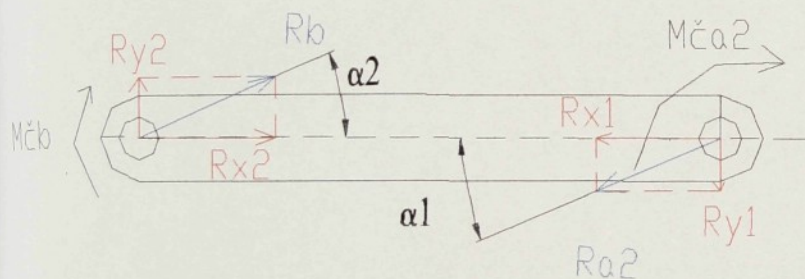
$$R_{xa2} = 3,35 \cdot 10^4 N$$

$$R_{ya2} = 6,31 \cdot 10^4 N$$

$$R_{xb} = 3,35 \cdot 10^4 N$$

$$R_{yb} = 6,31 \cdot 10^4 N$$

Výpočtové schéma Tah-tlak-ohyb



Obr. 50.

Jelikož jsou reakce od čepového tření, které způsobují ohyb velice malé, počítám nosník pouze na tlak.

Pevnostní výpočet na TLAK

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \arctan \frac{R_{ya2}}{R_{xa2}} - \beta$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 22^\circ$$

$$R_{x1} = R_{x2} = R_{a2} \cdot \cos \alpha_1$$

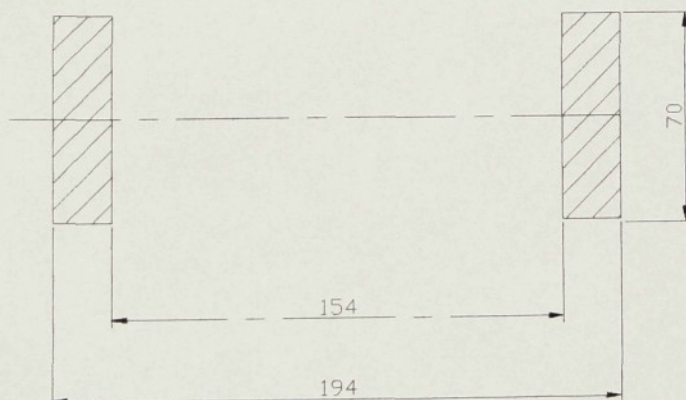
$$R_{x1} = 7,1441 \cdot 10^4 \cos 22^\circ$$

$$R_{x1} = 6,6238 \cdot 10^4 N$$

$$\text{Mat. 11 523.1}$$

$$\sigma_d = 313 \text{ Mpa}$$

Obr. 51. Řez členu B



$$S = 2800 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{R_{x1}}{S}$$

$$\sigma = \frac{6,6238 \cdot 10^4}{2800 \cdot 10^{-6}} = 23 \text{ Mpa}$$

$$K = \frac{\sigma_{td}}{\sigma}$$

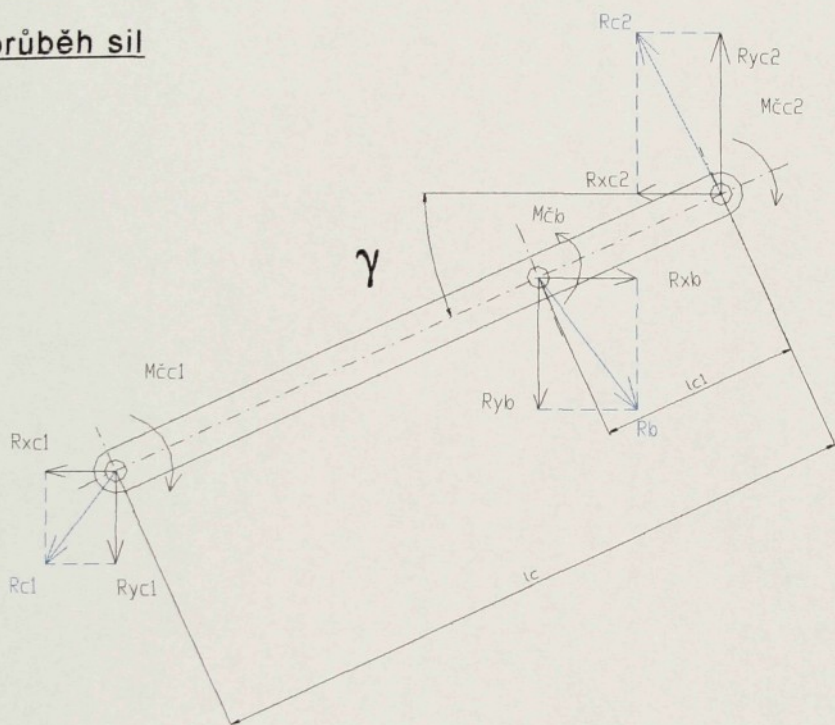
$$K = \frac{313}{23} = 13,6$$

Nosník vyhovuje při maximálním zatížení na tlak.

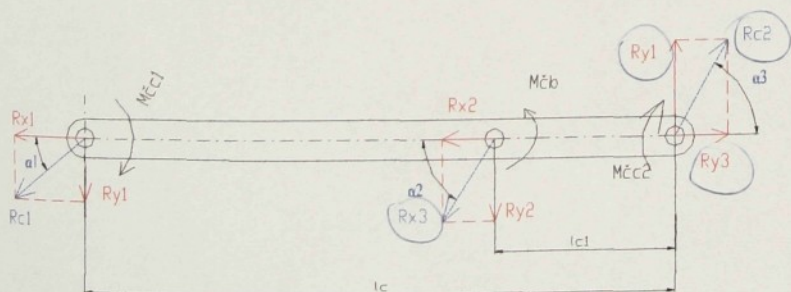
3.4.3. Pevnostní výpočet ramene C

Skutečný průběh sil

Obr.52.



Výpočtové schéma tah-tlak-ohyb



Obr.53.

Vypočtené hodnoty

$$\gamma = 34,24^\circ$$

$$t = 3,7s$$

$$R_{xc1} = 1,621 \cdot 10^4 N$$

$$R_{yc1} = 2,986 \cdot 10^4 N$$

$$R_{xb} = 3,35 \cdot 10^4 N$$

$$R_{yb} = 6,31 \cdot 10^4 N$$

$$R_{xc2} = 1,729 \cdot 10^4 N$$

$$R_{yc2} = 9,926 \cdot 10^4 N$$

$$\alpha 1 = \arctan \frac{R_{yc1}}{R_{xc1}} - \gamma$$

$$\alpha 2 = \arctan \frac{R_{xb}}{R_{yb}} + 90 - \gamma$$

$$\alpha 3 = \arctan \frac{R_{xc2}}{R_{yc2}} + 90 - \gamma$$

$$R_{x1} = R_{c1} \cos \alpha 1 = 3 \cdot 10^4 N$$

$$R_{x2} = R_b \cdot \cos \alpha 2 = 0,7 \cdot 10^4 N$$

$$R_{x3} = R_{c2} \cdot \cos \alpha 3 = 4,555 \cdot 10^4 N$$

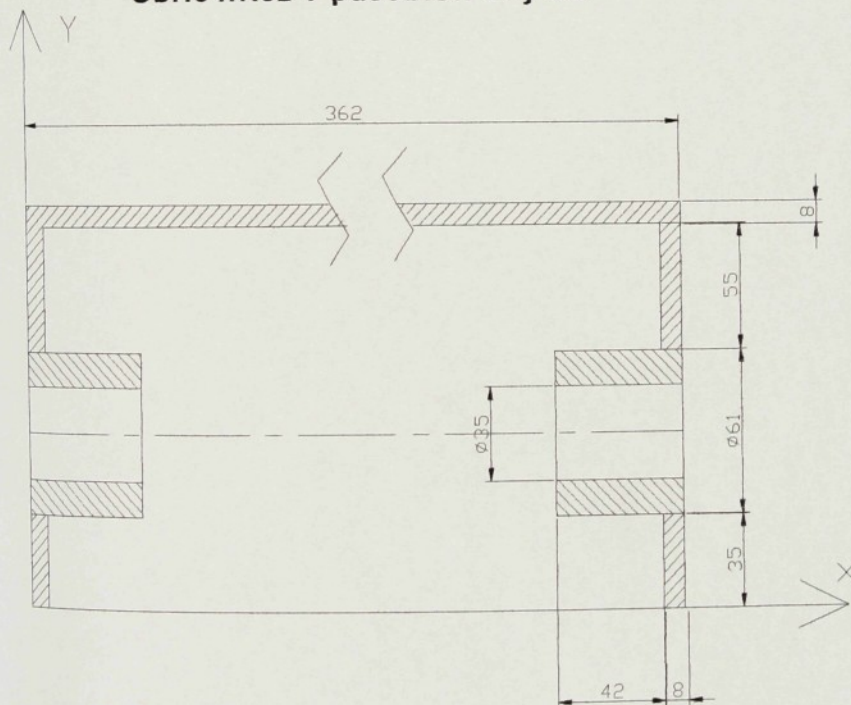
$$R_{y1} = R_{c1} \cdot \sin \alpha 1 = 1,53 \cdot 10^4 N$$

$$R_{y2} = R_b \cdot \sin \alpha 2 = 7,1 \cdot 10^4 N$$

$$R_{y3} = R_{c2} \cdot \sin \alpha 3 = 9,1 \cdot 10^4 N$$

Pevnostní výpočet na ohyb v místě působení R_b

Obr.54. Řez v působišti síly R_b



Uvažuji nejhorší mat. v řezu 11 523, který má

$$\sigma_w = 313 Mpa$$

$$\sigma_{od} = 366 Mpa$$

Určení těžiště průřezu:

$$Y_t := \frac{17.5 \cdot 2 \cdot 8 \cdot 35 + 41.5 \cdot 2 \cdot 13 \cdot 50 + 89.5 \cdot 2 \cdot 13 \cdot 50 + 2 \cdot 123.5 \cdot 55 \cdot 8 + 155 \cdot 362 \cdot 8}{8 \cdot 35 \cdot 2 + 4 \cdot 13 \cdot 50 + 2 \cdot 55 \cdot 8 + 362 \cdot 8}$$

$$Y_t = 106.352 \text{ mm}$$

$$I_{y1} := 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 8 \cdot 35^3 + (Y_t - 17.5)^2 \cdot 8 \cdot 35 \right] + \left[(Y_t - 41.5)^2 \cdot 13 \cdot 50 + 50 \cdot 13^3 \cdot \frac{1}{12} \right] \cdot 2$$

$$I_{y2} := \left[(Y_t - 89.5)^2 \cdot 13 \cdot 50 + 50 \cdot 13^3 \cdot \frac{1}{12} \right] \cdot 2 + 2 \cdot \left[(Y_t - 123)^2 \cdot 55 \cdot 8 + 8 \cdot 55^3 \cdot \frac{1}{12} \right]$$

$$I_{y3} := \left[(Y_t - 155)^2 \cdot 362 \cdot 8 + 362 \cdot 8^3 \cdot \frac{1}{12} \right]$$

$$I_y := I_{y1} + I_{y2} + I_{y3}$$

$$I_y = 1.769 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

$$e := 106.352 \text{ mm}$$

$$W_o := \frac{I_y}{e}$$

$$W_o = 1.663 \times 10^5 \text{ mm}^3$$

$$M_o \max = R_{y3} \cdot I_{c1}$$

$$M_o \max = 9.1 \cdot 10^4 \cdot 0.145$$

$$M_o \max = 13204 \text{ Nm}$$

13195

$$\sigma_o = \frac{M_o \max}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{13204}{166300 \cdot 10^{-9}} = 0.07939 \cdot 10^9 =$$

$$\sigma_o = 79.4 \text{ Mpa}$$

$$7939 \cdot 10^7$$

Tah-tlak

$$S = 6936 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{R_{x3}}{S}$$

$$\sigma = \frac{4.55 \cdot 10^4}{6936 \cdot 10^{-6}} = 6.5 \text{ Mpa}$$

Výpočet bezpečností:

$$K_o = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_o}$$

$$K_o = \frac{366}{79.4}$$

$$K_o = 4.6$$

$$K_t = \frac{\sigma_{tD}}{\sigma_t}$$

$$K_t = \frac{313}{6.5}$$

$$K_t = 48$$

Výpočet bezpečnosti pro kombinované namáhání

$$\frac{1}{K^2} = \frac{1}{K_o} + \frac{1}{K_t}$$

$$K = \sqrt{\frac{K_t^2 \cdot K_o^2}{K_o^2 + K_t^2}}$$

$$K = 4,5$$

Nosník v místě řezu vyhovuje maximálnímu silovému zatížení.

Výpočet čepů na smyk

Největší zatěžující síla na členu C je $R_{c2} = 1,007 \cdot 10^5 \text{ N}$

$$S = 0,0002 \text{ m}^{-2}$$

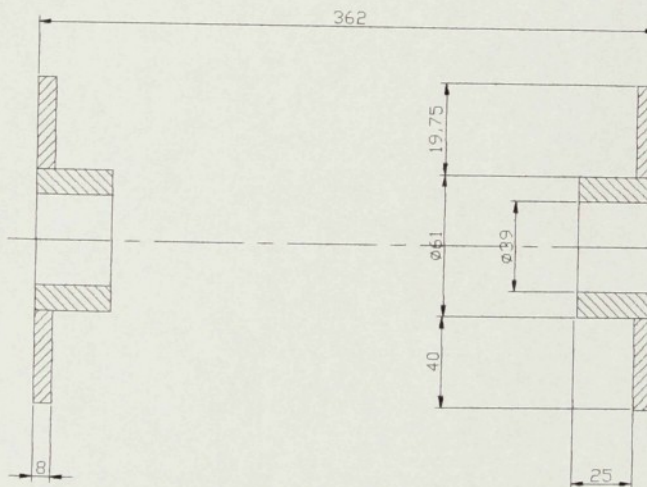
$$\tau_s = \frac{R_{c2}}{S} = \frac{1,007 \cdot 10^5}{0,0002} = 103 \text{ Mpa}$$

$$k = \frac{\tau_D}{\tau_s} = \frac{183}{103} = 1,7$$

Čepy vyhovují maximálnímu zatížení.

Tah-tlak v místě působení síly R_{c2}

Obr.55. Řez v působišti síly R_{c2}



$$\sigma_t = \frac{R_{c2}}{S}$$

$$\sigma_t = \frac{4,55 \cdot 10^4}{2006 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_t = 22,6 \text{ Mpa}$$

$$K = \frac{\sigma_{td}}{\sigma_t}$$

$$K = \frac{313}{22,6}$$

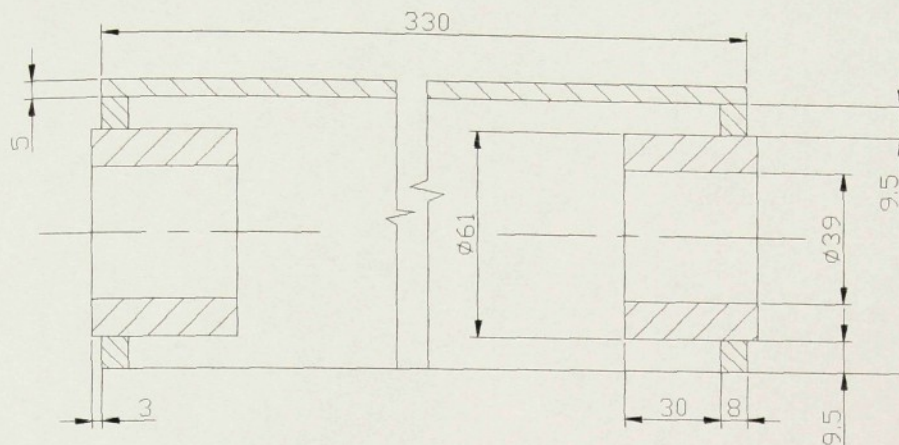
$$K = 13,8$$

$$S = 8 \cdot 40 \cdot 4 + 33 \cdot 22$$

$$S = 2006 \text{ mm}^2$$

Nosník v působišti síly R_{c2} vyhovuje maximálnímu zatížení.

Tah-tlak v místě působení síly Rc1



Obr.56. Řez v působišti síly Rc1

$$S = 330 \cdot 5 + 9,5 \cdot 8 + (61 - 39) \cdot 38$$

$$S = 2790 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{R_{x1}}{S}$$

$$\sigma = \frac{3 \cdot 10^4}{2790 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma = 10,7 \text{ Mpa}$$

$$K = \frac{\sigma_{td}}{\sigma}$$

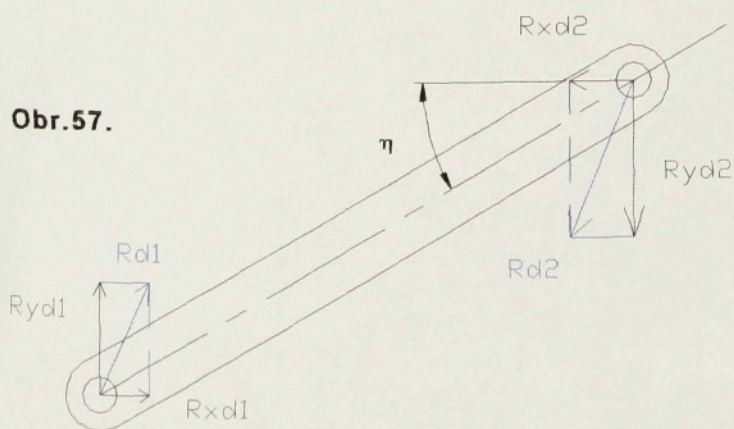
$$K = \frac{313}{10,7}$$

$$K = 29$$

Nosník v působišti síly Rc1 vyhovuje maximálnímu zatížení.

3.4.4. Pevnostní výpočet členu D

Skutečné působení sil dle výpočtu



Obr.57.

Vypočtené hodnoty:

$$t = 3,8s$$

$$\eta = 30^0$$

$$R_{xd1} = 1,795 \cdot 10^4$$

$$R_{yd1} = 3,505 \cdot 10^4$$

$$R_{xd2} = 1,795 \cdot 10^4$$

$$R_{yd2} = 3,505 \cdot 10^4$$

$$\alpha = \arctg \frac{R_{yd1}}{R_{xd1}} - \eta$$

$$R_{x1} = R_{x2} = R_{d2} \cdot \cos \alpha$$

$$R_{x1} = 3,937 \cdot 10^4 \cdot \cos 32^0$$

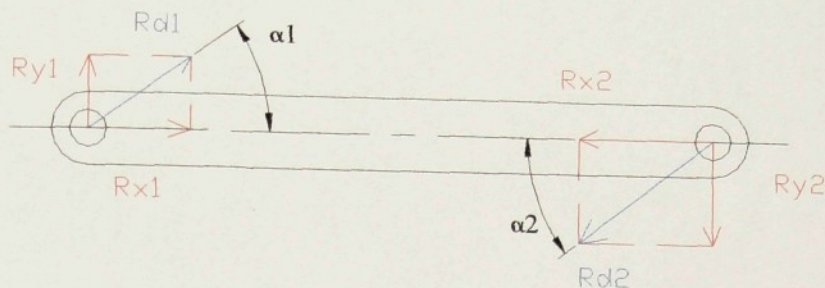
$$R_{x1} = 3,3 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$R_{y2} = R_{y1} = R_{d2} \cdot \sin \alpha$$

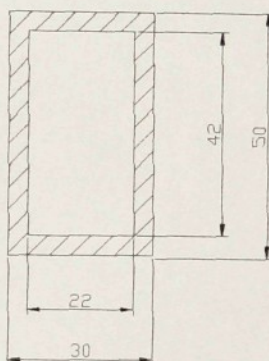
$$R_{y2} = 3,937 \cdot 10^4 \cdot \sin 32^0$$

$$R_{y2} = 2,086 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Obr.58.



Obr.59. Řez členu D



Jelikož jsou reakce od čepového tření, které způsobují ohyb, velice malé, počítám nosník pouze na tlak.

$$S = (50 \cdot 30 - 22 \cdot 42) \cdot 2$$

$$S = 1152 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{R_{x1}}{S}$$

$$\sigma = \frac{3,9 \cdot 10^4}{576 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma = 33 \text{ Mpa}$$

$$K = \frac{\sigma_{td}}{\sigma}$$

$$K = \frac{205}{33}$$

$$K = 6,2$$

Nosník v řezu vyhovuje maximálnímu silovému zatížení

4. NÁVRH ČLENU E

4.1. Požadavky na člen E

Posledním členem mechanismu, který nebyl navržen zadavatelem bakalářské práce je člen (označen v kinematickém schématu obr.22., též schéma obr.60.) E.

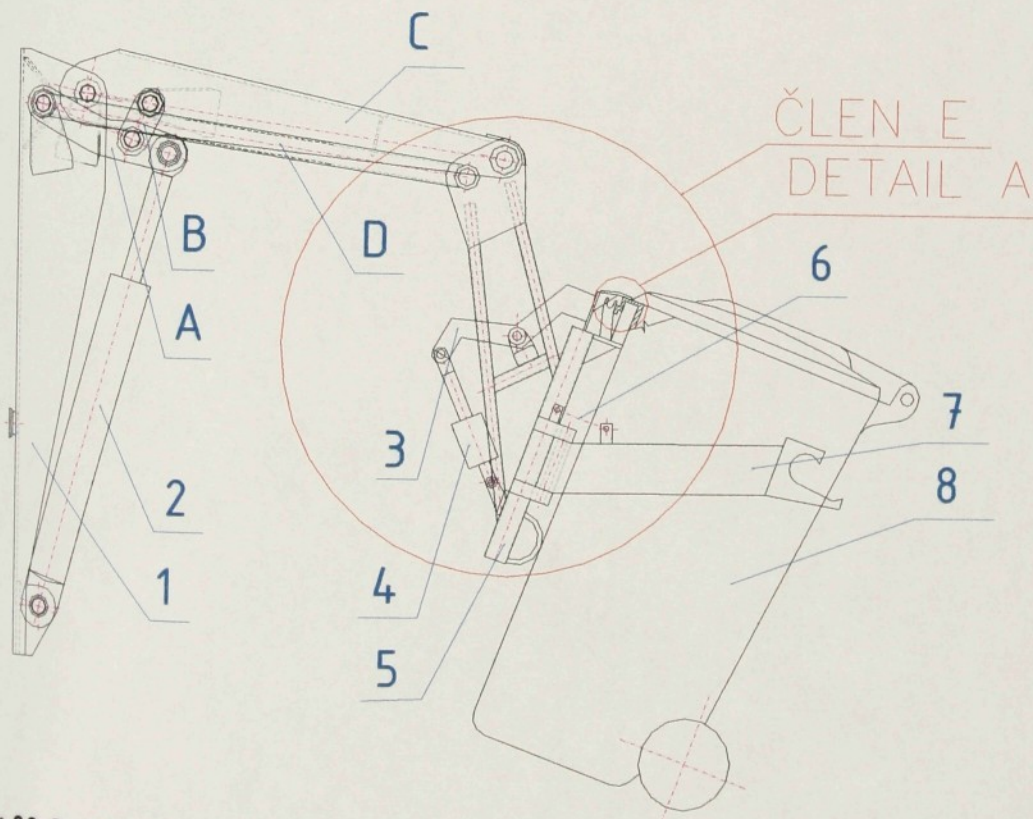
Člen E musí splňovat tyto požadavky:

1. zachovat požadující geometrii vyklápění,
2. mít dostatečnou tuhost ve všech směrech,
3. univerzálnost na 3 typy odpadových nádob,
4. fixace nádoby při vyklápění,
5. nenáročná výroba,
6. co nejlehčí.

Nejčastěji vyskytující se fixace odpadové nádoby jsou 3. A to buď obejmutí nádoby z přední a zadní strany, obejmutí z boků, anebo sevření horního okraje odpadové nádoby.

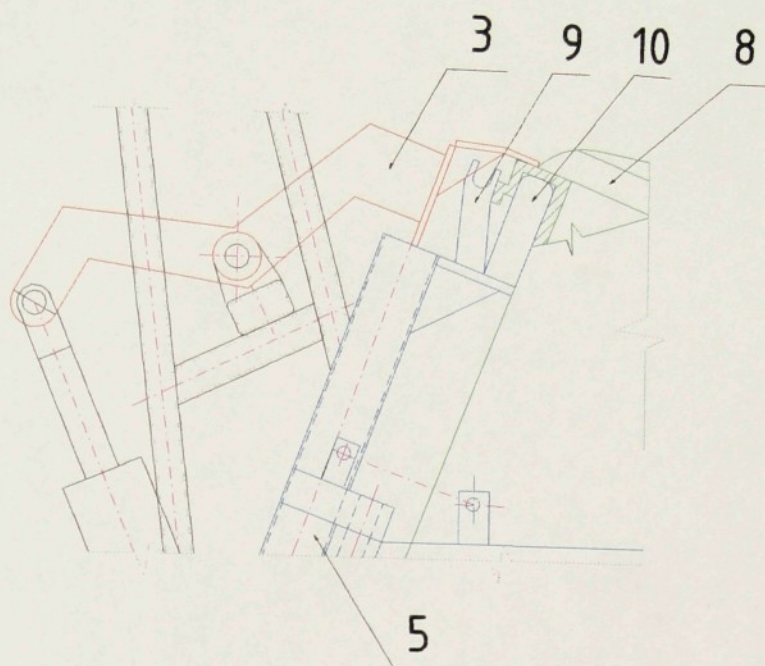
Navrhnul jsem fixaci za horní okraj kontejneru, neboť se jeví jako nejjednodušší.

4.2. Schéma navrženého mechanismu



Obr.60. Schéma kompletního nakladače

Obr.61.Detail A



Popis členů schématu:

- 1.Rám mechanismu
- 2.Lineární hydromotor
- 3.Přidržovací páka
- 4.Lineární pneumotický motor
- 5.Nosič
- 6.Pružina
- 7.Sklápěcí držák kontejneru o objemu 1100L
- 8.Odpadová nádoba
- 9.Držák kontejneru o objemu 240L
10. Držák kontejneru o objemu 110L

A,B,C,D,-jsou již vyřešené členy mechanismu

4.3.Popis funkce mechanismu

Celý boční nakladač je navržen pro vyklápění odpadových nádob o objemu 1100L,240L a 110L.

Rám mechanismu (1) je připevněn na pravé straně nákladního automobilu.Lineárním hydromotorem je poháněno rameno A, které dále pohání rameno B.Dále se síla přenáší z ramene B na C, které spolu s rámem mechanismu (1), ramenem D a E určují polohu a natočení odpadové nádoby.

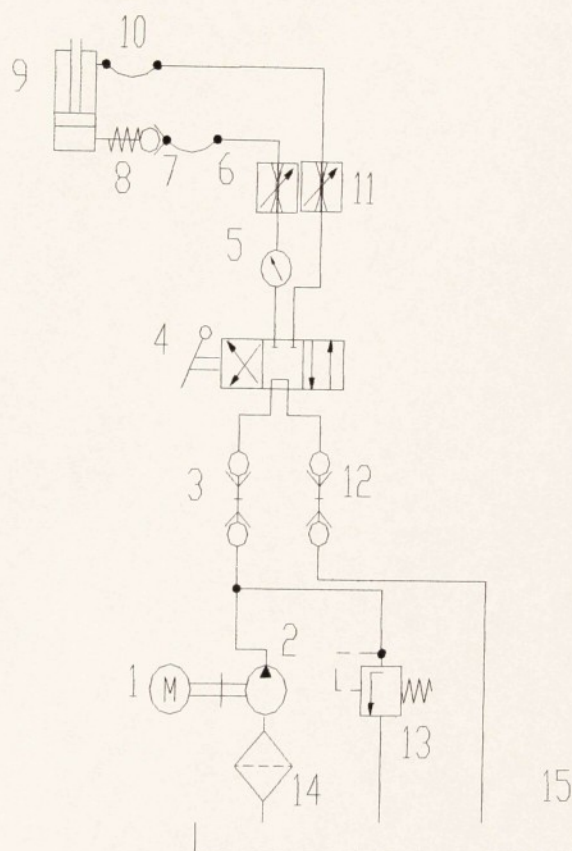
Na členu E se nachází přidržovací páka(3), která má za úkol držet nádoby o objemu 110L a 240L při horní poloze mechanismu.Páka je ovládána lineárním pneumotickým motorem, který je poháněn stlačeným

vzduchem z nákladního automobilu. Odpadová nádoba o objemu 110L se nasazuje na člen(9). Nádoba o objemu 240L se nasazuje na člen (10). Kontejner o objemu 1100L se nasazuje na sklápěcí držák (7). Otevírání víka tohoto kontejneru je provedeno pomocí vodících lišt (jsou namontovány na nástavbě automobilu), které ho zároveň drží v horní poloze.

Exentricky uložená pružina (6) vůči držáku (7), má za úkol fixovat tento držák ve sklopeném a pohotovostním stavu.

5.NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU:

5.1.Schéma hydraulického obvodu



Obr.62.Schéma hydraulického obvodu

Popis schématu:

- 1.motor
- 2.hydrogenerátor
- 3.a12.rychlospojka
- 4.čtyř-cestný třípolohový ventil s ručním ovládáním
- 5.manometr
- 6.a11.škrťací ventil
- 7.a10.hadice
- 8.jednosměrný bezpečnostní ventil
- 9.jednostranný přímočarý hydromotor dvojčinný
- 13.přepouštěcí ventil
- 14.plnoprůtočný filtr
- 15.olejová nádrž

5.2.Popis činnosti obvodu:

Zubový hydrogenerátor je poháněn motorem vozidla, který dopravuje hydraulický olej přes rychlospojku, třípolohový ventil (s ručním ovládáním), manometr, škrťací ventil a jednosměrný bezpečnostní ventil do pracovního válce hydromotoru. Při pohybu mechanismu vzhůru se píst hydromotoru pohybuje také směrem vzhůru a olej nad pístem je vytlačován z válce hydromotoru do škrťacího ventilu. Odtud olej proudí zpět přes čtyřcestný třípolohový ventil do olejové nádrže.

Při zpětném chodu olej proudí v opačném směru a funkce ostatních členů jsou stejné.

Plynulý dojezd hydraulického válce je zajištěn jeho speciální konstrukcí.

Hydraulický olej je před vstupem do hydrogenerátoru čištěn plnoprůtočným filtrem.

Doba zdvihu je při rychlosti hydromotoru 0,1m/s 4.7s. Maximální tlak v obvodu se pohybuje kolem 16Mpa.

6. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo provést kinematický, dynamický a pevnostní výpočet bočního nakladače, který vycházel z návrhu firmy METACO BO.BR. s.r.o.

Provedené výpočty prokázaly, že maximální reakce při pohybu mechanismu jsou při poloze v čase $t=3,8s$. Celý mechanismus je navržen s dostatečnou bezpečností, neboť při výpočtu jsem navíc ještě uvažoval v řezu materiál s nejnižší mezí kluzu.

Dále jsem provedl návrh členu (obr.60. a obr.22. člen E), který nese odpadovou nádobu a zabraňuje v horní poloze jejímu vypadnutí, včetně jeho výkresové dokumentace. Protože byl požadavek návrhu vznesen pozdě, neprovedl jsem jeho pevnostní výpočet. Ve výkresové dokumentaci jsem nekreslil horní hřeben k zaháknutí odpadové nádoby na 110 a 240L a sklopné držáky ke kontejneru na 1100L, neboť se zde mohou použít již sériově vyráběné komponenty k zadnímu nakládání.

Navrhuji u tohoto členu, aby se z bezpečnostních důvodů přidržovací páka (obr.60. a obr.61- č.3) zavírala až v poloze kdy je odpadová nádoba dostatečně vysoko nad zemí, aby nedošlo k zranění obsluhy nakladače. Výhodou pneumatického zavírání páky je pružnost stlačeného vzduchu a jeho snadná dostupnost, neboť je součástí dnes už každého nákladního automobilu nad 3,5 tuny.

Při výběru nákladního automobilu pro tento nakladač by bylo vhodné zvolit automobil s pravým řízením, neboť řidič by poté měl lepší přehled o vyklápění.

K dalším výhodám patří možnost použití jednoduchého hydraulického obvodu (obr.62) a s ním spojená menší náročnost na údržbu. Ložiska zde navrhuji kluzná od firmy GLYCODUR®-Buchsens, které mají při vnitřním průměru $\varnothing d=35mm$ vysokou dynamickou únosnost až $C=110000N$.

Ikdyž se mechanismus skládá z mnoha pohybujících se členů, lze jej stále přiřadit, dle mého názoru, k výrobně nenáročným a laciným systémům bočního nakládání odpadových nádob (viz. přiložená výkresová dokumentace).

Seznam použité literatury:

- [1] Vávra a kol., Strojnické tabulky, SNTL Praha 1983
 - [2] Doc.Ing.Jaroslav Charvát, CSc,Mechanika || (Dynamika),VŠST Liberec 1982
 - [3] Svoboda M:Pracovní zařízení pro manipulaci s nádobami na sběrném vozidle komunálního odpadu.Diplomová práce.TUL 1994
 - [4] Firemní materiály Metaco Bo.Br. s.r.o.
 - [5] Prospekty a katalogy výrobců komunální techniky
- Použitý software: Mathcad Professional 2000
AutoCAD 2000
Word 2000