



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

**Ústav mechaniky, biomechaniky  
a mechatroniky**

**Modulární mechatronický kolový  
zvedák**

**Modular mechatronic wheel jack**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2022**

**Martin Synek**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Petr Beneš, Ph.D.



# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Synek** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **492449**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Modulární mechatronický kolový zvedák**

Název bakalářské práce anglicky:

**Modular mechatronic wheel jack**

Pokyny pro vypracování:

1. Seznamte se s existujícími systémy kolových zvedáků automobilů.
2. Vypočítejte síly potřebné pro funkci zvedáku a jejich průběhy.
3. Navrhněte mechatronické provedení kolového zvedáku.
4. Vytvořte model pro demonstraci funkce celého konceptu.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Gferrer, A.: Geometry and kinematics of the Mecanum wheel, Computer Aided Geometric Design, 2008, 25(9), pp. 784–791  
[2] Valášek, M., Stejskal, V., Březina, J.: Mechanika A, Vydavatelství ČVUT v Praze, Praha 2007

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Petr Beneš, Ph.D. odbor mechaniky a mechatroniky FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **22.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15.08.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

Ing. Petr Beneš, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.  
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

# Anotační záznam

Jméno autora: Martin Synek

Název práce: Modulární mechatronický kolový zvedák

Anglický název: Modular mechatronic wheel jack

Rozsah práce: 51 stran

32 obrázků

8 tabulek

Akademický rok: 2021/2022

Ústav: 12 105 Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Petr Beneš, Ph.D.

Klíčová slova: Kolový zvedák, zvedák, mecanum kola, 3D model, mechatronika

Key words: Wheel jack, jack, mecanum wheels, 3D model, mechatronic



## Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem mechatronického kolového zvedáku vícestopých vozidel. V práci je vypracován přehled existujících zařízení na trhu a proveden výpočet sil potřebných pro funkci zvolené varianty zvedáku. Na jejich základě je navrženo vlastní řešení mechatronického provedení kolového zvedáku.

## Abstract

This bachelor thesis deals with the design of a mechatronic wheel hoist for multi-track vehicles. The thesis presents an overview of the existing devices on the market and calculates the forces required for the operation of the selected variant of the jack. On the basis of these data, the actual design of the mechatronic wheel jack is proposed.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Modulární mechatronický kolový zvedák vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze, dne .....

.....

Podpis



## Poděkování

Děkuji Ing. Petru Benešovi, PhD. za vedení mé bakalářské práce, cenné rady a ochotu. Dále děkuji své rodině a přátelům za podporu po celou dobu studia.



# Obsah

1 Úvod .....	9
1.1 Cíl práce .....	10
2 Rešerše existujících řešení.....	11
2.1 Zvedání pomocí stahování ráků .....	12
2.1.1 Kolový zvedák se západkovým mechanismem.....	12
2.1.2 Kolový zvedák s hydraulickým pístem .....	13
2.1.3 Kolový zvedák s řetězovým navijákem .....	14
2.2 Otáčení uchycení kol .....	15
2.3 Otáčení uchycení zvedacích válců .....	16
2.4 Parametry komerčně prodávaných kolových zvedáků .....	17
2.5 Zhodnocení existujících řešení .....	18
3 Výpočet sil potřebných pro funkci zvedáku .....	19
3.1 Výpočet s uvažováním absolutně tuhých těles .....	19
3.1.1 Mechanický model .....	19
3.1.2 Uvolnění těles modelu a sestavení rovnic .....	20
3.1.3 Vliv velikosti stahovacích válců a výšky jejich uchycení.....	24
3.1.4 Výpočet průběhu potřebné stahovací síly a výšky zdvihu pneumatiky ..	26
3.2 Výpočet s uvažováním poddajné pneumatiky.....	28
3.2.1 Lineární model poddajné pneumatiky .....	28
3.2.2 Výpočet tuhosti pneumatiky .....	29
3.2.3 Výpočet průběhu potřebné stahovací síly a výšky zdvihu pneumatiky ..	29
4 Návrh mechatronického kolového zvedáku.....	34
4.1 Volba lineárního pohonu.....	34
4.2 Volba kol.....	35
4.3 Volba pohonu kol.....	37
4.4 Napájení motorů .....	38
4.5 Konstrukční návrh mechatronického kolového zvedáku .....	39
5 Návrh demonstračního modelu .....	42
5.1 Návrh lineárního pohonu .....	42
5.2 Volba pohonu kol.....	44



5.3 Napájení zvedáku .....	44
5.4 Konstrukční návrh demonstračního modelu .....	45
6 Závěr.....	47





# 1 Úvod

Kolové zvedáky jsou zařízení sloužící ke zvedání vozidel za kola. Obvykle jsou vybaveny čtveřicí otočných pojezdových koleček. Při použití zvedáků na všech kolech lze snadno manipulovat i se zabrzděnými vozidly při vynaložení minimálního úsilí.

Uplatnění nacházejí zvedáky zejména v autoservisech, u odtahových služeb, na výstavních plochách autosalonů a u prodejců vozů nebo u majitelů rozsáhlých sbírek. Zkrátka všude tam, kde je třeba manipulovat s vyšším počtem vozů na krátkou vzdálenost nebo např. ve stísněných prostorech.

Odtahové služby používají kolové zvedáky i v provedení s pevnými pojezdovými koly. V takových případech je běžně přední náprava vozu naložena na plošinu odtahového vozidla a na zadní nápravu se instalují kolové zvedáky. Taková varianta umožňuje tažení vozidel na vzdálenosti nižších desítek kilometrů do nejbližšího servisu.

Jedná se o jeden ze způsobů, jak lze bezpečně odtáhnout porouchaný elektromobil, jelikož se žádné kolo během odtahu nedotýká vozovky. Výrobci elektromobilů zakazují tažení, při kterém by se kola dotýkala vozovky, protože hrozí přehřátí a následné poškození hnacích elektromotorů.

Kolové zvedáky lze použít prakticky u jakéhokoli vícestopého vozidla. Počet kol ani náprav nehraje roli, jelikož systém kolových zvedáků je modulární. Zvedáky lze tak použít pro manipulaci téměř všech vozů – od tříkolových vozidel jako byl například ikonický český Velorex, přes běžné vozy typu Volkswagen Golf, sportovní vozy jako je Porsche 911 až po mnohanápravové nákladní automobily.

Pro všechny výše zmíněné případy nepůjde použít identickou konstrukci zvedáku. Pro nákladní automobily bude limitujícím parametrem únosnost zvedáku, konstrukce pro toto použití bude muset být výrazně robustnější a rozměrnější ve srovnání se zvedákem pro běžné automobily. Pro velkou pneumatiku nákladních automobilů je také třeba výrazně větší rozteč zvedacích členů.



Sportovní automobily kromě vysokého výkonu vynikají také poměrně nízkou hmotností, proto únosnost zde nebude limitujícím faktorem. Tím je u sportovních automobilů nízká světlá výška, která se může pohybovat i okolo pouhých 11 centimetrů. Proto by kolové zvedáky pro sportovní auta měly být velmi nízké.

Kolové zvedáky naleznou uplatnění i při údržbě veřejných komunikací. Překážející vůz může být snadno a rychle přemístěn o několik metrů a po provedené údržbě vrácen zpět na původní místo.

## 1.1 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout mechatronický kolový zvedák, který by umožňoval snadnou a rychlou všesměrovou manipulaci i se zabrzděnými vícestopými vozidly. Pro splnění hlavního cíle je třeba nejprve splnit jednotlivé podcíle:

- Seznámit se s existujícími řešeními na trhu.
- Pro vybrané řešení určit působící síly nutné k funkci.
- Navrhnout jednotlivé prvky kolového zvedáku.
- Vytvořit 3D model mechatronického kolového zvedáku.
- Vytvořit návrh demonstračního modelu mechatronického kolového zvedáku.



## 2 Rešerše existujících řešení

Na trhu se aktuálně nachází tři typy kolových zvedáků, které budou v následujících kapitolách detailněji představeny. Ke zvednutí vozu používají následující způsoby:

- Stažení rámců se zvedacími válci k sobě pomocí stahovacího členu.
- Otočení uchycení kol pomocí pákového mechanismu.
- Otočení uchycení zvedacích válců pomocí pákového mechanismu.

Všechny tři typy kolových zvedáků mají velmi podobnou konstrukci. Skládají se ze dvou svařovaných rámců, které po složení tvoří tvar písmene „U“. Každá polovina je vybavena dvojicí pojezdových kol a zvedacím členem, jež je obvykle válec. Posuvná vazba mezi rámy je většinou tvořena uzavřenými čtvercovými profily, které zabraňují vzájemnému natočení rámců, výjimečně jsou použity trubky kruhové. Při použití zvedáků je třeba dbát na to, aby byl zvedák umístěn paralelně s bočnicí pneumatiky a byl ponechán prostor přibližně 3 cm mezi konstrukcí a bočnicí pneumatiky. Na Obr. 1 je příklad kolového zvedáku se západkovým mechanismem [1], [2], [3].



Obr. 1 Kolový zvedák se západkovým mechanismem GoJak G5211 [1]

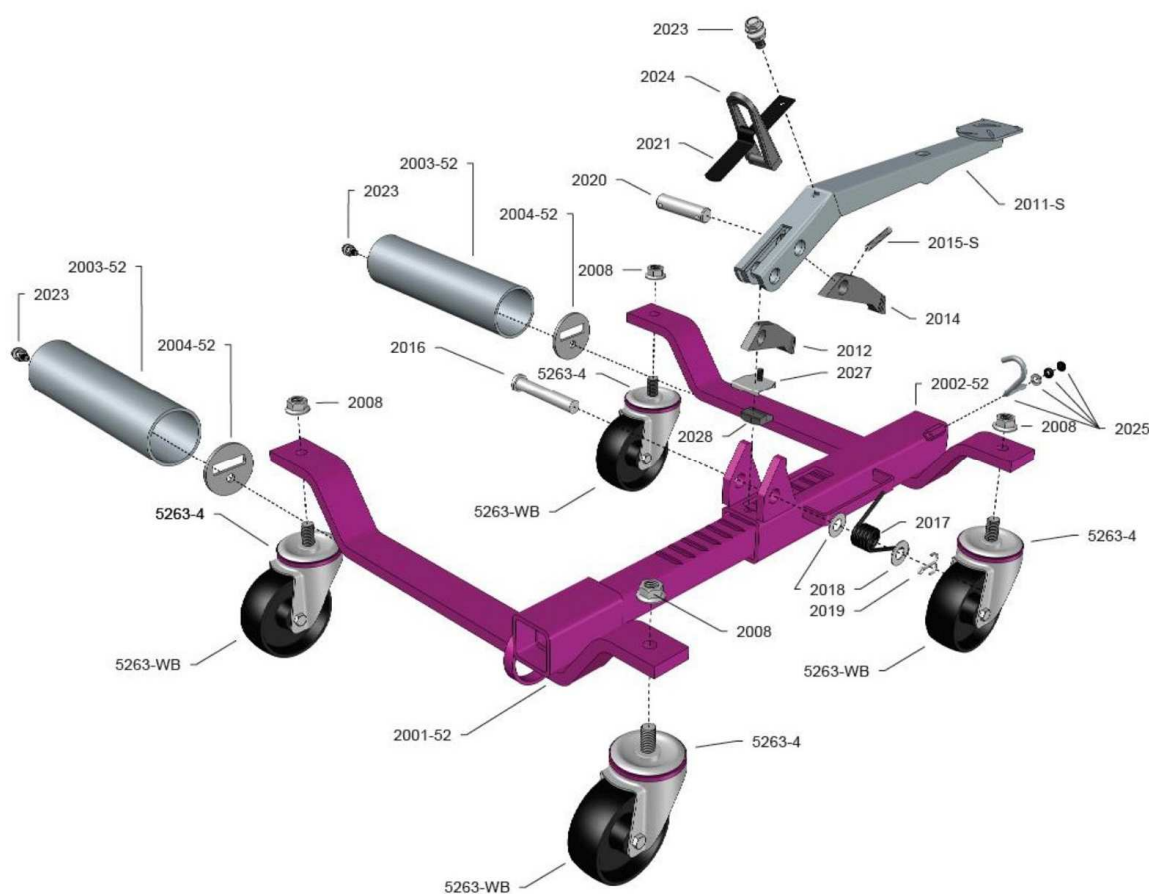


## 2.1 Zvedání pomocí stahování rámu

Zvedáky fungující na principu stahování rámu patří mezi nejrozšířenější na trhu, a to zejména díky snadné obsluze. K vyvození stahovací síly se používají tři různé mechanismy – systém západek zabírajících do hřebene, hydraulický píst a řetězový naviják [1], [4], [5].

### 2.1.1 Kolový zvedák se západkovým mechanismem

U zvedáků se západkovým mechanismem je vnitřní čtvercový profil opatřen drážkováním, do kterého zapadá dvojice západek – jedna hnací (na Obr. 2 díl č. 2014) a druhá jisticí (na Obr. 2 díl č. 2012). Hnací západku do záběru tlačí válcová pružina (na Obr. 2 díl č. 2015-S). Zvedací válce jsou nasunuty na zohýbanou pásovinu a následně uloženy na čepy, díky tomu se mohou válce při dotyku s pneumatikou i odvalovat [1].



Obr. 2 Rozložený pohled kolového zvedáku GoJak 5211 [1]



Pro nastavení potřebné rozteče zvedacích válců je třeba nejprve odjistit jisticí západku překlopením směrové páky (na Obr. 2 díl č. 2024) do dolní polohy, poté se jednou sešlápne nožní pedál. Po nastavení potřebné rozteče se zasune zvedák pod kolo. Pro zvednutí samotného kola je nutné překloupat směrovou páku do horní polohy a sešlapovat nožní pedál, dokud se kolo nezvedne. Spuštění kola zpět na zem se provádí překlopením směrové páky zpět do dolní polohy a poté opět několikrát sešlápnout nožní pedál [1].

### 2.1.2 Kolový zvedák s hydraulickým pístem

Zvedáky s hydraulickým pístem jsou konstrukčně velmi podobné zvedákům se západkovým mechanismem. Na Obr. 3 lze vidět, že hydraulický píst je zesponu přichycen k vnějšímu čtvercovému profilu. Vnitřní čtvercový profil je hladký, pouze na obou koncích jsou do něj vyvrtány válcové díry. Díra na okraji blízko pojezdových koleček slouží k přichycení oka písní tyče, na jeho druhém konci se nachází dvojice děr určená k zasunutí pojistného kolíku. I u tohoto zvedáku se vyskytuje nožní pedál, který zde však slouží k pohonu hydraulické pumpy [1].



Obr. 3 Kolový zvedák s hydraulickým pístem [4]

Pro nastavení potřebné rozteče zvedacích válců se musí nejprve vysunout pojistný kolík, následně se pak povolí přepouštěcí ventil, který se nachází pod



nožní pákou. Rámy se ručně roztáhnou do potřebné vzdálenosti a zvedák se zasune pod kolo. Pro zvednutí kola je prvně třeba utáhnout přepouštěcí ventil, následně se pak sešlapuje nožní pedál, dokud se kolo nezvedne. Před manipulací je nutné zvedák zajistit zasunutím pojistného kolíku do díry. Pro spuštění kola zpět na zem se musí nejprve vysunout pojistný kolík, následně se pomalu povoluje přepouštěcí ventil [4].

### 2.1.3 Kolový zvedák s řetězovým navijákem

Zvedáky s řetězovým navijákem vyrábí především německá firma FX Schöberl. Na Obr. 4 je zobrazen jejich zvedák Wheel Dolly 600. Pro vyvinutí stahovací síly používá řetěz, který je na jednom konci pevně spojen s navíjecím kolem. Otáčením kola proti směru hodinových ručiček se řetěz navíjí a působí na něj osová síla, jež stahuje rámy k sobě. Jistící mechanismus řetězu je velmi podobný mechanismu rohatka-západka. Funkci rohatky zde plní článkový řetěz, západka je uložena na čepu a do záběru je tlačena pružinou, která je nasunuta na šroubu. Otočením šroubu lze západku aretovat.



Obr. 4 Kolový zvedák s řetězovým navijákem Wheel Dolly 600 [5]

Stejně jako u jiných zvedáku je konstrukce tvořena dvěma svařovanými rámy. Posuvnou vazbu netradičně tvoří kruhové trubky, které umožňují vzájemné natočení dvou částí zvedáku. Toho se využívá například při odtahu vozidla po nerovném povrchu. Mezi trubkami se nachází tlačná pružina, která napomáhá roztahovat rámy od sebe při montáži zvedáku. Zvedací válce jsou nasunuty na





hřídele, díky tomu se mohou snadněji otáčet, než v případě konstrukcí vyobrazených na Obr. 1 a Obr. 2 [5].

Pro použití se musí nejprve odjistit šroub, který zajišťuje západku. V dalším kroku se nohou nadzvedne západka řetězu a díky tlačné pružině se rámy automaticky roztáhnou. Zvedák se poté umístí pod kola. Následně se na náboj navijáku nasadí páka, pomocí které se s navijákem otáčí proti směru hodinových ručiček, čímž se rámy stahují k sobě a zvedají kolo. Před manipulací se řetězová západka zajistí otočením šroubu. Při spouštění kola se postupuje stejně jako při přípravě zvedáku k použití [5].

## 2.2 Otáčení uchycení kol

Rámy jsou tvořeny dvojicí svařovaných hliníkových čtvercových profilů, které mimo jiné tvoří posuvnou vazbu. Ve volném konce vnějšího čtvercového profilu je vyvrtán otvor pro čep. Do vnitřního čtvercového profilu je vyvrtána série otvorů, která slouží pro nastavení potřebné vzdálenosti mezi rámy. Roli zvedacích členů zde tvoří plechy, které svírají se zemí úhel přibližně 45°.



*Obr. 5 Kolový zvedák RED Collins Carrier Dolly [2]*

Pro zvedání se používá pákový mechanismus, jež otočí uchycení kol o přibližně 180°. Na Obr. 5 je zobrazeno zvedání rámu pomocí pákového mechanismu a jeho detail je zobrazen na Obr. 6 [2].



*Obr. 6 Detail uchycení kol zvedáku RED Collins Carrier Dolly [2]*

Pro nastavení potřebné vzdálenosti ráků je nutné nejprve vytáhnout zajišťovací kolík, poté se ručně ráky roztáhnout na potřebnou vzdálenost a zasunou pod kolo. Před zvedáním se zajistí ráky zpět kolíkem. Následně se do čtvercových otvorů zasune tyč, která slouží k prodloužení ramene páky, a postupně se otočí uchycení kol o přibližně 180° na obou stranách zvedáku, tím je kolo zvednuto. Spuštění kola se provádí podle stejných kroků jako při zvedání, jen v opačném pořadí [2].

### **2.3 Otáčení uchycení zvedacích válců**

Zvedák s otočným uchycením zvedacích válců pochází od španělské zámečnické firmy Domser. Konstrukce ráků a princip nastavení jejich vzdálenosti jsou téměř identické jako u zvedáku s otočným uchycením kol (kapitola 2.2). Každý rám je vybaven dvojicí pojezdových koleček a zvedací válce jsou nasazeny na hřídele podobně jako u zvedáku s řetězovým navijákem (kapitola 2.1.3). Uchycení zvedacích válců není však napevno přivařeno k rámu, nýbrž je uloženo na čepech, což se využívá ke zvednutí kola, viz Obr. 7 [3].





Obr. 7 Kolový zvedák s otáčecím uchycením zvedacích válců [3]

Použití tohoto typu zvedáku je velmi podobné tomu popsanému v kapitole 2.2. Nejprve se vysune pojistný kolík, poté se nastaví potřebná rozteč zvedacích válců a zvedák se zasune pod kola. Před započítím zvedání se poloha rámu zajistí zpět kolíkem. Pro zvednutí se na vyčnívající trn nasadí trubka, která slouží k prodloužení ramene páky. Trnem se otáčí, dokud se uchycení zvedacího válce nedostane do svislé polohy. Otočením obou uchycení se kolo nadzvedne. Pro spuštění kola zpět na zem se postupuje podle kroků jako při zvedání, ale v opačném pořadí [3].

## 2.4 Parametry komerčně prodávaných kolových zvedáků

V Tab. 1 se nachází přehled parametrů existujících zvedáků na trhu.

Název zvedáku	Únosnost	Max. šířka pneumatiky
GoJak G5211	590 kg	280 mm
RED Collins Carrier Dolly	900 kg	-
Hydraulic Autolift	680 kg	300 mm
Wheel Dolly 600	600 kg	-

Tab. 1 Přehled parametrů existujících kolových zvedáků [1], [2], [4], [5]



## 2.5 Zhodnocení existujících řešení

Nejvyšší potenciál pro následný návrh mechatronického provedení nabízí zvedáky se stahováním rámců, jejichž konstrukce je popsána v kapitole 2.1.2, kde stahování obstarává hydraulický píst. Pohon nožní pumpou lze snadno nahradit pomocí lineárního pohonu. Uložení zvedacích válců je však výrazně lépe provedeno u kolového zvedáku Wheel Dolly 600, jehož konstrukce je popsána v kapitole 2.1.3. Návrh mechatronického kolového zvedáku bude tedy vycházet především z těchto dvou variant [4], [5].



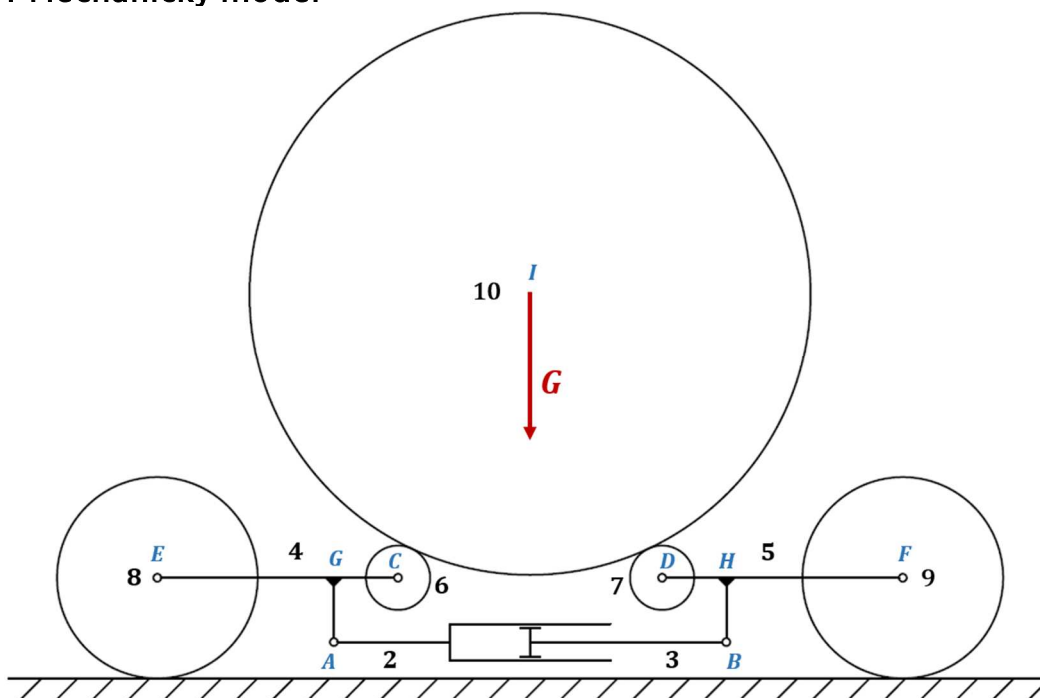
## 3 Výpočet sil potřebných pro funkci zvedáku

Po zhodnocení existujících řešení v kapitole 2.5 byla pro návrh mechatronického řešení zvolena varianta se stahováním rámu. Před samotným návrhem mechatronického řešení je třeba určit potřebné síly pro jeho funkci. Zatížení v průběhu zvedání je uvažováno jako kvazistatické. Předpokládá se ideální rozložení váhy mezi přední a zadní nápravou automobilu v poměru 50:50. Každé ze čtyř kol pro následující výpočty tedy představuje čtvrtinu hmotnosti automobilu.

### 3.1 Výpočet s uvažováním absolutně tuhých těles

V první fázi výpočtu jsou všechna tělesa uvažována jako ideální a absolutně tuhá. Po zavedení tohoto předpokladu lze vytvořit mechanický 2D model kolového zvedáku, který se nachází na Obr. 8. S pomocí tohoto modelu budou určeny potřebné síly pro funkci zvedáku.

#### 3.1.1 Mechanický model



Obr. 8 Mechanický 2D model

Mezi pojezdovými koly a zemí je uvažována valivá vazba, stejně tak mezi zvedacími válci a kolem. Soustava by měla mít celkem pět stupňů volnosti. Dva stupně jsou potřebné na otáčení pojezdových kol, dva na otáčení zvedacích



válců a poslední pátý je potřebný pro vzájemný posuv rámu v posuvné vazbě. Počet stupňů volnosti  $n$  rovinné soustavy lze určit dosazením do rovnice (1) [6].

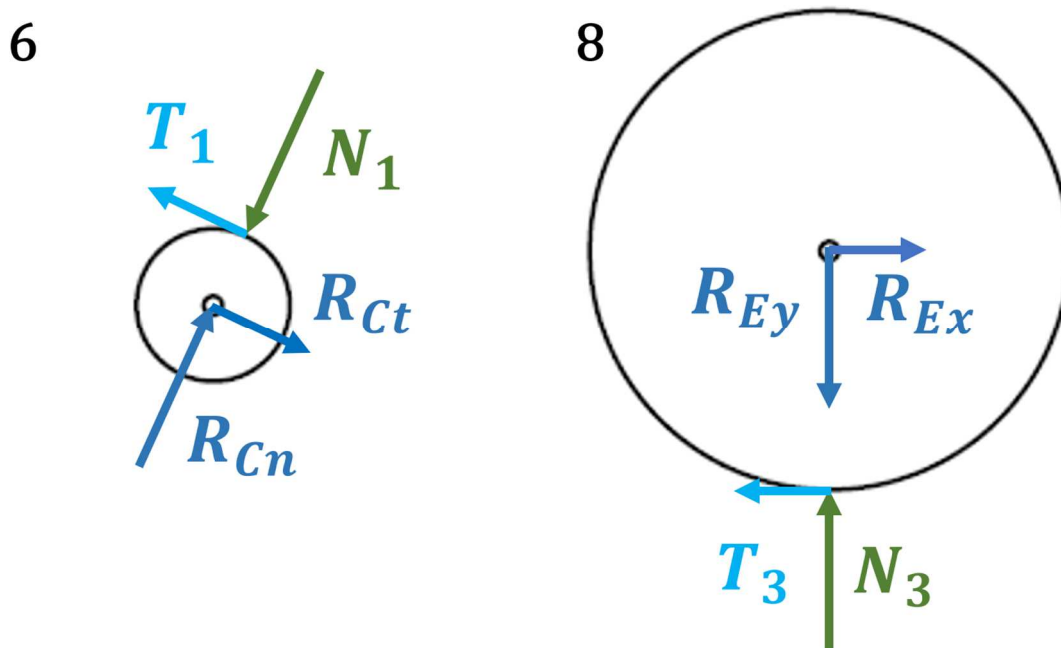
$$\begin{aligned} n &= 3 \cdot (u - 1) - 3 \cdot vp - 2 \cdot (r + p + v) - 1 \cdot o \\ &= 3 \cdot (10 - 1) - 3 \cdot 0 - 2 \cdot (6 + 1 + 4) - 1 \cdot 0 = 5 \end{aligned} \quad (1)$$

Řešená soustava je tedy pohyblivá a staticky určitá s pěti stupni volnosti, což se shoduje s předpokladem v předchozím odstavci.

### 3.1.2 Uvolnění těles modelu a sestavení rovnic

Dále je třeba provést uvolnění jednotlivých těles soustavy. Z mechanického modelu je zřejmé, že se díky symetrii tíha kola rovnoměrně rozloží mezi obě poloviny zvedáku, čehož bude využito při uvolnění. Pro zjednodušení není uvažována tíha jednotlivých těles a jsou zanedbány pasivní účinky.

Uvolnění zvedacího válce a pojezdového kola zobrazuje Obr. 9, na jeho základě se sestaví rovnováhy zvedacího válce (2), (3), (4) a pojezdového kola (5), (6), (7).



Obr. 9 Uvolnění zvedacího válce a pojezdového kola

$$\Sigma F_t: R_{ct} - T_1 = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma F_n: R_{cn} - N_1 = 0 \quad (3)$$

$$\Sigma M_C: T_1 \cdot r_6 = 0 \quad (4)$$



$$\Sigma F_x: R_{Ex} - T_3 = 0 \quad (5)$$

$$\Sigma F_y: R_{Ey} - N_3 = 0 \quad (6)$$

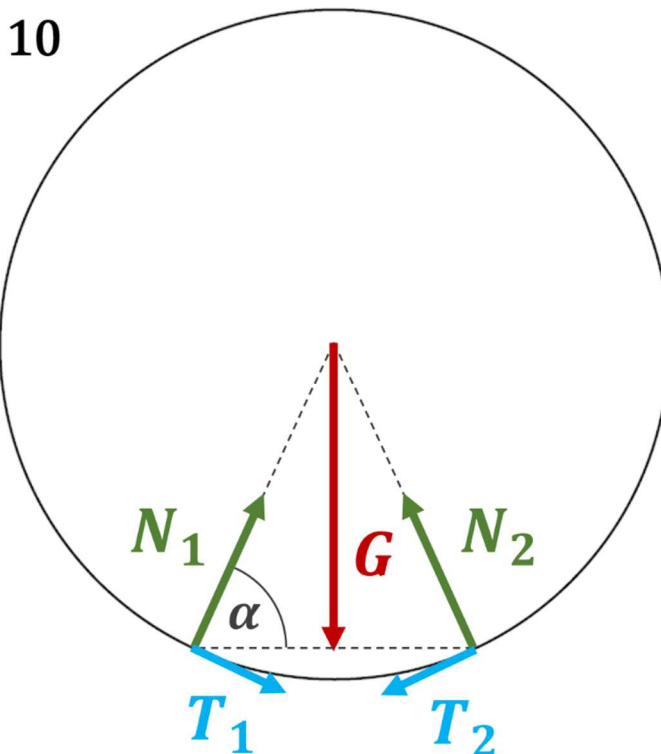
$$\Sigma M_E: T_3 \cdot r_8 = 0 \quad (7)$$

Z momentových rovnic (4) a (7) vyplývá, že velikost tečných reakcí  $T_1$  a  $T_3$  je nulová. Z rovnic (2) a (5) po dosazení nulových velikostí tečných reakcí vyplývá, že velikost reakcí  $R_{Ct}$  i  $R_{Ex}$  jsou rovněž nulové. Výsledné reakce rotačních vazeb se určí pomocí rovnic (8) a (9).

$$R_C = R_{Cn} = N_1 \quad (8)$$

$$R_E = R_{Ey} = N_3 \quad (9)$$

Obr. 10 zobrazuje uvolnění kola, na jeho základě se sestaví rovnice rovnováhy (10), (11), (12).



Obr. 10 Uvolnění kola

$$\Sigma F_x: N_1 \cdot \sin \alpha + T_1 \cdot \sin \alpha - N_2 \cdot \sin \alpha - T_2 \cdot \sin \alpha = 0 \quad (10)$$

$$\Sigma F_y: N_1 \cdot \cos \alpha + N_2 \cdot \cos \alpha - T_1 \cdot \cos \alpha - N_2 \cdot \cos \alpha - T_2 \cdot \cos \alpha - G = 0 \quad (11)$$

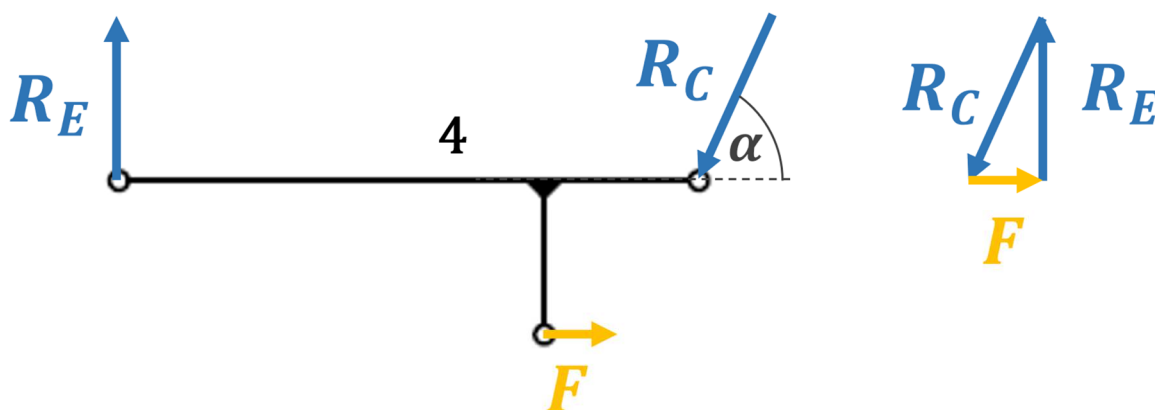
$$\Sigma M_I: T_1 \cdot r_{10} - T_2 \cdot r_{10} = 0 \quad (12)$$



Z momentové rovnice je patrné, že velikost tečné reakce  $T_2$  je rovna  $T_1$ , tedy je nulová. Z rovnice (10) po dosažení nulových tečných reakcí a následných úpravách vyplývá, že velikost normálových reakcí  $N_1$  a  $N_2$  si je rovna. Velikost normálových reakcí se vypočítá pomocí rovnice (13), jež vychází z rovnice (11).

$$N_1 = N_2 = \frac{G}{2} \cdot \sin \alpha \quad (13)$$

Na Obr. 11 je uvolnění rámu zvedáku včetně silového trojúhelníku, na jeho základě se sestaví rovnice rovnováhy. Pro rovnováhu rámu je nutné doplnit sílu  $F$ , kterou musí být rámy stahovány k sobě. Sílu  $F$  je potřeba vyvinout ve stahovacím členu.



Obr. 11 Uvolnění levého rámu zvedáku

$$\Sigma F_x: F - R_C \cdot \cos \alpha = 0 \quad (14)$$

$$\Sigma F_y: R_E - R_C \cdot \sin \alpha = 0 \quad (15)$$

$$\Sigma M_G: R_E \cdot |EG| + R_C \cdot \sin \alpha \cdot |CG| - F \cdot |AG| = 0 \quad (16)$$

Rovnice (17) pro výpočet velikosti stahovací síly se stanoví ze silového trojúhelníku na Obr. 11.

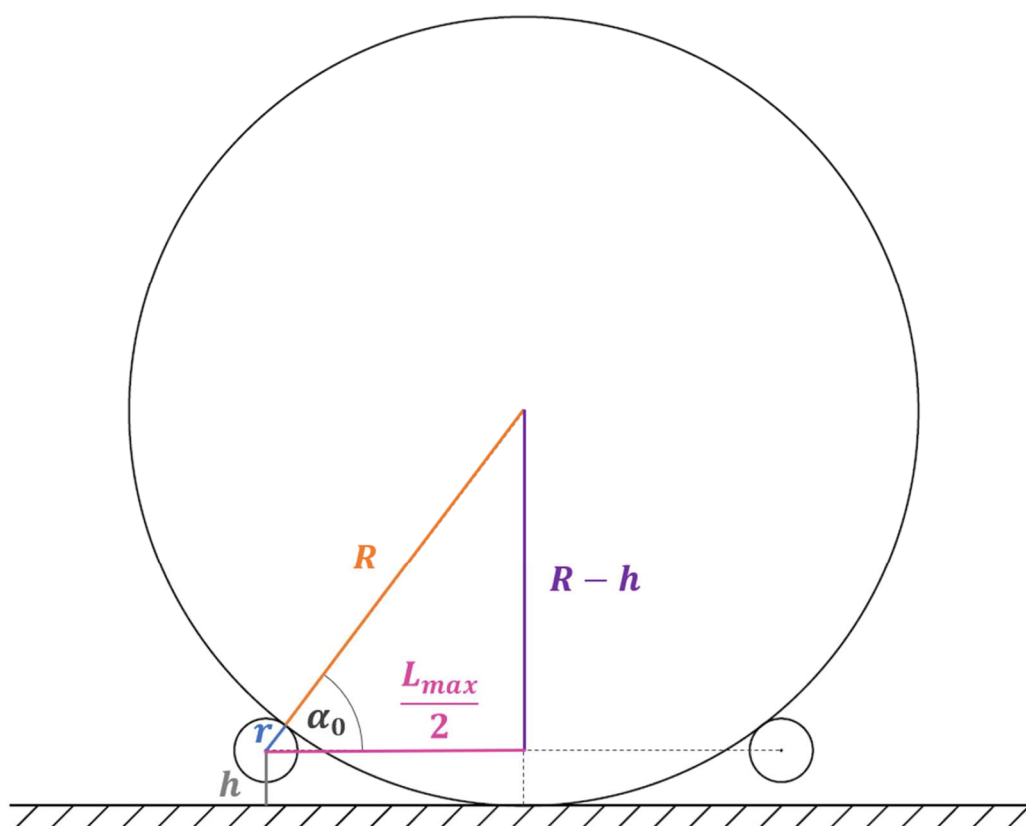
$$\cos \alpha = \frac{F}{R_C} = \frac{F}{N_1} = \frac{F}{\frac{G}{2} \cdot \sin \alpha} \quad (17)$$

Úpravou rovnice (17) vznikne finální tvar rovnice (18), pomocí které se určí velikost stahovací síly  $F$ .



$$F = \frac{G}{2} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (18)$$

Z rovnice (18) vyplívá, že síla  $F$  bude klesat s rostoucím úhlem společné normály kola a zvedacího válce. Nejmenší hodnota úhlu bude při prvním dotyku zvedacích válců s kolem a zároveň v tomto okamžiku bude rozteč zvedacích válců největší. Rovnice (19) pro výpočet dotykového úhlu  $\alpha_0$  se sestaví na základě geometrie, kterou zobrazuje Obr. 12.



Obr. 12 Rozbor geometrie pro určení dotykového úhlu

$$\alpha_0 = \arcsin \left( \frac{R - h}{R + r} \right) \quad (19)$$

Pro konstrukci zvedáku je důležité znát maximální rozteč zvedacích válců při dotyku s kolem. Tento parametr se vypočte pomocí rovnice (20), která vychází z rozboru geometrie na Obr. 12.

$$L_{max} = 2 \cdot (R + r) \cdot \cos \alpha_0 \quad (20)$$

Vnější průměr pneumatiky se spočítá pomocí rovnice (21), kde  $AR$  je poměrná výška profilu pneumatiky,  $S_N$  nominální šířka pneumatiky a  $D_R$  průměr ráfku [7].

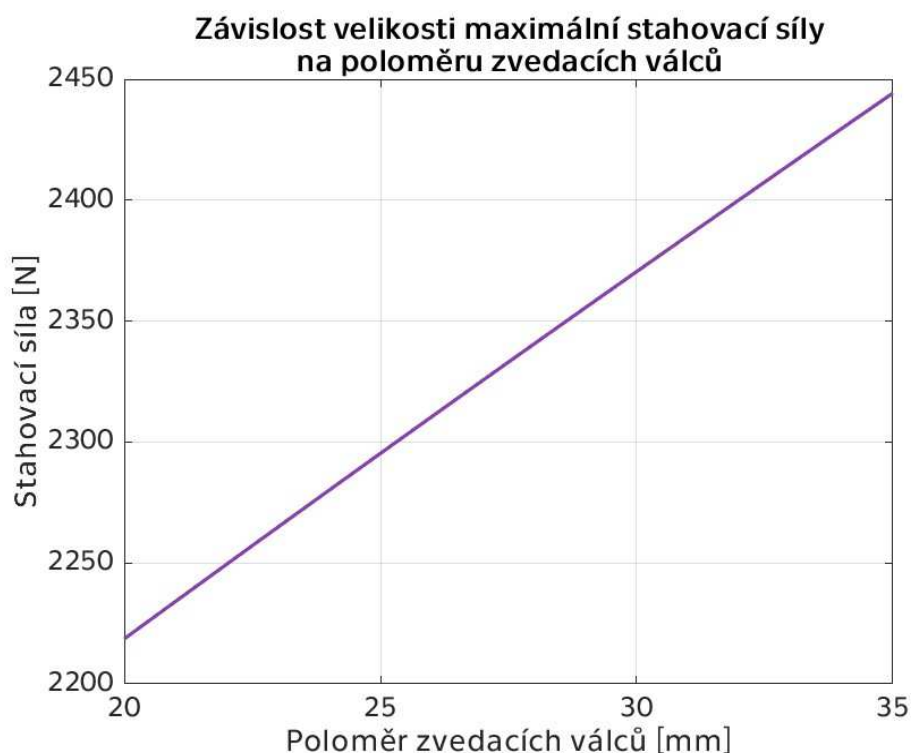


$$D = \frac{S_N \cdot AR}{50} + D_R \quad (21)$$

### 3.1.3 Vliv velikosti stahovacích válců a výšky jejich uchycení

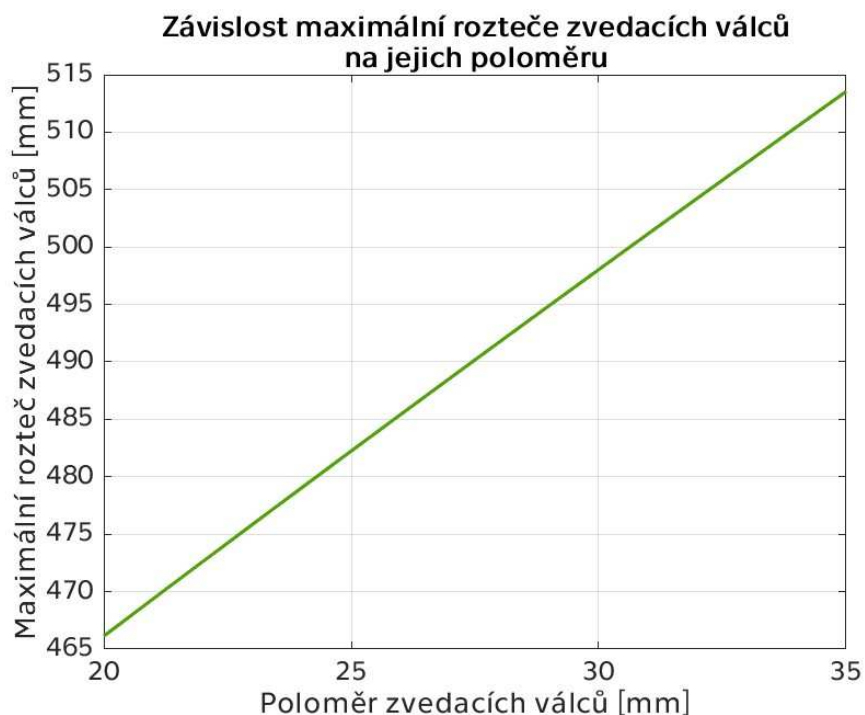
Jak je patrné z rovnic (18) a (19), velikost potřebné stahovací síly závisí kromě velikosti kola, kterou konstrukčním řešením zvedáku nelze ovlivnit, také na velikosti a výšce uchycení zvedacích válců nad zemí. Závislost maximální velikosti stahovací síly na poloměru stahovacích válců  $r$  a výšce jejich uchycení  $h$  vykresluje Obr. 13 a Obr. 15. Z rovnice (19) vyplývá, že poloměr stahovacích válců a výška jejich uchycení má také vliv na potřebnou maximální rozteč válců potřebnou k obepnutí kola. Závislosti znázorňují Obr. 14 a Obr. 16.

Ve výpočtech je použit elektromobil Porsche Taycan Turbo S Sport Turismo s pohotovostní hmotností 2325 kg. Na přední nápravě jsou pneumatiky 265/35 ZR21 a na zadní nápravě 305/30 ZR21. Pomocí rovnice (21) bylo zjištěno, že se vnější průměr pneumatik liší o 2,5 mm. Pro zjednodušení výpočtu je zaveden předpoklad, že na obou nápravách jsou použity pneumatiky o vnějším průměru 719 mm [8].



Obr. 13 Závislost velikosti maximální stahovací síly na poloměru zvedacích válců



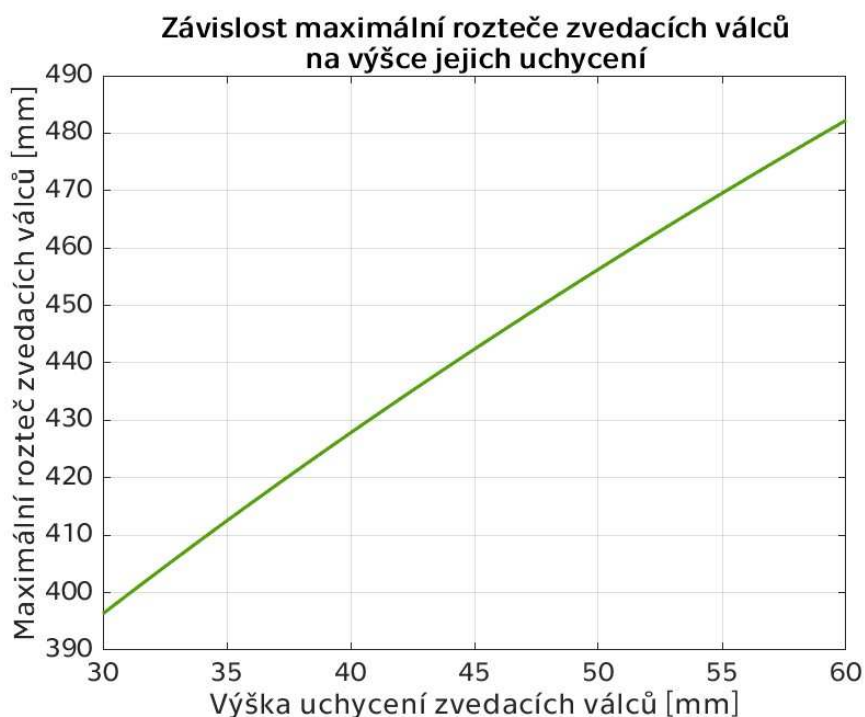


Obr. 14 Závislost maximální rozteče zvedacích válců na jejich poloměru

Z Obr. 13 a Obr. 14 vyplývá, že je vhodné volit co nejmenší poloměr zvedacích válců. Avšak čím menší bude poloměr zvedacích válců, tím více se bude válec při kontaktu s poddajnou pneumatikou do pneumatiky zabořovat. Pro návrh zvedáku byl zvolen poloměr zvedacích válců 25 mm.



Obr. 15 Závislost velikosti maximální stahovací síly na výšce uchycení zvedacích válců



Obr. 16 Závislost maximální rozteče zvedacích válců na výšce jejich uchycení

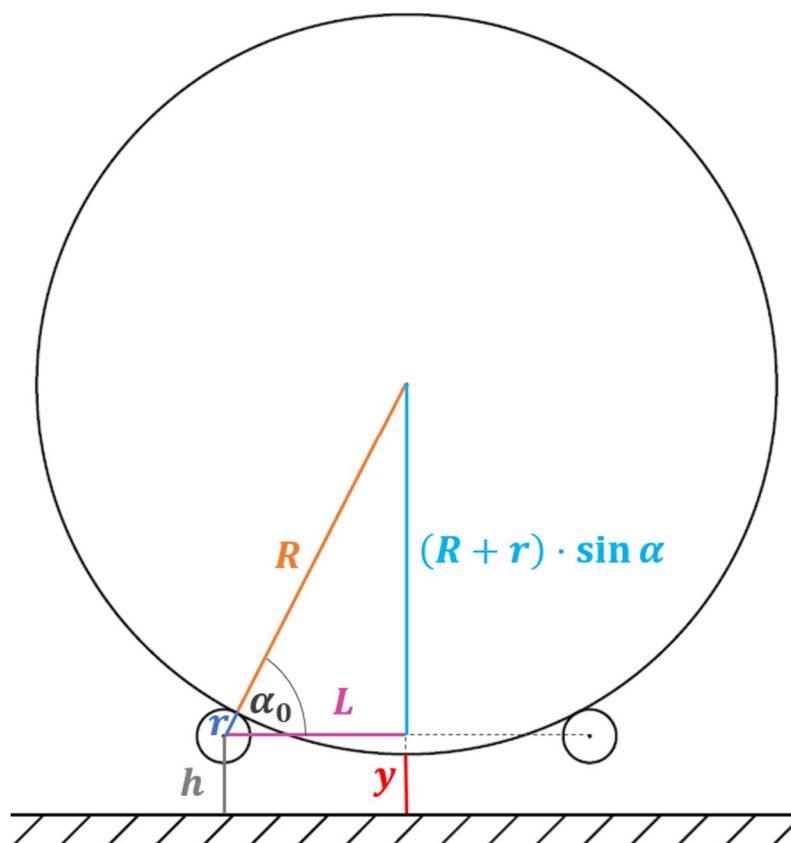
Z Obr. 15 a Obr. 16 vyplývá, že pro minimalizaci potřebné stahovací síly a také minimalizaci potřebné rozteče k obejmutí kola je nutné volit co nejmenší výšku uchycení zvedacích válců. Ale je také potřeba ponechat určitý prostor mezi zemí a válcem pro nerovnosti či drobné kamínky a případný průhyb konstrukce při zatížení, proto bylo zvoleno uchycení zvedacích válců ve výšce 40 mm nad zemí. Při použití zvedacích válců o poloměru 25 mm tak bude mezi válcem a zemí 15mm mezera.

### 3.1.4 Výpočet průběhu potřebné stahovací síly a výšky zdvihu pneumatiky

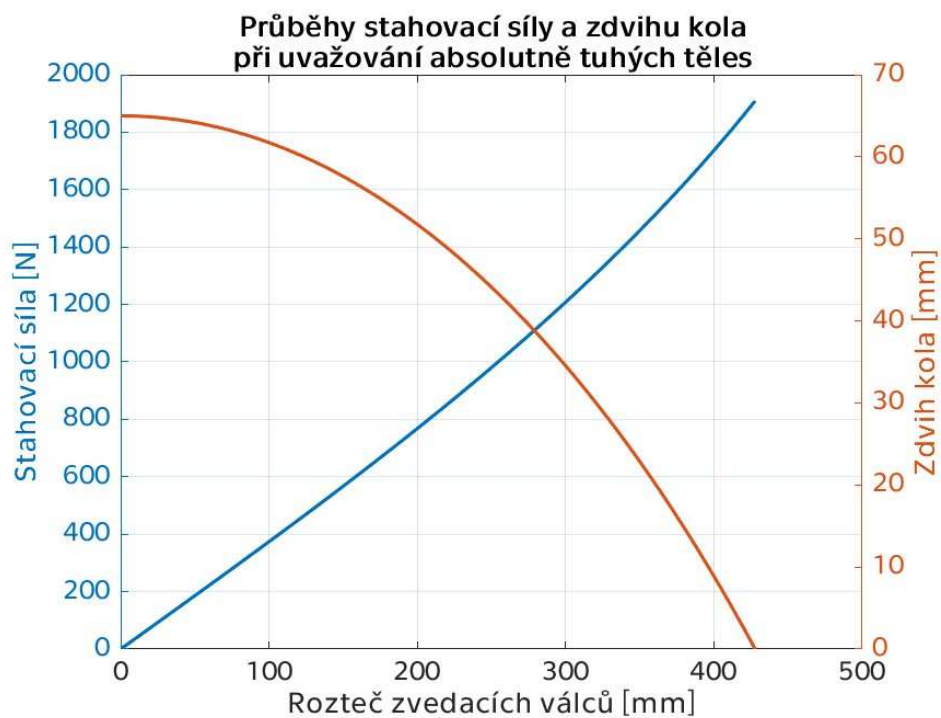
V předchozí kapitole 3.1.3 je určena většina potřebných parametrů pro výpočet průběhu potřebné stahovací síly. Pro výpočet průběhu výšky zdvihu kola je nejprve nutné sestavit rovnici (22), která je určena na základě geometrie na Obr. 17.

$$y = h + r \cdot \sin \alpha - R \cdot (1 - \sin \alpha) \quad (22)$$

S využitím rovnic (18), (19), (20) a (22) byly v prostředí MATLAB vypočteny průběhy stahovací síly a zdvihu pneumatiky. Průběhy jsou vykresleny na Obr. 18.



Obr. 17 Rozbor geometrie pro určení zdvihu kola



Obr. 18 Průběhy stahovací síly a zdvihu kola při uvažování absolutně tuhých těles



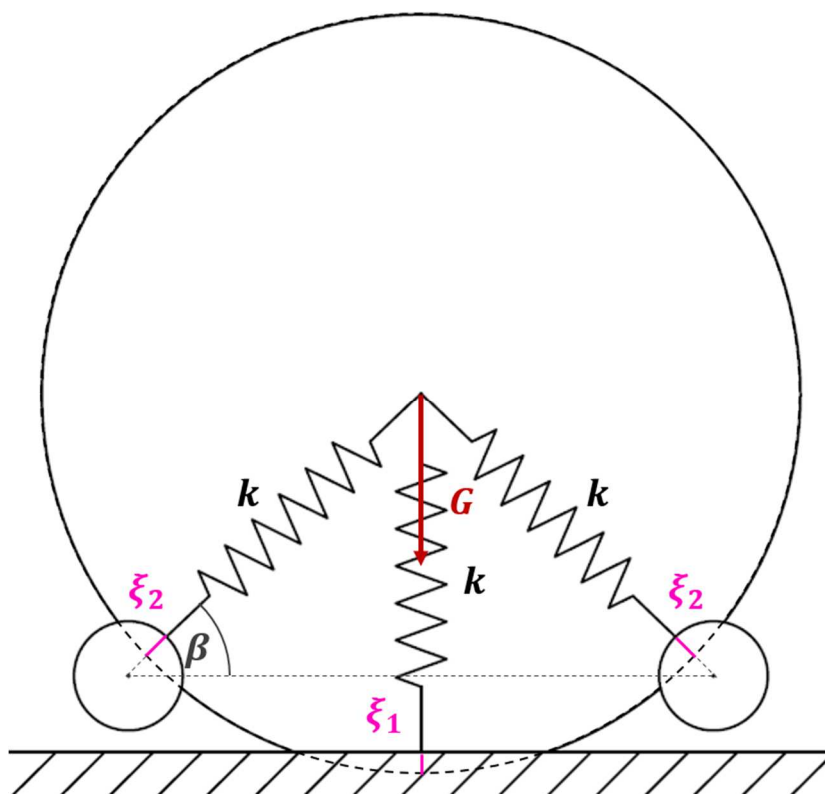
Z vykreslených průběhů na Obr. 18 vyplývá, že nejvyšší stahovací síla je potřebná v okamžiku prvního dotyku zvedacích válců s kolem, její velikost poté pozvolna klesá až k nule, která nastane při teoretické nulové rozteči zvedacích válců.

### 3.2 Výpočet s uvažováním poddajné pneumatiky

Pro zpřesnění výpočtu průběhu stahovací síly a zdvihu kola je třeba přejít od modelu s absolutně tuhým kolem k modelu s poddajnou pneumatikou, která se od absolutně tuhého tělesa značně liší. Nebude tedy nadále platit, že zvedák nese celou váhu kola pouhých pár okamžiků od dotyku stahovacích válců s jeho povrchem, nýbrž jeho zatížení bude pozvolně narůstat.

#### 3.2.1 Lineární model poddajné pneumatiky

Poddajnost pneumatiky modeluje zavedení fiktivních lineárních pružin o tuhosti  $k$  v místech dotyku. Pro zjednodušení se předpokládá pouze bodový dotyk těles. Schéma výpočtového modelu s poddajnou pneumatikou zobrazuje Obr. 19 [9] [10].



Obr. 19 Lineární model poddajné pneumatiky



Závislost mezi silou a deformací lineární pružiny popisuje rovnice (23) [11].

$$F = k \cdot \xi \quad (23)$$

Aplikací rovnice (23) na lineární model pneumatiky v svislém směru se získá rovnice (24), která se dále používá ve výpočtu průběhu síly a zdvihu pneumatiky.

$$G = k \cdot (\xi_1 + 2 \cdot \xi_2 \cdot \sin \beta) \quad (24)$$

### 3.2.2 Výpočet tuhosti pneumatiky

Tuhost pneumatiky převážně závisí na jejím natlakování a konstrukčních rozměrech. Pomocí těchto parametrů lze určit tuhost pneumatiky pomocí empiricky odvozené rovnice (25), kde  $p$  je tlak v kPa,  $AR$  poměrná výška profilu pneumatiky,  $S_N$  nominální šířka pneumatiky v mm a  $D_R$  průměr ráfku v mm [7].

$$k = 0,00028 \cdot p \cdot \sqrt{(-0,004 \cdot AR + 1,03) \cdot S_N \cdot \left(\frac{S_N \cdot AR}{50} + D_R\right) + 3,45} \quad (25)$$

Rovnice (25) je vyjádřena pro tuhost v  $\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1}$ , pro vyjádření tuhosti v  $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$  je třeba celou rovnici přenásobit gravitačním zrychlením  $g$ . Tuhost pneumatiky se tedy počítá podle rovnice (26).

$$k = \left( 0,00028 \cdot p \cdot \sqrt{(-0,004 \cdot AR + 1,03) \cdot S_N \cdot \left(\frac{S_N \cdot AR}{50} + D_R\right) + 3,45} \right) \cdot g \quad (26)$$

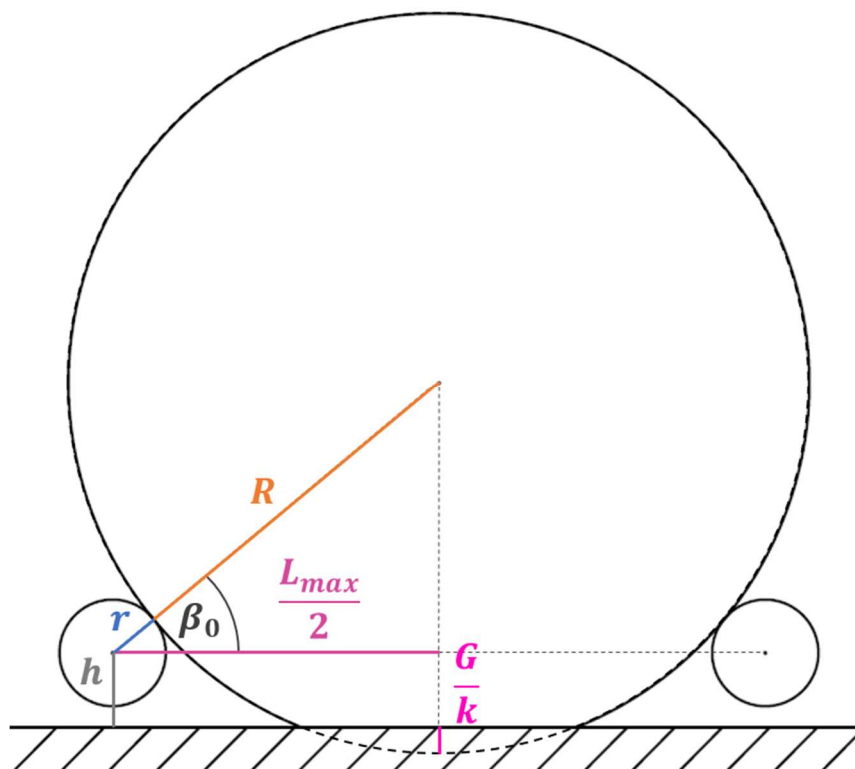
### 3.2.3 Výpočet průběhu potřebné stahovací síly a výšky zdvihu pneumatiky

Průběh síly bude stejně jako v kapitole 3.1.4 vykreslen od teoretické nulové rozteče zvedacích válců až po rozteč maximální, kdy se zvedací válce pneumatiky pouze dotýkají a nepůsobí na ně pneumatika žádnou silou. V tomto okamžiku je tedy i nulová velikost deformace  $\xi_2$ . Dosazením nulové velikosti deformace  $\xi_2$  do rovnice (24) a následným vyjádřením se získá rovnice (27) pro výpočet velikost deformace  $\xi_1$ .



$$\xi_1 = \frac{G}{k} \quad (27)$$

Rovnice pro výpočet dotykového úhlu  $\beta_0$  (28) a maximální rozteče zvedacích válců  $L_{max}$  (29) se stanoví na základě rozboru geometrie na Obr. 20.



Obr. 20 Rozbor geometrie pro určení dotykového úhlu při uvažování poddajné

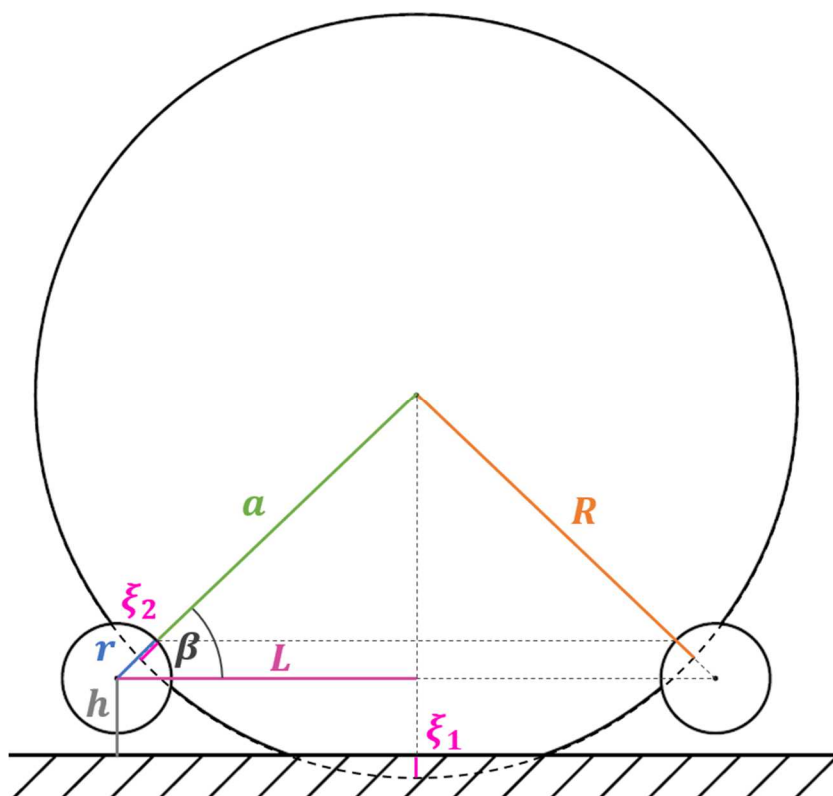
$$\beta_0 = \arcsin \left( \frac{R - h - \frac{G}{k}}{R + r} \right) \quad (28)$$

$$L_{max} = 2 \cdot (R + r) \cdot \cos \beta_0 \quad (29)$$

V první fázi zvedání dochází ke kontaktu kola jak se zvedacími válci, tak i se zemí. Pro určení rozložení zatížení mezi zemí a zvedacími válci během zvedání kola je nutné nejprve na základě rozboru geometrie z Obr. 21 sestavit rovnice (30) a (31).

$$\xi_1 = R - h - (a + r) \cdot \sin \beta \quad (30)$$

$$\xi_2 = R - a \quad (31)$$



Obr. 21 Rozbor geometrie pro určení rozložení zatížení

Dosazením rovnic (30) a (31) do rovnice (24) lze pomocí úprav získat rovnici (32) pro výpočet parametru  $a$  z Obr. 21.

$$a = \frac{2 \cdot R}{3} - \frac{\frac{G}{k} - R + h + r \cdot \sin \beta}{3 \cdot \sin \beta} \quad (32)$$

Rovnice (33) pro výpočet potřebné stahovací síly vznikne aplikací rovnice (23) do vodorovného směru.

$$F = k \cdot \xi_2 \cdot \cos \beta \quad (33)$$

Ve druhé fázi zvedání nesou zvedací válce veškerou váhu pneumatiky. Velikost deformace  $\xi_1$  je již v této fázi nulová. Dosazením tohoto předpokladu do rovnice (24) vznikne rovnice (34).

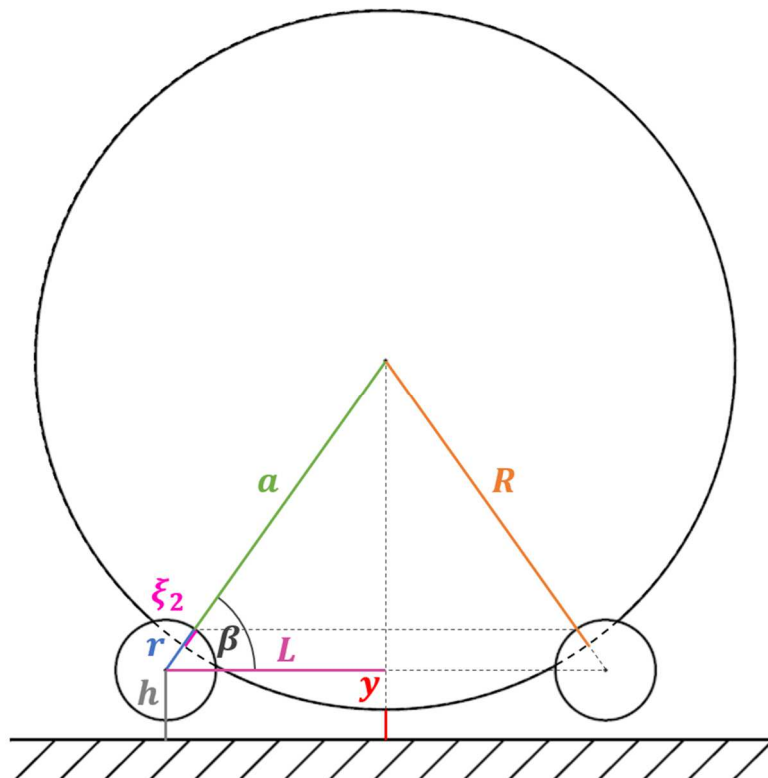
$$G = 2 \cdot k \cdot \xi_2 \cdot \sin \beta \quad (34)$$

Rovnice pro výpočet parametru  $a$  ve druhé fázi zvedání (35) a rovnici pro výšku zdvihu kola (36) vychází z rozboru geometrie na Obr. 22.



$$a = R - \xi_2 = R - \frac{G}{2 \cdot k \cdot \sin \beta} \quad (35)$$

$$y = h + (r + a) \cdot \sin \beta - R \quad (36)$$

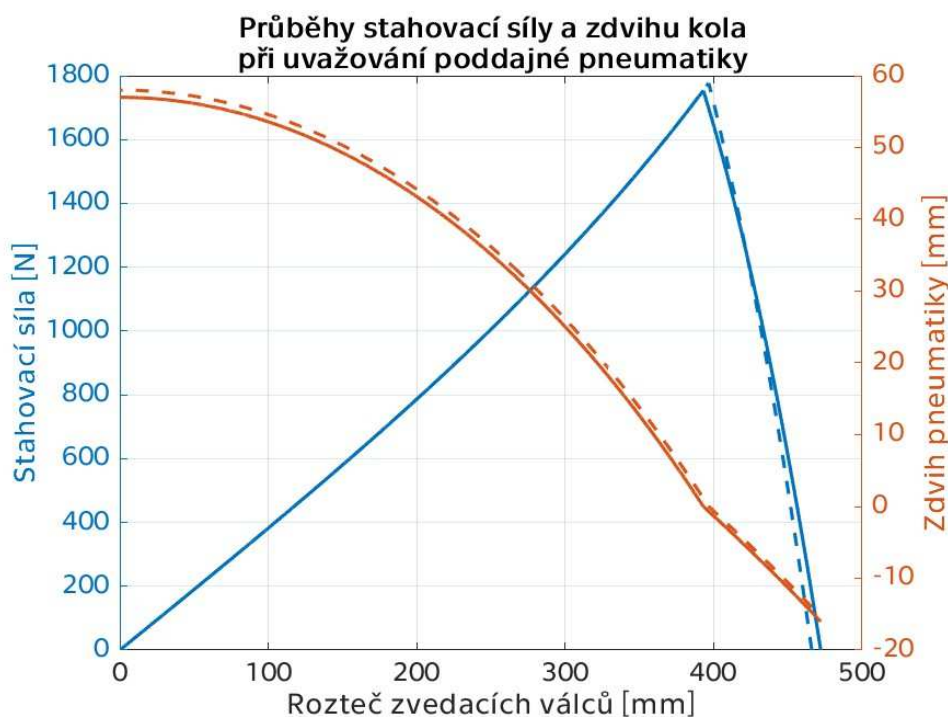


Obr. 22 Rozbor geometrie pro určení výšky zdvihu kola poddajné pneumatiky

Stejně jako v kapitolách 3.1.3 a 3.1.4 i pro výpočet průběhů při uvažování poddajné pneumatiky byl použit elektromobil Porsche Taycan Turbo S Sport Turismo. Pro výpočet tuhosti pneumatiky je nutné navíc znát natlakování pneumatik. Výrobce doporučuje pro přední pneumatiky tlak 41-42 psi (přibližně 285 kPa) a 44-45 psi (přibližně 305 kPa) pro zadní pneumatiky [8].

S použitím rovnic (24)-(36) byly v prostředí MATLAB vypočteny průběhy stahovací síly a zdvihu pneumatiky. Kvůli rozdílnému natlakování pneumatik a odlišných rozměrů budou rozdílné i tuhosti, a proto jsou na Obr. 23 průběhy vykresleny zvlášť pro přední a zadní pneumatiky. Závislosti předních pneumatik jsou vykresleny plnou čarou, zatímco závislosti zadních čárkovaně.





Obr. 23 Průběhy stahovací síly a zdvihu kola při uvažování poddajné pneumatiky

Od prvního dotyku zvedacích válců s pneumatikou postupně roste velikost jejich zatížení. Tím roste velikost deformace a na základě rovnice (33) roste i velikost potřebné stahovací síly. Ke zdvihu pneumatiky dochází až při rozteči stahovacích válců 393 mm v případě předních, respektive 397 mm v případě zadních pneumatik. Poté již velikost potřebné síly pozvolna klesá až k nulové hodnotě, ke které dochází při teoretické nulové rozteči zvedacích válců. Záporné hodnoty zdvihu pneumatiky znázorňují velikost deformace pneumatiky o zem. U tužších zadních pneumatik je třeba pro zvednutí vyvinout asi o 25 N vyšší sílu v porovnání s předními pneumatikami.

Při porovnání maximálních velikostí stahovacích sil při poddajné a absolutně tuhé pneumatice je patrné, že v případě poddajné pneumatiky je potřebná síla přibližně o 160 N nižší, avšak maximální rozteč stahovacích válců musí být přibližně o 40 mm větší než při uvažování absolutně tuhé pneumatiky.



## 4 Návrh mechatronického kolového zvedáku

Před samotným návrhem mechatronického řešení je třeba si stanovit cílové parametry zvedáku:

- Minimální nosnost 600 kg,
- maximální výška zvedáku 130 mm,
- podporovaná šířka pneumatiky až 300 mm,
- možnost zdvihu kol o průměru až 800 mm,
- dobrá manévrovatelnost.

### 4.1 Volba lineárního pohonu

Ve výpočtu průběhu stahovací síly v kapitole 3.2.3, kde bylo počítáno s elektromobilem o pohotovostní hmotnosti 2325 kg, a tedy na jeden zvedák připadalo zatížení přibližně 581 kg, byla maximální velikost stahovací síly 1777 N. Jelikož mechatronický zvedák má být schopen uzvednout alespoň 600 kg, tak prvním parametrem pro výběr lineárního pohonu je schopnost vyvinout sílu alespoň 2000 N.

Aby bylo možné použít zvedák i s velmi rozměrnými pneumatikami o průměru až 800 mm, je nutné zajistit dostatečné roztažení zvedacích válců. S použitím skriptu pro poddajnou pneumatiku z kapitoly 3.2.3 bylo zjištěno, že je potřeba umožnit rozteč zvedacích válců alespoň 500 mm. Pro snadné najetí zvedáku ke kolu je třeba z obou stran kola ponechat přibližně 20mm mezeru. Lineární pohon tedy musí umožňovat roztažení zvedacích válců až na 540 mm.

Lineární pohon musí být kompaktní. Důležitá je hlavně jeho výška, aby zbytečně nezvyšoval celkovou výšku zvedáku, která by znemožnila jeho použití u vozidel s nízkou světlou výškou.

Na základě výše uvedených parametrů byl zvolen elektromechanický lineární pohon s kuličkovým šroubem Thomson Electrak HD24B026-0250LXP1MMSD, který je schopen vyvinout sílu o velikosti až 2600 N. Přehled parametrů pohonu je uveden v Tab. 2.



<i>Napájecí napětí</i>	<i>24 V DC (tolerance 18-32 V)</i>
<i>Maximální proudový odběr</i>	<i>9 A</i>
<i>Maximální síla</i>	<i>2600 N</i>
<i>Délka zdvihu</i>	<i>250 mm</i>
<i>Hmotnost pohonu</i>	<i>7,2 kg</i>
<i>Odečet polohy</i>	<i>Pomocí potenciometru</i>
<i>Maximální rychlost při plném zatížení</i>	<i>32 mm/s</i>
<i>Maximální rychlost při nulovém zatížení</i>	<i>40 mm/s</i>

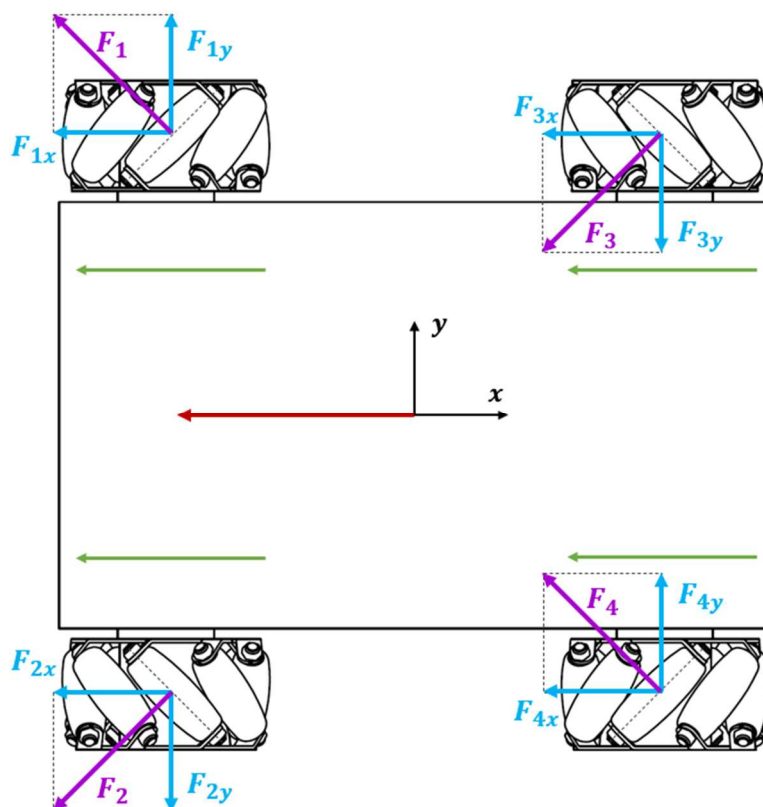
*Tab. 2 Přehled parametrů lineárního pohonu [12]*

## 4.2 Volba kol

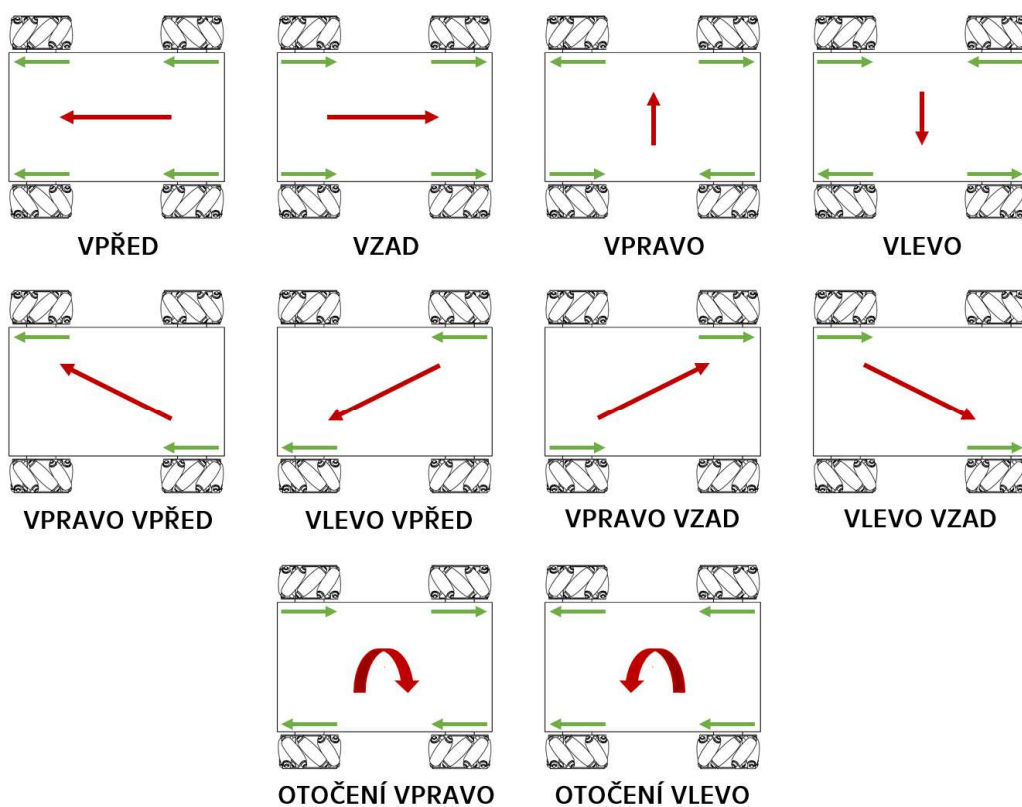
Pro dobrou manévrovatelnost mechatronického kolového zvedáku byl zvolen pohon pomocí mecanum kol, která umožňují všesměrový pohyb. Mecanum kola byla vynalezena švédským inženýrem Bengtem Ilonem v roce 1973. Název kol je odvozen od švédské společnosti Mecanum AB, kde Ilon v té době pracoval. Kolo se skládá ze série po obvodu rozmístěných volně otočných válečků, které jsou přichyceny k náboji kola pod úhlem 45°. Válečky jsou vytvarovány tak, aby boční profil kola byl i nadále kruhový [13].

Použití čtveřice mecanum kol umožňuje dosáhnout všesměrového pohybu platformy. Každé kolo musí být poháněno vlastním motorem. Díky uchycení válečků pod úhlem 45° dochází při otáčení kola ke vzniku vektoru síly, který lze rozložit do směru x a y. Výsledný směr pohybu je dán vektorovým součtem sil všech čtyř kol [13].

Obr. 24 je zobrazuje silový rozbor platformy s mecanum koly při pohybu vpřed. Zelená šipka označuje směr otáčení kol. Síly ve směru osy y se navzájem vyruší a výsledný pohyb, který znázorňuje červená šipka, je tedy proti kladnému směru osy x. Obr. 25 zobrazuje přehled potřebných směrů otáčení kol k dosažení různých pohybů platformy.



Obr. 24 Silový rozbor platformy s mecanum koly



Obr. 25 Přehled potřebných směrů otáčení kol k dosažení různých pohybů



Jelikož jedním z parametrů navrhovaného mechatronického zvedáku je i nízká maximální výška, aby šel zvedák použít i u vozidel s velmi nízkou světlou výškou, je výběr mecanum kol omezen na maximální průměr 130 mm. Nejvyšší únosnost sady 4 kol do průměru 130 mm nabízí 120mm mecanum kola firmy Stardrawing International Trading. Jedna sada má nosnost 350 kg, což však zdaleka nestačí pro navrhovaný zvedák. Proto bylo rozhodnuto použít v každém rohu dvojici kol pro celkovou nosnost 700 kg [14].

### 4.3 Volba pohonu kol

Jelikož nebyl nalezen vztah pro výpočet potřebného momentu pro pohon mecanum kol, tak byl moment odvozen od komerčně prodávané platformy s mecanum koly. Tab. 3 uvádí potřebné parametry a jejich poměry.

<i>Platforma</i>	<i>Moment motoru M [Nm]</i>	<i>Nosnost m [kg]</i>	<i>M/m [-]</i>
<i>Mecanum Wheel Robot Kit</i>	<i>0,6865</i>	<i>40</i>	<i>0,01716</i>
<i>Mechatronický zvedák</i>	<i>12</i>	<i>700</i>	<i>0,01714</i>

Tab. 3 Přehled parametrů pro návrh minimálního momentu motoru [15]

Na základě poměru M/m byl určen minimální potřebný moment motoru 12 Nm. Motor by měl být co nejužší, aby nebyl zvedák zbytečně široký a také by neměl být vyšší než 120 mm kvůli zvolenému průměru mecanum kol.

Pro pohon kol byl vybrán elektromotor s kuželočelní převodovkou Bodine 33A7FEPM-25H2, který může být osazen enkodérem pro přesný odečet polohy. Parametry motoru uvádí Tab. 4.

<i>Napájecí napětí</i>	<i>24 V DC</i>
<i>Jmenovitý proudový odběr</i>	<i>14 A</i>
<i>Otáčky výstupní hřídele</i>	<i>125 ot/min</i>
<i>Jmenovitý moment</i>	<i>15,82 Nm</i>
<i>Špičkový moment</i>	<i>33,10 Nm</i>
<i>Hmotnost motoru</i>	<i>9,07 kg</i>
<i>Výkon</i>	<i>250 W</i>
<i>Převodový poměr</i>	<i>20</i>

Tab. 4 Parametry motoru Bodine 33A7FEPM-25H2 [16]



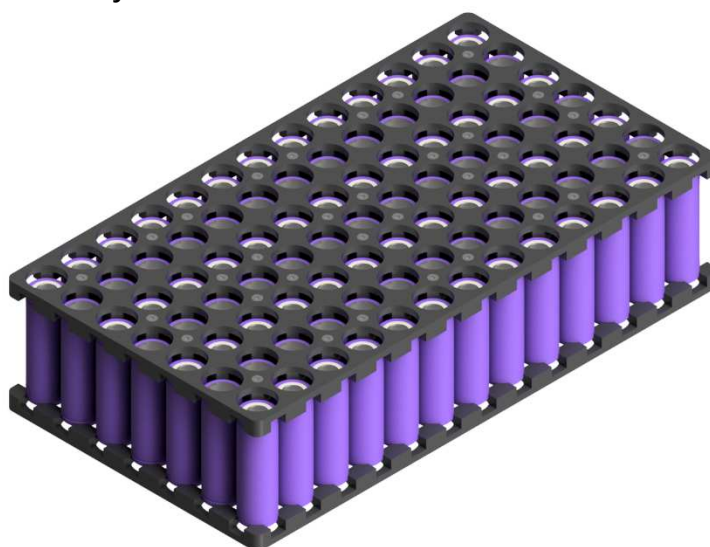
## 4.4 Napájení motorů

K napájení motorů je potřeba stejnosměrné napětí 24 V. Po většinu času budou v provozu převodovkové motory pohánějící kola. Lineární pohon bude spínán samostatně a jeho odběr 9 A je výrazně menší v porovnání s celkovým proudovým odběrem čtveřice převodovkových motorů 56 A. Tento proud tedy bude použit pro návrh baterie pro napájení kolového zvedáku.

Baterie bude tvořena lithno-iontovými válcovými články 21700 o nominálním napětí 3,6 V, které byly vyvinuty společností Tesla ve spolupráci s firmou Panasonic jako náhrada starších válcových článků 18650 pro baterie elektromobilů. Proti článkům 18650 nabízí vyšší energetickou hustotu.

Baterie bude tvořena celkem 91 články TerraE INR21700-50E o nominální kapacitě 5 Ah, které umožňují trvalý proudový odběr až 9,5 A. Články budou zapojeny do 7 sérií pro výsledné nominální napětí baterie 25,2 V. Každá série bude tvořena celkem 13 paralelně zapojenými články, tedy celková nominální kapacita baterie bude 65 Ah. Pro prodloužení životnosti není dobré Li-ion články vybíjet pod 20 % jejich kapacity, proto pro výpočet výdrže baterie je uvažováno 80 % nominální kapacity baterie, tedy 52 Ah. Při této kapacitě by baterie měla být schopná dodávat energii motorům přibližně po dobu 56 minut. Předběžnou hmotnost baterie lze určit na základě hmotnosti jednoho článku 69,2 g. Při 91 člancích vychází předběžná hmotnost baterie 6,3 kg [17].

Návrh baterie zobrazuje Obr. 26.



Obr. 26 Návrh napájecí baterie



## 4.5 Konstrukční návrh mechatronického kolového zvedáku

Na základě předchozích kapitol byl vytvořen konstrukční návrh mechatronického kolového zvedáku. Konstrukce se skládá ze dvojice svařovaných hliníkových ráků. Ráky jsou svařeny z uzavřených čtvercových extrudovaných profilů ze slitiny EN AW 6082 se zaručenou svařitelností. Následně jsou na ráky navařeny úchyty pro pojezdové motory, lineární pohon a také úchyty pro uložení ložisek.

Posuvnou vazbu mezi ráky je tvoří dvojicí čtvercových profilů. Vnitřní čtvercový profil o délce vnější hrany 50 mm se zasouvá do vnějšího čtvercového profilu o délce vnější hrany 60 mm a tloušťce 5 mm. Obráběné díly jako např. hřídele pojezdových kol, hřídele zvedacích válců či zvedací válce samotné jsou vyrobeny ze snadno obrobitelné slitiny EN AW 2024.

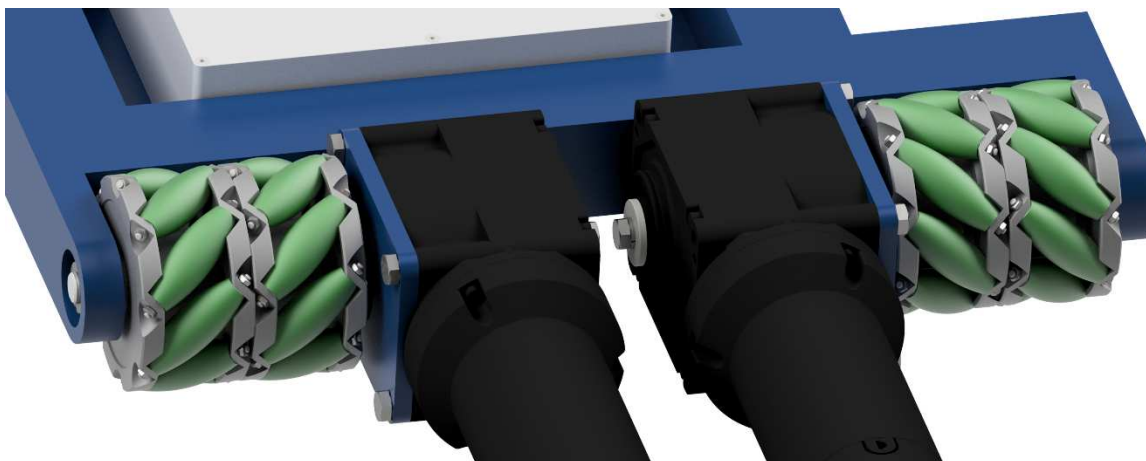
Nahrazením oceli hliníkovými slitinami bylo dosaženo snížení hmotnosti zvedáku o 36,3 kg. Díky tomu lze zvedák použít i u těžších vozidel, jelikož nosnost zvedáku je limitována nosností použitých mecanum kol. Pro snazší montáž byly zvedací válce rozděleny na poloviny, které se k hřídeli přišroubují čtveřicí šroubů. Aby bylo zabráněno případnému namáhání šroubů na stříh, tak se na hřídeli nachází ještě dvě krátká těsná pera pro obě poloviny zvedacích válců. Vnitřní prostor ráků byl využit k umístění baterie a vodotěsné krabice, ve které bude umístěna veškerá potřebná elektronika zvedáku. Elektronické propojení obou ráků bude vedeno uvnitř čtvercových profilů.

Obr. 27 zobrazuje celý návrh zvedáku, jeho vybrané detaily dále zobrazují Obr. 28, Obr. 29 a Obr. 30. Přehled parametrů uvádí Tab. 5. Modely pohonů byly přežaty ze stránek výrobců [12] [16].

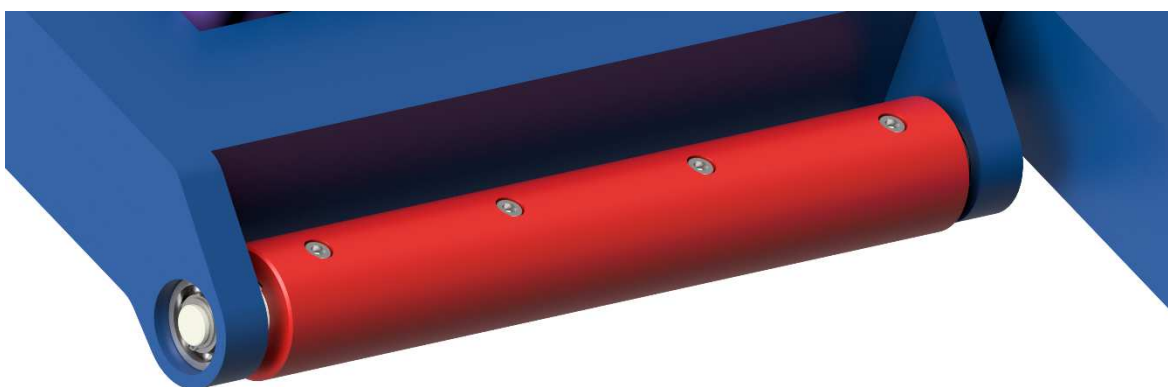


Obr. 27 Návrh mechatronického kolového zvedáku

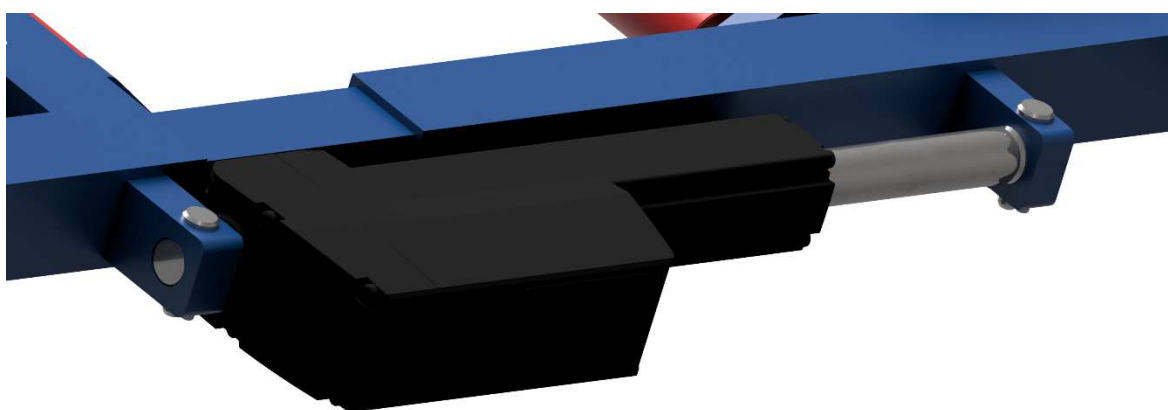




*Obr. 28 Detail uchycení mecanum kol a jejich motorů*



*Obr. 29 Detail uchycení zvedacích válců*



*Obr. 30 Detail uchycení lineárního pohonu*





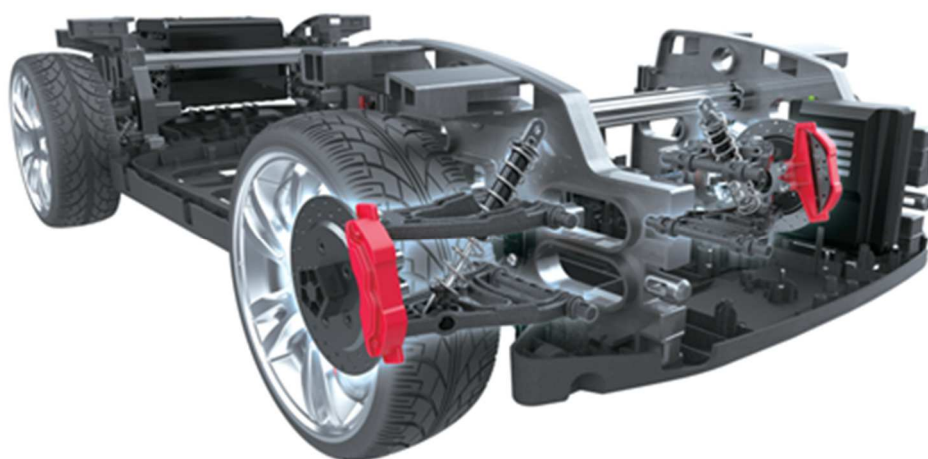
<i>Hmotnost zvedáku</i>	85 kg
<i>Nosnost zvedáku</i>	615 kg
<i>Rozteč zvedacích válců</i>	290÷540 mm
<i>Maximální šířka pneumatiky</i>	320 mm
<i>Délka</i>	1760÷2010 mm
<i>Šířka</i>	615 mm
<i>Výška</i>	120 mm

*Tab. 5 Přehled parametrů mechatronického zvedáku*



## 5 Návrh demonstračního modelu

Pro demonstraci uplatnění mechatronických kolových zvedáků např. při úklidu veřejných komunikací nebo pro zvýšení kapacity parkovacích domů byl navržen zmenšený model mechatronického zvedáku. Zvedák byl navržen pro použití s elektrickým autem Henes Broon F830, které ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky vlastní. Jedná se o komerčně prodávané dětské elektroauto o hmotnosti 30 kg, ze kterého byly sundány pohledové díly a zůstal jen odhalený podvozek, který zobrazuje Obr. 31. Po odstranění pohledových dílů je světlá výška vozu 65 mm [18].



*Obr. 31 Odstrojené elektroauto Henes Broon F830 [18]*

S ohledem na světlou výšku vozu byla zvolena mecanum kola o průměru 60 mm s nosností 10 kg/sadu. Při uvažování rovnoměrného rozložení hmotnosti mezi všechna čtyři kola připadá na jedno kolo hmotnost 7,5 kg, takže na rozdíl od kapitoly 4 není třeba sáhnout po zdvojení mecanum kol.

### 5.1 Návrh lineárního pohonu

Kola vozu o průměru 222 mm a šířce 80 mm jsou velmi tvrdá, proto bude pro výpočet potřebné stahovací síly použít skript pro absolutně tuhou pneumatiku z kapitoly 3.1. Stahovací válce o poloměru 16 mm byly umístěny do výšky 30 mm, tedy mezi válcem a zemí zůstává 14mm mezera.

S použitím skriptu z kapitoly 3.1 byla zjištěna maximální velikost stahovací síly 177,7 N. Aby byl demonstrační zvedák co nejlevnější na výrobu, byl zvolen



pohon pomocí pohybového šroubu s rovnoramenným závitem. Šroub bude z kalené oceli a matice z bronzu. Pro mazanou závitovou dvojici kalená ocel bronz byl z literatury odečten součinitel tření  $f$  0,07 [19].

S ohledem na velmi nízkou sílu byl zvolen nejmenší trapézový závit Tr 8x1,5. Jeho parametry uvádí Tab. 6.

$d$ [mm]	$P$ [mm]	$D_1$ [mm]	$d_2$ [mm]	$d_3$ [mm]	$\beta$ [°]
8	1,5	6,5	7,250	6,2	15

Tab. 6 Parametry trapézového závitu Tr 8x1,5 [20]

Předběžný potřebný hnací moment pohybového šroubu pro vyvození osově síly  $Q$  při uvažování 100% účinnosti se vypočte podle rovnice (37) [19].

$$M_{kp} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad (37)$$

Úhel stoupání jednochodého závitu se vypočítá pomocí rovnice (38) [19].

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 7,250}\right) = 3,768^\circ \quad (38)$$

Úhel závitového profilu v normálovém řezu se určí podle rovnice (39) [19].

$$\beta_n = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} 15 \cdot \cos 3,768) = 14,969^\circ \quad (39)$$

Třecí úhel závitu se vypočítá pomocí rovnice (40) [19].

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \beta_n}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,07}{\cos 14,969}\right) = 4,144^\circ \quad (40)$$

Jelikož třecí úhel je větší než úhel stoupání závitu, tak se jedná o samosvornou závitovou dvojici. Účinnost závitové dvojice se vypočte podle rovnice (41) [19].

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 3,768}{\operatorname{tg}(3,768 + 4,144)} = 0,474 \quad (41)$$

Potřebný hnací moment pohybového šroubu při započtení účinnosti závitové dvojice se vypočte podle rovnice (42).



$$M_k = \frac{M_{kp}}{\eta_z} = \frac{Q \cdot d_2}{2 \cdot \eta_z} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$
$$= \frac{177,7 \cdot 7,25}{2 \cdot 0,474} \cdot \operatorname{tg}(3,768 + 4,144) = 188,9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$
(42)

Pro pohon pohybového šroubu byl zvolen elektromotor se šnekovou převodovkou 4632WG-370CA-150 12V. Parametry motoru uvádí Tab. 7.

<i>Napájecí napětí</i>	<i>12 V DC</i>
<i>Jmenovitý proudový odběr</i>	<i>0,5 A</i>
<i>Otáčky výstupní hřídele při zatížení</i>	<i>30 ot/min</i>
<i>Jmenovitý moment</i>	<i>196 Nmm</i>
<i>Převodový poměr</i>	<i>150</i>
<i>Rozlišení enkodéru</i>	<i>12 pulsů na otáčku</i>

Tab. 7 Parametry motoru 4632WG-370CA-150 12V [21]

## 5.2 Volba pohonu kol

Stejně jako v kapitole 4.3 byla určena velikost potřebného momentu pro mecanum kola na základě poměru M/m z Tab. 3. Pro nosnost zvedáku 10 kg vychází potřebný moment motoru na 172 Nmm. Pro pohon kol tedy bude použit identický elektromotor jako pro pohon pohybového šroubu v kapitole 5.1.

## 5.3 Napájení zvedáku

O napájení motorů se bude starat baterie tvořená čtyřmi lithno-iontovými válcovými články TerraE INR18650-35E o nominálním napětí 3,6 V, které budou zapojeny do série pro celkové nominální napětí 14,4 V a kapacitu 3,3 Ah. Při celkovém odběru čtveřice motorů 2 A a uvažování 80 % nominální kapacity pro prodloužení životnosti baterie (viz kapitola 4.4) by měla baterie být schopna dodávat energii zvedáku po dobu 79 minut [22].



## 5.4 Konstrukční návrh demonstračního modelu

Návrh demonstračního modelu se výrazně inspiroje řešením z kapitoly 4.5. Zvedák se skládá z dvojice ráků, která je s ohledem na nízké zatížení a pro minimalizaci hmotnosti konstrukce vytištěna na 3D tiskárně metodou FDM. Kvůli limitům tiskové plochy tiskárny Prusa MK3 nebylo možno rámy vytisknout jako jeden kus. Proto byly rozděleny na dvě části, které jsou navzájem sešroubované přes hliníkové plechy o tloušťce 3 mm. Dva spojovací hliníkové plechy slouží zároveň jako držáky pro uchycení lineárního pohonu. Motory pro pohon jsou k rámu přichyceny pomocí zohýbaného hliníkového plechu o tloušťce 3 mm, který je následně přišroubován k rámu dvojicí šroubů.

Posuvná vazba je u demonstračního modelu tvořena obdélníkovými profily, které opět poslouží k propojení elektroniky obou ráků. Vnitřní prostory ráků byly i zde využity pro umístění baterie a řídicí jednotky. Pro demonstrační model byla zvolena řídicí deska Arduino MEGA 2560. Z důvodu nedostatku místa bylo zvoleno přichycení H-můstků pro řízení motorů přímo na kryt převodovky motoru pomocí oboustranné pěnové lepicí pásky.

Parametry demonstračního zvedáku uvádí Tab. 8.

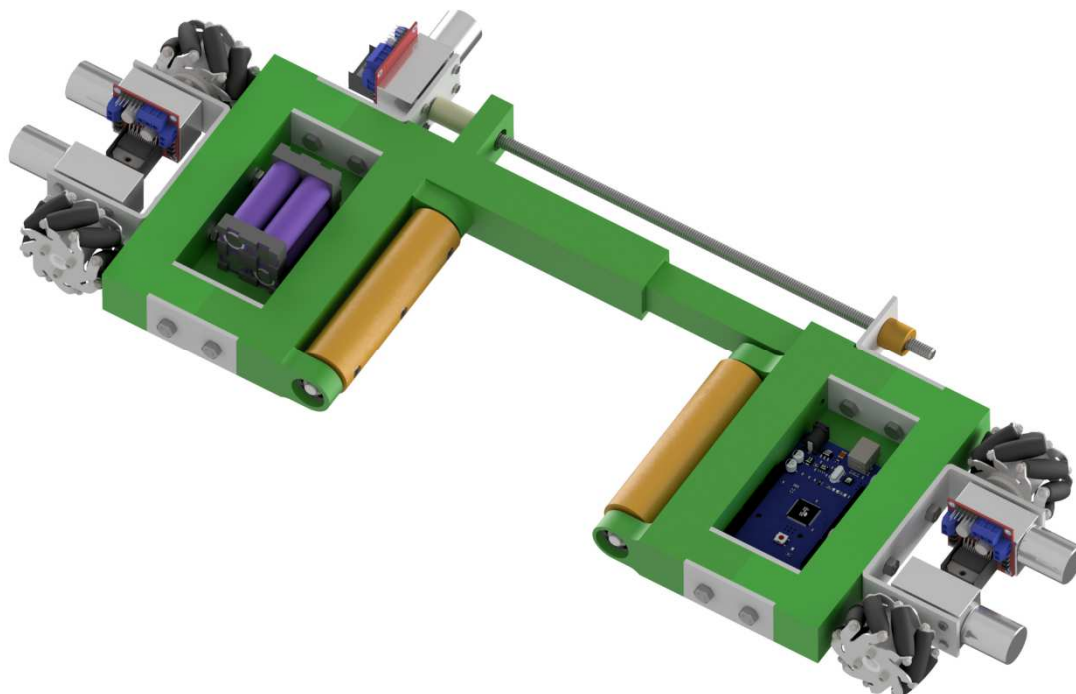
<i>Hmotnost zvedáku</i>	<i>2,8 kg</i>
<i>Nosnost zvedáku</i>	<i>7,2 kg</i>
<i>Rozteč zvedacích válců</i>	<i>109÷214 mm</i>
<i>Maximální šířka pneumatiky</i>	<i>122 mm</i>
<i>Délka</i>	<i>574÷679 mm</i>
<i>Šířka</i>	<i>278 mm</i>
<i>Výška</i>	<i>60 mm</i>

Tab. 8 Přehled parametrů demonstračního modelu

Jelikož výrobce udává hmotnost plně složeného elektroauta a na ústavu je auto ve výrazně odlehčeném stavu bez jakékoli kapotáže, sedačky či volantů, tak by měla být hmotnost vozu výrazně nižší než 30 kg. Tím pádem by nosnost zvedáku 7,2 kg měla být dostatečná.



Na Obr. 32 se nachází render demonstračního modelu kolového zvedáku. Modely ovládací desky Arduino, H-můstků a mecanum kol byly přejaty z knihovny GrabCAD [23] [24] [25].



*Obr. 32 Návrh demonstračního mechatronického kolového zvedáku*



## 6 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout mechatronické provedení kolového zvedáku a jeho zmenšený demonstrační model, který by mohla fakulta využívat.

Prvním krokem bylo provedení rešerše existujících komerčně prodávaných řešení, které vyžadují pro manipulaci s vozem lidskou sílu. Po zhodnocení existujících řešení byl pro návrh mechatronického provedení vybrán model se stahováním rámu.

V druhém kroku bylo nutné provést analýzu potřebných sil pro funkci zvedáku. Nejprve byl sestaven mechanický model, který tvořila absolutně tuhá tělesa. Ta byla následně uvolněna a z uvolnění bylo zjištěno, že pro funkci zvedáku je třeba vyvinout sílu, jenž bude dvojicí rámu, ze které se zvedák skládá, tlačít k sobě. Následně byly na základě zjištěných závislostí určeny rozměry zvedacích válců zvedáku a výška jejich umístění. Po stanovení potřebných parametrů bylo přistoupeno k výpočtu průběhů potřebné stahovací síly a zdvihu kola v závislosti na aktuální rozteči zvedacích válců v prostředí MATLAB. Pro zpřesnění výpočtu předpokládající absolutně tuhá tělesa byl sestaven model uvažující poddajnou pneumatiku. Ta byla nahrazena lineárními pružinami v místech dotyku. Potřebné odvozené rovnice pro výpočet byly implementovány do prostředí MATLAB a byly vypočteny zpřesněné průběhy stahovací síly a zdvihu pneumatiky. Oba použité skripty jsou součástí přílohy této práce.

Ve třetím kroku bylo na základě zjištěné velikosti stahovací síly, potřebné rozteče zvedacích válců započato s návrhem mechatronického provedení. Nejprve byl vybrán elektromechanický lineární pohon s kuličkovým šroubem, který umožní vyvinout dostatečnou sílu. Dále byla pro dobrou manévrovatelnost zvedáku zvolena mecanum kola, která umožňují všesměrový pohyb. Kvůli nedostatečné nosnosti jedné sady kol bylo rozhodnuto použít zdvojení kol. Následně byly zvoleny motory s kuželočelní převodovkou pro pohon kol. Pro napájení motorů byla navržena baterie z lithno-iontových článků, která umožní na jedno nabití provozovat zvedák po



dobu necelé hodiny. V poslední části tohoto kroku byla navržena konstrukce zvedáku a celý zvedák byl vymodelován v programu Autodesk Inventor.

V posledním, čtvrtém, kroku byl navržen zmenšený demonstrační model, kde bylo dbáno především na nízké výrobní náklady. Oba 3D modely jsou součástí přílohy této práce.

Prostor pro rozvoj této problematiky spočívá především v naprogramování řízení mecanum kol, vzájemné kooperaci vícero zvedáků a ideálně automatizaci celého systému, který by mohl nalézt uplatnění např. ve velkých parkovacích domech k efektivnějšímu využití odstavné plochy.





## Bibliografie

- [1] „GoJak G5211 Manual,“ Zendex Tool, ©2022. [Online]. Available: <https://www.zendextool.com/wp-content/uploads/2021/05/4025-52-G5211-Instructions.pdf>. [Přístup získán 7. červenec 2022].
- [2] „RED Collins Carrer Dolly System,“ BHW Group, 2022. [Online]. Available: <https://red-bhw.com/product/collins-carrier-dolly-system-complete-inc-cds-tc/>. [Přístup získán 9. červenec 2022].
- [3] „Como hacer carritos para mover transportar autos,“ Domser, 2019. [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=VGBRNISlo7E>. [Přístup získán 9. červenec 2022].
- [4] „Hydraulic Autolift,“ ProLux Systemtechnik, 2022. [Online]. Available: [https://www.prolux-shop.com/in\\_\\_en/hydraulic-autolift.html](https://www.prolux-shop.com/in__en/hydraulic-autolift.html). [Přístup získán 8. červenec 2022].
- [5] „Wheel Dolly 600,“ ProLux Systemtechnik, 2022. [Online]. Available: [https://www.prolux-shop.com/in\\_\\_en/wheel-dolly-600.html](https://www.prolux-shop.com/in__en/wheel-dolly-600.html). [Přístup získán 8. červenec 2022].
- [6] M. Valášek, V. Stejskal a J. Březina, *Mechanika A*, Praha: ČVUT, 2004.
- [7] A. N. Gent a J. D. Walter, *The pneumatic tire*, Washington D.C.: National Highway Traffic Safety Administration, 2006.
- [8] „Taycan Turbo S Sport Turismo,“ Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, ©2022. [Online]. Available: <https://www.porsche.com/international/models/taycan/taycan-models/taycan-turbo-s-sport-turismo/>. [Přístup získán 17 Červenec 2022].
- [9] R. Hoseinnezhad a A. Bab-Hadashar, „Efficient Antilock Braking by Direct Maximization of Tire–Road Frictions,“ *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, pp. 3593-3600, Zář 2011.
- [10] J. Lacombe, „Tire model for simulations of vehicle motion on high and low friction road surfaces,“ v *Winter Simulation Conference Proceedings*, Hanover, 2000.
- [11] F. Černý, L. Samek a B. Sopko, *Fyzika I*, Praha: ČVUT, 2018.
- [12] „Thomson Electrak® HD Linear Actuator,“ Thomson Industries, ©2021. [Online]. Available: [https://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Electrak\\_\\_HD\\_\\_Actuator\\_\\_bren.pdf](https://www.thomsonlinear.com/downloads/actuators/Electrak__HD__Actuator__bren.pdf). [Přístup získán 23 Červenec 2022].



- [13] J. E. M. Salih, M. Rizon, S. Yaacob, A. H. Adom a M. R. Mamat, „Designing Omni-Directional Mobile Robot with Mecanum Wheel,” *American Journal of Applied Sciences*, pp. 1831-1835, 31 Květen 2006.
- [14] „SS 350kg Heavy Duty Omni Robot Mecanum Wheel,” Alibaba, 2022. [Online]. Available: [https://www.alibaba.com/product-detail/Mecanum-Wheel-Mecanum-Wheel-SS-350kg\\_60734948266.html?spm=a2700.7724857.normal\\_\\_offer.d\\_\\_image.4d901d63U7mGp9&s=p](https://www.alibaba.com/product-detail/Mecanum-Wheel-Mecanum-Wheel-SS-350kg_60734948266.html?spm=a2700.7724857.normal__offer.d__image.4d901d63U7mGp9&s=p). [Přístup získán 24 Červenec 2022].
- [15] „Mecanum Wheel Robot Kit,” ©2022. [Online]. Available: <https://rpishop.cz/makeblock/3255-mecanum-wheel-robot-kit.html>. [Přístup získán 24 Červenec 2022].
- [16] „DC Right Angle Hollow Shaft Gearmotors,” Bodine Electric Company, ©2022. [Online]. Available: <https://www.bodine-electric.com/products/dc-right-angle-hollow-shaft-gearmotors/hypoid-series-33a7-dc-right-angle-hollow-shaft-130v-24v-12v-gearmotors/3039/>. [Přístup získán 24 Červenec 2022].
- [17] „TerraE INR21700-50E,” Batemo, ©2022. [Online]. Available: <https://www.batemo.de/products/batemo-cell-library/inr21700-50e-2/>. [Přístup získán 24 Červenec 2022].
- [18] „HENES BROON F830,” HENES TÜRKİYE, [Online]. Available: <https://henesturkiye.com/henes-broon-f830-genel-teknik-ozellikleri-aksesuar-detay-bilgi.html>. [Přístup získán 25 Červenec 2022].
- [19] V. Švec, Části a mechanismy strojů: příklady, 1. editor, Praha: ČVUT, 1991.
- [20] J. Leinveber a P. Vávra, Strojnické tabulky, 6. editor, Úvaly: Albra, 2017.
- [21] „High Torque DC Worm Gear Motor w/ Encoder - 12V, 40RPM,” RobotShop, ©2020. [Online]. Available: [https://www.robotshop.com/en/high-torque-dc-worm-gear-motor-w-encoder-12v-40rpm.html?fbclid=IwAR33GQRjBCCgyLK4BvZbeTDsNziNfIBrBBzyFA6eJ-XfHgNW\\_K9aPp\\_TqUM](https://www.robotshop.com/en/high-torque-dc-worm-gear-motor-w-encoder-12v-40rpm.html?fbclid=IwAR33GQRjBCCgyLK4BvZbeTDsNziNfIBrBBzyFA6eJ-XfHgNW_K9aPp_TqUM). [Přístup získán 26 Červenec 2022].
- [22] „TerraE INR18650-35E,” Batemo, ©2022. [Online]. Available: <https://www.batemo.de/products/batemo-cell-library/inr18650-35e-2/>. [Přístup získán 26 Červenec 2022].
- [23] A. Engenharia, „Arduino MEGA 2560 R3,” 2019. [Online]. Available: <https://grabcad.com/library/arduino-mega-2560-r3-3>. [Přístup získán 26 Červenec 2022].
- [24] B. Daniel, „L298N H-Bridge Motor Driver,” GrabCAD, 2019. [Online]. Available: <https://grabcad.com/library/l298n-h-bridge-motor-driver-1>. [Přístup získán 26 Červenec 2022].



- [25] Pamir, „60mm Mecanum Wheel,“ GrabCAD, 2015. [Online]. Available: <https://grabcad.com/library/60mm-mecanum-wheel-1>. [Přístup získán 26 Červenec 2022].

## Seznam příloh

- Příloha 1 Výpočet pro absolutně tuhou pneumatiku v prostředí MATLAB
- Příloha 2 Výpočet pro poddajnou tuhou pneumatiku v prostředí MATLAB
- Příloha 3 3D model mechatronického kolového zvedáku
- Příloha 4 3D model demonstračního mechatronického kolového zvedáku