



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

# **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

**Studie kloubového hřídele zcela  
odpruženého pohonu moderní  
lokomotivy**

**A study of modern locomotives drive  
shaft with fully suspended drive**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2021**

**František NOVOSAD**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový  
**Vedoucí práce:** Ing. Tomáš Fridrichovský

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Novosad** Jméno: **František** Osobní číslo: **483994**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Studie kloubového hřídele zcela odpruženého pohonu moderní lokomotivy**

Název bakalářské práce anglicky:

**A study of modern locomotives drive shaft with fully suspended drive**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma: Pohony moderních kolejových vozidel - zcela odpružené pohony.
2. Vyšetření základních prostorových možností spojovacího hřídele mezi převodovkou a dvojkolím.
3. Rozbor pohybů v daném uzlu pohonu.
4. Rozbor silových účinků působících při jízdě na spojovací hřídel a další komponenty pohonu.
5. Pevnostní výpočet spojovacího hřídele a frekvenční analýzu pohonu.
6. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres navrženého řešení.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy kolejových vozidel,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd,

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J., KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Tomáš Fridrichovský, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **07.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

Ing. Tomáš Fridrichovský  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
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

# Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: „Studie kloubového hřídele zcela odpruženého pohonu moderní lokomotivy“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Tomáše Fridrichovského s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří předposlední kapitolu práce.

V Rudné dne: .....

.....

František Novosad

## **Poděkování**

Touto cestou bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Tomáši Fridrichovskému za odborné rady, komunikaci při bezkontaktních konzultacích a odpovědi na všechny mé dotazy. V neposlední řadě patří poděkování rodině za jejich podporu při celém studiu a za poskytnuté zázemí.

# Anotace

Jméno autora:	František Novosad
Název práce:	Studie kloubového hřídele zcela odpruženého pohonu moderní lokomotivy
Anglický název:	A study of modern locomotives drive shaft with fully suspended drive
Rozsah práce:	57 stran 36 obrázků 19 tabulek 2 programy 1 příloha
Akademický rok:	2020/2021
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Tomáš Fridrichovský
Klíčová slova:	Dutý hřídel, moderní lokomotiva, zcela odpružený pohon, kolejová vozidla, frekvenční analýza
Keywords:	Hollow shaft, modern locomotive, fully suspended drive, railway vehicles, frequency analysis
Anotace:	Práce se zabývá prvotním návrhem dutého hřídele použitého ve zcela odpruženém pohonu moderní elektrické lokomotivy. Práce obsahuje řešerši dané problematiky, návrh dutého hřídele (z hlediska kinematiky, tvaru a zatížení) a frekvenční analýzu celého pohonu. Získané údaje by měly sloužit jako vstup pro finální návrh a výrobu komponenty.
Abstract:	This work deals with primary design of the hollow shaft used in fully suspended drive of a modern electric locomotive. The work contains research of the issue, design on the hollow shaft (according to kinematics, shape, and strength requirements) and frequency analysis of the drive. The data obtained should serve as input data for the final design and manufacturing of the component.

# Obsah

<b>Seznam použitých symbolů a zkratek.....</b>	<b>8</b>
<b>1. Úvod.....</b>	<b>9</b>
<b>2. Rešerše.....</b>	<b>10</b>
2.1 Moderní elektrické lokomotivy a jejich pohony .....	10
2.1.1 Shodné parametry.....	10
2.1.1.1 Pojezd.....	10
2.1.1.2 Rychlost .....	11
2.1.1.3 Výkon a tažná síla .....	11
2.1.2 Škoda 109E1 – Emil Zátopek .....	12
2.1.3 Siemens Vectron .....	12
2.1.4 Siemens Eurosprinter ES64U4 – Taurus III.....	13
2.2 Porovnání druhů pohonů dvojkolí.....	14
2.2.1 Pohon ústřední.....	14
2.2.2 Pohon skupinový.....	15
2.2.3 Pohon individuální .....	15
2.2.3.1 Pohon s tlakovým motorem .....	15
2.2.3.2 Pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou nápravovou převodovkou.....	16
2.2.3.3 Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem s převodovkou, pohánějící dutý hřídel objímající nápravu .....	17
2.3 Spojky .....	18
2.3.1 Ojničková spojka.....	18
2.3.1.1 Tuhost silentbloků.....	19
2.3.2 Zubová spojka .....	20
2.3.3 Univerzální spojka Škoda .....	21
2.4 Srovnání klíčových parametrů .....	22
<b>3. Vstupní data pro návrh dutého hřídele.....</b>	<b>23</b>
3.1 Model .....	23
3.2 Rozměrové a výkonové parametry.....	23
<b>4. Relativní pohyby mezi nápravou a dutým hřídelem .....</b>	<b>24</b>
4.1 Vůle mezi dvojkolím a rámem.....	24
4.2 Uložení pohonné jednotky na rámu .....	26
4.2.1 Vztahy pro pohyb pohonné jednotky vůči rámu .....	27
4.2.2 Výpočet posuvů pohonné jednotky vůči rámu .....	27
4.3 Mezní případy vzájemného pohybu .....	28
4.3.1 První případ.....	28
4.3.2 Druhý případ .....	29
4.4 Úhlová odchylka pro tvar hřídele.....	30

4.4.1	Návrh délky hřídele a vrcholového úhlu .....	31
<b>5.</b>	<b>Návrh průměrů dutého hřídele .....</b>	<b>32</b>
5.1	Vstupní parametry pro výpočet .....	32
5.2	Výpočet $D_i$ .....	33
5.3	Tloušťka stěny.....	34
5.4	Souhrn rozměrových parametrů.....	34
<b>6.</b>	<b>Frekvenční analýza pohonu.....</b>	<b>35</b>
6.1	Momenty setrvačnosti součástí .....	36
6.1.1	Plné válce .....	36
6.1.2	Duté válce.....	36
6.1.3	Kužel .....	37
6.2	Torzní tuhosti poddajných součástí.....	40
6.2.1	Hřídel rotoru.....	40
6.2.2	Náprava .....	40
6.2.3	Dutý hřídel obepínající nápravu.....	41
6.2.4	Ojničková spojka.....	43
6.2.4.1	Úprava rozměrů.....	44
6.2.4.2	Výpočet tuhosti .....	44
6.3	Vstup pro výpočet .....	46
6.3.1	Zjednodušení.....	46
6.3.2	Pohybové rovnice.....	48
6.4	Vlastní frekvence soustavy .....	49
6.4.1	Program pro výpočet .....	49
6.4.2	Tvary vlastních kmitů .....	50
6.5	Vyhodnocení vlastních kmitů .....	52
<b>7.</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>53</b>
<b>8.</b>	<b>Citace .....</b>	<b>54</b>
<b>9.</b>	<b>Seznamy.....</b>	<b>56</b>
9.1	Seznam příloh .....	56
9.2	Seznam obrázků .....	56
9.3	Seznam tabulek .....	57
9.4	Seznam výpočtových programů.....	57



## Seznam použitých symbolů a zkratk

### Použité symboly

Symbol	Jednotka	Popis
$a, g$	$[m/s^2]$	Zrychlení
$\alpha, \beta$	$[^\circ]$	Úhly na dutém hřídeli
$A$	$[kg/m^3]$	Konstanta pro výpočet momentu I kužele
$B$	$[1]$	Konstanta pro výpočet momentu I kužele
$d_i, D_i, d_{in}, d_{out}$	$[mm]$	Průměr
$f, \Omega$	$[Hz, s^{-1}]$	Vlastní frekvence pohonu
$F, T_i$	$[N]$	Síla
$G$	$[MPa]$	Modul pružnosti ve smyku
$i$	$[1]$	Převodové číslo
$I_i$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti součásti
$J_{pi}$	$[mm^4]$	Polární kvadratický modul průřezu
$k_r, k_a$	$[N/mm]$	Tuhost silentbloků pro uchycení k rámu
$k_{ti}$	$[N \cdot m/rad]$	Torzní tuhost součásti
$k_k, k_{ks}$	$[1]$	Bezpečnost
$l_h, L_i$	$[mm]$	Délka
$m_i$	$[kg]$	Hmotnost součásti
$M_i$	$[N \cdot m]$	Točivý moment
$n, N$	$[1]$	Počet
$\mu$	$[1]$	Součinitel tření
$r_i$	$[mm]$	Poloměr součásti
$\rho$	$[kg/m^3]$	Hustota
$S$	$[mm^2]$	Povrch
$t_i$	$[mm]$	Tloušťka
$\tau$	$[N/mm^2]$	Smykové napětí
$W_k$	$[mm^3]$	Průřezový modul v krutu
$\lambda$	$[s^{-2}]$	Vlastní číslo
$x, y, z$	$[mm]$	Souřadnice systému

### Použité zkratky

Zkratka	Význam
$TM$	Trakční motor





# 1. Úvod

Současné trendy na železnici se ubírají směrem navyšování dopravní rychlosti nad 200 km/h s čímž souvisí vyšší dynamické účinky vozidla na trať. Proto je nutné ve stále větší míře používat koncepce pohonu, které přispívají ke snižování negativních vlivů vozidla na jeho jízdní dráhu. Speciální komponentou těchto koncepcí je proto spojka, která umožňuje kompenzovat relativní pohyby odpružených a neodpružených součástí pohonu se zajištěním přenosu hnacího momentu.

Cílem této bakalářské práce je proto připravit návrh dutého kloubového hřídele pro zcela odpružený pohon moderní elektrické lokomotivy. Výstupem této práce by měly být základní rozměrové a silové požadavky na komponentu podpořené frekvenční analýzou celého pohonného řetězce. Toto by mělo sloužit jako vstupní data (1. iterace) pro případného výrobce dutého hřídele.

Provedení návrhu je založeno na řešerši v současnosti používaných konstrukcí pohonů kolejových vozidel. Jelikož mezi přední výrobce lokomotiv v České republice patří firma Škoda Transportation, byly některé vstupní hodnoty inspirované parametry lokomotivy řady 380.

Návrh dutého hřídele má následující postup:

- 1) Rešerše současných způsobů řešení pohonů a spojek
- 2) Určení tvarových parametrů hřídele v závislosti na relativních pohybech součástí pohonu a zástavbových rozměrech
- 3) Určení minimální tloušťky průřezu v závislosti na pevnostním výpočtu
- 4) Provedení frekvenční analýzy pro nalezení vlastních frekvencí pohonu a s tím spojených vlastních tvarů kmitání
- 5) Tvorba sestavného výkresu

Tyto kroky jsou pouze prvotní částí návrhu komponenty. Dalšími fázemi návrhu, jako je dynamické pevnost, vliv dalších silových účinků (příčné, gravitace apod.) se tato práce nezabývá.



## 2. Rešerše

V této kapitole jsou popsány dnes běžně používané typy pohonů moderních elektrických lokomotiv. Cílem je popsat základní parametry moderních lokomotiv provozovaných v ČR, užívané typy pohonů a nastínit výhody a nevýhody jednotlivých řešení. Samostatná část bude věnována spojkám používaných u zcela odpružených pohonů.

### 2.1 Moderní elektrické lokomotivy a jejich pohony

Od moderních lokomotiv se očekává splnění nejrůznějších kritérií, jako jsou rychlost, tažná síla a s tím související výkony. Odlišují se od sebe nejen těmito parametry, ale zároveň uspořádáním pohonu nebo parametry rozměrovými (velikost skříně lokomotivy, vzdálenost otočných čepů podvozků, rozvor podvozku).

Na českých tratích se v současnosti pohybují zejména moderní lokomotivy typu Škoda 109E1 (Emil Zátpek), Siemens Vectron a Siemens Europrinter ES64U4 (Taurus III) nebo Europrinter ES64F4 (nákladní verze). Dále je na území ČR možné pozorovat moderní lokomotivy Bombardier TRAXX, v Evropě pak ještě Stadler Eurodual 4000, Newag Griffin a další, které jsou ale v rešerši vynechány. Tato vozidla mívají podobné uspořádání některých hlavních komponent, jak je uvedeno v dalším odstavci.

#### 2.1.1 Shodné parametry

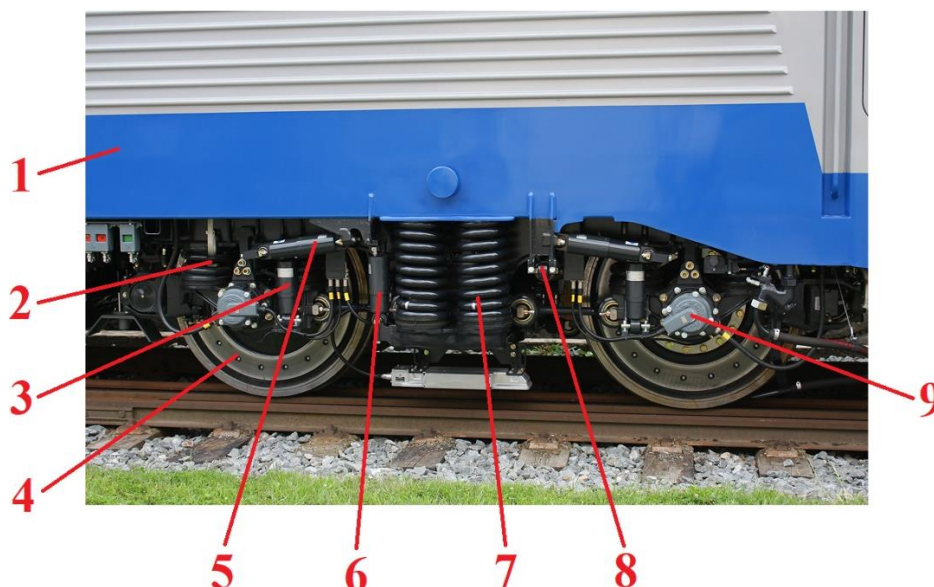
##### 2.1.1.1 Pojezd

Jedním z významných pojítek mezi vybranými moderními lokomotivami je uspořádání pojezdu – zpravidla s označením  $B_0'B_0'$ . Písmeno B označuje podvozek s dvěma hnacími nápravami, index 0 značí individuální pohon dvojkolí a apostrof značí dvojkolí uložená v podvozku otočném vůči skříně lokomotivy. Dvojitě použité  $B_0'$  značí celkem 2 podvozky v pojezdu vozidla. Více o uspořádání pohonů je zmíněno v kapitole 2.2 [1]

Podvozky moderních lokomotiv mívají obvykle podobné uspořádání základních komponent, jako je systém vypružení, vedení dvojkolí a další. Jedná se zpravidla o podvozky s dvěma stupni vypružení (primární a sekundární). První stupeň zajišťuje odpružení dvojkolí a rámu podvozku. Nejčastěji bývá řešeno ocelovými šroubovitými pružinami. Sekundární vypružení pak zajišťuje odpružení podvozku a skříně vozidla. Zpravidla se jedná o vinuté ocelové pružiny v provedení FlexiCoil, které umožňují i vypružení příčných pohybů a rotaci podvozků vůči skříně vozidla. [2]



Pohonná část podvozku je blíže popsána v následujících kapitolách.



Obr. 1.: Podvozek lokomotivy ŠKODA 109E1 s dvoustupňovým vypružením [3]

1 – skříň vozidla; 2 – pružiny primárního vypružení; 3 – tlumič svislých pohybů (primárního vypružení); 4 - dvojkolí; 5 – tlumič vrtivých pohybů (sek. vypružení); 6 - tlumič svislých pohybů (sekundárního vypružení); 7 – pružiny sekundárního vypružení; 8 – tlumič příčných pohybů (sekundárního vypružení); 9 – ložiskový domek dvojkolí

### 2.1.1.2 Rychlost

Moderní lokomotivy jsou konstruovány tak, aby za provozu dosáhly maximální rychlosti 200 km/h, některé modely až 230 km/h. Z důvodu nižší maximální povolené traťové rychlosti v České republice nelze této mety dosáhnout. V ČR je omezení na 160 km/h. Plný rychlostní potenciál těchto lokomotiv lze však využít v sousedních zemích (Německo, Rakousko).

### 2.1.1.3 Výkon a tažná síla

Požadavek na výkon souvisí s požadavky na maximální tažnou sílu lokomotivy i za vyšších rychlostí. Trvalý výkon se dnes pohybuje mezi 6000-7000 kW, krátkodobě lze převýšit i nad hodnoty 7000 kW v závislosti na typu vozidla.

Tažná síla na háku lokomotivy je také téměř shodná, 270-300 kN při rozjezdu. Shoda je dána především hmotností vozidla, která se pohybuje v rozmezí 87-89 tun a obvyklému součiniteli tření mezi kolem a kolejnicí (cca 0,36). Vzhledem k dovolenému zatížení 22,5 tun na nápravu (maximálně 90 tun na čtyřnápravové vozidlo) v evropských podmínkách je patrné, že se výrobci snaží naplno využít této hranice.



Maximální síla také závisí na dokonalosti protiskluzové regulace. Rychlejší a přesnější vyhodnocení prokluzu umožňuje vyvinout vyšší tažnou sílu. To sebou nese rizika vyššího opotřebení kol, výskytu torzních oscilací apod.

### 2.1.2 Škoda 109E1 – Emil Zátopek

Lokomotiva řady 380, továrním označením Škoda 109E1 přezdívána Emil Zátopek, jenž vyjela na trať v roce 2010, je z uvedených vozidel rozměrově nejmenší. Délka přes nárazníky činí 18 000 mm. Rozvor náprav v podvozku 2 500 mm a vzdálenost otočných čepů podvozků 8700 mm. Trvalý výkon 6400 kW lze krátkodobě převýšit na 7200 kW. To vše zajišťují elektromotory ML 4550 K6 o jmenovitých otáčkách 1825 1/min. Rozjezdová tažná síla lokomotivy na háku je 274 kN.

Pohon lokomotivy je tzv. zcela odpružený. Hnací moment je na dvojkolí přenesen pomocí kloubové duté hřídele obepínající nápravu. [2] [4] [5]



Obr. 2.: Lokomotiva 380.002 - Emil Zátopek na okruhu Cerhenice [2]

Zajímavostí je, že lokomotiva měla obsluhovat spoje na trase Praha – Hamburk, nicméně kvůli požadavkům norem na kvazistatické zatížení na německých tratích to nebylo dlouhou dobu možné. Německá železniční správa měla problémy se schválením tzv. mostové kompatibility (Brückenkompatibilität) kvůli údajným vibracím lokomotivy. V Drážďanech bylo tedy nutné přepřáhnout anebo po zbytek úseku upravit rychlost, zejména pak na mostech. Od konce roku 2017 byla lokomotiva ve verzi 109E3 (určeno pro Německé dráhy DB) s platnými certifikáty schválena pro provoz na německých tratích DB Netz. [5] [6]

### 2.1.3 Siemens Vectron

Lokomotiva řady 193 a 383 společnosti Siemens, kterou jako první na českých tratích začal provozovat dopravce Regiojet, je stejně starou lokomotivou jako typ 109E.



Vectron je vyráběn v několika verzích v závislosti na napájecí soustavě. Existuje však typ A: Vectron MS, což je vícesystémová verze s výkonem 6400 kW, tažnou silou 300 kN a maximální rychlostí 200 km/h. Verze pro ostatní trakce jsou zpravidla slabší.

Jednostupňová převodovka „2LB8125-9CB47“ s převodovými poměry  $i = 4,7$  nebo  $i = 5,8$  je vybírána na základě slabší/silnější verze lokomotivy.

Rozměrově je větší než lokomotiva 109E. Délka přes nárazníky je 18 980 mm, rozvor náprav v podvozku je 3000 mm a vzdálenost středu otáčení podvozků je 9500 mm.

Pohon je řešen variantou částečně odpruženou. Motor je odpružen zcela, ozubené kolo převodovky je však pevně nalisováno na dvojkolí. Do budoucna je uvažována výroba Vectronů se zcela odpruženými pohony, které budou moci dosáhnout rychlosti až 230 km/h. [7]



Obr. 3.: Lokomotiva 193.298 - Vectron v Hamburk Altona [8]

Právě Vectron nahradil na lince z Prahy do Hamburku české lokomotivy řad 380 a 371. Nyní je už možné absolvovat kompletní trať při maximálních povolených traťových rychlostech jedinou lokomotivou.

### 2.1.4 Siemens Europrinter ES64U4 – Taurus III

Taurus III je další lokomotivou společnosti Siemens, která ale na rozdíl od Vectronu spadá do rodiny Europrinter. Verze ES64U4 v ČR označována jako řada 1216 je z vybraných lokomotiv v rešerši nejstarší, avšak v českých barvách služebně nejmladší. Je k vidění například na soupravách Railjet.

Vozidlo je 19 280 mm dlouhé přes nárazníky, což ho pasuje do role největšího na základě rozměrů. Je schopno trvale podávat výkon 6400 kW při střídavém napájení a 6000 kW při napájení stejnosměrném. Tažná síla na háku je shodně 300 kN. Maximální cestovní rychlost je však až 230 km/h. Taurus III je držitelem rychlostního rekordu, když se v roce 2006 dokázal se speciálně upravenou převodovkou na německé vysokorychlostní trati rozjet na 357 km/h.



Pohon je zcela odpružený. Hnací moment je na dvojkolí přiváděn shodně jako u Škody 109E1 přes dutý kloubový hřídel obepínající nápravu. [9]



Obr. 4.: Lokomotiva 1216 Europrinter Taurus v barvách ČD a ÖBB [10]

Nákladní verze ES64F4 se od verze předchozí odlišuje nejen vizuálně, ale i technicky. Lokomotiva je navržena pro maximální rychlost 140 km/h. Největší rozdíl představuje provedení pohonu, jenž je tlapově uložen na dvojkolí (více v podkapitole 2.2). Za zmínku stojí také vysoký převodový poměr  $i = 6,294$ . [11]

## 2.2 Porovnání druhů pohonů dvojkolí

Pohon kolejových vozidel je dělen na 3 základní typy, a to podle počtu poháněných dvojkolí právě jedním trakčním motorem (dále jen TM) na: ústřední, skupinový, individuální.

Volba konkrétního typu se odvíjí od nároků na využití vozidla. Jedním kritériem může být rychlost jízdy. Velký důraz je proto kladen na odpružení jednotlivých součástí. Především díky tomu, že nevypružené hmoty negativně působí na jednotlivé součásti vozidla a na samotnou trať. Dalším skloňovaným kritériem bývá jednoduchá a nenáročná údržba konkrétního pohonu.

### 2.2.1 Pohon ústřední

Jedná se o způsob pohonu, kdy jsou z jednoho zdroje (motoru) poháněna všechna hnací dvojkolí vozidla. Ústřední pohon byl základním pilířem provozu parních lokomotiv. V současnosti je užíván ve vozech se vznětovými motory. Vozidla jsou obstarána hydromechanickou vícešupňovou převodovkou. Na dvojkolí je hnací moment přenášen kloubovými hřídeli.

Příkladem současného vozidla s ústředním pohonem je vůz 810 – klasický motorák, případně dieselové lokomotivy s hydrodynamickým přenosem výkonu. [12]

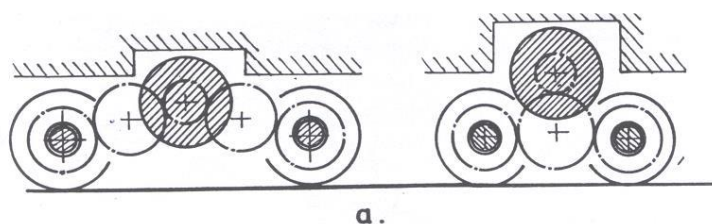


## 2.2.2 Pohón skupinový

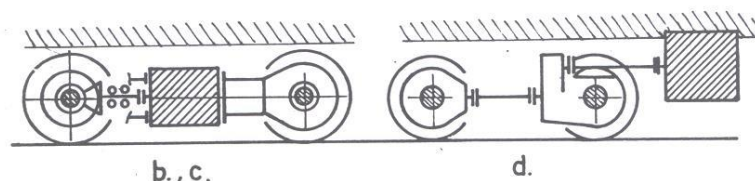
U elektricky hnaných vozidel tvoří méně početnou skupinu. Obvykle se používá u vozidel s hydrodynamickým nebo hydromechanickým přenosem výkonu. Dělí se na pohony s příčnou a podélnou osou TM.

Výhodou je nižší počet použitých TM a s tím související úbytek hmotnosti, případně zkrácení rozvoru náprav. Další výhodou je možnost použití dvoustupňového převodu a zvýšení univerzálnosti vozidla. Používá se v různých ucelených jednotkách od pantografů po soupravy pendolino a ICE.

Nevýhodou je jednoznačně složitost rozvodů a celkového mechanického řešení. Při poruše je vyraženo více než jedno dvojkolí. [12]



Obr. 5.: Trakční motor s příčnou osou upevněný na rámu podvozku [12]



Obr. 6.: Trakční motor s podélnou osou [12]

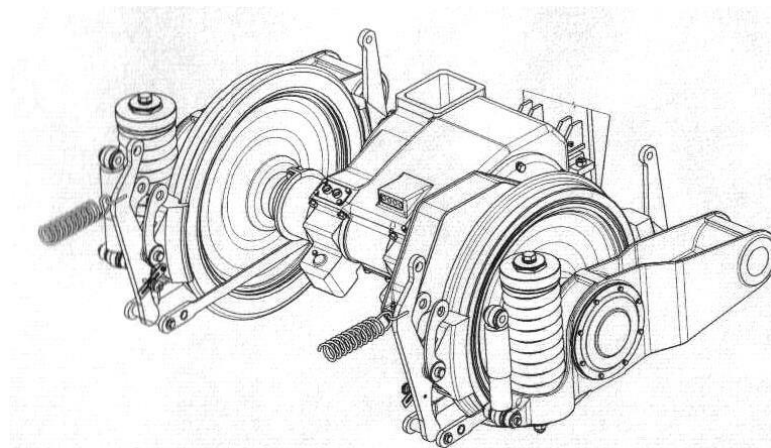
*b), c) upevněný na rámu podvozku nebo dvojkolí; d) upevněný na skříni vozidla*

## 2.2.3 Pohón individuální

Jedná se o pohon elektrickým trakčním motorem, kdy každé hnací dvojkolí je poháněno vlastním TM. V současnosti se jedná o nejrozšířenější koncept pohonných jednotek. Jelikož má tento typ hodně variant provedení, jsou jím poháněna vozidla různých typů a nároků. Dále se rozdělují podle vzájemné polohy osy rotoru a dvojkolí na řešení s příčnou a s podélnou osou pohonu. [12]

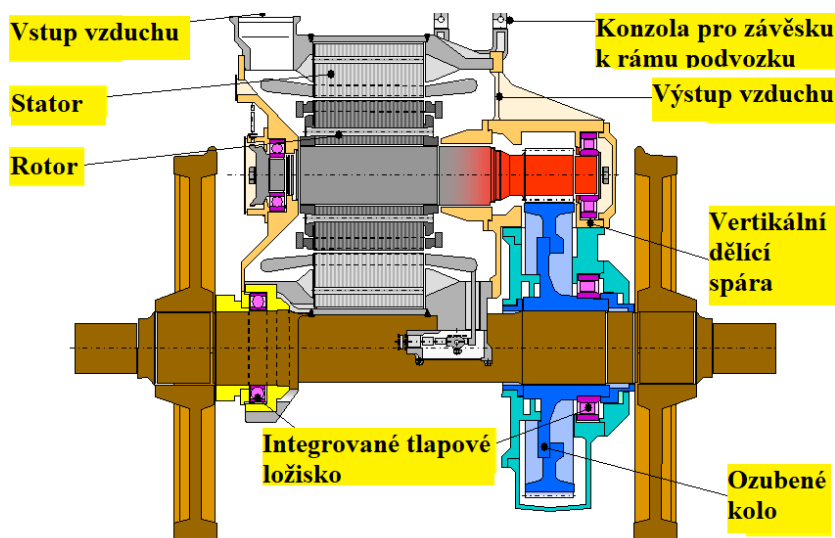
### 2.2.3.1 Pohón s tlakovým motorem

Tlakový motor je zástupcem řešení s příčnou osou pohonu. TM spolu s převodovkou je různými způsoby uložen na nápravě dvojkolí. De facto ji objímají jako sevřená medvědí tlapa – proto motor tlapový. Přenos kroutícího momentu z rotoru na nápravu také závisí na provedení.



Obr. 7.: Klasický tlapový motor [12]

Varianta s nápravovou převodovkou je moderním řešením, kde jsou oproti běžnému provedení tlapového pohonu sníženy silové účinky v ozubení a lépe rozloženy reakce do ložisek. Jedním ložiskem je samotná převodovka tvořená šípovým ozubením. Výhodou je také svislé uspořádání pohonu. Typ pohonu je využíván nákladními lokomotivami pro rychlosti do 140 km/h, například lokomotivou Eurosprinter ES64F4 (2.1.4). [12]



Obr. 8.: Moderní řešení pohonu tlapovým motorem s nápravovou převodovkou [12]

Pohon tlapovým motorem je jednoduchý na konstrukci, montáž a demontáž, avšak skrývá mnoho nedostatků, zejména pak velké neodpružené hmoty.

### 2.2.3.2 Pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou nápravovou převodovkou

Trakční motor je umístěn na rámu podvozku, a tak je součástí prvotně odpružených hmot, zatímco převodovka je částečně zavěšena na podvozku, částečně přímo na dvojkolí. Hnací moment je z motoru přenášen kloubovým hřídelem, jenž musí



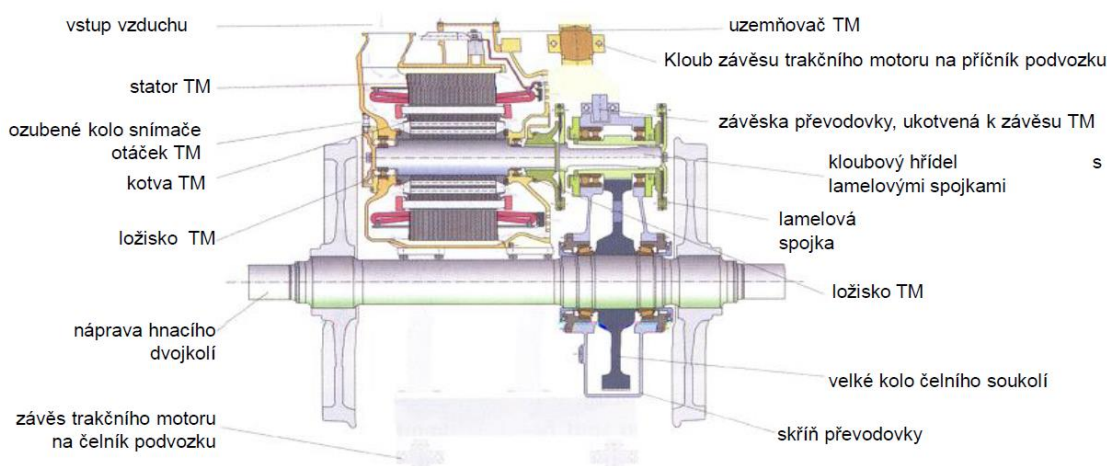


pokrýt vzájemné relativní pohyby TM a pastorku převodovky. Velké ozubené kolo je pevně nalisováno na dvojkolí.

Kloubový hřídel může být připojen k TM a pastorku například pomocí zubových sférických spojek. Hřídel je uložen v dutině v kotvě motoru. Jedná se o starší provedení s asynchronními např. u lokomotivy řady 150. Pro novější provedení je hřídel uložen za trakčním motorem.

Dalším řešením je spojení kloubovým hřídelem s převážně kloubově pružnými lamelovými spojkami. Kloubový hřídel prochází dutým hřídelem, jehož součástí je pastorek převodovky (malé ozubené kolo) se šikmými zuby. Toto řešení je využíváno např. v lokomotivě Siemens Vectron (2.1.3), dvounápravových motorových vozech nebo tramvajích (obecně v lehčích kolejových vozidlech).

Výhodou tohoto motoru je kromě snížení neodpružených hmot i jednoduché mazání ložisek a jednoduchá montáž do podvozku. Nevýhodou jsou vyšší neodpružené hmoty a obtížná přístupnost ke kloubu v případě umístění uvnitř kotvy motoru. [12]



Obr. 9.: Příčný pohon s odpruženým TM a částečně odpruženou nápravovou převodovkou, provedení s lamelovými spojkami [12]

### 2.2.3.3 Pohon se zcela odpruženým trakčním motorem s převodovkou, pohánějící dutý hřídel objímající nápravu

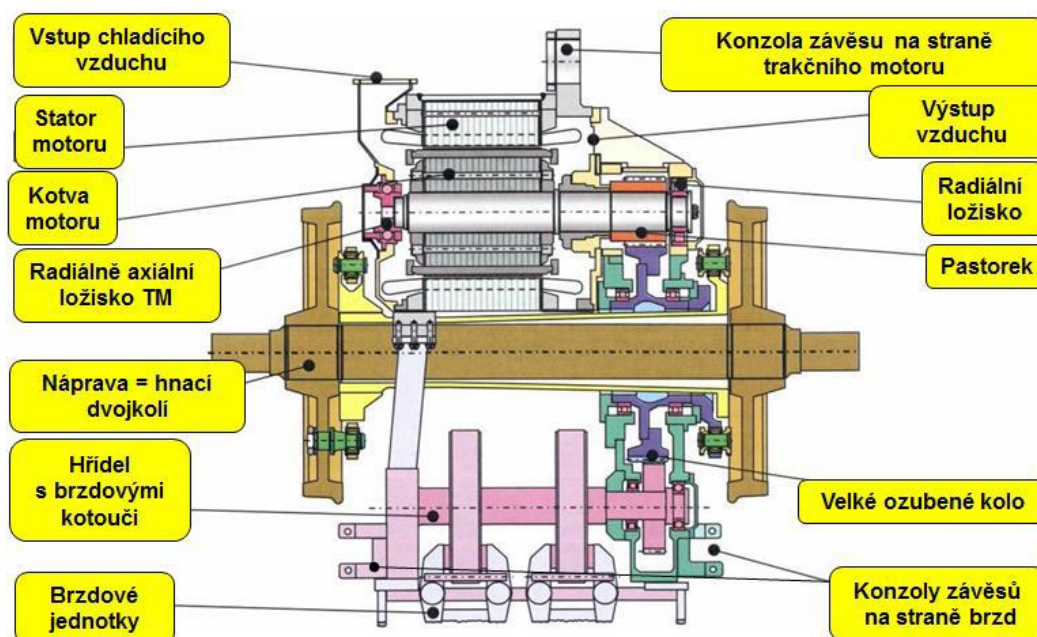
Při tomto konstrukčním řešení jsou jak motor, tak převodové soukolí zavěšeny na rámu podvozku. Převodovka s motorem se v dnešních konstrukcích spojují a vytváří integrované jednotky.

Přenos momentu mezi výstupním ozubeným kolem převodovky a dutým hřídelem je zajištěn pomocí víceojničkové spojky. Používá se ojničková spojka fungující na principu dvou paraleogramů (použito u lokomotivy Škoda) nebo spojky na principu dvou antiparaleogramů (Alsthom a Tibb). Přenos mezi dutým hřídelem a dvojkolím je zajištěn také ojničkovou spojkou, případně jiným typem spojky (sférickou zubovou).



Více informací v kapitole 2.3 – Spojky. Dutý hřídel bývá vyráběn buďto z konstrukční oceli nebo z kompozitních materiálů.

Výhodou tohoto uspořádání jsou nižší neodpružené hmoty pohonu – motor a převodovka. Minimalizuje dynamické účinky na trať a zároveň eliminuje účinky nerovností tratě na komponenty pohonu. Nevýhodou je jednoznačně složitost nejen samotné konstrukce, ale i v naladění jeho tuhosti. Dále je problém v nemožnosti využití větších převodových poměrů zejména z důvodu počtu zubů kol. Příčinou je případné podřezání zubů pastorku, respektive překročení zástavbových rozměrů v případě ozubeného kola. Řešení pohonu je použito například v lokomotivě Škoda 109 - Emil Zátpek (2.1.2). [12]



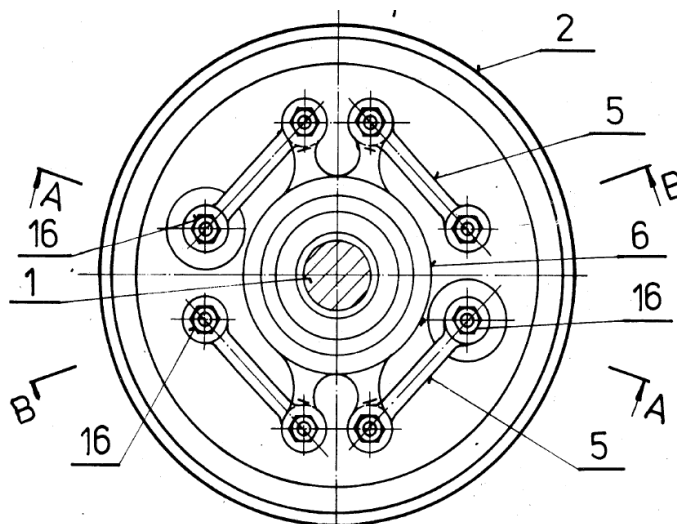
Obr. 10.: Příčný pohled s dutou kloubovou hřídelí objímající nápravu a souosým brzdovým hřídelem – Europrinter Taurus III [12]

## 2.3 Spojky

Cílem kapitoly je nastínit základní konstrukční a tuhostní parametry spojky používaných u moderních pohonů – zde jmenovitě u plně odpružených pohonů lokomotiv. Jedná se o spojky, které se nachází na koncích duté hřídele. Práce se zabývá spojkou ojníčkovou a zubovou.

### 2.3.1 Ojničková spojka

Tento typ spojky je zejména používán jako sférické pružné spojení mezi přírubou velkého ozubeného kola a přírubou dutého hřídele (na Obr. 10. se nachází na pravém konci hřídele). Spojení je realizováno pomocí ojníček, které jsou na příruby připojeny přes centricky umístěné pružné silentbloky. [13]

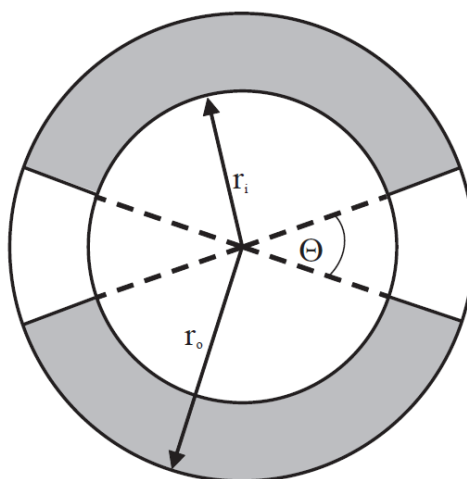


Obr. 11.: Ojničková spojka [13]

1 – náprava, 5 – ojníčka, 16 – silentblok

### 2.3.1.1 Tuhost silentbloků

Pro pružné spojení ojníček k přírubám spojky je použito dutých válcových pryžových silentbloků. Ty jsou charakterizovány nejen svými rozměry, ale i tuhostními vlastnostmi v různých směrech. Tyto tuhosti zpravidla udávají výrobci daných komponent (GMT, Trelleborg apod.), kteří uvažují určité rozměry silentbloků. Pro případné úpravy rozměrů (omezení zástavbovými rozměry) je poměrně složité přesně definovat konkrétní vlastnosti. Tuhostní vlastnosti jsou však závislé na rozměrech silentbloku:  $r_i$  – vnitřní poloměr,  $r_o$  – vnější poloměr a  $L$  – délka.



Obr. 12.: Příčný řez pryžovým silentblokem [14]

Na základě proměnlivosti výše zmíněných parametrů bylo provedeno experimentální měření radiální tuhosti dutého válcového silentbloku. Výsledek měření byl zaznamenán pro stálý vnitřní poloměr  $r_i = 10 \text{ mm}$ , tudíž proměnnými jsou vnější poloměr a délka. [14]



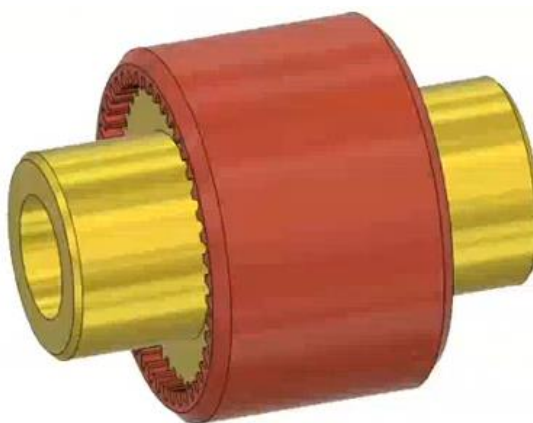
Tab. 1.: Radiální tuhost dutých silentbloků [14]

Dimensions of bush $r_i = 10 \text{ mm}$ , $\Theta = 40^\circ$		Reduced radial stiffness				
Length $L$ mm	Outer radius $r_o$ mm	Stiff direction		Soft direction		
		Equation 16	FEA	Equation 15	Equation 20	FEA
10	15	54	61	37	26	33
20	15	95	115	61	34	44
50	15	194	236	118	54	55
100	15	281	297	169	71	59
10	20	21	23	15.2	13.6	14.7
20	20	28	31	19.5	15.0	16.7
50	20	48	54	31	18.8	20
100	20	67	70	42	22.4	21
10	40	9.5	8.8	7.3	7.1	6.1
20	40	10.2	9.2	7.6	7.3	6.2
50	40	12.5	11.0	9.0	7.7	6.8
100	40	15.4	13.6	10.7	8.3	7.4

Na základě Tab. 1. lze konstatovat, že při zkrácení délky  $L$  radiální tuhost klesá, se zmenšujícím se vnějším poloměrem radiální tuhost roste. To vyplývá z horší možnosti stlačení pryže o menší tloušťce.

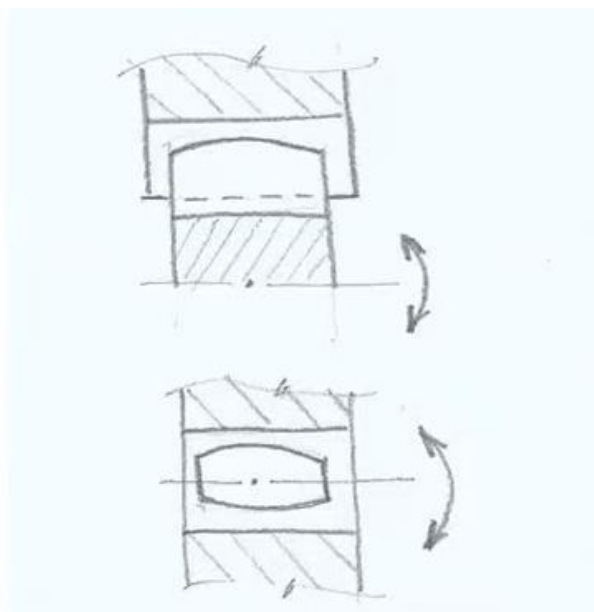
### 2.3.2 Zubová spojka

Zubová spojka je tvořena vnějším a vnitřním ozubeným kolem, ty do sebe přesně zapadají. Zubová spojka neumožňuje vůli v radiálním směru, jelikož ozubení uvažujeme jako dokonale tuhé.



Obr. 13.: Zubová spojka spojující 2 hřídele [15]

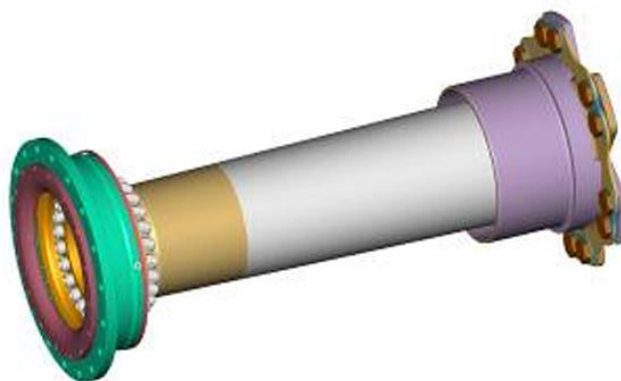
Avšak pokud jsou zuby soudečkového tvaru (nemají přímkový tvar hlavy ani boku zubu) je umožněno naklápění os vnějšího a vnitřního ozubení včetně axiálního posuvu, což umožňuje vytvořit sférický kloub. To je nutné pro použití v případě pohonu lokomotivy z důvodu kompenzace vzájemných pohybů. [15]



Obr. 14.: Soudečkový tvar zubů [15]

### 2.3.3 Univerzální spojka Škoda

Celá spojka pro lokomotivu Škoda 109E je dodávána společností KWD (Kupplungswerk Dresden). Komponenta se přímo skládá z dutého hřídele s přírubami spojek na obou jeho koncích. Na jednom konci přírubou spojky ojníčkové, na druhém spojky zubové. Rozhraní s převodovkou zajišťuje unašeč vložený do dutiny ozubeného kola (Obr. 15. vpravo). Rozhraní s kolem dvojkolí zajišťuje příruba zubové spojky. (Obr. 15. vlevo). Tato spojka je vyráběna v závislosti na materiálu dutého hřídele (laminát nebo ocel).



Obr. 15.: Univerzální spojka Škoda [16]

Společnost KWD se zabývá celou řadou spojek, od mechanických po hydrodynamické. Stejně tak cílí na celou řadu použití, a to od dopravních prostředků po zemědělskou techniku. [16]



## 2.4 Srovnání klíčových parametrů

V tabulce níže jsou uvedeny některé parametry třech výše vybraných lokomotiv, které jsou pro následující část práce zejména důležité.

Tab. 2.: Srovnání parametrů moderních lokomotiv [2] [7] [9]

	<b>Emil Zátopek</b>	<b>Vectron</b>	<b>Taurus III</b>
<b>Výrobce</b>	Škoda Transportation	Siemens	Siemens
<b>Označení pojezdu</b>	B <sub>0</sub> 'B <sub>0</sub> '	B <sub>0</sub> 'B <sub>0</sub> '	B <sub>0</sub> 'B <sub>0</sub> '
<b>Hmotnost [t]</b>	88,2	87	85
<b>Délka skříně [mm]</b>	18 000	18 980	19 580
<b>Rozvor dvojkolí [mm]</b>	2500	3000	3000
<b>Vzdálenost otočných čepů podvozků [mm]</b>	8700	9500	9900
<b>Max. rychlost [km/h]</b>	200	200	230
<b>Max tažná síla [kN]</b>	274	300	300
<b>Trvalý výkon [kW]</b>	6400	6400	6400
<b>Pohon</b>	Zcela odpružený	Částečně odpružený*	Zcela odpružený
<b>Převodový poměr i [1]</b>		4,7/5,8	

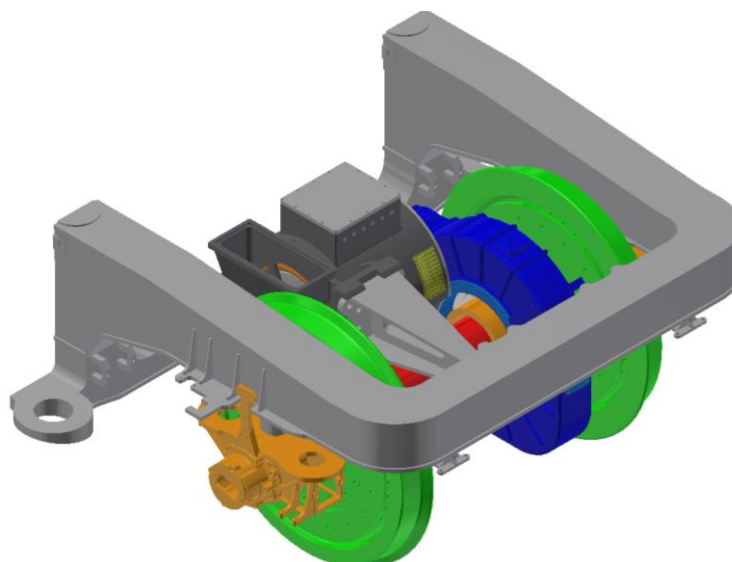
\* U Vectronu je do budoucna připravována i varianta se zcela odpruženým pohonem pro maximální rychlost 230 km/h.



### 3. Vstupní data pro návrh dutého hřídele

#### 3.1 Model

Práce vychází ze zjednodušeného modelu jedné poloviny podvozku moderní lokomotivy (výstup staršího studentského projektu) a hodnot zadaných vedoucím práce. Dále ze znalosti provedení konstrukce zcela odpruženého pohonu (kapitola 2.2.3.3).



Obr. 16.: Model podvozku moderní lokomotivy

*šedá – rám podvozku, černá – trakční motor, modrá – kryt převodového ústrojí, zelená – kolo, oranžová – ložiskový domek, červená – dutý hřídel obepínající nápravu*

#### 3.2 Rozměrové a výkonové parametry

V tabulce níže jsou uvedeny parametry lokomotivy, ze kterých se při návrhu dutého hřídele vychází. Některé se mohou odlišovat od modelu.

Tab. 3.: Rozměrové a výkonové parametry

	Značení	Hodnota	Jednotka	Poznámka
<b>Hnací moment motoru</b>	$M_h$	10 000	$N \cdot m$	Maximální hnací moment při rozjezdu vozidla
<b>Převodové číslo</b>	$i$	4,1	1	
<b>Průměr kola nového</b>	$d_n$	1250	$mm$	
<b>Průměr kola ojetého</b>	$d_o$	1170	$mm$	
<b>Součinitel tření (kolo-kolejnice)</b>	$\mu$	0,4	1	
<b>Průměr dřívku nápravy</b>	$d_d$	215	$mm$	Odchylka od modelu
<b>Hmotnost pohonné jednotky</b>	$m_p$	2500	$kg$	



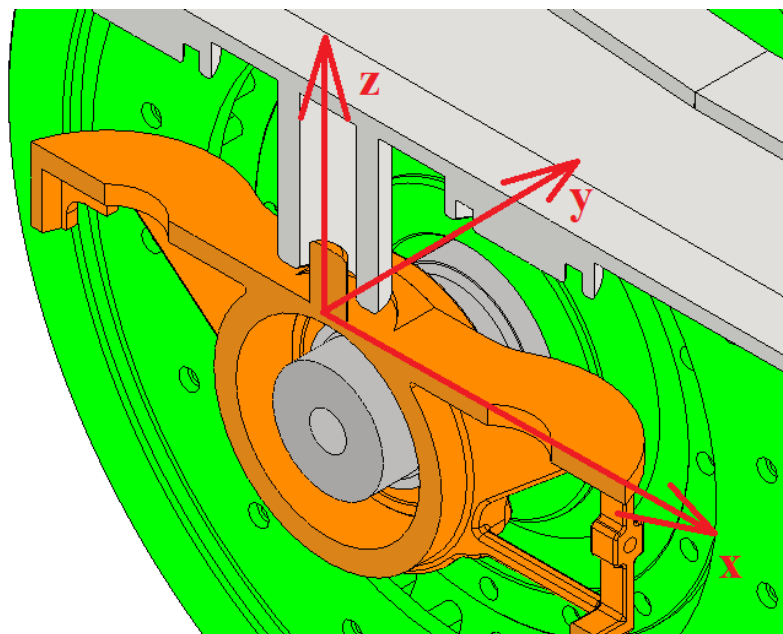
## 4. Relativní pohyby mezi nápravou a dutým hřídelem

Vyšetření těchto relativních pohybů má největší vliv na konečný tvar kloubového hřídele. Jelikož se rám podvozku, pohonná jednotka a dvojkolí vzájemně pohybují (přičemž největší vzájemné pohyby dvojkolí a duté hřídele jsou v místě převodovky), volí se kuželovitý tvar hřídele. Cílem kapitoly je zjistit úhlovou odchylku při mezních polohách nápravy a pohonné jednotky vzhledem k rámu podvozku.

### 4.1 Vůle mezi dvojkolím a rámem

Zobrazený model sice neobsahuje prvky primárního vypružení, avšak pro názornost postačí vymezené vůle jednotlivých pohybů pomocí konstrukčních prvků a hodnoty zadané vedoucím práce.

Pohyb dvojkolí vůči rámu je vymezen pomocí dvou svislých čepů, každý na jedné straně podvozku (Obr. 17.). Čepy jsou uloženy s vůlemi ve směrech příčném (osa  $y$ ), podélném (osa  $x$ ) a zároveň prostřednictvím pevného dorazu vymezují maximální dovolené stlačení primárního vypružení, čímž zabraňují jeho poškození (osa  $z$ ).

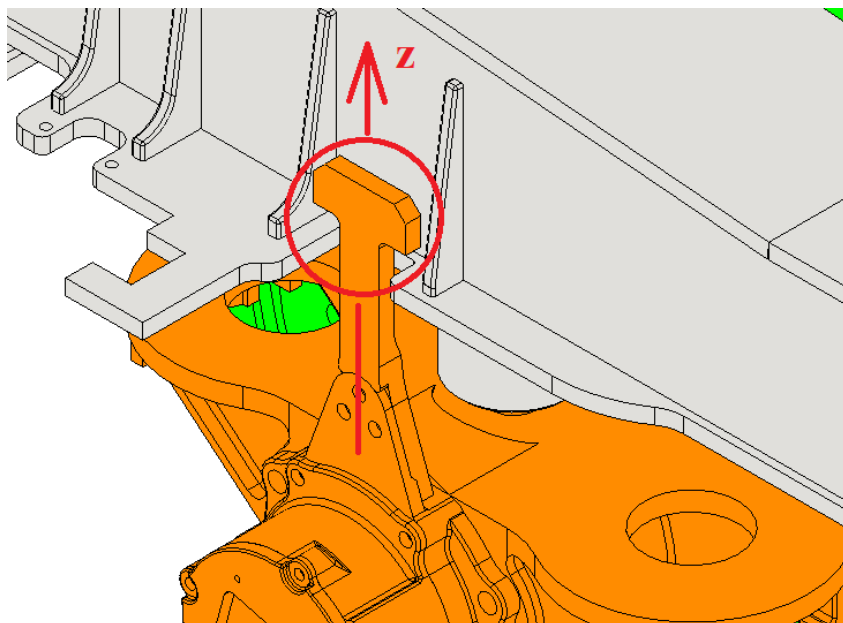


Obr. 17.: U uložení dvojkolí na rámu podvozku, čep v osovém řezu  
světle šedá – rám podvozku, zelená – kolo, oranžová – ložiskový domek, šedá – náprava





V případě, kdy se dvojkolí vůči rámu bude pohybovat směrem dolu, dojde k odlehčení pružin primárního vypružení. Horní mez svislého pohybu zajišťuje podchyhtka tvaru T, která plní klíčovou roli pro kompaktnost částí podvozku v případě zvedání vozidla (brání v jeho rozpadnutí).



Obr. 18.: Zajištění mezního vypružení ve svislém směru T podchytkou  
světle šedá – rám podvozku, zelená – kolo, oranžová – ložiskový domek

Pro přehlednost jsou hodnoty maximálních možných posuvů dvojkolí vůči rámu podvozku v jednotlivých směrech zaneseny do následující tabulky. Posuvy dvojkolí vůči rámu jsou značeny písmeny směrů x, y, z s indexem 1

Tab. 4.: Hodnoty mezních posuvů dvojkolí vůči rámu podvozku

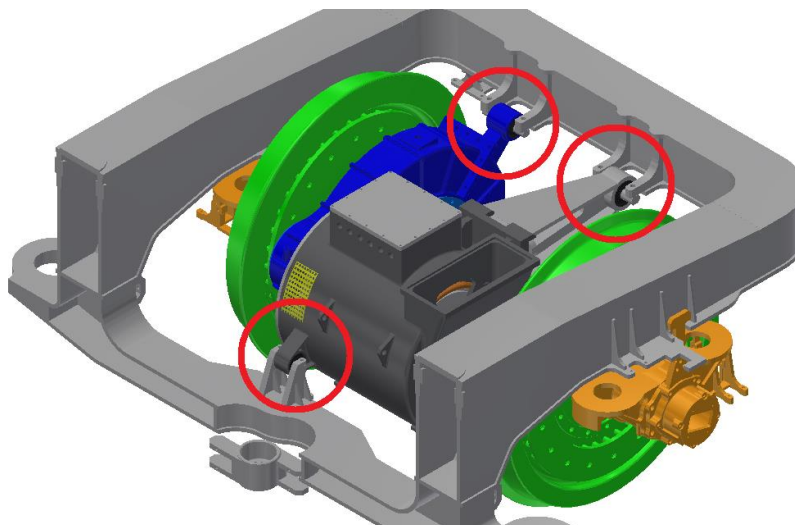
	Značení	Vůle	Jednotka	Směr (osa)
<b>Podélná narážka</b>	$x_1$	10	mm	Podélný (x)
<b>Příčná narážka</b>	$y_1$	10	mm	Příčný (y)
<b>Svislý doraz</b>	$z_{11}$	30	mm	Svislý (z)
<b>Svislá T podchyhtka dvojkolí</b>	$z_{12}$	35	mm	Svislý (z)

Jelikož nejsou uvažovány žádné tuhostní výpočty dorazů, jsou hodnoty uvedené v Tab. 4. přímo výsledné hodnoty posuvů dvojkolí v daných směrech. V případě uložení pohonné jednotky na rámu tomu bude jinak (kapitola 4.2).



## 4.2 Uložení pohonné jednotky na rámu

Pohonná jednotka je uložena na rámu podvozku pomocí tří pryžových silentbloků, které mají různé tuhostní parametry pro různé směry zatěžování.



Obr. 19.: Uložení pohonné jednotky na rámu podvozku

Hodnoty tuhostí byly zadány vedoucím práce a jsou pro přehlednost zaneseny v následující tabulce.

Tab. 5.: Tuhost pryžových silentbloků pro uchycení k rámu

	Značení	Hodnota	Jednotka	Směr (osa)
<b>Radiální</b>	$k_r$	120 000	$N/mm$	Podélný, svislý (x, z)
<b>Axiální</b>	$k_a$	7000	$N/mm$	Příčný (y)

Vstupní hodnoty pro pohyb pohonné jednotky vůči rámu vychází z mezních zrychlení, které jsou dané normou ČSN EN 13749, příloha D.2.2, jako návrhová zrychlení pro zařízení uchycená k rámu podvozku. [17]

Tab. 6.: Typická zrychlení zařízení uchycených k rámu [17]

Směr	Výjimečné zrychlení	Únavové zrychlení
Svislý +	$\pm 20 g$	$\pm 6 g$
Příčný +	$\pm 10 g$	$\pm 5 g$
Podélný	$\pm 3$ nebo $\pm 5 g^*$	$\pm 2,5 g$
+ Hodnoty v tabulce platí pro rám podvozku nad prvotním vypružením. V ose podvozku mohou být lineárně redukovány na poloviční hodnotu a mimo prvotní vypružení se mají extrapolovat k vyšším hodnotám.		
* Hodnota, která se má použít, závisí na typu podvozku a má odpovídat podélným posuvným druhům (např. uvedeným v příloze C).		



### 4.2.1 Vztahy pro pohyb pohonné jednotky vůči rámu

Pro výpočet posuvů pohonné jednotky se vychází ze vztahu pro výpočet síly v pružině (v tomto případě jednoho pryžového silentbloku) jako:

$$F = k \cdot x \quad (1)$$

Kde  $k$  je tuhost v příslušném směru a  $x$  posuv v příslušném směru. Jelikož je jednotka uložena na třech paralelních silentblocích, je třeba síly sečíst (vynásobit třemi). Sílu  $F$  lze také vypočítat z Newtonova zákona síly:

$$F = m_p \cdot a \quad (2)$$

Kde  $m_p$  je hmotnost pohonné jednotky,  $a$  je hodnota výjimečného zrychlení z Tab. 6 v příslušném směru a odpovídá násobkům tíhového zrychlení  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

Z rovnic (1) a (2) a ze znalosti sčítání sil je výsledný vztah pro vypočtení posuvů:

$$x = \frac{m_p \cdot a}{3 \cdot k} \quad (3)$$

### 4.2.2 Výpočet posuvů pohonné jednotky vůči rámu

Posuvy pohonné jednotky jsou označeny písmeny směřů  $x$ ,  $y$ ,  $z$  s indexem 2 a vyjádřeny z rovnice (3).

Podélný posuv:

$$x_2 = \frac{m_p \cdot 5 \cdot g}{3 \cdot k_r} = \frac{2500 \cdot 5 \cdot 9,81}{3 \cdot 120\,000} = 0,34 \text{ mm} \quad (4)$$

Příčný posuv:

$$y_2 = \frac{m_p \cdot 10 \cdot g}{3 \cdot k_a} = \frac{2500 \cdot 10 \cdot 9,81}{3 \cdot 7000} = 11,7 \text{ mm} \quad (5)$$

Svislý posuv:

$$z_2 = \frac{m_p \cdot 20 \cdot g}{3 \cdot k_r} = \frac{2500 \cdot 20 \cdot 9,81}{3 \cdot 120\,000} = 1,36 \text{ mm} \quad (6)$$



### 4.3 Mezní případy vzájemného pohybu

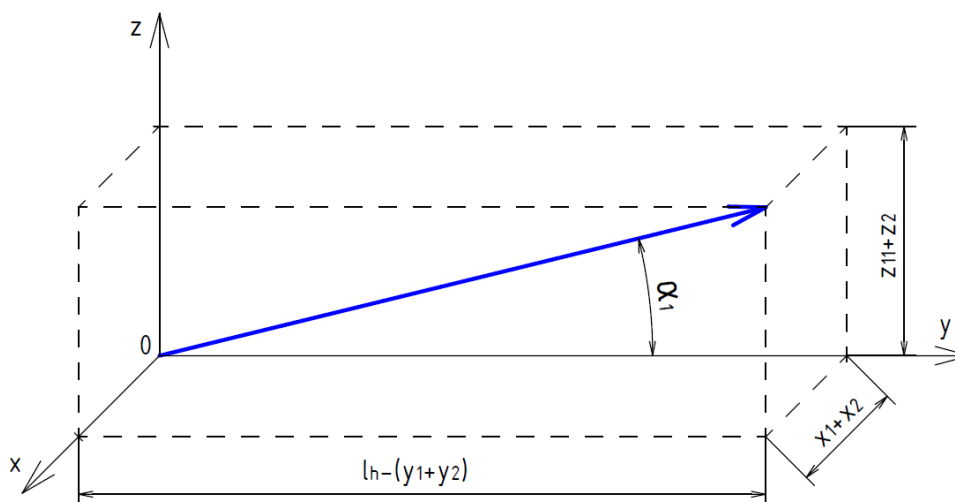
Pro určení úhlové odchylky kuželového tvaru kloubového hřídele je třeba uvažovat extrémní případy vzájemného pohybu dvojkolí a pohonné jednotky. Mohou nastat dvě krajní situace:

- V prvním případě je prvotní vypružení zcela stlačeno a zároveň pohonná jednotka klesne.
- V druhém případě je dvojkolí vůči rámu maximálně vypruženo a pohon jde směrem nahoru.

V obou případech je pevným bodem uvažován rám podvozku. Do obou situací je třeba zakomponovat i příčné a podélné pohyby všech komponent a to tak, aby vždy docházelo ke zkracování hřídele, což vede k větší úhlové odchylce.

#### 4.3.1 První případ

Jedná se o situaci, kdy je primární vypružení zcela stlačeno, tudíž se dvojkolí vůči rámu pohybuje nahoru až na hodnotu svíslého dorazu  $z_{11}$ . Pohon se naopak pohybuje vzhledem k rámu dolů maximálně o  $z_2$ . Po připočítání příčných a podélných pohybů vzniká následující schéma: *pozn.: Rozměry na osách v Obr. 20. – 23. neodpovídají skutečnost z důvodu lepšího vyniknutí odchylky.*



Obr. 20.: Schéma pro výpočet úhlové výchylky alfa 1

Po součtu výsledných odchylek a započítání délky hřídele jsou souřadnice pro určení úhlové odchylky následující:

**Podélný směr, osa x:**

$$x = x_1 + x_2 = 10 + 0,34 \doteq 10,3 \text{ mm} \quad (7)$$



**Příčný směr, osa y:**

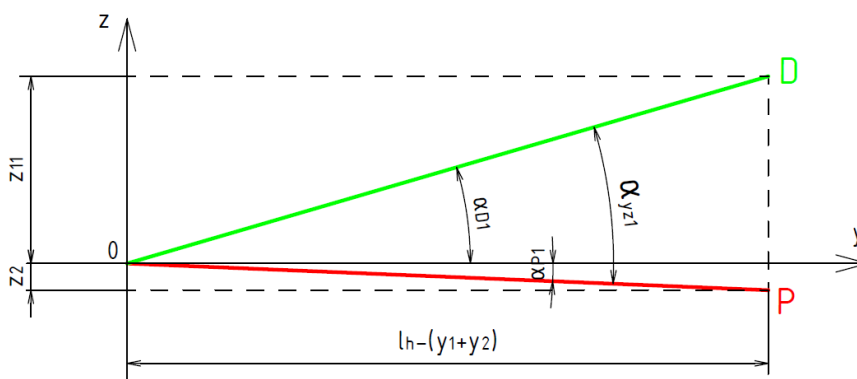
$$y = l_h - (y_1 + y_2) = l_h - (10 + 11,7) = (l_h - 21,7) \text{ mm} \quad (8)$$

Kde výsledná hodnota na ose y bude závislá na zvolené délce hřídele  $l_h$ .

**Svislý směr, osa z:**

$$z = z_{11} + z_2 = 30 + 1,36 \doteq 31,4 \text{ mm} \quad (9)$$

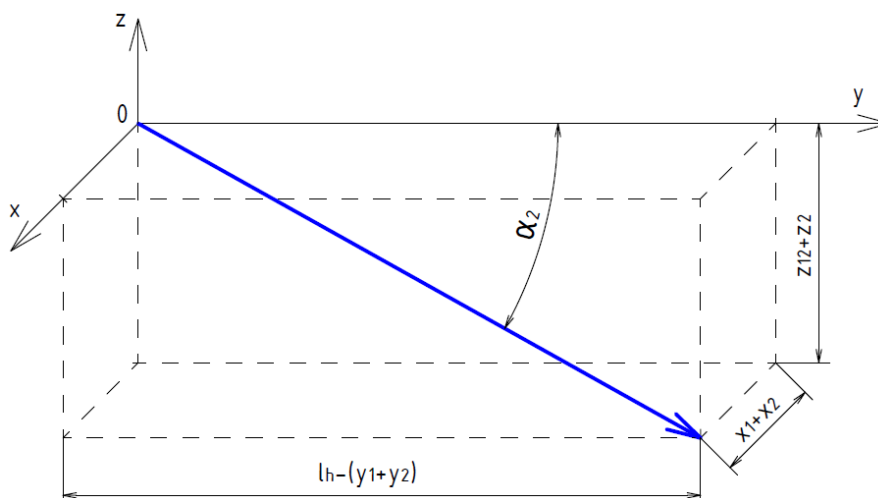
Pro lepší pochopení problematiky slouží pohled do roviny y-z. Pohyby jsou rozděleny na dvojkolí (D) a pohonnou jednotku (P). Na Obr. 21. je vidět, že se každá z částí pohybují vůči rámu podvozku (bod 0) jiným směrem.



Obr. 21.: Vzájemný pohyb dvojkolí a pohonné jednotky v rovině y-z pro 1. případ

### 4.3.2 Druhý případ

Jedná se o situaci, kdy je primární vypružení zcela odlehčeno, tudíž se dvojkolí vůči rámu pohybuje dolů až na hodnotu meze svislé T podchytky  $z_{12}$ . Pohon se naopak pohybuje vzhledem k rámu nahoru, a to opět o hodnotu  $z_2$ . Po zakreslení s pohyby do ostatních směrů dostáváme následující schéma:



Obr. 22.: Schéma pro výpočet vychylky alfa2



Po součtu výsledných odchylek a započítání délky hřídele jsou souřadnice pro určení úhlové odchylky následující:

**Podélný směr, osa x:**

$$x = x_1 + x_2 = 10 + 0,34 \doteq 10,3 \text{ mm} \quad (10)$$

**Příčný směr, osa y:**

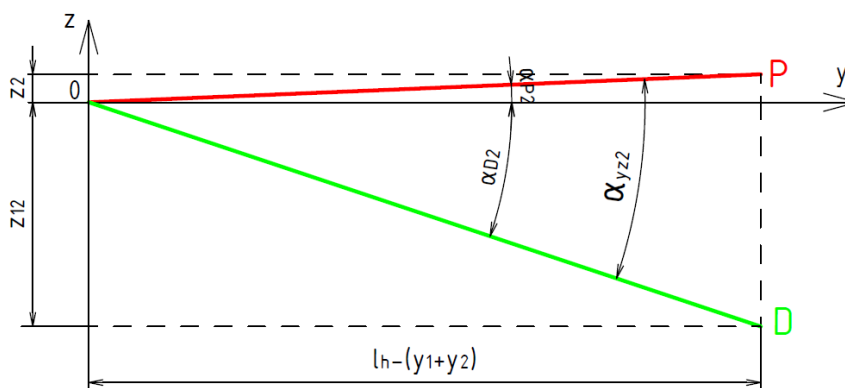
$$y = l_h - (y_1 + y_2) = l_h - (10 + 11,7) = (l_h - 21,7) \text{ mm} \quad (11)$$

Kde výsledná hodnota na ose y bude závislá na zvolené délce hřídele  $l_h$

**Svislý směr, osa z:**

$$z = z_{12} + z_2 = 35 + 1,36 \doteq 36,4 \text{ mm} \quad (12)$$

Pro přehlednost je na Obr. 23. opět znázorněn pohled do roviny y-z, kde se tentokrát dvojkolí vůči rámu pohybuje směrem dolu a pohonná jednotka nahoru.



Obr. 23.: Vzájemný pohyb dvojkolí a pohonné jednotky v rovině y-z pro 2. případ

#### 4.4 Úhlová odchylka pro tvar hřídele

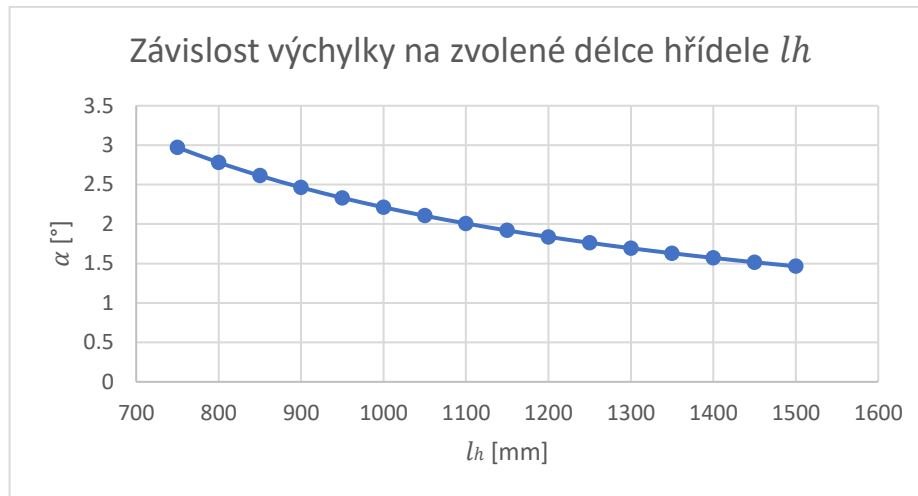
Na základě spočítaných hodnot posuvů v jednotlivých směrech je patrné, že výchylka v druhém případě bude větší – hledaný extrém. Proto následující výpočet vychází právě z hodnot druhého případu vzájemné polohy. Úhlovou odchylku  $\alpha$  je možné vyjádřit pomocí goniometrických funkcí z Obr. 22. jako:

$$\tan(\alpha) = \frac{\sqrt{(x_1 + x_2)^2 + (z_{12} + z_2)^2}}{l_h - (y_1 + y_2)} \quad (13)$$

Z rovnice (13) je patrné, že výsledná výchylka je závislá nejen na možných posuvech komponent, ale také na délce kloubového hřídele. Jelikož jsou hodnoty posuvů



uvažovány konstantní, je úhlová výchylka funkcí délky hřídele  $l_h$ . Závislost pro délky hřídele (750-1500) mm je zanesena v následujícím grafu.



Obr. 24.: Závislost úhlové výchylky na délce hřídele

#### 4.4.1 Návrh délky hřídele a vrcholového úhlu

Ze závislosti na Obr. 24. plyne následující: S rostoucí délkou hřídele úhlová výchylka klesá, ale zároveň z konstrukčního hlediska hřídel zabírá větší zástavbový prostor. S ohledem na dovolený zástavbový prostor mezi dvojkolím a převodovkou je volena délka hřídele  $l_h = 1130 \text{ mm}$  a z rovnice (14) dopočítána hodnota vrcholového úhlu kužele  $\beta = 2\alpha$ . Délka hřídele je uvažována jako maximum pro daný zástavbový prostor.

Z nákresů je patrné, že minimální vrcholový úhel  $\beta$  kloubového hřídele kuželovitého tvaru je dvojnásobkem úhlu alfa.

**Výpočet vrcholového úhlu  $\beta$ :**

$$\beta = 2 \cdot \operatorname{atan} \left( \frac{\sqrt{(x_1 + x_2)^2 + (z_{12} + z_2)^2}}{l_h - (y_1 + y_2)} \right) \quad (14)$$

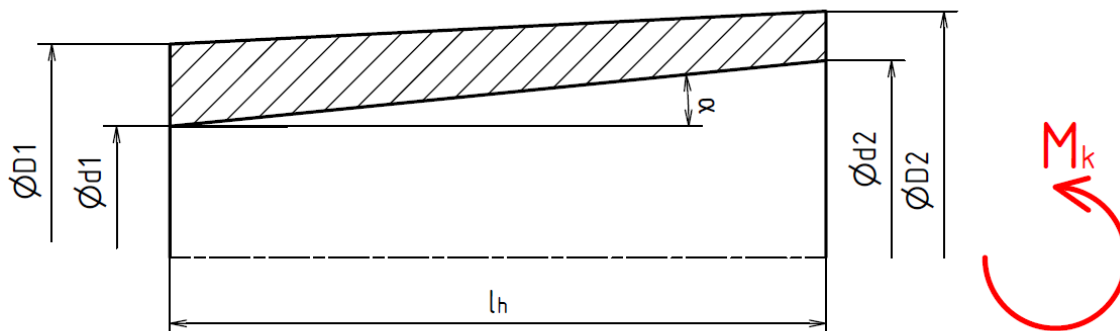
$$\beta = 2 \cdot \operatorname{atan} \left( \frac{\sqrt{(10 + 0,34)^2 + (35 + 1,36)^2}}{1130 - (10 + 11,7)} \right) = 3,91^\circ$$

Výstupem této kapitoly je zvolení délky hřídele  $l_h = 1130 \text{ mm}$  a následné dopočítání minimálního vrcholového úhlu kužele z rovnice (14) jako  $\beta = 3,91^\circ$ .



## 5. Návrh průměrů dutého hřídele

Ze zadání a samotného principu součásti je jisté, že hřídel je zatížen především kroutícím momentem  $M_k$ . Cílem této kapitoly bude navrhnout průměry hřídele a odpovídající tloušťku stěn. Schéma úlohy je zobrazeno níže:



Obr. 25.: Schéma zatížení dutého hřídele

### 5.1 Vstupní parametry pro výpočet

Znamé vstupní parametry jsou zaneseny v tabulce níže:

Tab. 7.: Vstupní parametry pro dimenzování průměrů hřídele

	Značení	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Délka hřídele	$l_h$	1130	mm	
Hnací moment motoru	$M_h$	10 000	N · m	Maximální hnací moment při rozjezdu vozidla
Převodové číslo	$i$	4,1	1	
Malý průměr v místě 1	$d_1$	250	mm	*
Maximální smykové napětí	$\tau_{max}$	100	N/mm <sup>2</sup>	**
Bezpečnost	$k_k$	2	1	
Úhel alfa	$\alpha = \beta/2$	1,96	°	

\* Pro vstup do výpočtu je nutné stanovit a dopočítat několik parametrů. Průměr hřídele v místě 1 je stanoven jako  $d_1 = 250$  mm, aby bylo možné hřídel bezpečně nasunout přes dřík nápravy.

\*\* Pro pevnostní výpočet v zatížení krutem je důležitá znalost smykového napětí materiálu. Pro běžné konstrukční ocele, jako je například ocel E295 (11 500) je maximální smykové napětí  $\tau_{max} = 100$  N/mm<sup>2</sup>. Tato hodnota slouží pro prvotní návrh hřídele. Neuvažuje vrubové a další účinky, které nejsou v této práci řešeny. Stejně tak neřeší výslednou technologii výroby.





Z geometrie (délky hřídele  $l_h$ , průměru  $d_1$  a úhlu  $\alpha$ ) se dopočítá průměr  $d_2'$ :

$$d_2' = \left( l_h \cdot \tan(\alpha) + \frac{d_1}{2} \right) \cdot 2 \quad (15)$$

$$d_2' = \left( 1130 \cdot \tan(1,96) + \frac{250}{2} \right) \cdot 2 = 327 \text{ mm}$$

Na základě výsledku z rovnice (15) byla zvolena velikost průměru  $d_2 = 330 \text{ mm}$ , což splňuje podmínku minimálního vrcholového úhlu kužele  $\beta$ .

Následuje výpočet kroutícího momentu na hřídeli  $M_k$ , který je roven součinu momentu hnacího a převodového poměru:

$$M_k = M_h \cdot i \quad (16)$$

$$M_k = 10\,000 \cdot 4,1 = 41\,000 \text{ Nm}$$

## 5.2 Výpočet $D_i$

Vnější průměry hřídele se spočítají na základě vztahu pro dovolené smykové napětí v krutu:

$$\frac{\tau_{max}}{k_k} = \tau_D \geq \frac{M_k}{W_k} \quad (17)$$

Kde  $W_k$  je průřezový modul v krutu. Pro mezikruhový profil se vypočítá jako:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_i^3}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_i}{D_i} \right)^4 \right] \quad (18)$$

Dosažením rovnice (18) do rovnice (17) se získá rovnice čtvrtého stupně pro vnější průměr  $D_i$ :

$$\tau_D \cdot \pi \cdot D_i^4 - 16 \cdot M_k \cdot D_i - \tau_D \cdot \pi \cdot d_i^4 = 0 \quad (19)$$

V software Matlab byl pro každý průměr  $d_i$  získán právě jeden reálný kořen  $D_i$  rovnice (19):

```
% minimalni koreny D, koren 1 vektoru r je vzdy realny%
p1=[Taud*pi 0 0 -16*Mk -Taud*pi*d1^4]; %koeficienty polynomu 1
r1=roots(p1); %vektor korenu 1
p2=[Taud*pi 0 0 -16*Mk -Taud*pi*d2^4]; %koeficienty polynomu 2
r2=roots(p2); %vektor korenu 2
D=[r1(1), r2(1)] %minimalni vnejsi prumery D v mistech 1 a 2
```

Program 1.: Výpočet vnějších průměrů hřídele



Výsledkem programu 1 jsou velikosti vnějších průměrů v místech 1 a 2:

$$D_1 = 266 \text{ mm}$$

$$D_2 = 339 \text{ mm}$$

### 5.3 Tloušťka stěny

Ze známých hodnot se vyjádří minimální tloušťka stěny v místě 1 a 2 pro dané namáhání jako:

$$t_{1min} = \frac{D_1 - d_1}{2} = \frac{266 - 250}{2} = 8 \text{ mm} \quad (20)$$

$$t_{2min} = \frac{D_2 - d_2}{2} = \frac{339 - 330}{2} = 4,5 \text{ mm} \quad (21)$$

Na základě výsledků z rovnic (20) a (21) byly zvoleny tloušťky stěny v místech 1 a 2 jako:

$$t_1 = 10 \text{ mm}$$

$$t_2 = 6 \text{ mm}$$

### 5.4 Souhrn rozměrových parametrů

Výstupem kapitoly je následující tabulka, ve které jsou pro přehlednost zaneseny všechny důležité parametry hřídele (průměry, tloušťky, ...):

Tab. 8.: Výsledné rozměrové parametry dutého hřídele

	Značení	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Délka hřídele	$l_h$	1130	mm	
Malý průměr v místě 1	$d_1$	250	mm	
Velký průměr v místě 1	$D_1$	270	mm	
Tloušťka stěny v místě 1	$t_1$	10	mm	*
Malý průměr v místě 2	$d_2$	330	mm	
Velký průměr v místě 2	$D_2$	242	mm	
Tloušťka stěny v místě 2	$t_2$	6	mm	*
Výsledný vrcholový úhel	$\beta$	4,05	°	

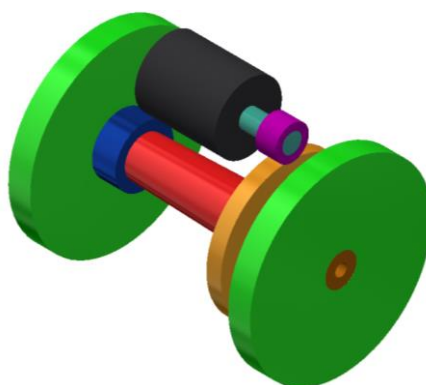
\* Lze uvažovat i variantu hřídele s konstantní tloušťkou stěny  $t_1$  vyrobenou svařením stočeného plechu. Nevýhodou tohoto řešení je vyšší hmotnost součásti. Proto se vyplatí dílec například odlít jako variantu s proměnnou tloušťkou stěny.



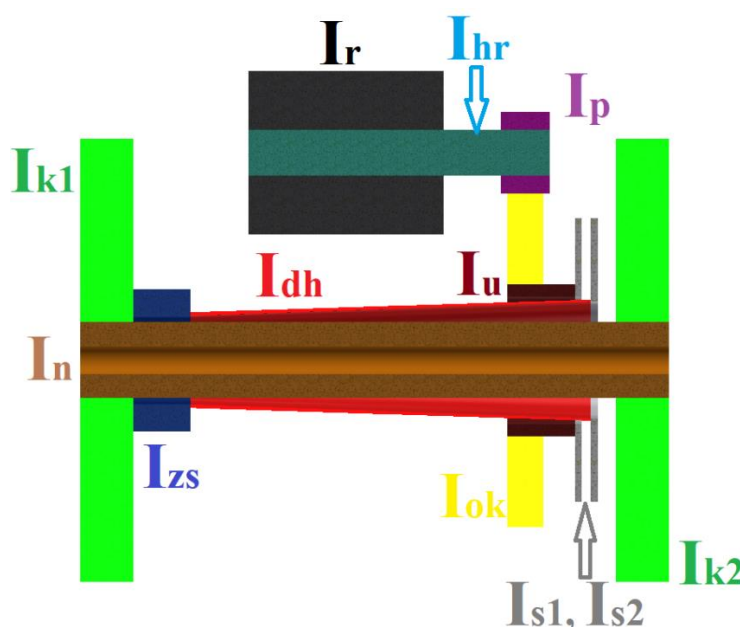
## 6. Frekvenční analýza pohonu

Cílem kapitoly je vypočítat vlastní frekvence pohonu. To je nutné pro ověření toho, zdali budící účinky (např. od regulace pohonu) nejsou shodné s vlastními frekvencemi mechanické části pohonu, což by vedlo k rezonancím a nežádoucím účinkům na součásti pohonu. Základním vstupem do výpočtu je vyjádření momentů setrvačnosti vzhledem k ose rotace pro všechny součásti a spočítání torzních tuhostí poddajných součástí jako jsou spojky, hřídele apod.

Pro výpočet je použito náhradního schématu modelu pohonu, kde jsou všechny dílce uvažovány jako válcové plné, popřípadě válcové duté. Pouze v případě dutého hřídele obepínajícího nápravu je respektován kuželový tvar určený v kapitolách 4. a 5.:



Obr. 26.: Schéma pohonu pro frekvenční analýzu v izometrickém pohledu



Obr. 27.: Schéma pohonu pro frekvenční analýzu v řezu

**černá** – rotor (*r*), **světle modrá** – hřídel rotoru (*hr*), **fialová** – pastorek (*p*), **žlutá** – ozubené kolo (*ok*), **hnědá** – unašeč v dutině ozubeného kola (*u*), **šedá** – příruby ojničkové spojky (*s1*, *s2*), **červená** – dutý hřídel obepínající nápravu (*dh*), **tmavě modrá** – zubová spojka (*zs*), **zelená** – kola (*k1*, *k2*), **oranžová** – náprava (*n*)



## 6.1 Momenty setrvačnosti součástí

Tato kapitola se zabývá výpočty momentů setrvačností všech součástí pohonu vůči jejich vlastní ose rotace. Ve schématu jsou zakomponovány součásti typů: plný válec, dutý válec a dutý kužel.

### 6.1.1 Plné válce

Moment setrvačnosti plného válce ( $pv$ ) se na základě schématu z Obr. 27. týká pouze součásti hřídel rotoru ( $hr$ ) a vypočítá se dle vztahu:

$$I_{pv} = m_{pv} \cdot \left(\frac{d_{out}}{2}\right)^2 \quad (22)$$

Kde  $d_{out}$  je vnější průměr hřídele v metrech a  $m_{pv}$  hmotnost plného hřídele ze vztahu:

$$m_{pv} = \pi \cdot \left(\frac{d_{out}}{2}\right)^2 \cdot L \cdot \rho \quad (23)$$

Kde  $L$  je délka hřídele v metrech a  $\rho$  hustota materiálu, v případě rotujících součástí pohonu je uvažována ocel s hustotou  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ .

Vypočtené hodnoty pro tento typ součástí jsou na základě dosazení do vztahů (22) a (23) zaneseny v následující tabulce.

Tab. 9.: Momenty setrvačnosti plných válců

Název	$d_{in}$ [mm]	$d_{out}$ [mm]	$L$ [mm]	$m_{pv}$ [kg]	$I_{pv}$ [kg · m <sup>2</sup> ]
Hřídel rotoru	0	130	500	52.1	0.22

### 6.1.2 Duté válce

Moment setrvačnosti dutého válce ( $dv$ ) se na základě schématu z Obr. 27. týká součástí: rotor ( $r$ ), pastorek ( $p$ ), ozubené kolo ( $ok$ ), unašeč ozubeného kola ( $u$ ), příruba ojničkové spojky 1 ( $s1$ ), příruba ojničkové spojky 2 ( $s2$ ), zubová spojka ( $zs$ ), kolo 1 ( $k1$ ), náprava ( $n$ ) a kolo 2 ( $k2$ ). Vypočítá se dle vztahu:

$$I_{dv} = m_{dv} \cdot \frac{\left(\frac{d_{out}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{in}}{2}\right)^2}{2} \quad (24)$$

Kde  $d_{out}$  je vnější průměr válce v metrech,  $d_{in}$  je vnitřní průměr válce a  $m_{dv}$  hmotnost dutého válce ze vztahu:



$$m_{dv} = \pi \cdot \left[ \left( \frac{d_{out}}{2} \right)^2 - \left( \frac{d_{in}}{2} \right)^2 \right] \cdot L \cdot \rho \quad (25)$$

Kde  $L$  je délka válce v metrech a hustota  $\rho$  je uvažována jako v rovnici (23).

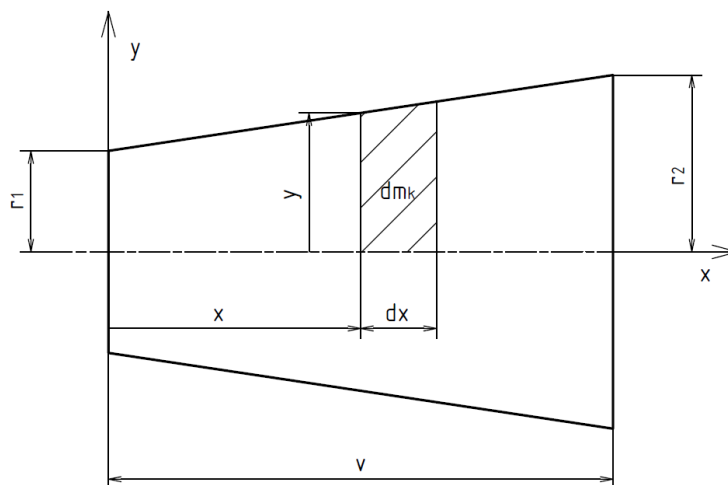
Vypočtené hodnoty pro tento typ součástí jsou na základě dosazení do vztahů (24) a (25) zaneseny v následující tabulce.

Tab. 10.: Momenty setrvačnosti dutých válců

Název	$d_{in}$ [mm]	$d_{out}$ [mm]	$L$ [mm]	$m_{dv}$ [kg]	$I_{dv}$ [kg · m <sup>2</sup> ]
<b>Rotor</b>	130	460	550	660	18.9
<b>Pastorek</b>	130	230	138	30.6	0.267
<b>Ozubené kolo</b>	430	940	100	430	57.5
<b>Unašeč ok</b>	360	430	190	64.8	2.55
<b>Příruba oj. spojky 1</b>	360	700	20	44.4	3.44
<b>Příruba oj. spojky 2</b>	330	700	20	47.0	3.52
<b>Zubová spojka</b>	250	400	150	90.2	2.51
<b>Kolo 1</b>	215	1250	150	1402	282
<b>Náprava</b>	80	215	1500	368	2.42
<b>Kolo 2</b>	215	1250	150	1402	282

### 6.1.3 Kužel

V případě výpočtu momentu setrvačnosti kuželové součásti (v tomto případě dutého komolého kužele) je výpočet složitější. Výpočet musí být proveden dvakrát (vnější a vnitřní kužel) a výsledný moment setrvačnosti je roven rozdílu hodnot těchto dílčích momentů. Pro přípravu integrace a výpočtu slouží následující schéma:



Obr. 28.: Schéma pro integraci momentu setrvačnosti komolého kužele



I výpočet momentu setrvačnosti komolého kužele vychází ze základního vztahu pro moment setrvačnosti jakékoli součásti k ose rotace:

$$dI_k = \frac{1}{2} \cdot y^2 \cdot dm_k \quad (26)$$

Kde  $y$  je závislá souřadnice ve směru osy  $y$ ,  $dm_k$  je element hmotnosti kužele o výšce  $dx$  a poloměru  $y$ . Z rovnosti poměru elementu hmotnosti  $dm_k$  a hmotnosti  $m_k$  a elementu objemu  $dV_k$  a objemu  $V_k$  je možné vyjádřit velikost elementu  $dm_k$ :

$$\frac{dm_k}{m_k} = \frac{dV_k}{V_k} = \frac{\pi \cdot y^2}{\frac{1}{3} \cdot \pi \cdot v \cdot (r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2)} \cdot dx \quad (27)$$

$$dm_k = \frac{3 \cdot m_k \cdot y^2}{v \cdot (r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2)} \cdot dx \quad (28)$$

Kde  $v$  je výška kuželu (v tomto případě odpovídá délce dutého hřídele  $l_h$ ),  $r_1$  je poloměr menší podstavy a  $r_2$  poloměr podstavy větší. Vše v metrech. Hmotnost komolého kuželu  $m_k$  je vyjádřena vztahem:

$$m_k = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot v \cdot (r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2) \cdot \rho \quad (29)$$

Kde  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ , uvažována je ocelová součást. Z geometrie podobnosti a Obr. 28. vyplývá následující vztah pro závislou souřadnici  $y$ :

$$\frac{y - r_1}{x} = \frac{r_2 - r_1}{v} \quad (30)$$

$$y = \frac{(r_2 - r_1)}{v} \cdot x + r_1 \quad (31)$$

Dosazením vztahu (28) do rovnice (26) vznikne následující výraz pro výpočet elementu momentu setrvačnosti kužele  $dI_k$ :

$$dI_k = \frac{3 \cdot m_k}{2 \cdot v \cdot (r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2)} \cdot y^4 \cdot dx \quad (32)$$

Pro zjednodušení zápisu je nahrazena levá strana výrazu (32) a pravá strana výrazu (31) konstantami:

$$\frac{3 \cdot m_k}{2 \cdot v \cdot (r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2)} = A \quad (33)$$



$$\frac{(r_2 - r_1)}{v} = B \quad (34)$$

Po dosazení konstant A a B do rovnice (32) získává vztah následující podobu:

$$dI_k = A \cdot (B \cdot x + r_1)^4 \cdot dx \quad (35)$$

Tento vztah je roznásoben a připraven pro integraci:

$$\int_0^{I_k} dI_k = A \cdot \int_0^v \left( B^4 \cdot x^4 + 4 \cdot B^3 \cdot x^3 \cdot r_1 + 6 \cdot B^2 \cdot x^2 \cdot r_1^2 + 4 \cdot B \cdot x \cdot r_1^3 + r_1^4 \right) \cdot dx \quad (36)$$

Po zintegrování a dosazení mezí je výsledný vztah pro výpočet momentu setrvačnosti komolého kužele  $I_k$ :

$$I_k = A \cdot \left( B^4 \cdot \frac{v^5}{5} + 4 \cdot B^3 \cdot r_1 \cdot \frac{v^4}{4} + 6 \cdot B^2 \cdot r_1^2 \cdot \frac{v^3}{3} + 4 \cdot B \cdot r_1^3 \cdot \frac{v^2}{2} + r_1^4 \cdot v \right) \quad (37)$$

V tabulce níže jsou uvedeny hodnoty pro vnější  $I_{k\_out}$  a vnitřní  $I_{k\_in}$  kužel. Hodnoty poloměrů  $r_1$  a  $r_2$  vycházejí z kapitoly 5. Konstanty A a B jsou pro patřičné kužele dopočteny z rovnic (33) a (34), hmotnosti  $m_k$  pak z rovnice (29).

Tab. 11.: Momenty setrvačnosti komolých kuželů

Název	$r_1$ [mm]	$r_2$ [mm]	$v$ [mm]	$m_k$ [kg]	A	B	$I_k$ [kg · m <sup>2</sup> ]
Vnější kužel	135	171	1130	665	1.23 E-05	0.032	7.85
Vnitřní kužel	125	165	1130	590	1.23 E-05	0.035	6.39

Výsledný moment setrvačnosti dutého hřídele  $I_{dh}$  obepínajícího nápravu je:

$$I_{dh} = I_{k\_out} - I_{k\_in} = 7,85 - 6,39 = 1,46 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (38)$$

Pro kontrolu byl výsledek momentu setrvačnosti z rovnice (38) ověřen pomocí CAD software se stejným výsledkem.



## 6.2 Torzní tuhosti poddajných součástí

Tato podkapitola se zabývá výpočtem torzních tuhostí součástí. Zabývá se pouze součástmi poddajnými, s nízkými tuhostmi, jelikož právě ty do výpočtu nejvíce promluví. Ze schématu jsou vybrány následující součásti: hřídel rotoru, náprava, dutý hřídel obepínající nápravu a silentbloky pro uložení ojnicek spojky.

### 6.2.1 Hřídel rotoru

Hřídel rotoru ( $hr$ ) je ve zjednodušeném torzním schématu (Obr. 27.) uvažován jako plný válec o průměru  $d_{out}$  a délce  $L$ . Součást je vyrobená z oceli o modulu pružnosti ve smyku  $G = 81\,000\text{ MPa}$ . Torzní tuhost plného válce je vyjádřena vztahem:

$$k_{tpv} = \frac{G \cdot J_{Pkruh}}{L} \quad (39)$$

Polární kvadratický modul průřezu pro plný válec  $J_{Pkruh}$  v kroucení se spočítá dle následujícího vztahu:

$$J_{Pkruh} = \frac{\pi \cdot d_{out}^4}{32} \quad (40)$$

Vypočtené hodnoty pro tento typ součásti jsou na základě dosazení do vztahů (39) a (40) zaneseny v následující tabulce.

Tab. 12.: Modul průřezu a torzní tuhost plného válce

Název	$d_{in}$ [mm]	$d_{out}$ [mm]	$L$ [mm]	$J_P$ [mm <sup>4</sup> ]	$k_{thr}$ [Nm/rad]
Hřídel rotoru	0	130	500	9.82 E+06	1.59 E+06

### 6.2.2 Náprava

Náprava ( $n$ ) je ve zjednodušeném torzním schématu (Obr. 27.) uvažována dutým válcem o vnitřním průměru  $d_{in}$ , vnějším průměru  $d_{out}$  a délce  $L$ . Součást je obdobně vyrobena z oceli o modulu pružnosti ve smyku  $G = 81\,000\text{ MPa}$ . Torzní tuhost dutého válce je vyjádřena vztahem:

$$k_{tdv} = \frac{G \cdot J_{Pmezikruh}}{L} \quad (41)$$





Polární kvadratický modul průřezu pro dutý válec  $J_{Pmezikruh}$  v kroucení se spočítá dle následujícího vztahu:

$$J_{Pmezikruh} = \frac{\pi \cdot d_{out}^4}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{in}}{d_{out}} \right)^4 \right] \quad (42)$$

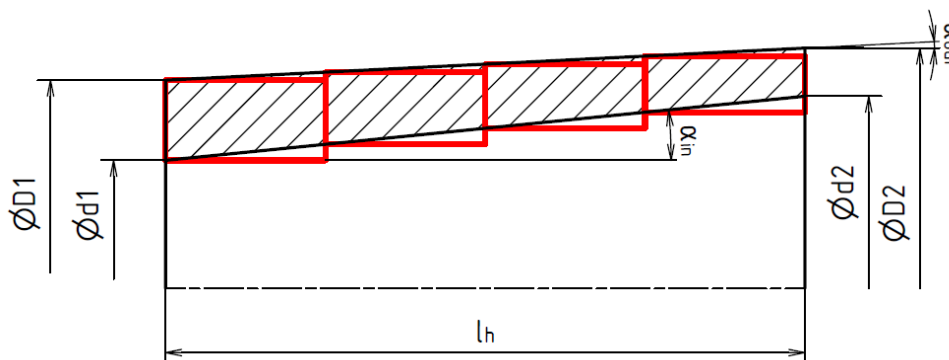
Vypočtené hodnoty pro tento typ součásti jsou na základě dosazení do vztahů (41) a (42) zaneseny v následující tabulce.

Tab. 13.: Modul průřezu a torzní tuhost dutého válce

Název	$d_{in}$ [mm]	$d_{out}$ [mm]	$L$ [mm]	$J_P$ [mm <sup>4</sup> ]	$k_{tn}$ [Nm/rad]
Náprava	80	215	1500	2.05 E+08	1.11 E+07

### 6.2.3 Dutý hřídel obepínající nápravu

Výpočet torzní tuhosti dutého hřídele ( $dh$ ) je složitější. Hlavním důvodem je proměnná hodnota polárního kvadratického momentu průřezu  $J_{Pmezikruh}$  po délce hřídele  $l_h$  kdy se mění jednak průměry, tak i samotná tloušťka stěny hřídele. Proto se v práci postupuje rozdělením dutého hřídele na  $n$  stejně dlouhých dílů tvaru válce:



Obr. 29.: Rozdělení hřídele na  $n$  válcových úseků – příklad

Voleno je  $n = 30$ , to postačí pro relativně přesnou aproximaci, byť na základě nákresu neskončí pravý válec na průměrech  $d_2$  a  $D_2$ . Pro výpočet průměrů dílčích válců je využito úhlů sklonů vnitřní stěny  $\alpha_{in}$  a vnější stěny  $\alpha_{out}$ . Délka jednoho válcového úseku  $l_i$  je vyčíslena na:

$$l_i = \frac{l_h}{n} = \frac{1130}{30} = 37,67 \text{ mm} \quad (43)$$

V následující tabulce jsou zaznamenány údaje o každém dílčím dutém válci o délce  $l_i$ , avšak s příslušnými průměry a tloušťkách v závislosti na souřadnici  $x$  probíhající z levého kraje hřídele na pravý. V posledních sloupcích jsou vyčísleny kvadratický modul průřezu a torzní tuhost příslušného válce podle vztahů (41) a (42).

Tab. 14.: Rozměrové a torzní charakteristiky  $n$  náhradních válců

$n$ [1]	$x$ [mm]	$d_{inn}(x)$ [mm]	$d_{outn}(x)$ [mm]	$t_n(x)$ [mm]	$J_{Pn}(x)$ [mm <sup>4</sup> ]	$k_n(x)$ [Nm/rad]
1	0.00	250.00	270.00	10.00	138245785	297289608
2	37.67	252.67	272.40	9.87	140419260	301963542
3	75.33	255.33	274.80	9.73	142561425	306570145
4	113.00	258.00	277.20	9.60	144669843	311104175
5	150.67	260.67	279.60	9.47	146742034	315560303
6	188.33	263.33	282.00	9.33	148775481	319933113
7	226.00	266.00	284.40	9.20	150767622	324217099
8	263.67	268.67	286.80	9.07	152715858	328406668
9	301.33	271.33	289.20	8.93	154617546	332496138
10	339.00	274.00	291.60	8.80	156470002	336479740
11	376.67	276.67	294.00	8.67	158270504	340351616
12	414.33	279.33	296.40	8.53	160016287	344105820
13	452.00	282.00	298.80	8.40	161704543	347736319
14	489.67	284.67	301.20	8.27	163332427	351236990
15	527.33	287.33	303.60	8.13	164897051	354601623
16	565.00	290.00	306.00	8.00	166395485	357823920
17	602.67	292.67	308.40	7.87	167824761	360897494
18	640.33	295.33	310.80	7.73	169181866	363815872
19	678.00	298.00	313.20	7.60	170463751	366572490
20	715.67	300.67	315.60	7.47	171667320	369160698
21	753.33	303.33	318.00	7.33	172789442	371573757
22	791.00	306.00	320.40	7.20	173826942	373804839
23	828.67	308.67	322.80	7.07	174776603	375847031
24	866.33	311.33	325.20	6.93	175635169	377693328
25	904.00	314.00	327.60	6.80	176399343	379336640
26	941.67	316.67	330.00	6.67	177065786	380769787
27	979.33	319.33	332.40	6.53	177631118	381985502
28	1017.00	322.00	334.80	6.40	178091919	382976428
29	1054.67	324.67	337.20	6.27	178444728	383735122
30	1092.33	327.33	339.60	6.13	178686041	384254053
31*	1130	330	342	6	178812316	384525600

\* V této délce se už vzhledem k rozložení hřídele na  $n$  dílů tuhost  $k_{31}(x)$  neuvažuje.



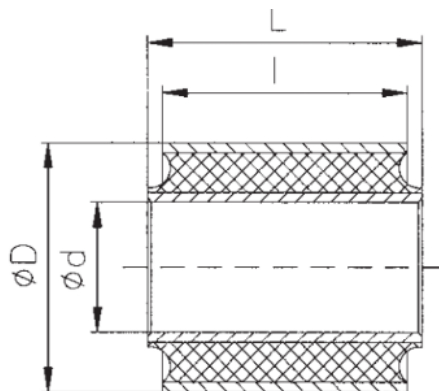
Schéma z Obr. 29. představuje  $n$  sériově zapojených torzních pružin o příslušných torzních tuhostech  $k_n(x)$ , které jsou vypsány v posledním sloupci Tab. 14. Výsledná torzní tuhost dutého hřídele  $k_{tdh}$  se spočítá součtem převrácených hodnot dílčích válců  $k_n(x)$  podle následujícího vztahu:

$$k_{tdh} = \left( \frac{1}{k_1(x)} + \frac{1}{k_2(x)} + \frac{1}{k_3(x)} + \dots + \frac{1}{k_{30}(x)} \right)^{-1} = 1,16 \cdot 10^7 \text{ Nm/rad} \quad (44)$$

## 6.2.4 Ojničková spojka

Tuhost ojníčkové spojky ( $s$ ) je závislá na pružných elementech, které připojují ojníčky k přírubám (tuhosti silentbloků). Vyznačují se nejen charakteristickými rozměry, ale i únosnostmi v radiálním a axiálním smyslu zatížení. Na základě doporučení vedoucím práce byl z katalogu GMT Products zvolen následující silentblok řady 410, konkrétně 410085 [18]:

Tab. 15.: Silentbloky řady 410 [18]



According to the standard we use the following tolerances: D u10, d h9, L +/-0,3, l +/-0,5.  
If you need other tolerances please don't hesitate to ask for.

Item Number	D (mm)	d (mm)	L (mm)	l (mm)	Shore- hardness	Radial		Axial		Torsional max:	
						F max. (N)	s max. (mm)	F max. (N)	s max. (mm)	Moment (Nm)	Angle (°)
410001	22	10	16	15	60	1580	0,2	300	0,7	4,2	8,8
410027	22	12	28	24	60	3445	0,2	510	0,6	7,6	7,8
410058	24	10	23,5	20,5	60	1830	0,4	380	1,1	4,9	12,8
410108	24	10	33	22	60	2000	0,4	327	1,0	4,8	12,0
410002	25	12	28	24	60	3340	0,3	540	0,8	8,7	8,7
410051	25	13	25	16	60	2130	0,3	410	0,8	7,3	8,0
410061	25,4	8	12	9	60	300	0,6	140	1,4	1,5	15,5
410004	28	12	46	40	60	5450	0,4	910	1,3	14,5	12,2
410028	30	12	40	36	60	4350	0,6	810	1,5	13	13,4
410029	32	12	59	55	60	7000	0,6	1250	1,9	19,5	12,0
410063	32	16	21	19	60	2560	0,4	540	1,2	10,7	10,1
410006	40	22	45	40	60	9900	0,4	1580	1,3	44,3	8,2
410080	41,3	12	64	51	60	9340	0,6	1510	1,6	31,8	11,8
410085	44	16	57	54	60	30900	0,3	2670	0,8	93,5	4,8
410030	45	20	70	64	60	13100	0,8	2260	2,2	57	13,0
410150	48	24	93	85	60	19500	0,7	3000	1,9	101	11,0
410045	50	24	99	86	60	23350	0,9	3630	2,4	109	12,3
410093	50	25	85	80	60	17900	0,8	2800	2,1	95,4	12,0
410076	55	30	94	89,5	60	30500	0,8	4420	2,3	155	10,6
410148	55	32	68	60	60	18000	0,5	2700	1,48	124	7,5



Zvolený silentblok je schopen v radiálním směru přenést sílu  $F_{radM} = 30900 \text{ N}$  při stlačení pryže  $s = 0,3 \text{ mm}$  (výpočet působící síly je uveden dále). Pro aplikaci na ojníčkové spojce je silentblok třeba upravit a hodnoty z katalogu přepočítat na základě článku [14] z kapitoly 2.3.1.1.

#### 6.2.4.1 Úprava rozměrů

Principem změny rozměrů silentbloku je zachování konstantní vnější a vnitřní plochy, tudíž zachování působícího tlaku:

$$S_{out} = \pi \cdot D \cdot L = \pi \cdot 44 \cdot 57 = 82\,109 \text{ mm}^2 \quad (45)$$

$$S_{in} = \pi \cdot d \cdot L = \pi \cdot 16 \cdot 57 = 14\,641 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

Z důvodu vzdálenosti přírub je volena nová délka  $L' = 30 \text{ mm}$ . Na základě výsledků rovnic (45) a (46) jsou vyjádřeny a voleny nové průměry:

$$D' = \frac{S_{out}}{\pi \cdot L'} = \frac{82\,109}{\pi \cdot 30} = 59 \text{ mm} \rightarrow 60 \text{ mm} \quad (47)$$

$$d' = \frac{S_{in}}{\pi \cdot L'} = \frac{14\,641}{\pi \cdot 30} = 22,1 \text{ mm} \rightarrow 24 \text{ mm} \quad (48)$$

Z Tab. 15. a rovnic (47) a (48) vyplývá, že tloušťka stěny pryže vzrostla z  $14 \text{ mm}$  na  $18 \text{ mm}$ . Na základě článku kapitoly 2.3.1.1, která pojednává o závislosti tuhosti na změně rozměrů silentbloku, poklesne nová tuhost v důsledku zkrácení délky cca  $1,6x$  a v důsledku zvětšení tloušťky cca  $2,2x$ . Parametry upraveného silentbloku jsou zaneseny v následující tabulce:

Tab. 16.: Původní a přepočítané parametry silentbloků

	$D$ [mm]	$d$ [mm]	$L$ [mm]	$t$ [mm]	$koef_L$ [1]	$koef_t$ [1]
Původní silentblok	44	16	57	14	1	1
Upravený silentblok	60	24	30	18	1,6	2,2

#### 6.2.4.2 Výpočet tuhosti

Pro výpočet tuhosti celé spojky je nutné znát zatěžovací sílu v radiálním směru. Ta vychází hned z několika hodnot, které jsou uvedeny v následující tabulce:



Tab. 17.: Hodnoty pro výpočet tuhosti ojníčkové spojky

	Značení	Hodnota	Jednotka	Poznámka
<b>Hnací moment motoru</b>	$M_h$	10 000	$N \cdot m$	
<b>Převodové číslo</b>	$i$	4,1	1	
<b>Počet silentbloků na přírubě</b>	$N$	6	1	
<b>Bezpečnost spojky</b>	$k_{ks}$	1,25	1	
<b>Průměr roztečné kružnice pro umístění silentbloků</b>	$d_s$	0,7	$m$	Volen na základě doporučení vedoucím práce

Dovolený točivý moment na spojce se počítá:

$$M_s = M_h \cdot i \cdot k_{ks} = 51\,250 \text{ Nm} \quad (49)$$

Na základě znalosti momentu na spojce je možné vyčíslit radiální sílu působící na právě 1 silentblok a ověřit si tak nepřekročení  $F_{radM}$ :

$$F_{rad} = \frac{2 \cdot M_s}{N \cdot d_s} = 24\,405 \text{ N} < 30\,900 \text{ N} \quad (50)$$

Po potvrzení správně navolených hodnot v rovnici (50) je možné spočítat radiální tuhost 1 silentbloku:

$$k_{r1blok} = \frac{F_{radM}}{s \cdot koef_L \cdot koef_t} = \frac{30\,900}{\frac{0,3}{1000} \cdot 1,6 \cdot 2,2} = 2,93 \cdot 10^7 \text{ N/m} \quad (51)$$

Lokomotivní provedení této spojky je založeno na principu, kde jeden silentblok na přírubě unašeče ozubeného kola a jeden silentblok na přírubě dutého hřídele propojuje právě jedna ojníčka. Z toho vyplývá, že je uvažováno sérové zapojení dvou totožných radiálních pružin. Za jednu radiální pružinu je považováno  $N$  silentbloků jedné příruby:

$$k_{rpriruba} = N \cdot k_{r1blok} = 6 \cdot 2,93 \cdot 10^7 = 1,76 \cdot 10^8 \text{ N/m} \quad (52)$$

Na základě sériového zapojení je proveden součet tuhostí:

$$k_{rspojka} = \left( \frac{2}{k_{rpriruba}} \right)^{-1} = \frac{1,76 \cdot 10^8}{2} = 8,78 \cdot 10^7 \text{ N/m} \quad (53)$$

Existuje vztah pro přepočtení radiální tuhosti na tuhost torzní při centrickém rozmístění elementů o příslušné radiální tuhosti na roztečném průměru  $d_s$ :



$$k_{ts} = \frac{k_{r\text{spojka}}}{\left(\frac{d_s}{2}\right)^2} = \frac{8,78 \cdot 10^7}{\left(\frac{0,7}{2}\right)^2} = 1,08 \cdot 10^7 \text{ Nm/rad} \quad (54)$$

### 6.3 Vstup pro výpočet

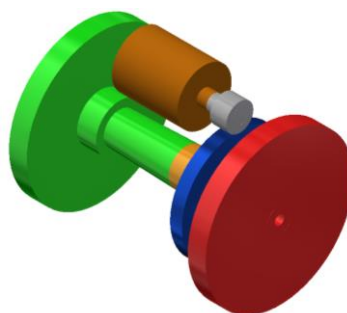
Na základě kapitol 6.1 a 6.2 byla sestavena tabulka, ve které jsou zaneseny momenty setrvačností a torzní tuhosti součástí. Pokud je součást shledána jako hmotný kotouč, torzní tuhost je nekonečná.

Tab. 18.: Výstup za kapitol 6.1 a 6.2

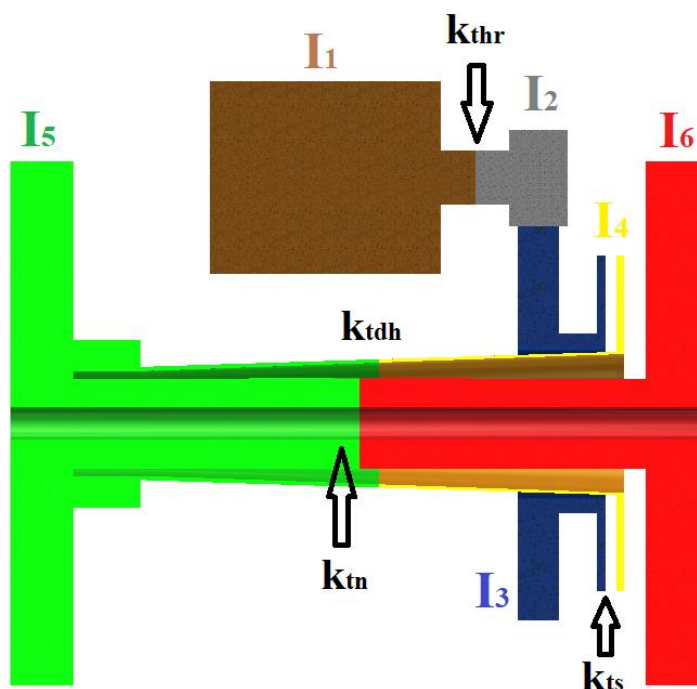
Název	Značení $I_i$	$I_i$ [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]	Značení $k_{ti}$	$k_{ti}$ [ $\text{Nm/rad}$ ]
Rotor	$I_r$	18.9	-	-
Hřídel rotoru	$I_{hr}$	0.22	$k_{thr}$	1.59 E+06
Pastorek	$I_p$	0.267	-	-
Ozubené kolo	$I_{ok}$	57.5	-	-
Unašeč ok	$I_u$	2.55	-	-
Příruba oj. spojky 1	$I_{s1}$	3.44	$k_{ts}$	1.08 E+07
Příruba oj. spojky 2	$I_{s2}$	3.52		
Dutý hřídel	$I_{dh}$	1.46	$k_{tdh}$	1.16 E+07
Zubová spojka	$I_{zs}$	2.51	-	-
Kolo 1	$I_{k1}$	282	-	-
Náprava	$I_n$	2.42	$k_{tn}$	1.11 E+07
Kolo 2	$I_{k2}$	282	-	-

#### 6.3.1 Zjednodušení

Vzhledem k tomu, že součásti poddajné jsou ve schématu pouze 4, je počet součástí typu hmota zredukován. To je provedeno sčítáním momentů setrvačnosti na základě následujícího schématu, kde každá skupina je po sečtení značena jinou barvou:



Obr. 30.: Zjednodušené schéma pro frekvenční analýzu v izometrickém pohledu



Obr. 31.: Zjednodušené schéma v řezu: 6 momentů setrvačnosti a 4 torzní tuhosti

Vzhledem ke schématu na Obr. 31. je nutné stanovit nové momenty setrvačnosti  $I_1 - I_6$  metodou sčítání. Momenty setrvačnosti součástí, které jsou charakteristické svou torzní tuhostí jsou rozděleny na polovinu. Každá z polovin je přičtena ke skupině před, respektive za touto torzní pružinou, vliv torzní tuhosti v ozubení mezi  $I_2$  a  $I_3$  je zanedbán, uvažován je pouze převod v soukolí  $i = 4,1$ :

$$I_1 = I_r + \frac{1}{2} I_{hr} = 19,0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (55)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} I_{hr} + I_p = 0,377 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (56)$$

$$I_3 = I_{ok} + I_u + I_{s1} = 63,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (57)$$

$$I_4 = I_{s2} + \frac{1}{2} I_{dh} = 4,24 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (58)$$

$$I_5 = \frac{1}{2} I_{dh} + I_{zs} + I_{k1} + \frac{1}{2} I_n = 286 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (59)$$

$$I_6 = \frac{1}{2} I_n + I_{k2} = 283 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (60)$$



### 6.3.2 Pohybové rovnice

Pro každou rotující hmotu vyjádřenou momentem setrvačnosti lze zapsat vlastní pohybovou rovnici (metodou uvolňování, LR II apod.). Mezi hmotami soukolí  $I_2$  a  $I_3$ , které jsou vázány přes převodový poměr  $i$ , působí síla v ozubení  $T$ . Ta působí na příslušných roztečných poloměrech pastorku  $r_p$ , respektive ozubeného kola  $r_{ok}$ . Pod koly nápravy působí síly na kolejnici  $T_{5,6}$  vždy na poloměru kola  $r_k$ . Pohybové rovnice mají následující tvar:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k_{thr} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = M_h(t) \quad (61)$$

$$I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - k_{thr} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + T \cdot r_p = 0 \quad (62)$$

$$I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + k_{ts} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + T \cdot r_{ok} = 0 \quad (63)$$

$$I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 - k_{ts} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + k_{tdh} \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \quad (64)$$

$$I_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 - k_{tdh} \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + k_{tn} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + T_5 \cdot r_k = 0 \quad (65)$$

$$I_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 - k_{tn} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + T_6 \cdot r_k = 0 \quad (66)$$

Mezi úhlovou výchylkou  $\varphi_2$  a  $\varphi_3$  platí díky ozubenému převodu následující vztah:

$$\varphi_2 = \varphi_3 \cdot i = \varphi_3 \cdot \frac{r_{ok}}{r_p} \quad (67)$$

Na základě využití vztahu (67) lze zredukovat počet pohybových rovnic na 5, tomu odpovídá počet stupňů volnosti soustavy. Po sečtení rovnice (62) vydělené členem  $r_p$  a rovnice (63) vydělené členem  $r_{ok}$  mají pohybové rovnice následující tvar:

$$I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k_{thr} \cdot (\varphi_1 - i \cdot \varphi_3) = M_h(t) \quad (68)$$

$$(I_3 + I_2 \cdot i^2) \cdot \ddot{\varphi}_3 - k_{thr} \cdot i \cdot (\varphi_1 - i \cdot \varphi_3) + k_{ts} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \quad (69)$$

$$I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 - k_{ts} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + k_{tdh} \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \quad (70)$$

$$I_5 \cdot \ddot{\varphi}_5 - k_{tdh} \cdot (\varphi_4 - \varphi_5) + k_{tn} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + T_5 \cdot r_k = 0 \quad (71)$$

$$I_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 - k_{tn} \cdot (\varphi_5 - \varphi_6) + T_6 \cdot r_k = 0 \quad (72)$$

Rovnice (68) až (72) lze zapsat v maticovém tvaru:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{\varphi}} + \mathbf{K} \cdot \boldsymbol{\varphi} = \mathbf{f}_0 \quad (73)$$





Pro volné kmitání, a tudíž pro výpočet vlastních frekvencí pohonu je pravá strana rovnice (73) položena  $f_0 = 0$ . Matice hmotnosti  $M$  a matice tuhosti  $K$  mají následující podobu:

$$M = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_3 + I_2 \cdot i^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_6 \end{bmatrix} \quad (74)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{thr} & -k_{thr} \cdot i & 0 & 0 & 0 \\ -k_{thr} \cdot i & k_{thr} \cdot i^2 + k_{ts} & -k_{ts} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{ts} & k_{ts} + k_{tdh} & -k_{tdh} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{tdh} & k_{tdh} + k_{tn} & -k_{tn} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{tn} & k_{tn} \end{bmatrix} \quad (75)$$

Vektor neznámých  $\varphi$  má v maticovém zápisu následující podobu:

$$\varphi = [\varphi_1 \quad \varphi_3 \quad \varphi_4 \quad \varphi_5 \quad \varphi_6]^T \quad (76)$$

Vektor  $\ddot{\varphi}$  odpovídá druhým derivacím (zrychlením) vektoru z rovnice (76)

## 6.4 Vlastní frekvence soustavy

Pro vlastní frekvence soustavy platí vztah pro determinant vyvozený z rovnice (72), kde platí:

$$\det(K - \lambda \cdot M) = 0 \quad (77)$$

Kde  $\lambda$  jsou vlastní čísla determinantu, které odpovídají vlastní úhlové frekvenci  $\Omega$ :

$$\lambda = \Omega^2 \quad (78)$$

Přepočet úhlových frekvencí  $\Omega$  na frekvence  $f$  je proveden dle rovnice:

$$f = \frac{\Omega}{2 \cdot \pi} \quad (79)$$

### 6.4.1 Program pro výpočet

Výpočet rovnic (77) až (79) byl proveden pomocí software Matlab. Jednotlivé kroky jsou komentovány. Dále jsou spočítány vlastní tvary kmitů. V následujícím programu je počet stupňů volnosti soustavy značen jako  $n = 5$ .



```

%Vlastni frekvence f [Hz]%
[U,V]=eig(K,M); %U vlastni vektory, V vlastni cisla omega^2
[C,I]=max(abs(U)); %maxima vlastnich vektoru
for i=1:n
    f_Hz(i,1)=real(1/(2*pi)*sqrt(V(i,i))); %prepocet omega na f
    eigvector(:,i)=U(:,i)/U(I(i),i); %normalizace vramci 1 vektoru
end
f_Hz

% Vlastni tvary kmitu (Normalizace na rotor)%
for j=1:n
    eigvector_norm(:,j)=eigvector(:,j)/eigvector(n-(n-1),j);
end
eigvector_norm

```

Program 2.: Výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitů

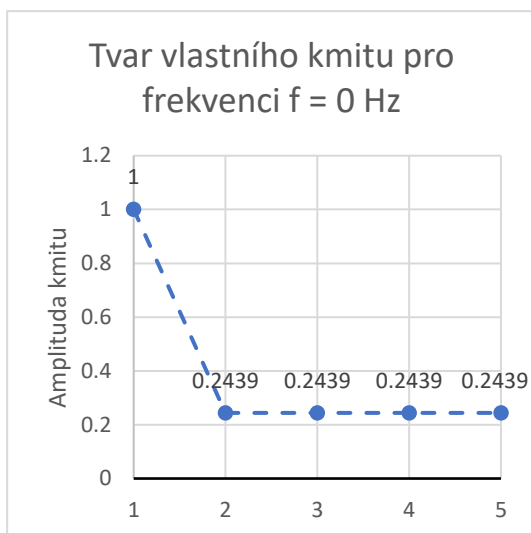
Výsledkem programu 2 jsou vlastní frekvence, jež jsou seřazeny vzestupně v následující tabulce. Dále jsou pro každou frekvenci vyjádřeny vlastní tvary kmitu normované na rotor. Pro frekvenci  $f = 0 \text{ Hz}$  to například znamená, že součásti, které se točí s rotorem, mají výchylku 1. Součásti, které jsou umístěny za převodovkou, mají v tomto případě výchylku zredukovanou převodovým poměrem  $i = 4,1$ .

Tab. 19.: Vlastní frekvence a tvary vlastních kmitů pohonu

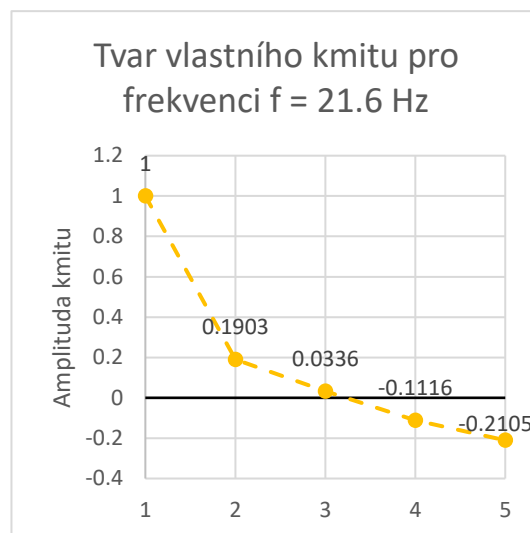
Vlastní frekvence		Vlastní vektory - eigvector (i,j)				
$i$	$f \text{ [Hz]}$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$	$j = 4$	$j = 5$
1	0.00	1	0.2439	0.2439	0.2439	0.2439
2	21.6	1	0.1903	0.0336	-0.1116	-0.2105
3	47.4	1	-0.0137	-0.646	-1.2104	0.9628
4	115	1	-1.2625	-0.6387	0.0595	-0.0049
5	369	1	-15.379	497.7414	-3.8159	0.0281

## 6.4.2 Tvary vlastních kmitů

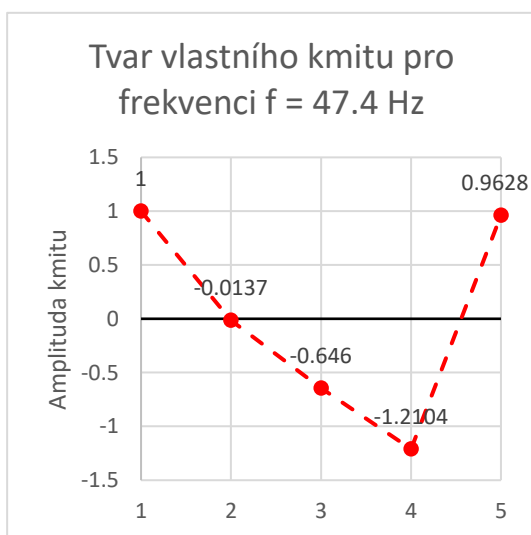
V této kapitole je graficky zobrazen výstup z programu 2, a to tak, že každé vlastní frekvenci  $f$  přísluší právě jeden tvar vlastního kmitu. Na vodorovné ose grafů jsou postupně zaneseny skupiny rotujících hmot tak jako na diagonále matice hmot  $M$  ve vztahu (74). To znamená že 1 odpovídá  $I_1$ , 2 odpovídá  $I_3 + I_2 \cdot i^2$ , 3 odpovídá  $I_4$ , 4 odpovídá  $I_5$  a 5 odpovídá  $I_6$ . Na ose svislé jsou vyneseny hodnoty amplitudy kmitů normované na rotor v místech rotujících součástí 1-5.



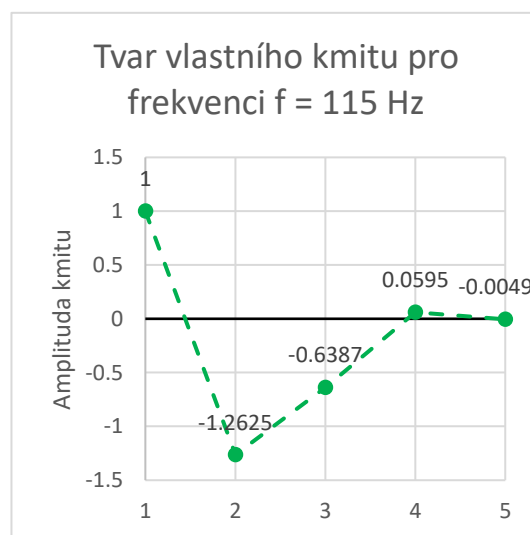
Obr. 32.: Tvar kmitů pro  $f = 0$  Hz



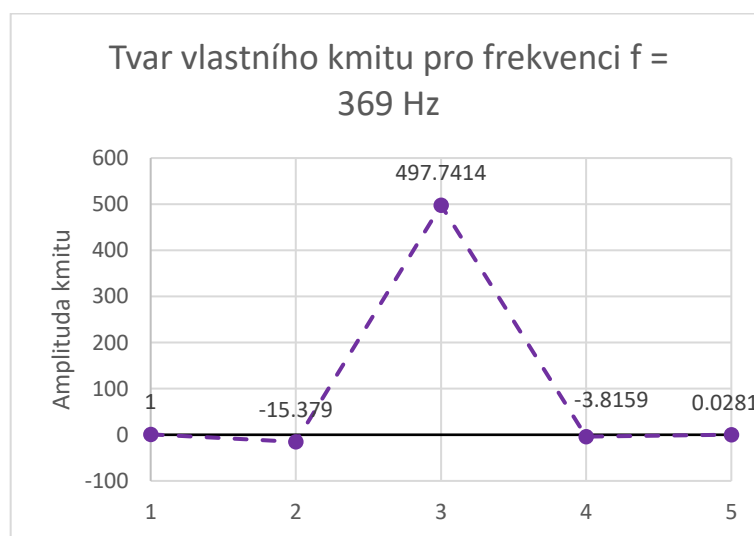
Obr. 33.: Tvar kmitů pro  $f = 21,6$  Hz



Obr. 34.: Tvar kmitů pro  $f = 47,4$  Hz



Obr. 35.: Tvar kmitů pro  $f = 115$  Hz



Obr. 36.: Tvar kmitů pro  $f = 369$  Hz



## 6.5 Vyhodnocení vlastních kmitů

Na základě grafického zpracování je zřejmé, že se zvyšující se frekvencí roste počet uzlových bodů v komponentách pohonu. Pro práci je rozhodující, zda se uzlový bod vyskytuje mezi hodnotami 3 a 4 ( $I_4$  a  $I_5$ ), jelikož právě tyto hmoty jsou propojeny zkoumaným dutým hřídelem.

Tento nežádoucí případ nastává při frekvencích 21,6; 115 a 369 Hz kdy je hřídel vystaven zvýšenému namáhání. Proto je z hlediska návrhu a kontroly důležité dbát na tuto skutečnost. Jednalo by se o další krok návrhu, který již v práci není proveden.

Stejně důležité je přesné stanovení torzních tuhostí, které značnou měrou ovlivňují výsledek výpočtu. Zejména pak u spojek, pro které jsou tuhosti voleny na základě vyhovujících parametrů v kapitole 6.2.4. Jejich výsledné hodnoty by měly být výsledkem kooperace mezi zadavatelem a výrobcem samotného dílu a to s ohledem na vazbu s dalšími komponentami pohonu.



## 7. Závěr

Na základě zadání bakalářské práce by vypracován návrh dutého kloubového hřídele použitého v pohonu moderní elektrické lokomotivy. Ten by měl sloužit jakožto nultý krok pro další, podrobnější, návrh.

V první části práce byla provedena rešerše, v níž byly zpracovány typy provedení pohonů. Výchozím pro tuto práci je zcela odpružený typ pohonu s dutým hřídelem obepínajícím nápravu. Tento koncept je z hlediska odpružených hmot využíván v nejmodernějších elektrických lokomotivách.

Návrh hřídele vychází z analýzy relativních pohybů pohonné jednotky vůči dvojkolím, jelikož komponenta tyto celky spojuje. Byl zjištěn minimální vrcholový úhel vnitřního kužele hřídele  $\beta$  v závislosti na jeho délce  $l_h$ .

Další krok návrhu se zabýval pevnostním výpočtem hřídele. Ten byl s ohledem na známé zatížení počítán primárně na krut. Výsledkem kapitoly bylo stanovení průměrů dutého hřídele (vnějších a vnitřních).

Posledním krokem návrhu bylo provedení frekvenční analýzy pohonu, ze kterého vzešlo 5 vlastních frekvencí. Zde bylo vyšetřeno, zda se uzlové body vlastních kmitů nachází v dutém hřídeli.

Celý tento návrh byl pouze úvodním krokem návrhu dané komponenty. Přesné a další návrhy nejsou předmětem této práce. Bylo by nutné vyřešit dynamickou bezpečnost, navrhnout rozhraní spojek a hřídele a provést kontrolu v uzlových bodech zjištěných ve frekvenční analýze.

Grafickým výstupem je sestavný výkres podvozku, jenž zobrazuje pohled na řez dutým hřídelem, respektive pohonem (viz Příloha 1.).



## 8. Citace

- [1] D. Švestka, „Značení hnacích vozidel: Atlas Lokomotiv,“ Spolek ŽelPage, 2004-2020. [Online]. Available: <http://www.atlaslokomotiv.net/page-znaceni.html>. [Přístup získán 10 Listopad 2006].
- [2] D. Švestka, „380: Atlas lokomotiv,“ ŽelPage, 2004-2020. [Online]. Available: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-380.html#popis>. [Přístup získán 10 Listopad 2020].
- [3] D. Jaroš, „Legislativa Vozidla,“ ŽelPage, 19 Květen 2011. [Online]. Available: <https://www.zelpage.cz/zpravy/7939>. [Přístup získán 12 Prosinec 2020].
- [4] JPB, „Trakční motory: 109-e,“ 6 Prosinec 2008. [Online]. Available: <https://109-e.wgz.cz/rubriky/popis-lokomotivy-109-e/elektricka-vyzbroj/trakcni-motory>. [Přístup získán 10 Listopad 2020].
- [5] Škoda Transportation a.s., „Reference: Elektrické lokomotivy,“ [Online]. Available: <https://www.skoda.cz/reference/>. [Přístup získán 3 Prosinec 2020].
- [6] M. Dolejší, „Doprava: Česká Televize,“ Česká Televize, 27 Prosinec 2017. [Online]. Available: <https://ct24.ceskatelevize.cz/domaci/2331376-konec-velke-zeleznicni-kapitoly-rok-2017-uzavrel-trapeni-cd-s-lokomotivami-do-nemecka>. [Přístup získán 3 Prosinec 2020].
- [7] Siemens mobility, „Vectron: Siemens mobility,“ Siemens, [Online]. Available: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:36c74d44-da30-410b-8f30-5c00fb8950ff/mo-vectron-technical-data-en.pdf>. [Přístup získán 10 Listopad 2020].
- [8] Clic, „File: Wikimedia Commons,“ Wikimedia Commons, 19 Červenec 2019. [Online]. Available: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:CD\\_193\\_298\\_Hamburg\\_1907190852.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:CD_193_298_Hamburg_1907190852.jpg). [Přístup získán 10 Listopad 2020].
- [9] Railcolor, „The European Modern Electric Locomotive Dtabase: Railcolor,“ Railcolor, [Online]. Available: <https://www.railcolor.net/index.php?nav=1404931&lang=1>. [Přístup získán 10 Listopad 2020].
- [10] J. Sůra, „Železnice: Zdopravy.cz,“ Zdopravy.cz, 23 Srpen 2019. [Online]. Available: <https://zdopravy.cz/ceske-drahy-koupily-v-rakousku-dve-lokomotivy-taurus-pro-mezinarodni-vlaky-33129/>. [Přístup získán 10 Listopad 2020].
- [11] J. Konečný, „Vozidla: SPŽ,“ Stránky Přátel Železnic, [Online]. Available: <http://spz.logout.cz/vozidla/189/189.php>. [Přístup získán 3 Prosinec 2020].
- [12] J. Kolář, „Pohony kolejových vozidel,“ web: [www.studium.fs.cvut.cz](http://www.studium.fs.cvut.cz), Praha, 2019.
- [13] M. Eichinger, „Pružná ojniczková spojka mezi dutým hřídelem a kolem trakčního kolejového vozidla“. ČSSR Patent 241444, 1 Únor 1988.
- [14] J. Gough, „Use of Approximate Calculations and Finite Element Analysis to Estimate the Stiffness of Rubber Bushes and Cylindrical Mountings,“ Journal of Rubber Research, 2009.



- [15] Z. Češpíro, „Pohony - Hřídelové spojky [Přednáška],“ Praha: Fakulta strojní ČVUT, 16 Listopad 2020. [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=evy30JMt6d4>. [Přístup získán 24 Duben 2021].
- [16] Kupplungswerk Dresden, „Railway applications: Kupplungswerk Dresden,“ [Online]. Available: <https://www.kupplungswerk-dresden.de/en/products/train.html>. [Přístup získán 5 Květen 2021].
- [17] ČSN EN 13749, Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Metoda specifikování konstrukčních požadavků na rámy podvozků, Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, 2011.
- [18] GMT Products, *Moduled Rubber Elements [katalog]*, Bühl, 2012.



## 9. Seznamy

### 9.1 Seznam příloh

Příloha 1.: Sestavný výkres

### 9.2 Seznam obrázků

Obr. 1.: Podvozek lokomotivy ŠKODA 109E1 s dvoustupňovým vypružením [3] .....	11
Obr. 2.: Lokomotiva 380.002 - Emil Zátopek na okruhu Cerhenice [2].....	12
Obr. 3.: Lokomotiva 193.298 - Vectron v Hamburk Altona [8] .....	13
Obr. 4.: Lokomotiva 1216 Eurosprinter Taurus v barvách ČD a ÖBB [10] .....	14
Obr. 5.: Trakční motor s příčnou osou upevněný na rámu podvozku [12] .....	15
Obr. 6.: Trakční motor s podélnou osou [12].....	15
Obr. 7.: Klasický tlapový motor [12].....	16
Obr. 8.: Moderní řešení pohonu tlapovým motorem s nápravovou převodovkou [12].....	16
Obr. 9.: Příčný pohon s odpruženým TM a částečně odpruženou nápravovou převodovkou, provedení s lamelovými spojkami [12].....	17
Obr. 10.: Příčný pohon s dutou kloubovou hřídelí objímající nápravu a souosým brzdovým hřídelem – Eurosprinter Taurus III [12].....	18
Obr. 11.: Ojničková spojka [13].....	19
Obr. 12.: Příčný řez pryžovým silentblokem [14].....	19
Obr. 13.: Zubová spojka spojující 2 hřídele [15] .....	20
Obr. 14.: Soudečkový tvar zubů [15].....	21
Obr. 15.: Univerzální spojka Škoda [16] .....	21
Obr. 16.: Model podvozku moderní lokomotivy.....	23
Obr. 17.: U uložení dvojkolí na rámu podvozku, čep v osovému řezu .....	24
Obr. 18.: Zajištění mezního vypružení ve svislém směru T podchytkou.....	25
Obr. 19.: Uložení pohonné jednotky na rámu podvozku .....	26
Obr. 20.: Schéma pro výpočet úhlové výchylky $\alpha_1$ .....	28
Obr. 21.: Vzájemný pohyb dvojkolí a pohonné jednotky v rovině y-z pro 1. případ .....	29
Obr. 22.: Schéma pro výpočet výchylky $\alpha_2$ .....	29
Obr. 23.: Vzájemný pohyb dvojkolí a pohonné jednotky v rovině y-z pro 2. případ .....	30
Obr. 24.: Závislost úhlové výchylky na délce hřídele.....	31
Obr. 25.: Schéma zatížení dutého hřídele .....	32
Obr. 26.: Schéma pohonu pro frekvenční analýzu v izometrickém pohledu .....	35
Obr. 27.: Schéma pohonu pro frekvenční analýzu v řezu .....	35
Obr. 28.: Schéma pro integraci momentu setrvačnosti komolého kužele .....	37
Obr. 29.: Rozdělení hřídele na n válcových úseků – příklad .....	41
Obr. 30.: Zjednodušené schéma pro frekvenční analýzu v izometrickém pohledu .....	46
Obr. 31.: Zjednodušené schéma v řezu: 6 momentů setrvačnosti a 4 torzní tuhosti .....	47
Obr. 32.: Tvar kmitů pro $f = 0$ Hz.....	51





Obr. 33.: Tvar kmitů pro $f = 21,6$ Hz.....	51
Obr. 34.: Tvar kmitů pro $f = 47,4$ Hz.....	51
Obr. 35.: Tvar kmitů pro $f = 115$ Hz.....	51
Obr. 36.: Tvar kmitů pro $f = 369$ Hz.....	51

### 9.3 Seznam tabulek

Tab. 1.: Radiální tuhost dutých silentbloků [14].....	20
Tab. 2.: Srovnání parametrů moderních lokomotiv [2] [7] [9] .....	22
Tab. 3.: Rozměrové a výkonové parametry .....	23
Tab. 4.: Hodnoty mezních posuvů dvojkolí vůči rámu podvozku .....	25
Tab. 5.: Tuhost pryžových silentbloků pro uchycení k rámu.....	26
Tab. 6.: Typická zrychlení zařízení uchycených k rámu [17].....	26
Tab. 7.: Vstupní parametry pro dimenzování průměrů hřídele .....	32
Tab. 8.: Výsledné rozměrové parametry dutého hřídele .....	34
Tab. 9.: Momenty setrvačnosti plných válců .....	36
Tab. 10.: Momenty setrvačnosti dutých válců .....	37
Tab. 11.: Momenty setrvačnosti komolých kuželů .....	39
Tab. 12.: Modul průřezu a torzní tuhost plného válce .....	40
Tab. 13.: Modul průřezu a torzní tuhost dutého válce .....	41
Tab. 14.: Rozměrové a torzní charakteristiky náhradních válců.....	42
Tab. 15.: Silentbloky řady 410 [18] .....	43
Tab. 16.: Původní a přepočítané parametry silentbloků.....	44
Tab. 17.: Hodnoty pro výpočet tuhosti ojníčkové spojky .....	45
Tab. 18.: Výstup za kapitol 6.1 a 6.2 .....	46
Tab. 19.: Vlastní frekvence a tvary vlastních kmitů pohonu .....	50

### 9.4 Seznam výpočtových programů

Program 1.: Výpočet vnějších průměrů hřídele .....	33
Program 2.: Výpočet vlastních frekvencí a tvarů kmitů.....	50