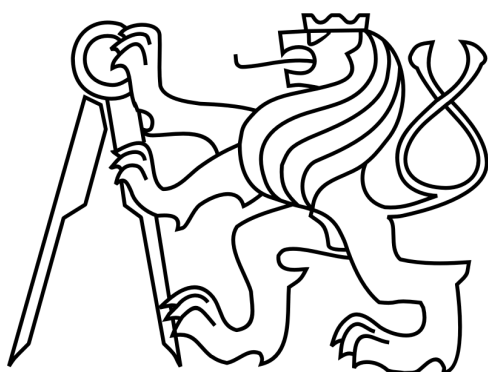


České vysoké učení technické  
v Praze  
Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových  
vozidel



Bakalářská práce

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího Ing. Jana Kalivody Ph.D.

Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

.....

podpis

## **Poděkování**

Touto cestou děkuji vedoucímu práce Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce a za čas a mnoho nápadů, které mi věnoval při konzultacích.

# Sestava kladek pro kladkový stav ČVUT

Roller Module for the CTU Roller rig

## **Anotace**

Kladkový stav ČVUT je zařízení sloužící k simulaci jízdy železničního podvozku po kolejích. Pro dosahování stále kvalitnější simulace je naplánována změna pohonu kladek kladkového stavu a rozšíření simulace o simulaci nevykompenzované složky odstředivé síly a odstředivého zrychlení. Tato změna v uspořádání kladkového stavu si vyžádá rozsáhlé změny v konstrukci kladkového stavu. Náplní práce je seznámení se s novým uspořádáním kladkového stavu, návrh uložení kladek pro nový kladkový stav ČVUT a základní pevnostní kontrola dílů.

## **Klíčová slova**

kladkový stav ČVUT, simulace jízdy železničního podvozku, pevnostní analýza hřídele, pevnostní analýza čepu

## **Abstract**

The CTU roller rig is a device used to simulate running behaviour of railway bogies in laboratory conditions. To improve quality of simulations a change in the powering of the roller rig rollers and simulation of the uncompensated compounds of the centrifugal force and centrifugal acceleration is planned. This change in the roller rig arrangement asks for extended changes in the roller rig construction. The goal of this bachelor thesis is to familiarize with the new roller rig arrangement, to propose the roller module for the new roller rig and to make basic stress analysis of the parts.

## **Keywords**

CTU roller rig, simulation of the running behaviour of railway bogie, shaft stress analysis, pin stress analysis

# Obsah

Seznam použitých symbolů.....	7
1. Kladkový stav ČVUT.....	9
1.1 Úvod .....	9
1.2 Současná podoba stavu .....	9
1.3 Plánované úpravy.....	9
1.4 Základní rozměry stavu a pohon kladek .....	10
2. Souhrn požadovaných pohybů a zatížení.....	12
2.1 Natáčení kladek kolem osy z .....	12
2.2 Naklápění dvojice kladek kolem osy x.....	13
2.3 Příčný posuv kladek ve směru osy y.....	13
2.4 Zatížení .....	14
3. Cíl práce.....	15
4. Možné varianty uložení kladek .....	15
4.1 Uložení na lineární vedení.....	15
4.2 Uložení hřídele s kladkou v domku jako axiálně volné .....	16
4.3 Výběr nejvhodnější varianty .....	16
5. Realizace zvolené varianty .....	17
5.1 Přenos točivého momentu z motoru na kladku. ....	18
5.2 Uložení kladek a nastavování rozchodu.....	20
5.3 Spojení kladek do dvojice pro simulaci jízdy v přímém směru .....	30
5.4 Nosný rám a jeho uložení.....	32
5.5 Kinematická vazba nosného rámu .....	44
6. Závěr .....	45
Seznam obrázků .....	46
Seznam tabulek.....	47
Použitá literatura .....	47

## Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	název
$a$	[mm]	rozvor
$r$	[mm]	rozchod
$m_1$	[mm]	měřítko
$a_{m_1}$	[mm]	zmenšený rozvor
$r_{m_1}$	[mm]	zmenšený rozchod
$D$	[mm]	vnější průměr kladek
$d_h$	[mm]	vnitřní průměr kladek
$M$	[Nm]	moment motoru
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$m_p$	[kg]	hmotnost pohonu
$R_{min1:1}$	[m]	poloměr oblouku
$R_{min1:3,5}$	[m]	zmenšený poloměr oblouku
$\psi_{max}$	[°]	požadované natočení kladek
$l_{max}$	[mm]	hodnota nedostatku převýšení
$L$	[mm]	vzdálenost styčných kružnic sousedních kolejnic
$a_{max,RR}$	[°]	úhel naklopení kladek stavu
$\Delta u_{max}$	[mm]	maximální hodnota rozšíření rozchodu koleje
$\Delta y$	[mm]	posuv kladky ve směru osy y
$m_c$	[kg]	celková hmotnost modelu podvozku
$m_m$	[kg]	celková hmotnost komponent jedné dvojice kladek
$f$	[-]	součinitel tření
$M_d$	[Nm]	maximální přenositelný moment
$k$	[-]	bezpečnost
$m_k$	[kg]	hmotnost zatěžující jednu kladku
$g$	[m · s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$\alpha$	[K <sup>-1</sup> ]	součinitel teplotní roztažnosti
$F_r$	[N]	radiální složka síly
$F_t$	[N]	tečná složka síly
$F_{ax}$	[N]	axiální složka síly
$R_A$	[N]	reakce pod podporou A
$R_B$	[N]	reakce pod podporou B
$R_{At}$	[N]	reakce od tečných sil pod podporou A
$R_{Bt}$	[N]	reakce od tečných sil pod podporou B
$M_1$	[Nmm]	ohybový moment v místě 1
$M_{1t}$	[Nmm]	ohybový moment od tečné síly v místě 1
$M_{1Red}$	[Nmm]	redukovaný ohybový moment v místě 1
$M_2$	[Nmm]	ohybový moment v místě 2
$M_{2t}$	[Nmm]	ohybový moment od tečné síly v místě 2
$M_{2Red}$	[Nmm]	redukovaný ohybový moment v místě 2
$\sigma_1$	[MPa]	hlavní napětí v místě 1
$\tau_1$	[MPa]	smykové napětí v místě 1
$\sigma_2$	[MPa]	hlavní napětí v místě 2
$\tau_2$	[MPa]	smykové napětí v místě 2
$\sigma_{1red}^{\tau_{max}}$	[MPa]	redukované napětí podle teorie $\tau_{max}$ v místě 1
$\sigma_{2red}^{\tau_{max}}$	[MPa]	redukované napětí podle teorie $\tau_{max}$ v místě 2
$F_{RA}$	[N]	redukovaná reakce pod podporou A
$P$	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$L_h$	[h]	životnost
$C$	[N]	základní dynamická únosnost

$C_0$	[N]	základní statická únosnost
$f_l$	[-]	součinitel tření pro výpočet nalisování
$p_{min}$	[MPa]	minimální tlak ve spoji
$w$	[ $\mu m$ ]	přesah, který se strhne při nalisování
$\Delta d_{wmin}$	[ $\mu m$ ]	výrobní přesah předepisovaný na výkresech
$\Delta d_{min}$	[ $\mu m$ ]	přesah efektivní vedoucí ke vzniku tlaku $p_{min}$
$Ra^H$	[ $\mu m$ ]	drsnost povrchu hřídele
$Ra^N$	[ $\mu m$ ]	drsnost povrchu náboje
$C_N$	[-]	geometrická konstanta
$D_N$	[mm]	vnější průměr náboje
$E$	[MPa]	modul pružnosti
$p_{max}$	[MPa]	tlak ve spoji od maximálního přesahu zvolené tolerance
$\Delta d_{max}$	[ $\mu m$ ]	maximální přesah zvolené geometrické tolerance
$\sigma_{red.l}^{max}$	[MPa]	maximální napětí vzniklé v náboji po nalisování
$\sigma_{d.l}$	[MPa]	maximální dovolené napětí v nalisování
$F_L$	[N]	lisovací síla
$\Delta T$	[°K]	rozdíl teplot pro nasazení kladky na hřídel za tepla
$v$	[ $\mu m$ ]	přesah pro nasazení
$G_c$	[N]	celková tíha podvozku a sestavy kladek
$R_p$	[N]	reakce působící na podporu
$R_{\check{c}}$	[N]	reakce působící na čep
$M_{\check{c}}$	[Nm]	ohybový moment na čepu
$d_{\check{c}}$	[m]	průměr čepu
$\sigma_{\check{c}}$	[MPa]	napětí od ohybového momentu
$p$	[Mpa]	tlak
$F$	[N]	síla
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha
$a$	[mm]	šířka kontaktu čepu se stojinou
$p_d$	[MPa]	maximální dovolený tlak pro otláčení
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	smykové napětí čepu
$\tau_d$	[MPa]	dovolené smykové napětí
$\sigma_s$	[MPa]	hlavní napětí ve stojině čepu
$b$	[mm]	rozměr stojiny čepu
$c$	[mm]	rozměr stojiny čepu
$m_{dvoukolí}$	[kg]	hmotnost spočívající na dvojici kladek
$F_d$	[N]	síla vzniklá rozkladem tíhy neseného dvojkolí
$F_m$	[N]	síla vzniklá rozkladem tíhy sestavy kladek
$F_{RB}$	[N]	redukováná reakce pod podporou B
$\sigma_{\check{c}1}$	[MPa]	maximální napětí čepu v místě 1
$\sigma_{\check{c}2}$	[MPa]	maximální napětí čepu v místě 2
$M_o$	[Nmm]	ohybový moment obecně
$l$	[mm]	délka obecně
$\sigma_d$	[MPa]	maximální dovolené napětí



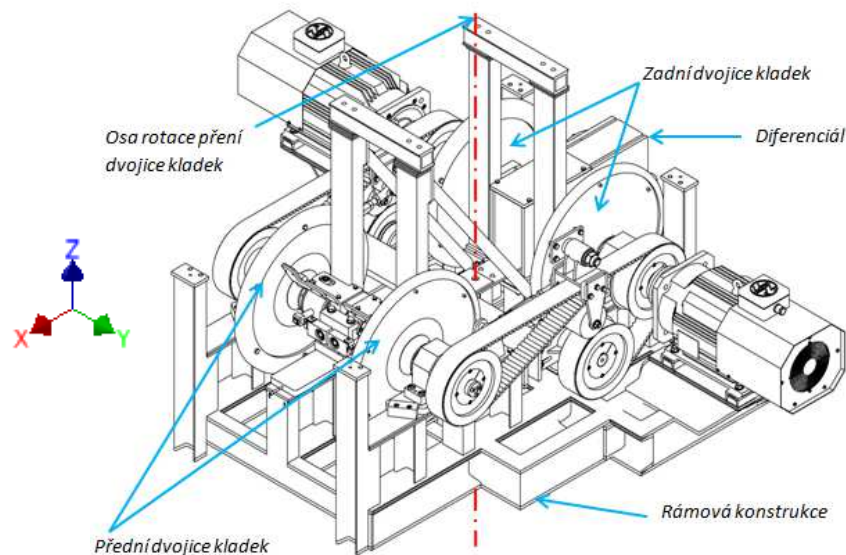
# 1. Kladkový stav ČVUT

## 1.1 Úvod

Pomocí kladkového stavu lze vytvořit simulaci jízdy železničního podvozku v koleji v laboratorních podmínkách. Tato simulace zahrnuje jízdu podvozku v přímém směru a jízdu podvozku obloukem. Stav funguje na principu náhrady kolejnice kladkou, což je ve své podstatě kolo s profilem kolejnice. Model železničního dvojkolí se postaví koly na kladky stavu a ty svou rotací simulují ubíhání koleje pod podvozkem. Tyto kladky jsou hnané motory, takže podvozek nemusí disponovat vlastním pohonem. Podvozek je fixován lemniskátovým mechanismem, který zabraňuje pohybu podvozku v podélném směru, ale umožňuje příčný posuv a naklonění podvozku.

## 1.2 Současná podoba stavu

Stávající koncepce kladkového stavu se skládá z nosného rámu, zadní dvojice kladek, které jsou přímo hnané motory a které neumožňují natáčení kolem svislé osy pro simulaci jízdy podvozku obloukem. Dále je součástí stávající koncepce přední dvojice kladek, která je rotačně svázána s motory pohánějící zadní dvojici kladek pomocí ozubených řemenů. Tato dvojice kladek umožňuje natáčení kladek kolem svislé osy pro simulaci jízdy podvozku obloukem. Osa rotace však neleží mezi kladkami, ale je v polovině rozvoru kladek (obr. 1). Ve stávající koncepci jsou kladky uloženy v ložiskových domcích, které jsou u zadní dvojice kladek pevně přišroubovány k základní nosné konstrukci stavu a u přední dvojice kladek jsou přišroubovány na kovový plát, který volně leží na nosné konstrukci. Rotační spojení mezi rámem a přední dvojicí kladek je řešeno jako spojení pomocí čepu. Při ustavování kladek na požadovaný poloměr oblouku se tedy plát s domky smýká v obloukové trajektorii po nosném rámu. Stávající uspořádání také používá ke spojení pravé a levé kladky diferenciál.

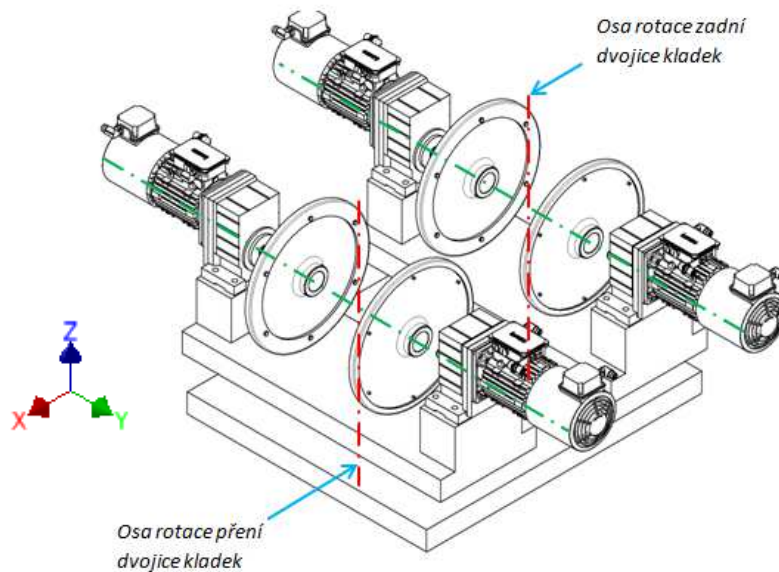


Obr. 1 Stávající uspořádání

## 1.3 Plánované úpravy

V nové koncepci kladkového stavu se již nepočítá s pohonem kladek pomocí dvojice motorů a další distribuce výkonu pomocí ozubených řemenů, ale s pohonem každé kladky

zvlášť, tedy za pomoci čtyř servomotorů. Dále bude do simulace jízdy podvozku zahrnuta nevykompenzovaná dostředivá síla a dostředivé zrychlení vznikající při průjezdu podvozku obloukem, a to za pomoci náklonu kladek. Nově také přibude možnost otáčet kolem svislé osy obě dvojice kladek (obr. 2).



Obr. 2 Nové uspořádání

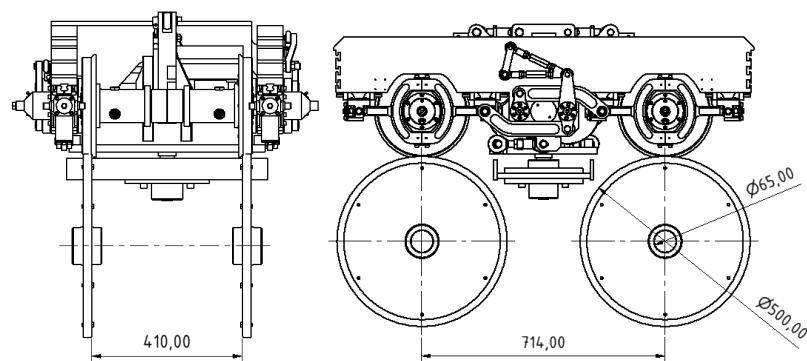
## 1.4 Základní rozměry stavu a pohon kladek

Základní rozměry kladkového stavu a testovaného podvozku vycházejí z rozměrů normálněrozchodného podvozku o rozvoru  $a = 2500 \text{ mm}$  a rozchodu  $r = 1435 \text{ mm}$  zmenšeném v měřítku  $m_1 = 3,5$ .

$$a_{m_1} = \frac{a}{m_1} = \frac{2500}{3,5} = 714,29 \text{ mm} \quad (1)$$

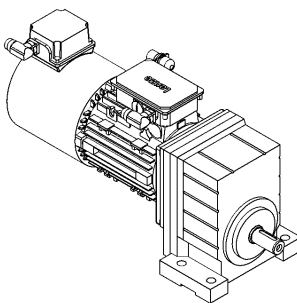
$$r_{m_1} = \frac{r}{m_1} = \frac{1435}{3,5} = 410 \text{ mm} \quad (2)$$

Z původního kladkového stavu budou převzaty samotné kladky o vnějším průměru  $D = 500 \text{ mm}$  a vnitřním průměru  $d_h = 65 \text{ mm}$  (obr. 3).



Obr. 3 Základní rozměry

O pohon kladek se bude starat sestava servomotoru s převodovkou (obr. 4), která tvoří jeden celek přímo dodávaný od výrobce. Tento pohon disponuje maximálním točivým momentem  $M = 280 \text{ Nm}$ . Nejvyšší otáčky kladek stavu budou  $n = 600 \text{ ot} * \text{min}^{-1}$ . Hmotnost pohonu je  $m_p = 50 \text{ kg}$ .



**Obr. 4 Sestava pohonu**

Pohony kladek neslouží pouze k roztočení kladek stavu, ale jejich přesné řízení dovoluje simulovat jízdu podvozku obloukem. Pomocí motorů musíme zajistit, aby měly kladky na vnitřní straně simulovaného oblouku menší otáčky, než kladky na straně vnější.

## 2. Souhrn požadovaných pohybů a zatížení

Pro simulaci jízdy podvozku musíme zajistit tři základní pohyby kladek. Základní pohyby nám umožní simulovat jízdu obloukem, zahrnout do experimentu vliv nevykompenzované odstředivé síly a umožní změnu rozchodu kladek. Požadované pohyby jsou:

- 2.1 Natáčení kladek kolem osy z
- 2.2 Naklápění dvojice kladek kolem osy x
- 2.3 Příčný posuv kladek ve směru osy y

### 2.1 Natáčení kladek kolem osy z

Při simulaci jízdy podvozku obloukem bude geometrie oblouku definována natočením obou dvojic kladek o stejně velký opačně orientovaný úhel kolem svíslé osy z (obr. 2). Osa y kladek, tedy osa kolmá na směr jízdy podvozku, musí směřovat do středu poloměru simulovaného oblouku. Osa z otáčejících se kladek leží na podélné rovině souměrnosti kladkového stavu a jsou vzdáleny o polovinu rozvoru od příčné roviny procházející středem stavu. Na stavu se bude simulovat průjezd oblouky železniční i tramvajové trati, tedy minimální simulovaný poloměr oblouku bude  $R_{min1:1} = 15\text{ m}$ . Po zmenšení poloměru v měřítku  $m_1 = 3,5$  dostaneme:

$$R_{min1:3,5} = \frac{R_{min1:1}}{m_1} = \frac{15}{3,5} = 4,286\text{ m} \quad (3)$$

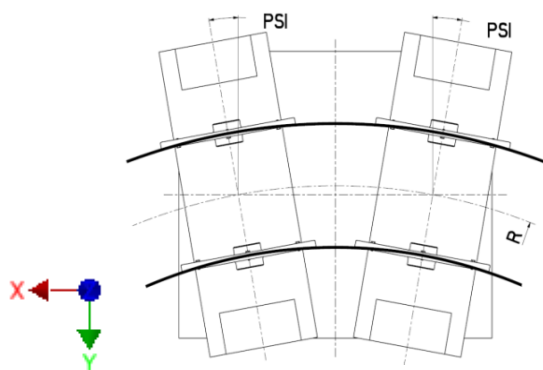
Pro výpočet požadovaného úhlu natočení kladek použijeme vztah:

$$\sin(\psi_{max}) = \frac{a_{m_1}}{2 * R_{min}} \quad (4)$$

kde  $a_{m_1} = 714\text{ mm}$  je rozvor kladek stavu a  $\psi_{max}$  (obr. 5) je požadované natočení kladek.

$$\psi_{max} = \arcsin\left(\frac{a_{m_1}}{2 * R_{min}}\right) = \arcsin\left(\frac{0,714}{2 * 4,286}\right) = 4,778^\circ \quad (5)$$

Zvolený rozsah natáčení je  $\psi_{max} = \pm 5^\circ$



Obr. 5 Schéma natočení

## 2.2 Naklápění dvojice kladek kolem osy x

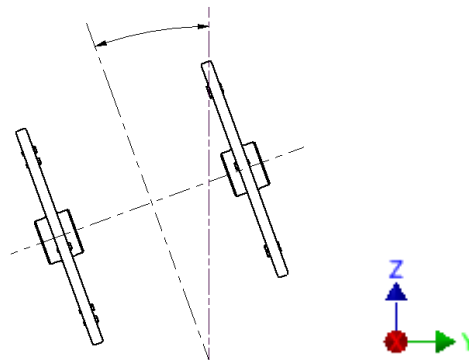
Naklápění celého kladkového stavu kolem osy x bude sloužit k simulaci nevykompenzované složky odstředivé síly a nevykompenzovaného příčného zrychlení. Nejvyšší přípustná hodnota nedostatku převýšení je rovna  $I_{max} = 150 \text{ mm}$ . Protože je v praxi tato hodnota často překračována, bude kladkový stav umožňovat simulaci nedostatku převýšení až  $I_{max, RR} = 200 \text{ mm}$ . Úhel odpovídající tomuto nedostatku převýšení získáme ze vztahu:

$$\sin(a_{max, RR}) = \frac{I_{max, RR}}{L} \quad (6)$$

kde  $L = 1500 \text{ mm}$  je vzdálenost styčných kružnic.

$$a_{max, RR} = \arcsin\left(\frac{I_{max, RR}}{L}\right) = \arcsin\left(\frac{200}{1500}\right) = 7,66^\circ \quad (7)$$

Zvolený rozsah naklápění je  $a_{max, RR} = \pm 8^\circ$



Obr. 6 Schéma naklopení

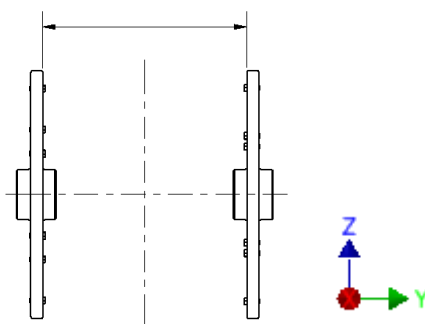
Součástí této práce není návrh mechanismu naklápění celého stavu kolem osy x, ale síly vznikající náklonem kladek a modelu podvozku musejí být při dimenzování nosných částí uložení kladek zahrnuty do výpočtů.

## 2.3 Příčný posuv kladek ve směru osy y

Příčný posuv kladek ve směru osy y (obr. 7) slouží ke změně rozchodu kladek. Každá kladka bude polohovatelná samostatně, tudíž lze dosáhnout přesného nastavení polohy (soustoposti) kladek. Dalším důležitým přínosem příčného posuvu kladek je simulace jízdy podvozku v koleji s rozšířeným rozchodem. Dle ČSN 73 6360-1 odst. 6.2.1 je maximální hodnota rozšíření rozchodu koleje  $\Delta u_{max} = 16 \text{ mm}$ . Z této hodnoty můžeme dopočítat minimální posuv na jednu kladku.

$$\Delta y = \frac{\Delta u_{max}}{2 * m_1} = \frac{16}{2 * 3,5} = 2,286 \text{ mm} \quad (8)$$

Minimální požadovaná hodnota posuvu kladek je tedy  $\Delta y = < 0 ; +2,29 > \text{ mm}$ . Protože v minulosti většina simulací na kladkovém stavu probíhala při rozšířeném rozchodu a s přihlédnutím na potřebu přesného geometrického zarovnání kladek, bylo rozmezí posuvů stanoveno na  $\Delta y = < -2 ; +8 > \text{ mm}$ .



Obr. 7 Schéma posuvu kladek

## 2.4 Zatížení

Kladkový stav bude zatížen:

- Tíhou testovaného podvozku
- Tíhou komponent vlastního stavu
- Skluzovými silami vznikajícími v kontaktu mezi kladkou a kolem podvozku
- Dynamickými silami

Na kladkovém stavu bude spočívat experimentální podvozek o váze 300 kg. Pro dosažení co nejreálnější simulace jízdy bude experimentální podvozek přitížen závažím o hmotnosti odpovídající váze skříně tak, aby celková hmotnost podvozku dosahovala  $m_c = 1050$  kg. Po převedení této hmotnosti do měřítka 1:1 dostaneme celkové zatížení na nápravu 22,5 t.

Celková hmotnost komponent jedné dvojice je kladek  $m_m = 482$  kg.

Pro výpočet tečných sil vznikajících v kontaktu kol s kladkou bude uvažován součinitel tření  $f = 0,4$ .

Plánovaná životnost ložisek je  $L_h = 2000$  h.

### 3. Cíl práce

Nové uspořádání si vyžádá rozsáhlé změny v konstrukci kladkového stavu tedy i v uložení samotných kladek. Cílem práce je navrhnout uložení kladek tak, aby splňovalo všechny požadavky na pohyby kladek a vydrželo definované zatížení. Dále provést pevnostní kontrolu navržených dílů a celou sestavu uložení kladek promítnout na sestavný výkres.

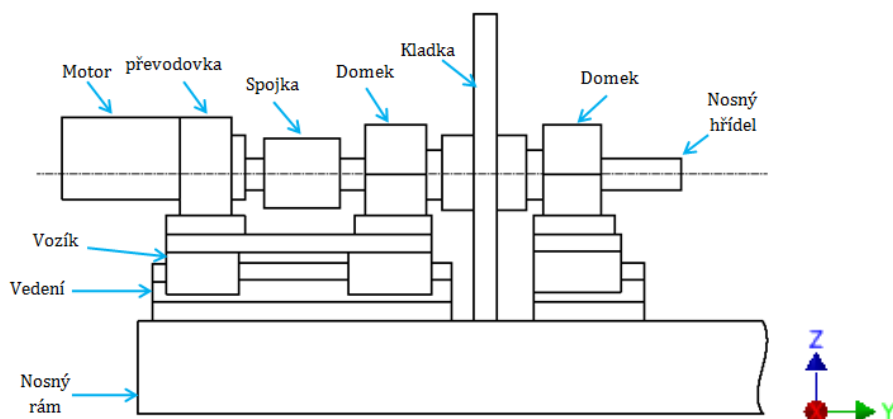
### 4. Možné varianty uložení kladek

Základ uspořádání uložení kladek vychází z požadavků na pohyby kladek v průběhu experimentu. Pro realizaci odvalování kol po pomyslné koleji je zapotřebí zajistit rotaci jednotlivých kladek. Proto budou kladky umístěny na hřídel v ložiskových domcích a poháněny servomotory. Kompenzace diference úhlových rychlostí vznikající při průjezdu podvozku obloukem bude zajištěna pomocí přesného řízení servomotorů. Točivý moment bude na hřídel s kladkou přenášen pomocí vhodně zvolené hřídelové spojky. Kvůli požadavku na změnu rozchodu kladek musíme zajistit, aby se hřídel s kladkou mohla posouvat v axiálním směru. To lze realizovat několika způsoby:

- 4.1 Uložení ložiskových domků s motorem na lineární vedení
- 4.2 Uložít hřídel s kladkou v domku axiálně volně

#### 4.1 Uložení na lineární vedení

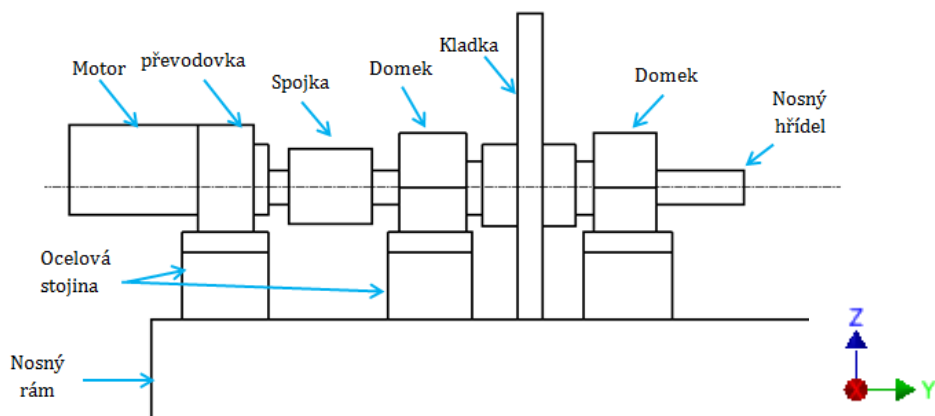
Varianta 4.1 se jeví jako nejvhodnější řešení nastavování rozchodu kladek. V principu se jedná o polohování kladky, domků a pohonu jako jednoho celku (obr. 8). Jejich největší klady jsou snadnost posuvu kladek a případná automatizace posuvu kladek pomocí servomotoru. Největší slabinou tohoto řešení je náročnost na přesnost uložení lineárního vedení na nosné konstrukci. V případě větší nesouososti vedení může dojít až k zablokování vozíků. Dalším záporem této varianty je vysoká pořizovací cena vedení a vozíků.



Obr. 8 Varianta 4.1

## 4.2 Uložení hřídele s kladkou v domku jako axiálně volné

Varianta 4.2 je konstrukčně složitější zejména kvůli realizaci mechanismu, který by vyvozoval posuv kladek. Oproti tomu je tato varianta méně náchylná na nepřesnosti ve výrobě. V podstatě se jedná o posouvání hřídele s kladkou v ložiskových domcích, kde ložiska jsou pevně spojena s hřídelí a volně uložena v domku. Při nastavování rozchodu budeme muset překonávat pasivní odpor v podobě tření mezi ložiskem a ložiskovým domkem. Největší slabinou této varianty je nutnost manuálního nastavování rozchodu kladek a ruční posouvání hřídelové spojky vždy, když budeme chtít změnit rozchod kladek. Největší výhodou tohoto řešení je nízká pořizovací a výrobní cena komponent této varianty.



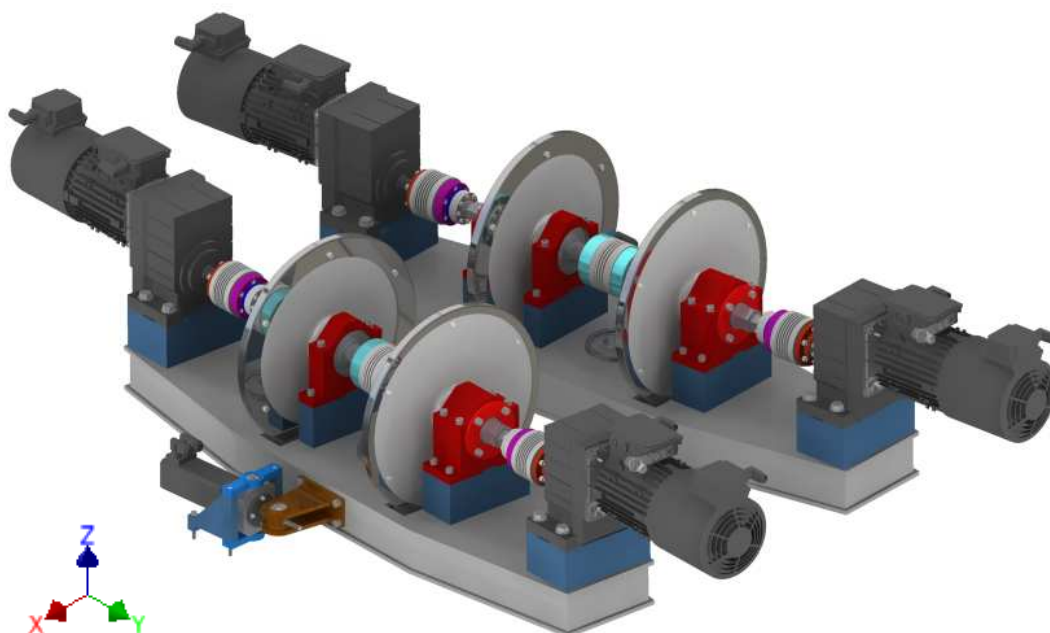
Obr. 9 Varianta 1.2

## 4.3 Výběr nejvhodnější varianty

I přes relativní nekomfortnost při nastavování rozchodu a složitější konstrukci byla zvolena varianta 4.2. Hlavním důvodem zvolení této varianty byla pořizovací cena.



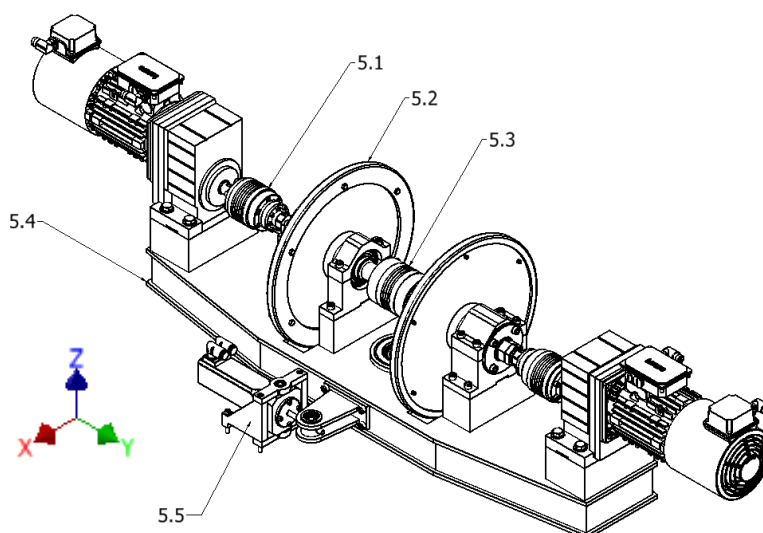
## 5. Realizace zvolené varianty



Obr. 10 Model uložení kladek

Při realizaci zvolené varianty (obr. 10) bylo potřeba konstrukčně vyřešit několik funkčních uzlů (obr. 11) a doplnit je vhodně vybranými strojírenskými komponentami. Mezi tyto uzly můžeme zařadit:

- 5.1 Přenos točivého momentu z motoru na kladku
- 5.2 Uložení kladek a nastavování rozchodu
- 5.3 Spojení kladek do dvojice pro simulaci jízdy v přímém směru
- 5.4 Nosný rám a jeho uložení
- 5.5 Kinematická vazba na další části kladkového stavu



Obr. 11 Orientační obrázek

Celá konstrukce kladkového stavu musí dosahovat co možná největší tuhosti, aby byl průběh simulace co nejvíce stabilní. Z tohoto důvodu je většina součástí a dílů v sestavě uložení kladek značně naddimenzována. Naddimenzováním se také řeší dynamické děje a jejich účinky na součásti. Všechny kontrolované součásti budou pevnostně analyzované pouze z hlediska statického namáhání, dynamické účinky sil se budou řešit pouze zvýšenou hodnotou bezpečnosti  $k$ .

## 5.1 Přenos točivého momentu z motoru na kladku.

Přenos točivého momentu bude realizován pomocí hřídelové spojky. Tato hřídelová spojka musí splňovat několik základních požadavků, které vyžadujeme pro správný chod experimentu. Mezi tyto požadavky patří:

- Chod bez vůle
- Možnost snadného osového posuvu spojky
- Maximální torzní tuhost spojení
- Vyrovnání nesouososti hřídelů
- Jednoduchá montáž a demontáž spojky

### ***Chod bez vůle***

Jelikož servomotor slouží k řízení celého experimentu, je nežádoucí, aby spojení vykazovalo vůle a tím narušovalo spjitost simulace. Tento požadavek vyřadil z možných použitých spojek spojky zubové, u kterých nejsme schopni zajistit stoprocentní vymezení vůle mezi zuby a to jak u nové spojky, tak v průběhu životnosti spojky.

### ***Možnost snadného osového posuvu spojky***

Z důvodu požadavku na možnost změny rozchodu kladek bude zapotřebí opakovaně posouvat spojku na hřídeli v axiálním směru. Z tohoto důvodu se zdá přenos momentu pomocí pera jako nepraktický, neboť při posouvání spojky může docházet k přidírání mezi perem a nábojem a následnému obtížnému posuvu spojky. Pro umožnění posuvu spojky po hřídeli musíme spojku doplnit o svěrná pouzdra, která nám umožní jednoduché povolení a přesunutí spojky. Zároveň je svěrné pouzdro vhodné k přenosu točivého momentu ze spojky na hřídel při zachování požadavku na bezvůlové spojení hřídelů.

### ***Maximální torzní tuhost spojení***

Pro maximální zkrácení odezvy mezi kladkou a motorem je vyžadována maximální tuhost hřídelové spojky. V našem případě jsme však značně omezeni zástavbovým prostorem okolo spojky, takže musíme volit spojku, která se vejde do prostoru mezi hřídeli.

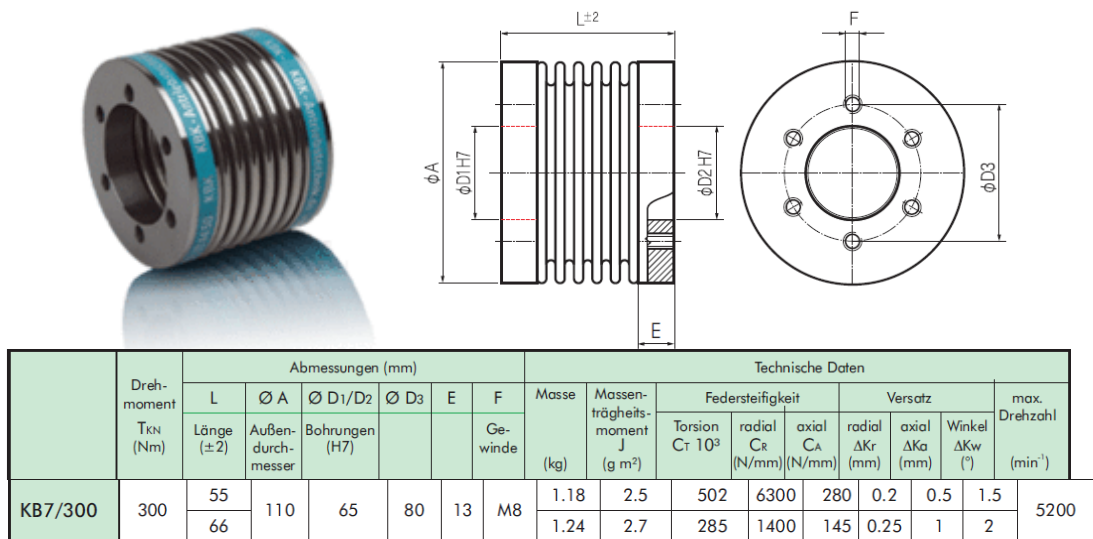
### ***Vyrovnání nesouososti hřídelů***

Předpokládáme nepřesnosti při upevnění motorů i v uložení hřídelů. Kdybychom pevně spojili sousední hřídele nepružným spojením, došlo by k přetěžování ložisek jak v uložení hřídelů, tak v motoru. Hřídelová spojka je schopna tyto nepřesnosti kompenzovat a zajistit tak dostatečně pevné spojení nesouosých hřídelů bez negativních dopadů spojení na ložiska.

## Jednoduchá montáž a demontáž

Z důvodu nemožnosti obrobení kontaktních ploch na stojině servomotoru, které by přesně definovaly jeho polohu na nosném rámu, bude zapotřebí motor nejprve přesně ustanovit na rámu, vyřešit souosost s hřídelem, na který má být napojený a posléze spojení realizovat pomocí dané hřídelové spojky. Tato spojka tedy musí jít vsadit mezi již pevně uložené hřídele. Z tohoto důvodu byla zvolena vlnovcová hřídelová spojka (obr. 12), která se přišroubuje mezi dvě obráběné příruby (obr. 13), které budou spojeny s hřídeli pomocí svěrných pouzder (obr. 14, 15).

## Základní parametry spojky KBK



Obr. 12 Parametry spojky

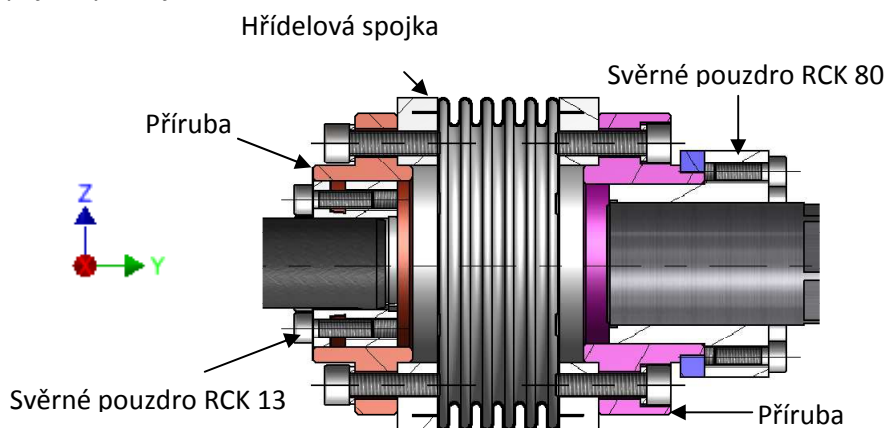
## Kontrola spojky:

$$M = 280 \text{ Nm}, M_{kd} = 300 \text{ N} \quad (9)$$

$$M < M_{kd}, 280 < 300 \quad (10)$$

$$k = \frac{M_{kd}}{M} = \frac{300}{280} = 1,07 \quad (11)$$

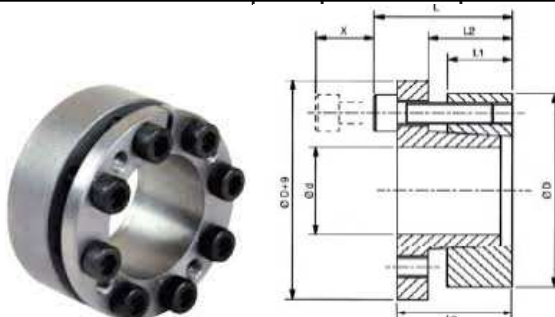
Spojka vyhovuje.



Obr. 13 Sestava spojení

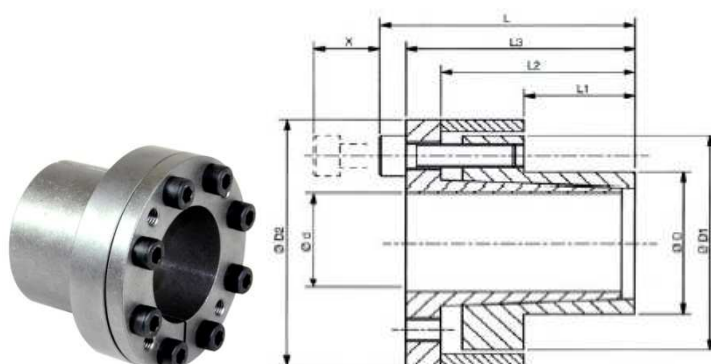
Sestava byla dále doplněna o svěrná pouzdra společnosti RCK

Upínací pouzdra RCK13 - samostředící / Clamping Elements RCK13 - Self-centring																	
Označení / Obj.č. Part.No.	Rozměry / Dimensions							Moment/ Torque Mt [Nm]	Tlak/Pressure			Up.šrouby/Clamp.Screws			Uvolň./Extr.		Hmot/ Weight [kg]
	d [mm]	D [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	L [mm]	Hř./Shaft [N/mm2]		Nab./Hub [N/mm2]	Počet/ No.	Typ/ Type	Moment/ Torq.Nm	Typ/ Type	Počet/ No.			
RCK13-30x55	30	55	17	22	28	34	660	235	130	6	M6x20	14	M6	3	0.30		



Obr. 14 Parametry svěrného pouzdra

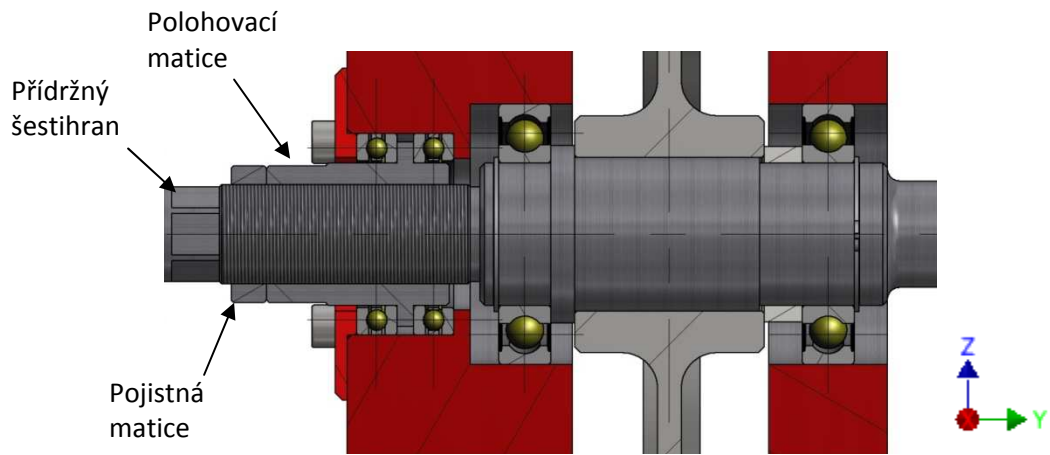
Upínací pouzdra RCK80+A349 - samostředící / Clamping Elements RCK80 - Self-centring+A357																		
Označení / Obj.č. Part.No.	Rozměry / Dimensions								Moment/ Torque Mt [Nm]	Tlak/Pressure			Up.šrouby/Clamp.Screws			Uvolň./Extr.		Hmot/ Weight [kg]
	d [mm]	D [mm]	D1 [mm]	D2 [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	L [mm]		Hř./Shaft [N/mm2]	Nab./Hub [N/mm2]	Počet/ No.	Typ/ Type	Moment/ Torq.Nm	Typ/ Type	Počet/ No.		
RCK80-40x53	40	53	69	75	31,5	45,5	52,5	58,5	900	96	72	8	M6x18	17	M6	4	0.66	



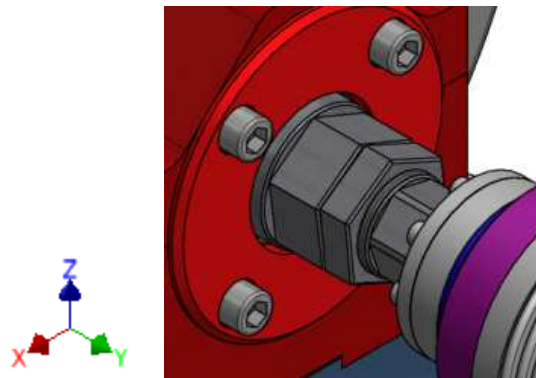
Obr. 15 Parametry svěrného pouzdra

## 5.2 Uložení kladek a nastavování rozchodu

Kladky budou připevněny k nosným hřídelům pomocí nalisování. Základní požadavky na uložení kladek jsou maximální tuhost uložení a možnost změny rozchodu dvojice kladek. Možnost změny rozchodu požadujeme z důvodu přesného zarovnání přední a zadní dvojice kladek (nastavení soustopy) a také k možnosti simulace jízdy podvozku s různými velikostmi rozchodu. Aby bylo možné měnit rozchod, je třeba zajistit, aby se hřídel s kladkou mohla posouvat v ložiskových domcích. To bude zajištěno axiálně volným uložením radiálních ložisek a axiální síly budou přenášet zvláště uložená axiální kuličková ložiska (obr. 16), která jsou součástí mechanismu umožňujícího nastavení přesné polohy kladky vůči nosné konstrukci. Mechanismus pro nastavování rozchodu pracuje na principu transformace rotačního pohybu na pohyb přímočarý, a to za pomoci závitové dvojice. Nastavování se bude provádět pomocí dvojice klíčů na šestihrané matici. Na hřídeli je obroben šestihran, který slouží k přidržení hřídele při povolování pojistné matice a při samotném polohování kladky pomocí polohovací matice (obr. 17).

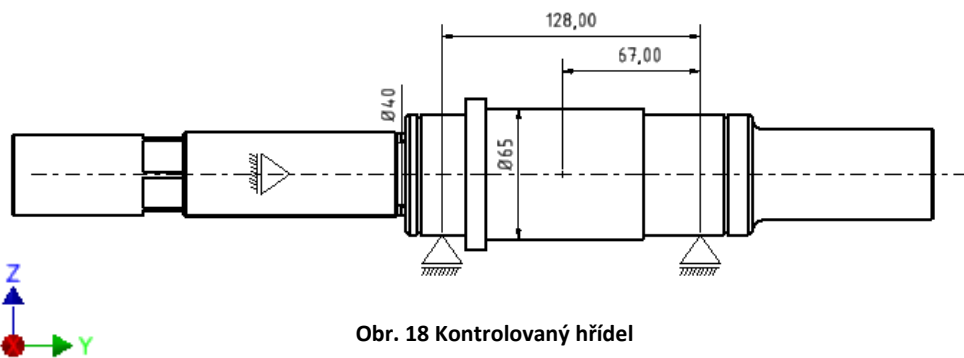


Obr. 16 Uložení kladek



Obr. 17 Matice s pojistnou maticí a přídržným šestihranem

### Kontrola hřídele



Obr. 18 Kontrolovaný hřídel

### Výpočet zatěžujících sil

Hřídel (obr. 18) bude přenášet síly vznikající v kontaktu kola podvozku s kladkou stavu. Vstupní síla  $G_m$  vyplývá ze zatížení kladkového stavu testovaným podvozkem o hmotnosti  $m_c = 1050 \text{ kg}$ . Pokud tuto hmotnost podělíme počtem kladek, které ji přenášejí, dostaneme:

$$m_k = \frac{1050}{4} = 262,5 \text{ kg} \quad (12)$$

na jednu kladku. Po přenásobení této hmotnosti gravitační konstantou  $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  dostaneme hodnotu tíhy  $G_m$  působící na jednu kladku.

$$G_m = m_k * g = 262,5 * 9,81 = 2575,125 \text{ N} \quad (13)$$

Protože kontaktní plochy mezi kladkou a kolem podvozku na sebe nejsou kolmé, ale byla použita kola s kuželovitostí 10:1, rozloží se tíha  $G_m$  na dvě na sebe kolmé síly  $F_r$  a  $F_{ax}$  (obr. 19). Úhel mezi kontaktními plochami získáme z rovnice:

$$\text{tg}(\alpha) = \frac{1}{10} \quad (14)$$

poté

$$\alpha = \text{arctg}\left(\frac{1}{10}\right) = 5,71^\circ \quad (15)$$

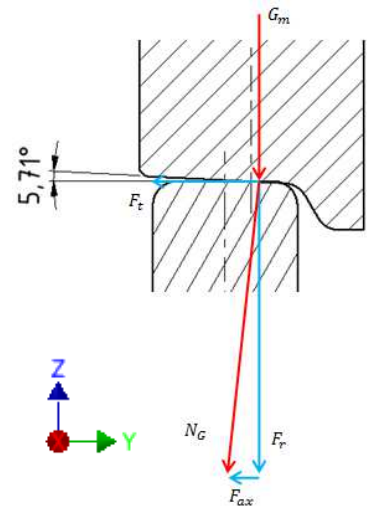
Síla  $F_r$  se dopočítá jako

$$F_r = G_m \quad (16)$$

$$F_r = 2\,575,125 \text{ N} \quad (17)$$

Sílu  $F_{ax}$  dopočteme jako

$$F_{ax} = G_m * \text{tg}(\alpha) \quad (18)$$



Obr. 19 Rozklad sil

K tomuto vztahu musíme připočíst sílu smykovou, vznikající od síly  $F_r$ , která bude vznikat při vlnivém pohybu podvozku v koleji. Sílu získáme jako:

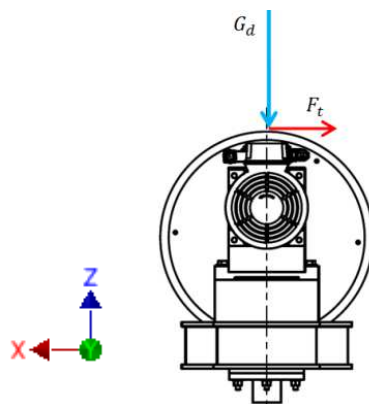
$$F_{at} = F_r * f \quad (19)$$

kde  $f = 0,4$  je součinitel tření. Výsledná síla v axiálním směru osy hřídele je tedy:

$$F_{ax} = 2575,125 * \text{tg}(5,71) + 2575,125 * 0,4 = 1\,287,54 \text{ N} \quad (20)$$

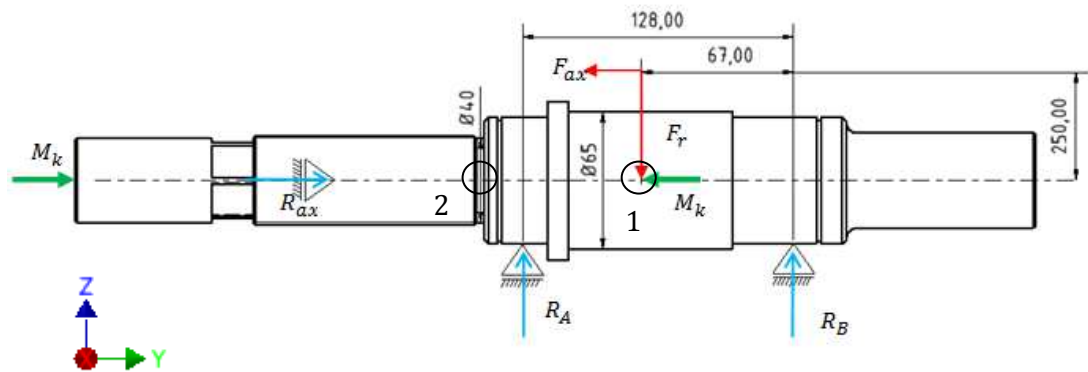
V důsledku odvalování kol na kladkách bude vznikat síla tečná na průměr kladek (obr. 20) tedy:

$$F_t = G_m * f = 2575,125 * 0,4 = 1\,030 \text{ N} \quad (21)$$



Obr. 20 Smět tečné síly

## Zatížení hřídele



Obr. 21 Zatížení hřídele

$$F_r = 2\,575,125 \text{ N}$$

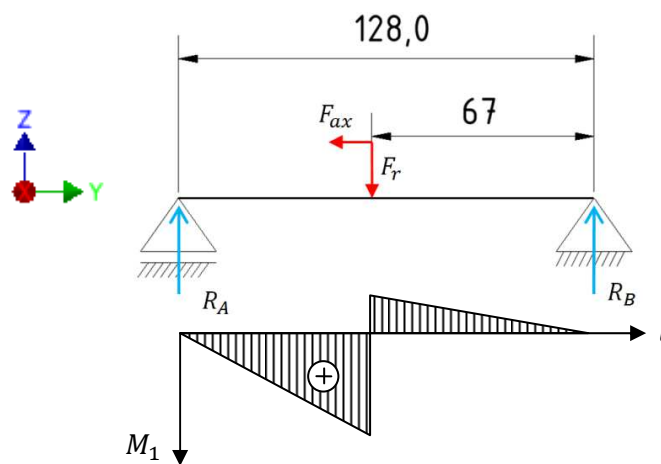
$$F_t = 1\,030 \text{ N}$$

$$F_{ax} = 1\,287,54 \text{ N}$$

$$M_k = M = 280 \text{ Nm}$$

### Výpočet reakcí (rovina radiálních sil)

$$F_{ax} = R_{ax} \tag{22}$$



Obr. 22 Zjednodušené schéma a průběh momentu

$$R_A + R_B - F_r = 0 \tag{23}$$

$$F_r * 67 - R_A * 128 + F_{ax} * 250 = 0 \tag{24}$$

$$R_A = \frac{F_r * 67 + F_{ax} * 250}{128} \tag{25}$$

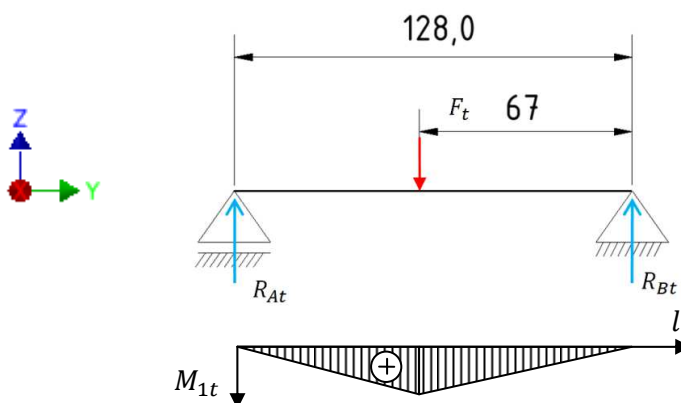
$$R_A = \frac{2\,575,125 * 67 + 1\,287,54 * 250}{128} \tag{26}$$

$$R_A = 3\,862,64\text{ N} \quad (27)$$

$$R_B = -R_A + F_r = -3862,64 + 2575,125 \quad (28)$$

$$R_B = -1\,287,52\text{ N} \quad (29)$$

### Výpočet reakcí (rovina tečných sil)



Obr. 23 Zjednodušené schéma a průběh momentu

$$R_{At} + R_{Bt} - F_t = 0 \quad (30)$$

$$F_t * 67 - R_{At} * 128 \quad (31)$$

$$R_{At} = \frac{F_t * 67}{128} = \frac{1030 * 67}{128} \quad (32)$$

$$R_{At} = 539,14\text{ N} \quad (33)$$

$$R_{Bt} = -R_{At} + F_t = -539,14 + 1030 \quad (34)$$

$$R_{Bt} = 490,86\text{ N} \quad (35)$$

### Výpočet redukovaného momentu v místě 1

(Obr. 21)

$$M_1 = R_A * (128 - 67) = 3862,64 * (128 - 67) \quad (36)$$

$$M_1 = 235\,621\text{ Nmm} \quad (37)$$

$$M_{1t} = R_{At} * (128 - 67) = 539,14 * (128 - 67) \quad (38)$$

$$M_{1t} = 32\,887,54\text{ Nmm} \quad (39)$$

$$M_{1Red} = \sqrt{M_1^2 + M_{1t}^2} = \sqrt{235\,621^2 + 32\,887,54^2} \quad (40)$$

$$M_{1tRed} = 237\,905,12\text{ Nmm} \quad (41)$$



### Výpočet napětí v místě 1

(Obr. 21)

$$\sigma_1 = \text{ohyb} + \text{tlak} \quad (42)$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{1Red}}{w_o} + \frac{F_{ax}}{S} = \sigma_1 = \frac{M_{1Red}}{\frac{\pi * d^3}{32}} + \frac{F_a}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{237\,905,12}{\frac{\pi * 65^3}{32}} + \frac{1287,54}{\frac{\pi * 65^2}{4}} \quad (43)$$

$$\sigma_1 = 9,21 \text{ MPa} \quad (44)$$

$$\tau_1 = \text{krut} \quad (45)$$

$$\tau_1 = \frac{M_k}{w_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{280}{\frac{\pi * 0,065^3}{16}} \quad (46)$$

$$\tau_1 = 5\,192\,638,289 \text{ Pa} = 5,19 \text{ MPa} \quad (47)$$

### Výpočet redukovaného napětí v místě 1

(Obr. 21)

$$\sigma_{1red}^{\tau_{max}} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 * \tau_1^2} \quad (48)$$

$$\sigma_{1red}^{\tau_{max}} = \sqrt{9,21^2 + 4 * 5,19^2} \quad (49)$$

$$\sigma_{1red}^{\tau_{max}} = 13,9 \text{ MPa} \quad (50)$$

V kontrolovaném místě 1 (obr. 21) je napětí  $\sigma_{1red}^{\tau_{max}} = 13,9 \text{ MPa}$ .

Maximální dovolené napětí je rovno  $\sigma_d = 70 \text{ MPa}$ .

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{1red}^{\tau_{max}}} = \frac{70}{13,9} = 5,04 \quad (51)$$

Hřídel vyhovuje.

### Výpočet napětí v místě 2

Místo 2 (Obr. 21) je namáháno pouze tlakem a krutem.

$$\sigma_2 = \frac{F_{ax}}{S} = \frac{F_a}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{1287,54}{\frac{\pi * 40^2}{4}} = 1,02 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$\tau_2 = \frac{M_k}{w_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi * d^3}{16}} = \frac{280}{\frac{\pi * 0,040^3}{16}} = 22\,281\,692,03 \text{ Pa} \quad (53)$$

$$\tau_2 = 22,28 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$\sigma_{2red}^{\tau max} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4 * \tau_1^2} \quad (55)$$

$$\sigma_{2red}^{\tau max} = \sqrt{1,02^2 + 4 * 22,28^2} \quad (56)$$

$$\sigma_{2red}^{\tau max} = 44,57 \text{ MPa} \quad (57)$$

Maximální dovolené napětí je rovno  $\sigma_d = 85 \text{ MPa}$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{2red}^{\tau max}} = \frac{85}{44,57} = 1,9 \text{ Hřídel vyhovuje.} \quad (58)$$

### **Kontrola ložisek**

V dalších krocích se budeme zabývat kontrolou ložisek v uložení kladek. Velikosti reakcí pod ložisky již máme vypočtené z předchozích kroků.

$$R_A = 3\,862,64 \text{ N} \quad (27) \quad R_B = -1\,287,52 \text{ N} \quad (29)$$

$$R_{At} = 539,14 \text{ N} \quad (33) \quad R_{Bt} = 490,28 \text{ N} \quad (35)$$

Více přitížené je ložisko pod reakcemi  $R_A$  a  $R_{At}$ . Kontrolovat se bude pouze toto ložisko.

$$F_{RA} = \sqrt{R_A^2 + R_{At}^2} \quad (59)$$

$$F_{RA} = \sqrt{3862,64^2 + 539,14^2} \quad (60)$$

$$F_{RA} = 3\,899,9 \text{ N} \quad (61)$$

Ložisko je namáháno čistě radiální silou tedy platí:

$$P = F_{RA} \quad (62)$$

Dále dosadím do vzorce pro stanovení minimální dynamické únosnosti ložiska kde  $L_h = 2000 \text{ h}$  je požadovaná životnost a  $n = 600 \text{ ot/min}$  jsou otáčky kladky.

$$C = P * \sqrt[3]{L_h * n * 60 * 10^{-6}} = 3\,899,9 * \sqrt[3]{2000 * 600 * 60 * 10^{-6}} = 16\,224,65 \text{ N} \quad (63)$$

Minimální dynamická únosnost ložiska musí být  $C = 16\,224,24 \text{ N}$ .

Zvoleno ložisko SKF 6212-2Z,  $C = 55 \text{ kN}$ .

$$k = \frac{55\,000}{16\,224,24} = 3,39 \quad (64)$$

Ložisko vyhovuje.

### Výpočet ložisek přenášejících axiální síly:

$$F_{ax} = 1\,287,54\text{ N}$$

Ložisko je zatěžováno čistě axiální silou.

$$F_{ax} = P \quad (65)$$

$$C = P * \sqrt[3]{L_h * n * 60 * 10^{-6}} \quad (66)$$

$$C = 1287,54 * \sqrt[3]{2000 * 600 * 60 * 10^{-6}} = 5\,356,38\text{ N} \quad (67)$$

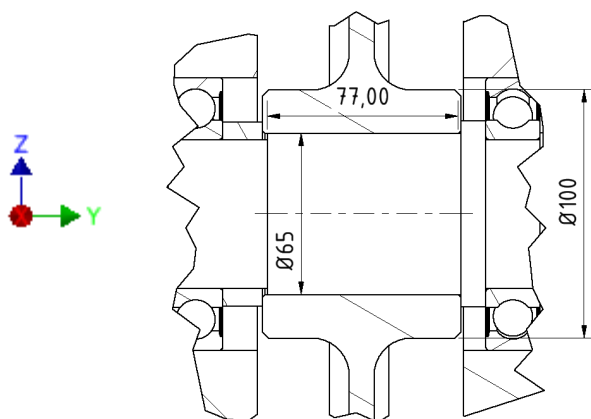
Zvoleno ložisko SKF 51112 C = 41,6 kN

$$k = \frac{41\,600}{5\,356,38} = 7,67 \quad (68)$$

Ložisko vyhovuje.

### Návrh nalisování

Návrh nalisování je spočten pro dvě varianty provedení. První varianta počítá s nalisováním náboje na hřídel, druhá varianta počítá s nasazením náboje na hřídel po zahřátí.



Obr. 24 Rozměry lisovaného spoje

### Výpočet minimálního tlaku ve spoji

Výpočet pro hodnoty:

Bezpečnost  $k = 1.1$ .

Přenášený krouticí moment  $M_k = 280\text{ Nm}$ .

Průměr lisovaného spoje  $d_h = 65\text{ mm}$ . (Obr. 24)

Délka lisovaného spoje  $L_l = 77\text{ mm}$ . (Obr. 24)

Součinitel tření mezi hřídelem a nábojem  $f_l = 0,12$ .

$$p_{min} = \frac{k * M_k}{\pi * d_h * L_l * f * \frac{d_h}{2}} = \frac{1,1 * 280}{\pi * 0,065 * 0,077 * 0,12 * \frac{0,065}{2}} \quad (69)$$

$$p_{min} = 5,02 \text{ MPa} \quad (70)$$

### Stanovení minimálního přesahu pro nalisování

Výpočet pro hodnoty:

$w$  = přesah, který se strhne při nalisování

$\Delta d_{wmin}$  = výrobní přesah – předepisovaný na výkresech

$\Delta d_{min}$  = přesah efektivní – vedoucí ke vzniku tlaku  $p_{min}$

$Ra^H$  = drsnost povrchu hřídele =  $0,8 \mu m$  (Tab. 1)

$Ra^N$  = drsnost povrchu náboje =  $1,6 \mu m$  (Tab. 1)

$C_N$  = geometrická konstanta

$D_N$  = Vnější průměr náboje =  $100 \text{ mm}$  (Obr. 24)

$E$  = modul pružnosti =  $2,1 * 10^5 \text{ MPa}$

d [mm]	Ra [ $\mu m$ ]		
	hřídel	náboj	
< 50	0,1	0,2	Za studena
	0,4	0,8	
	0,8	1,6	
50 + 120	0,8	1,6	
120 + více	1,6	1,6	
0 + 250	1,6	1,6	Za tepla
250 + více	1,6	3,2	

Tab. 1 Doporučené hodnoty drsností

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w \quad (71)$$

$$w = 5,5 * (Ra^H + Ra^N) = 5,5 * (0,8 + 1,6) \quad (72)$$

$$w = 13,2 \mu m \quad (73)$$

$$C_N = \frac{\left(\frac{D_N}{d_H}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_N}{d_H}\right)^2 - 1} = \frac{D_N^2 + d_H^2}{D_N^2 - d_H^2} = \frac{100^2 + 65^2}{100^2 - 65^2} \quad (74)$$

$$C_N = 2,4632 \quad (75)$$

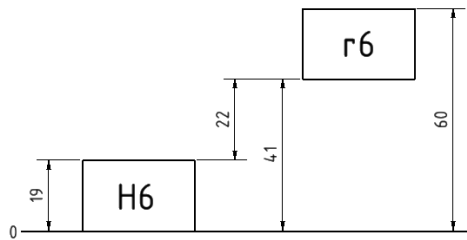
$$\Delta d_{min} = p_{min} * d_h * \frac{1}{E} * (C_N + 1) = 5,02 * 65 * \frac{1}{2,1 * 10^5} * (2,4632 + 1) \quad (76)$$

$$\Delta d_{min} = 5,38 * 10^{-3} \text{ mm} = 5,38 \mu m \quad (77)$$

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w = 5,38 + 13,2 \quad (78)$$

$$\Delta d_{wmin} = 18,58 \mu m \quad (79)$$

Bylo zvoleno toleranční pole H6/r6 (obr. 25).



Obr. 25 Toleranční pole

### Kontrolní výpočet

$p_{max}$  = tlak ve spoji od maximálního přesahu zvolené tolerance

$\Delta d_{max}$  = maximální přesah zvolené geometrické tolerance = 0,060 mm

$$p_{max.n} = \frac{\Delta d_{max}}{d_h * \frac{1}{E} * (C_N + 1)} = \frac{0,060}{65 * \frac{1}{2,1 * 10^5} * (2,4632 + 1)} \quad (80)$$

$$p_{max.n} = 55,97 \text{ MPa} \quad (81)$$

Kontrola maximálního napětí ve spoji podle teorie  $\tau_{max}$ .

$$\sigma_{red.l}^{\tau_{max}} = p_{max} * (C_N + 1) = 56 * (2,4632 + 1) \quad (82)$$

$$\sigma_{red.l}^{\tau_{max}} = 193,94 \text{ MPa} \quad (83)$$

Maximální dovolené napětí ve spoji je  $\sigma_{d.l} = 200 \text{ MPa}$ .

$$\sigma_{red.l}^{\tau_{max}} < \sigma_d \quad (84)$$

$$193,94 < 200 \text{ spojení vyhovuje.} \quad (85)$$

### Výpočet lisovací síly $F_L$

$$F_L = \pi * d_h * L_l * f_l * p_{max} = \pi * 0,065 * 0,077 * 0,12 * 56 * 10^6 \quad (86)$$

$$F_L = 103\,776,23 \text{ N} \quad (87)$$

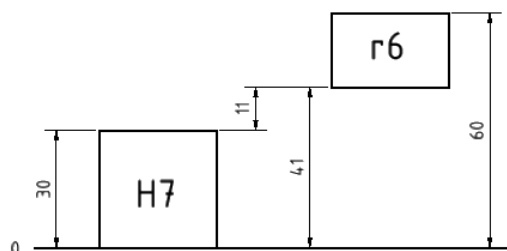
Pro nalisování kladky na hřídel je zapotřebí vyvinout lisovací sílu nejméně  $F_L = 105\,663 \text{ N}$ .

### Stanovení minimálního přesahu pro nasazení za tepla

Při nasazení náboje za tepla nedojde ke stržení části přesahu  $w$ . Potřebný přesah jsme již spočítali (79).

$$\Delta d_{min} = 5,38$$

Bylo zvoleno toleranční pole H7/r6 (obr. 26).



Obr. 26 Toleranční pole

### Kontrolní výpočet

$$p_{max.n} = \frac{\Delta d_{max}}{d_h * \frac{1}{E} * (C_N + 1)} = \frac{0,060}{65 * \frac{1}{2,1 * 10^5} * (2,4632 + 1)} \quad (88)$$

$$p_{max.n} = 56 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$\sigma_{red.n}^{\tau_{max}} = p_{max} * (C_N + 1) = 55 * (2,4632 + 1) \quad (90)$$

$$\sigma_{red.n}^{\tau_{max}} = 193,94 \text{ MPa} \quad (91)$$

Maximální dovolené napětí ve spoji je  $\sigma_{d.l} = 200 \text{ MPa}$ .

$$193,94 < 200 \text{ spojení vyhovuje.} \quad (92)$$

### Výpočet teploty pro nasazení $\Delta T$

$v = \text{přesah pro nasazení (plyne z uložení } \frac{H7}{g6})$

$\alpha = \text{součinitel teplotní roztažnosti pro ocel} = 11,5 * 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

$$\Delta T = \frac{\Delta d_{max} + v}{d_h * \alpha} = \frac{0,060 + 0,010}{65 * 11,5 * 10^{-6}} \quad (93)$$

$$\Delta T = 93,65 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (94)$$

Minimální rozdíl teplot mezi nábojem a hřídelí pro jednoduché nasazení kladky na hřídel je  $\Delta T = 93,65 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

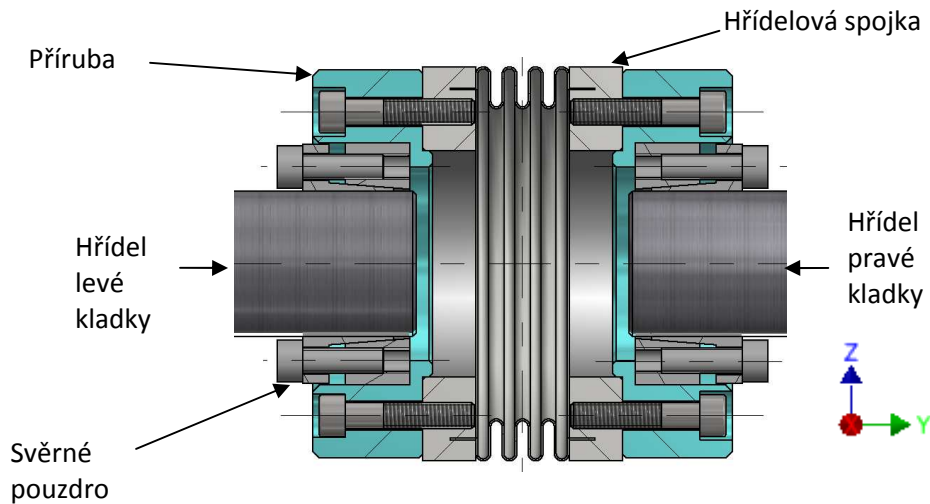
## 5.3 Spojení kladek do dvojice pro simulaci jízdy v přímém směru

Pro přesnou simulaci jízdy podvozku v přímém směru se nemůžeme zcela spoléhat na přesné řízení experimentu pomocí servomotorů, ale je zapotřebí vytvořit pevnou kinematickou vazbu mezi sousedními kladkami. Tato vazba nám zajistí totožné otáčky na obou sousedních kladkách a tím dosáhneme téměř ideálních podmínek jako v reálném přímém úseku trati. Pro spojení kladek bude použita hřídelová spojka, která musí splňovat několik důležitých kritérií, aby neznemožňovala realizaci dalších klíčových funkčních pohybů kladek. Mezi tato kritéria patří:

- Chod bez vůle
- Možnost snadného osového posuvu spojky
- Maximální torzní tuhost spojení
- Vyrovnání nesouososti hřídelů
- Jednoduchá montáž a demontáž spojky

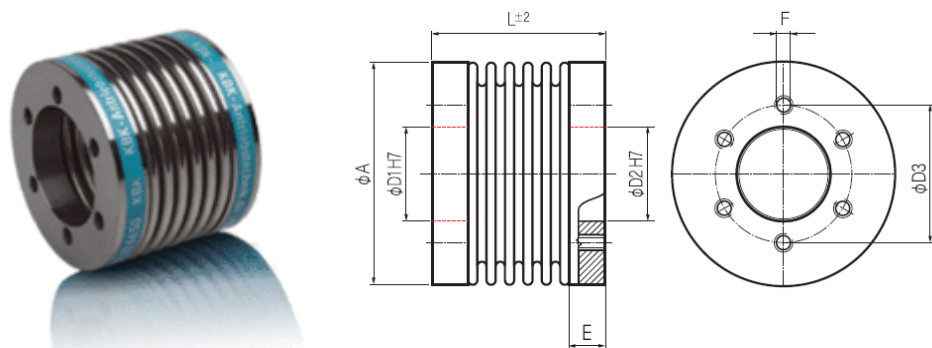
Popis jednotlivých dílčích kritérií již proběhl v kapitole 5.1 a u tohoto spojení jsou kritéria totožná. Jediný rozdíl je v důvodu požadavku na rozpojitelnost spojky. V tomto případě požadujeme rozpojitelnost spojky v případě, že chceme simulovat jízdu obloukem. Tedy musíme zajistit, aby se obě sousední kladky mohly otáčet rozdílnými otáčkami.

Hřídelová spojka tedy bude přišroubována na obrobené příruby, které budou svázány s hřídeli pomocí svěrných pouzder (obr. 27).



Obr. 27 Sestava spojky

Pro přenos točivého momentu byla zvolena vlnovcová hřídelová spojka od společnosti KBK (obr. 28) doplněná dvojicí svěrných pouzder od společnosti RCK (obr.29).



	Drehmoment T <sub>KN</sub> (Nm)	Abmessungen (mm)						Technische Daten								
		L	Ø A	Ø D1/D2	Ø D3	E	F	Masse (kg)	Massen- trägheits- moment J (g m <sup>2</sup> )	Federsteifigkeit			Versatz			max. Drehzahl (min <sup>-1</sup> )
		Länge (±2)	Außen- durch- messer	Bohrungen (H7)		Ge- winde	Torsion C <sub>T</sub> 10 <sup>3</sup>			radial C <sub>R</sub> (N/mm)	axial C <sub>A</sub> (N/mm)	radial ΔK <sub>r</sub> (mm)	axial ΔK <sub>a</sub> (mm)	Winkel ΔK <sub>w</sub> (°)		
KB7/500	500	61 72	122	70	94	16	M8	1.95 2.05	5.0 5.3	690 320	7790 970	100 85	0.2 0.25	0.5 1	1.5 2	4600

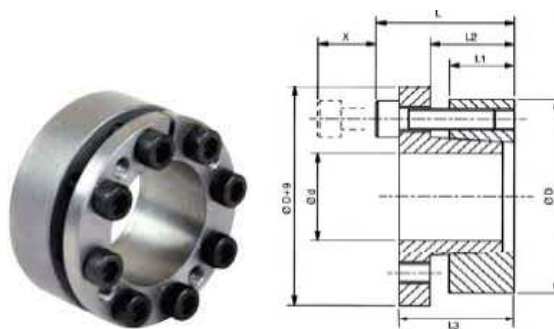
Obr. 28 Parametry spojky

$$M = 280 \text{ Nm}, M_d = 500 \text{ Nm} \quad (95)$$

$$M < M_d, 280 < 500 \quad (96)$$

$$k = \frac{M_d}{M} = \frac{500}{280} = 1,79 \quad (97)$$

Spojka vyhovuje.

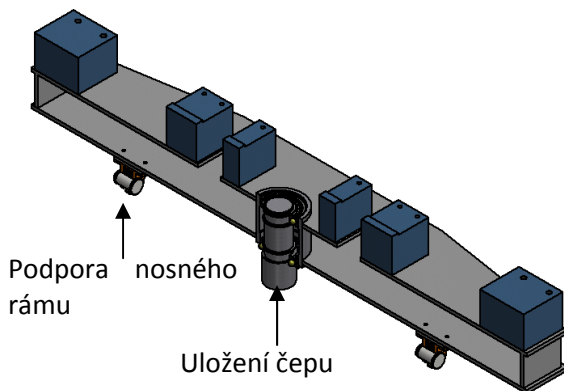


Upínací pouzdra RCK13 - samostředící / Clamping Elements RCK13 - Self-centring																
Označení / Obj.č. Part.No.	Rozměry / Dimensions						Moment/ Torque Mt [Nm]	Tlak/Pressure			Up.srouby/Clamp.Screws			Uvolň./Extr.		Hmot/ Weight [kg]
	d [mm]	D [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	L3 [mm]	L [mm]		Hř./Shaft [N/mm2]	Náb./Hub [N/mm2]	Počet/ No.	Typ/ Type	Moment/ Torq.Nm	Typ/ Type	Počet/ No.		
RCK13-40x65	40	65	17	22	28	34	1200	235	145	8	M6x20	14	M6	4	0.38	

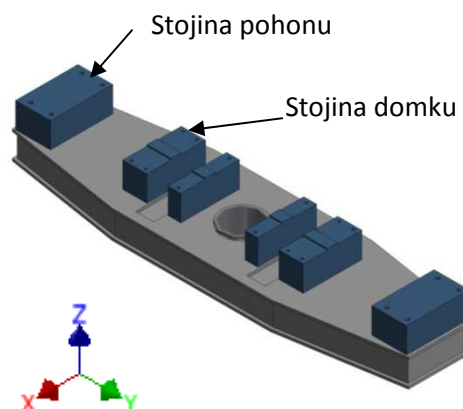
Obr. 29 Vlastnosti svěrného pouzdra

## 5.4 Nosný rám a jeho uložení

Hlavní funkcí nosného rámu je umožnit upevnění ložiskových domků a servomotorů na společný nosný prvek a umožnit tak jejich společné natáčení a naklápění. Nosný rám také přenáší tíhu experimentálního podvozku, motorů s kladkami a síly vznikající v kontaktu kol dále do konstrukce kladkového stavu. Rám bude vyroben jako svařenec z plechů. Po svaření budou na rámu obrobena plochy pro uložení domků, motorů a pro uložení čepu, kterým bude rám spojen s dalšími částmi konstrukce (obr. 31).



Obr. 30 Řez rámem



Obr. 31 Ukázka rámu

### Podpory nosného rámu

Z důvodu možného kmitání celého rámu ve vertikálním směru kvůli značné hmotnosti motorů umístěných na koncích rámu bude rám vybaven dvěma podporami v podobě radiálních kuličkových ložisek umístěných ve spodní části rámu (obr. 30). Díky těmto ložiskům se bude moci nosný rám odvalovat po konstrukci kladkového stavu a dojde jednak k odlehčení rámové konstrukce z hlediska ohybu, tak k odlehčení čepu, který nebude



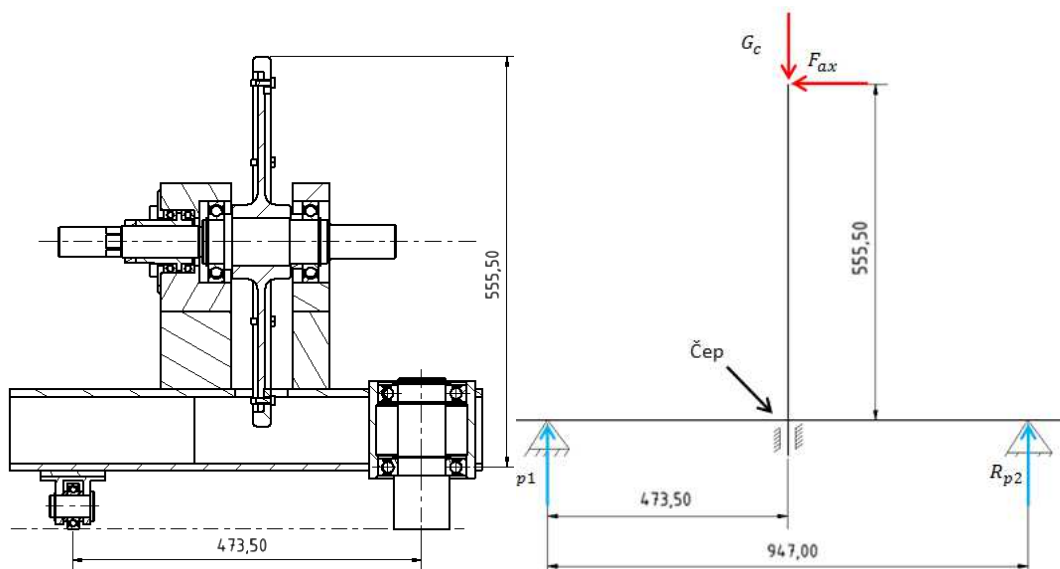
zatěžován hmotností celé sestavy kladek, nosného rámu a testovaného podvozku. Dále se zabrání možnému kmitání rámu buzeného rotací pohonů na koncích rámu, které by mohlo nastat v případě uložení rámu pouze na centrálním čepu.

### Pevnostní kontrola podpor

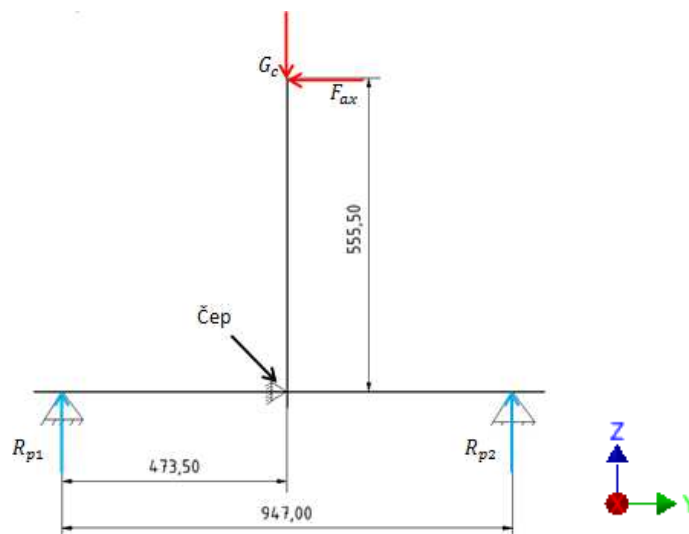
Pro výpočet namáhání podpor se vychází z předpokladu, že čep se chová jako mechanismus a nezachycuje žádný moment. Tento předpoklad nám také dovolí zjednodušit výpočetní model ze staticky neurčité úlohy na staticky určitou (obr. 32, 33). Podpory jsou tedy zatíženy hmotností kladek  $m_d = 482 \text{ kg}$  a polovinou hmotnosti testovaného podvozku  $m_m = 1050 \text{ kg}$

$$G_c = g * \left( \frac{m_m}{2} + m_d \right) = 9,81 * \left( \frac{1050}{2} + 482 \right) = 9\,876,67 \text{ N} \quad (98)$$

K těmto silám se navíc připočítá síla vznikající v kontaktu kola s kladkou tedy  $F_{ax} = 1287,54 \text{ N}$ . Sílu však musíme nejdříve přepočítat tak, jak by působila v místě reakce  $R_{p1}$ . Toto silové zatížení je nejnepríznivější možná varianta, která může teoreticky nastat.



Obr. 32 Schéma sil (Staticky neurčitá úloha)



Obr. 33 Schéma sil (Staticky určitá úloha)

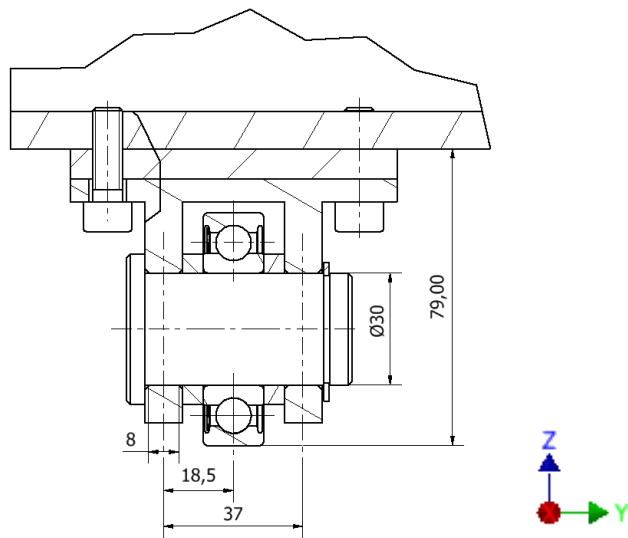
Výslednou velikost reakce  $R_{p1}$  získáme z momentové rovnováhy k místu působivosti reakce  $R_{p2}$ .

$$R_{p1} * 947 - G_c * 473,5 - F_{ax} * 555,50 = 0 \quad (99)$$

$$R_{p1} = \frac{G_c * 473,5 + F_{ax} * 555,50}{947} \quad (100)$$

$$R_{p1} = \frac{9876,67 * 473,5 + 1287,54 * 555,50}{947} = 5\,693,6\,N \quad (101)$$

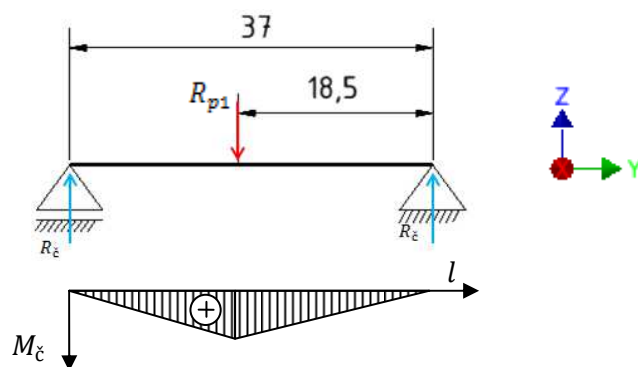
Ze znalosti reakce  $R_{p1}$  můžeme dopočítat namáhání ložiska v podpoře a namáhání čepu podpory. Čep podpory (obr. 34) otestujeme na ohyb, otláčení a stříh, dále otestujeme stojinu podpory na tlakové namáhání.



Obr. 34 Rozměry podpory

### Kontrola čepu podpory na ohyb

Čep můžeme nahradit jednoduchým nosníkem a dopočítat reakci  $R_{\check{c}}$  vznikající od zatížení silou  $R_{p1}$ .



Obr. 35 Zjednodušené schéma a průběh momentu

$$R_{\check{c}} = \frac{R_{p1}}{2} = \frac{5\,693,6}{2} = 2\,846,8\,N \quad (102)$$

Maximální ohybový moment  $M_{\zeta}$  se nachází uprostřed smyšleného nosníku (obr. 35) a spočteme ho ze vztahu:

$$M_{\zeta} = R_{\zeta} * 18,5 = 2\,846,8 * 18,5 = 52\,665,8 \text{ Nmm} \quad (103)$$

V místě největšího ohybového momentu zkontrolujeme velikost napětí  $\sigma_{\zeta}$  pro  $d_{\zeta} = 30 \text{ mm}$  (Obr. 34).

$$\sigma_{\zeta} = \frac{M_o}{w_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi * d_{\zeta}^3}{32}} = \frac{52\,665,8}{\frac{\pi * 30^3}{32}} = 19,9 \text{ MPa} \quad (104)$$

Maximální dovolené napětí je rovno  $\sigma_d = 150 \text{ MPa}$ .

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{\zeta}} = \frac{150}{19,9} = 7,5 \quad (105)$$

### **Kontrola čepu podpory na otláčení**

Otláčení vypočítáme jednoduše za pomoci vzorce:

$$p = \frac{F}{S} \quad (106)$$

Kde síla  $F$  odpovídá velikosti reakce  $R_{\zeta}$  a  $S$  je plocha daná součinem průměru čepu  $d_{\zeta} = 30 \text{ mm}$  a šířky stojiny čepu  $a = 8$  (Obr. 34). Po dosazení dostaneme:

$$p = \frac{R_{\zeta}}{d_{\zeta} * a} = \frac{2\,846,8}{30 * 8} = 11,9 \text{ MPa} \quad (107)$$

Maximální dovolený tlak ve spoji je  $p_d = 100 \text{ MPa}$

$$k = \frac{p_d}{p} = \frac{100}{11,9} = 8,4 \quad (108)$$

### **Kontrola čepu podpory na stříh**

Obdobně spočteme i velikost napětí ve stříhu s tím rozdílem, že za plochu  $S$  dosadíme plochu stříhaného průřezu.

$$\tau_{\zeta} = \frac{F}{S} = \frac{R_{\zeta}}{\frac{\pi * d_{\zeta}^2}{4}} = \frac{2\,846,8}{\frac{\pi * 30^2}{4}} = 4 \text{ MPa} \quad (109)$$

Maximální dovolené napětí je rovno  $\tau_d = 85 \text{ MPa}$

$$k = \frac{\tau_d}{\tau_{\zeta}} = \frac{85}{4} = 21,25 \quad (110)$$

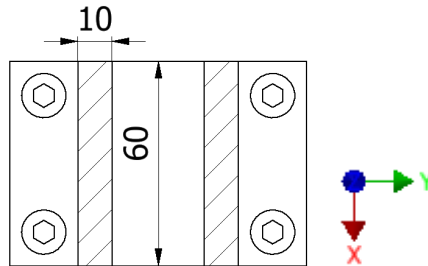
### **Kontrola napětí ve stojině podpory**

Stojina bude namáhána tlakem, který odpovídá podílu zatěžovací reakce  $R_{\zeta}$  a plochy průřezu stojiny  $S$ , která je dána součinem rozměrů  $b = 10 \text{ mm}$  a  $c = 60 \text{ mm}$  stojiny (Obr. 36).

$$\sigma_s = \frac{F}{S} = \frac{R_{\zeta}}{b * c} = \frac{2\,846,8}{10 * 60} = 4,7 \text{ MPa} \quad (111)$$

Maximální dovolené napětí je  $\sigma_d = 100 \text{ MPa}$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_s} = \frac{100}{4,7} = 21,3 \quad (112)$$



Obr. 36 Rozměry stojiny

### **Kontrola ložiska**

Ložisko bude zatěžováno pouze staticky, tedy nebudeme počítat dynamickou únosnost ložiska, ale pouze porovnáme jeho statickou únosnost  $C_o$  se zatěžující silou  $R_{p1} = 5\,693,6 \text{ N}$ .

Volím ložisko SKF 6206-RZ  $C_o = 11,2 \text{ kN}$

$$R_p < C_o \quad (113)$$

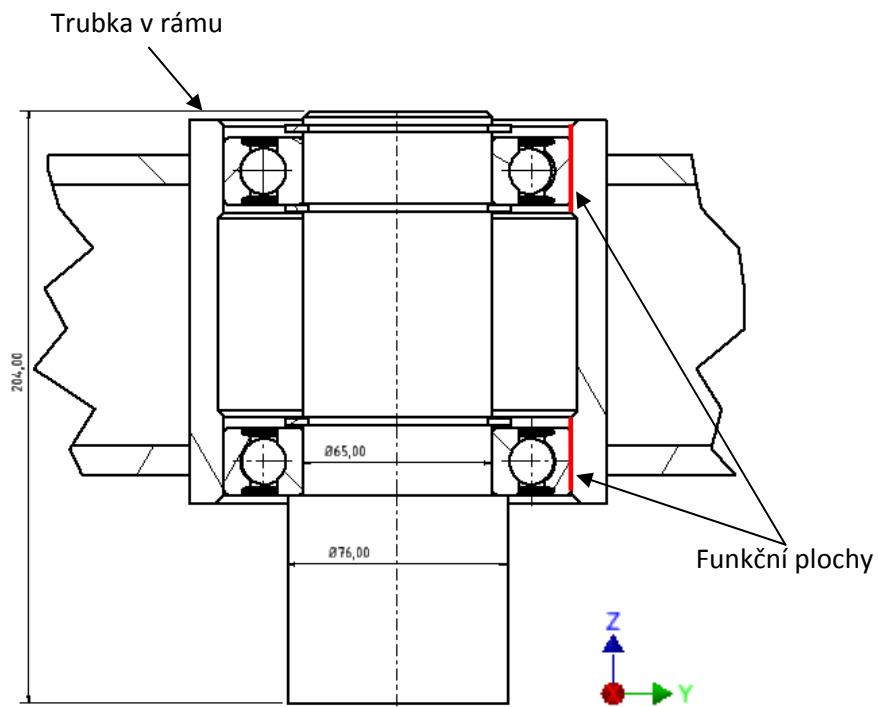
$$5\,775,8 < 11200 \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje} \quad (114)$$

$$k = \frac{C_o}{R_p} = \frac{11200}{5\,693,6} = 1,97 \quad (115)$$

Všechny kontroly ukázaly, že podpora rámu je dimenzována s ohledem na vysokou hodnotu bezpečnosti. Toto dimenzování je důležité pro celkovou tuhost konstrukce stavu a pro jeho stabilitu při dynamických dějích spojených s průběhem simulace.

### **Uložení čepu v nosné konstrukci**

Čep tvoří pevný bod, okolo kterého se bude otáčet celá nosná konstrukce s kladkami. Pro správné natáčení kladek kolem osy z pro simulaci jízdy podvozku obloukem je nezbytné zajistit přesné uložení čepu v nosném rámu. Z tohoto důvodu bude čep uložen do trubky přivařené uprostřed nosné konstrukce. Uvnitř trubky budou předpřipraveny funkční plochy (obr. 37), které se dokončí až po přivaření trubky do rámu společně s funkčními plochami na dosedacích plochách pro ložiskové domky. Tím by měla být zajištěna přesná poloha čepu vzhledem k ložiskovým domkům.

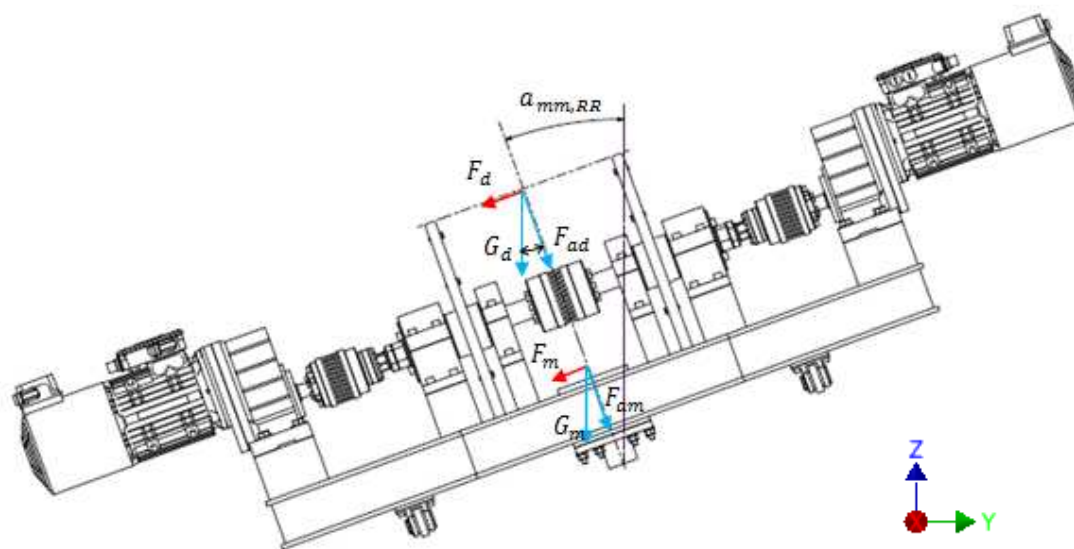


Obr. 37 Uložení čepu

### Výpočet sil přenášených čepem

Pro výpočet sil přenášených čepem bude uvažována nejméně příznivá varianta, tedy že podpory nosného rámu přenesou pouze tíhu uložení kladek. Momenty vzniklé od náklonu stavu a od tečných sil přenesou čep. Čep se tedy nebude chovat jako mechanismus. Poloha těžiště vlastní sestavy kladek a její hmotnost byla stanovena na základě 3D dat.

### Zatížení



Obr. 38 Rozklad sil

### Síly plynoucí z náklonu kladek

$$m_{dvojkoří} = 525 \text{ kg}$$

$$m_m = 483 \text{ kg}$$

$F_d$  = síla vznikající rozkladem tíhy neseného dvojkolí (obr. 38)

$$F_d = m_{dvojkolí} * g * \sin(a_{mm,RR}) \quad (116)$$

$$F_d = 525 * 9,81 * \sin(8) \quad (117)$$

$$F_d = 716,78 \text{ N} \quad (118)$$

$F_m$  = síla vznikající rozkladem tíhy sestavy kladek(obr. 38)

$$F_m = m_m * g * \sin(a_{mm,RR}) \quad (119)$$

$$F_m = 483 * 9,81 * \sin(8) \quad (120)$$

$$F_m = 659,43 \text{ N} \quad (121)$$

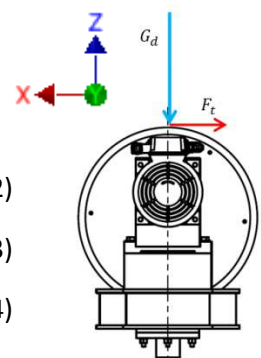
### Síly plynoucí z odvalování podvozku

(Obr. 39)

$$F_t = m_{dvoukolí} * g * f \quad (122)$$

$$F_t = 525 * 9,81 * 0,4 \quad (123)$$

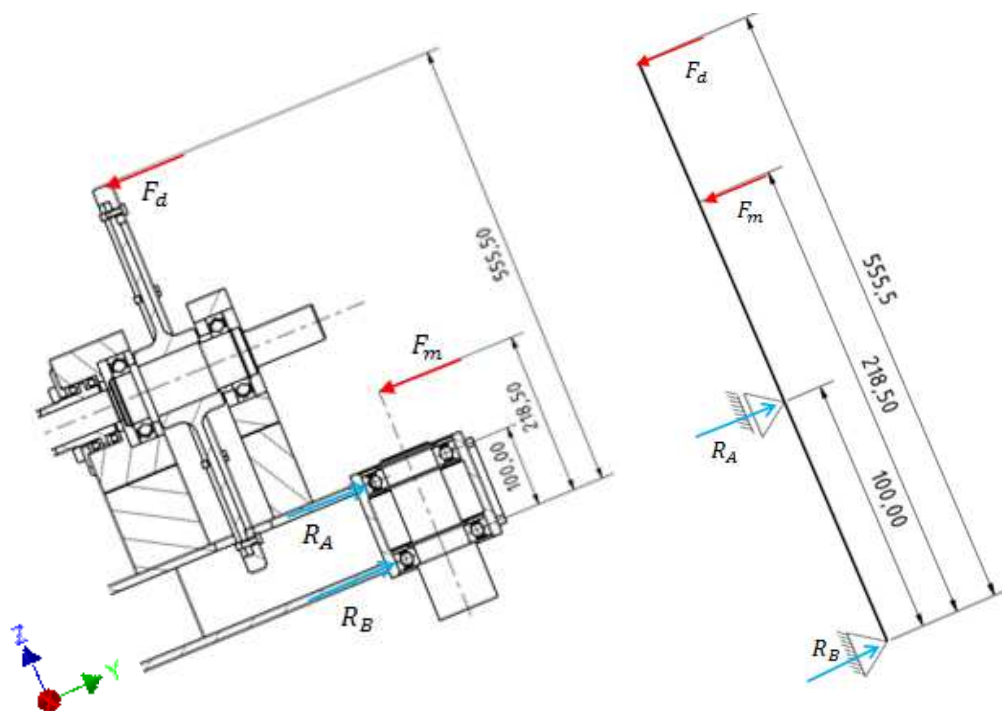
$$F_t = 2\,060 \text{ N} \quad (124)$$



Obr. 39 Zatížení

### Výpočet reakcí od sil vznikajících náklonem

(obr. 40)



Obr. 40 Schéma sil

$$F_d + F_m - R_A - R_B = 0 \quad (125)$$

$$F_d * 555,5 + F_m * 218,5 - R_A * 100 = 0 \quad (126)$$

$$R_A = \frac{F_d * 555,5 + F_m * 218,5}{100} = \frac{716,78 * 555,5 + 659,43 * 218,5}{100} \quad (127)$$

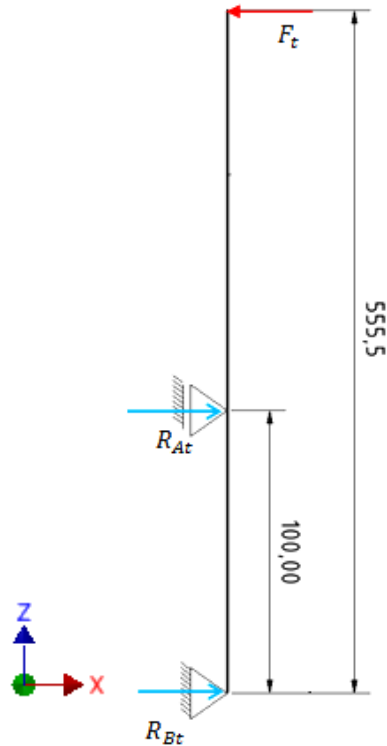
$$R_A = 5\,422,56 \text{ N} \quad (128)$$

$$R_B = F_d + F_m - R_A = 716,78 + 659,43 - 5\,422,56 \quad (129)$$

$$R_B = -4\,046,35 \text{ N} \quad (130)$$

### Výpočet reakcí od tečných sil

(obr. 41)



Obr. 41 Zjednodušené schéma

$$F_t - R_{At} - R_{Bt} = 0 \quad (131)$$

$$F_t * 606 - R_{At} * 148,5 = 0 \quad (132)$$

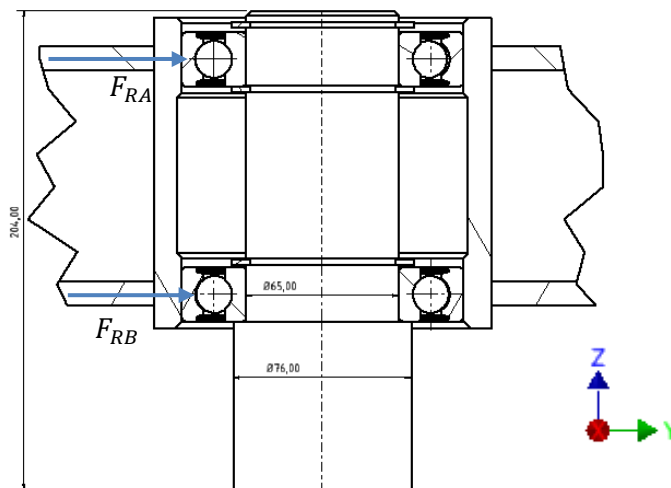
$$R_{At} = \frac{F_t * 555,5}{100} = \frac{2060 * 555,5}{100} \quad (133)$$

$$R_{At} = 11\,443,3 \text{ N} \quad (134)$$

$$R_{Bt} = -R_{At} + F_t = -11\,443,3 + 2060 \quad (135)$$

$$R_{Bt} = -9\,383,3 \text{ N} \quad (136)$$

### Návrh ložisek



Obr. 42 Působíště redukovaných sil

#### Ložisko A

(obr. 42)

$$F_{RA} = \sqrt{R_A^2 + R_{At}^2} \quad (137)$$

$$F_{RA} = \sqrt{5\,422,56^2 + 11\,443,3^2} \quad (138)$$

$$F_{RA} = 12\,663 \text{ N} \quad (139)$$

Z důvodu statického namáhání ložisek čepu můžeme přímo porovnat velikost reakce  $F_{RA}$  a statickou únosnost ložiska  $C_o$ . Platí tedy:

$$F_{RA} < C_o \quad (140)$$

Volím kuličkové radiální ložisko SKF 6213-2Z se statickou únosností  $C_o = 40,5 \text{ kN}$ .

$$12\,663 < 40\,500 \quad (141)$$

$$k = \frac{C_o}{F_{RA}} = \frac{40\,500}{12\,663} = 3,2 \quad (142)$$

Zvolené ložisko vyhovuje.

#### Ložisko B

Ložisko B (obr. 42) je stejně jako ložisko A namáháno pouze staticky, proto odpadá výpočet životnosti ložiska.

$$F_{RB} = \sqrt{R_B^2 + R_{Bt}^2} \quad (143)$$



$$F_{RB} = \sqrt{(-4\,046,35)^2 + (-9\,383,3)^2} \quad (144)$$

$$F_{RB} = 10\,218,6 \text{ N} \quad (145)$$

Volím kuličkové radiální ložisko SKF 6213-2Z se statickou únosností  $C_o = 40,5 \text{ kN}$ .

$$F_{RA} < C_o \quad (146)$$

$$10\,218,6 < 40\,500 \quad (147)$$

$$k = \frac{C_o}{F_{RA}} = \frac{40\,500}{10\,218,6} = 3,96 \quad (148)$$

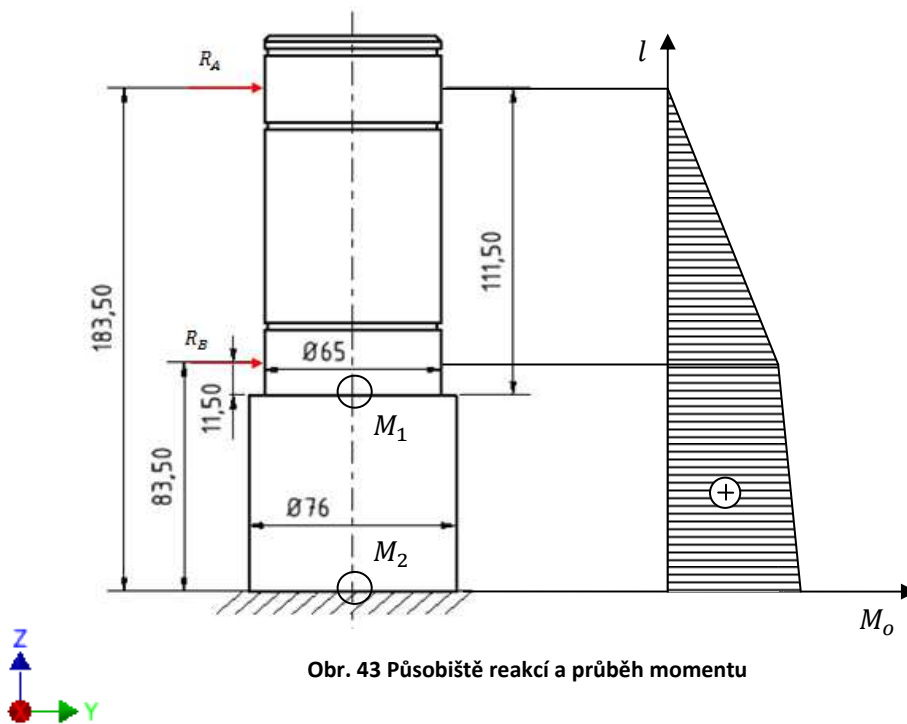
Zvolené ložisko vyhovuje.

### Návrh rozměrů čepu

Výpočet momentů  $M_1$  a  $M_2$  v kritických místech čepu (Obr. 43).

$$R_A = 5\,422,56 \text{ N} \quad (129)$$

$$R_B = -4\,046,35 \text{ N} \quad (131)$$



$$M_1 = R_A * 111,5 + R_B * 11,5 \quad (149)$$

$$M_1 = 5\,422,56 * 111,5 + (-4\,046,35) * 11,5 \quad (150)$$

$$M_1 = 558\,082,4 \text{ Nmm} \quad (151)$$

$$M_2 = R_A * 181,5 + R_B * 69,5 \quad (152)$$

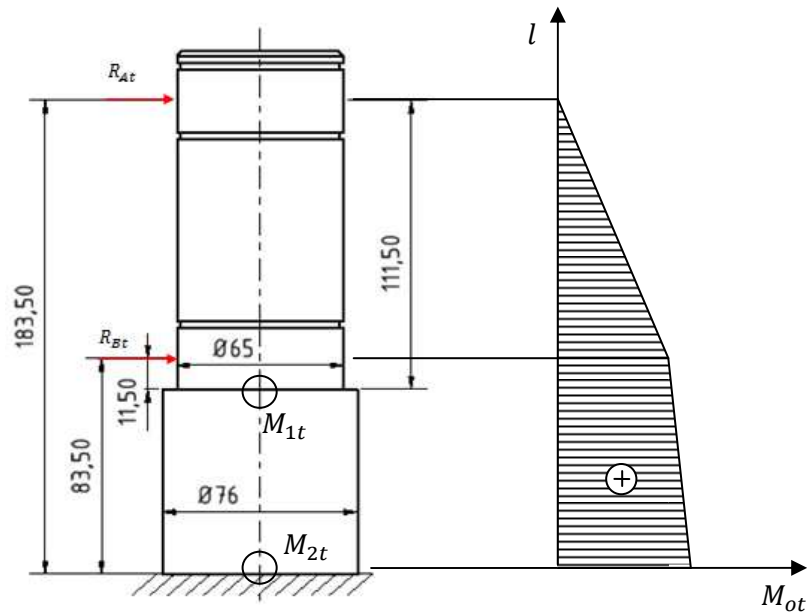
$$M_2 = 5\,422,56 * 183,5 + (-4\,046,35) * 83,5 \quad (153)$$

$$M_2 = 657\,169,53 \text{ Nmm} \quad (154)$$

Výpočet momentů  $M_{1t}$  a  $M_{2t}$  v kritických místech čepu (Obr. 44).

$$R_{At} = 10\,474,73\text{ N (135)}$$

$$R_{Bt} = -8\,414,73\text{ N (137)}$$



Obr. 44 Působíště reakcí a průběh momentu

$$M_{1t} = R_{At} * 111,5 + R_{Bt} * 11,5 \quad (155)$$

$$M_{1t} = 11\,443,3 * 111,5 + (-9\,383,3) * 11,5 \quad (156)$$

$$M_{1t} = 1\,168\,020\text{ Nmm} \quad (157)$$

$$M_{2t} = R_{At} * 181,5 + R_{Bt} * 69,5 \quad (158)$$

$$M_{2t} = 11\,443,3 * 183,5 + (-9\,383,3) * 83,5 \quad (159)$$

$$M_{2t} = 1\,316\,340\text{ Nmm} \quad (160)$$

#### Výpočet redukovaných momentů

$$M_{1tRed} = \sqrt{M_1^2 + M_{1t}^2} = \sqrt{558\,082,4^2 + 1\,168\,020^2} \quad (161)$$

$$M_{1tRed} = 1\,294\,498,6\text{ Nmm} \quad (162)$$

$$M_{2tRed} = \sqrt{M_2^2 + M_{2t}^2} = \sqrt{657\,169,53^2 + 1\,316\,340^2} \quad (163)$$

$$M_{2tRed} = 1\,471\,265,7\text{ Nmm} \quad (164)$$

#### Kontrola maximálního napětí

V místech M1 a M2 (Obr. 43)

$$\sigma_{1č} = \frac{M_{1tRed}}{W_o} = \frac{M_{1tRed}}{\frac{\pi * d_1^3}{32}} = \frac{1\,294\,498,6}{\frac{\pi * 65^3}{32}} \quad (165)$$

$$\sigma_{1\check{c}} = 48 \text{ MPa} \quad (166)$$

Maximální dovolené napětí je rovno  $\sigma_d = 150 \text{ MPa}$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{1\check{c}}} = \frac{150}{48} = 3,1 \quad (167)$$

$$\sigma_{\check{c}2} = \frac{M_{2tRed}}{\frac{\pi * d_2^3}{32}} = \frac{1\,471\,265,7}{\frac{\pi * 76^3}{32}} \quad (168)$$

$$\sigma_{\check{c}2} = 34,1 \text{ MPa} \quad (169)$$

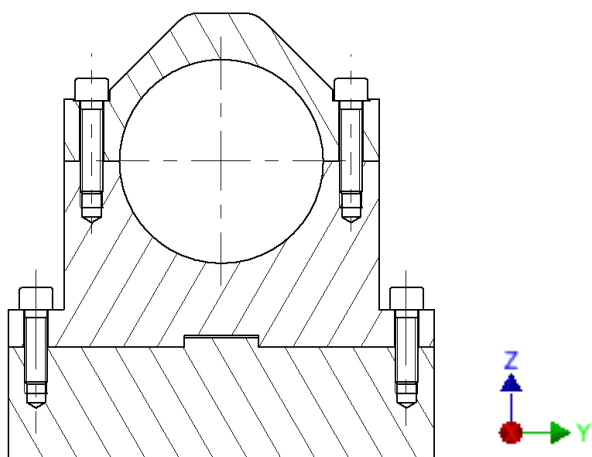
Maximální dovolené napětí je rovno  $\sigma_d = 150 \text{ MPa}$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{\check{c}2}} = \frac{150}{34,1} = 4,4 \quad (170)$$

Čep vyhovuje.

### Vymezení polohy ložiskových domků

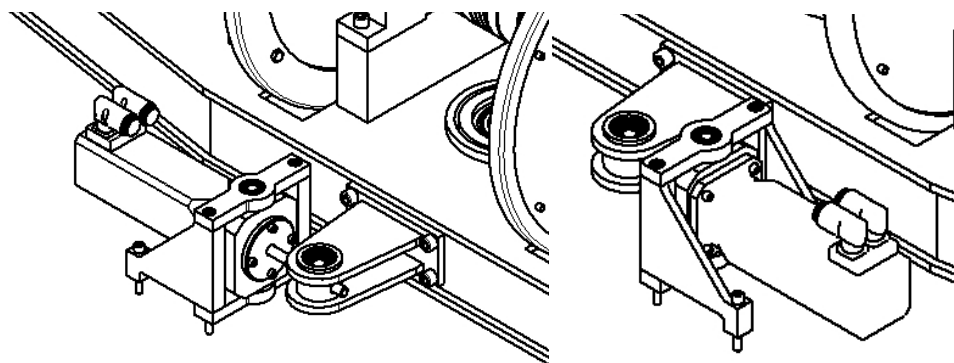
Pro zajištění souososti dvojice kladek je zapotřebí zajistit přesnou polohu ložiskových domků, ve kterých budou uloženy hřídele s nalisovanými kladkami. Díky možnosti polohování kladek v axiálním směru (změna rozchodu) není zapotřebí přesně definovat polohu domků v axiálním směru, jelikož případné nepřesnosti můžeme korigovat pomocí mechanismu pro posuv kladek. Pozornost tedy musíme věnovat poloze v radiálním směru kladky a to jak poloze vertikální, tak poloze horizontální. Souosost ve vertikální rovině by měla být zaručena přesným obrobením dosedajících ploch pro domky na rámové konstrukci, které budou obrobena na jedno upnutí všechny najednou. Dále bude potřeba zajistit přesnou vzdálenost mezi dosedací plochou domku a osou otvoru pro ložiska. Tato vzdálenost by měla být zajištěna potřebnými geometrickými tolerancemi. V horizontální rovině bude poloha domku vymezena pomocí drážky (obr. 45), která bude rovnoběžná se směrem osy kladek a do které bude zapadat výstupek obrobena na nosném rámu. Mezi výstupkem a drážkou bude navrženo patřičné uložení, které nám zajistí požadované vymezení polohy ve zvolené přesnosti.



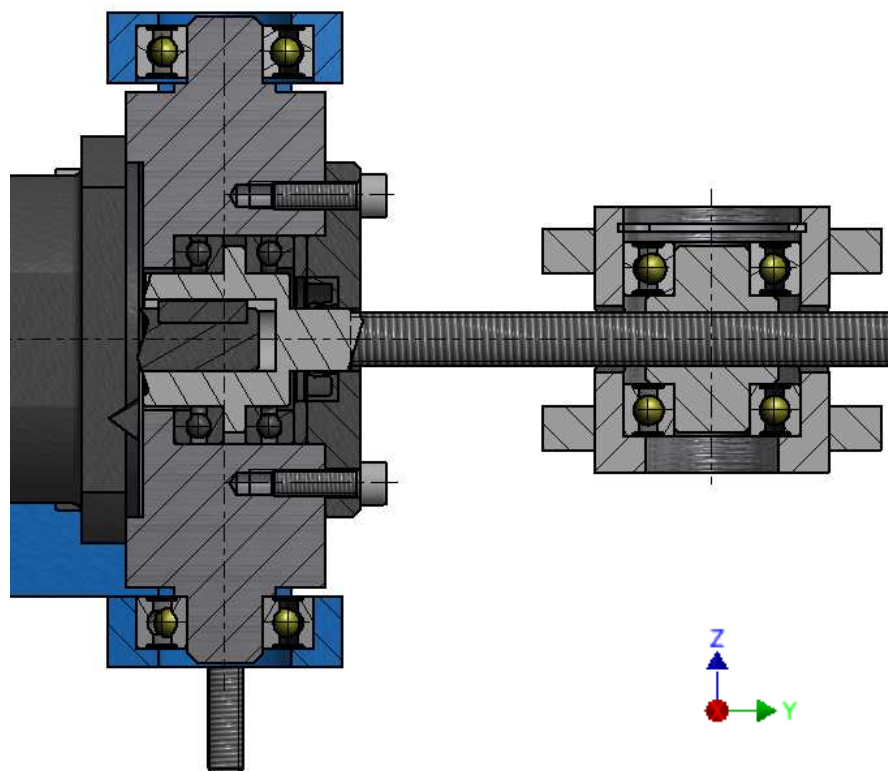
Obr. 45 Řez domkem

## 5.5 Kinematická vazba nosného rámu

Kinematická vazba mezi nosným rámem a dalšími prvky stavu je nezbytná pro řízené natáčení kladek kolem svislé osy. Kládkou bude pohybovat servomotor připojený k nosnému rámu přes pákový mechanismus a závitovou dvojici. Aby mohl být pohyb realizován, musí být motor uložen v držáku, který umožňuje natáčení motoru kolem svislé osy. Stejně tak matice, do které bude zašroubován pohybový šroub, musí být uložena tak, aby se mohla otáčet kolem svislé osy z. Rozsah pohybu rotace je dán v zadání a má hodnotu  $\psi_{max} = \pm 5^\circ$ .



Obr. 46 Studie vazby



Obr. 47 Řez spojením motoru a matice

## 6. Závěr

---

Dobře navržené uložení kladek je nezbytné pro správnou funkci kladkového stavu jako celku. Návrh uložení splnil všechny požadavky na požadované pohyby kladek a pevnostní kontrola dílů ukázala, že je dostatečně naddimenzován pro vysokou tuhost celé konstrukce stavu.

V práci nebyla dořešena pevnostní kontrola svařovaného rámu, kterou nešlo jednoduše analyticky vyřešit. Pevnostní analýzu rámu bude nejlepší vyřešit pomocí metody konečných prvků MKP a dle potřeby rám doplnit o vyztužující prvky a optimalizovat šířku plechu, ze kterého bude svařen. Dále by bylo vhodné pokusit se o snížení výšky podpor nosného rámu a tím přispět ke snížení celého uložení kladek. Toto snížení by bylo přínosem nejen v odlehčení centrálního čepu od momentu vznikajícího v důsledku odvalování kol a náklonu kladek, ale i v odlehčení celé zbývající konstrukce kladkového stavu, kam budou tyto síly dále přenášeny. Poslední prvek, který nebyl na modelu realizován a bude zapotřebí ho vyřešit je fixace polohy natočení dvojice kladek. Pokud nastavíme určitý poloměr simulovaného oblouku a budeme na něm chtít setrvat po delší dobu, měli bychom mít možnost kinematicky pevně svázat nosný rám se samotnou konstrukcí kladkového stavu. Tato kinematická vazba zabrání samovolnému pootočení dvojice kladek a odlehčí servomotoru natáčení kladek, který nebude muset držet kladky trvale natočené.

Návaznost sestavy uložení kladek na konstrukci kladkového stavu jako celku nemohla být zcela dořešena, neboť další části nové konstrukce stavu jsou stále ve vývoji. Stejně tak i navržené uložení kladek může projít změnami, které vyplynou z požadavků později zkonstruovaných částí stavu tak, aby vytvořily jeden funkční celek.

## Seznam obrázků

Obr. 1 Stávající uspořádání .....	9
Obr. 2 Nové uspořádání .....	10
Obr. 3 Základní rozměry.....	10
Obr. 4 Sestava pohonu.....	11
Obr. 5 Schéma natočení.....	12
Obr. 6 Schéma naklopení.....	13
Obr. 7 Schéma posuvu kladek.....	14
Obr. 8 Varianta 1.1.....	15
Obr. 9 Varianta 1.2.....	16
Obr. 10 Model uložení kladek.....	17
Obr. 11 Orientační obrázek.....	17
Obr. 12 Parametry spojky .....	19
Obr. 13 Sestava spojení.....	19
Obr. 14 Parametry svěrného pouzdra .....	20
Obr. 15 Parametry svěrného pouzdra .....	20
Obr. 16 Uložení kladek.....	21
Obr. 17 Matice s pojistnou maticí.....	21
Obr. 18 Kontrolovaný hřídel .....	21
Obr. 19 Rozklad sil.....	22
Obr. 20 Smět tečné síly .....	22
Obr. 21 Zatížení hřídele.....	23
Obr. 22 Zjednodušené schéma .....	23
Obr. 23 Zjednodušené schéma .....	24
Obr. 24 Rozměry lisovaného spoje .....	27
Obr. 25 Toleranční pole .....	29
Obr. 26 Toleranční pole .....	30
Obr. 27 Sestava spojky.....	31
Obr. 28 Parametry spojky .....	31
Obr. 29 Vlastnosti svěrného pouzdra .....	32
Obr. 30 Řez rámem .....	32
Obr. 31 Ukázka rámu .....	32
Obr. 32 Schéma sil (Stat. neurčitá úloha) .....	33
Obr. 33 Schéma sil (Stat. určitá úloha).....	33
Obr. 34 Rozměry podpory.....	34
Obr. 35 Zjednodušené schéma .....	34
Obr. 36 Rozměry stojiny.....	36
Obr. 37 Uložení čepu.....	37
Obr. 38 Rozklad sil.....	37
Obr. 40 Schéma sil .....	38
Obr. 39 Zatížení.....	38
Obr. 41 Zjednodušené schéma .....	39
Obr. 42 Působíště redukováných sil.....	40
Obr. 43 Působíště reakcí .....	41
Obr. 44 Působíště reakcí .....	42
Obr. 45 Řez domkem .....	43
Obr. 46 Studie vazby .....	44
Obr. 47 Řez spojením .....	44

## Seznam tabulek

Tab. 1 Doporučené hodnoty drsností .....	28
--	----

## Použitá literatura

- [1] Bauer, P., Kalivoda, J. Experimentální výzkum na kladkovém zkušebním stavu ČVUT. *Nová železniční technika*, 2006, roč. 14, č. 2/ 2006. ISSN: 1210- 3942.
- [2] Švejnoch, Vladimír. *Teorie kolejových vozidel*. Praha: České vysoké učení technické, 1991. ISBN 80-01-00622-0
- [3] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 1. svazek. 5. přeprac. vyd. /. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] ČSN 73 6360-1. Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha. ICS: 45.080, Říjen 2008. Český normalizační institut