



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

## MECHANICKÁ ANALÝZA VÝTAHU

MECHANICAL ANALYSIS OF LIFT

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

#### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

JAKUB TESAŘ

#### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. VLADIMÍR FUIS, Ph.D.

BRNO 2020

# Zadaní bakalářské práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	<b>Jakub Tesař</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Mechanická analýza výtahu

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Soustavy těles je možné rozdělit podle různých hledisek. Jedním z nich je typ vazeb, a to na soustavy s vazbami neutrálními, které neuvažují pasivní účinek, a na soustavy s vazbami pasivními, které uvažují ovlivňování mechanického pohybu pasivním účinkem. Při řešení se určují stykové výslednice v jednotlivých vazbách pro různé konfigurace soustavy a různé pohybové stavy soustavy, které mohou u soustavy nastat. V práci bude řešena soustava těles – výtah (zvedák).

### Cíle bakalářské práce:

1. Rešerše týkající se výtahů (zvedáků).
2. Pro výtah s uvažováním pasivních účinků provést výpočet hnací síly a stykových sil ve vazbách pro různé konfigurace soustavy případně různé pohybové stavy.
3. Posoudit funkčnost vazeb.
4. Analyzovat chování soustavy po překonání hranice klidové stability.

### Seznam doporučené literatury:

JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. a BURŠA, J. Mechanika těles: Pružnost a pevnost I, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, 2004, ISBN 80-214-2592-x.

FLORIAN, Z., PŘIKRYL, K. a ONDRÁČEK, E. Mechanika těles - statika. Vyd. 3. Brno: PC-DIR, 1995, ISBN 80-214-0694-1.

KRATOCHVÍL, C. a SLAVÍK, J. Mechanika těles: Dynamika, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, 2002, ISBN 80-214-2260-2.

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Bakalářská práce se zabývá analýzou 7-mi těles s uvažováním pasivních účinků. V první části práce jsou zde popsány základy statiky a dynamiky. Popis neutrálních a pasivních vazeb, metoda uvolňování a metoda redukce. Ve druhé části práce jsou popsány vlivy pasivních účinků na pohybový stav výtahu. Uvolnění jednotlivých těles proběhlo v programu GeoGebra. Cílem příkladu je určení stykových sil ve vazbách, kontrola funkčnosti vazeb a pohybového stavu. Řešení proběhlo ve výpočtovém programu Matlab.

## **Abstract**

The bachelor thesis deals with analysis of the system with seven solids with consideration of passive effect. In the first part of thesis describes the basics of statics and dynamics. Description of neutral and passive links, release method and reduction method. In the second part of the work are describing effects of passive effects on the movement state of the elevator. The individual bodies were released in the GeoGebra program. The aim of the example is to determine the contact forces in the links, check functionality of the links and state of motion. The solution took place in the computer program Matlab

## **Klíčová slova**

Statika, dynamika, NNTP, NNTN, síla, moment síly, pasivní účinky

## **Keywords**

Statics, dynamics, NNTP, NNTN, force, moment of force, passive effects

TESAŘ, J. *Mechanická analýza výtahu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2020. 69 s. Vedoucí doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a všechny použité informační zdroje uvedl v seznamu literatury.

Jakub Tesař



Rád bych poděkoval svému vedoucímu panu doc. Ing. Vladimíru Fuisovi, Ph.D. za pomoc a připomínky během zpracování bakalářské práce, rovněž bych rád poděkoval panu Ing. Petru Marciánovi, Ph.D. za pomoc a připomínky během zpracování dynamické části bakalářské práce. Dále bych rád poděkovat své rodině za podporu během celého mého studia.

Jakub Tesař

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Teoretická východiska statiky</b>	<b>4</b>
2.1	Síla	4
2.2	Moment síly	5
2.3	Vazba	5
2.4	Statická rovnováha	5
2.5	Statická ekvivalence	6
2.6	Silové soustavy	6
2.7	Statický rozbor	7
<b>3</b>	<b>Vazby NNTN</b>	<b>8</b>
3.1	Uvolnění	8
3.2	Kinematický rozbor	8
3.3	Kinematická dvojice obecná	9
3.4	Rotační vazba	9
3.5	Posuvná vazba	10
<b>4</b>	<b>Vazby NNTP</b>	<b>11</b>
4.1	Podpora	11
4.2	Posuvná vazba	14
4.3	Rotační vazba	16
<b>5</b>	<b>Základy dynamiky</b>	<b>18</b>
5.1	Newtonovy pohybové zákony	18
5.2	Momenty setrvačnosti	18
5.3	Metoda uvolnění	19
5.4	Metoda redukce	19
<b>6</b>	<b>Výtah</b>	<b>20</b>
6.1	Historie	20
6.2	Rozdělení výtahů	22
6.3	Hlavní části výtahů	22
6.4	Elektrický pohon	23
6.5	Optimální průběh jízdy	24
<b>7</b>	<b>Statická analýza výtahu</b>	<b>25</b>
7.1	Zadání	25
7.2	Kinematický rozbor	26
7.3	Uvolnění jednotlivých těles pro pohyb výtahu směrem dolů	27
7.4	Statický rozbor	30
7.5	Řešení soustavy rovnic	31
7.6	Analýza výsledků	32
7.7	Uvolnění jednotlivých těles pro pohyb výtahu směrem nahoru	33
7.8	Statický rozbor	36



7.9	Řešení soustavy rovnic . . . . .	37
7.10	Analýza výsledků . . . . .	38
7.11	Srovnání pohybů dolů a nahoru . . . . .	39
7.12	Analýza výsledků při změně parametrů pro směr výtahu směrem dolů . . . . .	40
	7.12.1 Změna poloměrů na tělese 6 a 7 . . . . .	40
	7.12.2 Změna vzdálenosti $x$ . . . . .	41
7.13	Analýza výsledků při změně parametrů pro směr výtahu nahoru . . . . .	42
	7.13.1 Změna hmotnosti u tělesa 8 . . . . .	42
	7.13.2 Změna vzdálenosti $c$ . . . . .	43
<b>8</b>	<b>Dynamická analýza varianta A</b> . . . . .	<b>44</b>
8.1	Kinematický rozbor . . . . .	45
8.2	Uvolnění jednotlivých těles pro pohyb a zrychlení výtahu směrem dolů . . . . .	45
8.3	Statický rozbor . . . . .	49
8.4	Řešení soustavy rovnic . . . . .	50
8.5	Analýza výsledků . . . . .	51
8.6	Různé možnosti navýšení zrychlení . . . . .	52
	8.6.1 Snížení hmotnosti protizávaží $m_2$ . . . . .	52
	8.6.2 Zvýšení hnacího momentu . . . . .	53
	8.6.3 Změna poloměrů na tělese 3 a 4 . . . . .	55
	8.6.4 Zlepšení výše uvedených změn . . . . .	57
<b>9</b>	<b>Dynamická analýza varianta B</b> . . . . .	<b>60</b>
9.1	Samostatné řešení . . . . .	60
	9.1.1 Snížení protizávaží $m_2$ . . . . .	62
	9.1.2 Zvýšení hnacího momentu . . . . .	63
	9.1.3 Změna poloměrů na tělese 3 a 4 . . . . .	64
	9.1.4 Zlepšení výše uvedených změn . . . . .	65
<b>10</b>	<b>Závěr</b> . . . . .	<b>66</b>
<b>11</b>	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b> . . . . .	<b>68</b>
<b>12</b>	<b>Seznam příloh</b> . . . . .	<b>69</b>

# 1. Úvod

Statika je základním předmětem vyučovaných na vysokých školách, který patří do mechaniky těles. Statika používá dva základní typy vazeb NNTN a NNTP. Neutrální vazby NNTN se používají pro soustavy těles bez pohybu. Pasivní vazby se používají pro soustavy těles kde je možný pohyb.

Vazby NNTP zahrnují i pohyblivé uložení tělesa nebo soustavy těles. Tento typ vazby zahrnuje i pasivní účinky, které vznikají v dotykových částech vazeb. Mezi pasivní účinky patří například odpor valení, smykové tření a čepové tření.

Nahlédneme i do dynamiky a vysvětlíme si základní pojmy. Dále si řekneme něco o historii výtahů a jejich rozdělení.

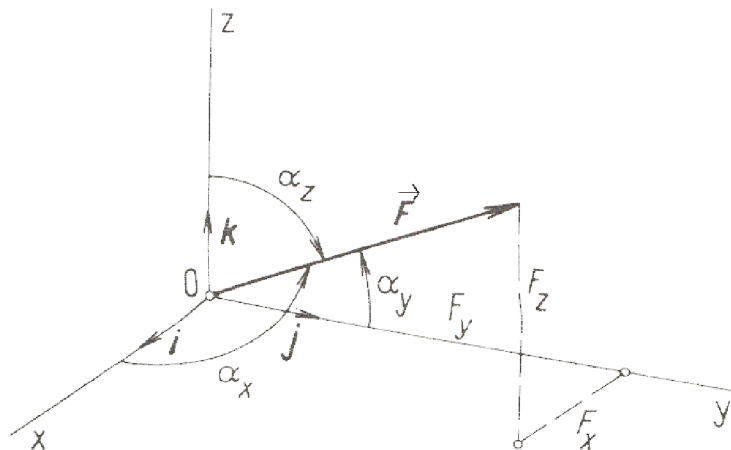
Cílem této práce je popis obou typů vazeb a analýza pohybových stavů soustavy těles výtahu, kde jsou pasivní účinky z pohledu statiky nezanedbatelné. Také budeme analyzovat soustavu těles výtahu z dynamického hlediska pro rychlost a zrychlení výtahu směrem dolů. Dále budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení zadaných maximálních rychlostí.

## 2. Teoretická východiska statiky

V kapitole teoretická východiska statiky se zaměříme na základní pojmy statiky, které přispívají k pochopení statických pojmů. Radíme sem síly a momenty sil, které probereme podrobněji v podkapitolách.

### 2.1. Síla

Síla je fyzikální veličina, která je jednoznačně určena velikostí, směrem a působištěm. Jde tedy o vektor, značíme  $\vec{F}$ , ležící na nositelce síly, značíme  $\overline{nos\vec{F}}$ . Jednotkou síly je Newton [N]. Měrné zatížení je zatížení působící na určité úsečce, která je kolmá na nositelku síly F, jednotkou měrného zatížení je  $[N * m^{-1}]$ . Měrný tlak je zatížení působící na určité ploše, která je kolmá na nositelku síly F, jednotkou měrného tlaku je pascal P, což je  $[N * m^{-2}]$ . Ideální síla, působící v jediném bodě a síla rozložena na přímce je nereálná, jedná se pouze o matematický model. U měrného tlaku se už jedná o reálné zatížení. Pro popis síly se nejčastěji používá Kartézská soustava souřadnic [5].

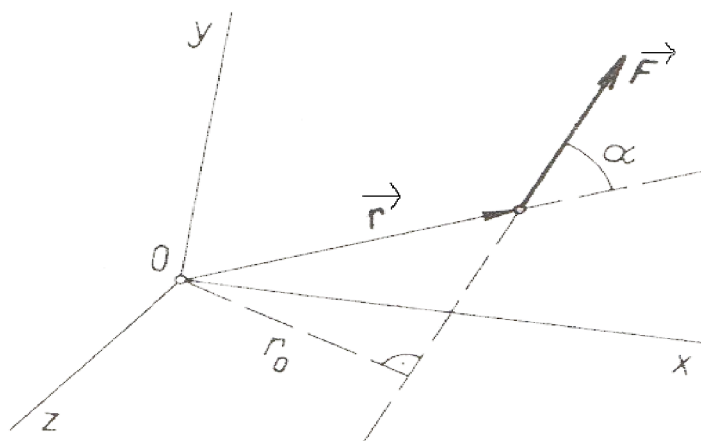


Obrázek 2.1: Polohový vektor síly v kartézském souřadném systému (převzato z [5])

## 2.2. Moment síly

Moment síly je fyzikální vektorová veličina, která je dána vektorovým součinem délky a síly. Jednotkou momentu síly je Newtonmetr [Nm]. Délka (rameno) je vzdálenost mezi vztažným bodem a působištěm síly. Moment síly je kolmý k rovině, ve které působí rameno a síla. Největší moment síly pro určitou délku a určitou sílu vznikne, pokud jsou vektory síly a délky na sebe kolmé. Moment síly je nulový, pokud nositelka síly prochází vztažným bodem [7].

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}$$



Obrázek 2.2: Moment síly k bodu (převzato z [5])

## 2.3. Vazba

Vzájemné působení mezi tělesy nazýváme vazba a vymezujeme veličinami. Rozlišujeme vazby funkční (vzájemné působení v daném okamžiku probíhá) a vazby nefunkční (vzájemné působení v daném okamžiku neprobíhá). Vazby lze uvolňovat, jak bude pojednáno dále [2].

## 2.4. Statická rovnováha

V prostoru má obecně těleso 6 stupňů volnosti, to znamená, že se může pohybovat šesti různými způsoby. Má 3 translační (silové) a 3 rotační (momentové) pohyby. Mechanický klid znamená, že se těleso nemůže pohybovat žádným způsobem, a toho lze docílit, tak že těleso spojíme s určitými vazbami, aby bylo ve statické rovnováze. Abychom zjistili, zda je těleso ve statické rovnováze (v mechanickém klidu), musí splňovat níže uvedené algebraické rovnice [2]:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum F_z &= 0 \\ \sum M_{ax} &= 0 \\ \sum M_{ay} &= 0 \\ \sum M_{az} &= 0\end{aligned}$$

## 2.5. Statická ekvivalence

Staticky ekvivalentní jsou silové soustavy, které mají stejnou silovou i momentovou výslednici ke stejnému vztažnému bodu shodnou. To znamená, že i pohyb tělesa jako celku je zachován. Statickou ekvivalenci si můžeme dovolit ve staticce, ale například v pružnosti a pevnosti ne, protože by tam mohlo vlivem statické ekvivalence dojít k odlišným deformacím tělesa [5].

$$\begin{aligned}\sum \vec{F}_i^1 &= \sum \vec{F}_j^2 \\ \sum \vec{M}_{iA}^1 &= \sum \vec{M}_{jA}^2\end{aligned}$$

## 2.6. Silové soustavy

Na těleso může v obecném případě působit několik sil, které mohou mít různé velikosti, působiště a směry nebo několik silových dvojic, které lze rozložit na dvě síly s opačným směrem a stejnou velikostí. Danou silovou soustavu můžeme nahradit jednou výslednou silou nebo výsledným momentem vztaženým k určitému bodu a výslednou silou. Tohle lze provést pouze za předpokladu, že se jedná o statickou ekvivalenci mezi těmito dvěma silovými soustavami. Z hlediska prostorového uspořádání nositelek máme několik typů silových soustav [1]:

- Soustava sil se společným působištěm
- Soustava sil na společné nositelce
- Centrální silová soustava
- Soustava sil v jedné rovině
- Soustava sil na dvou různoběžných přímkách
- Soustava rovnoběžných sil
- Soustava sil na dvou mimoběžných nositelkách
- Soustava sil v rovnoběžných rovinách
- Soustava sil v různoběžných rovinách protínající jednu přímku
- Rotující soustava rovnoběžných sil

## 2.7. Statický rozbor

Slouží pro určení, jestli je daná úloha staticky určitá, neurčitá nebo přeurlčená. Po sestavení rovnic statické rovnováhy můžeme zjistit počet a typ neznámých parametrů. Jedním z cílů statiky je určit síly a momenty ve stykových vazbách. Jsme schopni určit pouze tolik neznámých parametrů kolik máme k dispozici použitelných podmínek statické rovnováhy. V obecném případě jsme schopni sepsat 3 podmínky silové a 3 podmínky momentové. Počet neznámých parametrů označujeme  $\mu$  a počet použitelných rovnic  $\nu$  [7].

- **Staticky určitá** úloha má  $\mu = \nu$  úlohy lze vyřešit pomocí statiky
- **Staticky neurčitá** úloha  $\nu < \mu$  úlohy nelze vyřešit pomocí statiky (lze vyřešit pomocí pružnosti a pevnosti)
- **Staticky přeurlčená** úloha  $\nu > \mu$  soustava je pohyblivá (nelze vyřešit pomocí statiky, ale lze vyřešit pomocí dynamiky)

## 3. Vazby NNTN

Je to nejjednodušší model typu vazeb. Lze použít pro případy kde je deformace, prostupnost, mechanický klid, spojení těles a ztrátová energie v místě styku zanedbatelný. Zkratka NNTN znamená nepropustnost, neproměnnost, tlakovost a neutrálnost. Neprostupností myslíme, že se jedno těleso nevnikne do druhého. Neproměnností myslíme, že je deformace zanedbatelná, geometrie tělesa se nemění. Tlakovostí myslíme, že jsou podstatné pouze tlakové elementární síly, které směřují do tělesa. Neutrálností myslíme, že je těleso v mechanickém klidu, a tudíž je ztrátová energie v místě dotyku zanedbatelná [2].

### 3.1. Uvolnění

Uvolněním vazby rozumíme nahrazení stykového působení silovými nebo momentovými účinky. Při uvolňování vazeb musíme ctít zákon akce a reakce. Každý typ vazby odebírá různý počet stupňů volnosti. Pro jednoduchost budeme uvažovat pouze 2D případ. To znamená, že se omezíme na rovinné vazby. Těleso bude mít pouze 3 stupně volnosti (translaci v osách x, y a rotaci kolem osy z) [5].

### 3.2. Kinematický rozbor

Slouží pro určení počtu stupňů volnosti. V technické praxi se těleso nebo soustava těles váže k základně. Základna je nepohyblivá a dokonale tuhá, obvykle se značí jedničkou. Počet stupňů volnosti závisí na počtu odebraných stupňů volnosti vazbami. Těleso je nepohyblivé, pokud má 0 stupňů volnosti. Těleso se může pohybovat, pokud má minimálně 1 stupeň volnosti. Deformační parametr je parametr, který neomezuje a neovlivňuje pohyb tělesa jako celku, ale ovlivňuje deformaci. Pro 2D případ má vždy válcové degenerované těleso 1°V, který neovlivňuje pohyblivost soustavy, proto je musíme u kinematického rozboru odečíst [7].

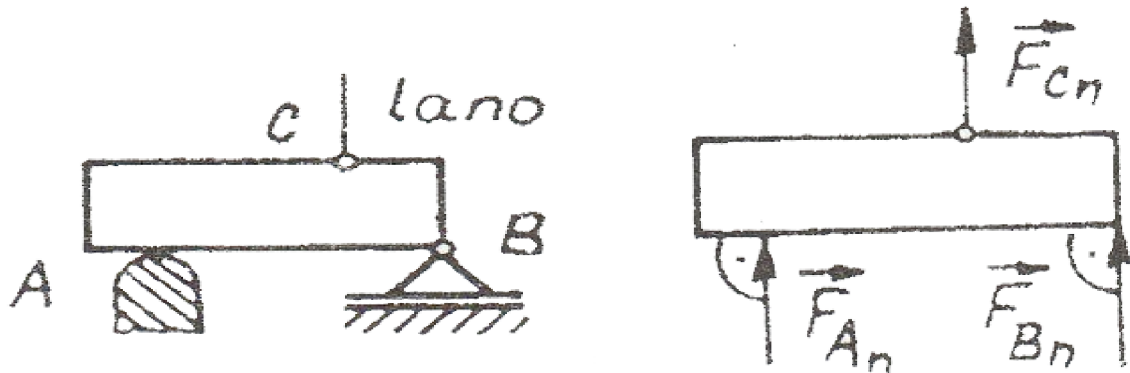
**Pro soustavu těles platí vztah**  $i = n * i_v - (\sum \xi_i - \eta) - k * \delta$ ,

Kde:

- $i$  je počet stupňů volnosti,
- $n$  je počet těles, základní těleso se nepočítá,
- $i_v$  je počet stupňů volnosti volného tělesa pro 2D je to 3, pro 3D je to 6,
- $\sum \xi_i$  je počet stupňů volnosti, které odebírají vazby,
- $\eta$  je počet omezených parametrů deformace,
- $k$  je počet degenerovaných členů,
- $\delta$  je degenerovaný člen s vícenásobnou rotační (2D) nebo sférickou (3D) vazbou pro 2D je to 1, pro 3D je to 3.

### 3.3. Kinematická dvojice obecná

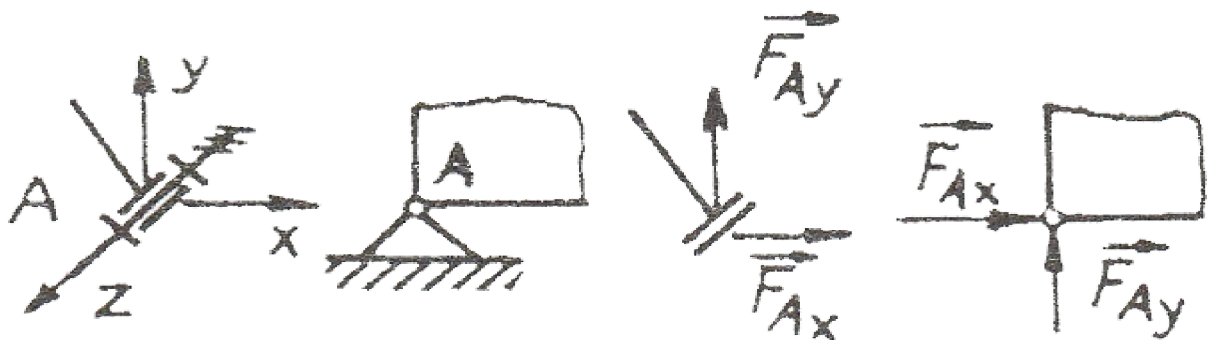
Je to nejjednodušší typ vazby ve statice. Ukážeme si pouze rovinné vazby. Mezi kinematickou dvojicí obecnou pro 2D případ patří podpora a lano. Podpora se dotýká tělesa velmi malou plochou, kterou ve strojírenství považujeme za bod. Kinematická dvojice obecná odebrává jeden stupeň volnosti, a to ve směru normály. Kinematickou dvojicí obecnou uvolňujeme vždy jako kolmou na danou hranu tělesa. Podpora je funkční, pokud je tlaková (reakční síla směřuje do tělesa). Lano je funkční, pokud je tahové (reakční síla směřuje z tělesa) [1].



Obrázek 3.1: Schéma a uvolnění kinematické dvojice obecné (převzato z [1])

### 3.4. Rotační vazba

Uvedeme si pouze rovinné vazby. Umožňuje tělesu rotaci kolem osy. Rotační vazba odebrává dva stupně volnosti. Zamezuje translaci ve vodorovném a svislém směru. Rotační vazbu uvolňujeme pomocí dvou na sebe kolmých sil. Tato vazba je vždy funkční (jako tahová i tlaková). Rotační vazbu si lze představit jako spojení dvou těles čepem [1].

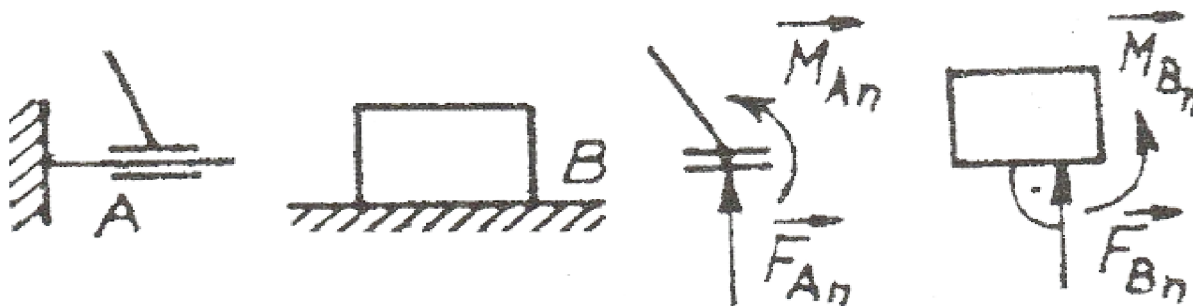


Obrázek 3.2: Schéma a uvolnění rotační vazby (převzato z [1])



### 3.5. Posuvná vazba

Ukážeme si pouze rovinné vazby. Umožňují tělesu se pohybovat v jedné ose. Posuvná vazba se dotýká tělesa plochou, kterou nelze zanedbat. Posuvná vazba odebírá dva stupně volnosti. Zamezuje translaci v jednom směru a rotaci kolem osy  $z$ . Posuvnou vazbu lze uvolnit dvěma způsoby. Sílou a ramenem, na kterém působí nebo silou a momentem. Síla musí být vždy kolmá na působící plochu. Obě tato uvolnění mají stejný význam. Tato vazba je funkční, pokud je tlaková a navíc musí být rameno, které vytváří moment menší než je vzdálenost stykové plochy [1].



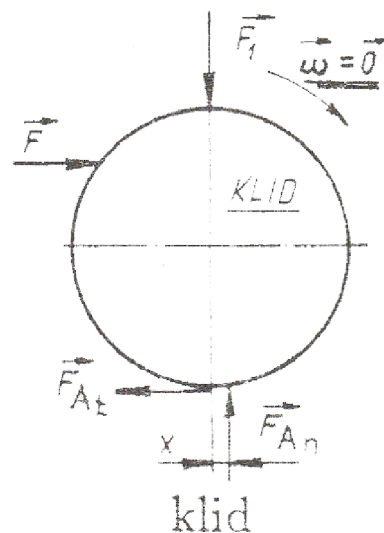
Obrázek 3.3: Schéma a uvolnění posuvné vazby (převzato z [1])

## 4. Vazby NNTP

Vazby typu NNTN jsme si již popsali. Zásadním rozdílem mezi NNTN a NNTP je, že neutrální vazby jsou v mechanickém klidu a ztrátové energie jsou v místě styku nulové. Vazby typu NNTP lze použít pro případy kde je deformace, propustnost a spojení těles zanedbatelné, ale hranice klidové stability a ztrátová energie v místě styku podstatný. Zkratka NNTP znamená nepropustnost, neproměnnost, tlakovost a pasivnost. Pasivností myslíme, že těleso je v mechanickém klidu nebo pohybu, a tudíž je ztrátová energie v místě dotyku zanedbatelná [2].

### 4.1. Podpora

U typu vazby podpora můžou nastat tři různé pohybové stavy, a to mechanický klid, smýkání nebo valení. Pro všechny uvedené stavy musí platit, aby byla vazba funkční (musí být tlaková). Mechanický klid a smýkání odebrává jeden stupeň volnosti. Valení odebrává dva stupně volnosti, protože translační pohyb ve směru osy  $x$  a rotace kolem osy  $z$  jsou lineárně závislé. Jednotlivé uvolnění tělesa jsou za předpokladu, že těleso má nulové zrychlení [1].

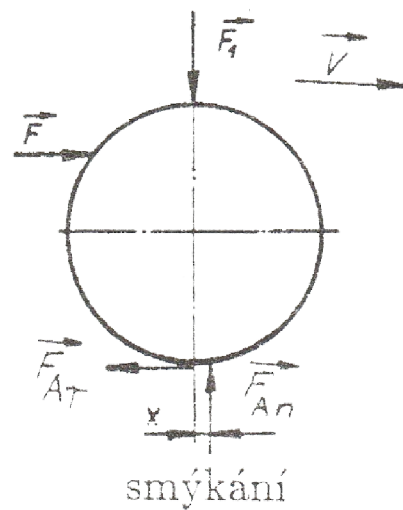


Obrázek 4.1: Uvolnění podpory pro pohybový stav klid (převzato z [1])

#### Klid

- neznámé parametry  $F_{At}$ ,  $F_{An}$
- odebrané stupně volnosti 1
- podmínky pohybového stavu  $F \cdot a < F_{An} \cdot e$ ;  $F < F_{AT} = f \cdot F_{An}$

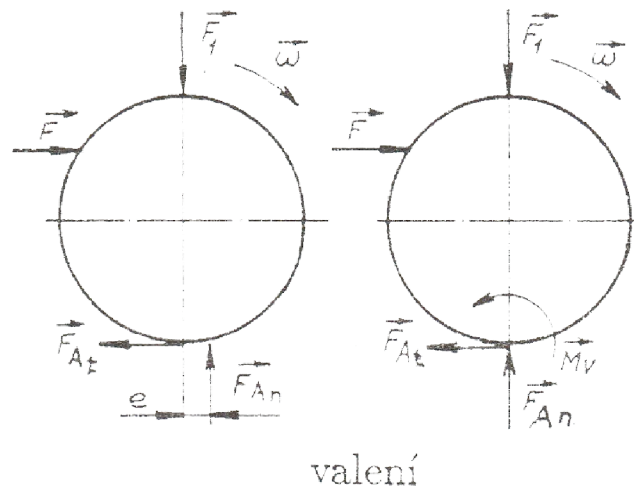
## 4.1. PODPORA



Obrázek 4.2: Uvolnění podpory pro pohybový stav smýkání (převzato z [1])

### Smýkání

- neznámé parametry  $F_{An}, x$
- odebrané stupně volnosti 1
- podmínky pohybového stavu  $x < e$
- stykové závislosti  $F_{AT} = f * F_{An}$



Obrázek 4.3: Uvolnění podpory pro pohybový stav valení (převzato z [1])

### Valení

- neznámé parametry  $F_{At}$ ,  $F_{An}$
- odebrané stupně volnosti 2
- podmínky pohybového stavu  $F_{At} < F_{AT} = f * F_{An}$
- stykové závislosti  $M_v = e * F_{An}$

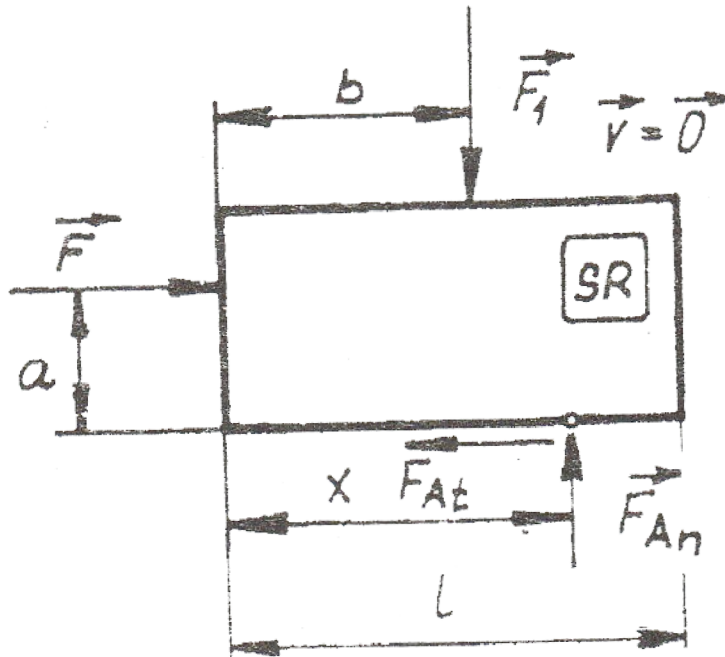
Kde:

- $F_{An}$  je normálová síla,
- $x$  je vzdálenost vyosení,
- $F_{At}$  je tečná síla,
- $F_{AT}$  je třecí síla, která vždy působí proti směru pohybu,
- $e$  je velikost ramene valivého odporu, které lze najít v tabulce,
- $f$  je součinitel smykového tření, které lze najít v tabulce,
- $M_v$  je moment valivého odporu, který působí vždy proti směru pohybu.

Pokud při uvolňování tělesa si nejsme zcela jisti, k jakému pohybovému stavu dojde, tak předpokládáme valení, protože je z uvedených tří stavů nejpravděpodobnější. Po určení neznámých parametrů musíme ovšem zkontrolovat podmínku valení.

## 4.2. Posuvná vazba

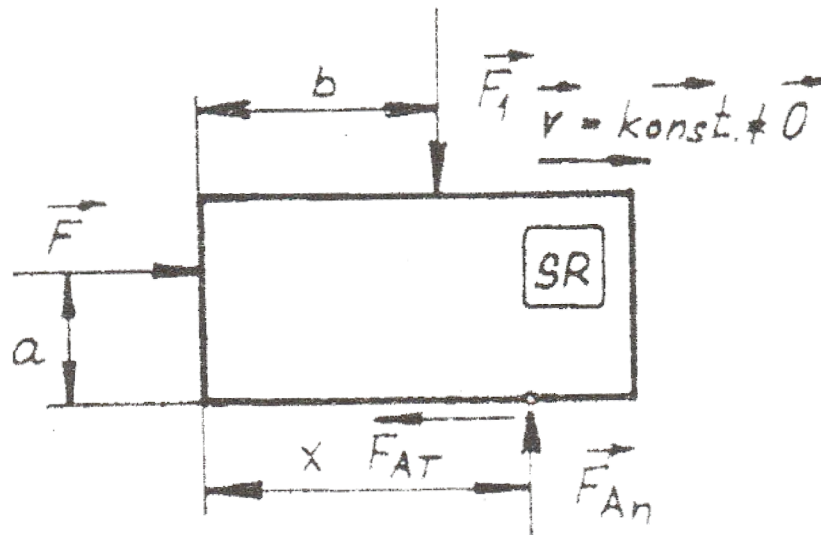
U typu vazby posuvná vazba můžou nastat dva různé pohybové stavy, a to mechanický klid nebo smýkání. Pro jednostrannou posuvnou vazbu musí platit, aby byla vazba funkční (musí být tlaková a navíc musí být rameno, které vytváří moment menší než je vzdálenost stykové plochy). U oboustranné posuvné vazby je vazba funkční vždy. Tento typ vazby odebrává dva stupně volnosti. Zamezuje translaci v jednom směru a rotaci kolem osy z. Posuvnou vazbu lze uvolnit dvěma způsoby. Silou a ramenem, na kterém působí nebo silou a momentem. Obě tato uvolnění mají stejný význam [2].



Obrázek 4.4: Uvolnění posuvné vazby pro pohybový stav klid (převzato z [1])

### Klid

- neznámé parametry  $F_{At}$ ,  $F_{An}$ ,  $x$
- odebrané stupně volnosti 2
- podmínky pohybového stavu  $F_{At} < F_{AT} = f * F_{An}$ ;  $x < L$



Obrázek 4.5: Uvolnění posuvné vazby pro pohybový stav smýkání (převzato z [1])

### Smýkání

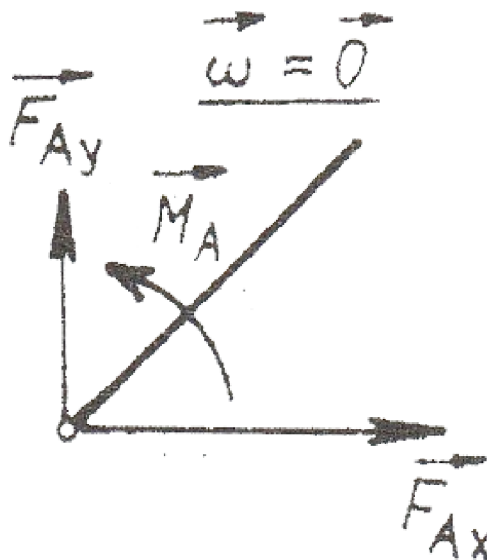
- neznámé parametry  $F_{An}, x$
- odebrané stupně volnosti 2
- podmínky pohybového stavu  $x < L$
- stykové závislosti  $F_{AT} = f * F_{An}$

Kde:

- $F_{An}$  je normálová síla,
- $F_{At}$  je tečná síla,
- $F_{AT}$  je třecí síla, která působí vždy proti směru pohybu,
- $x$  je rameno, které vytváří moment,
- $L$  je vzdálenost stykové plochy.

### 4.3. Rotační vazba

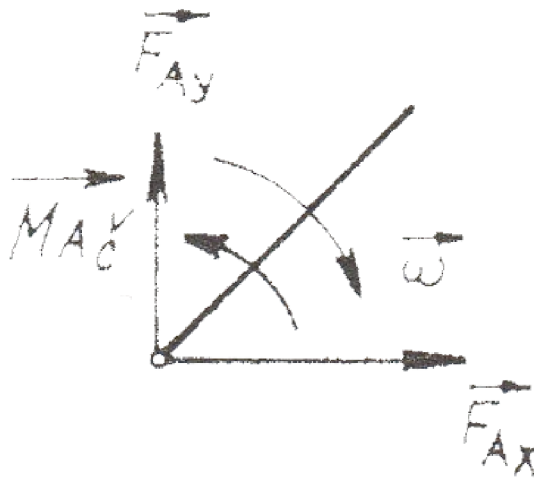
U typu vazby rotační vazba mohou nastat dva různé pohybové stavy, a to mechanický klid nebo smýkání ve válcové ploše. Tato vazba odebírá vždy dva stupně volnosti, vždy je tedy funkční. Zamezuje translaci ve svislém a vodorovném směru [2].



Obrázek 4.6: Uvolnění rotační vazby pro pohybový stav klid (převzato z [1])

#### Klid

- neznámé parametry  $F_{Ax}$ ,  $F_{Ay}$ ,  $M_A$
- odebrané stupně volnosti 2
- podmínky pohybového stavu  $M_A < M_{Ac} = r_c * f_c * \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}$



Obrázek 4.7: Uvolnění rotační vazby pro pohybový stav smýkání (převzato z [1])

**Smýkání**

- neznámé parametry  $F_{Ax}, F_{Ay}$
- odebrané stupně volnosti 2
- podmínky pohybového stavu  $M_{Ac} = r_c * f_c * \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2}$

Kde:

- $F_{Ax}$  je síla působící v ose x,
- $F_{Ay}$  je síla působící v ose y,
- $M_A$  je moment,
- $M_{Ac}$  je moment čepového tření, který působí vždy proti směru pohybu,
- $r_c$  je poloměr čepu,
- $f_c$  je součinitel čepového tření.



# 5. Základy dynamiky

V základech dynamiky si rozebereme Newtonovy pohybové zákony, momenty setrvačnosti, metodu uvolnění a metodu redukce.

## 5.1. Newtonovy pohybové zákony

### První

Každé těleso zůstává v klidu nebo v rovnoměrného přímočarého pohybu, pokud není nuceno vnějšími silami svůj stav změnit [6].

### Druhý

Síla  $\vec{F}$  působící na bodové těleso je časovou změnou hybnosti [6].

$$\vec{F} = \frac{d\vec{H}}{dt} \quad [\text{N}]$$

### Třetí

Vzájemná silová působení dvou těles jsou stejně velká, ale opačně orientovaná [6].

## 5.2. Momenty setrvačnosti

Pohyb tělesa ovlivňuje i rozložení hmotnosti v tělese, které charakterizují kromě středu hmotnosti i momenty setrvačnosti [6].

### Osové

Osový moment setrvačnosti tělesa o hmotnosti  $m$  je k ose  $x, y, z$  definován vztahem:

$$\begin{aligned} I_x &= \int_m r_x^2 dm \\ I_y &= \int_m r_y^2 dm \\ I_z &= \int_m r_z^2 dm \end{aligned}$$

Kde  $r_x, r_y, r_z$  představují vzdálenosti bodu tělesa od osy  $x, y, z$ . Osové momenty setrvačnosti jsou vždy kladné, jak je patrné z rovnic výše, dále je patrný jejich základní rozměr  $[kg * m^2]$ .

### Pro disk platí :

$$I_z = \frac{1}{2} * m * r^2$$

Kde:

$m$  je hmotnost tělesa,

$r$  je poloměr tělesa.

### 5.3. Metoda uvolnění

Tato metoda spočívá v nahrazení stykového působení silovými nebo momentovými účinky. Při uvolňování vazeb ctíme zákon akce a reakce. Každý typ vazby odebírá různý počet stupňů volnosti. Pro 2D případ má každé těleso 3 stupně volnosti (translaci v osách  $x$ ,  $y$  a rotaci kolem osy  $z$ ). Rozdíl mezi statickým a dynamickým uvolněním je, že v dynamickém uvolňování nesmíme zanedbávat setrvačné síly [6].

### 5.4. Metoda redukce

Tato metoda převádí řešení dynamiky soustavy těles na řešení dynamiky jednoho tělesa, které musí konat translační nebo rotační pohyb. Převádí všechny silové, kinematické a setrvačné vlastnosti soustavy na vlastnosti jednoho tělesa. Lze použít pouze pro soustavu těles, které mají 1 stupeň volnosti. Používá se pro soustavy, kde zanedbáváme pasivní účinky. Výsledkem je pouze jeden kinematický parametr soustavy. Musíme sepsat doplňkové rovnice, což jsou rovnice, které slučují pohyby jednotlivých těles [6].

#### Pro translační pohyb

$$F_R = m_R * a \text{ [N]}$$

#### Pro rotační pohyb kolem osy $z$

$$M_R = I_R * \alpha \text{ [Nm]}$$

$m_R$ ,  $I_R$  zjistíme pomocí porovnání kinetické energie redukovaného tělesa a původní soustavy, na které byly redukovány všechny hmotnostní charakteristiky.

Pro translační pohyb platí  $E_k = \frac{1}{2} * m * v^2$

Pro rotační pohyb platí  $E_k = \frac{1}{2} * I_T * \omega^2$

$F_R$ ,  $M_R$  zjistíme pomocí porovnání výkonů redukovaného tělesa a původní soustavy, na které byly redukovány všechny silové charakteristiky.

Úhel co svírají vektory  $\vec{F}$  a  $\vec{v}$ , popřípadě  $\vec{M}$  a  $\vec{\omega}$  označíme  $\theta$

Pro translační pohyb platí  $P = F * v * \theta$

Pro rotační pohyb platí  $P = M * \omega * \theta$

Kde:

- $P$  je výkon, je to množství práce vykonané za jednotku času [W],
- $F$  je síla, která působí na těleso pohybující se translačním pohybem [N],
- $v$  je rychlost, kterou se těleso pohybuje [ $v * s^{-1}$ ],
- $M$  je hnací moment, který působí na rotující těleso [Nm],
- $\omega$  je úhlová rychlost, kterou těleso rotuje [ $rad * s^{-1}$ ].

Pokud se jedná o obecný rovinný pohyb, tak musíme sečíst kinetickou energii od translačního i rotačního pohybu.

## 6. Výtah

Výtah je dopravní prostředek, který slouží pro přepravu osob a nákladů ve vertikálním směru mezi dvěma nebo více místy. Jde o plošinu, která je tlačena nebo tažena pohonem s nosnými prostředky, nejčastěji lany, řetězy nebo hydraulikou. Klec je vedena pevnými vodítky, která jsou zakotvena v šachtě výtahu. Vodítka umožňují pouze přímočarý pohyb klece nahoru nebo dolů. Klec je zavěšena na jednom nebo více nosných orgánech, které ji spojují s motorickým zdvihacím ústrojím. Práce výtahu bývá přerušovaná, tím se myslí, že nastupování a vystupování nebo nakládání a vykládání nákladu probíhá při stojícím výtahu. Hlavním důvodem vzniku výtahů byla snaha mechanizovat vertikální dopravu břemen a později i lidí. Vertikální pohyb proti zemské gravitaci je značně fyzicky náročný [3].

### 6.1. Historie

Nejstarším konstruktérem byl řecký fyzik a matematik Archimedes (r. 236 př. n. l.). Klec byla zavěšena na konopném laně a vrátek měl ruční pohon, podobný výtah měl i římský císař Nero ve svém paláci.

Na přelomu 17. a 18. století byl podle návrhu královského stavitele Valayera pro francouzského krále Ludvíka XIV. postaven první výtah s protizávažím. Totožné výtahy si nechali instalovat i někteří příslušníci vysoké šlechty. U všech zmíněných případů šlo spíše o výjimečné postavení svého majitele.

Další rozvoj stavby výtahů bránil technický pokrok, zejména nedostatečný pohon pro motor. Teprve až vynález parního stroje v první polovině 19. století umožnil rozvoj výtahů. Až v roce 1853 vznikl výtah vybavený plošinou vedenou vodítky a bezpečnostním zařízením, které zabraňovalo pádu při přetržení lan. Byl to nákladní výtah s bezpečnostním zařízením podle vynálezu Elishy Gravesa Otise, který dopravoval náklady a obsluhy. Dalším rozšířením bylo použití ocelových lan a nutnost překonávání více podlaží. V tomto období byl používán výhradně bubnový pohon.

V druhé polovině 19. století dochází ke stavbě výtahů s hydraulickým pohonem, kde se používala voda jako pracovní médium. Tyto hydraulické výtahy dosahovaly vyššího zdvihu i rychlosti než výtahy s bubnovým pohonem. Francouzský vynálezce Léon Edoux v roce 1867 vystavoval hydraulický výtah pro přímý pohon s možností regulace rychlosti a zastavení v jakékoliv výšce. Nutnost zapuštění hydraulického válce do dna šachty do minimálně hloubky rovné výšce zdvihu přivedla Antona Freisslera k myšlence nepřímého pohonu.

Další velkou změnou v konstrukci výtahů bylo objevení elektrického pohonu. V roce 1880 Werner von Siemens vystavuje na průmyslové výstavbě první výtah s elektrickým pohonem. Anton Freissler postavil prototyp osobního elektrického výtahu pro 4 osoby a zdvih 24 m o tři roky později. Mezi staršími a nyníjšími typy byl zásadní rozdíl pouze v nahrazení parního stroje za elektromotor.

V roce 1890 postavil Anton Freissler kolejový výtah s trakčním (třecím) pohonem. Tento šikmý výtah měl tažné lano opásáno kolem hnacího kotouče a jeho konce připojeny k dvěma kabinkám, které jezdily po kolejnicích. O pět let později Angličan Howard Marryat využil třecího kotouče k vertikálnímu pohybu výtahu.

V první fázi vývoje elektrických výtahů působily problémy s nedokonalým a těžkopádným řízením. V roce 1894 firma Otis Elevator Company instalovala první výtah s univerzálním řízením pomocí tlačítek, ale rozvoj řídicích systémů nastal až kolem roku 1900.

Od roku 1900 se musí spolehlivě a ekonomicky vyřešit dopravní problémy ve výškových budovách. Už v této době existovaly budovy, které měly i více než 200 m. Řešení těchto problémů bylo především otázkou vhodné volby typu, počtu a umístění výtahů v budově. Nastává ústup hydraulických výtahů, které nedosahovaly takových zdvihů. Trakční pohon se stále více uplatňuje na úkor bubnových výtahů. Pohon stejnosměrným motorem v Leonardově zapojení dává možnost plynulé regulace rychlosti. Zavedením bezpřevodového výtahového stroje s pomaloběžným elektromotorem s cizím buzením pro nejvyšší dopravní rychlosti. V roce 1903 byl první výtah s bezpřevodovým strojem instalován v New Yorku.

Po druhé světové válce vzniká obrovský rozvoj výtahů charakterizováno třemi základními typy. Prvním a nejspíše nejrozšířenějším typem je výtah s třecím pohonem a mechanickou převodovkou mezi elektromotorem a hnacím kotoučem, který lze použít pro dopravní rychlost až do  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Druhým typem výtahu je rychlovýtah s bezpřevodovým výtahovým strojem pro dopravní rychlosti nad  $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , vybavený pomaloběžným stejnosměrným elektromotorem, kde je rotor nasazen na jedné hřídeli s brzdovým a hnacím lanovým kotoučem. Třetím typem je hydraulický výtah, který se používá pro budovy se dvěma až šesti patry. Dopravní rychlost má od 0,1 do  $1,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , používá se pro dopravu osob i nákladů. Obrovskou předností je dokonalá a plynulá regulace rychlosti a přesné zastavení v podlaží. Většinou se staví pro přímý pohon kabiny pístem, hydraulický válec je zapuštěn do dna šachty do hloubky o velikosti výšce zdvihu. Pracovním médiem je olej. Většinou se používá šroubové čerpadlo, které je poháněno trojfázovým asynchronním motorem. Hydraulické výtahy s jedním válcem jsou většinou sestrojovány do 10 tun, pro větší zátěže je použito více pístů.

Dalším velkým rozvojem bylo řízení výtahů. Tlačítkové řízení umožňovalo zapamatovat si pouze jeden povel a dokud ho nesplnilo, tak nebylo schopno přijmout povel další. Sběrné řízení mělo paměťové prvky a všechny si pamatovalo, ale plnili je tak, aby byly povely splněny v co nejkratším čase. Nezáleželo v jakém pořadí byly zaznamenány, pokud jel výtah nahoru, tak plnil postupně pouze příkazy pro pohyb výtahu směrem nahoru. Po splnění všech příkazů směřujících nahoru začal plnit postupně příkazy pro směr dolů. Tohle je hlavní důvod proč se tlačítkové řízení ztrácelo na úkor sběrnému řízení [3].

## 6.2. Rozdělení výtahů

Podle druhu pohonu [3]:

1. výtahy s pneumatickým pohonem
2. výtahy s hydraulickým pohonem
3. výtahy s elektrickým pohonem

Výtahy s elektrickým pohonem dále rozdělujeme do skupin [3]:

- výtahy osobní a nákladní s doprovodem osob
- výtahy nákladní se zakázanou dopravou osob
- malé nákladní výtahy do nosnosti 100 kg
- stolové výtahy
- osobní výtahy oběžné (paternostery)
- výsypné výtahy (skipové)

## 6.3. Hlavní části výtahů

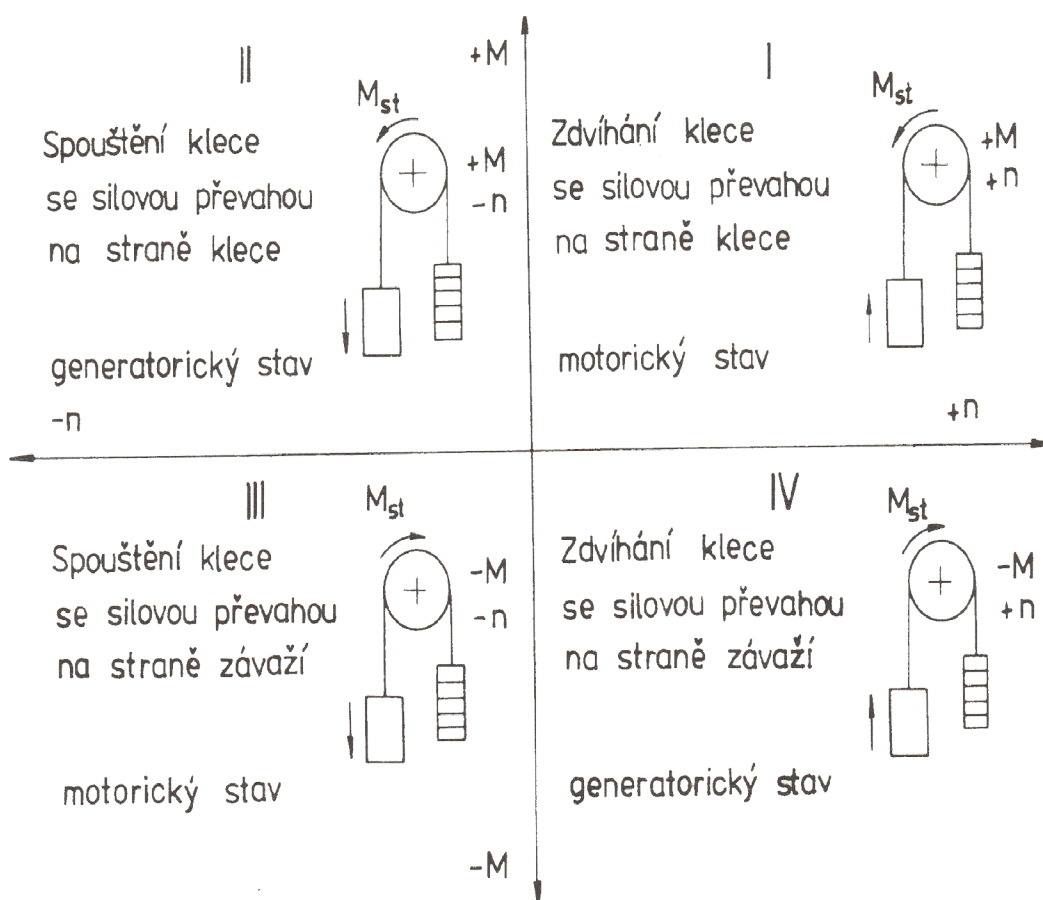
1. Nosné orgány jsou ocelová lana nebo kloubové řetězy, na nichž je zavěšena klec a vyvažovací závaží.
2. Výtahový stroj je zdvihacím ústrojím výtahu; umístěn ve strojovně a skládá se z těchto prvků:
  - hnacího elektromotoru,
  - mechanického převodového ústrojí,
  - stavicí brzdy,
  - hnacího lanového kotouče u trakčního pohonu, drážkového navíjecího bubnu u bubnového pohonu nebo hnací řetězové kladky u řetězového pohonu,
  - spojek, hřídelů, čepů, ložisek,
  - rámu výtahového stroje.
3. Klec je nosnou částí výtahu, v níž se dopravují osoby nebo náklady. Je tvořena ocelovou kostrou, v níž je uložena ocelová kabina. K ocelové kostře klece jsou připevněny:
  - závěs nosných orgánů,
  - vodící čelisti, sloužící k vedení klece po vodičkách,
  - zachycovače,
  - závěs a pohon kabinových dveří.
4. Vyvažovací závaží vyvažuje zcela hmotnost klece s kabinou a příslušenstvím a část hmotnosti břemene (40 až 50 %). Je stejně jako klec vedeno vodičky buď v téže šachtě jako klec, nebo v samostatné šachtě.

## 6.4. Elektrický pohon

Požadavky kladené na elektrický pohon jsou ekonomický provoz, plynulá a pohodlná jízda, přesnost zastavování v cílových patrech a minimální jízdní čas výtahu.

Pro elektrický pohon výtahu máme různé druhy elektromotorů a různé systémy pro řízení rychlosti. Mezi základní provozní požadavky na výtahový elektromotor patří [4]:

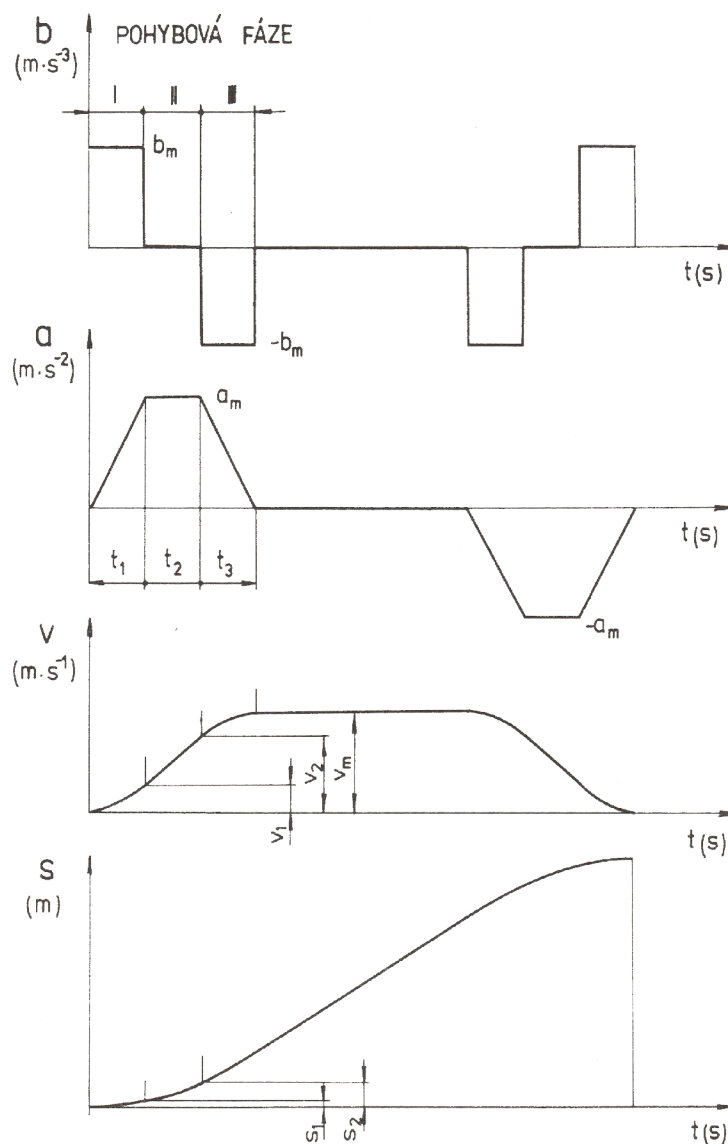
- Vhodný tvar momentové charakteristiky.
- Tepelné dimenzování musí vycházet z předpokládané hustoty spínání a zatěžování.
- Motor musí být schopen pracovat v motorickém i generátorickém režimu při obou směrech točení.
- Minimální hlučnost a vibrace.
- Poměrný záběrný proud (poměr záběrného proudu k jmenovité hodnotě), by měl být co nejmenší.
- U většiny elektromotorů je třeba vyvést hřídel na obě strany, aby bylo možné na volný konec hřídele nasadit ruční kolo pro nouzový pohon.



Obrázek 6.1: schéma čtyřkvadrantového pohonu (převzato z [4])

## 6.5. Optimální průběh jízdy

Ideálním stavem by bylo dosažení minimálního jízdního času. Jízdní čas je při jízdě na krátkou vzdálenost nejvíce ovlivněn především rozběhovým a zastavovacím časem výtahu. Zrychlení nesmí překročit hodnotu trakční únosnosti hnacího kotouče. Pro cestujícího musí být jízda plynulá s přijatelným průběhem přechodových stavů, kvůli maximální přípustné velikosti zrychlení, která je z fyziologického hlediska  $a = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Rozhodujícím účínkem není samotné zrychlení, ale jeho derivace podle času. Tento parametr by měl být konstantní a jeho působení co nejkratší, avšak by neměl překročit maximální hodnotu  $b = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$  [4].



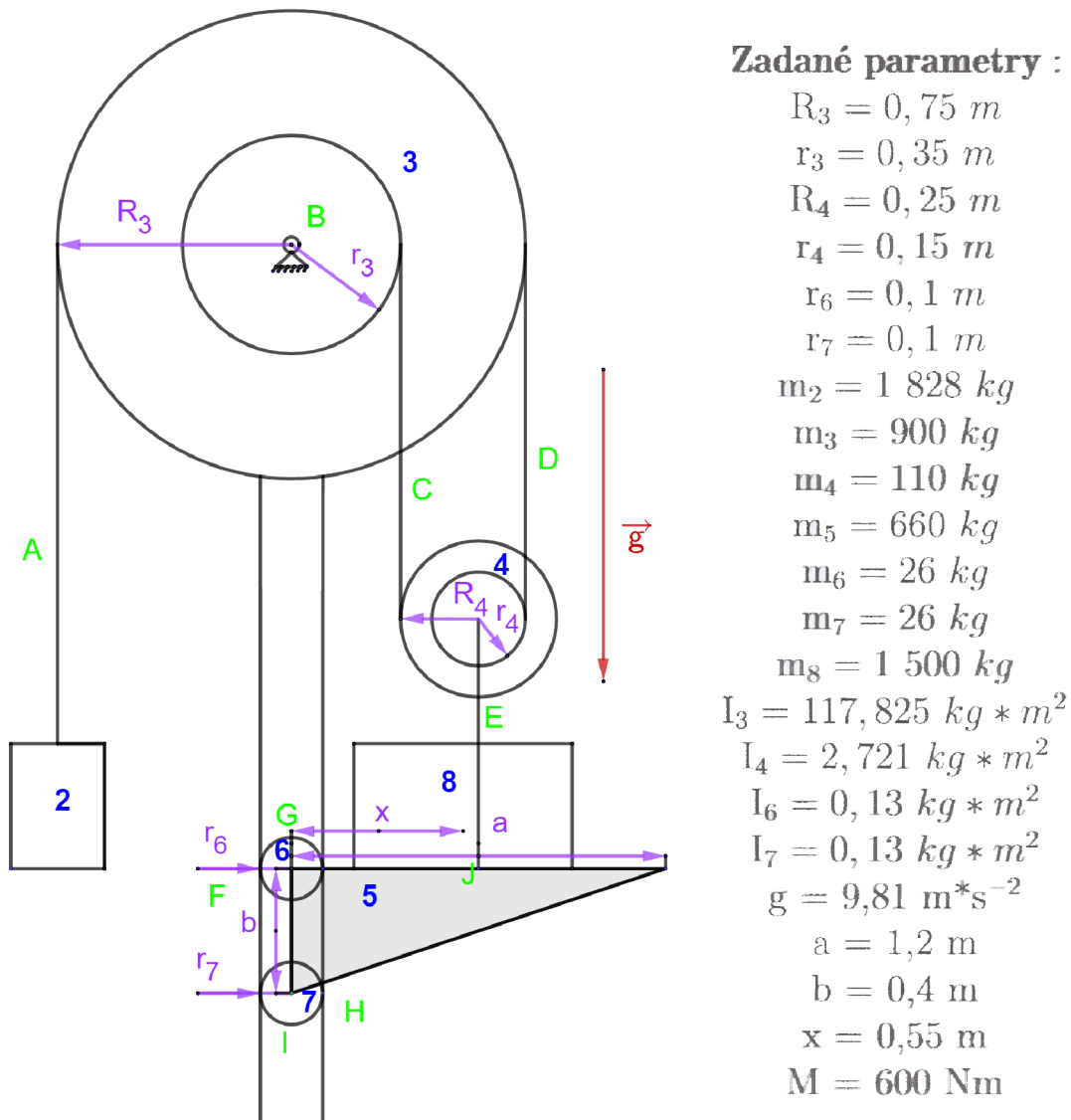
Obrázek 6.2: Diagram optimálního průběhu jízdy (převzato z [4])

# 7. Statická analýza výtahu

## 7.1. Zadání

Prvním úkolem je analyzovat výtah ze statického hlediska ve 2D. Výtah slouží pro přepravu nákladu z nižšího bodu do vyššího a naopak. Soustava se skládá z protizávaží (těleso 2), nákladové plošiny (těleso 5), závaží (těleso 8), dvou kladek (těleso 3 a 4, součástí tělesa 3 je i elektromotor) a dvou koleček (těleso 6 a 7). Uvažujeme konstantní rychlost, díky tomu lze zanedbat vliv setrvačných sil. Pracujeme s typem vazby NNTP. Jako první případ budeme uvažovat pohyb výtahu směrem dolů a poté pohyb výtahu směrem nahoru.

Cílem je určení stykových sil ve vazbách, kontrola funkčnosti vazeb, pohybového stavu a určit hmotnost protizávaží  $m_2 = ?$ , pro pohyb výtahu směrem dolů a poté pro pohyb výtahu směrem nahoru pro konstantní rychlost. Uvažujeme pasivní účinky a tíhové pole Země. Na obrázku vidíme označena různá tělesa čísly a různé vazby písmeny. Základní parametry nutné pro výpočty jsou uvedeny vedle obrázku.



Obrázek 7.1: 2D model výtahu se zadanými parametry



## 7.2. KINEMATICKÝ ROZBOR

Hmotnost všech lan jsou zanedbána. Tělesa 6 a 7 jsou vyrobeny z bronzu a všechna ostatní tělesa jsou vyrobeny z oceli. Pro součinitel smykového tření mezi bronz - ocel je  $f = 0,01$ . Pro součinitele čepového tření mezi bronz - ocel je  $f_1 = 0,005$  a mezi ocel - ocel  $f_2 = 0,05$ . Pro rameno valivého odporu mezi bronz - ocel a ocel - ocel je  $e = 0,0005$  m. Vzdálenost mezi začátkem tělesa 5 a působením gravitační síly tělesa 8 je označena jako  $x$ . Délka výtahu je označena  $a$ . Výška výtahu je označena  $b$ .

### 7.2. Kinematický rozbor

- A, C, D, E – lano, odebírá jeden stupeň volnosti
- F, H – podpora (valení), odebírá dva stupně volnosti
- B, G, I – rotační vazba, odebírá dva stupně volnosti
- J - posuvná vazba, odebírá dva stupně volnosti

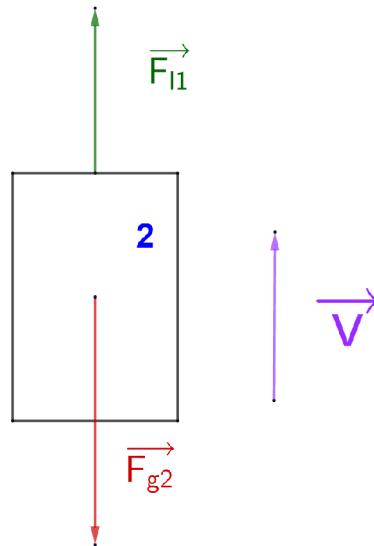
$$i = n \cdot i_v - (\sum \xi_i - \eta) - k \cdot \delta$$

$$i = 7 \cdot 3 - (1 + 2 + 1 + 1 + 1 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 - 0) - 0 = 21 - 16 = 5 \text{ } ^\circ\text{V}$$

Výsledek kinematického rozboru nám vyšel, že se soustava těles může pohybovat pěti různými pohyby. U tělesa 2 neuvažujeme translaci v ose  $x$ , ani rotaci kolem osy  $z$ . U tělesa 4 neuvažujeme translaci v ose  $x$ . U tělesa 8 neuvažujeme translaci v ose  $x$ . U těchto těles neuvažujeme daný pohyb, protože v daném směru zde nepůsobí žádná síla, která by tento pohyb vytvářela. S tímto ohledem u dané soustavy těles zamítáme 4  $^\circ\text{V}$ , které soustava má, proto uvažujeme pro tuto soustavu těles pouze 1  $^\circ\text{V}$  bez omezení deformačního parametru.

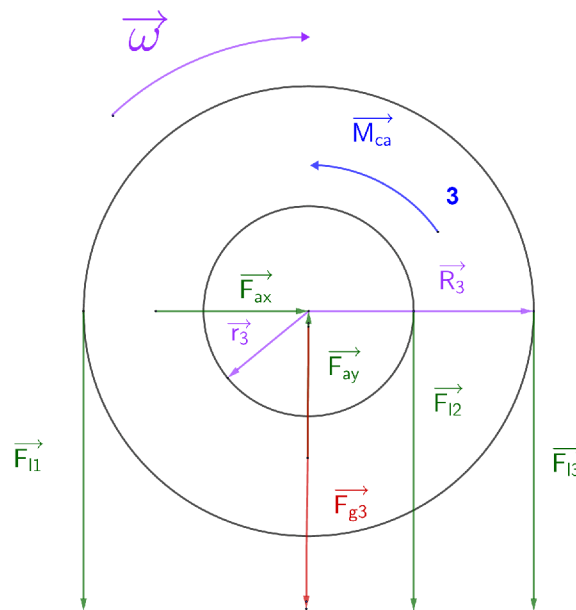
### 7.3. Uvolnění jednotlivých těles pro pohyb výtahu směrem dolů

Každé těleso musíme uvolnit a sepsat příslušné rovnice rovnováhy, které budeme řešit později. Uvolnění jednotlivých těles proběhlo v programu GeoGebra.



Obrázek 7.2: Uvolněné těleso 2

$$F_{l1} - m_2 * g = 0$$



Obrázek 7.3: Uvolněné těleso 3

$$F_{ax} = 0$$

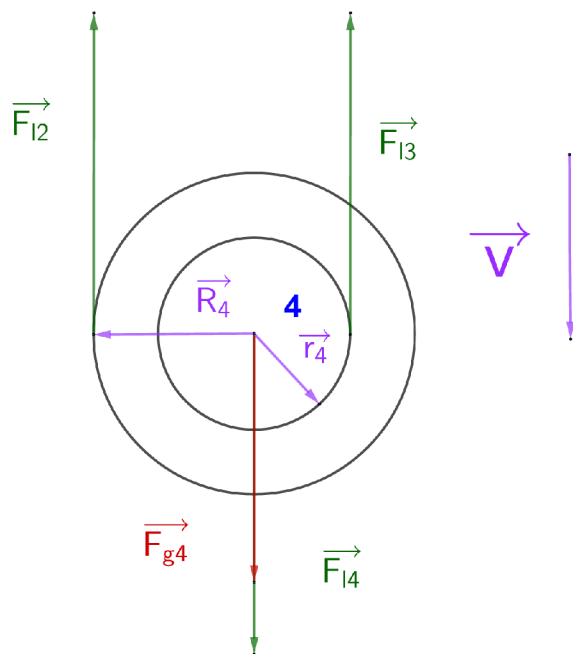
$$F_{ay} - F_{l1} - F_{l2} - F_{l3} - m_3 * g = 0$$

$$F_{l1} * R_3 + M_{ca} - F_{l2} * r_3 - F_{l3} * R_3 = 0$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{ca} = r_a * f_2 * F_{ay}$$

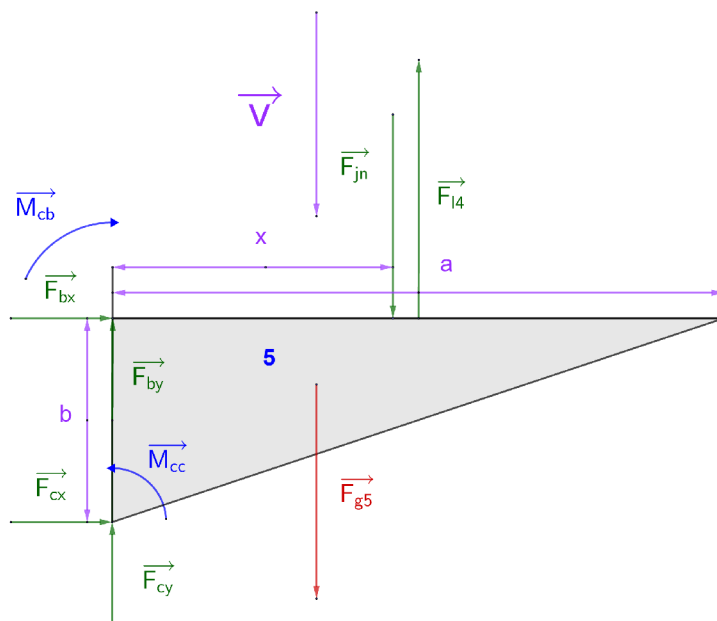
### 7.3. UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES PRO POHYB VÝTAHU SMĚREM DOLŮ



Obrázek 7.4: Uvolněné těleso 4

$$F_{l2} + F_{l3} - F_{l4} - m_4 * g = 0$$

$$F_{l2} * R_4 - F_{l3} * r_4 = 0$$



Obrázek 7.5: Uvolněné těleso 5

$$F_{bx} + F_{cx} = 0$$

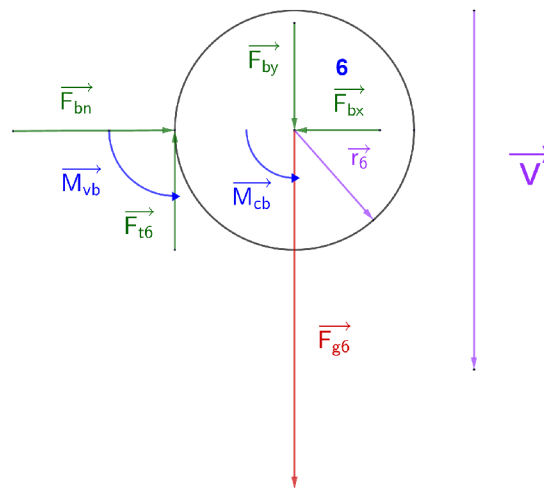
$$F_{l4} + F_{by} + F_{cy} - F_{jn} - m_5 * g = 0$$

$$F_{l4} * \frac{a}{2} + F_{cx} * b - M_{cb} + M_{cc} - F_{jn} * x - m_5 * g * \frac{a}{3} = 0$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{cb} = r_b * f_1 * F_{bx}$$

$$M_{cc} = r_c * f_1 * |F_{cx}|$$



Obrázek 7.6: Uvolněné těleso 6

$$F_{bn} - F_{bx} = 0$$

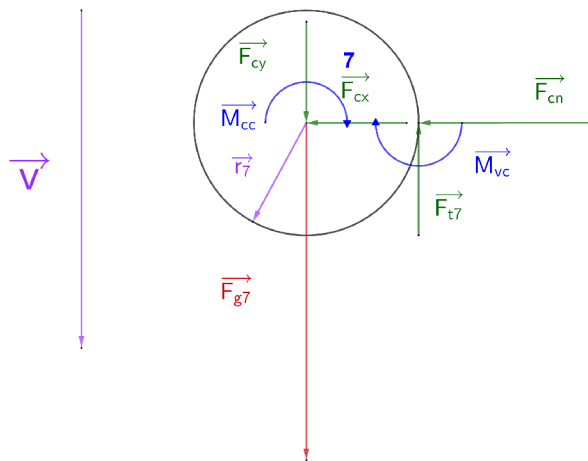
$$F_{t6} - F_{by} - m_6 * g = 0$$

$$F_{t6} * r_6 - M_{vb} - M_{cb} = 0$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{cb} = r_b * f_1 * F_{bx}$$

$$M_{vb} = e * F_{bn}$$



Obrázek 7.7: Uvolněné těleso 7

$$F_{cn} + F_{cx} = 0$$

$$F_{t7} - F_{cy} - m_7 * g = 0$$

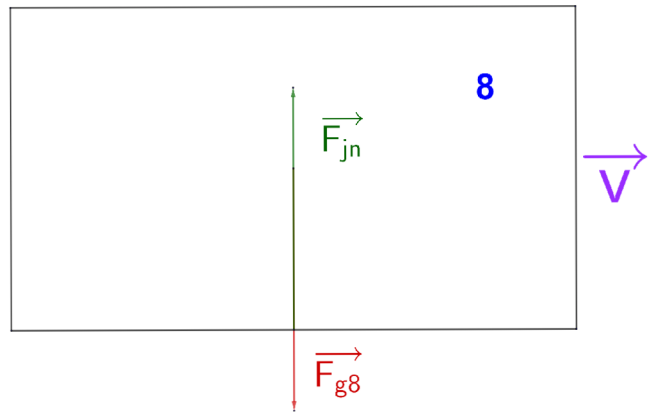
$$F_{t7} * r_7 - M_{vc} - M_{cc} = 0$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{cc} = r_c * f_1 * |F_{cx}|$$

$$M_{vc} = e * F_{cn}$$

## 7.4. STATICKÝ ROZBOR



Obrázek 7.8: Uvolněné těleso 8

$$F_{jn} - m_8 * g = 0$$

### Stykové závislosti:

$$M_{ca} = r_a * f_2 * F_{ay}$$

$$M_{cb} = r_b * f_1 * F_{bx}$$

$$M_{cc} = r_c * f_1 * F_{cx}$$

$$M_{vb} = F_{bn} * e$$

$$M_{vc} = F_{cn} * e$$

## 7.4. Statický rozbor

Z příslušných rovnic statické rovnováhy je nutné zapsat počet neznámých parametrů a ověřit statickou určitost.

$$NP = m_2, F_{l1}, F_{l2}, F_{l3}, F_{l4}, F_{ax}, F_{ay}, F_{bx}, F_{by}, F_{cx}, F_{cy}, F_{bn}, F_{cn}, F_{t6}, F_{t7}, F_{jn} = 16$$

Počet použitelných rovnic je 16

Podmínky jsou splněny, soustava je staticky určitá, lze vyřešit se znalostmi statiky.

## 7.5. Řešení soustavy rovnic

Řešení soustavy rovnic proběhlo v programu Matlab. Po sepsání potřebné matice a vektoru pravých stran, které jsou uvedeny níže, nám Matlab poskytl výsledky neznámých parametrů.  $F_{ax} = 0$  tuto triviální rovnici není třeba řešit matlabem, proto máme matici 15 x 15.

$$\begin{pmatrix} -g & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_3 & -r_3 & -R_3 & 0 & r_a * f_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -R_4 & r_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{a}{2} & 0 & -r_b * f_1 & 0 & b + r_c * f_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -x \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_b * f_1 & 0 & 0 & 0 & e & 0 & -r_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -r_c * f_1 & 0 & 0 & -e & 0 & r_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ m_3 * g \\ 0 \\ m_4 * g \\ 0 \\ 0 \\ m_5 * g \\ m_5 * g * \frac{a}{3} \\ 0 \\ m_6 * g \\ 0 \\ 0 \\ m_7 * g \\ 0 \\ m_8 * g \end{pmatrix}$$

## 7.6. Analýza výsledků

V tabulce níže jsou uvedeny výsledky neznámých parametrů a kontrola funkčnosti vazeb a pohybových stavů. Z uvedené tabulky nám vyplývá, že jsme dospěli k potřebnému protizávaží  $m_2$ , aby se nám výtah pohyboval konstantní rychlostí směrem dolů.

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
$m_2$	1 828	kg	vždy funkční
$F_{l1}$	17 930	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	8 520	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	14 201	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	21 642	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	49 480	N	vždy funkční
$F_{bx}$	5 754	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 223	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 5 754	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 229	N	vždy funkční
$F_{bn}$	5 754	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	5 754	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	32	N	vždy funkční
$F_{t7}$	26	N	vždy funkční
$F_{jn}$	14 715	N	vždy funkční

### Stykové závislosti :

$$M_{ca} = 185,55 \text{ Nm}$$

$$M_{cb} = 0,29 \text{ Nm}$$

$$M_{cc} = 0,29 \text{ Nm}$$

$$M_{vb} = 2,88 \text{ Nm}$$

$$M_{vc} = 2,88 \text{ Nm}$$

### Podmínky pohybového stavu:

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 57,54 \text{ N}$$

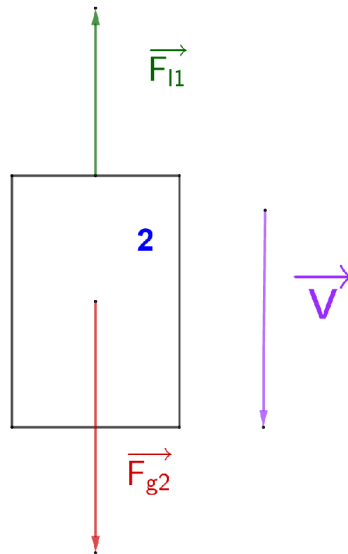
$$F_{T7} = 57,54 \text{ N}$$

$$32 < 57,54 \text{ N}$$

Všechny vazby jsou funkční, jak uvádí tabulka výše. Podmínka valení pro těleso 6 a 7 je rovněž splněna. Úkolem bylo zjistit hmotnost protizávaží  $m_2 = 1\,828 \text{ kg}$ , aby se výtah pohyboval směrem dolů konstantní rychlostí za daných podmínek.  $F_{ax}$  je rovna 0, protože na těleso 3 nepůsobí žádná další síla v tomto směru. Stykové síly ve vazbách  $F_{bx}$ ,  $F_{cx}$ ,  $F_{bn}$  a  $F_{cn}$  mají stejnou velikost, vychází to z rovnic rovnováhy. Síly  $F_{cn}$  a  $F_{cx}$  mají opačné znaménko, protože působí proti sobě, je to dáno rovnicí v tělese 7 v ose x.  $F_{ay}$  bude vždy nejvíce zatížena, protože uvádí všechna ostatní tělesa a jejich gravitační síly do statické rovnováhy.

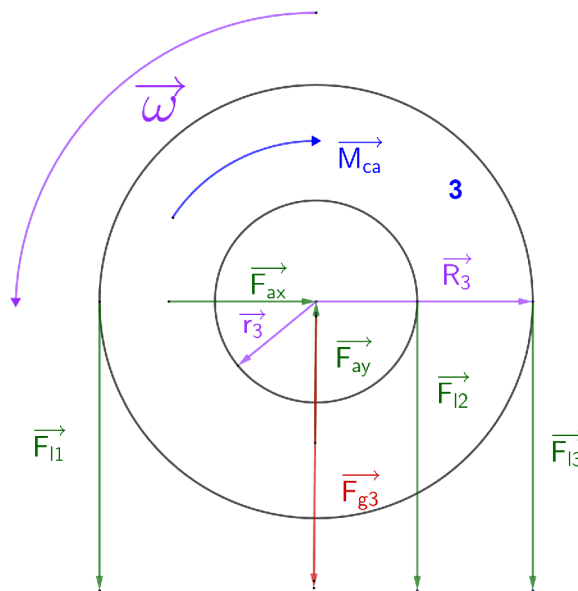
### 7.7. Uvolnění jednotlivých těles pro pohyb výtahu směrem nahoru

Uvolnění těles a příslušné rovnice statické rovnováhy jsou velmi podobné rovnicím, kde se výtah pohyboval směrem dolů. Uvolnění těles proběhlo v programu Geogebra.



Obrázek 7.9: Uvolněné těleso 2

$$F_{11} - m_2 * g = 0$$



Obrázek 7.10: Uvolněné těleso 3

$$F_{ax} = 0$$

$$F_{ay} - F_{11} - F_{12} - F_{13} - m_3 * g = 0$$

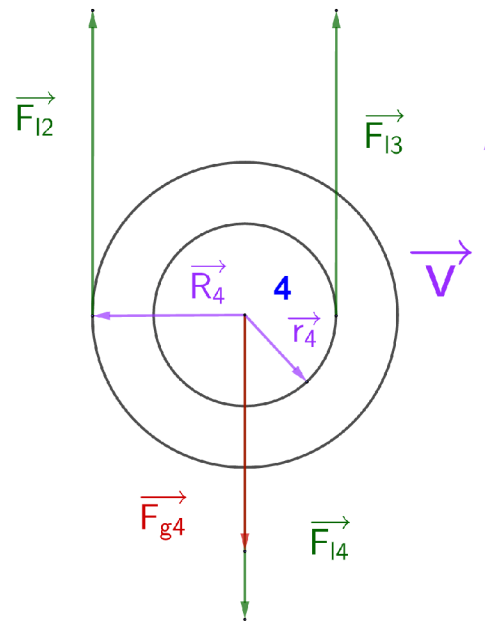
$$F_{11} * R_3 - M_{ca} - F_{12} * r_3 - F_{13} * R_3 = 0$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{ca} = r_a * f_2 * F_{ay}$$



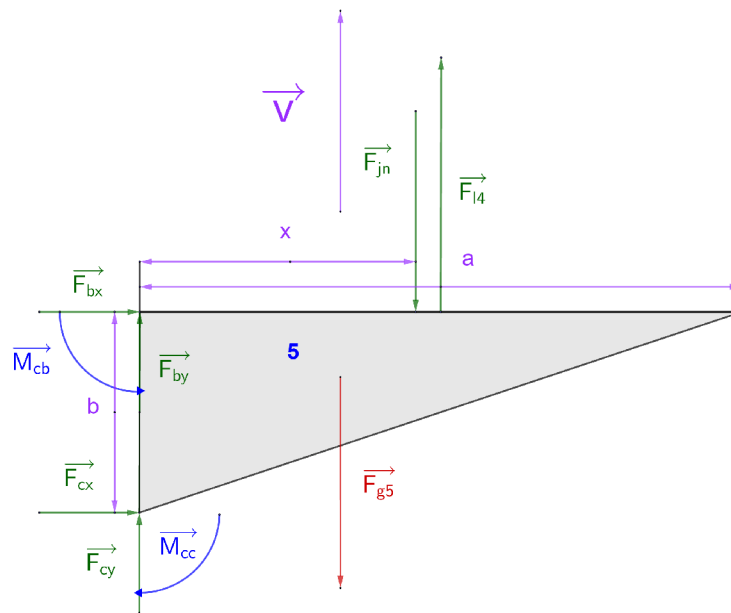
## 7.7. UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES PRO POHYB VÝTAHU SMĚREM NAHORU



Obrázek 7.11: Uvolněné těleso 4

$$F_{12} + F_{13} - F_{14} - m_4 * g = 0$$

$$F_{12} * R_4 - F_{13} * r_4 = 0$$



Obrázek 7.12: Uvolněné těleso 5

$$F_{bx} + F_{cx} = 0$$

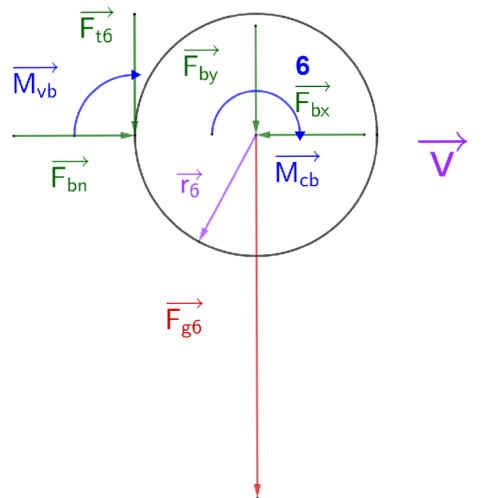
$$F_{14} + F_{by} + F_{cy} - F_{jn} - m_5 * g = 0$$

$$F_{14} * \frac{a}{2} + F_{cx} * b + M_{cb} - M_{cc} - F_{jn} * x - m_5 * g * a/3 = 0$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{cb} = r_b * f_1 * F_{bx}$$

$$M_{cc} = r_c * f_1 * |F_{cx}|$$

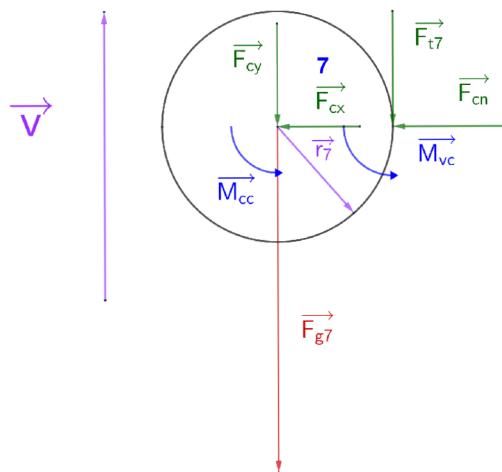


Obrázek 7.13: Uvolněné těleso 6

$$\begin{aligned} F_{bn} - F_{bx} &= 0 \\ -F_{t6} - F_{by} - m_6 * g &= 0 \\ F_{t6} * r_6 - M_{vb} - M_{cb} &= 0 \end{aligned}$$

**Stykové závislosti :**

$$\begin{aligned} M_{cb} &= r_b * f_1 * F_{bx} \\ M_{vb} &= e * F_{bn} \end{aligned}$$



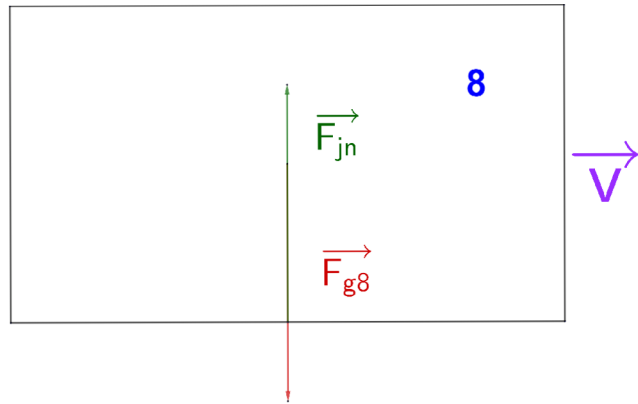
Obrázek 7.14: Uvolněné těleso 7

$$\begin{aligned} F_{cn} + F_{cx} &= 0 \\ -F_{t7} - F_{cy} - m_7 * g &= 0 \\ F_{t7} * r_7 - M_{vc} - M_{cc} &= 0 \end{aligned}$$

**Stykové závislosti :**

$$\begin{aligned} M_{cc} &= r_c * f_1 * |F_{cx}| \\ M_{vc} &= e * F_{cn} \end{aligned}$$

## 7.8. STATICKÝ ROZBOR



Obrázek 7.15: Uvolněné těleso 8

$$F_{jn} - m_8 * g = 0$$

### Stykové závislosti:

$$M_{ca} = r_a * f_2 * F_{ay}$$

$$M_{cb} = r_b * f_1 * F_{bx}$$

$$M_{cc} = r_c * f_1 * F_{cx}$$

$$M_{vb} = F_{bn} * e$$

$$M_{vc} = F_{cn} * e$$

## 7.8. Statický rozbor

Z příslušných rovnic statické rovnováhy je nutné zapsat počet neznámých parametrů a ověřit statickou určitost. Neznámé parametry a počet použitelných rovnic je stejný jako v předešlém případě.

$$NP = m_2, F_{l1}, F_{l2}, F_{l3}, F_{l4}, F_{ax}, F_{ay}, F_{bx}, F_{by}, F_{cx}, F_{cy}, F_{bn}, F_{cn}, F_{t6}, F_{t7}, F_{jn} = 16$$

Počet použitelných rovnic je 16

Podmínky jsou splněny, soustava je staticky určitá, lze vyřešit se znalostmi statiky.

## 7.9. Řešení soustavy rovnic

Řešení soustavy rovnic proběhlo v programu Matlab. Po sepsání potřebné matice a vektoru pravých stran, které lze vidět níže, nám Matlab poskytl výsledky neznámých parametrů.  $F_{ax} = 0$  tuto triviální rovnici není třeba řešit matlabem, proto máme matici 15 x 15.

$$\begin{pmatrix} -g & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_3 & -r_3 & -R_3 & 0 & -r_a * f_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -R_4 & r_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{a}{2} & 0 & r_b * f_1 & 0 & b - r_c * f_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -x \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -r_b * f_1 & 0 & 0 & 0 & -e & 0 & r_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -r_c * f_1 & 0 & 0 & -e & 0 & r_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 0 \\ m_3 * g \\ 0 \\ m_4 * g \\ 0 \\ 0 \\ m_5 * g \\ m_5 * g * \frac{a}{3} \\ 0 \\ m_6 * g \\ 0 \\ 0 \\ m_7 * g \\ 0 \\ m_8 * g \end{pmatrix}$$

## 7.10. Analýza výsledků

V tabulce níže jsou uvedeny výsledky neznámých parametrů a kontrola funkčnosti vazeb a pohybových stavů. Z uvedené tabulky nám vyplývá, že jsme dospěli k potřebnému protizávaží, aby se nám výtah posouval konstantní rychlostí směrem nahoru.

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
$m_2$	1 888	kg	vždy funkční
$F_{l1}$	18 521	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	8 564	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	14 274	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	21 759	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	50 189	N	vždy funkční
$F_{bx}$	5 932	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 288	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 5 932	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 282	N	vždy funkční
$F_{bn}$	5 932	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	5 932	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	33	N	vždy funkční
$F_{t7}$	27	N	vždy funkční
$F_{jn}$	14 715	N	vždy funkční

### Stykové závislosti :

$$M_{ca} = 188,2 Nm$$

$$M_{cb} = 0,3 Nm$$

$$M_{cc} = 0,3 Nm$$

$$M_{vb} = 3 Nm$$

$$M_{vc} = 3 Nm$$

### Podmínky pohybového stavu:

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 59,3 N$$

$$F_{T7} = 59,3 N$$

$$33 < 59,3 N$$

Úkolem bylo zjistit hmotnost protizávaží  $m_2 = 1 888 kg$ , aby se výtah pohyboval směrem nahoru konstantní rychlostí. Lze si všimnout, že pasivní odpory dosahují mnohem menších hodnot než ostatní síly například v lanech, přesto ovlivňují pohyb a nelze je ve staticce zanedbávat. Pasivní účinky mají vliv na síly v lanech i na některé ostatní stykové vazby. Všechny zmíněné vazby jsou funkční, podmínka valení pro těleso 6 a 7 je také splněna.

## 7.11. Srovnání pohybů dolů a nahoru

NP	Pohyb dolů	Pohyb nahoru	Jednotky
$m_2$	1 828	1 888	kg
$F_{l1}$	17 930	18 521	N
$F_{l2}$	8 520	8 564	N
$F_{l3}$	14 201	14 274	N
$F_{l4}$	21 642	21 759	N
$F_{ax}$	0	0	N
$F_{ay}$	49 480	50 189	N
$F_{bx}$	5 754	5 932	N
$F_{by}$	- 223	- 288	N
$F_{cx}$	- 5 754	- 5 932	N
$F_{cy}$	- 229	- 282	N
$F_{bn}$	5 754	5 932	N
$F_{cn}$	5 754	5 932	N
$F_{t6}$	32	33	N
$F_{t7}$	26	27	N
$F_{jn}$	14 715	14 715	N
$M_{ca}$	185,55	188,2	Nm
$M_{cb}$	0,29	0,3	Nm
$M_{cc}$	0,29	0,3	Nm
$M_{vb}$	2,88	3	Nm
$M_{vc}$	2,88	3	Nm
$F_{T6}$	57,54	59,3	N
$F_{T7}$	57,54	59,3	N

Z tabulky je patrné, že pro směr nahoru se nám zvětšily skoro všechny stykové síly ve vazbách, kromě vazby  $F_{jn}$ , která bude ze statického hlediska vždy stejná. Tento rozdíl způsobují pasivní účinky, které u hmotnosti  $m_2$  činí rozdíl 60 kg. Pasivní účinky, které tuto skutečnost ovlivňují jsou tečné síly  $F_{t6}$ ,  $F_{t7}$ , čepové tření  $M_{ca}$ ,  $M_{cb}$ ,  $M_{cc}$  a valivé odpory  $M_{vb}$  a  $M_{vc}$ . Čepové tření, valivé odpory a třecí síly (slouží pouze pro platnost pohybového stavu valení) se nám také mírně zvětšily.

**7.12. Analýza výsledků při změně parametrů pro směr výtahu směrem dolů****7.12.1. Změna poloměrů na tělese 6 a 7**

Při změně poloměrů na tělese 6 a 7 z  $r_6 = 0,1$  m a  $r_7 = 0,1$  m na  $r_6 = 0,055$  m a  $r_7 = 0,055$  m. V níže uvedené tabulce je srovnání původního pohybu dolů se změněným pohybem dolů. Pro původní a změněný pohyb dolů platí stejné rovnice, rozdíl je pouze v rozdílu poloměrů na tělese 6 a 7.

NP	Původní dolů	Změněný dolů	Jednotky
$m_2$	1 828	1 824	kg
$F_{l1}$	17 930	17 893	N
$F_{l2}$	8 520	8 503	N
$F_{l3}$	14 201	14 172	N
$F_{l4}$	21 642	21 596	N
$F_{ax}$	0	0	N
$F_{ay}$	49 480	49 398	N
$F_{bx}$	5 754	5 685	N
$F_{by}$	- 223	- 198	N
$F_{cx}$	- 5 754	- 5 685	N
$F_{cy}$	- 229	- 209	N
$F_{bn}$	5 754	5 685	N
$F_{cn}$	5 754	5 685	N
$F_{t6}$	32	56,85	N
$F_{t7}$	26	46	N
$F_{jn}$	14 715	14 715	N
$M_{ca}$	185,55	185,24	Nm
$M_{cb}$	0,29	0,28	Nm
$M_{cc}$	0,29	0,28	Nm
$M_{vb}$	2,88	2,84	Nm
$M_{vc}$	2,88	2,84	Nm
$F_{T6}$	57,54	56,85	N
$F_{T7}$	57,54	56,85	N

**Podmínka valení :**

$$F_{t6} < F_{T6} = f \cdot F_{bn}$$

$56,85 = 56,85$  N => pro těleso už neplatí pohybový stav valení.

Jak lze vidět z výše uvedené tabulky, tak se stykové síly ve vazbách pro  $F_{t6}$  a  $F_{t7}$  zvýší skoro na dvojnásobek. Všechny ostatní síly a pasivní odpory se změny pouze nepatrně. Dále lze vidět, že pro těleso 6 už neplatí pohybový stav valení, ale dané těleso se už bude pohybovat smýkáním. Všechny uvedené vazby jsou funkční, protože splňují podmínky, které jsou uvedeny výše v tabulce v sekci analýza výsledků.

7.12.2. Změna vzdálenosti  $x$ 

Při změně vzdálenosti z  $x = 0,55$  m na  $x = 0,70$  m. V níže uvedené tabulce je srovnání původního pohybu dolů se změněným pohybem dolů.

NP	Původní dolů	Změněný dolů	Jednotky
$m_2$	1 828	1 832	kg
$F_{l1}$	17 930	17 973	N
$F_{l2}$	8 520	8 541	N
$F_{l3}$	14 201	14 235	N
$F_{l4}$	21 642	21 697	N
$F_{ax}$	0	0	N
$F_{ay}$	49 480	49 577	N
$F_{bx}$	5 754	319	N
$F_{by}$	- 223	- 253	N
$F_{cx}$	- 5 754	- 319	N
$F_{cy}$	- 229	- 254	N
$F_{bn}$	5 754	319	N
$F_{cn}$	5 754	319	N
$F_{t6}$	32	1,75	N
$F_{t7}$	26	1,43	N
$F_{jn}$	14 715	14 715	N
$M_{ca}$	185,55	185,9	Nm
$M_{cb}$	0,29	0,2	Nm
$M_{cc}$	0,29	0,2	Nm
$M_{vb}$	2,88	0,16	Nm
$M_{vc}$	2,88	0,16	Nm
$F_{T6}$	57,54	3,19	N
$F_{T7}$	57,54	3,19	N

Výše uvedená tabulka nám uvádí, že vzdálenost  $x$  má významný vliv na stykové síly ve vazbách  $F_{bx}$ ,  $F_{cx}$ ,  $F_{bn}$ ,  $F_{cn}$ ,  $F_{t6}$  a  $F_{t7}$ , které se výrazným způsobem zmenšily. Valivé odpory těles 6 a 7 se rovněž významně zmenšily. Pokud bychom vzdálenost  $x$  ještě mírně zvětšili, tak by se vazby  $F_{bn}$  a  $F_{cn}$  staly nefunkčními. Všechny uvedené vazby jsou funkční, protože splňují podmínky, které jsou uvedeny výše v tabulce v sekci analýza výsledků.



**7.13. Analýza výsledků při změně parametrů pro směr výtahu nahoru****7.13.1. Změna hmotnosti u tělesa 8**

Při změně hmotnosti u tělesa 8 z  $m_8 = 1\,500$  kg na  $m_8 = 3\,000$  kg. V níže uvedené tabulce je srovnání původního pohybu nahoru se změněným pohybem nahoru.

NP	Původní nahoru	Změněný nahoru	Jednotky
$m_2$	1 888	3 103	kg
$F_{l1}$	18 521	30 442	N
$F_{l2}$	8 564	14 089	N
$F_{l3}$	14 274	23 482	N
$F_{l4}$	21 759	36 493	N
$F_{ax}$	0	0	N
$F_{ay}$	50 189	76 842	N
$F_{bx}$	5 932	7 800	N
$F_{by}$	- 288	- 298	N
$F_{cx}$	- 5 932	- 7 800	N
$F_{cy}$	- 282	- 290	N
$F_{bn}$	5 932	7 800	N
$F_{cn}$	5 932	7 800	N
$F_{t6}$	33	43	N
$F_{t7}$	27	35	N
$F_{jn}$	14 715	29 430	N
$M_{ca}$	188,2	288,2	Nm
$M_{cb}$	0,3	0,39	Nm
$M_{cc}$	0,3	0,39	Nm
$M_{vb}$	3	3,9	Nm
$M_{vc}$	3	3,9	Nm
$F_{T6}$	59,3	78	N
$F_{T7}$	59,3	78	N

Z tabulky můžeme vidět, že navýšení hmotnosti na dvojnásobek má značný vliv na všechny stykové vazby v soustavě těles, které navyšuje. Navyšuje i čepové a valivé momenty. Lze si též všimnout, že pro  $m_8 = 1\,500$  kg, je hodnota protizávaží větší o 388 kg, ale pro  $m_8 = 3\,000$  kg je hodnota protizávaží větší pouze o 103 kg. Všechny uvedené vazby jsou funkční, protože splňují podmínky, které jsou uvedeny výše v tabulce v sekci analýza výsledků.

7.13.2. Změna vzdálenosti  $c$ 

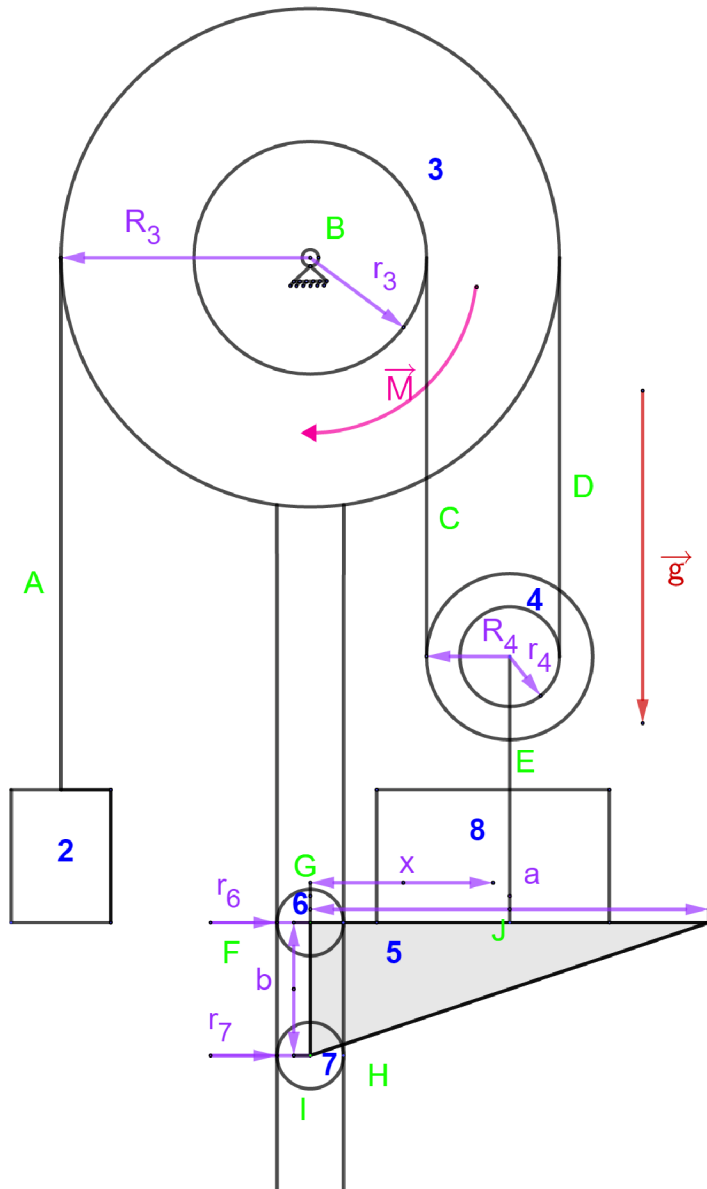
Při změně vzdálenosti  $c$  z  $c = \frac{a}{2} = 0,6$  m na  $c = \frac{2 \cdot a}{3} = 0,8$  m. V níže uvedené tabulce je srovnání původního pohybu nahoru se změněným pohybem nahoru.

NP	Původní nahoru	Změněný nahoru	Jednotky
$m_2$	1 888	1 897	kg
$F_{l1}$	18 521	18 611	N
$F_{l2}$	8 564	8 606	N
$F_{l3}$	14 274	14 343	N
$F_{l4}$	21 759	21 870	N
$F_{ax}$	0	0	N
$F_{ay}$	50 189	50 389	N
$F_{bx}$	5 932	17 037	N
$F_{by}$	- 288	- 349	N
$F_{cx}$	- 5 932	- 17 037	N
$F_{cy}$	- 282	- 332	N
$F_{bn}$	5 932	17 037	N
$F_{cn}$	5 932	17 037	N
$F_{t6}$	33	94	N
$F_{t7}$	27	77	N
$F_{jn}$	14 715	14 715	N
$M_{ca}$	188,2	188,96	Nm
$M_{cb}$	0,3	0,85	Nm
$M_{cc}$	0,3	0,85	Nm
$M_{vb}$	3	8,51	Nm
$M_{vc}$	3	8,51	Nm
$F_{T6}$	59,3	170,4	N
$F_{T7}$	59,3	170,4	N

Stykové síly ve vazbách  $F_{bx}$ ,  $F_{cx}$ ,  $F_{bn}$ ,  $F_{cn}$ ,  $F_{t6}$  a  $F_{t7}$  se nám výrazným způsobem zvětšily, a to skoro na trojnásobek. Ostatní síly se zvětšily pouze minimálně. Čepový moment v tělese 3 se skoro nezměnil, ale čepové momenty v tělesech 6 a 7 a valivé momenty v tělesech 6 a 7 se nám rovněž zvětšily skoro na trojnásobek. Třecí síly se nám zvětšily také skoro na trojnásobek. Všechny uvedené vazby jsou funkční, protože splňují podmínky, které jsou uvedeny výše v tabulce v sekci analýza výsledků.

# 8. Dynamická analýza varianta A

Nyní budeme analyzovat výtah z dynamického hlediska ve 2D. Budeme uvažovat konstantní zrychlení, z tohoto důvodu nelze zanedbat setrvačné síly. Jako první případ budeme řešit soustavu těles pomocí metody uvolňování pro pohyb výtahu směrem dolů a zrychlení budeme uvažovat stejný směr jako pohyb (soustava bude zrychlovat). Dále budeme určovat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení zadaných maximálních rychlostí tělesa 5.



### Zadané parametry :

- $R_3 = 0,75 \text{ m}$
- $r_3 = 0,35 \text{ m}$
- $R_4 = 0,25 \text{ m}$
- $r_4 = 0,15 \text{ m}$
- $r_6 = 0,1 \text{ m}$
- $r_7 = 0,1 \text{ m}$
- $m_2 = 1\,828 \text{ kg}$
- $m_3 = 900 \text{ kg}$
- $m_4 = 110 \text{ kg}$
- $m_5 = 660 \text{ kg}$
- $m_6 = 26 \text{ kg}$
- $m_7 = 26 \text{ kg}$
- $m_8 = 1\,500 \text{ kg}$
- $I_3 = 117,825 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_4 = 2,721 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_6 = 0,13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $I_7 = 0,13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- $a = 1,2 \text{ m}$
- $b = 0,4 \text{ m}$
- $x = 0,55 \text{ m}$
- $M = 600 \text{ Nm}$

Obrázek 8.1: 2D model výtahu se zadanými parametry

## 8.1. Kinematický rozbor

- A, C, D, E – lano, odebírá jeden stupeň volnosti
- F, H – podpora (valení), odebírá dva stupně volnosti
- B, G, I – rotační vazba, odebírá dva stupně volnosti
- J - posuvná vazba, odebírá dva stupně volnosti

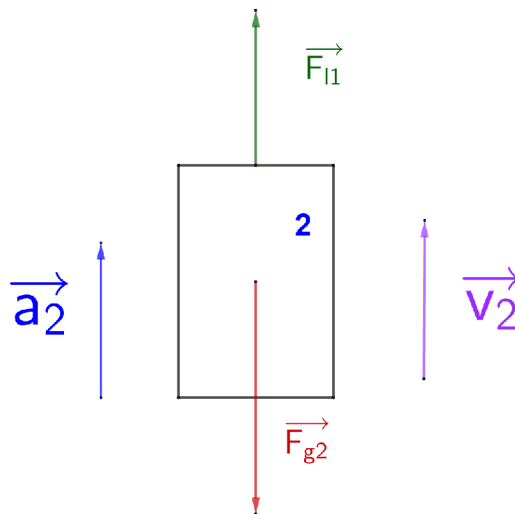
$$i = n * i_v - (\sum \xi_i - \eta) - k * \delta$$

$$i = 7 * 3 - (1 + 2 + 1 + 1 + 1 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 - 0) - 0 = 21 - 16 = 5 \text{ °V}$$

Výsledek kinematického rozboru nám vyšel totožný jako ve statické analýze, je to dáno tím, že dynamický a statický pohled nemá na kinematický rozbor vliv. Opět uvažujeme pouze 1°V bez omezení deformačního parametru.

## 8.2. Uvolnění jednotlivých těles pro pohyb a zrychlení výtahu směrem dolů

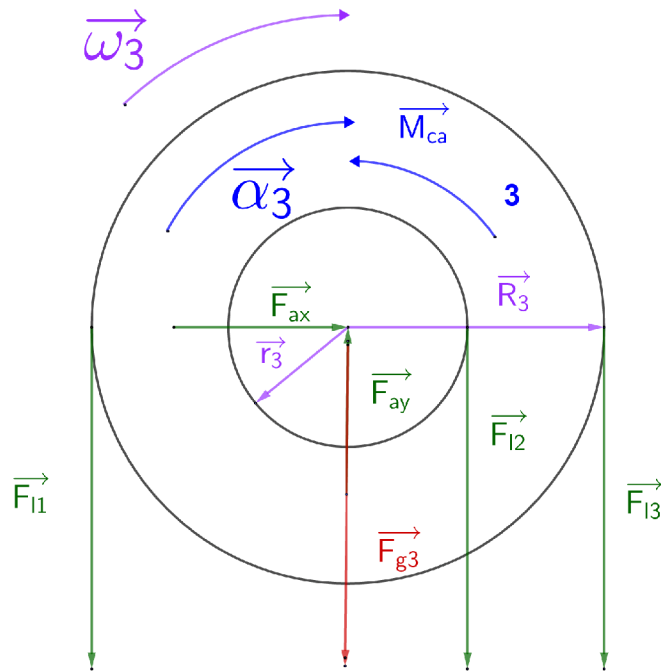
Každé těleso musíme uvolnit a sepsat příslušné rovnice.



Obrázek 8.2: Uvolněné těleso 2

$$F_{t1} - m_2 * g = m_2 * a_2$$

8.2. UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES PRO POHYB A ZRYCHLENÍ VÝTAHU SMĚREM DOLŮ



Obrázek 8.3: Uvolněné těleso 3

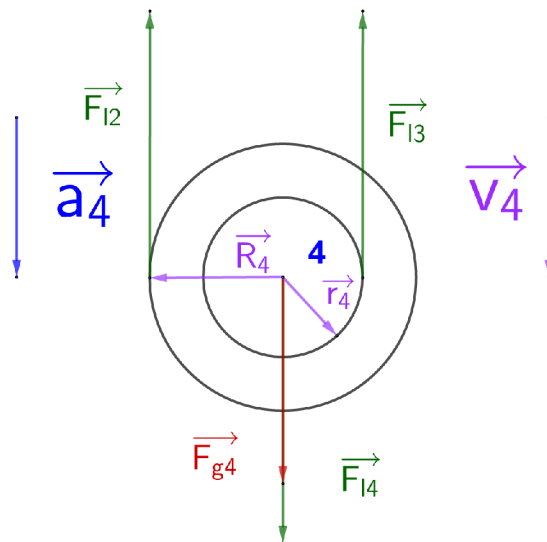
$$F_{ax} = 0$$

$$F_{ay} - F_{l1} - F_{l2} - F_{l3} - m_3 * g = 0$$

$$M - F_{l1} * R_3 - M_{ca} + F_{l2} * r_3 + F_{l3} * R_3 = I_3 * \alpha_3$$

**Stykové závislosti :**

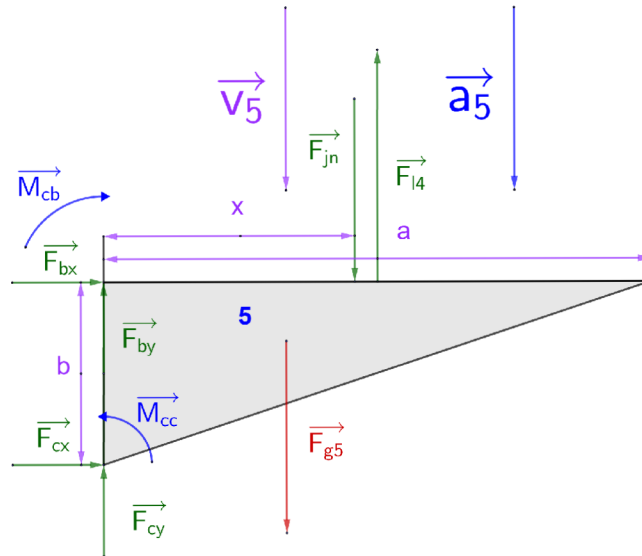
$$M_{ca} = r_a * f_2 * F_{ay}$$



Obrázek 8.4: Uvolněné těleso 4

$$- F_{l2} - F_{l3} + F_{l4} + m_4 * g = m_4 * a_{4T}$$

$$F_{l2} * R_4 - F_{l3} * r_4 = I_4 * \alpha_4$$



Obrázek 8.5: Uvolněné těleso 5

$$F_{bx} + F_{cx} = 0$$

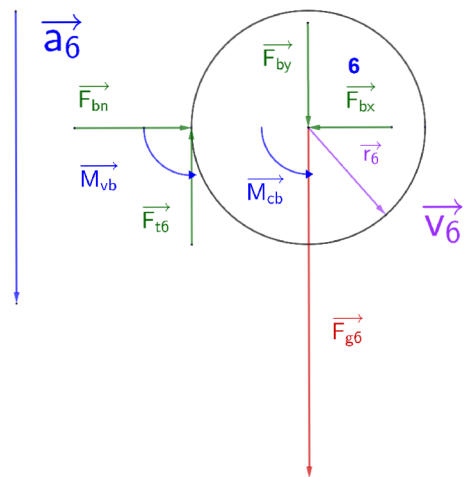
$$F_{jn} - F_{l4} - F_{by} - F_{cy} + m_5 * g = m_5 * a_5$$

$$- F_{jn} * x + F_{l4} * a + F_{cx} * b - M_{cb} + M_{cb} - m_5 * g * \frac{a}{3} = 0$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{cb} = r_b * f_2 * F_{bx}$$

$$M_{cb} = r_c * f_2 * |F_{cx}|$$



Obrázek 8.6: Uvolněné těleso 6

$$F_{bn} - F_{bx} = 0$$

$$- F_{t6} + F_{by} + m_6 * g = m_6 * a_6$$

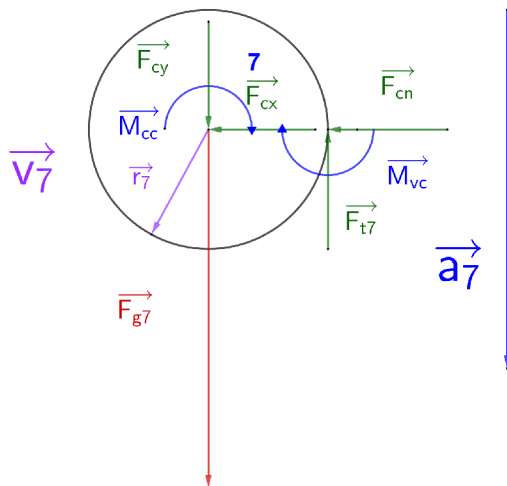
$$F_{t6} * r_6 - M_{vb} - M_{cb} = I_6 * \alpha_6$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{cb} = r_b * f_2 * F_{bx}$$

$$M_{vb} = e * F_{bn}$$

## 8.2. UVOLNĚNÍ JEDNOTLIVÝCH TĚLES PRO POHYB A ZRYCHLENÍ VÝTAHU SMĚREM DOLŮ



Obrázek 8.7: Uvolněné těleso 7

$$F_{cn} + F_{cx} = 0$$

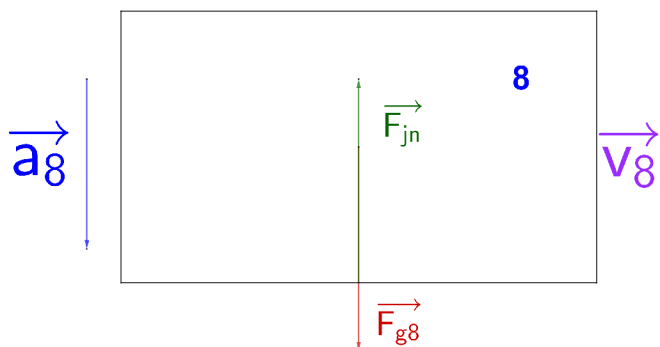
$$- F_{t7} + F_{cy} + m_7 * g = m_7 * a_7$$

$$F_{t7} * r_7 - M_{cc} - M_{vc} = I_7 * \alpha_7$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{cc} = r_c * f_2 * |F_{cx}|$$

$$M_{vc} = e * F_{cn}$$



Obrázek 8.8: Uvolněné těleso 8

$$- F_{jn} + m_8 * g = m_8 * a_8$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{ca} = r_a * f_2 * F_{ay}$$

$$M_{cb} = r_b * f_1 * F_{bx}$$

$$M_{cc} = r_c * f_1 * |F_{cx}|$$

$$M_{vb} = F_{bn} * e$$

$$M_{vc} = F_{cn} * e$$

### 8.3. Statický rozbor

Statický rozbor se nám mírně změnil. Přibylo nám několik neznámých parametrů.

$$NP = [a_2, F_{l1}, F_{l2}, F_{l3}, F_{l4}, F_{ax}, F_{ay}, F_{bx}, F_{by}, F_{cx}, F_{cy}, F_{bn}, F_{cn}, F_{t6}, F_{t7}, F_{jn}, \alpha_3, \alpha_4, a_4, a_5, a_6, a_7, \alpha_6, \alpha_7, a_8] = 25$$

Počet použitelných rovnic je 16 => musíme napsat 9 doplňkových rovnic:

$$a_2 = R_3 * \alpha_3$$

$$a_4 = (r_3 + R_4) * \alpha_3$$

$$(r_3 + R_4) * \alpha_3 = r_3 * \alpha_3 + R_4 * \alpha_4 \Rightarrow \alpha_3 = \alpha_4$$

$$a_4 = a_5 = a_6 = a_7 = a_8$$

$$a_6 = r_6 * \alpha_6$$

$$a_7 = r_7 * \alpha_7$$

Nyní lze soustavu řešit.



## 8.4. Řešení soustavy rovnic

Řešení soustavy rovnic proběhlo v programu Matlab. Po sepsání potřebné matice, kterou lze vidět níže. Matlab nám poskytl výsledky neznámých parametrů.  $F_{ax} = 0$  tuto triviální rovnici není třeba řešit matlabem, proto máme matici 15 x 15.

$$\begin{pmatrix} -m_2 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & -1 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{I_3}{R_3} & -R_3 & r_3 & R_3 & 0 & -r_B * f_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m_4 * \frac{R_3 - R_4}{R_3} & 0 & -1 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -I_4 * \frac{R_4}{r_4 * R_3} & 0 & R_4 & -r_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m_5 * \frac{R_3 - R_4}{R_3} & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{a}{2} & 0 & r_G * f_1 & 0 & -b - r_I * f_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & x \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -m_6 * \frac{R_3 - R_4}{R_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ -I_6 * \frac{R_3 - R_4}{R_3} / r_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -r_G * f_1 & 0 & 0 & 0 & -e & 0 & r_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ -m_7 * \frac{R_3 - R_4}{R_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ -I_7 * \frac{R_3 - R_4}{R_3} / r_7 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -r_I * f_1 & 0 & 0 & -e & 0 & r_7 & 0 \\ -m_8 * \frac{R_3 - R_4}{R_3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} m_2 * g \\ m_3 * g \\ -M \\ -m_4 * g \\ 0 \\ 0 \\ -m_5 * g \\ -m_5 * g * \frac{a}{3} \\ 0 \\ -m_6 * g \\ 0 \\ 0 \\ -m_7 * g \\ 0 \\ -m_8 * g \end{pmatrix}$$

## 8.5. Analýza výsledků

V tabulce níže jsou uvedeny výsledky neznámých parametrů, kontrola funkčnosti vazeb a pohybových stavů. Z uvedené tabulky nám vyplývá zrychlení tělesa 2 pro pohyb výtahu směrem dolů za daných podmínek. Pod tabulkou je přepočtené zrychlení pro těleso 5.

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
$a_2$	0,23	$m * s^{-2}$	vždy funkční
$F_{l1}$	18 345	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	8 365	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	13 936	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	21 241	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	49 474	N	vždy funkční
$F_{bx}$	5 524	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 218	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 5 524	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 223	N	vždy funkční
$F_{bn}$	5 524	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	5 524	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	33	N	vždy funkční
$F_{t7}$	27	N	vždy funkční
$F_{jn}$	14 445	N	vždy funkční

$$a_5 = \frac{r_3 + R_4}{R_3} * a_2 = 0,184 m * s^{-2}$$

### Stykové závislosti :

$$M_{ca} = 185,5 Nm$$

$$M_{cb} = 0,3 Nm$$

$$M_{cc} = 0,3 Nm$$

$$M_{vb} = 2,8 Nm$$

$$M_{vc} = 2,8 Nm$$

### Podmínky pohybového stavu:

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 55,2 N$$

$$F_{T7} = 55,2 N$$

$$33 < 55,2 N$$

Lze si všimnout, že lana, která jsou ve směru zrychlení se zmenšila jejich síla ve vazbách a naopak lana, která působí proti směru zrychlení se zvětšila. Bohužel nám vyšlo příliš malé zrychlení, které by bylo neefektivní, proto se v další části zaměříme na jeho zvýšení. Budeme se snažit dosáhnout maximálního zrychlení  $a_5 = 1,5 m * s^{-2}$ , což s použitím doplňkových rovnic je  $a_2 = 1,87 m * s^{-2}$ .

## 8.6. RŮZNÉ MOŽNOSTI NAVÝŠENÍ ZRYCHLENÍ

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 600 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa  $5 a_5 = 0,184 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon $P$	Čas $t$
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	500 W	2,72 s
$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	1 000 W	5,43 s
$4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	4 000 W	21,74 s

Můžeme si všimnout, že maximální rychlost tělesa 5 má velký vliv na potřebný výkon elektromotoru a času potřebného k jeho dosažení.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M \cdot \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

## 8.6. Různé možnosti navýšení zrychlení

Uvedeme si některé možnosti pro zvýšení zrychlení.

### 8.6.1. Snížení hmotnosti protizávaží $m_2$

Nyní budeme hledat pro jakou hmotnost protizávaží  $m_2 = ?$  dosáhneme zrychlení  $a_2 = 1,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  při zachování hnacího momentu  $M = 600 \text{ Nm}$ .

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
$m_2$	1 332,5	kg	vždy funkční
$F_{l1}$	15 563	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	7 227	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	12 000	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	18 313	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	43 620	N	vždy funkční
$F_{bx}$	3 847	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 176	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 3 847	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 179	N	vždy funkční
$F_{bn}$	3 847	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	3 847	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	41	N	vždy funkční
$F_{t7}$	37	N	vždy funkční
$F_{jn}$	12 471	N	vždy funkční

**Stykové závislosti :**

$$M_{ca} = 163,6 \text{ Nm}$$

$$M_{cb} = 0,19 \text{ Nm}$$

$$M_{cc} = 0,19 \text{ Nm}$$

$$M_{vb} = 1,9 \text{ Nm}$$

$$M_{vc} = 1,9 \text{ Nm}$$

**Podmínky pohybového stavu:**

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 38,5 \text{ N}$$

$$F_{T7} = 38,5 \text{ N}$$

$$41 > 38,5 \text{ N}$$

Pro požadované zrychlení  $a_2 = 1,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , nám vyšlo potřebné protizávaží  $m_2 = 1\,332,5$  kg. Bohužel při kontrole pohybového stavu se nám těleso 6 přestalo valit a začalo smýkat.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 600 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa 5  $a_5 = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon P	Čas t
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	500 W	0,33 s
$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	1 000 W	0,67 s
$4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	4 000 W	2,7 s

Vyšší zrychlení tělesa 5 má významný vliv na čas potřebný k dosažení maximální rychlosti tělesa 5.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M * \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

**8.6.2. Zvýšení hnacího momentu**

Nyní budeme hledat pro jaký hnací moment  $M = ?$  dosáhneme zrychlení  $a_2 = 1,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  při zachování hmotnosti protizávaží  $m_2 = 1\,828$  kg.

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
M	4 962	Nm	vždy funkční
$F_{l1}$	21 351	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	7 227	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	12 000	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	18 313	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	49 408	N	vždy funkční
$F_{bx}$	3 847	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 176	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 3 847	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 179	N	vždy funkční
$F_{bn}$	3 847	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	3 847	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	41	N	vždy funkční
$F_{t7}$	37	N	vždy funkční
$F_{jn}$	12 471	N	vždy funkční

**Stykové závislosti :**

## 8.6. RŮZNÉ MOŽNOSTI NAVÝŠENÍ ZRYCHLENÍ

$$M_{ca} = 185,3 \text{ Nm}$$

$$M_{cb} = 0,2 \text{ Nm}$$

$$M_{cc} = 0,2 \text{ Nm}$$

$$M_{vb} = 1,9 \text{ Nm}$$

$$M_{vc} = 1,9 \text{ Nm}$$

### Podmínky pohybového stavu:

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 38,5 \text{ N}$$

$$F_{T7} = 38,5 \text{ N}$$

$$41 > 38,5 \text{ N}$$

Pro požadované zrychlení  $a_2 = 1,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , nám vyšel výrazný hnací moment  $M = 4962 \text{ Nm}$ . Bohužel při kontrole pohybového stavu se nám těleso 6 přestalo valit a začalo smýkat.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 4962 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa 5  $a_5 = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon P	Čas t
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	4 135 W	0,33 s
$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	8 270 W	0,67 s
$4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	33 080 W	2,7 s

Lze vidět, že hnací moment má významný vliv na potřebný výkon elektromotoru.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M * \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

## 8.6.3. Změna poloměrů na tělese 3 a 4

Při změně poloměrů se nám mění i hmotnosti a osově momenty. Tabulka níže nám uvádí tyto změny.

Parametr	Původní	Nové	Jednotky
$r_3$	0,35	0,5	m
$R_3$	0,75	0,8	m
$r_4$	0,15	0,1	m
$R_4$	0,25	0,2	m
$m_3$	900	1550	kg
$m_4$	110	62	kg
$I_3$	117,825	254,925	$kg * m^2$
$I_4$	2,721	1,2945	$kg * m^2$

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
$a_2$	0,51	$m * s^{-2}$	vždy funkční
$F_{l1}$	18 864	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	7 080	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	14 151	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	20 650	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	55 300	N	vždy funkční
$F_{bx}$	5 186	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 209	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 5 186	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 214	N	vždy funkční
$F_{bn}$	5 186	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	5 186	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	34	N	vždy funkční
$F_{t7}$	29	N	vždy funkční
$F_{jn}$	14 046	N	vždy funkční

$$a_5 = \frac{r_3 + R_4}{R_3} * a_2 = 0,408 m * s^{-2}$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{ca} = 207,4 Nm$$

$$M_{cb} = 0,26 Nm$$

$$M_{cc} = 0,26 Nm$$

$$M_{vb} = 2,6 Nm$$

$$M_{vc} = 2,6 Nm$$

**Podmínky pohybového stavu:**

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 51,9 N$$

$$F_{T7} = 51,9 N$$

$$34 < 51,9 N$$

## 8.6. RŮZNÉ MOŽNOSTI NAVÝŠENÍ ZRYCHLENÍ

Nedosáhli jsme požadovaného zrychlení, ale o kus jsme se k němu přiblížili a hlavně u těles 6 a 7 jsou zachovány pohybové stavy valení.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 600 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa 5  $a_5 = 0,408 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

<b>rychlost <math>v_5</math></b>	<b>úhlová rychlost <math>\omega_3</math></b>	<b>Výkon <math>P</math></b>	<b>Čas <math>t</math></b>
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	500 W	1,22 s
$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	1 000 W	2,45 s
$4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	4 000 W	9,8 s

Vidíme, že pro stejný hnací moment a rozdílné zrychlení nám vyjde stejný potřebný výkon a jiný čas potřebný k dosažení maximální rychlosti.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M \cdot \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

### 8.6.4. Zlepšení výše uvedených změn

Z výše uvedených možností změníme poloměry u tělesa 3 a 4 jak je uvedeno dříve, dále zvýšíme hnací moment z  $M = 600 \text{ Nm}$  na  $M = 900 \text{ Nm}$  a snížíme hmotnost protizávaží z  $m_2 = 1\,828 \text{ kg}$  na  $m_2 = 1\,400 \text{ kg}$ .

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
$a_2$	1,87	$m * s^{-2}$	vždy funkční
$F_{l1}$	16 346	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	6 182	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	12 335	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	18 010	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	50 068	N	vždy funkční
$F_{bx}$	3 673	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 171	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 3 673	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 175	N	vždy funkční
$F_{bn}$	3 673	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	3 673	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	41	N	vždy funkční
$F_{t7}$	38	N	vždy funkční
$F_{jn}$	12 267	N	vždy funkční

$$a_5 = \frac{r_3 + R_4}{R_3} * a_2 = 1,5 \text{ m} * s^{-2}$$

**Stykové závislosti :**

$$M_{ca} = 187,8 \text{ Nm}$$

$$M_{cb} = 0,18 \text{ Nm}$$

$$M_{cc} = 0,18 \text{ Nm}$$

$$M_{vb} = 1,8 \text{ Nm}$$

$$M_{vc} = 1,8 \text{ Nm}$$

**Podmínky pohybového stavu:**

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 36,7 \text{ N}$$

$$F_{T7} = 36,7 \text{ N}$$

$$41 > 36,7 \text{ N}$$



## 8.6. RŮZNÉ MOŽNOSTI NAVÝŠENÍ ZRYCHLENÍ

Dosáhli jsme zrychlení jaké jsme chtěli, ale tělesa 6 a 7 se nám přestala valit a začala smýkat, proto zmenšíme hodnotu  $x$  z  $x = 0,55$  m na  $x = 0,5$  m.

NP	Velikost	Jednotky	Podmínka funkčnosti
$a_2$	1,86	$m * s^{-2}$	vždy funkční
$F_{l1}$	16 341	N	$F_{l1} > 0$
$F_{l2}$	6 180	N	$F_{l2} > 0$
$F_{l3}$	12 329	N	$F_{l3} > 0$
$F_{l4}$	18 002	N	$F_{l4} > 0$
$F_{ax}$	0	N	vždy funkční
$F_{ay}$	50 055	N	vždy funkční
$F_{bx}$	5 188	N	vždy funkční
$F_{by}$	- 163	N	vždy funkční
$F_{cx}$	- 5 188	N	vždy funkční
$F_{cy}$	- 168	N	vždy funkční
$F_{bn}$	5 188	N	$F_{bn} > 0$
$F_{cn}$	5 188	N	$F_{cn} > 0$
$F_{t6}$	50	N	vždy funkční
$F_{t7}$	45	N	vždy funkční
$F_{jn}$	12 271	N	vždy funkční

### Stykové závislosti :

$$M_{ca} = 187,8 \text{ Nm}$$

$$M_{cb} = 0,26 \text{ Nm}$$

$$M_{cc} = 0,26 \text{ Nm}$$

$$M_{vb} = 2,6 \text{ Nm}$$

$$M_{vc} = 2,6 \text{ Nm}$$

### Podmínky pohybového stavu:

$$F_{t6} < F_{T6} = f * F_{bn}$$

$$F_{t7} < F_{T7} = f * F_{cn}$$

$$F_{T6} = 51,9 \text{ N}$$

$$F_{T7} = 51,9 \text{ N}$$

$$50 < 51,9 \text{ N}$$

Zmenšením  $x$  se nám nepatrně zmenšilo zrychlení a napětí v lanech. Zvětšily se nám normálové a tečné síly, důležité však je, že zmenšením  $x$  se nám tělesa 6 a 7 dále valí.

## 8. DYNAMICKÁ ANALÝZA VARIANTA A

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 900 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa  $a_5 = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon $P$	Čas $t$
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	750 W	0,33 s
$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	1 500 W	0,67 s
$4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	6 000 W	2,7 s

Na změnu potřebného výkonu elektromotoru má vliv pouze rychlost a hnací moment. Velikost zrychlení má vliv pouze na množství potřebného času.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M \cdot \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

# 9. Dynamická analýza varianta B

V tomto případě budeme řešit soustavu těles z dynamického hlediska a to konkrétně pomocí metody redukce. To znamená, že danou soustavu budeme řešit bez uvažování pasivních účinků a získáme pouze jeden kinematický parametr. Bohužel díky této metodě nezjistíme stykové síly ve vazbách. Kinematický rozbor vyjde úplně stejně, protože se jedná o stejnou soustavu těles. Jelikož soustavu budeme řešit pomocí metody redukce, tak danou soustavu těles nebudeme uvolňovat. Statický rozbor rovněž dělat nebudeme. Dále budeme určovat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení zadaných maximálních rychlostí tělesa 5.

## 9.1. Samostatné řešení

**Rozdělíme si jednotlivá tělesa podle toho jaký pohyb vykonávají :**

těleso 2 koná translační pohyb

těleso 3 koná rotační pohyb

těleso 4 koná obecný rovinný pohyb

těleso 5 koná translační pohyb

těleso 6 koná obecný rovinný pohyb

těleso 7 koná obecný rovinný pohyb

těleso 8 koná translační pohyb

**Sepíšeme rovnici pro porovnání kinetické energie :**

$$\frac{1}{2} * m_2 * v_2^2 + \frac{1}{2} * I_{3T} * \omega_3^2 + \frac{1}{2} * m_4 * v_4^2 + \frac{1}{2} * I_{4T} * \omega_4^2 + \frac{1}{2} * m_5 * v_5^2 + \frac{1}{2} * m_6 * v_6^2 + \frac{1}{2} * I_{6T} * \omega_6^2 + \frac{1}{2} * m_7 * v_7^2 + \frac{1}{2} * I_{7T} * \omega_7^2 + \frac{1}{2} * m_8 * v_8^2 = \frac{1}{2} * m_{red} * v_2^2$$

**Sepíšeme rovnici pro porovnání výkonu:**

$$-m_2 * g * v_2 + M * \omega_3 + m_4 * g * v_4 + m_5 * g * v_5 + m_6 * g * v_6 + m_7 * g * v_7 + m_8 * g * v_8 = F_{red} * v_2$$

**Doplňkové rovnice :**

Nyní musíme sepsat doplňkové rovnice, abychom jednotlivá tělesa propojili mezi sebou.

$$a_2 = R_3 * \alpha_3$$

$$a_4 = (r_3 + R_4) * \alpha_3$$

$$(r_3 + R_4) * \alpha_3 = r_3 * \alpha_3 + R_4 * \alpha_4 \Rightarrow \alpha_3 = \alpha_4$$

$$a_4 = a_5 = a_6 = a_7 = a_8$$

$$a_6 = r_6 * \alpha_6$$

$$a_7 = r_7 * \alpha_7$$

**Osové momenty setrvačnosti :**

$$I_{3T} = \frac{1}{2} * (m_{3A} * (r_3^2 + m_{3B} * R_3^2)) = 117,825 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$I_{4T} = \frac{1}{2} * (m_{4A} * (r_4^2 + m_{4B} * R_4^2)) = 2,721 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$I_{6T} = \frac{1}{2} * m_6 * r_6^2 = 0,13 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$I_{7T} = \frac{1}{2} * m_7 * r_7^2 = 0,13 \text{ kg} * \text{m}^2$$

**Řešení rovnice :**

Nyní musíme rychlosti v rovnicích pro porovnání kinetické energie a porovnání výkonu vyjádřit jako funkce rychlosti  $v_2$ . Použijeme doplňkové rovnice a po úpravách zjistíme, že:

$$m_{red} = m_2 + \frac{I_3 + I_4}{R_3^2} + \left(\frac{r_3 + R_4}{R_3}\right)^2 * (m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8 + \frac{I_6}{r_6^2} + \frac{I_7}{r_7^2}) = 3\,545 \text{ kg}$$

$$F_{red} = \frac{M}{R_3} - m_2 * g + \frac{r_3 + R_4}{R_3} * g * (m_4 + m_5 + m_6 + m_7 + m_8) = 1\,090,4 \text{ N}$$

$$a_2 = \frac{F_{red}}{m_{red}} = 0,308 \text{ m} * \text{s}^{-2}$$

$$a_5 = 0,246 \text{ m} * \text{s}^{-2}$$

Lze si všimnout, že v našem případě u metody uvolnění nám vyšlo zrychlení  $0,23 \text{ m} * \text{s}^{-2}$  a u metody redukce  $0,308 \text{ m} * \text{s}^{-2}$ . Což se nám v praxi nemůže stát, jelikož nám vyšel dost odlišný výsledek, a to díky zanedbání pasivních účinků.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 600 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa  $a_5 = 0,246 \text{ m} * \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon P	Čas t
$0,5 \text{ m} * \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$	500 W	2,03 s
$1 \text{ m} * \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$	1 000 W	4,07 s
$4 \text{ m} * \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$	4 000 W	16,26 s

Metodou redukce nám oproti metodě uvolnění vyšlo větší zrychlení, které nelze zanedbat, a díky tomu i menší čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M * \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

## 9.1. SAMOSTATNÉ ŘEŠENÍ

### 9.1.1. Snížení protizávaží $m_2$

Všechny rovnice zůstávají stejné, jen snížíme hmotnost protizávaží z  $m_2 = 1\,828\text{ kg}$  na  $m_2 = 1\,332,5\text{ kg}$ .

$$m_{red} = 3049,5\text{ kg}$$

$$F_{red} = 5951\text{ N}$$

$$a_2 = 1,95\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

$$a_5 = 1,56\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

Již nyní u metody uvolňování nám vyšlo zrychlení  $1,87\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  a u metody redukce  $1,95\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Tato změna se již dá zanedbat.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 600\text{ Nm}$  a zrychlení tělesa 5  $a_5 = 1,56\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon $P$	Čas $t$
$0,5\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	$0,85\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$	500 W	0,32 s
$1\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	$1,7\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$	1 000 W	0,64 s
$4\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	$6,7\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$	4 000 W	2,56 s

Lze vidět, že s narůstajícím zrychlením se nám u metody redukce a metody uvolňování menší rozdíl mezi těmito zrychleními, a to má za následek i menší rozdíl v časech potřebných pro dosažení maximální rychlosti.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M \cdot \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

### 9.1.2. Zvýšení hnacího momentu

Všechny rovnice zůstávají opět stejné, pouze zvýšíme hnací moment z  $M = 600 \text{ Nm}$  na  $M = 4\,962 \text{ Nm}$ .

$m_{red} = 3\,545 \text{ kg}$  (zůstává stejná, hnací moment nemá vliv na redukovanou hmotnost).

$$F_{red} = 6906,4 \text{ N}$$

$$a_2 = 1,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_5 = 1,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Již nyní u metody uvolňování nám vyšlo zrychlení  $1,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  a u metody redukce  $1,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Tato změna se již dá zanedbat.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 4\,962 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa 5  $a_5 = 1,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon P	Čas t
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	4 135 W	0,32 s
$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	8 270 W	0,64 s
$4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	33 080 W	2,56 s

Rozdíl mezi metodou redukce a metodou uvolnění je v tomto případě mírný rozdíl ve zrychlení a v časech potřebných pro dosažení maximální rychlosti.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M \cdot \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

## 9.1. SAMOSTATNÉ ŘEŠENÍ

### 9.1.3. Změna poloměrů na tělese 3 a 4

Při změně poloměrů se nám mění i hmotnosti a osově momenty. Níže uvedená tabulka nám uvádí tyto změny. Opět všechny rovnice zůstávají stejné.

Parametr	Původní	Nové	Jednotky
$r_3$	0,35	0,5	m
$R_3$	0,75	0,8	m
$r_4$	0,15	0,1	m
$R_4$	0,25	0,2	m
$m_3$	900	1550	kg
$m_4$	110	62	kg
$I_3$	117,825	254,925	$kg * m^2$
$I_4$	2,721	1,2945	$kg * m^2$

$$m_{red} = 3989,3 \text{ kg}$$

$$F_{red} = 2336,8 \text{ N}$$

$$a_2 = 0,586 \text{ m} * \text{s}^{-2}$$

$$a_5 = 0,469 \text{ m} * \text{s}^{-2}$$

Nyní u metody uvolňování nám vyšlo zrychlení  $0,51 \text{ m} * \text{s}^{-2}$  a u metody redukce  $0,586 \text{ m} * \text{s}^{-2}$ . Tato změna se ještě nedá zcela zanedbat.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 600 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa 5  $a_5 = 0,469 \text{ m} * \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon $P$	Čas $t$
$0,5 \text{ m} * \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$	500 W	1,07 s
$1 \text{ m} * \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$	1 000 W	2,13 s
$4 \text{ m} * \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} * \text{s}^{-1}$	4 000 W	8,53 s

Rozdíl je pouze v zrychlení a v časech potřebných pro dosažení maximální rychlosti.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M * \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

### 9.1.4. Zlepšení výše uvedených změn

Z výše uvedených možností změníme poloměry u tělesa 3 a 4 jak je uvedeno dříve, dále zvýšíme hnací moment z  $M = 600 \text{ Nm}$  na  $M = 900 \text{ Nm}$  a snížíme hmotnost protizávaží z  $m_2 = 1\,828 \text{ kg}$  na  $m_2 = 1\,400 \text{ kg}$ .

$$m_{red} = 3561,3 \text{ kg}$$

$$F_{red} = 6910,4 \text{ N}$$

$$a_2 = 1,94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_5 = 1,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Nyní u metody uvolňování nám vyšlo zrychlení  $1,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  a u metody redukce  $1,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Tato změna se již dá zanedbat.

Nyní budeme počítat potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení maximální rychlosti pro hnací moment  $M = 900 \text{ Nm}$  a zrychlení tělesa 5  $a_5 = 1,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

rychlost $v_5$	úhlová rychlost $\omega_3$	Výkon P	Čas t
$0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$0,85 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	750 W	0,32 s
$1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$1,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	1 500 W	0,64 s
$4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	$6,7 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$	6 000 W	2,56 s

Můžeme si všimnout, že maximální rychlost tělesa 5 má velký vliv na potřebný výkon elektromotoru a času potřebného k jeho dosažení.

Výkon elektromotoru se vypočítá ze vztahu:  $P = M \cdot \omega_3$ .

Úhlová rychlost tělesa 3 se vypočítá:  $\omega_3 = \frac{v_5}{r_3 + R_4}$ .

Potřebný čas je ze vztahu:  $t = \frac{v_5}{a_5}$ .

Za pomoci metody uvolňování jsme zjistili kompletní stykové síly ve vazbách, ale museli jsme sestavit 16 rovnic s 16-ti neznámými parametry a doplnit je doplňkovými rovnicemi. Metodou redukce jsme nezjistili stykové síly ve vazbách, ale pro určení kinematického parametru nám stačili 2 rovnice a doplnit je doplňkovými rovnicemi. Metoda redukce je velmi efektivní nástroj, pokud můžeme zanedbat pasivní odpory a chceme zjistit pouze kinematický parametr.



# 10. Závěr

Bakalářská práce se zabývá analýzou soustavy těles s pasivními účinky, nejprve ze statického hlediska, a poté i z dynamického hlediska. V první části práce jsme si popsali základní východiska statiky jako je síla, moment síly, vazby, co je to statická ekvivalence a statická rovnováha, typy silových soustav a statický rozbor. Rozebrali jsme si vazby typu NNTN a NNTP. Nahlédli jsme i do dynamiky, kde jsme popsali Newtonovy pohybové zákony, momenty setrvačnosti, metodu uvolňování a metodu redukce. Řekli jsme si něco o historii výtahů, jejich hlavních částí a optimálního průběhu jízdy. Druhá část práce se zabývala statickou a dynamickou analýzou výtahu, kde byl proveden základní rozbor a výpočet stykových sil ve vazbách.

Statická analýza výtahu byla zaměřena na vazby typu NNTP, tedy s uvažováním pasivních účinků. Výtah se skládal z protizávaží, dvou kladek, nákladové plošiny, závaží a dvou koleček. Příklad byl řešen pro konstantní rychlost nákladové plošiny směrem dolů a poté směrem nahoru. Uvolnění jednotlivých těles bylo provedeno v programu GeoGebra. Výpočet stykových sil ve vazbách bylo provedeno v programu Matlab. Cílem bylo určení stykových sil ve vazbách, kontroly funkčnosti vazeb, pohybového stavu a určení hmotnosti protizávaží, které nám pro pohyb plošiny směrem dolů vyšel 1 828 kg a pro pohyb plošiny směrem nahoru 1 888 kg. Vazby s pasivními účinky je třeba zvážit, protože mohou mít velmi důležitou roli co se týče velikosti stykových sil ve vazbách, jejich funkčnosti a typu pohybového stavu.

Dynamická analýza téhož výtahu byla zaměřena na uvažování pasivních účinků metodou uvolňování a zanedbáním pasivních účinků metodou redukce. Cílem bylo určit zrychlení nákladové plošiny pro zadané parametry. Řešení bylo provedeno pro pohyb a zrychlení nákladové plošiny směrem dolů. Uvolnění jednotlivých těles bylo provedeno v programu GeoGebra. Výpočet stykových sil ve vazbách pomocí metody uvolňování bylo provedeno v programu Matlab. Metodou uvolňování nám vyšlo zrychlení nákladové plošiny  $a_5 = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Metodou redukce, která byla provedena na papíře nám vyšlo zrychlení nákladové plošiny  $a_5 = 1,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Dále jsme počítali potřebný výkon elektromotoru a čas potřebný pro dosažení zadaných maximálních rychlostí.

Bakalářská práce může sloužit jako příručka k předmětům statika a dynamika.

# Literatura

- [1] FLORIAN, Zdeněk, Emanuel ONDRÁČEK a Karel PŘIKRYL. *Mechanika těles: statika*. Vyd. 7., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3440-0.
- [2] FLORIAN, Zdeněk, Karel PELLANT a Miroslav SUCHÁNEK. *Technická mechanika I-statika*. V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 181s.
- [3] JANOVSKEÝ, Lubomír a Josef DOLEŽAL. *Výtahy a eskalátory*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1980. Technický průvodce(SNTL-Nakladatelství technické literatury).
- [4] JANOVSKEÝ, Lubomír. *Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu*. Praha: České vysoké učení technické, 1991.
- [5] Juliš, Karel a Rudolf BREPTA. *Mechanika. 1. díl, Statika a kinematika*. Praha: SNTL, 1986
- [6] KRATOCHVÍL, Ctirad a Jaromír SLAVÍK. *Mechanika těles: dynamika*. Vyd. 4., V Akademickém nakl. CERM 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3446-2
- [7] ŠREJTR, Josef a Oldřich BRŮHA. *Technická mechanika*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1970.

# 11. Seznam použitých zkratek a symbolů

$\Phi$  popis symbolu

dlouhý symbol popis symbolu

ještě delší dlouhý symbol  
popis symbolu

# 12. Seznam příloh

Sem napsat přílohy jestli nějaké jsou