



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Sekundární vypružení pro experimentální
železniční podvozek**

**Secondary suspension for the experimental
railway bogie**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2019**

Pavel PRAŽÁK

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: Jan Kalivoda

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pražák** Jméno: **Pavel** Osobní číslo: **456778**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Sekundární vypružení pro experimentální železniční podvozek

Název bakalářské práce anglicky:

Secondary suspension for the experimental railway bogie

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rozbor vzájemných pohybů podvozku a skříně elektrické lokomotivy a navrhnete způsob jejich simulace na kladkovém stavu.
2. Navrhnete konstrukční řešení sekundárního vypružení experimentálního podvozku a vytvoříte jeho 3D CAD model.
3. Proveďte základní pevnostní kontrolu dílů.
4. Vypracujte sestavný výkres navrženého konstrukčního řešení.

Seznam doporučené literatury:

[1] Bauer, P., Kalivoda, J.: Experimentální výzkum na kladkovém zkušebním stavu ČVUT, Nová železniční technika 2006/2; [2] Švejnoch, V. a kol.: Teorie kolejových vozidel; [3] Jaschinski, A. et al.: The Application of roller rigs to railway vehicles dynamics, Vehicle System Dynamics 31 (1999); [4] Iwnicki, S.: Handbook of Railway Vehicle Dynamics; [5] odborné časopisy, firemní literatura, normy.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Kalivoda, Ph.D., Fakulta strojní

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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.
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.

30.4.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Anotační záznam

Jméno autora: Pavel Pražák

Název práce: česky: Sekundární vypružení pro experimentální
železniční podvozek
anglicky: Secondary suspension for the experimental
railway bogie

Rozsah práce: stránky: 50 tabulky: 14 obrázky: 39 přílohy: 1

Akademický rok: 2018/2019

Jazyk práce: český

Ústav/odbor: 12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových
vozidel

Studijní program: Bakalářský – Strojírenství – Dopravní a manipulační technika

Vedoucí: Ing. Jan Kalivoda Ph.D.

Konzultant: Ing. Jan Kalivoda Ph.D.

Zadavatel: ČVUT v Praze

Anotace: česky:

Bakalářská diplomová práce je návrhovou studií rozboru vzájemných pohybů podvozku a skříně vozíku pro simulaci sekundárního vypružení kladkového stendu ČVUT. Cílem práce návrh sekundárního vypružení z výběru několika možností konstrukčního provedení. Pro zvolenou variantu "kolébkové uspořádání" je přiřazen druh vypružení a zpracováno nadimenzování funkčních komponentů sestavy (návrh ložisek, lineárních vedení a kontrola pružiny, namáhaných prvků).

anglicky:

The bachelor thesis is a design study of the analysis of bogie and cage of carriage movements for the simulation of the secondary suspension of the CTU roller rig. The aim of this work is to design the secondary suspension from the selection of several design options. For the selected "cradle arrangement" variant, the type of suspension is assigned and the dimensioning of the functional components of the assembly (bearing design, linear guides and spring control, stressed elements) is processed.

Klíčová slova: kladkový stend, kolejové vozidlo, stupně volnosti, sekundární
vypružení, kolébková soustava

Využití: Zkušební zařízení pro simulaci pohybu skříně kolejového vozidla
při pracovních stavech.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou diplomovou práci vypracoval samostatně pod odborným vedením Ing. Jana Kalivody Ph.D. a použil jsem přitom uvedenou literaturu a zdroje.

V Praze dne

Pavel Pražák

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Janu Kalivodovi Ph.D. a také panu Ing. Josefu Kolářovi CSc. za odborné rady, které mi pomohli při vypracování této bakalářské diplomové práce.

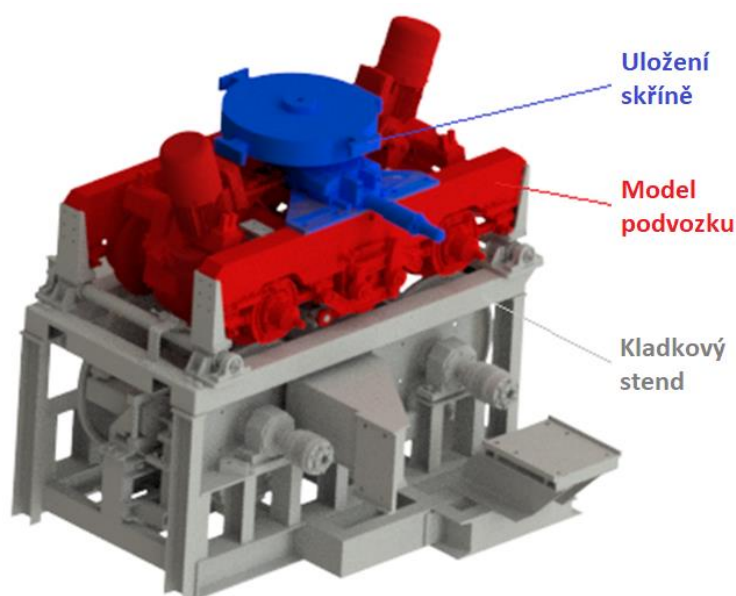
Obsah

1. Úvod	8
2. Popis stávajícího konstrukčního uspořádání	9
2.1 Orientace souřadnic	9
2.2 Popis jednotlivých částí	9
2.3 Kinematika soustavy	10
3. Způsoby vypružení kolejových vozidel	11
3.1 Flexi-coil uložení skříně	11
3.2 Kolébkové uložení skříně	12
4. Rozbor možných konstrukčních řešení	12
4.1 Řešení - verze 1	13
4.2 Řešení - verze 2	14
4.3 Řešení - verze 3	15
5. Finální verze modelu s výpočtem silových účinků	16
5.1 Tvar konstrukce	16
5.2 Základní parametry	17
5.3 Výpočet sil	17
6. Tvar nosiče pružin	19
7. Návrh pružiny	20
7.1 Volba pružiny	20
7.2 Kontrola pružiny z geometrického hlediska	23
7.3 Pevnostní kontrola pružiny	24
7.4 Bezpečnost proti vybočení a překlopení pružiny	28
8. Dimenzování hřídele	30
8.1 Vnější zatížení	30
8.2 Volba rozměru a kontrola kritického průřezu	33
9. Volba ložisek	35
9.1 Kontrola ložiska s kosoúhlým stykem	36
9.2 Kontrola válečkového ložiska	37

10. Lineární vedení kolébky	38
10.1 Délka vodící tyče	39
10.2 Kontrola kuličkového pouzdra	40
11. Kontrola čepu	41
12. Součásti sekundárního vypružení	45
13. Závěr	47
Použité zdroje	49
Seznam příloh	50

1. Úvod

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukce svislého a příčného vypružení skříně experimentálního podvozku. Podvozek, u kterého jsem konstrukci navrhoval, je součástí kladkového stendu a je umístěn v budově Fakulty strojní ČVUT v těžkých laboratořích, Pod Juliskou 4, Praha 6. Tento model podvozku je vůči standardním strojům, používanými k transportním účelům po kolejové trati, vyroben v měřítku 1 : 3,5. Pro rozměrovou úsporu je skříň modelu nahrazena závažím působícím na podvozek úměrnou hmotností, jako je reálné zatížení u standardního podvozku. Prozatímní typ uložení skříně k rámu dovoluje příčný pohyb s odpružením a volnou rotaci kolem svislé osy. Model kladkového stendu je zobrazen na Obr. 1.



Obr. 1: Model kladkového stendu na Julisce

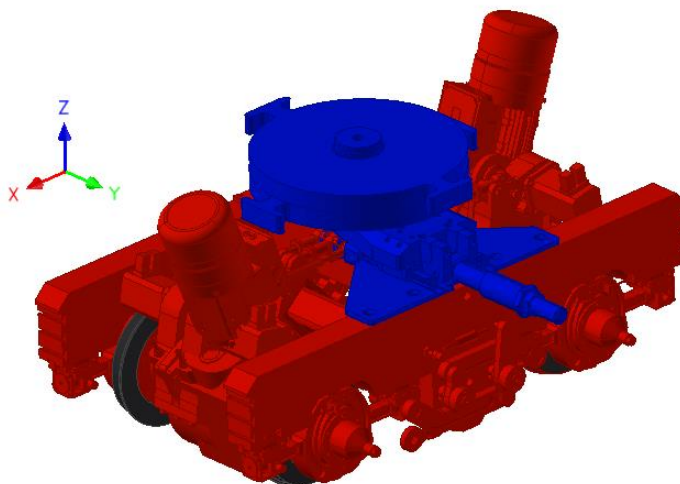
Mým úkolem byla změna tohoto typu uložení pro uvolnění dalších přidáných stupňů volnosti a jejich vypružení. Konkrétně se jedná o umožnění svislého pohybu skříně vůči rámu a příčnému naklápění. Konstrukce musí být navržena tak, aby splňovala kinematické požadavky řešené v následující kapitole, byla rozměrově úsporná a dostatečně tuhá.

Účelem sekundárního vypružení v praxi je hlavně snížení dynamických sil, včetně vibrační a s tím související menší dynamické zatížení konstrukčních součástí i komfort pro cestující. Dále má funkci diferenciálního rozložení zatěžujících sil na nápravy podvozku.

2. Popis stávajícího konstrukčního uspořádání

2.1 Orientace souřadnic

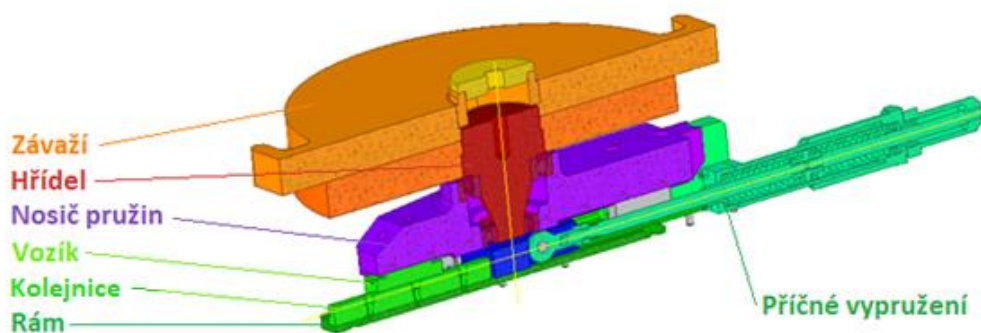
Soustava uložení skříně je k podvozku připevněna dle Obr. 2. Podélná osa X je orientovaná podle směru jízdy podvozku po kolejích, leží na horizontální rovině. Příčná osa Y je kolmá na směr jízdy podvozku, též se nachází na stejné rovině. Svislá osa Z je umístěna v pravých úhlech od obou horizontálních os, je tedy vertikální.



Obr. 2: Model podvozku s naznačením os

2.2 Popis jednotlivých částí

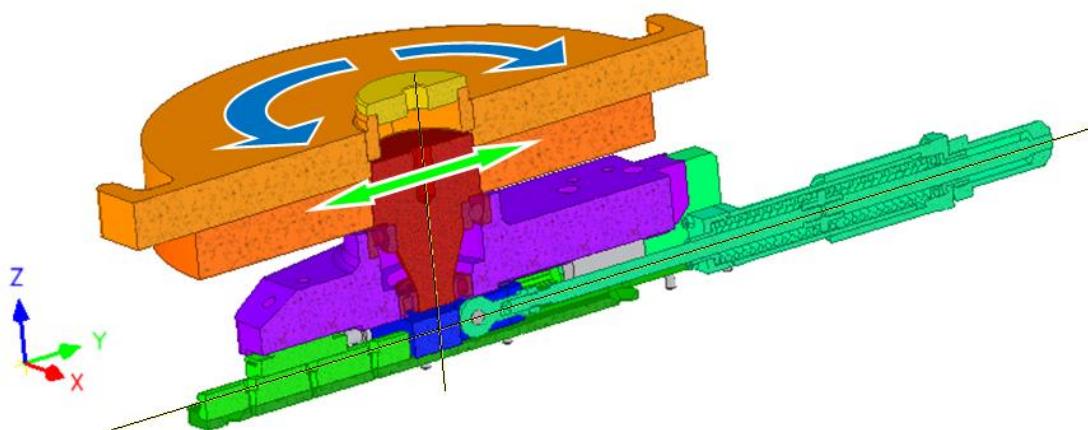
Systém pro uložení skříně je k rámu připevněn třemi členy lineárního vedení smontovanými stejným směrem pro schopnost pohybu po dané ose. Toto vedení je kolejnicemi přišroubováno k rámu a vozíky ukotveno k nosiči pružin. Tento blok je vůči rámu vypružen příčným vypružením. V dutině nosiče pružin je ložiskový blok ukotvena hřídel nesoucí závaží. Tato sestava je zobrazena na Obr. 3.



Obr. 3: Meridián sestavy uložení s popisem součástí

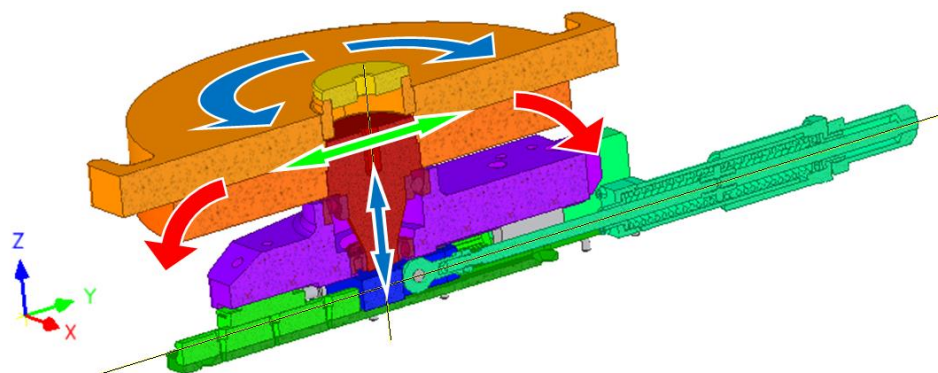
2.3 Kinematika sestavy

Sestava lineárního vedení (Obr.4) umožňuje nosiči pružin příčný posuvný pohyb po ose Y. Tento pohyb je vypružen v daném směru vůči rámu dvěma pružinami v sériové soustavě s nastavitelným předpružením. V dutině nosiče se nachází radiální a axiálně-radiální ložisko pro rotaci hřídele kolem osy Z a aretaci ostatních pohybů. Typ tohoto uložení hřídele zajišťuje vzájemnou polohu sestavy pro přípustné zatížení, ale dovoluje i v případě potřeby možnost vysunutí hřídele svisle vzhůru.



Obr. 4: Řez stávající sestavy uložení skříňe s dovolenými pohyby

Můj návrh musí tyto dva dovolené pohyby zanechat a přidat k nim další dva tak, aby se závaží bylo schopné pohybovat svisle, tedy ve směru osy Z a příčně se naklápět - tedy kolem osy X. Tyto dva přidané pohyby následně odpružím sekundárním vypružením. Postupuji tak, že zanechám bývalý způsob příčného vypružení i s lineárním vedením a tvar závaží nahrazující skříň. Změním tedy tvar nosiče pružin tak, aby vyhovoval nově navržené konstrukci, a zároveň aby se dal i smontovat s neupraveným typem uchycení k rámu přes vodící lišty a pružiny. U nově navržené konstrukce je nutné dbát na neumožňování jiných nechtěných pohybů. Umístění šipek znázorňující zmíněné pohyby jsou ukázány na Obr. 5.



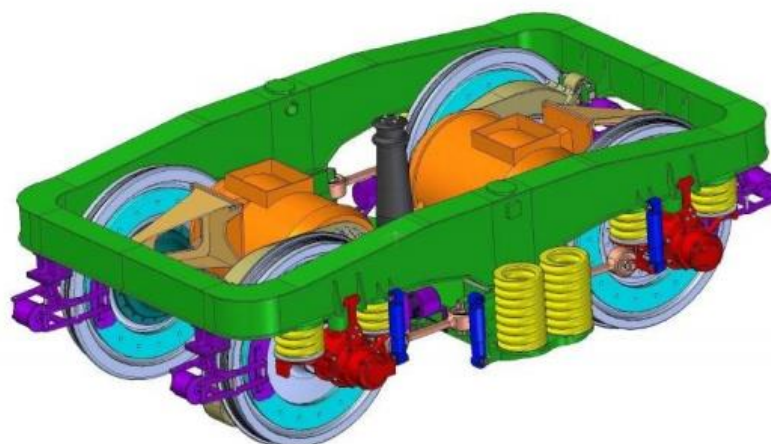
Obr. 5: Řez stávající sestavy s naznačením přidaných stupňů volnosti

3. Způsoby vypružení kolejových vozidel

Vypružení skříň kolejevého vozu se v současnosti provádí dvěma způsoby. První verze využívá bezkolébkové uspořádání, u kterého je skříň přímo uložena na pružiny spojené s rámem podvozku. Ve druhé verzi se již kolébka nachází a rozdíl v sestavě je takový, že pružinami je od rámu podepřena právě ta kolébka, do níž je následně vložena skříň vozu.

3.1 Flexi-coil uložení skříň

Konstrukční provedení Flexi-coil je tvořeno bezkolébkovou verzí podvozku. Takováto sestava s absencí kolébky ovšem zvyšuje napětí v pružinách od natáčení skříň kolem svislé osy vůči podvozku. Pružiny jsou touto metodou deformovány do příčného směru více, než s použitím kolébky. Systém Flexi-coil se používá například u podvozku lokomotivy Škoda 109E uvedena na Obr. 6



Obr. 6: Podvozek Škody 109E s použitím Flexi-coil [9]

3.2 Kolébkové uložení skříně

Kolejové vozy využívající sestavu s kolébkou jsou používány například u podvozků Görlitz V (Obr. 7). Výhodou kolébkky je snížení příčné deformace pružin, jelikož vypružení je umístěno mezi rámem a kolébkou, která se nedokáže vůči podvozku svisle otočit. Schopnost natačení skříně je provedeno přímo v uložení skříně s kolébkou.



Obr. 7: Podvozek Görlitz V [1]

Pro budoucí model jsem se inspiroval verzí s použitím kolébkky. U návrhu mé bakalářské práce bude toto provedení mít vyšší stavbu než bezkolébkový podvozek. Z důvodu nenalezení nápadu pro návrh vypružení bez použití kolébkky, kde je zapotřebí zachovat nemožnost pohybu naklopení skříně do podélné roviny, jsem o bezkolébkové verzi neuvažoval.

Lokomotiva Škoda 109E je konstruovaná bezkolébkovou verzí podvozku, což je jiný druh vypružení, než který jsem zvolil pro vlastní návrh. I přes to jsem se inspiroval tímto typem a pro počáteční výpočty jsem převzal základní rozměry rozsahů vypružení svislého a naklápěcího pohybu.

4. Rozbor možných konstrukčních řešení

Požadavky ze zadání pro nově navrženou konstrukci jsou takové, že závaží se musí v určitém rozsahu pohybovat po svislé ose Z a dokázat se o určitý úhel naklopit po vodorovné podélné ose X . Dále musí toto závaží mít možnost se natáčet vzhledem k podvozku kolem svislé osy Z . Svislá poloha a naklopení závaží musí být regulovatelné vložením pružin. Nová konstrukce musí být navržena tak, aby splnila

zadání. Prvotním postupem jsem vytvořil tři verze sestavy, které kinematically odpovídají zadání. Z jejich konstrukce jsem odvodil jejich výhody a nevýhody a podle toho jsem zvolil pro vypracování nejlepší možnou verzi.

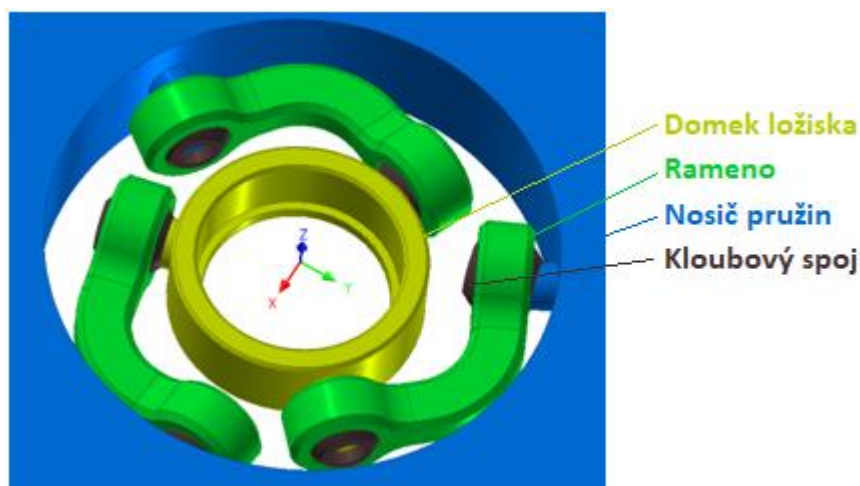
4.1 Řešení - verze 1

U prvního předběžného návrhu jsem se inspiroval konstrukční metodou uložení skříně k rámu Škody 109E, která využívá principu dvou táhel (ojnic) uložených kloubovými spoji. Touto metodou lze splnit funkci požadovaných pohybů zvedání, naklápění a rotace. Obr. 8 znázorňuje uložení skříně k rámu Škody 109E.



Obr. 8: Mechanismus uchycení skříně k podvozku Škody 109E [13]

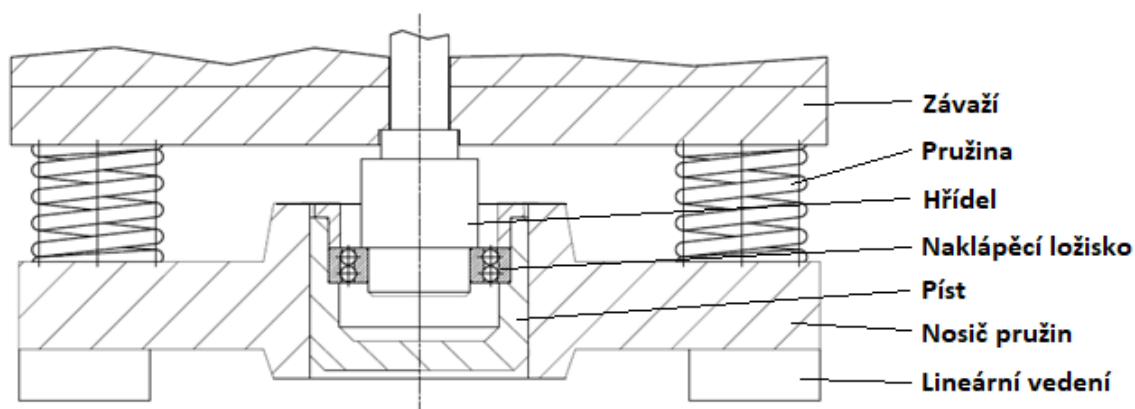
Uložení domku ložiska metodou tří ramen se zdálo být výhodným řešením oproti ostatním návrhům z důvodu značného snížení počtu vyráběných částí, složitosti konstrukce a její hmotnosti. Takovýto mechanismus pracuje na stejném principu jako podvozek lokomotivy Škoda 109E a i zde ovládá všechny požadované stupně volnosti. Do domku ložiska by se nadále uložilo ložisko s hřídelí nesoucí závaží, nebo by se domek ložiska poupravil pro nasazení kolébky. Nicméně jak s použitím kolébky, tak bez ní se konstrukce tří ramen od podvozku Škody 109E mírně liší a umožňuje i vychylování skříně do stran ve vodorovné rovině, což je v rozporu s kinematickými požadavky ze zadání. Metodu tří ramen jsem zobrazil na Obr. 9.



Obr. 9: Uložení domku ložiska metodou tří ramen

4.2 Řešení - verze 2

Druhý předběžný návrh se skládá z podobných prvků jako původní stav. Rozdílem je přidaná součástka do dutiny nosiče pružin, v tomto případě píst, který uzpůsobuje posuvný pohyb. V tomto pístu se nadále vyskytuje speciální ložisko, které dovoluje naklápění hřídele se závažím a rotaci. Samo závaží je pružinami opíráno o nosiče pružin a vráceno zpět do statického stavu. Druhou verzi lze vidět na Obr.10.

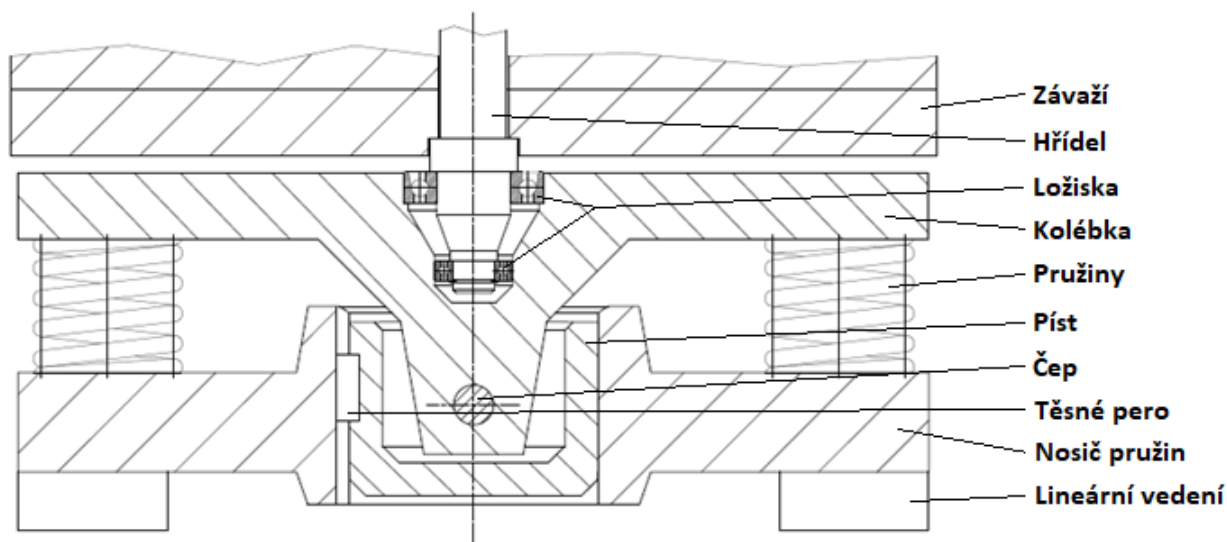


Obr. 10: Meridián předběžného návrhu bez kolébky

Výhodou této konstrukce je možnost minimalizace funkčního prostoru, nízká hmotnost a použití malého množství dodaných součástí. Nevýhodou je, že závaží se může naklápět i do nechtěných směrů, což by znamenalo dodatečné, složité úpravy konstrukce. Další nevýhodou je skluz ve styku pružiny se závažím při rotaci. To by mělo za následek nepříznivý ohyb pružin, nebo nutnost použití speciálních kluzných povrchů.

4.3 Řešení - verze 3

Ve třetím předběžném návrhu jsem přidal kolébku, která eliminuje nevýhody druhé verze. V nosiči pružin se stejně jako u první verze nachází píst s posuvným pohybem ve směru osy Z. Píst je fixovaný tak, aby se nemohl potočit a je do něj vložen čep. Kolébka je tímto čepem přichycená k pístu a pružinami se opírá o nosiče pružin. Ve vršku této kolébky je vytvořena dutina pro uchycení hřídele přes ložiska pro rotační pohyb. Třetí verzi jsem zobrazil na Obr. 11.



Obr. 11: Meridián předběžného návrhu s kolébkou

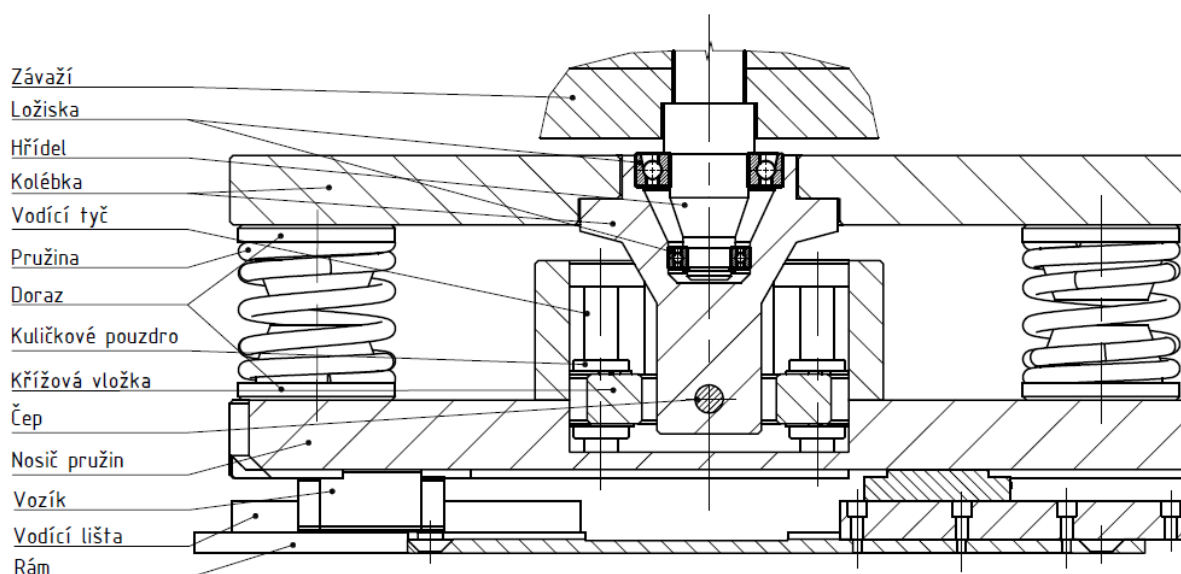
Výhodou této verze je plně odpovídající kinematika konstrukce ze zadání s vymezením pasivních pohybů a jednoduchost všech použitých prvků. Nevýhodou je větší množství vyráběných součástí, potřeba většího prostoru a vyšší hmotnost konstrukce.

Z důvodů významných nevýhod první a druhé verze jsem se rozhodl řešit verzi třetí, tedy s použitím kolébky. Tuto verzi ještě upravím a změním součást pístu za sestavu kuličkových pouzder s vodicími tyčemi. Takováto úprava mírně změní konstrukci uložení skříně, nicméně kinematickou funkci si ponechá. Důvod tohoto rozhodnutí je, že u provedení s pístem se v konstrukci vyskytuje velká plocha kluzného tření, která vyžaduje mazání a údržbové procesy. Kuličkové pouzdro využívá pouze valivého tření mezi kuličkou a plochou a tím je tento výrobek prakticky bezúdržbový.

5. Finální verze modelu s výpočtem silových účinků

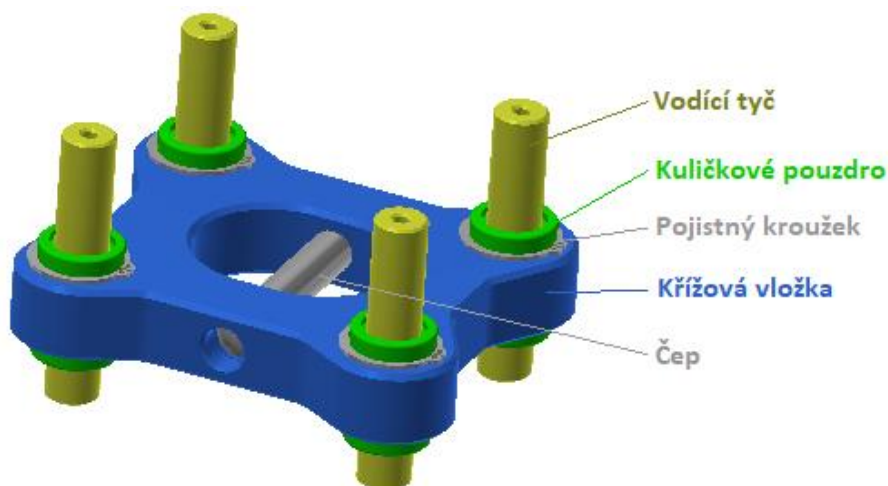
5.1 Tvar konstrukce

Finální tvar sestavy sekundárního vypružení znázorňuje Obr. 12. Nosič pružin je ukotven k rámu skrze lineární vedení. K nosiči pružin jsou z obou stran uchyceny čtyři vodící tyče v nichž je přes kuličková pouzdra přichycena křížová vložka. Tato vložka se již dokáže po určitém rozměrovém intervalu pohybovat svisle po ose Z. Ke křížové vložce je čepem přichycena kolébka, která se tímto stylem uchycení dokáže příčně naklápět a v ose díry pro čep koná stejný pohyb jako křížová vložka. Uvnitř kolébky se nachází prostor pro aretaci hřídele pomocí ložisek. Na tuto hřídel je nasazeno závaží. Kolébka je čtyřmi pružinami podepíraná o nosiče pružin.



Obr. 12: Řez navržené konstrukce sekundárního vypružení

Zvolil jsem počet čtyř vodících tyčí s kuličkovými pouzdry v sestavě dvou za sebou uchycených tyčí na každé straně. Takováto soustava je dostatečně tuhá v jakémkoliv směru působení horizontální síly od daného závaží. Kolébku jsem rozdělil na dvě části z důvodu úspory obráběného materiálu. Tímto způsobem se při vyrábění součástí obrobí oproti nedělené kolébky mnohem méně materiálu. Sestavu svislého vedení jsem zobrazil na Obr. 13.



Obr. 13: 3D detail svislého vedení

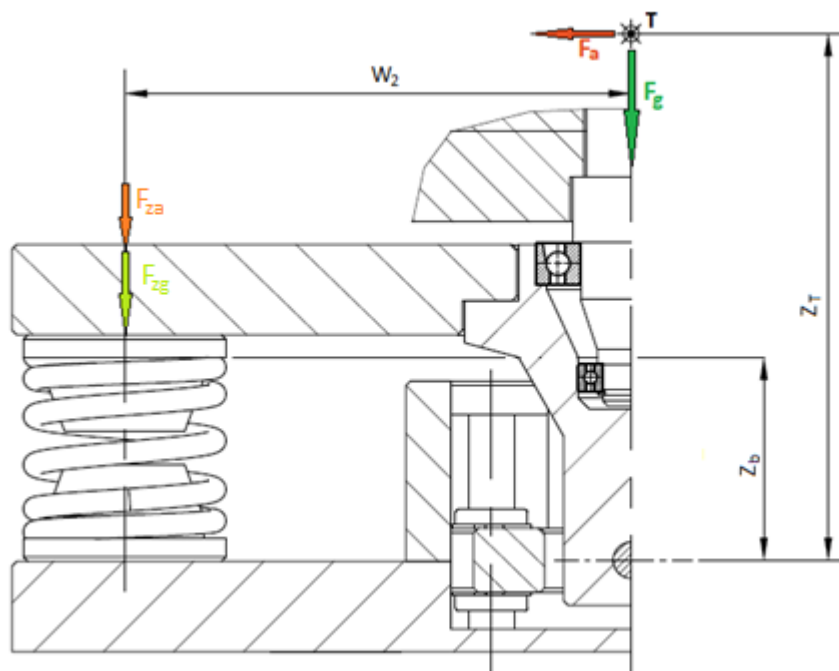
5.2 Základní parametry

Tabulka 1: Zadané parametry pro potřebné výpočty

Měřítka zařízení	1 / 3,5		
Hmotnost jednoho závaží	m_z	50	[kg]
Počet závaží	i	15	[ks]
Výška jednoho závaží	z_z	40	[mm]
Maximální nevykompenzované příčné zrychlení	a	2	[m·s ⁻²]

5.3 Výpočet sil

Působení sil zatěžující vypružení zavádím od těžiště celkového závaží. Počítám s gravitační silou " F_g " a se silou " F_a " vyvolanou nevykompenzovaným příčným zrychlením " a " daném ze zadání. Směry těchto sil jsem rozvrhnul dle Obr. 14, kde gravitační síla míří svisle dolů a odstředivá příčná síla vodorovně v jednom ze dvou možných směrů. Následným postupem tyto síly nadále přepočítám do vedení os pružin na každém rameni. Na obrázku jsem uvedl přepočet obou sil na rameno levé půlky řezu. Rozdělení jsem provedl rovnoměrně na levé a pravé rameno, která jsou osově symetrická, a tudíž se přepočítané síly vedené v osách pružin musí pro statickou rovnováhu zredukovat na polovinu. Tyto síly jsou tedy na obou ramenech stejně veliké, vedené stále osami pružin, pouze s rozdílem síly " F_{za}^* " vyvolané z příčného zrychlení vyskytující se na pravém rameni, která je opačně orientovaná.



Obr. 14: Půl-řez vypružení s distribucí působících sil

Takováto metoda distribuce sil umožňuje pokračování návrhu konstrukce skrze volbu pružiny s optimální tuhostí. Rozměry vyznačené na obrázku jsem změřil z vypracovaného finálního modelu sekundárního vypružení vytvořeného v programu Autodesk Inventor Professional 2016.

Tabulka 2: Rozměry konstrukce pro přepočítání sil

Vzdálenost osy pružiny od osy naklápění kolébky	w_2	225	[mm]
Vzdálenost těžiště závaží od osy naklápění kolébky	z_T	450	[mm]
Vzdálenost horního konce pružiny od osy čepu	z_b	90	[mm]
Odhad celkové hmotnosti všech komponentů sestavy	m_s	50	[kg]

Výpočty sil pro sekundární vypružení počítám z maximálního zatížení působícího na pružiny. Maximální hmotnost vztahuji z počtu závaží s jejich stanovenými hmotnostmi ze zadání v součtu s odhadem mnou navržené části konstrukce, která svou hmotností také zatěžuje vypružení. Do této sestavy zahrnuji křížovou vložku, čep, kolébku, ložiska, hřídel a dorazy upevněné ke kolébce. Hmotnosti jsou odhadnuty na základě předběžného stanovení rozměrů a materiálu dílů.

Odhad celkové hmotnosti "m_c":

$$m_c = m_z \cdot i + m_s \quad (5.3.1)$$

$$m_c = 50 \cdot 15 + 50 = 800 \text{ [kg]}$$

Síla z gravitačního zrychlení "F_g":

$$F_g = m_c \cdot g \quad (5.3.2)$$

$$F_g = 800 \cdot 9,81 = 7\,848 \text{ [N]}$$

Síla z příčného zrychlení "F_a":

$$F_a = m_c \cdot a \quad (5.3.3)$$

$$F_a = 800 \cdot 2 = 1\,600 \text{ [N]}$$

Gravitační síla působící na rameno kolébky počítaná ze statické rovnice "F_{zg}":

$$F_{zg} = \frac{F_g}{2} = 3\,924 \text{ [N]} \quad (5.3.4)$$

$$F_{zg} = \frac{7\,848}{2} = 3\,924 \text{ [N]}$$

Příčná síla působící na rameno kolébky přepočítaná z momentové rovnice "F_{za}":

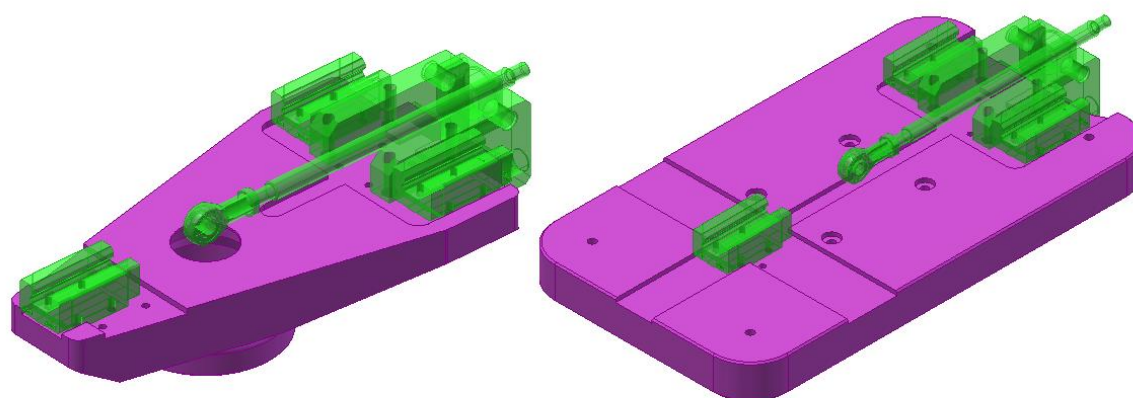
$$F_{za} = \frac{F_a \cdot \frac{z_T}{w_2}}{2} \quad (5.3.5)$$

$$F_{za} = \frac{1\,600 \cdot \frac{450}{225}}{2} = 1\,600 \text{ [N]}$$

6. Tvar nosiče pružin

Konstrukce příčného pohybu s vypružením se na stávajícím modulu již nachází a není tedy součástí mého návrhu. Pro mou práci ovšem budu muset tvar nosiče pružin upravit, ale z důvodu zachování sestavy spodní konstrukce nechám funkční plochy spodní strany nosiče pružin nepozměněny. Následně bude tento blok schopný být smontován k rámu podvozku lineárním vedením stejně jako doposud a dokáže k sobě připevnit nově navrženou sestavu uložení skříně s neporušením kinematických funkcí.

Na Obr. 15 zelené prvky představují sestavu spodní konstrukce příčného vypružení, jejichž sestavení a upnutí k nosiči pružin zanechávám podle stávajícího modelu. Lze zde vidět obě varianty nosiče s různou velikostí a tvarem z důvodu poupravení nově navrženého sekundárního vypružení. Funkční plochy spodní strany nosiče si ovšem ponechávají rozměrovou podobu.



Předešlý nosič pružin

Nově navržený nosič pružin

Obr. 15: Tvary spodních stran nosičů pružin

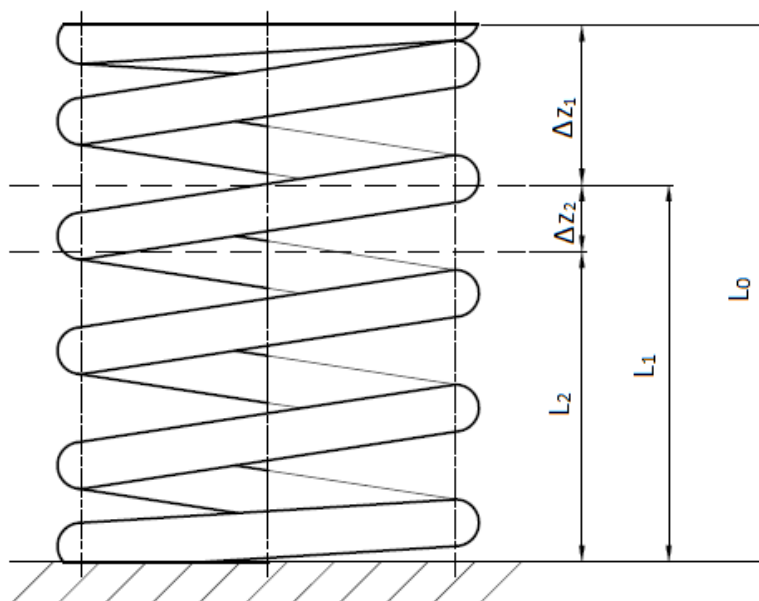
7. Návrh pružiny

7.1 Volba pružiny

Od vedoucího práce jsem dostal informaci o velikosti deformace pružiny v osovém směru pružiny při statické zátěži. Tato hodnota deformace, kterou jsem získal, je $\Delta Z_s = 120$ [mm]. Pro model kolejového stendu na strojní fakultě tuto hodnotu změním v patřičném měřítku 1:3,5. Pružinu si zvolím z katalogu pružin s danou tuhostí, která bude mít nejvíce přibližnou hodnotu tuhosti vypočítané (teoretické), kterou získám ze zadaných parametrů.

Tabulka 3: Popis označených rozměrů pružiny (Obr. 16)

L_0	Délka pružiny v odlehčeném stavu
L_1	Délka pružiny při staticky zatíženém stavu při max. hmotnosti
L_2	Délka pružiny při kombinaci statického stavu a příčného naklonění
ΔZ_1	Deformace pružiny z gravitačního zrychlení
ΔZ_2	Deformace pružiny z příčného zrychlení



Obr. 16: Rozměry stlačení pružiny

Rozměr stlačení pružiny v modelu od gravitačního zrychlení " Δz_1 ":

$$\Delta z_1 = \frac{\Delta z_s}{3,5} \tag{7.1.1}$$

$$\Delta z_1 = \frac{120}{3,5} = 34,29 \text{ [mm]}$$

Volím si válcově vinuté pružiny s konstantní tuhostí a s celkovým počtem čtyř pružin pro vypružení se symetrickým rozložením dvou kusů na každé rameno kolébky $p = 2$ [ks]. Ze známé hodnoty deformace pružiny při statickém stavu a uvedených sil působících v osách pružin vypočítám potřebnou tuhost sestavy pružin. Tuto tuhost vyhodnocuji z půl-řezu vypružení dle Obr. 14, kde mají síly vedené osami pružin stejnou orientaci. Pružiny jsou v sestavě umístěné paralelně, a tudíž se vypočítaná tuhost v půl-řezu vydělí počtem pružin. Výpočty provádím s pomocí grafu tuhosti v půl-řezu (Obr. 17).

Celková teoretická tuhost pružin na jednom rameni " $k_{c\ 1/2}$ ":

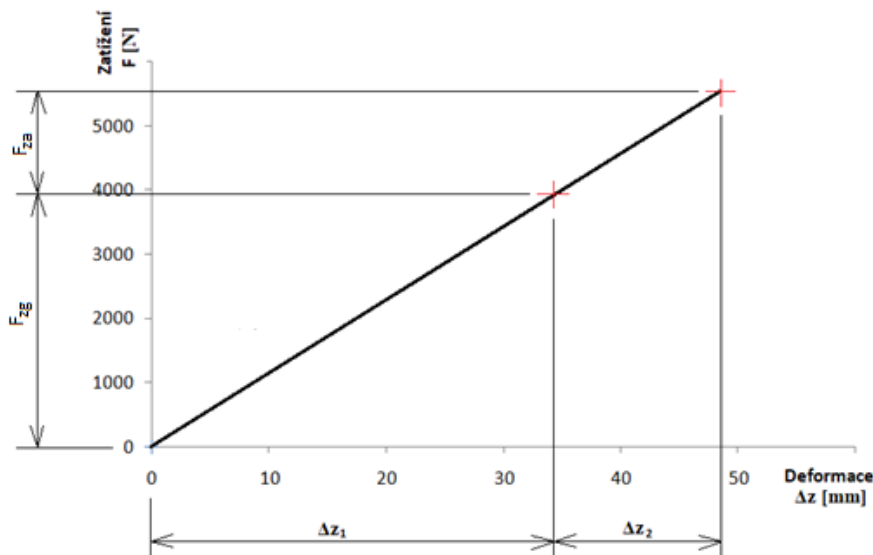
$$k_{c\ 1/2} = \frac{F_{zg}}{\Delta z_1} \tag{7.1.2}$$

$$k_{c\ 1/2} = \frac{3\ 924}{34,29} = 114,44 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Teoretická tuhost jedné pružiny "k_{teor}":

$$k_{teor} = \frac{k_c 1/2}{p} \tag{7.1.3}$$

$$k_{teor} = \frac{114,44}{2} = 57,22 \left[\frac{N}{mm} \right]$$



Obr. 17: Graf tuhosti pružin v půl-řezu

Z katalogu tlačných pružin od firmy Fevos s.r.o. jsem si zvolil optimální velikost pružiny tak, aby její hodnota tuhosti byla co nejbližší vypočítané, a aby se podle její velikosti dala přizpůsobit navrhovaná konstrukce, aniž by se změnil podstatné parametry pro předešlé výpočty.

Tabulka 4: Parametry zvolené pružiny

Tlačná pružina TL 10×90×115×5,5 ČSN 02 6020			
Průměr drátu	d	10	[mm]
Vnější průměr pružiny	D ₁	90	[mm]
Délka pružiny ve volném stavu	L ₀	115	[mm]
Celkový počet závitů	z	5,5	[-]
Počet činných závitů	n	3,5	[-]
Tuhost pružiny	k _{norm}	56,9	[N/mm]
Délka pružiny při maximálním stlačeném stavu	L ₈	62	[mm]
Síla pružiny při maximálním stlačeném stavu	F ₈	3 005	[N]

Mechanické vlastnosti EN 10270-1:2001			
Modul pružnosti v tahu	E	206 000	[N/mm ²]
Modul pružnosti ve smyku	G	81 500	[N/mm ²]
Hustota	ρ	7,85	[kg/dm ³]

7.2 Kontrola pružiny z geometrického hlediska

Zvolená pružina má dokonce velmi přibližnou tuhost jako tuhost vypočtená $k_{\text{norm}} = k_{\text{teor}}$. Je zapotřebí zkontrolovat, zda stav pružiny při skutečné maximální zátěži nepřesahuje maximální tabulkové hodnoty. Jedná se konkrétně o hodnotu síly působící v ose pružiny a délku pružiny. Dále bych pro kontrolu nazpět přes skutečné parametry pružiny vypočítal skutečnou deformaci pružiny od statického stavu.

Skutečná síla pružiny a maximální dovolená síla pružiny " F_{max} ":

$$F_{\text{max}} = (F_{\text{zg}} + F_{\text{za}}) \cdot \frac{1}{p} \leq F_8 \quad (7.2.1)$$

$$F_{\text{max}} = (3\,924 + 1\,600) \cdot \frac{1}{2} = 2\,762 \text{ [N]} \leq F_8 = 3\,005 \text{ [N]}$$

Skutečná délka pružiny a minimální dovolená délka pružiny " L_2 ":

$$L_2 = L_0 - \frac{F_{\text{max}}}{k_{\text{skut}}} \geq L_8 \quad (7.2.2)$$

$$L_2 = 115 - \frac{2\,762}{56,9} = 66,46 \text{ [mm]} \geq L_8 = 62 \text{ [mm]}$$

Kontrola stlačení pružiny od statického zatížení:

$$\Delta z_{1 \text{ teor}} = 34,29 \text{ [mm]}$$

$$\Delta z_{1 \text{ skut}} = \frac{F_{\text{zg}} \cdot \frac{1}{p}}{k_{\text{skut}}} \quad (7.2.3)$$

$$\Delta z_{1 \text{ skut}} = \frac{3\,924 \cdot \frac{1}{2}}{56,9} = 34,48 \text{ [mm]}$$

Skutečné stlačení pružiny od příčného zatížení:

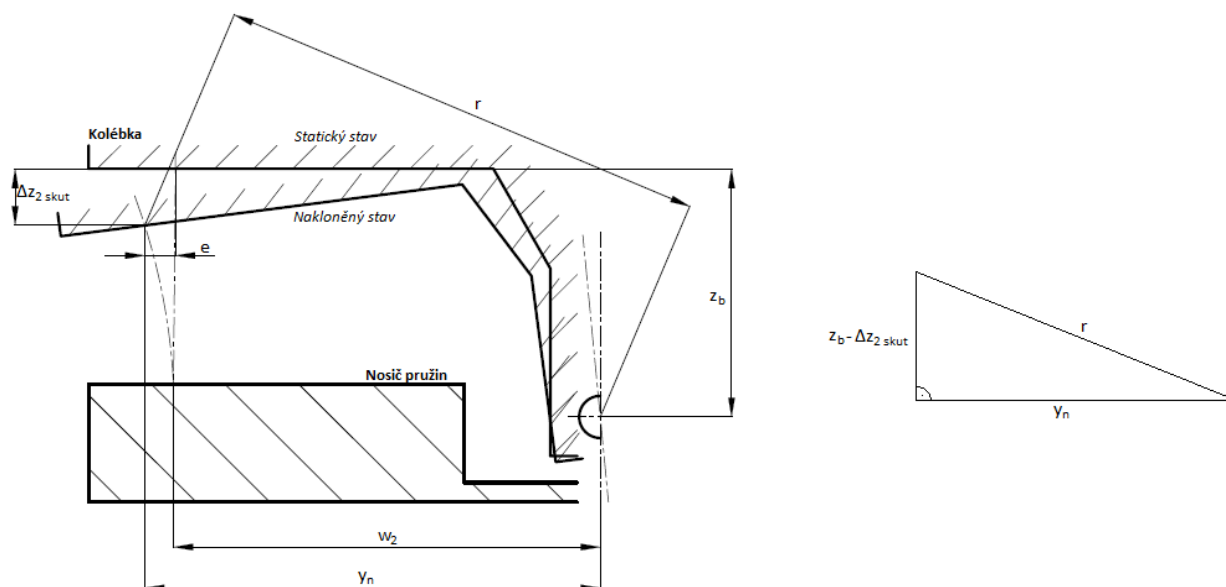
$$\Delta z_{2 \text{ skut}} = \frac{F_{za} \cdot \frac{1}{p}}{k_{\text{skut}}} \quad (7.2.4)$$

$$\Delta z_{2 \text{ skut}} = \frac{1\,600 \cdot \frac{1}{2}}{56,9} = 14,06 \text{ [mm]}$$

Při porovnání hodnoty skutečné a teoretické deformace se jedná o rozdíl hodnot přibližně o 0,2 [mm]. Nepřesnost se pohybuje v relativní míře od statického zatížení okolo 0,5 [%]. V rámci mnoha velmi odlišných hodnot tuhostí prodávaných pružin z katalogu vyhodnocuji, že použití tohoto typu a velikosti pružiny je pro mou práci přijatelné.

7.3 Pevnostní kontrola pružiny

Ze stanoveného tvaru konstrukce se při vyskytujícím se příčném zatížení kolébka naklápí a deformuje pružiny do radiálního směru od osy pružiny. Toto vybočení je nutné vypočítat pro pevnostní kontrolu pružiny. Při naklápění kolébky se pružiny na obou ramenech vychylují o stejnou vzdálenost, přičemž na jednom rameni se pružiny více zatíží a na druhém odlehčí. Výpočet vychýlení provádím u pružin s větším stlačením. Náhled naklonění kolébky lze vidět na Obr. 18.



Obr. 18: Nákres statického a nakloněného stavu kolébky s rozměry

Tabulka 5: Rozměry konstrukce pro výpočet vychýlení:

Vzdálenost dotyku pružiny s horním dorazem od osy čepu	z_b	90	[mm]
Vzdálenost osy pružiny od osy naklápění kolébky	w_2	225	[mm]
Stlačení pružiny od příčného naklopení	$\Delta z_{2 \text{ skut}}$	14,06	[mm]

Vzdálenost osy čepu od styku pružiny s kolébkou "r":

$$r = \sqrt{z_b^2 + w_2^2} \quad (7.3.1)$$

$$r = \sqrt{90^2 + 225^2} = 242,33 \text{ [mm]}$$

Vzdálenost osy pružiny při vychýlení od osy kolébky "y_n":

$$y_n = \sqrt{r^2 - (z_b - \Delta z_{2 \text{ skut}})^2} \quad (7.3.2)$$

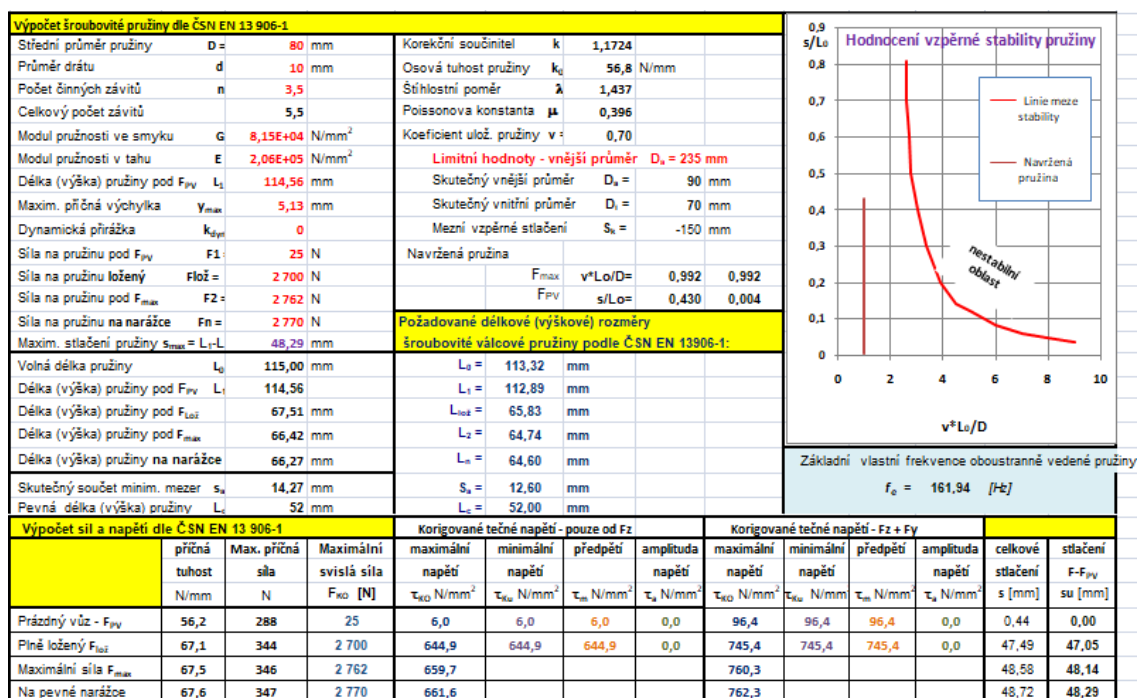
$$y_n = \sqrt{242,33^2 - (90 - 14,06)^2} = 230,12 \text{ [mm]}$$

Vychýlení osy pružiny při naklopení "e":

$$e = y_n - w_2 \quad (7.3.3)$$

$$e = 230,12 - 225 = 5,12 \text{ [mm]}$$

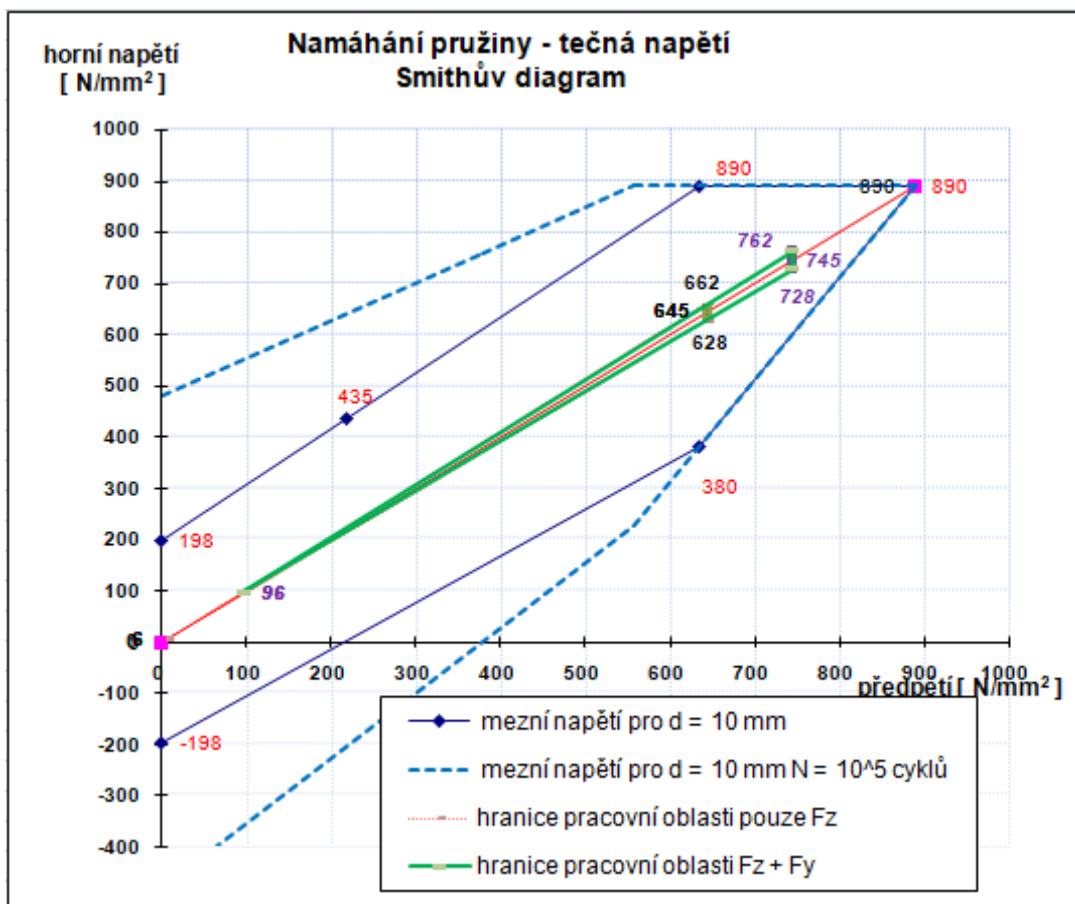
Hodnotu výchylky vypružení při naklopení kolébky "e" použiju do pevnostních výpočtů trvanlivosti pomocí Smithova a Goodmanova diagramu. Toto vyhodnocení provádím skrze program Excel poskytnutým doc. Ing. Josefem Kolářem, CSc., kde jsou již vepsané výpočty a nastavené šablony pro zadání potřebných parametrů pružiny uvedené v Obr. 19. Výsledkem jsou uvedené pracovní oblasti pružiny v grafech zmíněných diagramech (Obr. 20, 21).



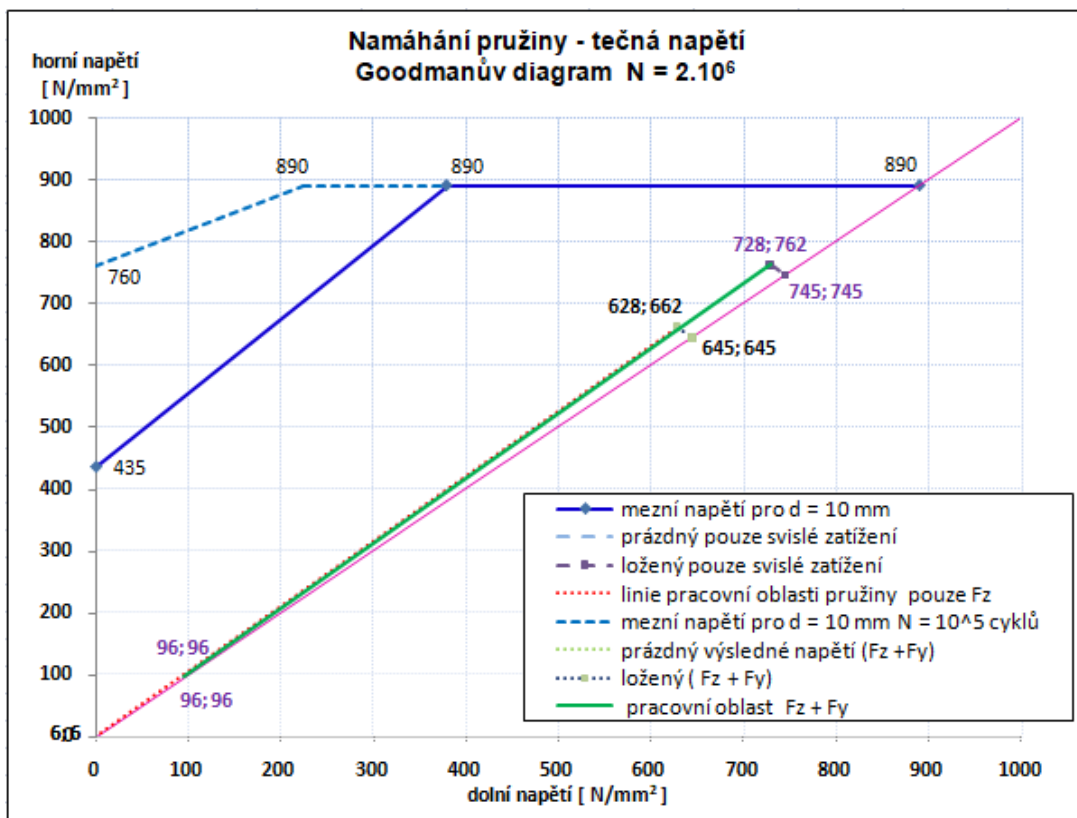
Obr. 19: Tabulka parametrů pružiny v programu Excel

Tabulka parametrů zobrazena na Obr. 19 obsahuje geometrii pružiny, její mechanické vlastnosti a silové zatížení, které na ní působí. Program vypočítá ve spodní části tabulky hodnoty tečných napětí pro různé stavy pružiny, které se následně vnášejí do Smithova a Goodmanova diagramu. Pravý horní roh tabulky zobrazuje graf vzpěrné stability pružiny, přičemž křivka podobná hyperbole značí mez stability pružiny oddělující nestabilní oblast - pravá plocha a stabilní oblast - levá plocha. Zvolená pružina, v grafu znázorněná jako svislá příčka, z mého návrhu se podle tohoto grafu vyskytuje v oblasti stability.

Ze Smithova a Goodmanova diagramu (Obr. 20, 21) je patrné, že pracovní oblast zvolené pružiny se nachází pod mezním napětím, tedy v přípustném stavu. To znamená, že pružina by měla mít nekonečnou trvanlivost, pokud se po celou dobu její funkce nezatíží jinými silami, které by pracovní oblasti v diagramech pozměnily. Jeden z nežádoucích, velmi rizikových faktorů, který by masivně změnil pracovní oblasti pružiny, by mohl být, kdyby se pružina dostala do stavu, kdy na sebe závity pružiny při přetížení dosednou a pružina by tím ztratila svou funkci. Tento stav zamezím namontováním dorazů do nosiče pružin i do kolébky, které pružiny stabilizují v sestavě a zabraňují vzájemných dosednutí závity pružin.



Obr. 20: Smithův diagram



Obr. 21: Goodmanův diagram

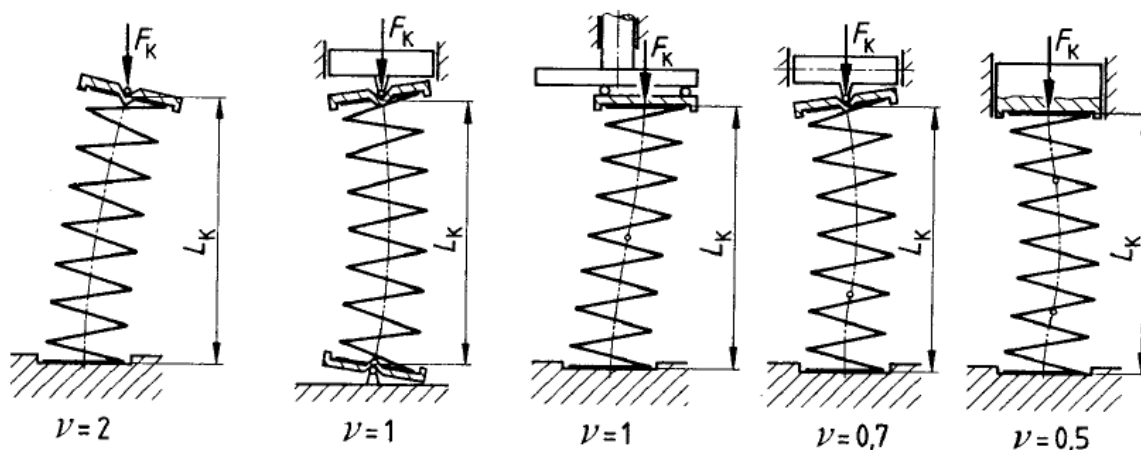
7.4 Bezpečnost proti vybočení a překlopení pružiny

Poslední kontrolou u vypružení podvozku je kontrola pružiny na vybočení, které porovnává reálné maximální stlačení pružiny a maximální dovolené (vzpěrné). Překlopení pružiny je nežádoucí a mohlo by se ho docílit, kdyby moment působící na pružinu od příčné síly překonal moment od svislé síly, který pružinu stabilizuje. Koeficienty různých typů sezení pružin jsou uvedeny na Obr. 22.

Rovnice reálného maximálního stlačení pružiny "s":

$$s = \Delta z_{1 \text{ skut}} + \Delta z_{2 \text{ skut}} \tag{7.4.1}$$

$$s = 34,48 + 14,06 = 48,54 \text{ [mm]}$$



Obr. 22: Typy uložení pružin s axiálním zatížením a koeficienty sezení [4]

Z těchto pěti typů uložení pružin se dá pro mou konstrukci přirovnat první varianta s koeficientem sezení $\nu = 2$.

Tabulka 6: Parametry pružiny pro výpočet kontroly proti vybočení

Volná délka pružiny	L_0	115	[mm]
Modul pružnosti ve smyku	G	81 500	[N/mm ²]
Modul pružnosti v tahu	E	206 000	[N/mm ²]
Střední průměr pružiny	D	80	[mm]
Koeficient sezení pružiny	ν	2	[-]

Rovnice vzpěrného stlačení pružiny "s_k":

$$s_k = L_0 \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{v \cdot L_0} \right)^2} \right] \quad (7.4.2)$$

$$s_k = 115 \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{81\,500}{206\,000}} \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{81\,500}{206\,000}}{0,5 + \frac{81\,500}{206\,000}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 80}{2 \cdot 115} \right)^2} \right] = 53,21 \text{ [mm]}$$

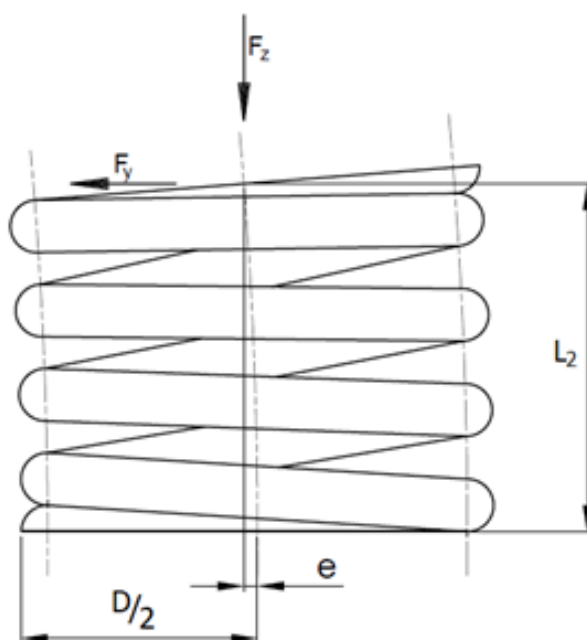
Rovnice bezpečnosti proti vybočení:

$$\frac{s_k}{s} > 1 \quad (7.4.3)$$

$$\frac{53,21}{48,54} = 1,096 > 1$$

Bezpečnost pružiny proti vybočení je dle rovnice (8.4.3) splněna.

Hodnotu axiální síly používám maximální možnou sílu působící na jednu pružinu. Tuto hodnotu jsem již vypočítal v kapitole 7.2 jako "F_{max}". Příčnou sílu jsem převzal z tabulky parametrů pružiny z programu Excel uvedené v kapitole 7.3. Oblast tabulky, kde se tato hodnota nachází, se vyskytuje v levém dolním rohu: Výpočet sil a napětí dle ČSN EN 13 906-1. Tvar pružiny při zatížení pro výpočet stability je zobrazen na Obr. 23.



Obr. 23: Tvar pružiny při maximálním kombinovaném zatížení

Tabulka 7: Parametry pružiny pro výpočet kontroly proti překlopení

Délka stlačené pružiny kombinovaným zatížením	L_2	66,42	[mm]
Vnější poloměr pružiny	$D/2$	45	[mm]
Výchylka vypružení při naklonění pružiny	e	5,12	[mm]
Axiální síla od kombinovaného zatížení	F_z	2 762	[N]
Příčná síla od naklonění kolébky	F_y	347	[N]

Podmínka stability pružiny proti překlopení:

$$F_z \cdot \left(\frac{D}{2} - e \right) \geq F_y \cdot L_2 \quad (7.4.4)$$

$$2\,762 \cdot (45 - 5,12) = 110\,148 \text{ [Nmm]} > 347 \cdot 66,42 = 23\,048 \text{ [Nmm]}$$

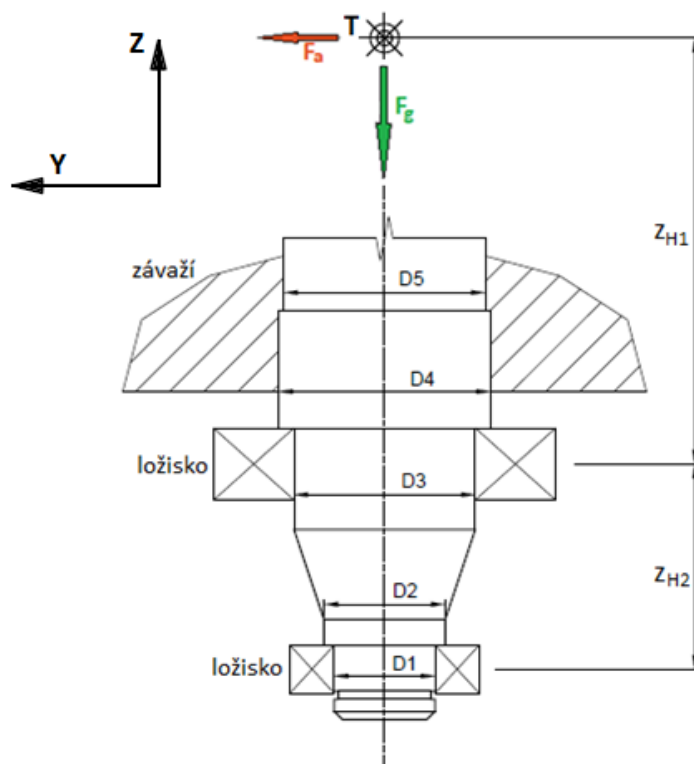
Bezpečnost pružiny proti překlopení je dle rovnice (8.4.4) splněna.

8. Dimenzování hřídele

V kolébce je ložisky upnutá hřídel, která má dvě funkce. Zajišťuje stálou polohu závaží vůči kolébce a umožňuje rotaci závaží kolem svislé osy. Hřídel tedy musí být tvarovaná tak, aby se dokázala do kolébky skrze ložiska uchytit, ukotvila závaží na ní nasazené a odolala svou pevností zatěžujícím stavům. Potřebné délky jednotlivých částí hřídele (Z_{H1} , Z_{H2}) jsou již stanovené z navrženého modelu sekundárního vypružení. V následujících výpočtech budu provádět základní návrh průměrů hřídele pro schopnost smontování, kontrolu hřídele na ohyb a stanovím její bezpečnost proti maximálnímu zatížení.

8.1 Vnější zatížení

Hřídel upnu do kolébky s použitím dvou ložisek. Pro možnost nasazení horního ložiska je podmínkou zmenšení ostatních průměrů, přes které se bude ložisko nasazovat. Podle Obr. 24 se horní ložisko nasadí zespoda a axiálně se opře o část hřídele s průměrem D_4 . Tímto způsobem bude zajištěn statický stav ve svislém směru od gravitační síly vyvolané závažím. Jelikož zachovávám rozměry závaží ze stávajícího modelu, hodnoty průměrů D_4 a D_5 neměním. Podmínka pro smontování v tomto případě je: $D_4 > D_3 > D_2 > D_1$.



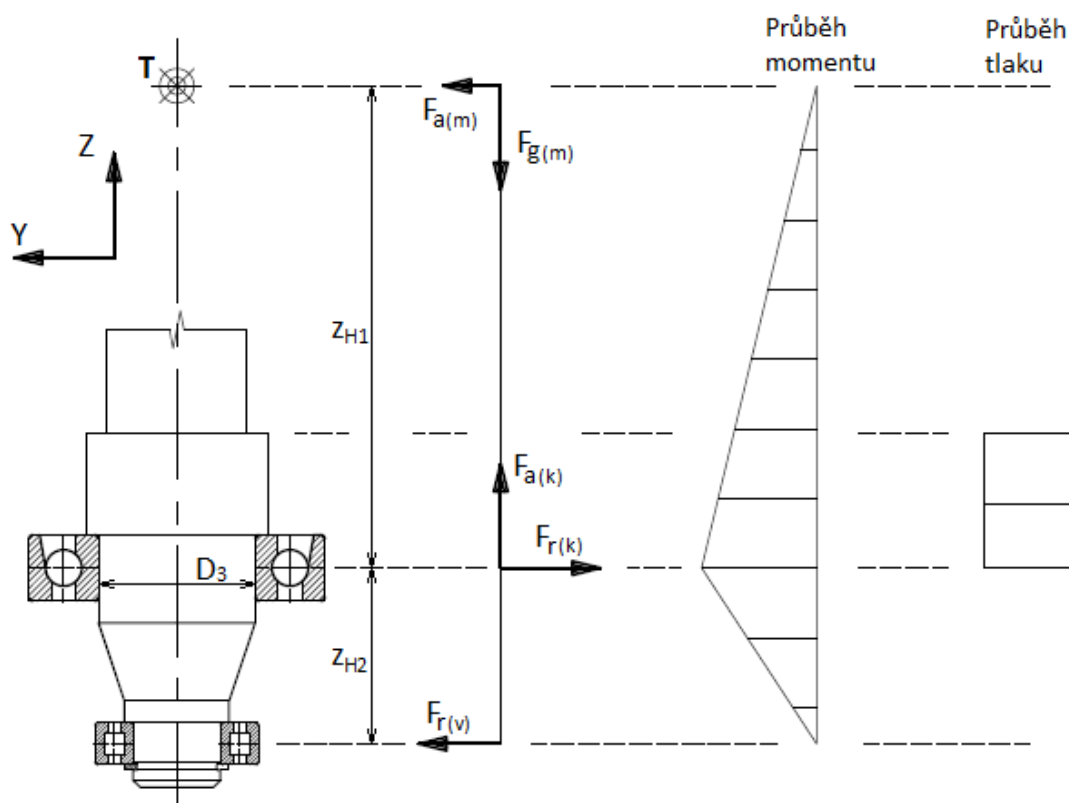
Obr. 24: Návrh hřídele

Příčná síla vedená těžištěm závaží je zachycená radiálními silami v osách ložisek. Gravitační síla od závaží je podepřena skrze horní ložisko. Budu postupovat volbou rozměru průměru D_3 , aby splňovala podmínku smontování, bylo by možné pro daný průměr vybrat vhodné ložisko z katalogu výrobců a odolala vnějším zatížením. Kontrolu na ohyb budu provádět pouze u průměru D_3 , jelikož právě tento průměr je z vyhodnocení průběhu momentu v budoucích výpočtech jediné pevnostně kritické místo na hřídeli.

Tabulka 8: Parametry pro výpočet kritického místa na hřídeli

Vzdálenost těžiště závaží od středu horního ložiska	z_{H1}	318,5	[mm]
Vzdálenost mezi středy obou ložisek	z_{H2}	50,5	[mm]
Průměr hřídele axiálně se opírající o ložisko	D_4	52,5	[mm]
Průměr hřídele pro nasazení závaží	D_5	50	[mm]
Hmotnost závaží	m	750	[kg]
Gravitační zrychlení	g	9,81	[$m \cdot s^{-2}$]
Nevykompenzované příčné zrychlení	a	2	[$m \cdot s^{-2}$]

Hodnoty vzdáleností " z_{H1} , z_{H2} " jsem převzal z finálního modelu sestavy. Průměry " $D4$, $D5$ " zachovávám ze stávajícího modelu. Nyní k maximální hmotnosti nepřipočítávám zatížení z navržené pohyblivé konstrukce " m_s " (na rozdíl od kapitoly 5.3), jelikož se nevztahuje do pevnostních výpočtů hřídele. Průběhy zatížení hřídele jsou zobrazeny na Obr. 25.



Obr. 25: Rozvržení sil a průběhy napětí hřídele

Příčná síla vyvolaná příčným zrychlením závaží " $F_{a(m)}$ ":

$$F_{a(m)} = m \cdot a \tag{8.1.1}$$

$$F_{a(m)} = 750 \cdot 2 = 1\,500 \text{ [N]}$$

Svislá síla vyvolaná gravitačním zrychlením závaží " $F_{g(m)}$ ":

$$F_{g(m)} = m \cdot g \tag{8.1.2}$$

$$F_{g(m)} = 750 \cdot 9,81 = 7\,357,5 \text{ [N]}$$

Axiální síla kosoúhlého ložiska " $F_{a(k)}$ ":

$$F_{a(k)} = F_{g(m)} \tag{8.1.3}$$

$$F_{a(k)} = 7\,357,5 \text{ [N]}$$

Radiální síla kosoúhlého ložiska " $F_{r(k)}$ ":

$$F_{r(k)} = F_{a(m)} \cdot \frac{z_{H1} + z_{H2}}{z_{H2}} \quad (8.1.4)$$

$$F_{r(k)} = 1\,500 \cdot \frac{318,5 + 50,5}{50,5} = 10\,960,4 \text{ [N]}$$

Radiální síla válečkového ložiska " $F_{r(v)}$ ":

$$F_{r(v)} = F_{r(k)} - F_{a(m)} \quad (8.1.5)$$

$$F_{r(v)} = 10\,960,4 - 1\,500 = 9\,460,4 \text{ [N]}$$

Maximální moment " M_{\max} ":

$$M_{\max} = F_{a(m)} \cdot z_{H1} \quad (8.1.6)$$

$$M_{\max} = 1\,500 \cdot 318,5 = 477\,750 \text{ [Nmm]}$$

8.2 Volba rozměru a kontrola kritického průřezu

Kritickým průřezem se z předešlé kapitoly jeví průměr D_3 . Zvolím tedy tento průměr, aby splňoval podmínku, že má být menší než D_4 , a aby se pro tento průměr dalo přiřadit ložisko. Dále zvolím materiál pro hřídel a s pomocí mechanických vlastností daného materiálu provedu pevnostní kontrolu. Orientace příčného zrychlení se může promítat do obou směrů, tudíž je hřídel namáhaná střídavě, a proto do výpočtu pevnostní kontroly zahrnu i koeficient střídavého namáhání " c_{III} " = 0,65.

Pro kritický průměr D_3 volím velikost 45 mm. Tato velikost je menší hodnoty než velikost průměru $D_4 = 52,5$ mm a lze na tento průměr nasadit ložisko zvolené v budoucí kapitole. Materiál hřídele si vybírám ocel C60E4 (12 050.1) dle ČSN 41 2050 normalizačně žíhanou, která má mez kluzu minimální $R_{p0,2} = 325 \text{ [N/mm}^2\text{]}$.

Obsah průřezu kritického průměru " S_3 ":

$$S_3 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} \quad (8.2.1)$$

$$S_3 = \frac{\pi \cdot 45^2}{4} = 1\,590,5 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Průřezový modul v ohybu " W_o ":

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_3^3}{32} \quad (8.2.2)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 45^3}{32} = 8\,946,2 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Napětí v ohybu " σ_o ":

$$\sigma_o = \frac{M_{\max}}{W_o} \quad (8.2.3)$$

$$\sigma_o = \frac{477\,750}{8\,946,2} = 53,4 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Napětí v tlaku " σ_t ":

$$\sigma_t = \frac{F_{a(k)}}{S_3} \quad (8.2.4)$$

$$\sigma_t = \frac{7\,357,3}{1\,590,5} = 4,6 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Redukované napětí " σ_{RED} ":

$$\sigma_{\text{RED}} = \sigma_o + \sigma_t \quad (8.2.5)$$

$$\sigma_{\text{RED}} = 53,4 + 4,6 = 58 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Dovolené namáhání " σ_{DOV} ":

$$\sigma_{\text{DOV}} = R_{p0,2} \cdot c_{III} \quad (8.2.6)$$

$$\sigma_{\text{DOV}} = 325 \cdot 0,65 = 211,25 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Bezpečnost kritického místa "k":

$$k = \frac{\sigma_{\text{DOV}}}{\sigma_{\text{RED}}} \quad (8.2.7)$$

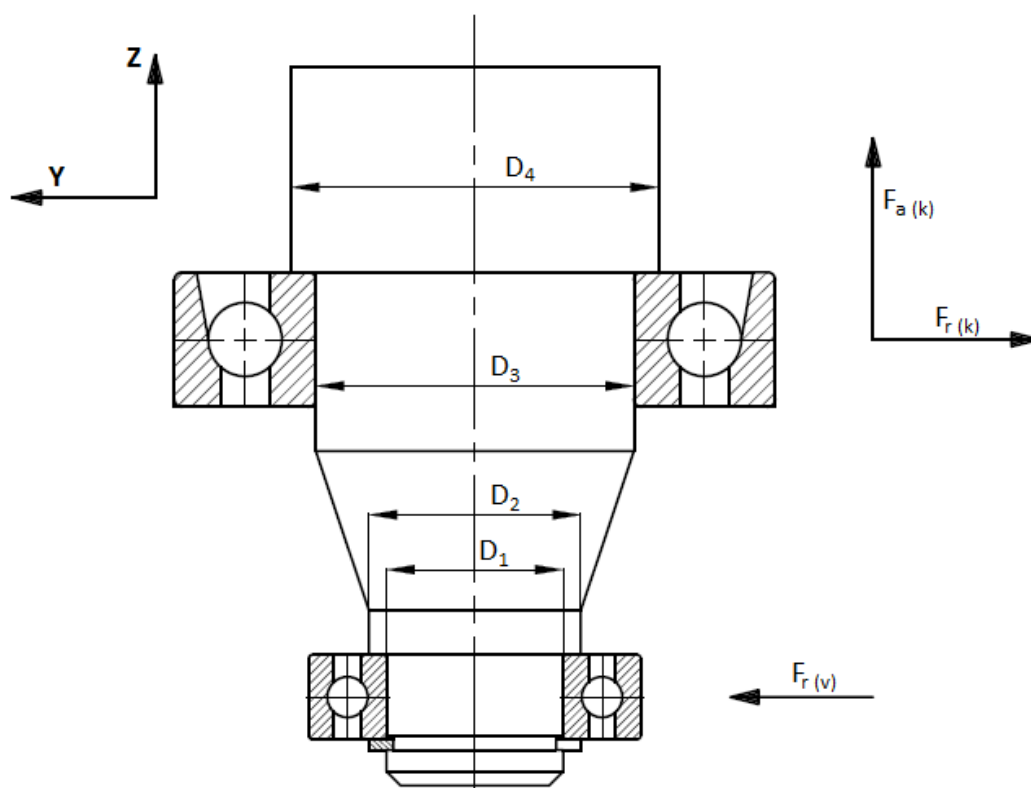
$$k = \frac{211,25}{58} = 3,6 [-]$$

Bezpečnost hřídele v nejzatíženějším místě vychází $k = 3,6$, která je větší než 1, což znamená, že by měla zvládat maximální zatížení. Navržená hřídel tedy vyhovuje.

9. Volba ložisek

Ložiska v sestavě umožňují rotaci závaží vůči kolébce a v ostatních směrech zajišťují nepohyblivý stav součástí mezi sebou. V navržené konstrukci použiji dvě ložiska. Na hřídel působí dva směry zatížení: axiální, které je vyvolané gravitační silou závaží a účinkuje v ose hřídele; a radiální, které je podnícené příčným zrychlením a způsobuje vychýlení závaží s hřídelí, které musí být skrze radiální síly v ložiskách momentově stabilizované. Z těchto působících zatížení jsem navrhnul větší ložisko s kosoúhlým stykem, které odolává axiální i radiální síle a druhé ložisko válečkové přenášející pouze radiální síly.

Působící zatížení porovnám s tabulkovými hodnotami zvolených typů a velikostí ložisek. Toto porovnání použiju jako kontrolu únosnosti ložisek, která bude platná, pokud reálné zatížení nebude větší nežli tabulkové hodnoty. Hřídel musí mít ložiska umožňenou rotaci, prakticky se ovšem skoro neotáčí, a proto použiju hodnoty z tabulek základních únosností statické C_0 . Průměry hřídele a ložiska se smysly zatížení jsou zobrazeny na Obr. 26.



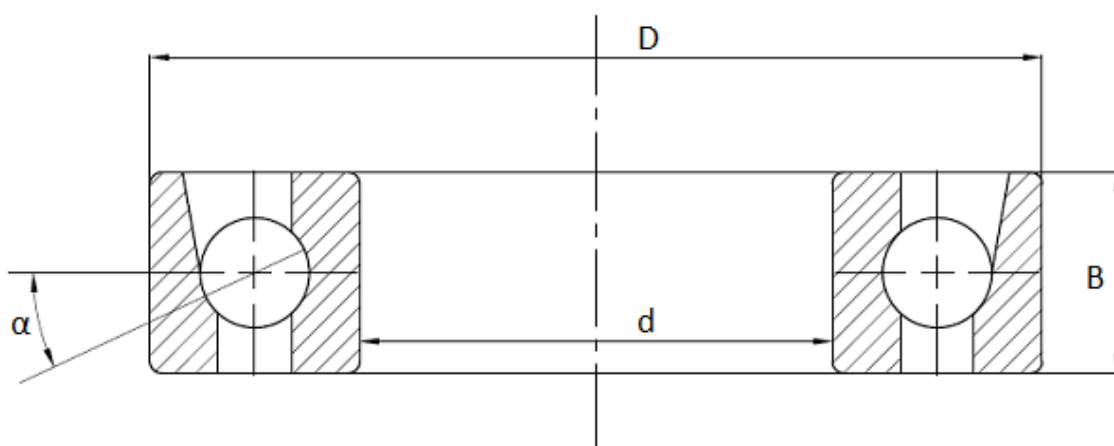
Obr. 26: Rozložení sil působící na ložiska

Tabulka 9: Síly působící na ložiska (kapitola 8.1)

Axiální síla ložiska s kosoúhlým stykem	$F_{a(k)}$	7 357,5	[N]
Radiální síla ložiska s kosoúhlým stykem	$F_{r(k)}$	10 960,4	[N]
Radiální síla válečkového ložiska	$F_{r(v)}$	9 560,4	[N]

9.1 Kontrola ložiska s kosoúhlým stykem

Zvolil jsem si kuličkové ložisko jednořadé s kosoúhlým stykem B 7209 AC - ČSN 02 4645 (Obr. 27). Vnitřní průměr tohoto ložiska je roven průměru hřídele D_3 .



Obr. 27: Kuličkové ložisko jednořadé s kosoúhlým stykem

Tabulka 10: Parametry kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem

Vnitřní průměr ložiska	d	45	[mm]
Vnější průměr ložiska	D	85	[mm]
Šířka ložiska	B	19	[mm]
Základní statická únosnost	C_0	25 000	[N]
Stykový úhel	α	25	[°]
Koeficient radiálního statického zatížení	X_0	0,5	[-]
Koeficient axiálního statického zatížení	Y_0	0,38	[-]

Radiální statické ekvivalentní zatížení " P_{or} ":

$$P_{or} = X_0 \cdot F_{r(k)} + Y_0 \cdot F_{a(k)} \tag{9.1.1}$$

$$P_{or} = 0,5 \cdot 10\,960,4 + 0,38 \cdot 7\,357,5 = 8\,276 \text{ [N]}$$

Poměr statické únosnosti a ekvivalentního zatížení "k":

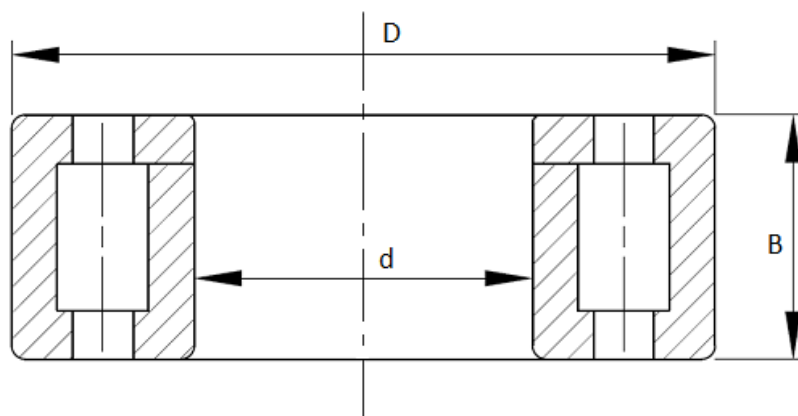
$$k = \frac{C_0}{P_{or}} \tag{9.1.2}$$

$$k = \frac{25\,000}{8\,276} = 3,02$$

Bezpečnost ložiska $k = 3,02$ je větší než hodnota 1, ložisko je tedy navrženo na třikrát větší zatížení. Navržené ložisko vyhovuje.

9.2 Kontrola válečkového ložiska

Zvolil jsem si válečkové ložisko jednořadé NUP 2205 - ČSN 02 4670 (Obr. 28). Vnitřní průměr tohoto ložiska je roven průměru hřídele D_1 , jehož podmínkou je, aby $D_3 > D_2 > D_1$.



Obr. 28: Válečkové ložisko jednořadé

Tabulka 11: Parametry válečkového ložiska

Vnitřní průměr ložiska	d	25	[mm]
Vnější průměr ložiska	D	52	[mm]
Šířka ložiska	B	18	[mm]
Základní statická únosnost	C_0	11 600	[N]

Radiální statické ekvivalentní zatížení " P_{or} ":

$$P_{or} = F_{r(v)} \tag{9.2.1}$$

$$P_{or} = 9\,460,4 \text{ [N]}$$

Poměr statické únosnosti a ekvivalentního zatížení "k":

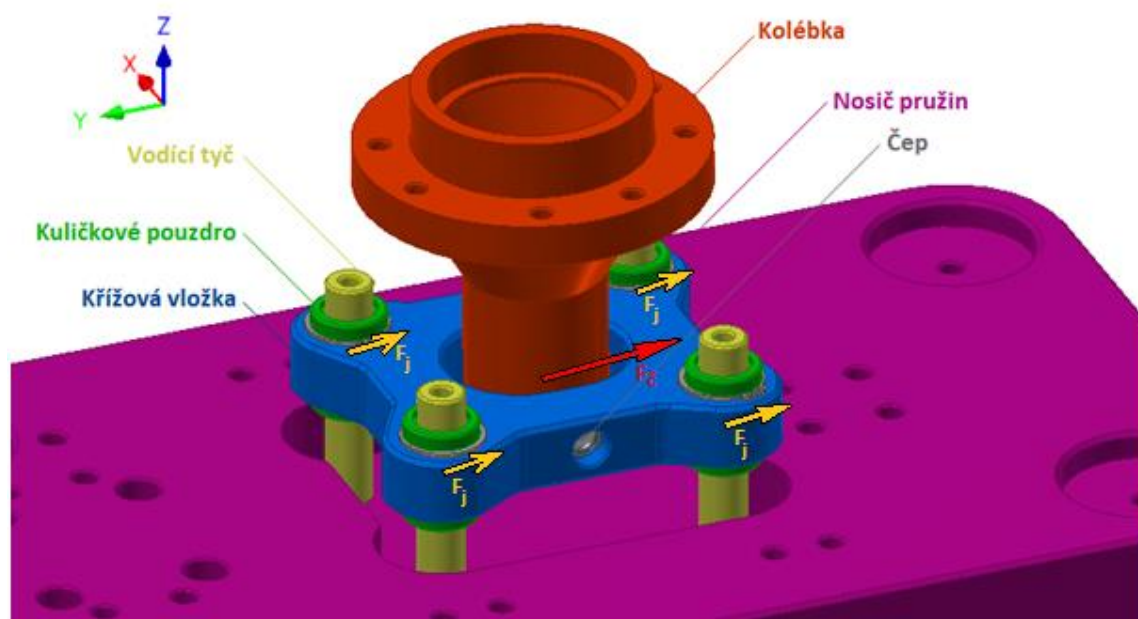
$$k = \frac{C_0}{P_{or}} \quad (9.2.2)$$

$$k = \frac{11\,600}{9\,460,4} = 1,23$$

Bezpečnost ložiska $k = 1,23$ je větší než hodnota 1, ložisko je tedy navrženo na mírně větší zatížení. Navržené ložisko vyhovuje.

10. Lineární vedení kolébky

Ze zadání je kinematickou podmínkou pro správnou funkci schopnost závaží se svisle posouvat. Dle mého návrhu se společně se závažím pohybuje stejně i kolébka (kromě svislé rotace řešené v kapitole 8). Kolébka se musí vůči rámu svisle posouvat i příčně naklápět. Naklápění je provedeno čepem umístěným mezi spodní částí kolébky a křížovou vložkou. Možnost svislého posuvu bez ostatních přímočarých pohybů kolébky je provedeno právě v otvoru pro čep. To znamená, že osa díry kolébky pro čep se dokáže posouvat pouze po ose Z a naklápět se kolem podélné osy X. Toto naklápění ovšem nezpůsobuje vychýlení osy čepu do nežádoucích směrů, a proto neporušuje kinematické podmínky. 3D pohled je zobrazen na Obr. 29.



Obr. 29: 3D model lineárního vedení v programu Autodesk Inventor

Svislý posuv je proveden pomocí čtyř paralelně zapojených vodících tyčí upnutých k nosiči pružin a kuličkových pouzder nasazených do vodících tyčí. Ke kolébce jsou kuličková pouzdra připojena přes křížovou vložku a čep umožňující naklápění kolébky. Svislý pohyb se tedy uskutečňuje mezi vodícími tyčemi a kuličkovými pouzdry.

Použil jsem paralelní zapojení čtyř kusů lineárního vedení v sestavě obdélníkového tvaru z půdorysného pohledu. Toto zapojení zajistí vysokou tuhost konstrukce při jakémkoliv horizontálním směru síly působící na závaží. Teoreticky se ze zadání u závaží vyskytuje pouze příčné zrychlení. Navržená sestava odolá v určité velikosti i podélným silám, které mohou vzniknout například neopatrností při montáži.

V Obr. 29 chybí komponenty pro upevnění druhého konce vodících tyčí k nosiči pružin pro lepší znázornění zapojení lineárního vedení.

10.1 Délka vodící tyče

Celková délka vodící tyče musí být navržena tak, aby zvládala potřebný pohyb i s vůlemi, byla vsazena do upevňovacích otvorů s dostatečnou hloubkou a bylo možno na vodící tyč nasadit kuličkové pouzdro o vlastní délce. Pro mou konstrukci jsem zvolil typ a velikost kuličkového pouzdra UBM-20AWW od firmy Hiwin s.r.o. Maximální možný svislý pohyb, který musím zohlednit u lineárního vedení, je pouze stlačením pružiny z odlehčeného stavu až do statické polohy " $\Delta z_{1 \text{ skut}}$ ".

Tabulka 12: Funkční délky vodící tyče

Délka kuličkového pouzdra	L_k	45	[mm]
Maximální svislý pohyb ($= \Delta z_{1 \text{ skut}}$)	L_p	34,5	[mm]
Hloubka vsazení konců tyče	L_u	5	[mm]
Celková vůle (horní + dolní)	L_v	15,5	[mm]

Výpočet celkové délky tyče " L_c ":

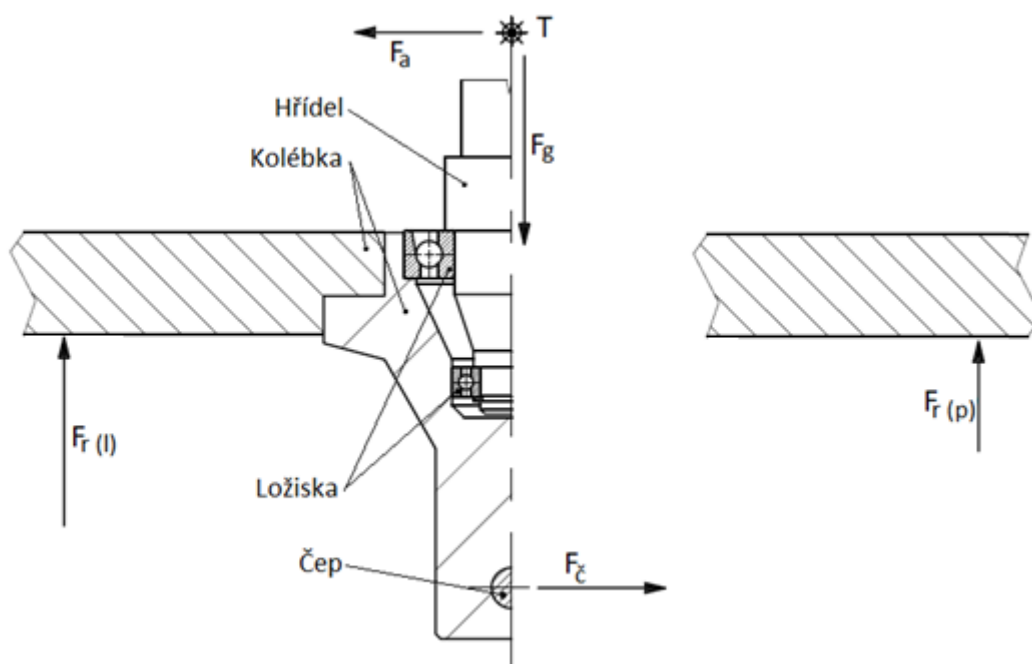
$$L_c = L_k + L_p + 2 \cdot L_u + L_v \quad (10.1.1)$$

$$L_c = 45 + 34,5 + 2 \cdot 5 + 15,5 = 105 \text{ [mm]}$$

10.2 Kontrola kuličkového pouzdra

Na kuličkové pouzdro působí radiální síla způsobená nevykompenzovaným příčným zrychlením od závaží i s hmotností pohyblivé konstrukce. V sestavě jsou paralelně zapojena čtyři kuličková pouzdra, a proto se celková síla zatěžující čep rozdělí rovnoměrně na čtvrtiny a z těchto sil budu kontrolovat únosnost. Velikost síly se mění necyklicky změnou příčného zrychlení a změnou hmotnosti závaží, únosnost budu kontrolovat tak, jako by maximální příčné zrychlení působilo na maximální hmotnost neustále. Použiji tedy tabulkovou hodnotu statické únosnosti "C₀" pro stanovený typ a velikost kuličkového pouzdra.

V Obr. 30 jsou zobrazeny svislé síly od gravitačního zrychlení a reakce od pružin. Tyto síly jsem znázornil pro statickou úplnost části konstrukce, k nastávajícím výpočtům ovšem kvůli své orientaci jejich velikosti nejsou podstatné.



Obr. 30: Silová rovnováha kolébky s hřídélí

Tabulka 13: Parametry pro kontrolu lineárního vedení

Síla z příčného zrychlení	F _a	1 600	[N]
Počet kuličkových pouzder	j	4	[ks]
Statická únosnost pouzdra	C ₀	2 280	[N]

Výpočet maximální síly zatěžující čep "F_č":

$$F_a - F_{\check{c}} = 0 \rightarrow F_{\check{c}} = F_a \quad (10.2.1)$$

$$F_{\check{c}} = 1\,600 \text{ [N]}$$

Rozdělení síly na jednotlivé pouzdra "F_j":

$$F_j = \frac{F_{\check{c}}}{j} \quad (10.2.2)$$

$$F_j = \frac{1\,600}{4} = 400 \text{ [N]}$$

Bezpečnost statické únosnosti "k":

$$k = \frac{C_0}{F_j} \quad (10.2.3)$$

$$k = \frac{2\,280}{400} = 5,7 \text{ [-]}$$

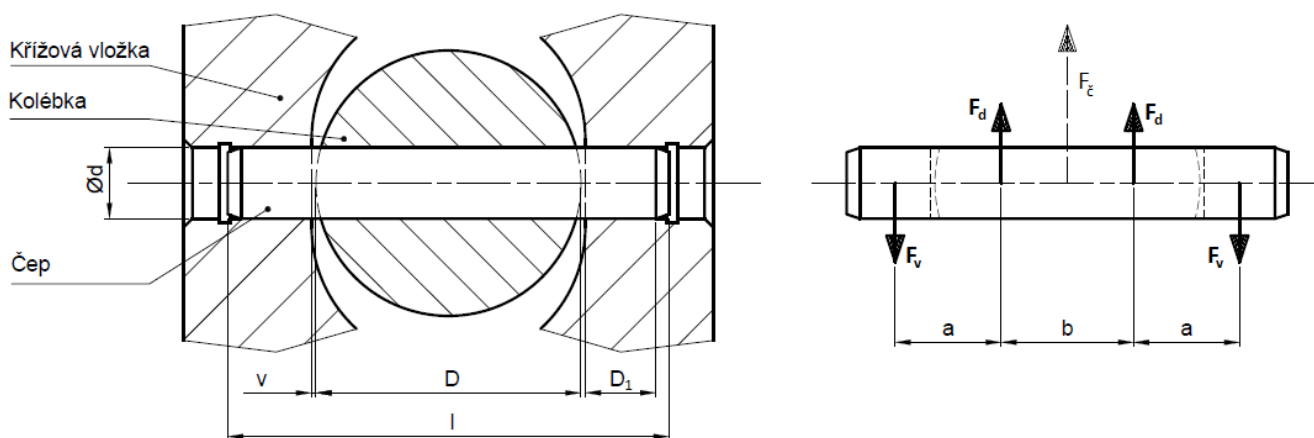
Bezpečnost kuličkového pouzdra $k = 5,7$ je větší než hodnota 1, pouzdro je tedy navržené na mnohokrát větší zatížení. Kvůli dostatečné tuhosti ovšem takto předimenzované vedení ponechám. Navržené pouzdro pevnostně vyhovuje.

11. Kontrola čepu

Čep v konstrukci slouží ke schopnosti naklápění kolébky vůči rámu. Je umístěn ve spodní části kolébky v dutině pro čep a spojuje kolébku s křížovou vložkou. Nevykompenzovaném příčném zrychlením od závaží se pro statickou rovnováhu v ose čepu tvoří vodorovná síla "F_č", která skrze daný tvar konstrukce ohýbá čep. Navržený čep má již dané rozměry ČEP 16×100 A ISO 2340 - St a přiřazen materiál 11 500 s mezí kluzu $R_e = 275 \text{ [N/mm}^2\text{]}$. Čep zkontroluji na pevnost v ohybu (Obr. 32) a otláčení v křížové vložce. Jedná se opět o sílu z příčného zrychlení, které je proměnlivé. Čep je tedy zatěžován střídavě, a proto do výpočtů zahrnu koeficient střídavého namáhání "C_{III}". Materiál kolébky a křížové vložky je stejný (slitina hliníku), ale styková plocha s čepem je menší právě v křížové vložce, a proto otláčení zkontroluji pouze na této součástce. Rozložení sil pro čep zveřejnil na Obr. 31.

Tabulka 14: Parametry pro výpočet čepu

Průměr čepu / díry pro čep	d	16	[mm]
Délka čepu	l	100	[mm]
Funkční délka díry v kolébce	D	60	[mm]
Funkční délka díry jednoho konce křížové vložky	D ₁	16	[mm]
Vůle mezi kolébkou a křížovými saněmi	v	1	[mm]
Síla zatěžující čep	F _č	1 600	[N]
Mez kluzu materiálu čepu	R _e	275	[N/mm ²]
Koeficient střídavého namáhání	C _{III}	0,65	[-]
Dovolené otažení hliníkových slitin	p _D	35	[N/mm ²]



Obr. 31: Uložení čepu se silovým zatížením

Čepové uložení je zatížené silou "F_č", která je již vypočítaná v kapitole 11.2. Tuto sílu jsem rozdělil na dvě stejné síly "F_d" rozprostřené podle Obr. 30. Pro statickou rovnováhu jsem umístil v polovině délky styku čepu s křížovou vložkou opačně orientovanou sílu "F_v". Pomocí takto rozvržením sil vypočítám moment zatěžující čep a zkontroluji jeho pevnost v ohybu.

Velikosti zatěžujících sil "F_d", "F_v":

$$F_d = F_v = \frac{F_{\text{č}}}{2} \tag{11.0.1}$$

$$F_d = F_v = \frac{1600}{2} = 800 \text{ [N]}$$

Vzdálenost ramene "a":

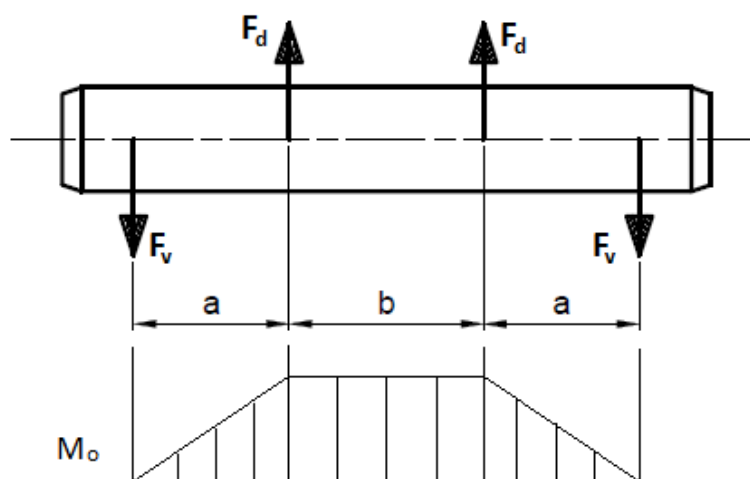
$$a = \frac{D_1}{2} + v + \frac{D}{4} \quad (11.0.2)$$

$$a = \frac{16}{2} + 1 + \frac{60}{4} = 24 \text{ [mm]}$$

Vzdálenost ramene "b":

$$b = \frac{D}{4} \cdot 2 \quad (11.0.3)$$

$$b = \frac{60}{4} \cdot 2 = 30 \text{ [mm]}$$



Obr. 32: Průběh momentu ze zatížení čepu

Maximální moment "M_{max}":

$$M_{\max} = F_v \cdot a \quad (11.0.4)$$

$$M_{\max} = 800 \cdot 24 = 19\,200 \text{ [Nmm]}$$

Průřezový modul v ohybu "W_o":

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (11.0.5)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} = 402,1 \text{ [mm}^3\text{]}$$

Napětí v ohybu " σ_o ":

$$\sigma_o = \frac{M_{\max}}{W_o} \quad (11.0.6)$$

$$\sigma_o = \frac{19\,200}{402,1} = 47,75 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Dovolené namáhání " σ_{DOV} ":

$$\sigma_{DOV} = R_e \cdot c_{III} \quad (11.0.7)$$

$$\sigma_{DOV} = 275 \cdot 0,65 = 178,75 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Bezpečnost kritického místa "k":

$$k = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{RED}} \quad (11.0.8)$$

$$k = \frac{178,75}{47,75} = 3,74 [-]$$

Bezpečnost čepu v namáhání na ohyb $k = 3,74$ je větší než hodnota 1, čep je tedy navržen na větší zatížení. Navržený čep pevnostně vyhovuje.

Celková styková plocha čepu s křížovou vložkou " S_v ":

$$S_v = 2 \cdot D_1 \cdot d \quad (11.0.9)$$

$$S_v = 2 \cdot 16 \cdot 16 = 512 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Reálný tlak v dutině křížové vložky "p":

$$p = \frac{F_{\check{c}}}{S_v} \quad (11.0.10)$$

$$p = \frac{1\,600}{512} = 3,13 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Bezpečnost otláčení "k":

$$k = \frac{p_D}{p} \quad (11.0.11)$$

$$k = \frac{35}{3,13} = 11,2 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

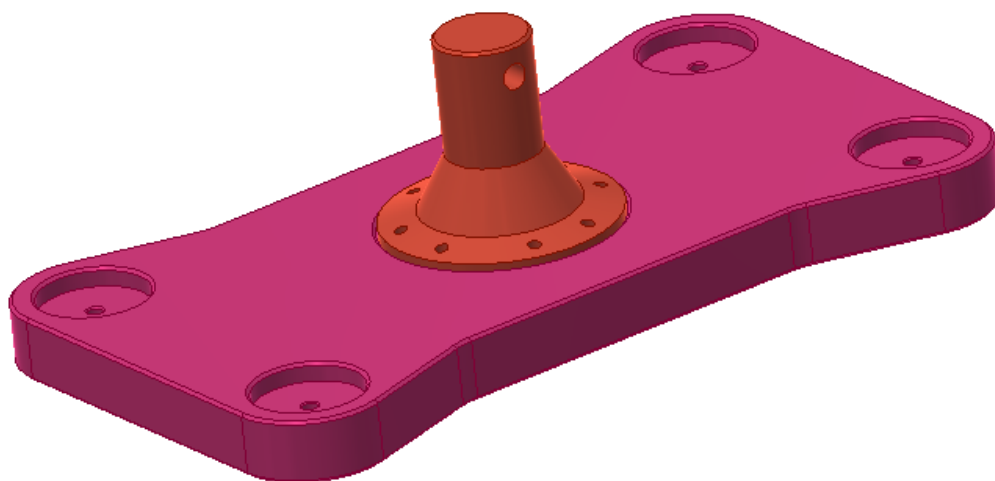
Bezpečnost křížové vložky na otláčení $k = 11,2$ je větší než hodnota 1. Navržené čepové spojení pevnostně vyhovuje.

12. Součásti sekundárního vypružení

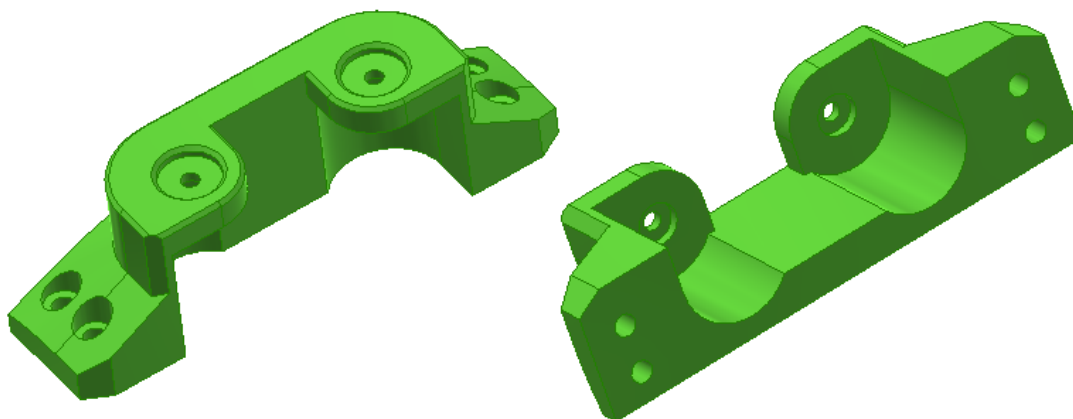
Pro návrh sekundárního vypružení pro experimentální železniční podvozek je potřeba vyrobit sedm typů nových součástek. Na následujících obrázcích uvádím jejich 3D modely a celkovou sestavu.



Obr. 33: Hřídel nesoucí závaží



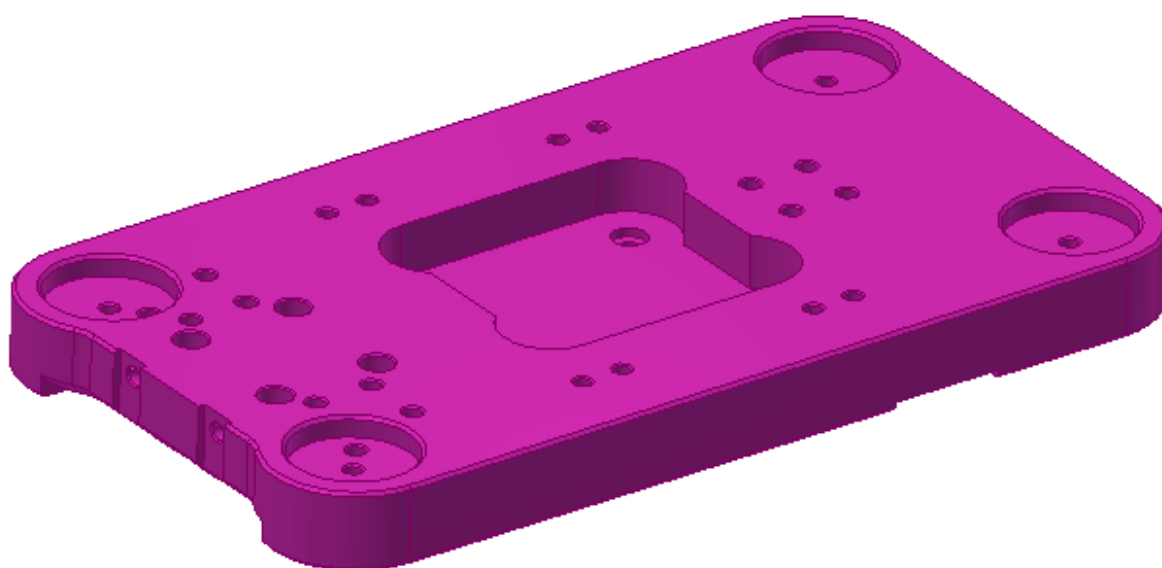
Obr. 34: Kolébka vyrobená ze dvou částí



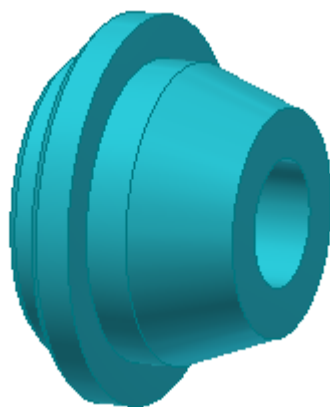
Obr. 35: Přidržovače vodících tyčí



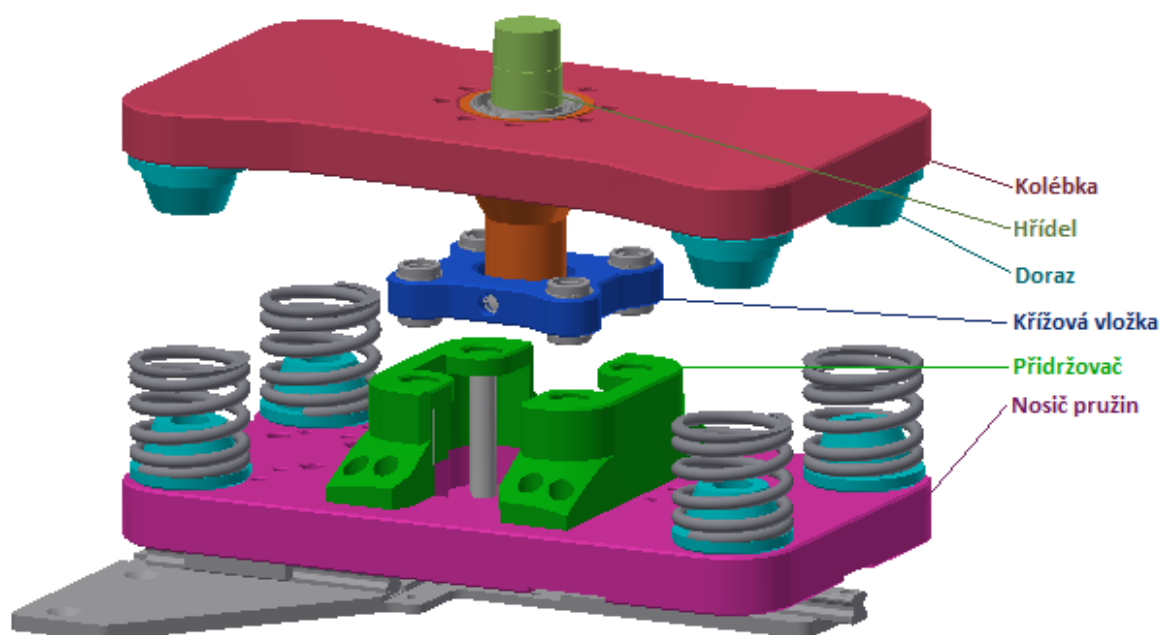
Obr. 36: Křížová vložka



Obr. 37: Nosič pružin



Obr. 38: Úchyt pružin s dorazem



Obr. 39: Kompletní sestava sekundárního vypružení

13. Závěr

Cílem bakalářské práce byl návrh sekundárního vypružení skříně u kladkového stendu se zadanou kinematikou. Pro splnění těchto požadavků jsem zvolil metodu vypružení s použitím kolébky. Hlavním důvodem volby byla jednoduchost konstrukce a částečné odlehčení pružin v zatíženém stavu. Použil jsem sestavu čtyř paralelně uspořádaných pružin stlačujících se přibližně o stejný rozměr v daném měřítku jako reálné kolejové vozidlo, kterým jsem se inspiroval.

Kolébku jsem navrhl ze dvou částí připevněných k sobě. Vyrobení kolébky z jednoho kusu by vyžadovalo mnoho obrobeneho materiálu a cenově by bylo velmi náročné. Nosič pružin jsem uzpůsobil svým tvarem k možnosti namontování nově navržené

konstrukce a ke schopnosti připevnění ke stávající sestavě příčného vypružení. Počet lineárního vedení pro svislý pohyb jsem stanovil čtyři kusy pro dostatečnou tuhost v jakémkoliv směru zatížení.

Provedl jsem pevnostní kontroly všech vysoce zatížených prvků konstrukce. U všech prvků vychází bezpečnost větší než hodnota 1, což znamená, že dané součásti stanovenou maximální zátěž vydrží. Pohybové komponenty, u kterých jsem počítal pevnostní kontroly, jsou vyhodnocovány pomocí statických únosností. Model totiž musí být schopný pohybu ve stanovených stupních volností, v reálu je ovšem konstrukce relativně v klidovém stavu.

Stávající řešení upevnění skříně k rámu umí pouze otáčení závaží kolem svislé osy. Moje poupravená sestava se dokáže i naklápět kolem podélné osy, svisle se posouvat, zanechává rotační pohyb závaží a je vypružená.

Použité zdroje

- [1] ZÍTKO, Martin. Podvozek Görlitz V. Vagony.cz [online]. [cit. 2019-06-12]. Dostupné z: http://www.vagony.cz/pojezdy/gorlitz_v/gorlitz_v.html
- [2] ZÍTKO, Martin. Vypružení. Vagony.cz [online]. [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni.html>
- [3] ZÍTKO, Martin. Druhotné vypružení. Vagony.cz [online]. [cit. 2019-06-11]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/podvozky/druhotne.html>
- [4] Cylindrical helical springs made from round wire and bar - Calculation and design [online]. British Standards Institution, 2002 [cit. 2019-05-5]. ISBN 0 580 37415 7.
- [5] Katalog - Kuličková pouzdra a vodící tyče [online]. Hiwin, 2017 [cit. 2019-06-18].
- [6] Katalog - Kuličková pouzdra UBM [online]. Hiwin, 2019 [cit. 2019-06-17].
- [7] PĚNKAVA, Dominik. Sekundární vypružení elektrické lokomotivy [online]. Praha - Dejvice, 2015 [cit. 2019-05-2]. Bakalářská práce. ČVUT. Vedoucí práce Doc. Ing. Josef Kolář CSc.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické vydání. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] Flexicoil suspension & resilient wheels. *Testing Times* [online]. 2014 [cit. 2015-03-02]. Dostupné z: http://www.traintesting.com/flexicoil_suspension.html
- [10] ŠVEJNOCH, Vladimír, Tomáš HEPTNER, Ladislav RUS, Jaroslav ŠÍBA a Jiří VLASÁK. Teorie kolejových vozidel. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1991. ISBN 80-01-00622-0
- [11] Katalog - Tlačné pružiny [online]. Slavičín: FEVOS, 2019 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <http://www.pruziny-fevos.cz/Tlacnepruz.pdf>
- [12] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů - první svazek [online]. Páté, přepracované vydání. Praha 1: SNTL, 1989 [cit. 2019-06-21]. ISBN 80-03-00046-7.
- [13] MITYSKA, Marcel. Podvozky (pojezdy) železničních vozidel [online]. 2012 [cit. 2019-07-07]. Dostupné z: <http://www.strojarina.jecool.net/wp-content/uploads/Data/MZV/Podvozky.pdf>

Seznam příloh

Příloha 1 - Výkres sestavy sekundárního vypružení č. 12-120-04-00