



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Dvounápravový podvozek nákladního vozu
s vypružením parabolickými pružnicemi**

**Freight car two-axle bogie with parabolic spring
suspension**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Jan PEJŠA

Studijní program: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Studijní obor: N2301 Strojní inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Dvounápravový podvozek nákladního vozu s vypružením parabolickými pružnicemi“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Tomáše Heptnera s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 10. 7. 2019

Poděkování

Chtěl bych zde poděkovat panu Ing. Tomáši Heptnerovi za odborné vedení, za cenné rady, za vždy vstřícný přístup a také za čas věnovaný konzultacím ohledně tvorby této práce.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za cenné rady ohledně používání programu Simpack.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině a zejména svým rodičům za poskytnutí zázemí a za podporu po celou dobu studia.

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Jan PEJŠA
Název DP:	Dvounápravový podvozek nákladního vozu s vypružením parabolickými pružnicemi
Anglický název:	Freight car two-axle bogie with parabolic spring suspension
Rok:	2019
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	Ing. Tomáš Heptner
Bibliografické údaje:	počet stran 89 počet obrázků 64 počet grafů 26 počet tabulek 32 počet příloh 3
Klíčová slova:	Podvozek, parabolická pružnice, nákladní vůz, vypružení, dynamický model, tření, nelineární dynamika, simulace, jízdě-technické zkoušky
Keywords:	Bogie, parabolic spring, freight car, suspension, MBS, dry friction, non-linear mechanics, simulations, running behavior tests
Anotace:	Diplomová práce se zabývá tvorbou dynamického modelu dvounápravového podvozku s vypružením parabolickými pružnicemi. Důraz je kladen na primární vypružení. Parametry primárního vypružení jsou vypočítány na základě mechanického popisu. Jsou vytvořeny charakteristiky primárního vypružení do svislého, příčného a podélného směru. Je vytvořen dynamický model 60' kontejnerového vozu vybaveného těmito podvozky. S tímto vozem jsou provedeny simulace jízdě-technických zkoušek.
Abstract:	The thesis deals with the creation of a MBS model of a two-axle bogie with parabolic spring suspension. The focus is on the primary suspension. The primary suspension parameters are calculated based on the mechanical description. Primary suspension characteristics are created in the vertical, lateral longitudinal and directions. It is created a MBS model of 60' container car equipped with these bogies. Simulations of running behavior tests are done with this car.

Obsah

1	Úvod.....	1
1.1	Motivace.....	2
1.2	Cíle práce.....	5
2	Rešerše.....	6
3	Popis podvozku.....	11
3.1	Rám podvozku.....	12
3.2	Parabolická pružnice.....	13
3.3	Brzdový mechanismus.....	15
3.4	Dvojkolí.....	16
3.5	Ložisková skříň.....	17
4	Popis kontejnerového vozu.....	19
5	Modely tření.....	22
5.1	Coulombův jednoduchý třecí model.....	24
5.2	„Stick-slip“ třecí model.....	24
6	Charakteristiky primárního vypružení.....	26
6.1	Svislý směr.....	29
6.1.1	Sklon závěsů.....	30
6.1.2	Tlumení.....	34
6.2	Příčný směr.....	38
6.3	Podélný směr.....	43
6.4	Relativní natáčení kolem svislé osy.....	49
7	Charakteristiky spojení podvozku se skříňí.....	53
7.1	Odpružené kluznice.....	53
7.2	Kulová torna.....	56
8	Zjednodušený dynamický model.....	58
9	Podrobný dynamický model.....	59
9.1	Sestava parabolické pružnice.....	60
9.1.1	Parabolická pružnice.....	61
9.1.2	Závěsy.....	63
9.1.3	Ložisková skříň.....	64

9.2	Sestava podvozku.....	65
9.2.1	Rám podvozku.....	66
9.2.2	Dvojkolí	67
9.3	Sestava kontejnerového vůz	68
10	Validace modelu	69
10.1	Parabolická pružnice na závěsech	69
10.1.1	Svislý směr.....	70
10.1.2	Příčný směr	71
10.1.3	Podélný směr	72
10.1.4	Relativní natáčení kolem svislé osy.....	73
10.2	Kontejnerový vůz.....	74
11	Simulace jízdně-technických zkoušek	76
12	Závěr.....	78
13	Seznam použité literatury	81
14	Seznam obrázků	85
15	Seznam grafů	87
16	Seznam tabulek.....	88
17	Seznam příloh	89

Seznam použitých veličin

Symbol	Jednotka	Název
f	-	Součinitel tření
T	N	Třecí síla
N	N	Normálová síla
r, R	m	Poloměr
M	Nm	Moment
k	N/m	Tuhost
k_T	Nm/rad	Tuhost torzní
b	Ns/m	Tlumení
b_T	Nms/rad	Tlumení torzní
s	m	Posuv, výchylka
ψ	rad	Úhel, natočení
F	N	Síla, zatížení
m	kg	Hmotnost
g	m/s^2	Gravitační konstanta
l, L	m	Délka
p	m	Prohnutí pružnice
e	m	Délka
Mg	N	Zatížení
α	$^\circ, rad$	Sklon závěsů
β	rad	Kontaktní úhel
γ	rad	Úhel nositelky síly
P	N	Síla
S	m^2	Plocha
Q	N	Kolová síla
Y	N	Vodící síla

Seznam použitých indexů

Symbol	Popis
k	Kinetický (ve smyslu součinitele tření)
s	Statický (ve smyslu součinitele tření)
f	Třecí
x	Podélný směr
y	Příčný směr
z	Svislý směr
ψ	Natáčení ložiskové skříně (kolem osy Z)
1	Vůz ve stavu prázdném
2	Vůz ve stavu plně loženém
Δ	Maximální změna v adhezní fázi
T	Torzní
tor	Torna
kl	Kluznice
Σ	Součet, suma

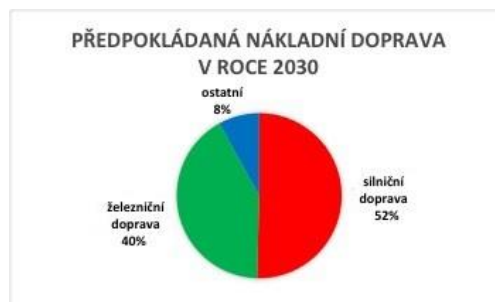
1 Úvod

V roce 2011 vydala Evropská komise dokument Bílá kniha – Plán jednotného evropského dopravního prostoru – vytvoření konkurenceschopného dopravního systému účinně využívajícího zdroje. V tomto dokumentu je představen plán pro dosažení udržitelného konkurenceschopného dopravního systému účinně využívajícího zdroje, zejména energetické. Plán také stanovuje konkrétní dílčí cíle. Nicméně tím hlavním cílem je snížení emisí skleníkových plynů způsobených dopravou o 60 %. Aby bylo možné tohoto ambiciózního cíle dosáhnout, bude mimo jiné nutné ve větší míře využívat energeticky účinnější druhy dopravy. Jako jeden z dílčích cílů je do roku 2030 převést 30 % silniční přepravy nákladu nad 300 km na jiné druhy dopravy, například na železniční či lodní dopravu. A do roku 2050 by to mělo být více než 50 %. Napomoci by tomu měly i účinné a zelené koridory pro nákladní dopravu. Splnění tohoto cíle si rovněž vyžádá zavedení vhodné infrastruktury [1].

„K přesunu 30 % silniční nákladní dopravy nad 300 km na železniční nebo vodní dopravu do roku 2030 se přihlásila i česká vláda svým usnesením č. 978/2015. Vzhledem ke geografické poloze ČR a struktuře přepravovaných nákladů je tento přesun realizovatelný v rozhodující většině na železniční dopravu. Jak by se při plnění tohoto požadavku mělo změnit rozdělení přeprav na jednotlivé druhy dopravy, ukazují Graf 1.1 a Graf 1.2 [2].“



Graf 1.1 Nákladní doprava v roce 2015 [2]



Graf 1.2 Předpokládaná nákladní doprava v roce 2030 [2]

V dokumentu *Koncepce nákladní dopravy pro období 2017–2023 s výhledem do roku 2030* představuje Ministerstvo dopravy ČR vizi, jak požadovaného přesunu nákladní dopravy dosáhnout. V dokumentu je zároveň představena vize nákladní železniční dopravy. Například je v dokumentu uvedeno, že pro účtování spotřeby trakční energie by se postupně mělo přecházet od metody smluvně stanovených koeficientů k metodě rozúčtování podle skutečných naměřených hodnot trakční spotřeby, aby dopravci byli motivováni k úsporám energie a zavádění moderních technologií [3].

Dokument také mimo jiné uvádí, že je nutné snížit hlučnost nákladních vlaků. Ke snížení hlučnosti vlaků by namísto budování nákladních protihlukových stěn mělo přispět snížení poplatku za využití dopravní cesty pro ty dopravce, kteří budou vypravovat méně hlučné vlaky. Pro snížení hlučnosti dokument například doporučuje výměnu špalíkových brzd

za kotoučové nebo alespoň výměnu litinových špalíků za kompozitové. Zdůvodněno je to tím, že litinové špalíky zdrsňují jízdní plochy kol a kvůli tomu se při jízdě zvyšuje hlučnost. [3]

V roce 2018 Správa železniční dopravní cesty vzhledem k přetížení hlavních tratí změnila účtování poplatku za využití dopravní cesty. Poplatek je nyní účtován tak, aby nutil dopravce nákladních vlaků opouštět hlavní tratě a motivoval je využívat tratě méně vytížené. Výše poplatku zahrnuje mimo jiné složku míry opotřebení trati, která se v současnosti odvíjí pouze od hmotnosti vlaku [3]. Do budoucna je možné, že složka míry opotřebení trati se nebude odvíjet pouze od hmotnosti vlaku, ale mohla by se odvíjet také například od konstrukce pojezdu jednotlivých vozů vlakové soupravy, jako je tomu již například ve Švýcarsku nebo Velké Británii [4].

Tento způsob účtování poplatku by zapadal do celkové vize dopravy představené Evropskou komisí a motivoval by dopravce k tomu, aby do svých vlaků zařazovali vozy vybavené tzv. „track friendly“ podvozky, které jsou šetrné k trati, zpravidla jsou i méně hlučné a díky menším jízdním odporům zejména v obloucích malých poloměrů i méně energeticky náročné než běžné podvozky s tuhým vedením dvojkolí, jakými jsou například podvozky typu Y25 (Obr. 1.2) nebo „diamond“ (Obr. 1.1).

1.1 Motivace

Do skupiny k trati šetrným podvozkům se řadí i podvozky vybavené listovými nebo parabolickými pružnicemi (Obr. 1.3). Dále sem spadají některé podvozky s vypružením pryžovými prvky (Obr. 1.4) nebo upravené podvozky Y25 (Obr. 1.5), které mají pomocí táhel do kříže provázané ložiskové skříně, aby jednotlivá dvojkolí v obloucích lépe zaujímal radiální polohu. Dále k trati šetrným podvozkům spadá s nestandardním rozhraním pro nákladní vozy podvozek LN 25 (dříve označován TF 25, Obr. 1.6), který je provozován zejména ve Velké Británii. Základní technické parametry zmíněných podvozků jsou uvedeny v Tab. 1.1.

Podvozky s vypružením parabolickými pružnicemi se začaly vyvíjet v první polovině sedmdesátých let minulého století ve společnostech Waggon Union v Siegen a Linke Hofmann Busch v Salzgitteru. Vývoj byl zahájen na základě poptávky Deutsche Bundesbahn po moderních podvozcích pro maximální nápravová zatížení 22,5 t a pro rychlost 120 km/h v prázdném stavu. Zároveň v této době Deutsche Bundesbahn a další provozovatelé jevíli zájem o podvozky vybavené dvoustupňovým primárním vypružením (rozdílná tuhost v prázdném a loženém stavu) s dobře rejdovnými dvojkolími [7].

Tab. 1.1 Přehled nákladních podvozků

Typ podvozku	Obrázek podvozku	Hmotnost [t]	Max. nápravové zatížení [t]	Max. rychlost [km/h]	Vedení dvojkolí
„Diamond“	 Obr. 1.1 Podvozek RTHZ03 [5]	4 až 5	20 až 30	70 až 120	tuhé
Y25	 Obr. 1.2 Podvozek Y25 Lssif-D [6]	4 až 4,8	22,5	120	tuhé
S vypružením parabol. pružnicemi	 Obr. 1.3 Podvozek BA 665 [7]	4,7 až 5	22,5	120	poddajné
Y25 s „track friendly“ úpravou	 Obr. 1.4 Podvozek TVP NG-DBS [8]	5	22,5	120	poddajné
S vypružením pryžovými prvky	 Obr. 1.5 Podvozek DRRS 25LD [9]	5	25	120, s úpravou až 200	poddajné
LN 25 (TF 25)	 Obr. 1.6 Podvozek TF 25 [10]	4,4	25,5	120	poddajné

První sériové dodávky pro Deutsche Bundesbahn byly zahájeny ve druhé polovině sedmdesátých let. Vývoj pokračoval až do osmdesátých let a byly vyvinuty podvozky v různých provedeních (například různá provedení brzdy, různé typy závěsů pružnice atd.). V prvních sériích byly kvůli splnění požadavku na maximální rychlost 120 km/h použity pro zavěšení parabolické pružnice krátké hraníkové závěsy lichoběžníkového tvaru. Tyto závěsy

byly použity z důvodu zvýšení tuhosti vedení dvojkolí v podélném směru a k tlumení vrtivého pohybu dvojkolí. Těmito závěsy disponuje například podvozek WU 74 (DB 666 a DB 665). Avšak v následujících letech se objevovaly opět „normální“ dlouhé hraníkové závěsy, například na podvozku Talbot Typ R 86 z roku 1986 [7].

V tomto roce směřovaly další dodávky podvozků například do Velké Británie, kam byl v počtu 100 kusů dodáván podvozek LHB 82 vybavený snímačem ložení. V roce 1994 společnost Linke Hofmann Busch vyvinula a dodávala pro Deutsche Bundesbahn zesílenou verzi podvozku LHB 82 pro vozy Falns 121 s maximálním nápravovým zatížením 23,5 t. Tyto podvozky dostaly označení DB 666 (bez snímače ložení) a DB 656 (se snímačem ložení) [7].

V průběhu následujících let se podvozky s parabolickými pružnicemi v konkurenci s podvozky typu Y25 příliš neprosadily a jsou dnes oproti nim provozovány ve výrazně menších počtech. Za dominantní postavení podvozku Y25 na trhu může jeho jednoduchá konstrukce a hlavně nízká hmotnost, která je přibližně o 0,5 t nižší než hmotnost podvozků s parabolickými pružnicemi. To pro provozovatele znamená, že může na každý vůz naložit přibližně o 1 t nákladu víc a ukazuje se, že je to velká konkurenční výhoda.

V současnosti v nabídce předních evropských výrobců byl nalezen pouze jeden dvounápravový podvozek s vypružením parabolickými pružnicemi. Jedná se o speciální důlní podvozek od společnosti Waggonbau Niesky pro maximální nápravová zatížení 35 t, který kvůli snížení silových účinků na trať má provahadlované zavěšení pružnic (Obr. 1.7).



Obr. 1.7 Podvozek 35 t [11]

Avšak mezi třínápravovými nákladními podvozky je situace naprosto odlišná. V tomto segmentu jsou nabízeny prakticky jenom podvozky vypružené parabolickými pružnicemi. To je dáno hlavně tím, že u třínápravových podvozků je obzvláště důležitá radiální stavitelnost dvojkolí a dostatečné příčné vůle ve vedení dvojkolí. Tyto požadavky vypružení pomocí parabolických pružnic běžně splňuje.

V budoucnosti začnou-li se na trhu výrazně prosazovat k trati šetrné podvozky, které svými vlastnostmi zapadají do vize dopravy představené Evropskou komisí, plnil by dosud dominantní podvozek Y25 požadavky na traťovou šetrnost pouze v upravené verzi. V této verzi však odpadá jeho hlavní konkurenční výhoda. Protože v upravené verzi s do kříže provázanými ložiskovými skříněmi má podvozek hmotnost okolo 5 t a zároveň jeho

konstrukce již není tak jednoduchá. Ostatní k trati šetrné podvozky mají také hmotnost okolo 5 t. To znamená, že podvozky s vypružením parabolickými pružnicemi patří k těm lehčím k trati šetrným podvozkům. Navíc s ohledem na stále se zpřísňující limity na emise hluku by mohla pro podvozky s parabolickými pružnicemi být výrazná konkurenční výhoda v konstrukci jejich rámu. Rám podvozku je totiž uzavřený. Podélníky podvozku jsou mohutné a zakrývají téměř celý vnitřek podvozku. Tím vytváří protihlukovou stěnu, která brání šíření hluku do okolí. Podvozky jsou tedy tišší než běžné nákladní podvozky. Na základě těchto skutečností by podvozek s parabolickými pružnicemi mohl být v budoucnu více konkurenceschopný a mohl by zaujmout výraznější postavení na trhu.

1.2 Cíle práce

Dílčím cílem práce bylo vypracovat rešerši literatury k tématu výpočtové modely podvozků nákladních vozů s vypružením pružnicemi se zaměřením na modelování uzlu vypružení a vedení dvojkolí.

Hlavním cílem práce bylo vytvořit dynamický model podvozku s vypružením parabolickými pružnicemi. Důraz byl kladen na modelování primárního vypružení a vedení dvojkolí. Model byl vytvořen v programu Simpack. Před vytvořením dynamického modelu byl dílčí cíl vytvořit 3D model podvozku s vypružením parabolickými pružnicemi a z vytvořeného 3D modelu podvozku odvodit sestavný výkres podvozku. Z 3D modelu podvozku byly zároveň odečteny hmotové parametry, které posloužily při tvorbě dynamického modelu.

Před vytvářením silových vazeb (pružiny, tlumiče...) v dynamickém modelu podvozku bylo nutné porozumět zejména primárnímu vypružení (parabolická pružnice, závěsy) a spojení podvozku s vozovou skříní (odpružené kluznice a kulová torna). Pro primární vypružení a pro spojení podvozku se skříní byly vypočítány jejich tuhosti a tlumení. Vypočítané tuhosti a tlumení se použily při tvorbě dynamického modelu. Zároveň byly pro primární vypružení a pro spojení podvozku s vozovou skříní sestrojeny jejich silové charakteristiky, které posloužily pro validaci dynamického modelu podvozku.

Dalším cílem práce bylo vytvořit dynamický model 60' kontejnerového vozu vybavený podvozky s vypružením parabolickými pružnicemi. S tímto modelem vozu bylo cílem provést simulace jízdně-technických zkoušek a interpretovat výsledky ze simulací. Jízdně-technické zkoušky probíhaly v pěti zkušebních oblastech (přímá trať, oblouk, různé rychlosti jízdy). Zkoušky byly provedeny pro vůz ve stavu 1 (prázdný vůz) a ve stavu 2 (plně ložený vůz). Před zahájením simulací jízdně-technických zkoušek byl vytvořený model vozu validován.

2 Rešerše

V této kapitole je obsažen seznam literatury na téma výpočtové modely podvozků nákladních vozů s vypružením pružnicemi se zaměřením na modelování uzlu vypružení a vedení dvojkolí. Seznam literatury s krátkými popisy a komentářem se nachází na následujících stránkách. Literatura je seřazena podle důležitosti, od nejdůležitějšího po nejméně důležité.

Model of the UIC link suspension for freight wagons

Autor

Jerzy Piotrowski

Klíčová slova

UIC závěsy, suché tření, odvalování/skluz, nelineární dynamika, vypružení, nákladní vůz

Popis

Článek se zabývá matematickým modelem UIC závěsů pro nákladní vozy. Hlavní znakem závěsů je vnitřní odvalování a skluz za přítomnosti suchého tření. S uvažováním vlivu odvalování a skluzu jsou vytvořeny detailní fenomenologické modely vypružení v podélném a příčném směru. V článku jsou vytvořeny náhradní parametrické modely UIC závěsů. Náhradní parametrické modely jsou použitelné pro tvorbu dynamického modelu. Pro příčný směr to je tříparametrový model skládající se ze dvou pružin a jednoho třecího prvku. Pro podélný směr to je devítiparametrový model skládající se z pěti pružin a čtyř třecích prvků.

Komentář

Článek je velmi obsahově hodnotný, posloužil pro vhled do problematiky vypružení pomocí závěsů. Detailní výpočty vypružení závěsy včetně použití náhradních parametrických modelů do podélného a příčného směru byly použity v této práci.

Zdroj

[12] PIOTROWSKI, J. Model of the UIC link suspension for freight wagons. Archive of Applied Mechanics (Ingenieur Archiv) [online]. 2003, 73(7), 517-532 [cit. 2019-06-20]. DOI:

10.1007/s00419-003-0305-6. ISSN 0939-1533. Dostupné z:

<http://link.springer.com/10.1007/s00419-003-0305-6>

https://www.researchgate.net/publication/225736463_Model_of_the_UIC_link_suspension_for_freight_wagons

Multibody simulation model for freight wagons with UIC link suspension

Autor

Per-Anders Jönsson

Klíčová slova

Dynamický model (MBS), dvounápravový nákladní vůz, jízdní vlastnosti, stabilita, vypružení, listová pružnice, UIC závěsy, suché tření

Popis

Práce se zabývá tvorbou dynamického modelu dvounápravového vozu vypruženého listovými pružnicemi a následné provádění jízdních simulací s tímto modelem v softwaru GENSYS. Tvorba modelu vychází z charakteristik vypružení pro závěsy pružnice nové a opotřebené. V práci se nachází stručný popis tvorby modelu. Hlavní část práce se věnuje simulacím jízdy při různých stavech a porovnání výsledků s naměřeným chováním na skutečném dvounápravovém vozu.

Komentář

Práce umožnila celkový vhled do problematiky vytváření modelu podvozku s vypružením pružnicemi. Zároveň jsou v práci uvedeny z provozu naměřené hodnoty tuhostí a tlumení vypružení pomocí pružnice na závěsech. Tyto hodnoty byly použity pro kontrolu vypočtených výsledků. Pan Jönsson se problematice nákladních podvozků s vypružením pružnicemi dlouhodobě věnuje a i jeho další práce jsou hodnotné a pro tuto práci z nich byly použité některé informace, obrázky atd.

Zdroj

[13] JÖNSSON, Per-Anders. Multibody simulation model for freight wagons with UIC link suspension [online]. Stockholm, 2006 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: https://www.kth.se/polopoly_fs/1.137514.1550155067!/Menu/general/column-content/attachment/Report_Jonsson.pdf. Disertační práce. Královský technologický institut Stockholm.

Dynamics of European two-axle freight wagons**Autor**

Mark Hoffmann

Klíčová slova

Matematický model, numerická integrace, nelineární dynamika, dvounápravový nákladní vůz, jízdní vlastnosti, stabilita, vypružení, listová pružnice, parabolická pružnice, UIC závěsy pružnice, suché tření

Popis

Práce se zabývá tvorbou matematického popisu dynamiky dvounápravového vozu vypruženého parabolickou pružnicí a následné vyšetření jízdních vlastností daného vozu pomocí numerické integrace. Tvorba matematického popisu vychází z charakteristik vypružení a zahrnuje v sobě nelinearity třecího tlumení. Způsob matematického popisu nelinearit tření je v práci detailně popsán.

Komentář

Práce umožnila celkový vhled do problematiky vytváření modelu podvozku s vypružením pružnicemi. Zároveň matematický popis tření posloužil pro výpočty silových charakteristik. Pro kontrolu výsledků byly použity některé grafy. Také byly použity některé obrázky.

Zdroj

[14] HOFFMANN, Mark. Dynamics of European two-axle freight wagons [online]. Kongens

Lyngby, Dánsko, 2006 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:

http://www2.imm.dtu.dk/pubdb/views/edoc_download.php/4853/pdf/imm4853.pdf.

Disertační práce. Technical University of Denmark.

Parameter identification of a leaf spring dynamic model

Autor

Michal Hajžman, Pavel Polach

Klíčová slova

Dynamický model (MBS), parabolická pružnice, zavěšení pružnice, charakteristika vypružení, dvounápravový nákladní vůz

Popis

Článek se zabývá tvorbou dynamického modelu parabolické pružnice z oceli a parabolické pružnice z kompozitu. Pružnice jsou umístěny na modelu dvounápravového nákladního vozu na uhlí. Následně jsou vytvořené modely pomocí simulací validovány. Validace je prováděna na základě hodnot z měření na skutečné pružnici v měřícím stavu.

Komentář

Práce umožnila celkový vhled do problematiky vytváření dynamického modelu parabolické pružnice (tří tělesový model propojený klouby s torzními pružinami a třecími tlumiči). Pro práci také posloužily zejména grafy naměřených hysterezních křivek a některé číselné hodnoty jako kontrola vlastních výsledků.

Zdroj

[15] HAJŽMAN, Michal a Pavel POLACH. Parameter identification of a leaf spring dynamic model. National Conference with International Participation Svratka, Czech Republic [online]. 2009 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:

<http://www.engmech.cz/improc/2009/Hajzman-147-PT.pdf>

Effect of suspension system in the lateral stability of railway freight trucks

Autor

Habibollah Molatefi, Markus Hecht, M. H. Kadivar

Klíčová slova

Nákladní vůz, BA661, BA652, listová pružnice, parabolická pružnice, nelineární dynamika, limitní cyklus, stabilita, kmitání, kritická rychlost

Popis

Článek se zabývá tvorbou dynamického modelu čtyřnápravových vozů BA661 a BA652 a následně jejich simulacemi jízdy. Tvorba modelu je popsána stručně. Hlavní část článku se týká chování zmíněných vozů při různých rychlostech a určování kritické rychlosti.

Komentář

Práce umožnila celkový vhled do problematiky vytváření modelu podvozku s vypružením pružnicemi. Zároveň jsou v práci uvedeny z provozu hodnoty tuhostí a tlumení vypružení,

hmotové parametry podvozku a výsledky ze zkoušek pro zjištění kritické rychlosti. Tyto hodnoty byly použity pro kontrolu vypočtených výsledků.

Zdroj

[16] MOLATEFI, H, M HECHT a M H KADIVAR. Effect of suspension system in the lateral stability of railway freight trucks. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit [online]. 2007, 221(3), 399-407 [cit. 2019-06-20]. DOI: 10.1243/09544097JRRT121. ISSN 0954-4097. Dostupné z:
<http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09544097JRRT121>
https://depositonce.tu-berlin.de/bitstream/11303/8916/1/Molatefi_et_al_2007.pdf

Experimental and theoretical analysis of freight wagon link suspension

Autor

Per-Anders Jönsson, Evert Andersson, Sebastian Stichel

Klíčová slova

Nákladní vůz, podvozek, závěsy pružnice, nelineární dynamika, dynamika kolo-kolejnice, třecí tlumení, vypružení, tuhost, hystereze

Popis

Článek je zaměřen na příčnou charakteristiku závěsů pružnice. V článku jsou obsaženy výsledky měření na nákladních vozech a výsledky laboratorních testů závěsů pružnice. Vytvořeny jsou matematické modely závěsů a na základě nich je vyšetřován vliv jednotlivých parametrů závěsů na stabilitu jízdy.

Komentář

Pro práci byly použity některé grafy. Výsledky ze zkoušek posloužily k dalšímu porozumění problematiky.

Zdroj

[17] JÖNSSON, P-A, E ANDERSSON a S STICHEL. Experimental and theoretical analysis of freight wagon link suspension. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit [online]. 2006, 220(4), 361-372 [cit. 2019-06-20]. DOI: 10.1243/09544097JRRT75. ISSN 0954-4097. Dostupné z:
<http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09544097JRRT75>

Freight wagon running gears with leaf spring and ring suspension

Autor

Marc Stiepel, Stephan Zeipel

Klíčová slova

Nákladní vůz, podvozek LHB82, závěsy pružnice, dynamický model, třecí tlumení, vypružení, tuhost, hystereze, kritická rychlost

Popis

Prezentace se týká výsledků simulací provedených na nákladním čtyřnápravovém voze typu

Shimms s podvozky LHB82. Podvozky jsou vypruženy parabolickými pružnicemi na krátkých závěsech. V první části jsou představeny charakteristiky vypružení při různé volbě parametrů závěsů a součinitele tření. Druhá část se věnuje výsledkům ze simulací jízd.

Komentář

Výsledné grafy ze simulací posloužily k dalšímu porozumění problematiky. Grafy pro zjišťování kritické rychlosti posloužily ke kontrole.

Zdroj

[18] STIEPEL, Marc a Stephan ZEIPEL. Freight wagon running gears with leaf spring and ring suspension. In: Simpack [online]. Alstom, 2004 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: http://www.simpack.com/uploads/media/um04_alstom_stiepel_01.pdf

Vyšetřování stability jízdy kontejnerového vozu pomocí simulačních výpočtů

Autor

Petr Voltr, Jaromír Zelenka

Klíčová slova

Kontejnerový vůz, listová pružnice, závěsy pružnice, dynamický model, stabilita

Popis

Článek se týká tvorby dynamického modelu dvounápravového kontejnerového vozu včetně modelu pružnice na závěsech. Na základě simulací je vyšetřováno chování vozu pro různé stavy, například změny ekvivalentní konicity.

Komentář

Článek posloužil k dalšímu porozumění problematiky. Některé grafy posloužily ke kontrole.

Zdroj

[19] Současné problémy v kolejových vozidlech: mezinárodní konference: sborník přednášek ... Pardubice: Univerzita Pardubice, [2009]. ISBN 978-807395-199-3.

Pružiny a svazky pružnic

Autor

Václav Blažek

Klíčová slova

Šroubová pružina, zkrutná tyč, svazky pružnic, talířová pružina, kroužková pružina

Popis

Kniha se zabývá teorií a podrobným popisem výpočtu všech druhů pružin a svazků pružnic pro železniční a silniční vozidla.

Komentář

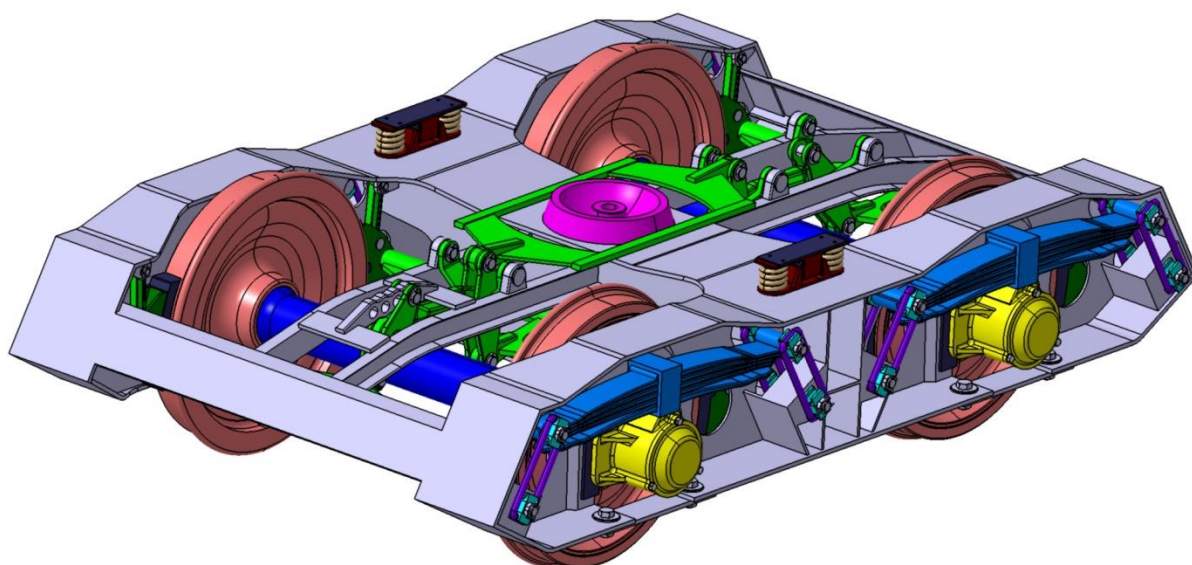
Z knihy byl pro tuto práci použit výpočet prohnutí parabolické pružnice.

Zdroj

[20] BLAŽEK, Václav. Pružiny a svazky pružnic. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1953.

3 Popis podvozku

Podvozek je dvounápravový s vypružením parabolickými pružnicemi. 3D model podvozku je zobrazen na Obr. 3.1. Primární vypružení podvozku je realizováno sestavou parabolické pružnice (parabolická pružnice a závěsy). Vedení dvojkolí je rozsochové. Dvojkolí je standardní normálněrozchodné s průměrem kol 920 mm. Podvozek je vybaven oboustrannou špalíkovou brzdou. Rozhraní pro spojení podvozku se skříň nákladního vozu je standardní. Skříň nákladního vozu je s podvozkem spojena pomocí kulové torny a po stranách je podepřena odpruženými kluznicemi. Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v Tab. 3.1. Základní rozměry podvozku jsou zobrazeny na Obr. 3.2.

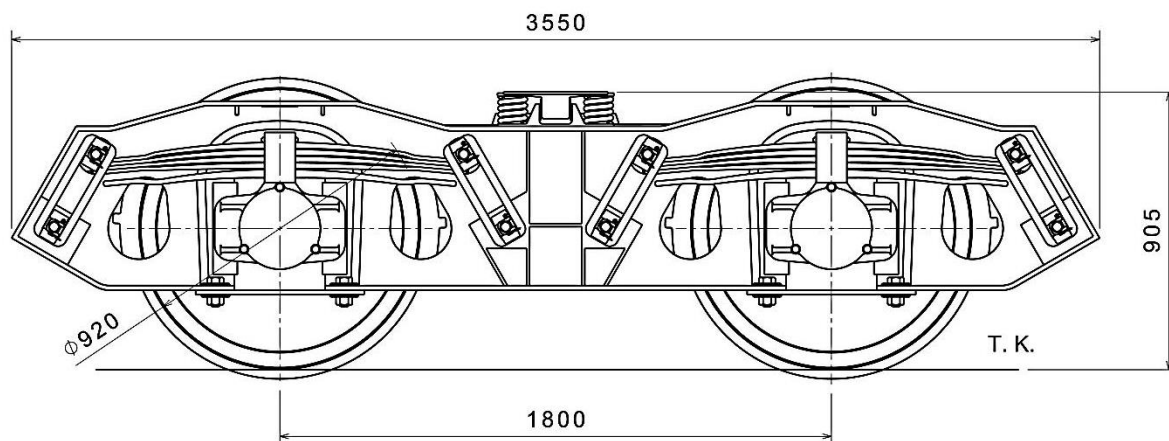


Obr. 3.1 3D model podvozku

Tab. 3.1 Základní technické parametry podvozku

Rozchod	1 435 mm
Rozvor podvozku	1 800 mm
Hmotnost podvozku	4 975 kg
Max. nápravové zatížení	22,5 t
Max. rychlost ve stavu prázdném a loženém	120 a 100 km/h
Min. poloměr oblouku (jmenovitá hodnota)	150 m
Provozní brzda	Špalíková oboustranná
Průměr kol jmenovitý (minimální)	920 (840) mm
Podélná vůle ve vedení dvojkolí	± 6 mm
Příčná vůle ve vedení dvojkolí	± 23 mm

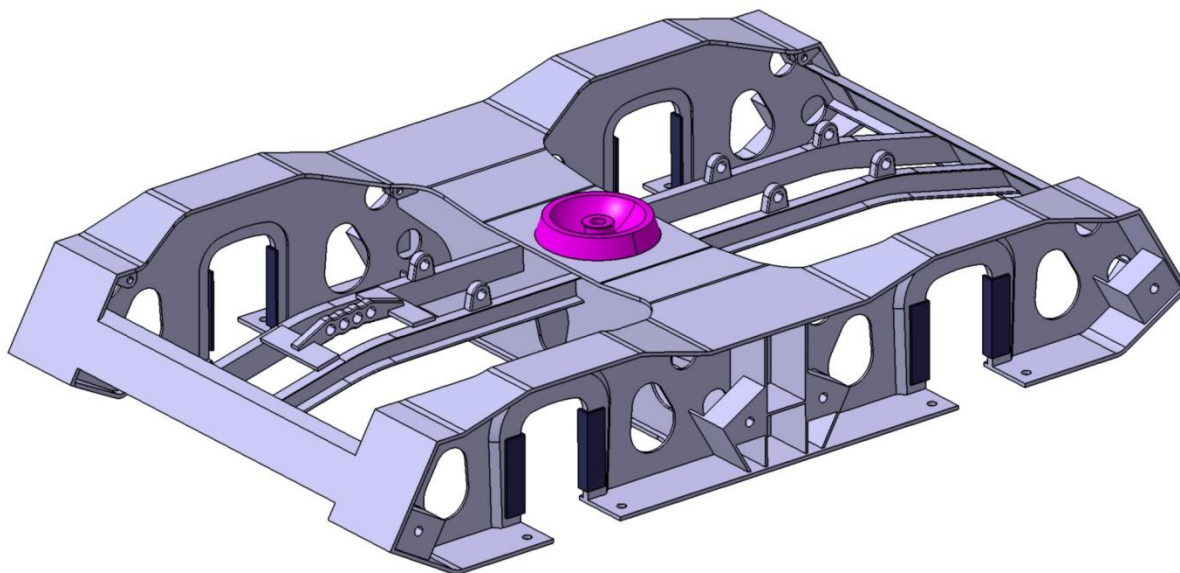
3D model podvozku byl vytvořen na základě podkladů poskytnutých vedoucím práce a z dostupných výkresů v literatuře nebo na internetu. Při tvorbě modelu byla snaha vytvořit model co nejpřesněji, aby z něj bylo možné odečíst hmotové parametry pro dynamický model.



Obr. 3.2 Základní rozměry podvozku

3.1 Rám podvozku

Rám podvozku je uzavřený, je vyroben ze svařovaných plechů. 3D model rámu podvozku je zobrazen na Obr. 3.3.



Obr. 3.3 3D model rámu podvozku

Hlavní nosné části rámu jsou z plechů o tloušťce od 10 do 15 mm. Rám charakterizují vysoké a dlouhé podélníky, které z boku zakrývají vnitřek podvozku. Podélníky po jejich obvodu obepíná pás ohýbaného plechu, který přenáší hlavní část napětí na podélníku.

Podélníky jsou kvůli umístění odpružené kluznice v prostřední části nahoře sníženy. Snížení je nutné kvůli tomu, aby výška kluzné plochy kluznice odpovídala standardnímu rozhraní pro spojení podvozku se skříní nákladního vozu. To znamená, že výška kluzné plochy kluznice by měla být ve výšce 905 mm nad temenem kolejnice (Obr. 3.2).

Pro zavěšení parabolické pružnice jsou na podélníku navařeny konzoly, které mají v sobě díru pro uchycení závěsů pomocí čepu. Konstrukční provedení konzol se u různých výrobců liší.

Aby bylo možné do podvozku vložit dvojkolí, jsou v podélnících pro tento účel velké výřezy. Výřezy přetínají nosnou část spodního obvodového pásu, to z hlediska pevnosti rámu není výhodné. Aby se vliv přetnutí spodního pásu částečně kompenzoval, jsou konce přetnutého obvodového pásu spojeny pomocí rozsochové spony. Rozsochová spona je ke koncům pásu připevněna pomocí šroubů. Konstrukční provedení tohoto spojení se u různých výrobců liší.

Na okraje výřezů jsou navařeny mohutné tuhé rozsochy. Rozsochy vymezují maximální pohyby dvojkolí do podélného a příčného směru.

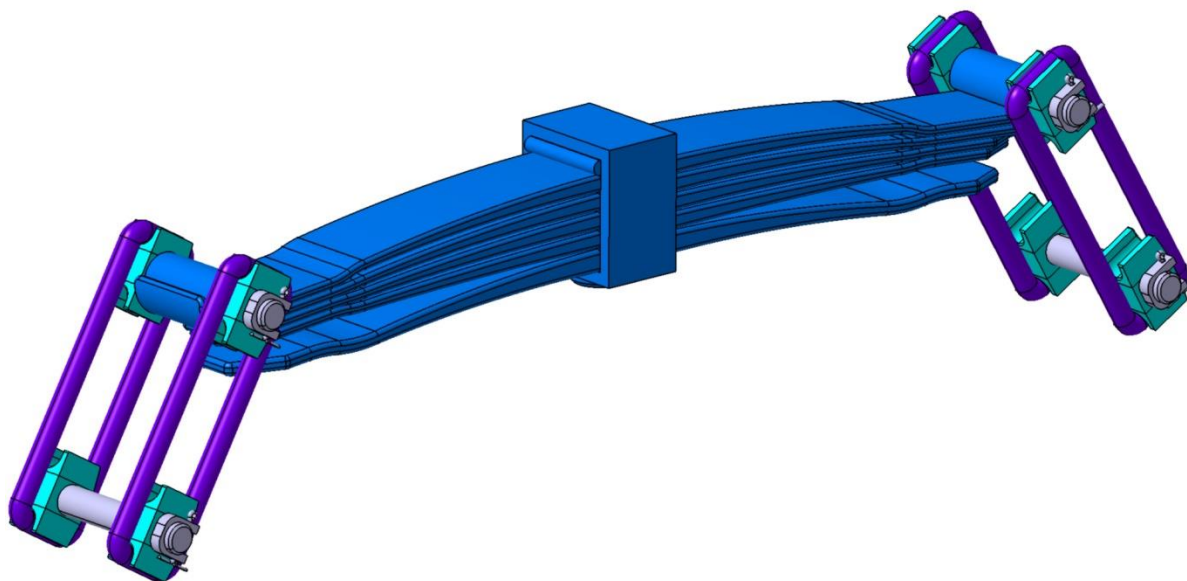
V podélnících jsou další i otvory. Velké otvory, které se nacházejí po stranách rozsoch, slouží ke kontrole brzdových špalíků. Další menší otvory se nachází za konzolami šikmo nad nimi a slouží ke smontování nebo rozebrání závěsů pružnice.

Oba podélníky jsou v prostřední části propojeny masivním hlavním příčným, na kterém je nahoře uprostřed navařena kulová torna. Podélníky jsou na koncích propojeny čelníky. Mezi čelníky a hlavním příčným jsou navařeny podélné výztuhy z ohýbaného U-profilu. Podélné výztuhy zároveň slouží k uchycení brzdového mechanismu.

Vytvořený 3D model rámu podvozku neodpovídá žádnému stávajícímu řešení, ale je spíše kombinací různých již existujících řešení. Hmotnost rámu je 1407 kg.

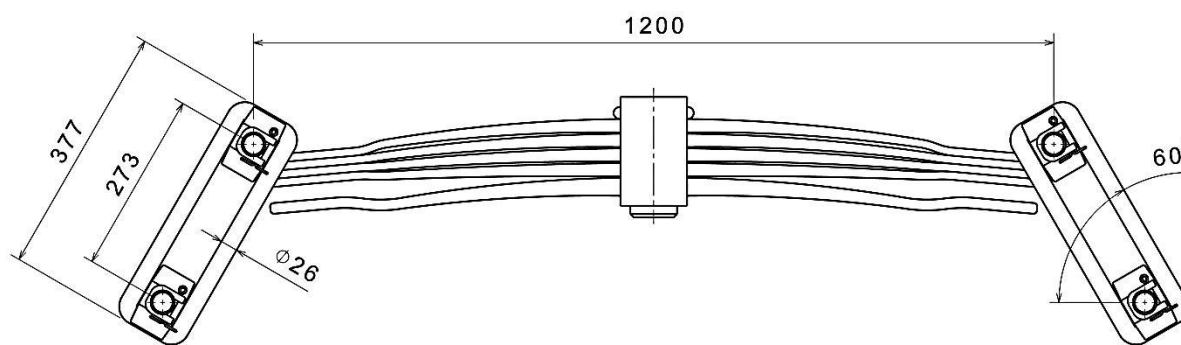
3.2 Parabolická pružnice

Parabolická pružnice je nástupce listové pružnice. 3D model sestavy parabolické pružnice (pružnice zavěšená na závěsech) je zobrazen na Obr. 3.4. Výhoda parabolické pružnice oproti listové je v tom, že díky parabolickému tvaru je materiál z pevnostního hlediska efektivněji využit a parabolická pružnice proto vychází lehčí. Díky parabolickému tvaru jsou totiž při zatěžování jednotlivá napěťová vlákna rovnoměrně zatížena po celé délce. Pružnice se vyrábí válcováním s proměnnou tloušťkou z pružinové oceli. Tloušťka se mění tak, aby bylo dosaženo parabolického tvaru. Kvůli této náročné technologii výroby se parabolická pružnice začala používat později než listová pružnice. Základní rozměry parabolické pružnice jsou zobrazeny na Obr. 3.5.



Obr. 3.4 3D model parabolické pružnice

Parabolická pružnice je složena z hlavního svazku listů a z přídatného listu. Hlavní svazek listů a přídatný list jsou v prostřední části svázaný opaskem. Díky přídatnému listu vzniká progresivní dvoustupňové vypružení. Přídatný list se připojí do vypružení přibližně od zatížení 40 kN, díky tomu vzroste tuhost celé pružnice přibližně na dvojnásobek. Hlavní svazek je složen ze 4 listů, které se v krajních částech vzájemně podpírají. V jiných částech je kontakt listů nežádoucí. Tomu zabraňuje jednak zahnutý tvar listů a jednak podložky (tloušťka přibližně 2 mm) mezi jednotlivými listy uvnitř opasku. První list hlavního svazku je na koncích zakončen oky, která slouží pro zavěšení závěsů.



Obr. 3.5 Základní rozměry parabolické pružnice

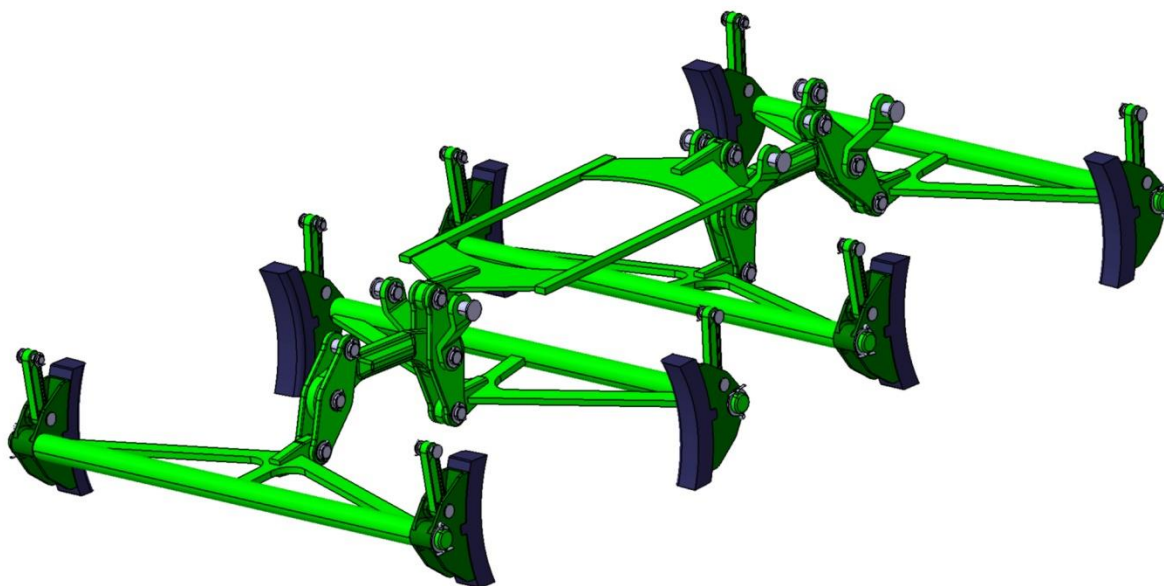
Parabolická pružnice poskytuje také tlumení. Při prohýbání pružnice se v kontaktních místech listy o sebe třou a tím vzniká třecí tlumení. Pokud je pružnice zavěšená na závěsech, v případě řešeného podvozku se jedná o „normální“ dlouhé hraníkové závěsy, poskytuje sestava pružnice a závěsů tuhost a tlumení do podélného a příčného směru. Tlumení je opět třecího charakteru. Do podélného směru tlumení vzniká třením na obvodových plochách čepů. Čep na jednom konci závěsu je v kontaktu s okem pružnice. Čep na druhém konci

závěsu je v kontaktu s dírou v konzole na rámu podvozku. Do příčného směru tlumení vzniká třením hraníkových závěsů v sedlech kamenů.

3D model parabolické pružnice poměrně přesně odpovídá běžně používaným řešením, model byl vytvářen na základě zdroje [25].

3.3 Brzdový mechanismus

Podvozek je vybaven běžným brzdovým mechanismem pro oboustrannou špalíkovou brzdu. 3D model brzdového mechanismu je zobrazen na Obr. 3.6.

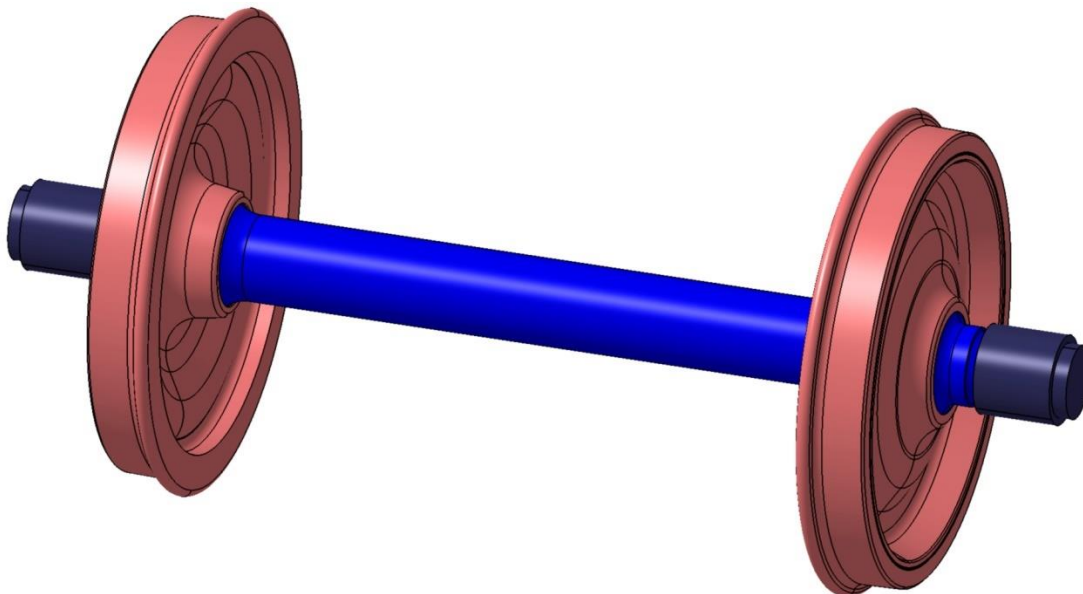


Obr. 3.6 3D model brzdového mechanismu

Brzdový mechanismus je v podvozku zavěšen pomocí závěsů. Závěsy v prostřední části jsou na rámu uchyceny k podélným výztuhám. Závěsy po stranách jsou uchyceny k horní části obvodového pásu podélníků. Brzdná síla je do mechanismu přenášena k volnému konci převodnice pomocí dlouhého táhla, které vede od převodnic brzdového válce. Brzdový válec je umístěn na skříni vozu. Převodnice na druhém konci mechanismu je ukotvena v kotevníku. Kotevník slouží k seřízení mechanismu při opotřebení brzdových špalíků. Mechanismus je značně masivní protože přenáší velké síly, přítlačná síla jedné zdrže je až 60 kN. Tomu odpovídá i jeho hmotnost, která je 546 kg. 3D model byl vytvářen podle dostupných výkresů a poměrně přesně odpovídá běžně používanému řešení.

3.4 Dvojkolí

Dvojkolí je standardní normálně rozchodné nákladní dvojkolí pro maximální zatížení 22,5 t na nápravu. 3D model dvojkolí je zobrazen na Obr. 3.7.

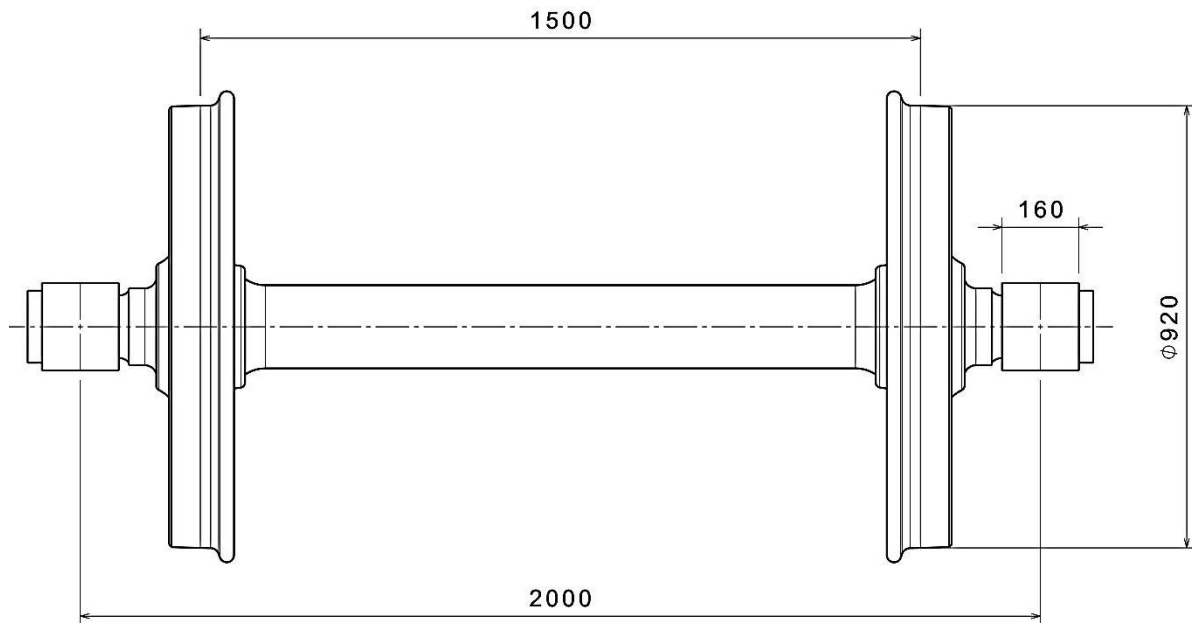


Obr. 3.7 3D model dvojkolí

Kola jsou monobloková s napětovou optimalizací. Jmenovitý průměr kol je 920 mm, jízdní profil kola je S 1002. Vzdálenost styčných kružnic je 1 500 mm. Na obou koncích nápravy jsou uložena dvouřadá válečková ložiska. Středů ložisek leží od sebe ve vzdálenosti 2 000 mm. Základní rozměry dvojkolí jsou zobrazeny na Obr. 3.8. Ložiska jsou na nápravě z vnější strany zajištěna pojistnou deskou a z vnitřní strany se opírají o opěrný kroužek. Opěrný kroužek se opírá o sedlo na nápravě. Uložení ložiska je zobrazeno na Obr. 3.11. Základní parametry dvojkolí jsou uvedeny v Tab. 3.2.

Tab. 3.2 Základní technické parametry dvojkolí

Hmotnost dvojkolí	1 046 kg
Rozchod	1 435 mm
Průměr kol	920 mm
Vzdálenost styčných kružnic	1 500 mm
Vzdálenost středů ložisek	2 000 mm
Jízdní profil kola	S 1002
Sklon okolku	70°



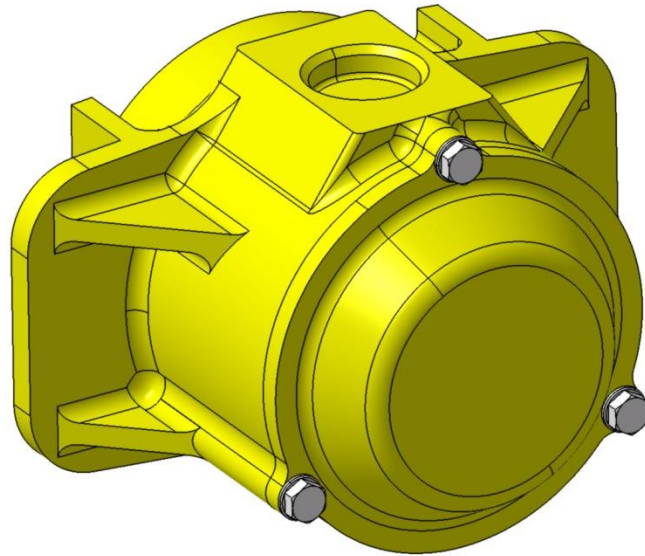
Obr. 3.8 Základní rozměry dvojkolí

3D model byl vytvářen podle dostupných výkresů. Na koncích nápravy jsou vymodelovány ekvivalenty vnitřních kroužků ložiska a jejich pojistné desky (2 x 18,5 kg). Hmotnost ložiska je 33 kg [21]. V této podobě má dvojkolí hmotnost 1 083 kg.

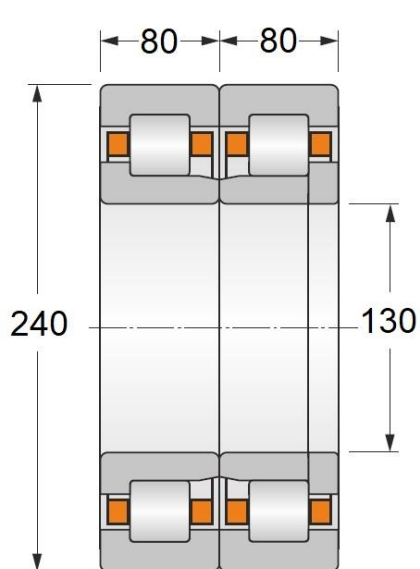
3.5 Ložisková skříň

Ložisková skříň je odlitek z tvárné litiny. 3D model ložiskové skříně je zobrazen na obrázku 3.9. Uvnitř skříně se nachází dvouřadé válečkové ložisko (Obr. 3.10), které je v ložiskové skříně z jedné strany opřeno o osazení a z druhé strany je zajištěno víkem ložiskové skříně (Obr. 3.11).

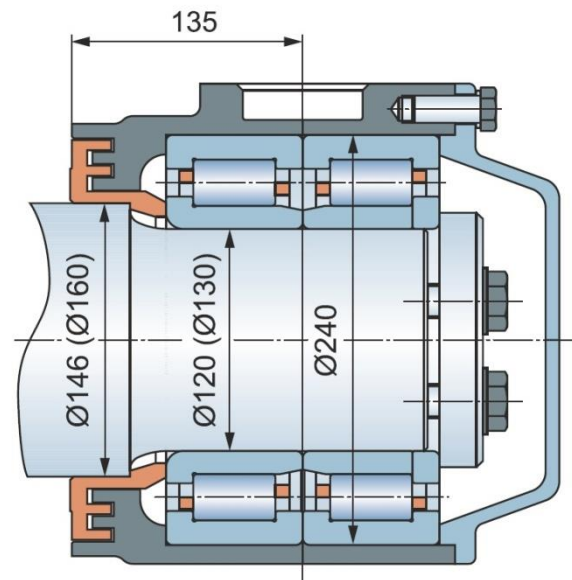
Ložisková skříň pro parabolické a listové pružnice je charakteristická osazeními po stranách. Osazení ložiskové skříně společně s rozsochovým vedením vymezuje maximální pohyby dvojkolí v podélném a příčném směru. Na horní části ložiskové skříně je rovná plocha, na kterou se usazuje parabolická pružnice. Plocha má uprostřed slepou díru, do které zapadne středící čep na opasku pružnice. Čep zabraňuje posuvným pohybům pružnice vůči ložiskové skříně, ale umožňuje její natáčení pružnice vůči ložiskové skříně kolem svislé osy. K přenosu svislých sil dochází pouze na horní ploše sedla. Na dně díry k přenosu svislých sil nedochází, mezi koncem středícího čepu a dnem díry je vůle. Při natáčení pružnice vůči ložiskové skříně kolem svislé osy dochází mezi opaskem a sedlem ložiskové skříně k tření. Vzniká třecí moment, který má v důsledku tlumivý účinek na vrtivý pohyb dvojkolí.



Obr. 3.9 3D model ložiskové skříňe



Obr. 3.10 Ložisko [21]



Obr. 3.11 Uložení ložiska [21]

3D model ložiskové skříňe byl vytvořen podle dostupných výkresů. Uvnitř ložiskové skříňe je vymodelována ekvivalentní vnější část ložiska (16,5 kg). Hmotnost ložiska je 33 kg [21]. V této podobě má ložisková skříň hmotnost 60 kg.

4 Popis kontejnerového vozu

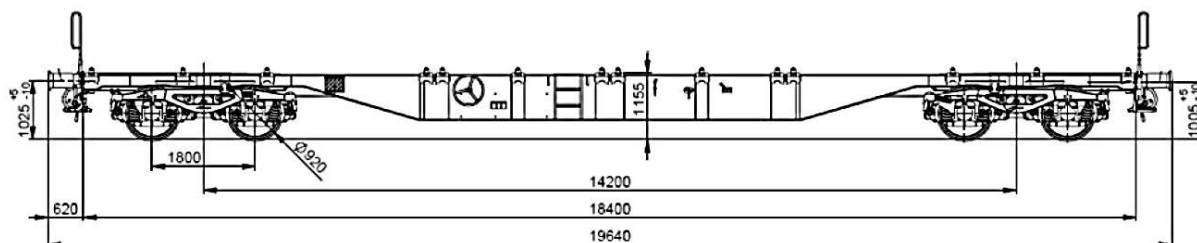
Kontejnerový vůz byl vybírán ze segmentu 60' kontejnerových vozů. Nejprve byla provedena rešerše dostupných vozů v tomto segmentu. Z nalezených vozů byl vybírán ten s nejnižší hmotností, u kterého byly zároveň uvedeny všechny potřebné údaje pro další práci.

Parametry skříňe vybraného kontejnerového vozu budou sloužit k tvorbě dynamického modelu nákladního vozu, s kterým budou provedeny simulace jízdně-technických zkoušek v kapitole Simulace jízdně-technických zkoušek. Seznam nalezených 60' kontejnerových vozů včetně jejich parametrů je uveden v Tab. 4.1.

Tab. 4.1 Seznam nalezených 60' kontejnerových vozů

Výrobce/Držitel	Řadové označení	Délka přes nárazníky [mm]	Vzdálenost otočných čepů [mm]	Hmotnost prázdného vozu [t]
Wascosa	light 60'	20 000	nedohledáno	17,4
DB cargo	Sgns 696	19 840	14 200	18,7
ČD cargo	Sgnss 60'	19 640	14 200	18,8
DB cargo	Sgns 681	19 740	14 200	18,8
Legios	Sgnss 60'	19 600	14 060	19,0
Tatravagonka	Sgnss 60'	19 830	14 200	19,0
RCW	Sgnss 60'	19 740	14 200	19,2
VTG	Sgnss 60'	19 640	14 200	20,0
DB cargo	Sgns 691	19 740	14 200	20,0
PKP cargo	Sgns 60'	19 740	14 200	20,0
ČD cargo	Sgnss 60'	19 640	14 200	21,0
PKP cargo	Sgs 60'	19 900	14 600	22,0

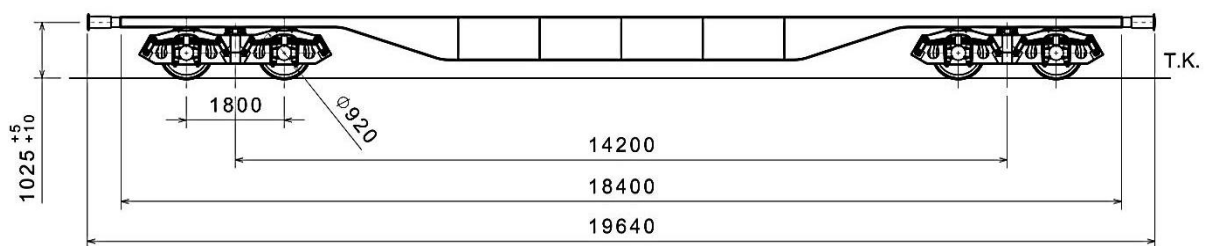
Vybraným vozem je vůz Sgns 696, který provozuje společnost DB cargo. Vůz má v prázdném stavu hmotnost 18,7 t. Vzdušenost otočných čepů vozu je 14,2 m. Typový výkres vybraného vozu je zobrazen na Obr. 4.1.



Obr. 4.1 Typový výkres vozu Sgns 696 [22]

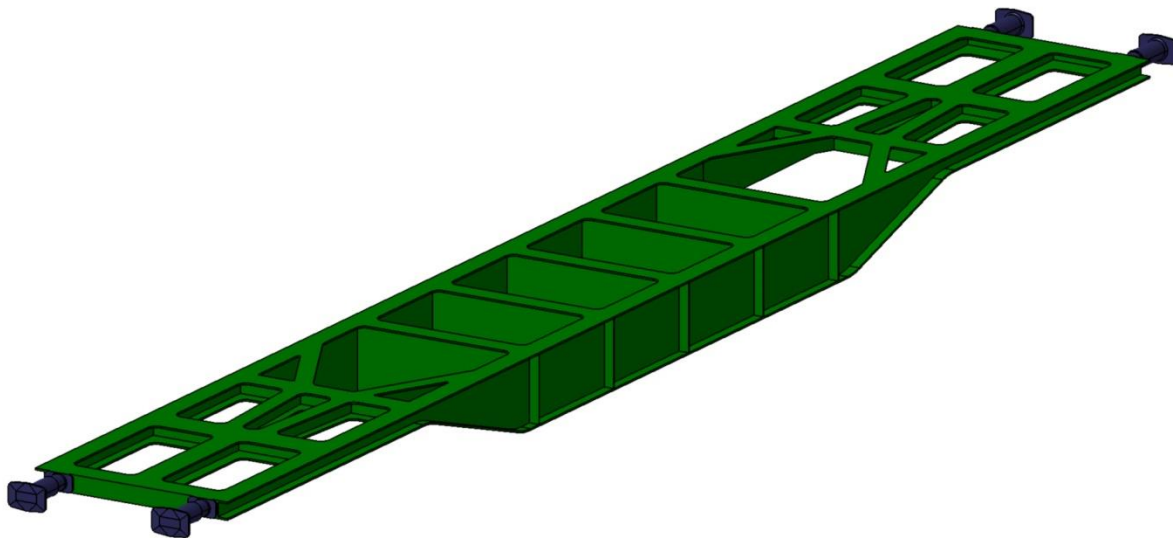
Co nejlehčí vůz byl vybírán proto, aby byl podvozek vyšetřen v případě extrémně lehké vozové skříně. Protože s klesající hmotností vozové skříně obecně klesá bezpečnost proti vykolejení.

Vybraný kontejnerový vůz byl původně vybaven podvozky typu Y25. Podvozky byly dohledány a od hmotnosti vozu byla odečtena jejich hmotnost (2 x 4,6 t). Tím byla získána hmotnost samostatné vozové skříně, která činí 9,5 t. Původní podvozky Y25 byly nahrazeny řešenými podvozky s parabolickými pružnicemi, které mají hmotnost zaokrouhleně 5 t. Kontejnerový vůz s těmito podvozky má v prázdném stavu hmotnost 19,5 t. Typový výkres 60' kontejnerového vozu s podvozky s parabolickými pružnicemi je zobrazen na Obr. 4.2.



Obr. 4.2 Typový výkres 60' kontejnerového vozu s podvozky s parabolickými pružnicemi

3D model skříně vybraného kontejnerového vozu byl vytvořen pouze zjednodušeně, posloužil k určení polohy těžiště vozové skříně. Těžiště se nachází ve výšce 880 mm nad temenem kolejnice. 3D model vozové skříně je zobrazen na Obr. 4.3.

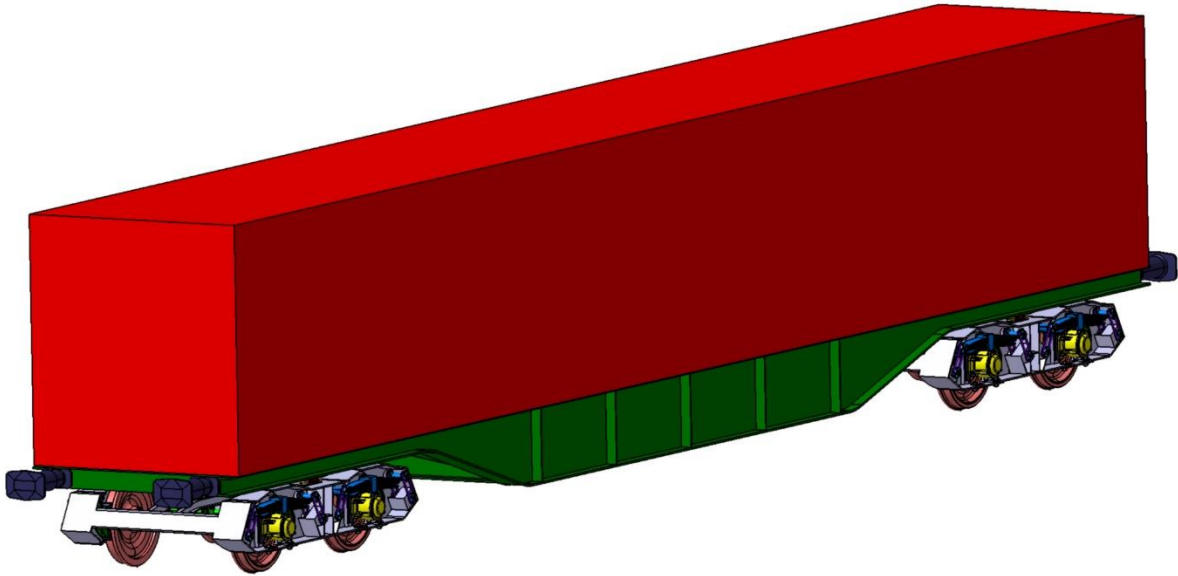


Obr. 4.3 3D model skříně 60' kontejnerového vozu

Kontejnerový vůz v plně loženém stavu má hmotnost 90 t. Pro plně ložený stav byl zjednodušeně vytvořen 3D model fiktivního 60' kontejneru, který symbolizuje náklad. Těleso

fiktivního 60' kontejneru je pro další výpočty uvažováno jako kvádr o stálé hustotě. To znamená, že těžiště kontejneru/kvádru se nachází v jeho středu.

Z vytvořených 3D modelů vozové skříň a fiktivního 60' kontejneru byla určena poloha těžiště této sestavy (vozová skříň s nákladem). Těžiště sestavy se nachází ve výšce 1 990 mm nad temenem kolejnice. 3D model kontejnerového vozu s fiktivním 60' kontejnerem je zobrazen na Obr. 4.4.



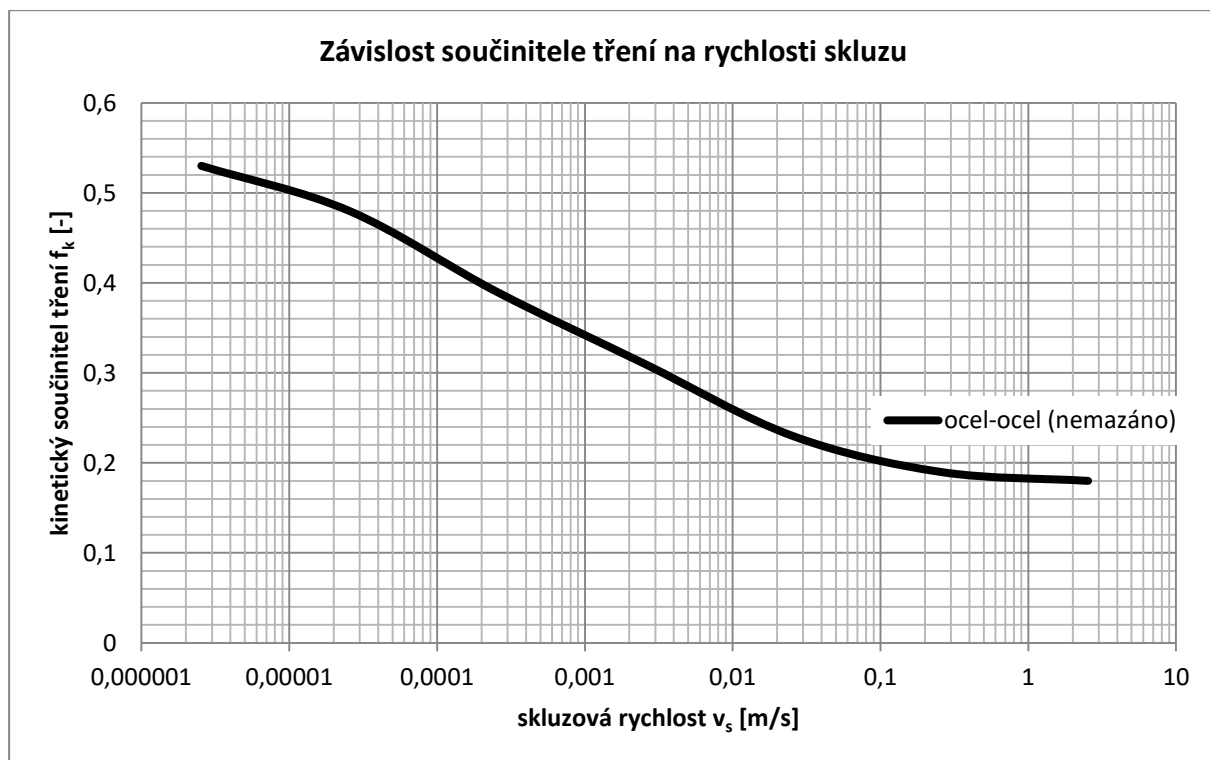
Obr. 4.4 3D model kontejnerového vozu v plně loženém stavu

5 Modely tření

Významnou roli ve vypružení nákladních vozů hraje tření. Tření zde zastává funkci tlumiče. Výhoda třecího tlumení je v jeho jednoduchosti a také v tom, že velikost třecí/tlumící síly je přímo úměrná zatížení vozu. Třecí síla je daná vztahem (5.1).

$$\text{Třecí síla} \qquad T = f \cdot N \qquad (5.1)$$

To se obzvláště vyplatí u nákladních vozů, kde je velký rozdíl mezi zatížením ve stavu prázdném a ve stavu plně loženém. Nicméně velkou nevýhodou třecího tlumení je jeho částečná nepředvídatelnost. Nepředvídatelnost je daná nestálostí součinitele tření. Velikost součinitele tření je při provozu výrazně ovlivňována řadou vlivů, například: drsností povrchu, vlhkostí, prašností, korozí, teplotou, vibracemi atd. [23] Velikost součinitele tření se také významně mění s rychlostí relativního pohybu (v dalším textu krátce „skluzu“). S narůstající rychlostí skluzu velikost součinitele tření klesá. Průběh je zobrazen v Graf 5.1. Graf vychází z naměřených hodnot uvedených ve zdroji [23].

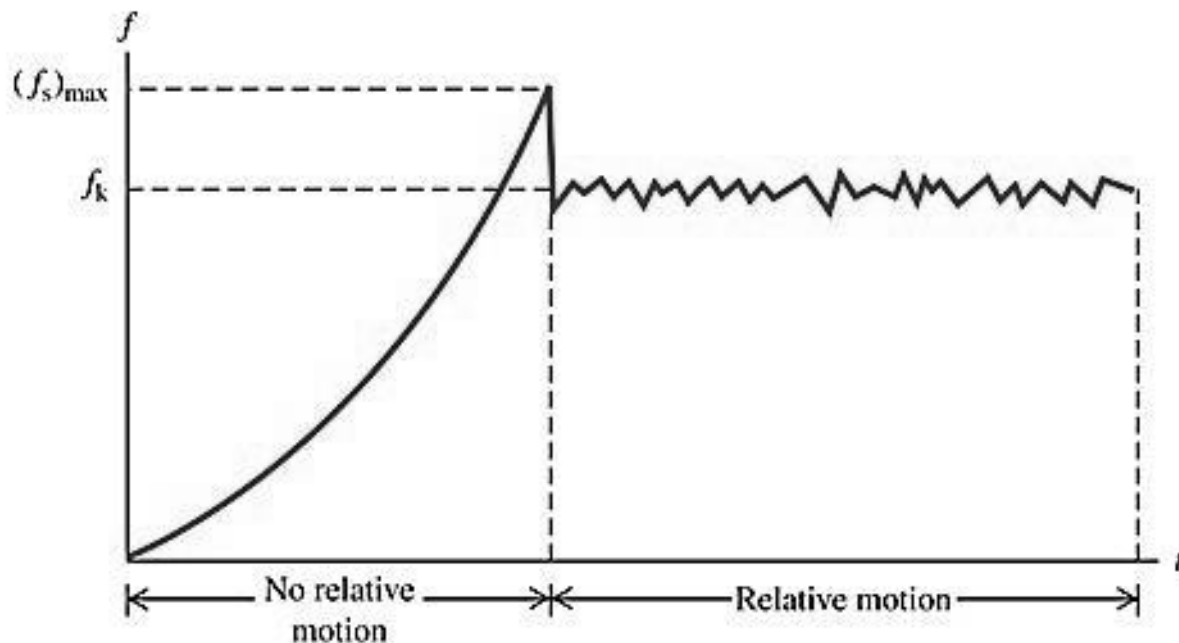


Graf 5.1 Závislost velikosti součinitele tření na rychlosti skluzu

Uvedený graf platí pro kinetický/skluzový součinitel tření, který se uplatňuje za skluzu. Součinitel tření má ještě složku statickou/adhezní, která se uplatňuje při uvádění třecích ploch z adheze do skluzu. Statický součinitel tření je vždy větší než kinetický součinitel tření.

Pro dosažení skluzu je tedy nutné vyvinout sílu větší než je síla adhezní, kterou určuje statický součinitel tření. Po dosažení adhezní síly se těleso dostane z klidu do skluzu a

součinitel tření poklesne na složku kinetickou. Tento fenomén se nazývá „Stick-slip“ efekt, česky by se dalo říct adheze-prokluz. Průběh součinitele tření při „Stick-slip“ efektu v čase je zobrazen na Obr. 5.1.



Obr. 5.1 "Stick-slip" efekt (no relative motion-bez relativního pohybu, relative motion-relativní pohyb)

Kvůli tomu, že součinitel tření je ovlivňován řadou různých vnějších vlivů, může se v provozu nákladního vozu při tření ocel-ocel hodnota kinetického součinitele tření pohybovat od 0,2 do 0,6. Při výpočtech v této práci byla uvažována pro tření ocel-ocel hodnota kinetického součinitele 0,4. Na řešeném podvozku se kromě tření ocel-ocel vyskytuje také tření ocel-kluzný materiál, pro výpočty v této práci byl zvolen materiál Railko NF 21 od společnosti Tenmat. Kluzný materiál se nachází v torně a na kluznicích. Z dokumentů výrobce materiálu Railko NF 21 byla odečtena hodnota kinetického součinitele 0,38. Výrobce uvádí, že materiál se vyznačuje stálým součinitelem tření za různých provozních podmínek a udává rozsah 0,36 až 0,4. [24] Statickou složku součinitele tření výrobce neudává, proto byla odhadnuta, stejně jako pro tření ocel-ocel, jako 1,5násobek složky kinetické. Parametry třecích materiálů použitých pro výpočty v této práci jsou přehledně vypsány v Tab. 5.1.

Tab. 5.1 Parametry použitých třecích materiálů

	Ocel	Railko NF 21 [24]
Součinitel tření statický	$f_s = 0,6$	$f_s = 0,57$
Součinitel tření kinetický	$f_k = 0,4$	$f_k = 0,38$

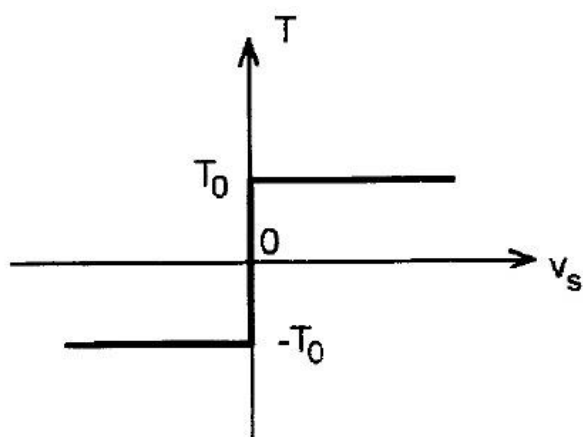
Pro výpočty s třecím momentem se bude používat třecí poloměr daný vztahem (5.2). Třecí poloměr je fiktivní rozměr, který při vynásobení součinitelem tření a normálovou silou dá výsledek třecí moment.

Třecí poloměr
$$R_f = \frac{M_f}{f \cdot N} \quad (5.2)$$

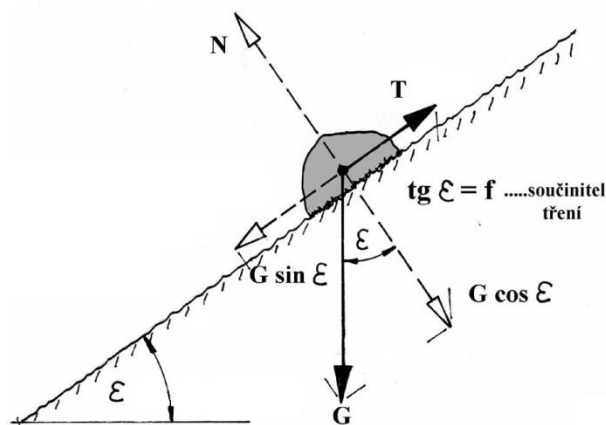
V následujících podkapitolách bude pojednáno o matematických modelech tření, které budou použity ve výpočtech v této práci.

5.1 Coulombův jednoduchý třecí model

Coulombův jednoduchý model tření uvažuje pouze s kinetickým součinitelem tření. Princip modelu je ukázán na Obr. 5.2. V tomto modelu dojde ke skluzu, jakmile je dosaženo třecí síly dané kinetickým součinitelem tření. Se statickým součinitelem tření se v tomto modelu nepočítá. Zároveň po celou dobu skluzu je součinitel tření konstantní. Tento jednoduchý model bude použit při výpočtech charakteristik zavěšení pružnice (charakteristiky do podélného a příčného směru). Coulombův jednoduchý model dává do těchto směrů dostatečně přesné výsledky. [12]



Obr. 5.2 Coulombův jednoduchý model tření [12]



Obr. 5.3 Mezní třecí úhel

Při výpočtech do podélného a příčného směru bude v závěsech uvažován vliv odvalování (Obr. 6.10). S narůstajícím vychýlením závěsů roste úhel sklonu kontaktní plochy až do mezní třecího úhlu, pak nastává skluz. Protože bude uvažován konstantní součinitel tření, zůstane zachován i mezní třecí úhel. Mezní třecí úhel je dán vztahem (5.3).

Mezní třecí úhel
$$\operatorname{tg} \varepsilon_{\max} = \operatorname{tg} \frac{T}{N} = f \quad (5.3)$$

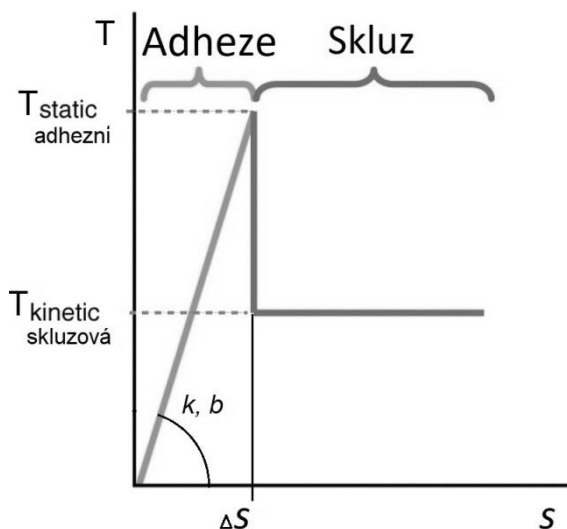
5.2 „Stick-slip“ třecí model

Tento model poměrně přesně odpovídá skutečnému průběhu tření. Model v sobě zahrnuje obě složky součinitele tření, jak složku statickou/adhezní, tak složku

kinetickou/skluzovou. Model v sobě zahrnuje dvě fáze tření, adhezní a skluzovou. Princip modelu je ukázán na Obr. 5.4.

Dokud není překonána adhezní síla, chová se třecí model, jako paralelní zapojení velmi tuhé pružiny s tuhostí k a slabého tlumiče s tlumením b . Ke skluzu dochází až po překonání adhezní síly. Tuhost fiktivní pružiny v adhezní fázi se vypočítá podle vztahu (5.4) pro torzi podle (5.6). Tlumení fiktivního tlumiče v adhezní fázi se vypočítá podle vztahu (5.5) pro torzi podle (5.7). Vztahy (5.5) a (5.7) byly jako hrubá aproximace doporučeny vedoucím práce (vztahy vychází z kritického tlumení $b_{krit} = 2\sqrt{km}$).

Ve skluzové fázi je po celou dobu součinitel tření konstantní. Ale jakmile poklesne skluzová rychlost pod mezní skluzovou rychlost, přechází „stick-slip“ třecí model zpět do adhezní fáze a hodnota součinitele vzroste na statickou složku součinitele tření. Ve výpočtech v této práci (zejména při nastavování parametrů třecích prvků v kapitole Podrobný dynamický model) byla použita pro mezní skluzovou rychlost hodnota 0,0001 m/s.



Obr. 5.4 "Stick-slip" model tření

Tuhost fiktivní pružiny v adhezní fázi

$$k = \frac{T_s}{\Delta S} \quad (5.4)$$

Tlumení fiktivního tlumiče v adhezní fázi

$$b = 0,1 \sqrt{\frac{k \cdot T_s}{10}} \quad (5.5)$$

Tuhost fiktivní torzní pružiny v adhezní fázi

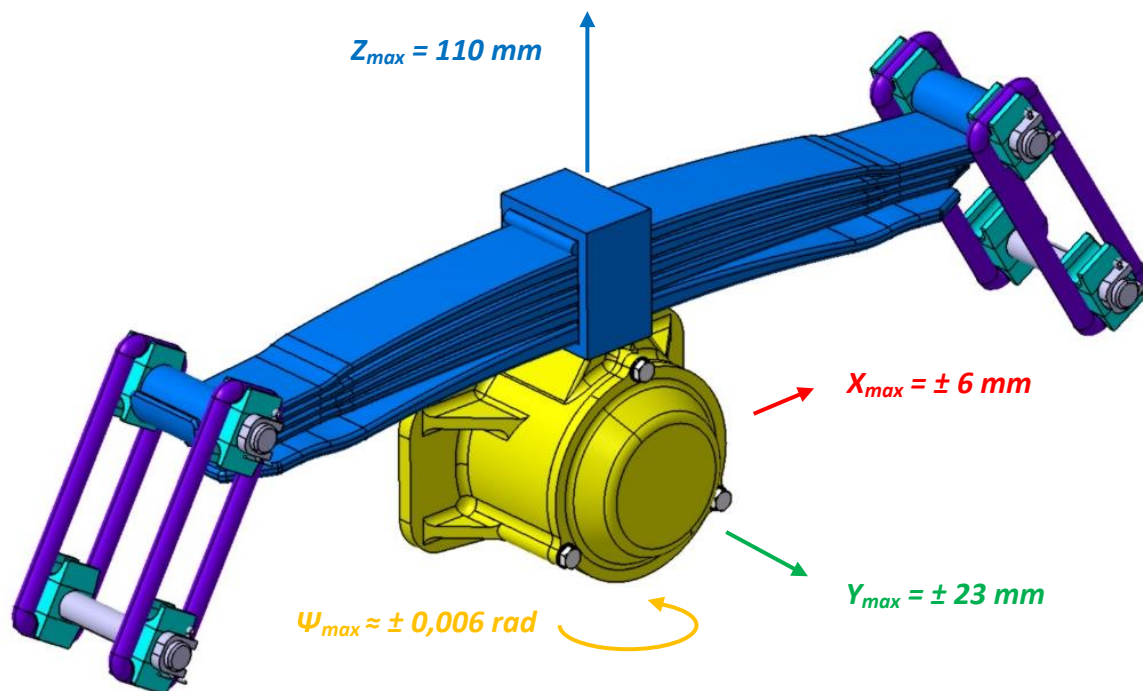
$$k_T = \frac{M_{fs}}{\Delta \psi} \quad (5.6)$$

Tlumení fiktivní torzní pružiny v adhezní fázi

$$b_T = 0,1 \sqrt{\frac{k_T \cdot M_{fs}}{10}} \quad (5.7)$$

6 Charakteristiky primárního vypružení

Primární vypružení je realizováno sestavou parabolické pružnice na závěsech. V této sestavě zajišťuje parabolická pružnice vypružení do svislého, příčného a podélného směru. Spojení pružnice s ložiskovou skříní navíc umožňuje její relativní natáčení kolem svislé osy. Zmíněné pohyby včetně maximálních rozsahů jsou znázorněny na Obr. 6.1 a přehledně uvedeny v Tab. 6.1.



Obr. 6.1 Pohyby v primárním vypružení

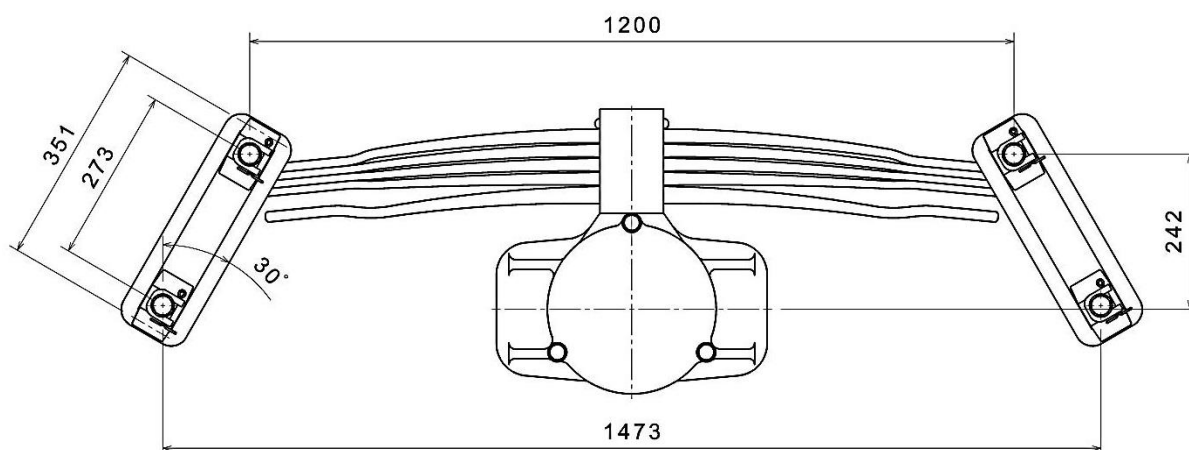
Tab. 6.1 Rozsahy pohybů primárního vypružení

Směr	Omezení	Rozsah
X – podélný	Rozsochami	$\pm 6 \text{ mm}$
Y – příčný	Rozsochami	$\pm 23 \text{ mm}$
Z – svislý	Horní doraz na rámu podvozku	0 až 110 mm
Ψ – relat. natáčení kolem osy Z	Explicitně nemá omezení/doraz	přibližně $\pm 0,006 \text{ rad}$

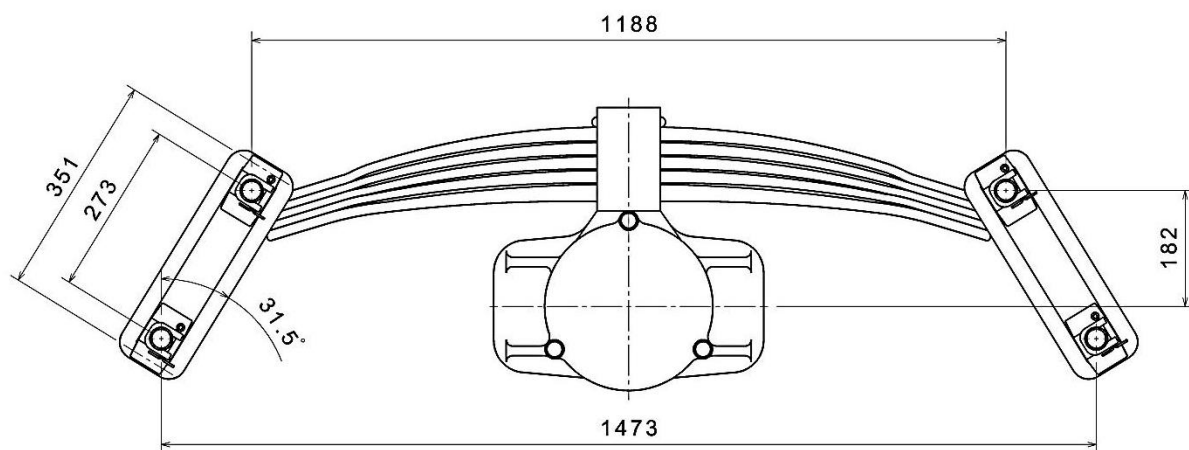
Do svislého směru je vypružení realizováno svazkem parabolické pružnice s progresivní dvoustupňovou charakteristikou. Pružnice zároveň s tuhostí poskytuje i tlumení. Při zatěžování pružnice svislou silou, se pružnice deformuje a mění se její tvar. Tím jak se pružnice deformuje, mění se vzdálenost závěsných ok a kvůli tomu i sklon závěsů. Tento vliv bude do výpočtů zahrnut. Sestavy parabolické pružnice ve stavu 1 (prázdný vůz) a 2 (plně ložený vůz) včetně rozměrů jsou zobrazeny na Obr. 6.2 a Obr. 6.3.

Do podélného a příčného směru je vypružení realizováno zavěšením pružnice na závěsech. Vypružení v těchto směrech funguje na principech závěsové tuhosti a třecího tlumení. Z toho plyne, že velikosti tuhostí a tlumení jsou přímo úměrné zatížení. Díky tomu zůstávají do těchto směrů zachovány vlastní frekvence pro různá zatížení vozu. Do podélného a příčného směru budou vytvořeny náhradní parametrické modely závěsů, které poslouží pro tvorbu dynamického modelu.

Natáčením pružnice vůči ložiskové skříni kolem svislé osy dochází v kontaktní ploše ke tření. Tření vytváří třecí moment, který bude také uvažován.



Obr. 6.2 Sestava parabolické pružnice ve stavu 1



Obr. 6.3 Sestava parabolické pružnice ve stavu 2

V následujících podkapitolách budou slovně a matematicky popsány děje, ke kterým dochází v primárním vypružení. Matematický popis bude vytvořen na základě mechanického rozboru vypružení. Pomocí matematického popisu budou provedeny výpočty. Některé složitější výpočty budou provedeny v programu Matlab. Z výpočtů budou získány parametry vypružení (tuhosti, třecí síly...) a budou sestrojeny charakteristiky vypružení do příslušných

směrů (x , y , z a Ψ). Charakteristiky budou sestrojeny pro vůz ve stavu 1 a 2. Vypočítané parametry vypružení následně poslouží pro tvorbu dynamického modelu. Sestrojené charakteristiky následně poslouží pro validaci dynamického modelu.

Pro výpočty v následujících kapitolách bylo potřeba znát zatížení primárního vypružení ve stavech 1 a 2. Zatížení bylo vypočítáno podle vztahu (6.1). Od hmotnosti vozu byly odečteny hmotnosti dvojkolí ložiskových skříní a prostřední část pružnice (Obr. 9.6 a Tab. 9.1). Výpočet je proveden v Tab. 6.2.

Vztah pro výpočet zatížení primárního vypružení
$$F = \frac{m-4(m_{dv}+2 m_{ls}+2 m_{pcp})}{8} g \quad (6.1)$$

Tab. 6.2 Zatížení primárního vypružení

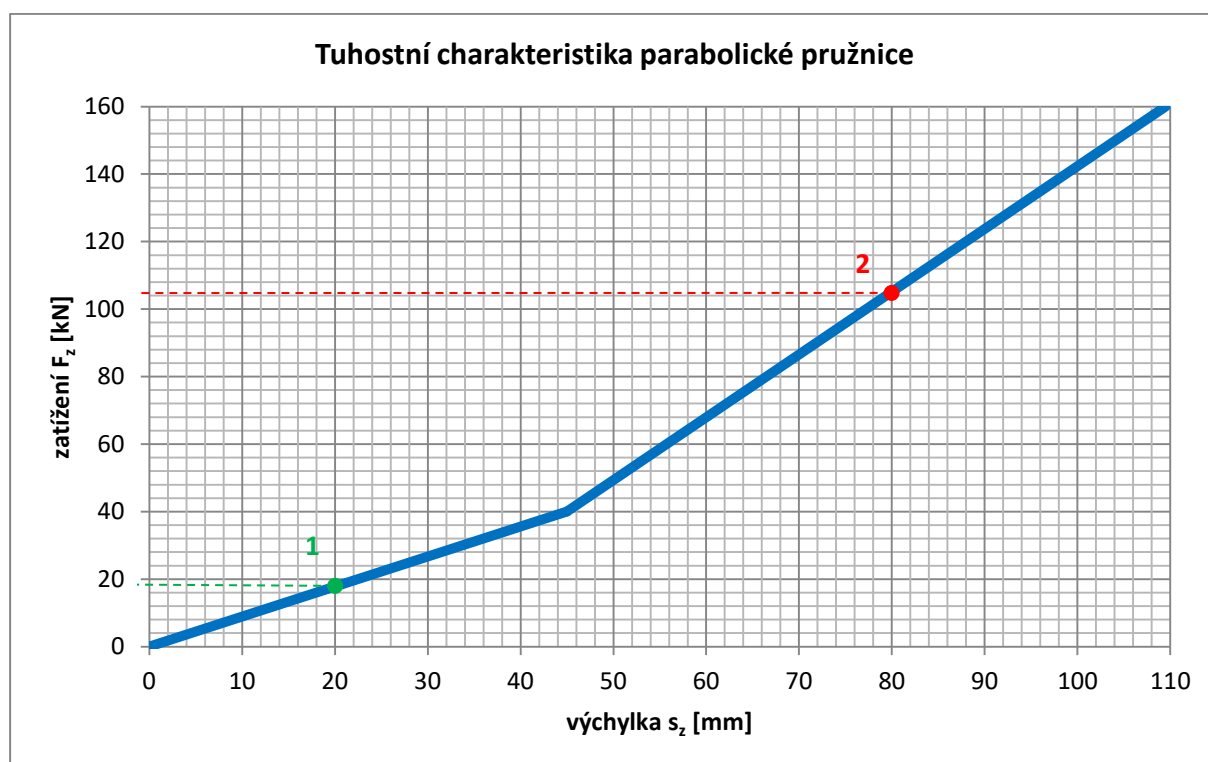
	Stav 1	Stav 2
Hmotnost vozu	$m_1 = 19\,450\text{ kg}$	$m_2 = 90\,000\text{ kg}$
Hmotnost dvojkolí	$m_{dv} = 1\,083\text{ kg}$	$m_{dv} = 1\,083\text{ kg}$
Hmotnost ložiskové skříně	$m_{ls} = 60\text{ kg}$	$m_{ls} = 60\text{ kg}$
Hmotnost prostřední částí pružnice (Obr. 9.6)	$m_{pcp} = 59\text{ kg}$	$m_{pcp} = 59\text{ kg}$
Gravitační konstanta	$g = 9,81\text{ m/s}^2$	$g = 9,81\text{ m/s}^2$
Zatížení primárního vypružení	$F_1 = 17,4\text{ kN}$	$F_2 = 104\text{ kN}$

6.1 Svislý směr

Primární vypružení do svislého směru je realizováno svazkem parabolické pružnice. Pružnice má díky přidavnému listu progresivní dvoustupňovou charakteristiku. Přídavný list se připojí do vypružení přibližně při zatížení silou 40 kN, tomu odpovídá svislá výchylka 45 mm. Po připojení přidavného listu pružnice přibližně zdvojnásobí svoji tuhost. Přesné hodnoty tuhosti pružnice v jednotlivých fázích jsou uvedeny v Tab. 6.3. Norma [25] udává, že maximální dovolené hodnoty napětí ($\sigma_{max} = 1\,350\text{ MPa}$) se dosáhne při svislé výchylce 123 mm. Tato hodnota nesmí být v provozu překročena. Proto je maximální rozsah pružnice shora omezen dorazem na rámu podvozku. Poloha dorazu odpovídá maximální svislé výchylce 110 mm. Na základě těchto hodnot byla sestrojena tuhostní charakteristika pružnice, která je zobrazena v Graf 6.1.

Tab. 6.3 Tuhost parabolické pružnice [25]

	1. Stupeň	2. Stupeň
Tuhost	$k_{z1} = 0,89 \cdot 10^6\text{ N/m}$	$k_{z2} = 1,86 \cdot 10^6\text{ N/m}$
Rozsah	$s_z \in (0; 45)\text{mm}$	$s_z \in (45; 110)\text{mm}$



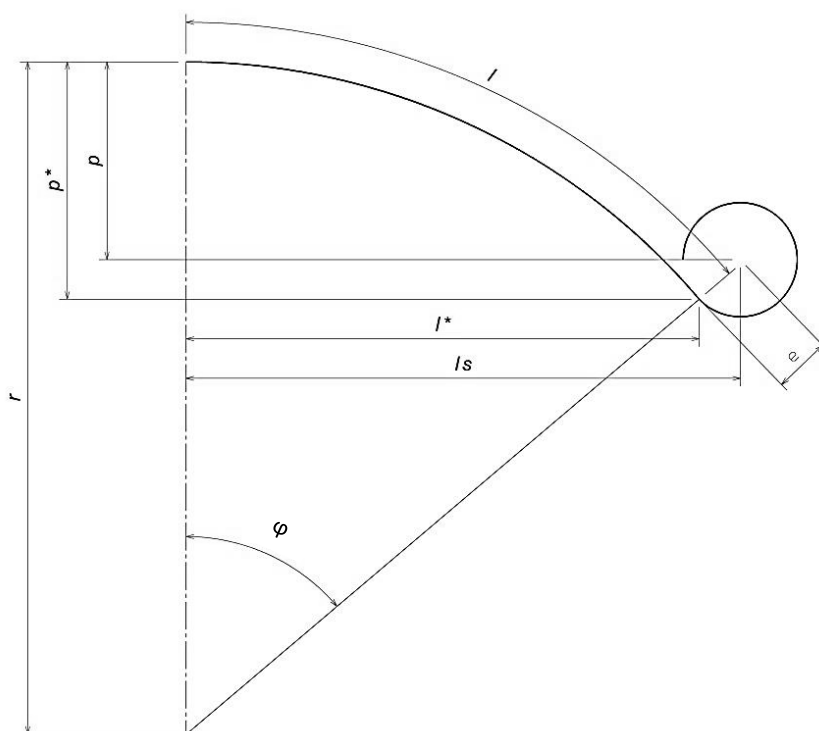
Graf 6.1 Tuhostní charakteristika parabolické pružnice

6.1.1 Sklon závěsů

Při zatěžování se pružnice deformuje a tím se mění vzdálenost závěsných ok vůči opasku pružnice. Oka se k sobě při zatěžování pružnice přibližují. Kvůli tomu se zvětšuje i sklon závěsů. Protože sklon závěsů ovlivňuje tuhost a tlumení primárního vypružení do podélného a příčného směru, bude v této části sklon závěsů vypočítán. Sklon závěsů se vypočítá ze vzdálenosti závěsných ok.

Výpočet bude proveden na základě předpokladu, že hlavní list s oky si bude při deformaci pružnice zachovávat tvar kružnicového oblouku. Při deformaci se bude měnit pouze poloměr kružnicového oblouku. [20]

Výpočet bude vycházet z geometrických vztahů z Obr. 6.4 a ze známých hodnot uvedených v Tab. 6.4.



Obr. 6.4 Geometrické schéma hlavního listu pružnice

Poznámka: Prohnutí pružnice p se nerovná výchylce s_z . Rozměry p a s_z se zatížením pružnice narůstají stejně, ale jsou od sebe posunuty o 9 mm. Ve stavu 1 je $p = 29 \text{ mm}$ a $s_z = 20 \text{ mm}$.

Tab. 6.4 Hodnoty při zatížení 20 kN [25]

Vzdálenost oka od svislé osy	$l_s = 600 \text{ mm}$
Prohnutí pružnice	$p = 29 \text{ mm}$
Střední poloměr oka	$e = 25 \text{ mm}$

Geometrické vztahy [20]

$$p^* = p + e \cos \varphi \quad (6.2)$$

$$l^* = l_s - e \sin \varphi \quad (6.3)$$

$$r \varphi = l \quad (6.4)$$

$$l^* = r \sin \varphi \quad (6.5)$$

$$p^* = r (1 - \cos \varphi) \quad (6.6)$$

$$r^2 = l^2 + (r - p^*)^2 \quad (6.7)$$

Odvozené vztahy [20]

$$\frac{l^*}{l} = \frac{\sin \varphi}{\varphi} \quad (6.8)$$

$$\frac{p^*}{l} = \frac{1 - \cos \varphi}{\varphi} \quad (6.9)$$

$$r = \frac{l^{*2} + p^{*2}}{2p^*} \quad (6.10)$$

Norma [25] pro pružnice udává pouze rozměry l_s a p při zatížení silou 20 kN ale zatížení na řešené pružnici v stavu 1 (prázdný vůz) je 17,4 kN a ostatní rozměry nejsou známé. Bude se proto vycházet z hodnot pro zatížení 20 kN.

Nejprve je potřeba vypočítat rozměry p^* a l^* . Protože při zatížení 20 kN potažmo 17,4 kN je pružnice téměř neprohnutá, vyjde se ze zjednodušujících předpokladů (6.11) a (6.12).

V prvním kroku se na základě zjednodušujících předpokladů vypočítá přibližný poloměr kružnicového oblouku r podle vztahu (6.10) a úhel φ podle vztahu (6.5).

Ve druhém kroku se vypočítají rozměry p^* podle (6.2), l^* podle (6.3) a zpřesní hodnoty poloměru r a úhlu φ . Na základě zpřesněných hodnot se vypočítá délka oblouku l podle vztahu (6.4). Od délky oblouku l se odvíjí všechny další výpočty.

Aby bylo možné vypočítat vzdálenost závěsných ok ve stavu 2, je nutné nahradit $\cos \varphi$ Taylorovým rozvojem 2. stupně podle (6.13). Náhrada s dostatečnou přesností platí pro $\varphi \in (\pm 40^\circ)$, to bezpečně vyhovuje rozsahu pružnice. Pomocí náhrady se nalezne pro úhel φ vztah (6.14). Dosazením vztahu pro úhel φ do rovnice (6.8) je odvozen výsledný vztah pro délku l^* (6.15) a vztah (6.16) pro vzdálenost oka od svislé osy pružnice.

Na základě uvedených rovnic se pomocí postupné změny rozměru p^* vypočítají všechny ostatní hodnoty. Pro účely výpočtu byl napsán algoritmus v programu Matlab. Zdrojový kód se nachází v příloze 2. Ve zdrojovém kódu algoritmu je názorně vidět postup výpočtu. Přehled vypočtených výsledků pro stavy 1 a 2 je uveden v Tab. 6.5.

Vzdálenost závěsných ok v závislosti na prohnutí pružnice je zobrazena v Graf 6.2. Úhel závěsů v závislosti na prohnutí pružnice je zobrazen v Graf 6.3.

Zjednodušující předpoklady

$$l^* \cong l_s \quad (6.11)$$

$$p^* \cong p + e \quad (6.12)$$

1) První krok

$$r = \frac{l^{*2} + p^{*2}}{2p^*} \quad (6.10)$$

$$\varphi = \sin^{-1} \left(\frac{l^*}{r} \right) \quad (6.5)$$

2) Druhý krok

$$p^* = p + e \cos \varphi \quad (6.2)$$

$$l^* = l_s - e \sin \varphi \quad (6.3)$$

$$r = \frac{l^{*2} + p^{*2}}{2p^*} \quad (6.10)$$

$$\varphi = \sin^{-1} \left(\frac{l^*}{r} \right) \quad (6.5)$$

$$l = r \varphi \quad (6.4)$$

3) Náhrada Taylorovým rozvojem

$$\cos \varphi = 1 - \frac{\varphi^2}{2} \quad (6.13)$$

$$\frac{p^*}{l} \varphi = 1 - \cos \varphi = 1 - 1 + \frac{\varphi^2}{2}$$

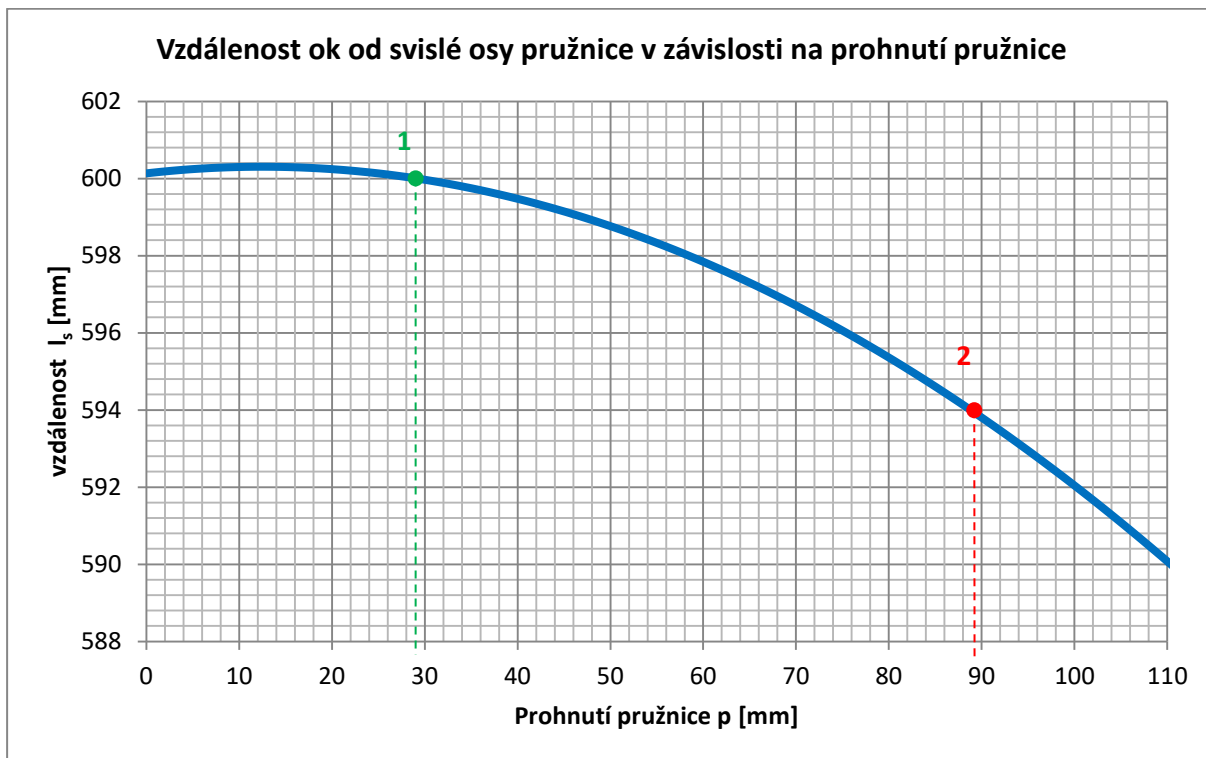
$$\frac{p^*}{l} \varphi = 1 - 1 + \frac{\varphi^2}{2}$$

$$\varphi \left(\frac{p^*}{l} - \frac{\varphi}{2} \right) = 0 \rightarrow \begin{cases} \varphi_1 = 0 \\ \varphi_2 = \frac{2p^*}{l} \end{cases} \quad (6.14)$$

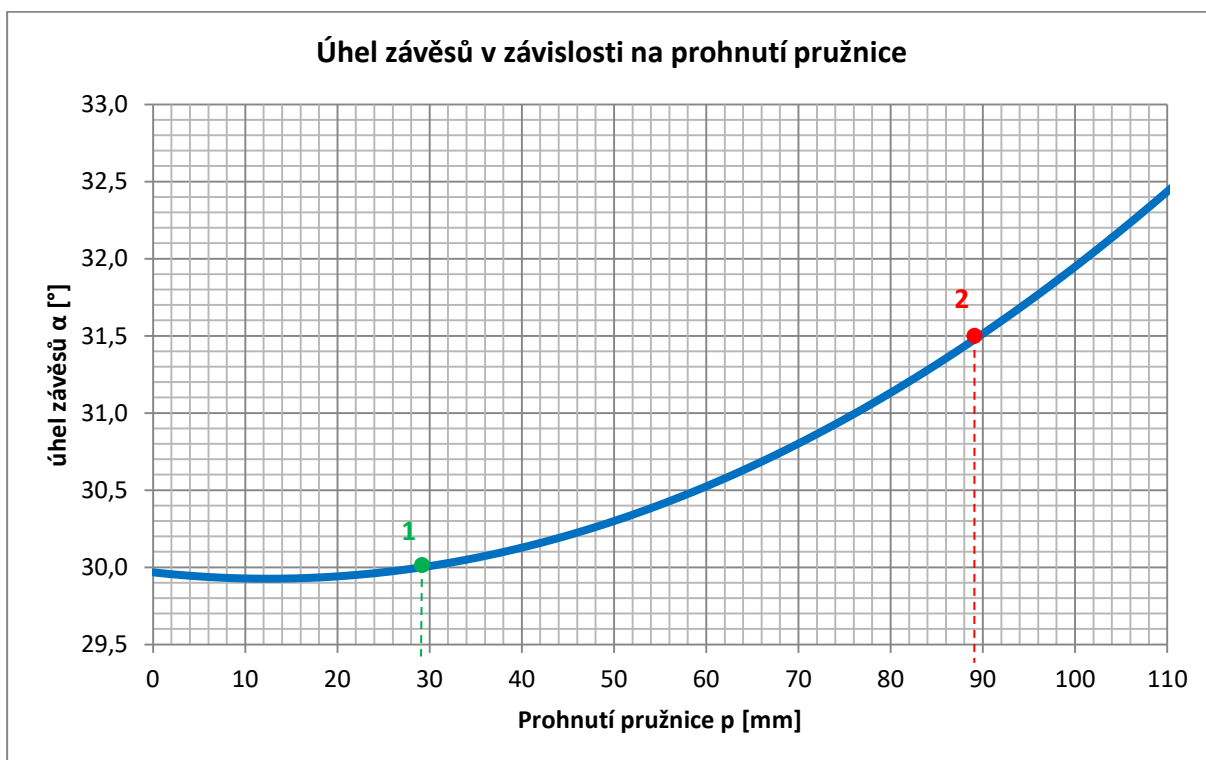
Výsledný vztah pro délku l^*	$l^* = \frac{\sin\left(\frac{2p^*}{l}\right)}{2p^*} l^2$	(6.15)
Vzdálenost oka od svislé osy pružnice	$l_s = \frac{\sin\left(\frac{2p^*}{l}\right)}{2p^*} l^2 + e \sin\left(\frac{2p^*}{l}\right)$	(6.16)

Tab. 6.5 Výsledné geometrické parametry pružnice

	Stav 1	Stav 2
Zatížení	$F_{z1} = 17,4 \text{ kN}$	$F_{z2} = 104 \text{ kN}$
Prohnutí pružnice	$p_1 = 29 \text{ mm}$	$p_2 = 89 \text{ mm}$
Vzdálenost ok od svislé osy	$l_{s1} = 600 \text{ mm}$	$l_{s2} = 594 \text{ mm}$
Úhel závěsů	$\alpha_1 = 30^\circ$	$\alpha_2 = 31,5^\circ$



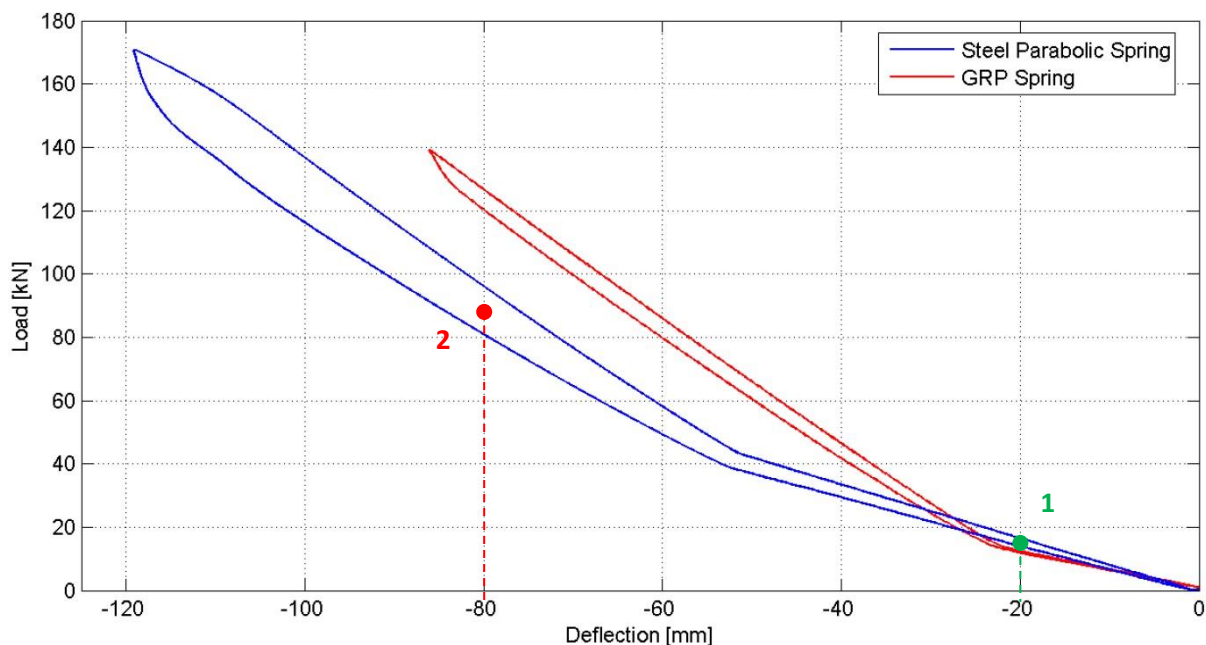
Graf 6.2 Vzdálenost ok od svislé osy pružnice v závislosti na prohnutí pružnice



Graf 6.3 Úhel závěsů v závislosti na prohnutí pružnice

6.1.2 Tlumení

Parabolická pružnice poskytuje tlumení do svislého směru. Tlumení vzniká třením jednotlivých listů pružnice. Tření probíhá na kontaktních plochách listů na koncích pružnice. Velikost třecí síly byla odečtena z hysterezní smyčky zobrazené na Obr. 6.5.

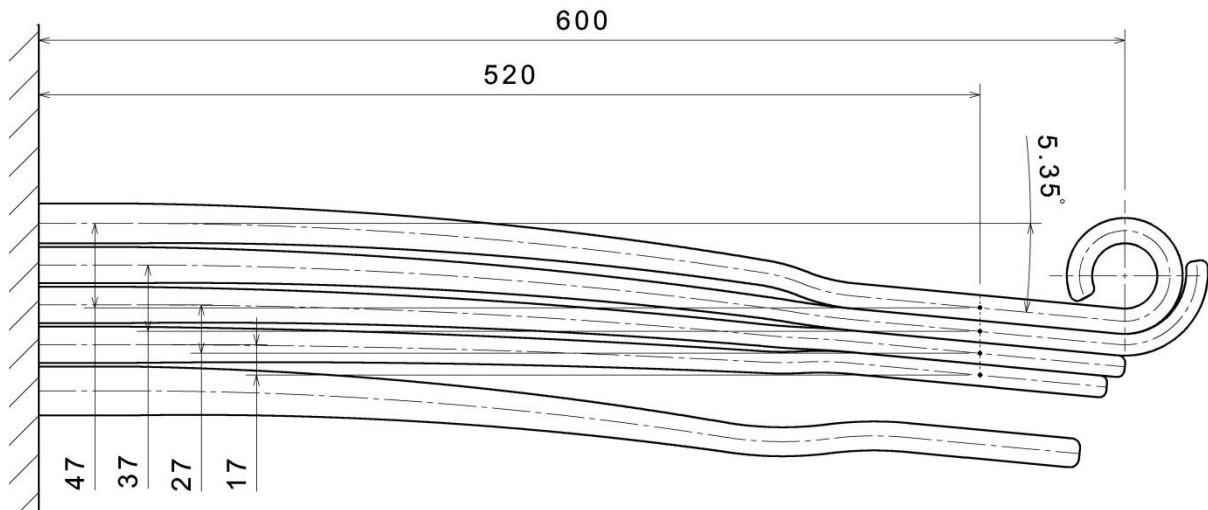


Obr. 6.5 Hysterezní smyčka parabolické pružnice (Load-zatížení, Deflection-výchylka, Steel Parabolic Spring-ocelová parabolická pružina, GRP Spring-kompozitová pružina) [15]

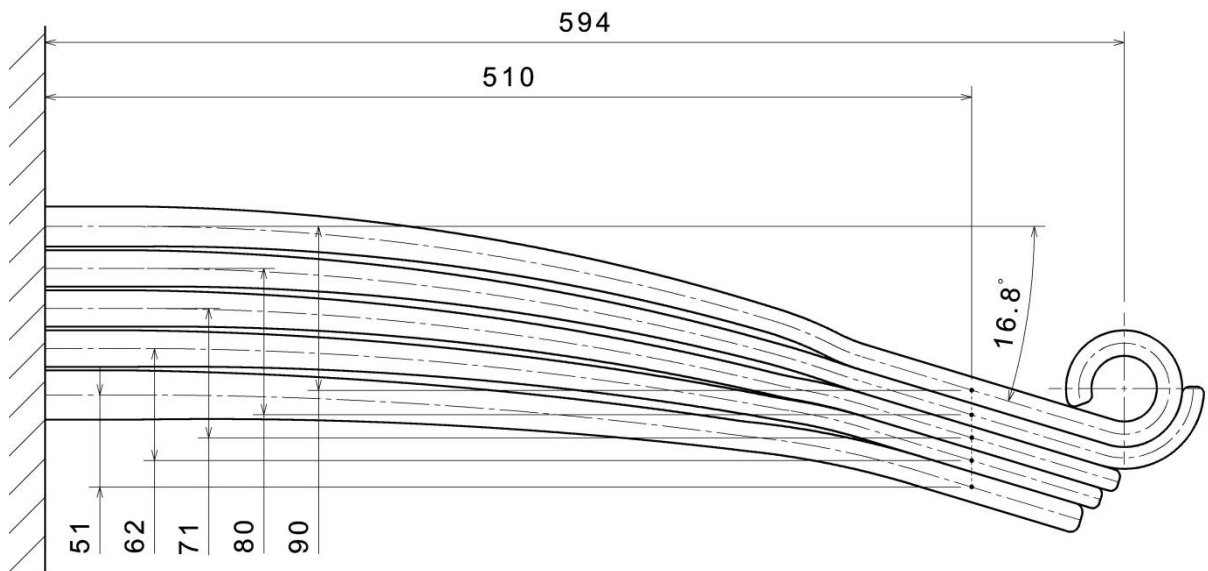
Pro dynamický model parabolické pružnice se bude uvažovat „stick-slip“ model tření. Na hysterezní smyčce je odečitatelná pouze třecí síla vycházející z kinetického součinitele tření, proto třecí síla vycházející ze statického součinitele tření byla dopočítána. Předpokládalo se, že statický součinitel tření je 1,5 x větší než součinitel tření kinetický. Odečtené a vypočtené hodnoty třecí síly jsou uvedeny v Tab. 6.6.

Pro použití „stick-slip“ modelu tření je ještě potřeba zjistit, do jaké změny prohnutí je tření mezi listy v adhezní fázi a od kdy nastává skluzová fáze. Pro každý jednotlivý list se vypočítá jeho prohnutí. Použije se předpoklad zachování kružnicového oblouku, jako v předchozí části. Do jednotlivých listů budou na jejich neutrální osu zavedeny body. Body budou zjednodušeně reprezentovat třecí místa. Polohy bodů pro pružnici ve stavu 1 a 2 jsou vyznačeny na Obr. 6.6 a Obr. 6.7. Při výpočtech se budou řešit relativní posuvy těchto bodů. Bude se uvažovat, že jakmile dojde k relativnímu posunu bodů o 0,1 mm v podélném směru, přejde tření z adheze do skluzu. Výpočet bude vycházet ze vzorce (6.2). Pro účely výpočtu byl napsán algoritmus v programu Matlab. Detailní výpočtové vztahy jsou patrné ze zdrojového kódu, který je přiložen v Příloze 2. Průběhy relativních posuvů třecích bodů v závislosti na změně prohnutí pružnice jsou zobrazeny v Graf 6.4. Pro vůz ve stavu 1 jsou průběhy zobrazeny v červených odstínech, pro vůz ve stavu 2 jsou zobrazeny v zelených odstínech.

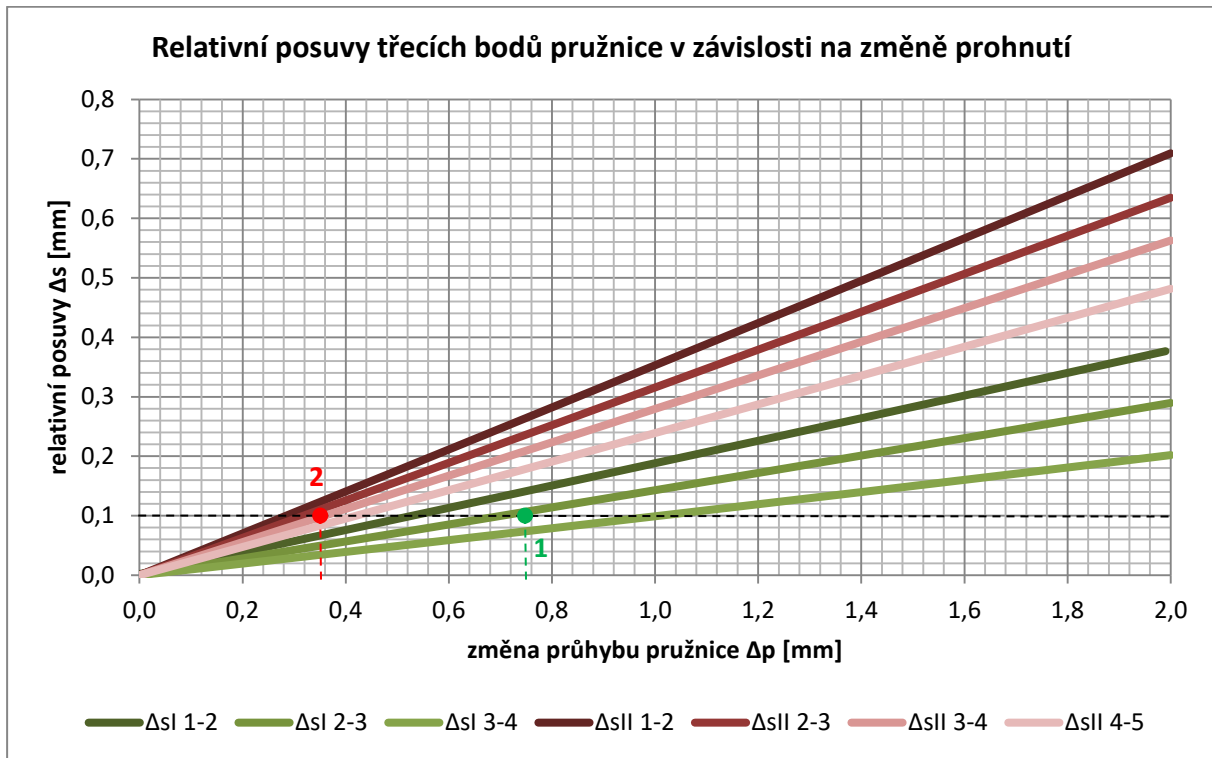
Poznámka: Výpočet je zjednodušený, uvažuje se jen podélný relativní pohyb. Cílem výpočtu je udělat si přibližnou představu o „převodu“ skluzu mezi listy na změnu prohnutí pružnice. Podle toho vypočítat tuhost fiktivní pružiny v adhezní fázi. Fiktivní pružina, stejně jako jí příslušný třecí tlumič, bude na dynamickém modelu umístěna ve svislém směru (Obr. 8.1).



Obr. 6.6 Pružnice ve stavu 1

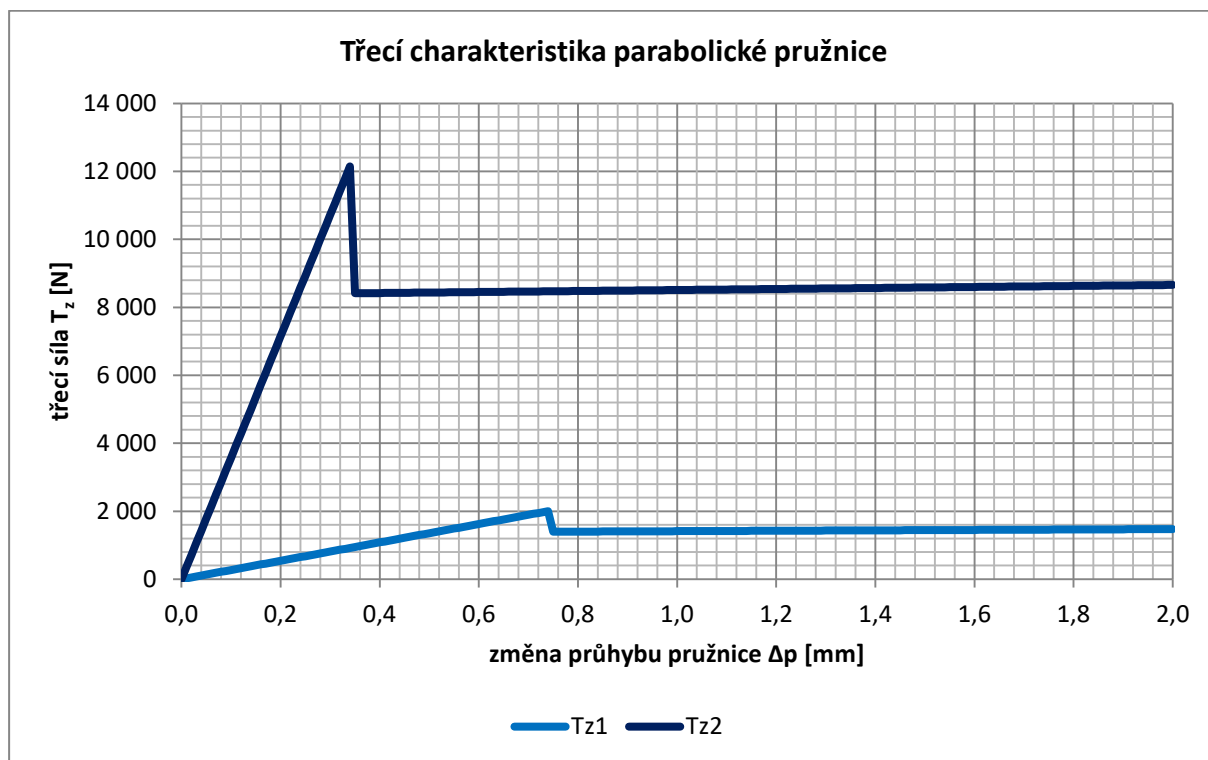


Obr. 6.7 Pružnice ve stavu 2



Graf 6.4 Relativní posuvy mezi jednotlivými listy pružnice v závislosti na její změně prohnutí

Pro oba zátěžné stavy byly relativní posuvy jednotlivých bodů zprůměrovány. Pro stav 1 nastane skluz po prohnutí 0,75 mm, pro stav 2 nastane skluz po prohnutí 0,35 mm. Dále se používaly pouze tyto průměrné hodnoty uvedeny v Tab. 6.6. Na základě průměrných změn prohnutí byla pro třecí model „stick-slip“ vypočítána tuhost a tlumení adhezní fáze do svislého směru. Tuhost byla vypočítána podle vzorce (5.2), kde Δs je v tomto případě $\Delta\rho$. Tlumení bylo vypočítáno podle vzorce (5.3). Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 6.6 a byly použity pro tvorbu dynamického modelu. Výsledná třecí charakteristika parabolické pružnice pro stavy 1 a 2 je zobrazena v Graf 6.5. Světle modrá barva značí průběh třecí síly ve stavu 1 a tmavě modrá značí průběh třecí síly ve stavu 2.



Graf 6.5 Třecí charakteristika parabolické pružnice

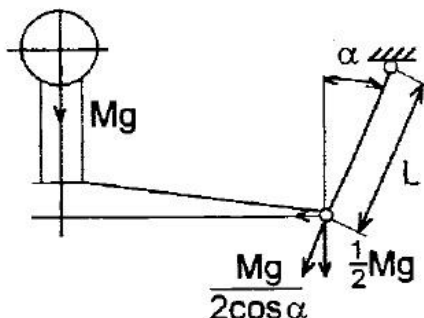
Tab. 6.6 Výsledné parametry třecího modelu parabolické pružnice

	Stav 1	Stav 2
Zatížení	$F_{z1} = 17,4 \text{ kN}$	$F_{z2} = 104 \text{ kN}$
Naměřeno z grafu	$T_{zk1} \cong 7,5\% \cdot F_{z1}$	$T_{zk2} \cong 8\% \cdot F_{z2}$
Třecí síla kinetická	$T_{zk1} = 1\,300 \text{ N}$	$T_{zk2} = 8\,300 \text{ N}$
Třecí síla statická	$T_{zs1} = 1\,950 \text{ N}$	$T_{zs2} = 12\,500 \text{ N}$
Max. změna prohnutí v adhezní fázi	$\Delta p_1 = 0,75 \text{ mm}$	$\Delta p_2 = 0,35 \text{ mm}$
Tuhost v adhezní fázi	$k_{fz1} = 2,61 \cdot 10^6 \text{ N/m}$	$k_{fz2} = 35,6 \cdot 10^6 \text{ N/m}$
Tlumení v adhezní fázi	$b_{fz1} = 2\,260 \text{ Ns/m}$	$b_{fz2} = 21\,100 \text{ Ns/m}$

6.2 Příčný směr

Primární vypružení do příčného směru je realizováno zavěšením pružnice na závěsech. Vypružení v tomto směru funguje na principech závěsové tuhosti a třecího tlumení, tudíž velikosti tuhosti a tlumení jsou přímo úměrné zatížení. Silový rozbor zavěšení pružnice je zobrazen na Obr. 6.8.

Poznámka: Pružnice je na Obr. 6.8 v otočené poloze („vzhůru nohama“).



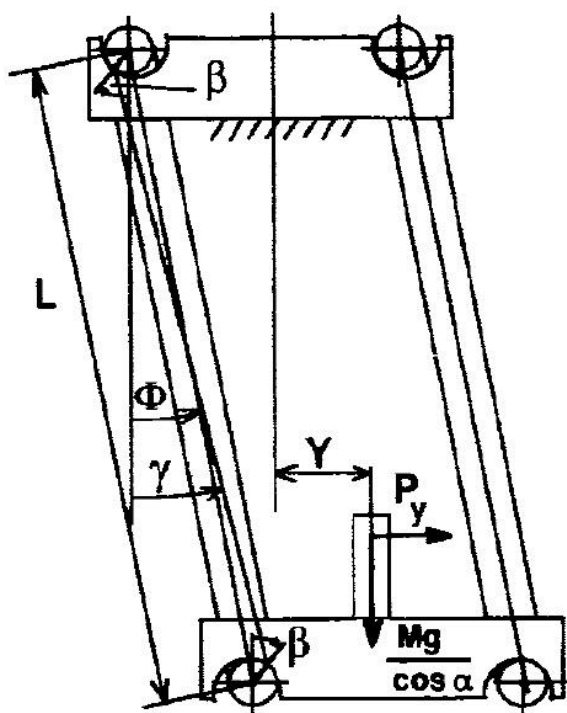
Obr. 6.8 Silový rozbor zavěšení pružnice [12]

Charakteristiku vypružení do příčného směru ovlivňují geometrické parametry závěsů a velikost součinitele tření. Bude se uvažovat součinitel tření 0,4. V Tab. 6.7 jsou uvedeny parametry závěsů ve stavu 1 a 2. Tyto parametry poslouží pro další výpočty.

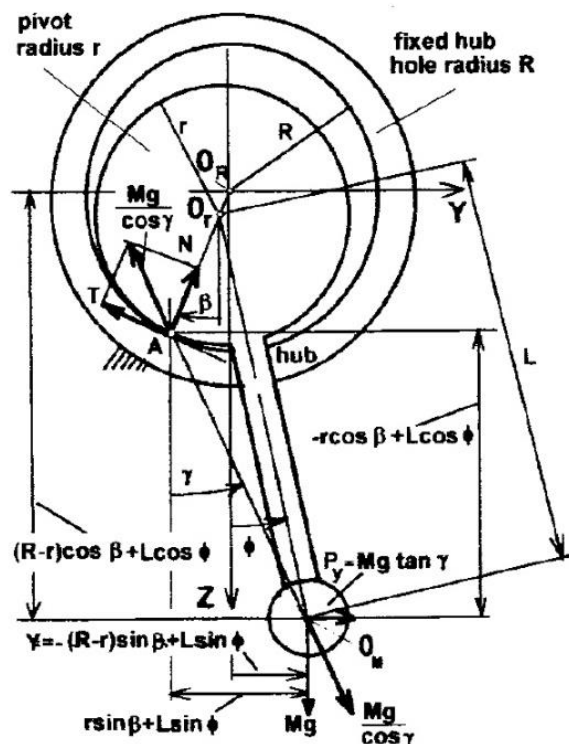
Tab. 6.7 Parametry závěsů

	Stav 1	Stav 2
Svislé zatížení pružnice	$Mg_1 = 17,4 \text{ kN}$	$Mg_2 = 104 \text{ kN}$
Úhel závěsu	$\alpha_1 = 30^\circ$	$\alpha_2 = 31,5^\circ$
Délka závěsu	$L_y = 351 \text{ mm}$	$L_y = 351 \text{ mm}$
Poloměr sedla v kamenu	$R_y = 13,5 \text{ mm}$	$R_y = 13,5 \text{ mm}$
Poloměr hraníkového závěsu	$r_y = 13 \text{ mm}$	$r_y = 13 \text{ mm}$
Součinitel tření	$f = 0,4$	$f = 0,4$

Při kývání závěsů do příčného směru dochází v sedlech kamenů nejprve k odvalování. Po překonání mezního úhlu kývání dojde v kamenech ke skluzu a vzniku třecí síly, která tlumí další pohyby do příčného směru. Uvolněný závěs v obecné poloze je zobrazen na Obr. 6.9. Uvolnění závěsu se silovým rozbohem je na Obr. 6.10. Ze silové rovnováhy závěsu je sestaven matematický popis závěsů. V matematickém popisu závěsu je uvažován nejjednodušší Coulombův model tření. Výsledné rovnice jsou uvedeny pod Obr. 6.9 a Obr. 6.10. Podrobné odvození rovnic se nachází ve zdroji [12].



Obr. 6.9 Obecná poloha závěsu [12]



Obr. 6.10 Silové uvolnění závěsu [12]

Poznámka: Mg v Obr. 6.10 odpovídá $Mg/\cos\alpha$ v Obr. 6.9.

Úhel kývání $\varphi_i = \varphi_{i-1} + d\varphi$ (6.17)

Kontaktní úhel – odvalovací fáze $\beta_o = \frac{r}{R-r} \varphi_i$ (6.18)

Kontaktní úhel – skluzová fáze $\beta_s = \beta_{i-1} - \varphi_i$ (6.19)

Úhel nositelky síly $\gamma = \arctan\left(\frac{L \sin\varphi + 2r \sin\beta}{L \cos\varphi - 2r \cos\beta}\right)$ (6.20)

Podmínka odvalování $\tan(\gamma + \beta) < f$ (6.21)

Příčná síla $P_y = Mg \frac{\tan\gamma}{\cos\alpha}$ (6.22)

Příčná výchylka $y = L \sin\varphi - 2(R - r) \sin\beta$ (6.23)

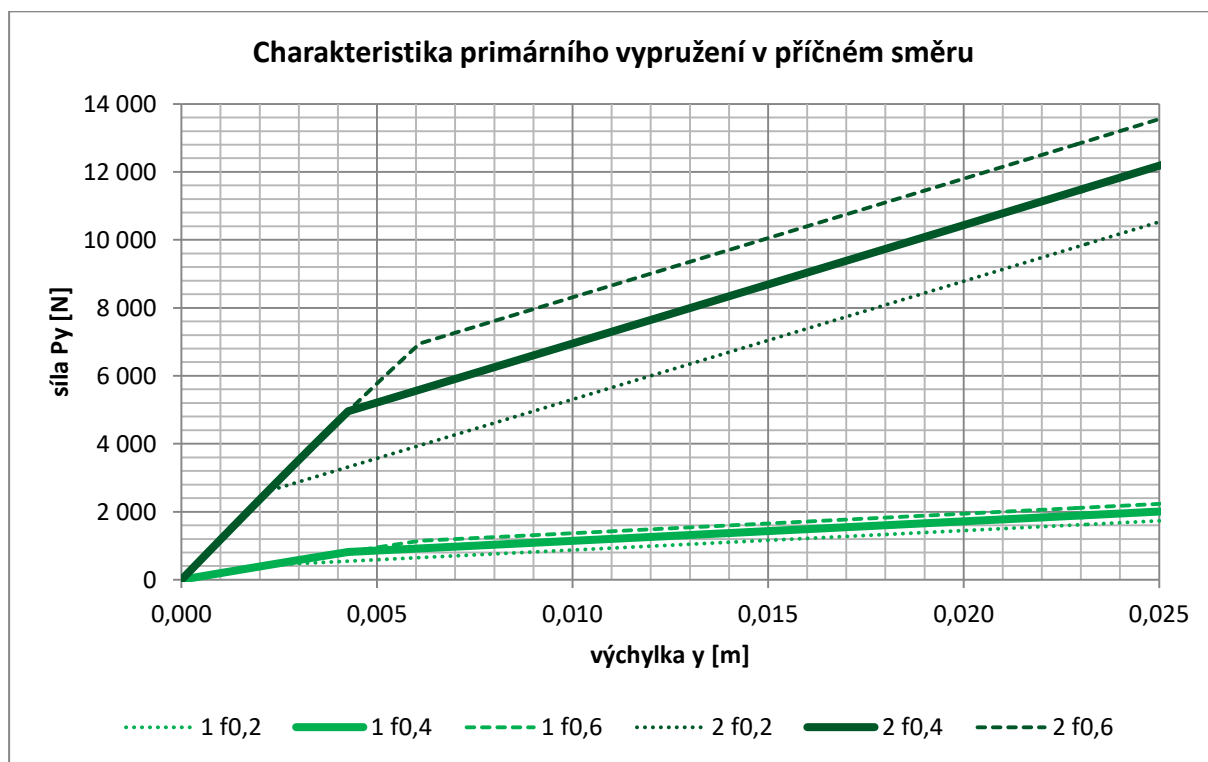
Neznámou v soustavě rovnic je příčná síla. Výpočet příčné síly je nutné počítat iteračně, postupnou krokovou změnou úhlu kývání (6.17), kde $d\varphi$ je krok. V každém kroku je kontrolována podmínka odvalování (6.21). Pokud je podmínka odvalování splněna počítají se jednotlivé parametry na základě úhlu β_o (6.18). Jakmile podmínka přestane platit, dochází ke skluzu a jednotlivé parametry se počítají na základě úhlu β_s (6.19). Kontaktní úhel β , při kterém poprvé není splněna podmínka odvalování, je úhlem mezním. Protože je uvažován jednoduchý Coulombův model tření (konstantní hodnota součinitele tření), musí při dalším zvětšování úhlu kývání zůstat zachován třecí úhel (Obr. 5.3) podle rovnice (5.3). Třecí úhel

zůstává zachován, pokud se od kontaktního úhlu β_{i-1} z předchozího iteračního kroku odečítá krok úhlu kývání φ_i .

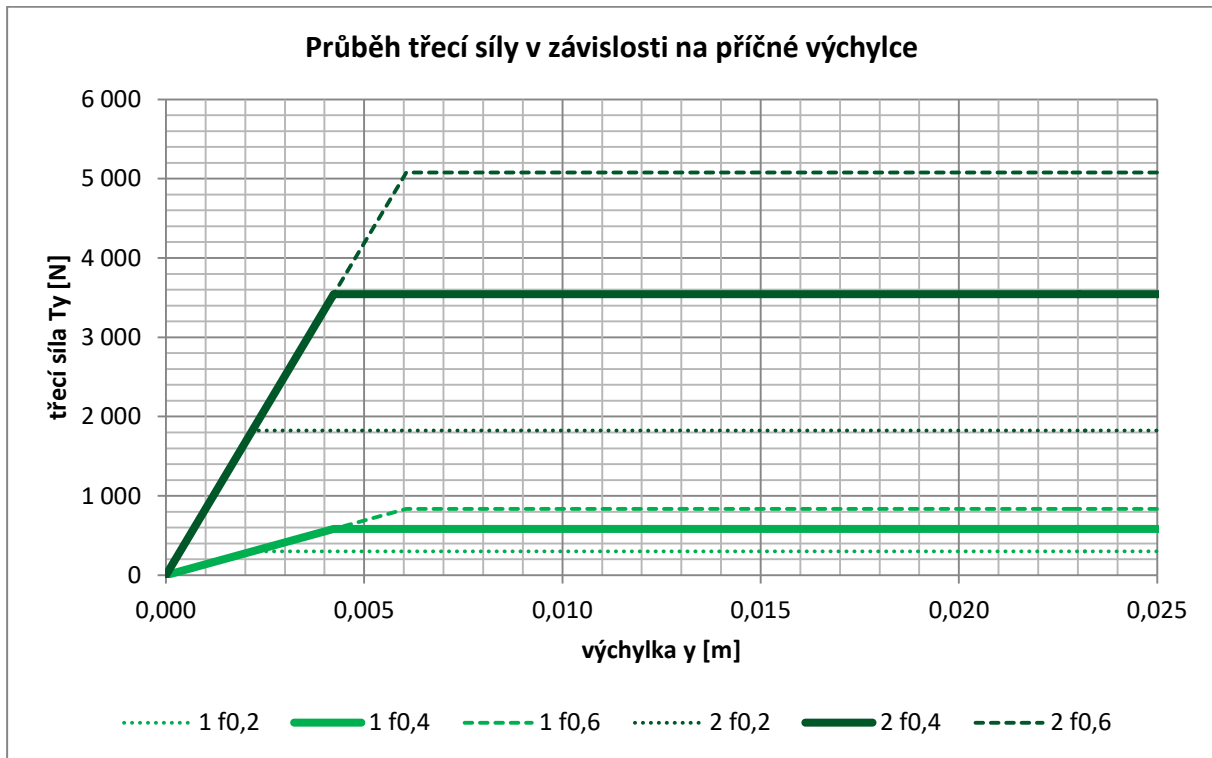
Pro účely výpočtu příčné síly byl napsán algoritmus v programu Matlab. Detailní postup výpočtu je názorně vidět ve zdrojovém kódu algoritmu, který je uveden Příloze 2.

Vypočítaný průběh příčné síly v závislosti na příčné výchylce pro stavy 1 a 2 je zobrazen v Graf 6.6. Z průběhu příčné síly byl odseparován průběh třecí (tlumící) síly. Průběh samotné třecí síly v závislosti na příčné výchylce je zobrazen v Graf 6.7. Z charakteristiky je patrné, že pro součinitel tření 0,4 ke tření dochází po vychýlení závěsů přibližně o 4 mm od rovnovážné polohy.

Poznámka: V Graf 6.6 a Graf 6.7 jsou pro zajímavost zobrazeny i průběhy pro součinitele tření 0,2 a 0,6.

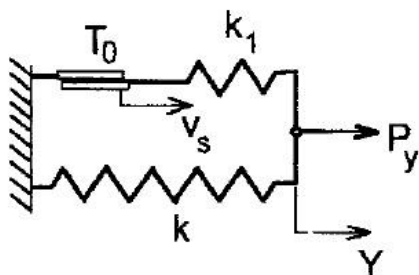


Graf 6.6 Charakteristika primárního vypružení v příčném směru

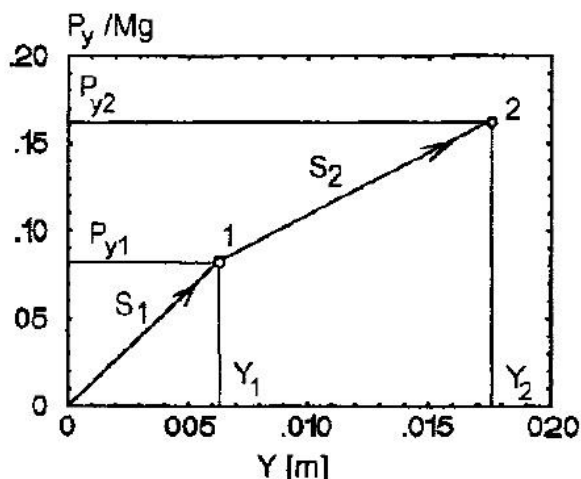


Graf 6.7 Průběh třecí síly v závislosti na příčné výchylce

Na základě provedených výpočtů příčné síly bylo možné získat parametry pro zjednodušený tříparametrový model. Tříparametrový model je svým chováním ekvivalentní chování reálných závěsů v příčném směru. Model je složen ze dvou pružin a jednoho třecího prvku v zapojení, jaké je znázorněno na obrázku Obr. 6.11. Pružina k představuje závěsovou tuhost. Pružina k_1 představuje odvalování v závěsech. Třecí prvek T_0 představuje tření v sedlech kamenů. Třecí prvek T_0 se v modelu aktivuje až po překročení mezního stlačení pružiny k_1 . Tříparametrový model poslouží pro tvorbu dynamického modelu a k jeho validaci.



Obr. 6.11 Tříparametrový model [12]



Obr. 6.12 Závislost příčné síly na výchylce [12]

Parametry tříparametrového modelu se vypočítaly na základě rovnic (6.24), (6.25) a (6.26). Rovnice vychází z průběhu příčné síly na výchylce podle Obr. 6.12.

$$\text{Závěsová tuhost} \quad k = S_2 = \frac{P_{y2} - P_{y1}}{Y_2 - Y_1} \quad (6.24)$$

$$\text{Odvalovací tuhost} \quad k_1 = S_1 - S_2 = \frac{P_{y1}}{Y_1} - \frac{P_{y2} - P_{y1}}{Y_2 - Y_1} \quad (6.25)$$

$$\text{Třecí síla} \quad T_0 = k_1 Y_1 \quad (6.26)$$

Výpočet parametrů tříparametrového modelu proběhl pomocí zmíněného algoritmu, který je přiložen v příloze 2. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v Tab. 6.8.

Tab. 6.8 Vypočtené parametry tříparametrového modelu

	Stav 1	Stav 2
Závěsová tuhost	$k_{y1} = 57\,100 \text{ N/m}$	$k_{y2} = 347\,000 \text{ N/m}$
Odvalovací tuhost	$k_{1y1} = 138\,000 \text{ N/m}$	$k_{1y2} = 837\,000 \text{ N/m}$
Třecí síla	$T_{0y1} = 583 \text{ N}$	$T_{0y2} = 3\,540 \text{ N}$

6.3 Podélný směr

Vypružení v tomto směru funguje na principech závěsové tuhosti a třecího tlumení, tudíž tuhosti a tlumení jsou přímo úměrné zatížení. Primární vypružení do podélného směru je realizováno sestavou pružnice (pružnice, závěsy, ložisková skříň). Sestava tvoří čtyřkloubový mechanismus. Silově uvolněný mechanismus v obecné poloze je zobrazen na Obr. 6.13. Charakteristiku do podélného směru, stejně jako do příčného směru, udávají geometrické parametry mechanismu a velikost součinitele tření. Bude se uvažovat součinitel tření 0,4. V Tab. 6.9 jsou uvedeny parametry mechanismu ve stavu 1 a 2.

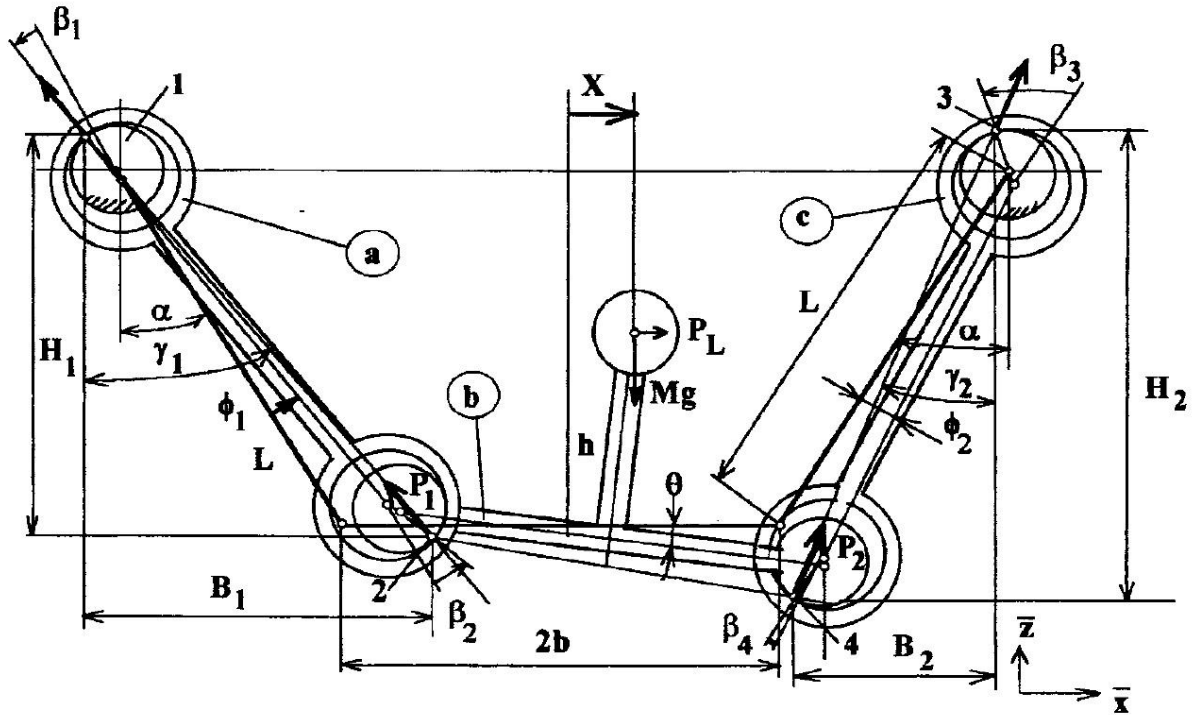
Tab. 6.9 Parametry mechanismu

	Stav 1	Stav 2
Svislé zatížení pružnice	$Mg = 17,4 \text{ kN}$	$Mg = 104 \text{ kN}$
Úhel závěsů	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 31,5^\circ$
Délka závěsů	$L_x = 273 \text{ mm}$	$L_x = 273 \text{ mm}$
Poloměr pouzder	$R_x = 18 \text{ mm}$	$R_x = 18 \text{ mm}$
Poloměr čepů	$r_x = 17,5 \text{ mm}$	$r_x = 17,5 \text{ mm}$
Součinitel tření	$f = 0,4$	$f = 0,4$

Tuhost do podélného směru je dána kinematikou mechanismu. Třecí/tlumící síla vzniká v kloubech (na obvodových plochách čepů) mechanismu.

Geometrické vztahy, které vycházejí z mechanismu v obecné poloze, jsou uvedeny pod Obr. 6.13. Podrobné odvození vztahů se nachází ve zdroji [12].

Poznámka: Mechanismus sestavy pružnice je na Obr. 6.13 v otočené poloze („vzhůru nohama“).



Obr. 6.13 Mechanismus v obecné poloze [12]

Úhel kývání závěsu 1 $\varphi_i = \varphi_{i-1} + d\varphi$ (6.17)

Úhel kývání závěsu 2 $\varphi_2 \approx \varphi_1 + 2 \frac{\sin \alpha (\cos \varphi_1 - 1)}{\cos(\alpha - \varphi_1)}$ (6.27)

Sklon prostředního elementu $\theta \approx \frac{L}{2b} [\cos(\alpha - \varphi_1) - \cos(\alpha + \varphi_1)]$ (6.28)

Podélná výchylka $x \approx L [\sin(\alpha + \varphi_1) - \sin \alpha] + h\theta$ (6.29)

Kontaktní úhly – odvalovací fáze $\beta_{1o} = \frac{r}{R-r} \varphi_1$
 $\beta_{2o} = \frac{r}{R-r} (\varphi_1 + \theta)$ (6.30)

$\beta_{3o} = \frac{r}{R-r} \varphi_2$
 $\beta_{4o} = \frac{r}{R-r} (\varphi_2 - \theta)$

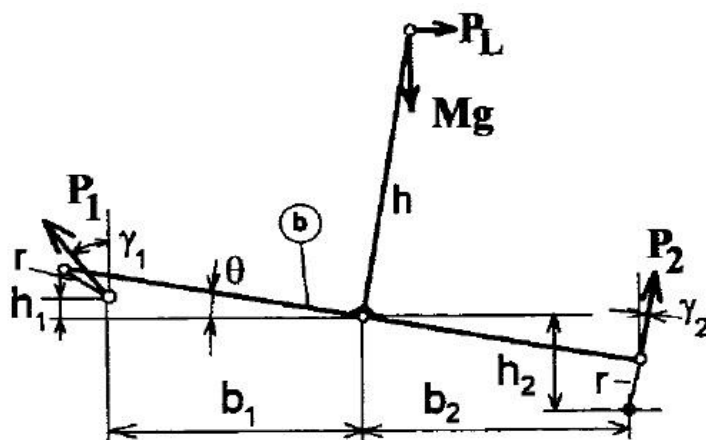
Kontaktní úhly – skluzová fáze $\beta_{1s} = \beta_{1si-1} + d\gamma_{1i}$
 $\beta_{2s} = \beta_{2si-1} + d\gamma_{1i}$ (6.31)

$\beta_{3s} = \beta_{3si-1} + d\gamma_{2i}$
 $\beta_{4s} = \beta_{4si-1} + d\gamma_{2i}$

Úhel nositelky síly v závěsu 1 $\gamma_1 = \arctan \frac{L \sin(\alpha + \varphi_1) + R \sin(\alpha + \beta_1) + R \sin(\alpha + \beta_2)}{L \cos(\alpha + \varphi_1) + R \cos(\alpha + \beta_1) + R \cos(\alpha + \beta_2)}$ (6.32)

Úhel nositelky síly v závěsu 2 $\gamma_2 = \arctan \frac{L \sin(\alpha - \varphi_2) + R \sin(\alpha - \beta_3) + R \sin(\alpha - \beta_4)}{L \cos(\alpha - \varphi_2) + R \cos(\alpha - \beta_3) + R \cos(\alpha - \beta_4)}$ (6.33)

Silové uvolnění prostředního element mechanismu je zobrazeno na Obr. 6.14. Prostřední element mechanismu v sobě zahrnuje pružnici a ložiskovou skříň.



Obr. 6.14 Rozměry a síly na prostředním elementu [12]

Rovnice popisující prostřední element mechanismu jsou uvedeny níže. Podrobné odvození vztahů je uvedeno ve zdroji [12].

$$\text{Podmínky} \quad \tan(\beta_i + \alpha - \gamma_1) < f \quad (i = 1, 2) \quad (6.34)$$

$$\text{odvalování} \quad \tan(\beta_i + \alpha + \gamma_2) < f \quad (i = 3, 4)$$

$$\begin{aligned} \text{Rozměry} \quad b_1 &= b - r \sin(\alpha + \beta_2) \\ b_2 &= b - r \sin(\alpha - \beta_4) \end{aligned} \quad (6.35)$$

$$\begin{aligned} h_1 &= b\theta - r \cos(\alpha + \beta_2) \\ h_2 &= b\theta + r \cos(\alpha + \beta_4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Pomocná proměnná} \quad D &= (b_1 + b_2) \cos \gamma_1 \cos \gamma_2 + h_2 \cos \gamma_1 \sin \gamma_2 - \\ &h_1 \sin \gamma_1 \cos \gamma_2 + h \sin(\gamma_1 + \gamma_2) \end{aligned} \quad (6.36)$$

$$\text{Síla v závěsu 1} \quad P_1 = \frac{Mg}{D} [h \sin \gamma_2 + b_2 \cos \gamma_2 + h_2 \sin \gamma_2 - h\theta \cos \gamma_2] \quad (6.37)$$

$$\text{Síla v závěsu 2} \quad P_2 = \frac{Mg}{D} [h \sin \gamma_1 + b_1 \cos \gamma_1 - h_1 \sin \gamma_1 - h\theta \cos \gamma_1] \quad (6.38)$$

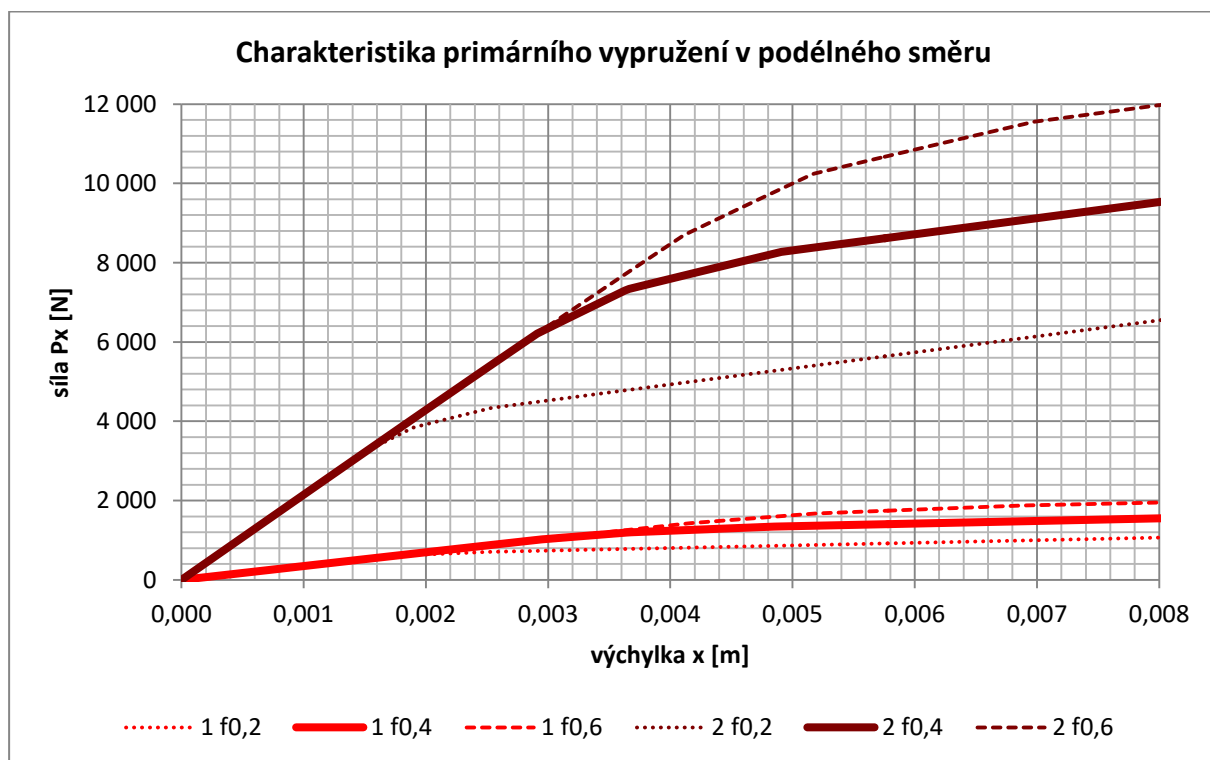
$$\begin{aligned} \text{Podélná síla} \quad P_L &= \frac{Mg}{D} [b_2 \sin \gamma_1 \cos \gamma_2 - b_1 \sin \gamma_2 \cos \gamma_1 + (h_1 + \\ &h_2) \sin \gamma_1 \sin \gamma_2 - h\theta \sin(\gamma_1 + \gamma_2)] \end{aligned} \quad (6.39)$$

Při vychylování ložiskové skříňe do podélného směru dochází v kloubech mechanismu nejprve k odvalování. Po překonání mezního úhlu dochází postupně na jednotlivých čepech ke skluzu a vzniku třecí síly. První se do skluzu dostane kloub 2, kde dochází k největšímu relativnímu natáčení (Obr. 6.13). Potom bude následovat skluz v dalších kloubech.

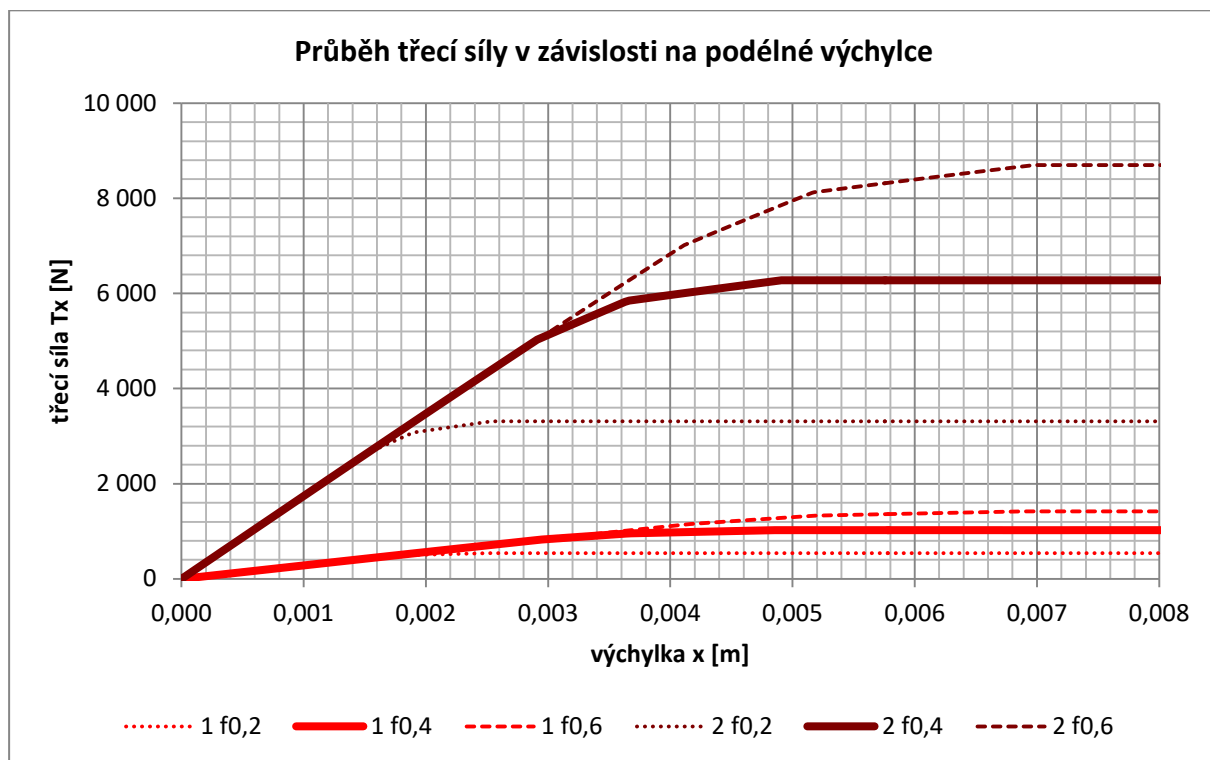
Neznámou v soustavě rovnic je podélná síla (6.39). Výpočet podélné síly je nutné počítat iteračně, postupnou krokovou změnou úhlu kývání φ_i (6.17), kde $d\varphi$ je krok. Při každém kroku je kontrolována podmínka odvalování (6.34) v jednotlivých kloubech mechanismu. Pokud je v daném kloubu podmínka odvalování splněna, počítají se jednotlivé parametry na základě úhlu β_{io} (6.30). Jakmile podmínka přestane platit, dochází ke skluzu a jednotlivé parametry se počítají na základě úhlu β_{is} (6.31). Stejně jako u výpočtu v příčném směru, tak i v podélném směru při dosažení mezního úhlu se v jednotlivých kloubech musí zachovat velikost třecího úhlu. Třecí úhel v jednotlivých kloubech zůstává zachován, pokud se od kontaktního úhlu θ_{i-1} z předchozího kroku odečítá kroková změna příslušného úhlu nositelky síly $d\gamma_i$. Pro účely výpočtu podélné síly byl napsán algoritmus v programu Matlab. Detailní postup výpočtu je názorně vidět ve zdrojovém kódu algoritmu, který je uveden Příloze 2.

Vypočítaný průběh podélné síly v závislosti na podélné výchylce pro stavy 1 a 2 je zobrazen v Graf 6.8. Z průběhu podélné síly byl odseparován průběh třecí síly. Samotný průběh třecí síly v závislosti na podélné výchylce je zobrazen v Graf 6.9. Z charakteristiky je patrné, že pro součinitel tření 0,4 k prvnímu tření (v kloubu 2) dochází po vychýlení přibližně o 3 mm od rovnovážné polohy.

Poznámka: V Graf 6.8 a Graf 6.9 jsou pro zajímavost zobrazeny i průběhy pro součinitele tření 0,2 a 0,6.

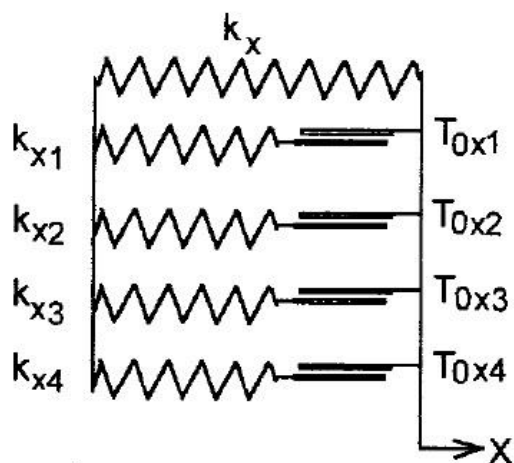


Graf 6.8 Charakteristika primárního vypružení v podélného směru

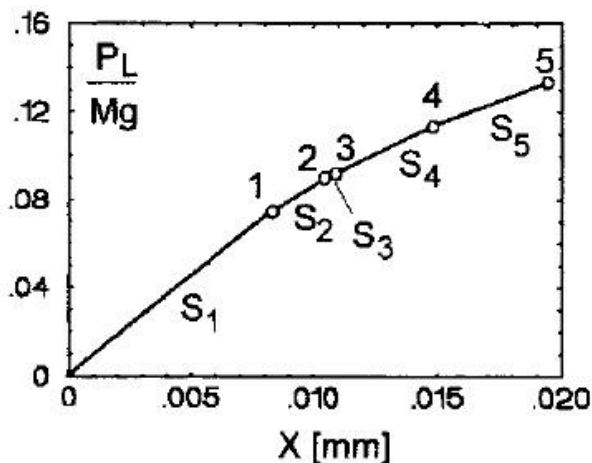


Graf 6.9 Průběh třecích sil v závislosti na podélné výchylce

Z provedených výpočtů byly získány parametry pro zjednodušený devítiparametrový model. Devítiparametrový model je svým chováním ekvivalentní chování reálného mechanismu závěsů v podélném směru. Model je složen z pěti pružin a čtyř třecích prvků v zapojení, jaké je znázorněno na Obr. 6.15. Pružina k_x představuje závěsovou tuhost. Pružina k_{xi} představuje odvalování v kloubu i . Třecí prvek T_{0xi} představuje tření v kloubu i . Jednotlivé třecí prvky T_{0xi} se v modelu aktivují až po překročení jim příslušného mezního stlačení pružiny k_{xi} . Devítiparametrový model poslouží pro tvorbu dynamického modelu a k jeho validaci.



Obr. 6.15 devítiparametrový model [12]



Obr. 6.16 Závislost podélné síly na výchylce [12]

Parametry pro devítiparametrový model se vypočítaly na základě rovnic uvedených v tabulce, podle stejného principu jako v tříparametrovém modelu (6.40), (6.41) a (6.42). Rovnice vychází z průběhu podélné síly v závislosti na výchylce podle Obr. 6.16.

$$\text{Závěsová tuhost} \quad k_x = S_5 \quad (6.40)$$

$$\text{Odvalovací tuhost} \quad k_{xi} = S_i - S_{i+1} \quad (6.41)$$

$$\text{Třecí síla} \quad T_{0xi} = k_{xi} X_i \quad (6.42)$$

Výpočet parametrů tříparametrového modelu proběhl pomocí zmíněného algoritmu, který je přiložen v příloze 2. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v Tab. 6.10.

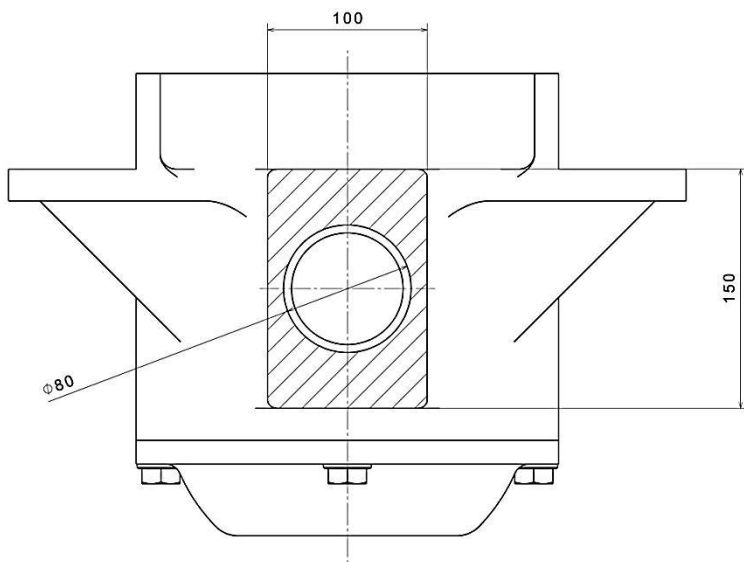
Tab. 6.10 Vypočtené parametry devítiparametrového modelu

	Stav 1	Stav 2
Závěsová tuhost	$k_{x1} = 66\,000 \text{ N/m}$	$k_{x2} = 407\,000 \text{ N/m}$
Odvalovací tuhost kloubu 1	$k_{1x1} = 99\,800 \text{ N/m}$	$k_{1x2} = 622\,000 \text{ N/m}$
Odvalovací tuhost kloubu 2	$k_{2x1} = 54\,500 \text{ N/m}$	$k_{2x2} = 333\,000 \text{ N/m}$
Odvalovací tuhost kloubu 3	$k_{3x1} = 69\,800 \text{ N/m}$	$k_{3x2} = 430\,000 \text{ N/m}$
Odvalovací tuhost kloubu 4	$k_{4x1} = 56\,600 \text{ N/m}$	$k_{4x2} = 343\,000 \text{ N/m}$
Třecí síla kloubu 1	$T_{01x1} = 294 \text{ N}$	$T_{01x2} = 1\,810 \text{ N}$
Třecí síla kloubu 2	$T_{02x1} = 200 \text{ N}$	$T_{02x2} = 1\,210 \text{ N}$
Třecí síla kloubu 3	$T_{03x1} = 257 \text{ N}$	$T_{03x2} = 1\,570 \text{ N}$
Třecí síla kloubu 4	$T_{04x1} = 275 \text{ N}$	$T_{04x2} = 1\,690 \text{ N}$

6.4 Relativní natáčení kolem svislé osy

Spojení pružnice-ložisková skříň umožňuje ložiskové skříni se natáčet vůči pružnici kolem svislé osy. Rozsah relativního natočení ložiskové skříně není explicitně stanoven. Rozsah natočení vychází z maximálního rozsahu pohybu dvojkolí v podélném směru ± 6 mm, který vymezují rozsochy.

Při relativním natáčení dochází v kontaktních plochách ke tření. Kontaktní plocha je vyšrafovaná na Obr. 6.17.



Obr. 6.17 Kontaktní plocha na ložiskové skříni

Tab. 6.11 Vstupní hodnoty

Parametry

$$f_s = 0,6$$

$$f_k = 0,4$$

$$F_{z1} = 17,4 \text{ kN}$$

$$F_{z2} = 104 \text{ kN}$$

Rozměry plochy

$$a = 0,1 \text{ m}$$

$$b = 0,15 \text{ m}$$

$$r_{díry} = 0,04 \text{ m}$$

Předpoklady třecího modelu

$$\Delta s = 0,1 \text{ mm}$$

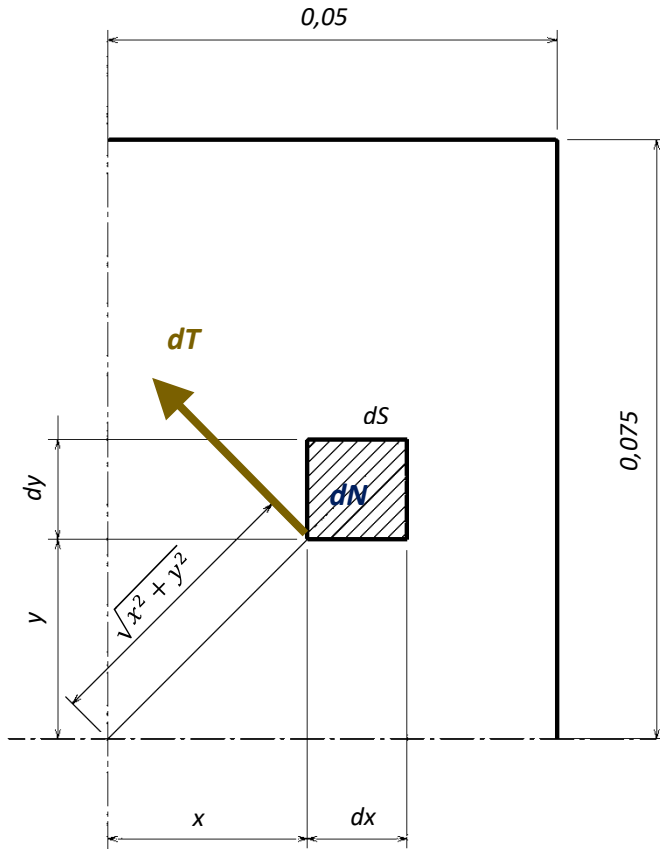
Pro tvorbu dynamického modelu je nutné zjistit velikost třecího momentu. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 6.11. Pro výpočet bude uvažován „stick-slip“ model tření. Bude se vycházet z předpokladu, že kontaktní plocha (6.43) je rovnoměrně zatížena kontaktním tlakem podle vzorce (6.44).

$$\text{Kontaktní plocha} \quad S = a \cdot b - \pi \cdot r_{díry}^2 \quad (6.43)$$

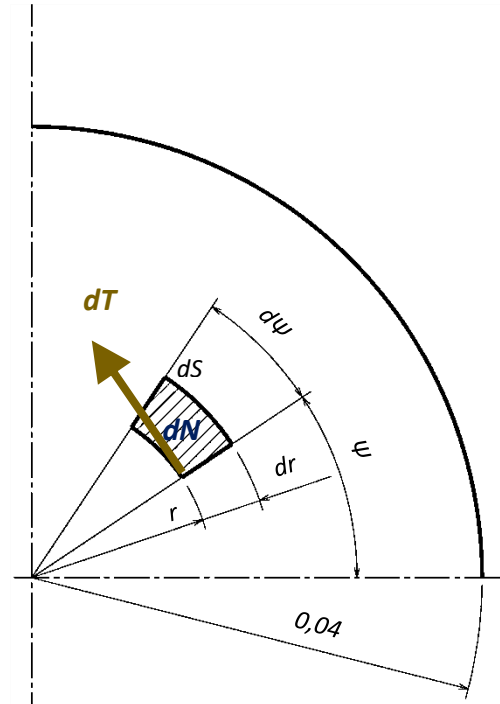
$$\text{Kontaktní tlak} \quad p = \frac{F_z}{S} \quad (6.44)$$

Kontaktní tlak vytvoří na elementární plošce normálovou sílu. Po vynásobení normálové síly součinitelem tření se získá elementární třecí síla. Na základě velikosti ramena elementární třecí síly vůči středu pólu pohybu (střed plochy) se vypočítá elementární třecí moment. Elementární třecí moment se integruje přes celou obdélníkovou plochu. Zmíněná situace je zobrazena na Obr. 6.18. Od výsledku se odečte integrál elementárního třecího momentu přes plochu díry. Zmíněná situace je zobrazena na Obr. 6.19. Protože výpočet integrálu není triviální, byl pro výpočet zvolen online řešič Wolframalpha [26]. Výpočet by šlo provést i jedním integrálem ale musely by se složitě definovat meze, zvolený postup je díky

použití řešiče jednodušší. Podrobné odvození třecího momentu se nachází pod Obr. 6.18 a Obr. 6.19.



Obr. 6.18 Integrace třecí síly na obdélníkové ploše



Obr. 6.19 Integrace třecí síly na kruhové ploše

Výchozí elementární vztahy

$$dN = p \cdot dS$$

$$dT = f \cdot dN$$

$$dM_T = r \cdot dT$$

Odvození momentu na obdélníkové ploše

$$dS_o = dx \cdot dy$$

$$dN_o = p \cdot dx \cdot dy$$

$$dT_o = f \cdot p \cdot dx \cdot dy$$

$$dM_{f_o} = \sqrt{x^2 + y^2} \cdot f \cdot p \cdot dx \cdot dy$$

$$M_{f_o} = p \cdot f \int_{-0,05}^{0,05} \int_{-0,075}^{0,075} \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dx \cdot dy$$

$$\int_{-0,05}^{0,05} \int_{-0,075}^{0,075} \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dx \cdot dy = 726 \cdot 10^{-6} \text{ [26]}$$

$$M_{f_o} = 726 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot f$$

Odvození momentu na kruhové ploše

$$dS_k = r \cdot dr \cdot d\psi$$

$$dN_k = p \cdot r \cdot dr \cdot d\psi$$

$$dT_k = f \cdot p \cdot r \cdot dr \cdot d\psi$$

$$dM_{f_k} = r \cdot f \cdot p \cdot r \cdot dr \cdot d\psi$$

$$M_{f_k} = p \cdot f \int_0^{2\pi} \int_0^{0,04} r^2 \cdot dr \cdot d\psi$$

$$M_{f_k} = \frac{2}{3} \pi \cdot r^3 \cdot p \cdot f$$

$$\text{Třecí moment obdélníkové plochy} \quad M_{f_o} = 726 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot f \quad (6.45)$$

$$\text{Třecí moment obdélníkové plochy} \quad M_{f_k} = \frac{2}{3} \pi \cdot r^3 \cdot p \cdot f \quad (6.46)$$

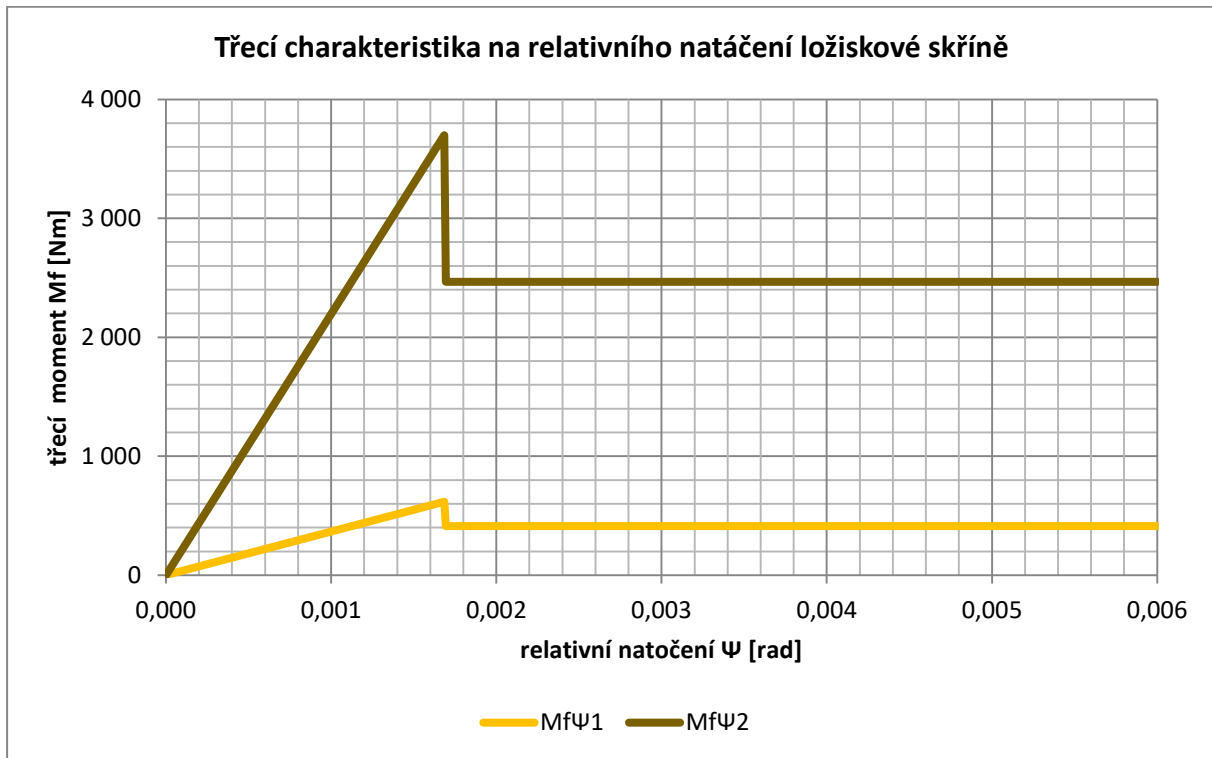
$$\text{Třecí moment mezi ložiskovou skříní a pružnicí} \quad M_{f_\psi} = M_{f_o} - M_{f_k} \quad (6.47)$$

Třecí momenty se vypočítaly podle vzorců (6.45, 6.46, 6.47). Výsledné hodnoty třecího momentu pro oba stavy vozu v Tab. 6.12.

Protože se uvažuje „stick-slip“ model tření, byl zaveden předpoklad, že adhezní fáze bude trvat do relativního posuvu o 0,1 mm na třecím poloměru. Třecí poloměr byl vypočítán podle vzorce (5.2). Maximální relativní posuv byl převeden na maximální relativní natočení podle vzorce (6.48).

$$\text{Relativní natočení} \quad \Delta\Psi = \frac{\Delta s}{R} \quad (6.48)$$

Podle vzorce (5.6) byla vypočítána tuhost adhezní fáze a podle vzorce (5.7) bylo vypočítáno tlumení adhezní fáze. Výsledky pro oba stavy jsou uvedeny v Tab. 6.12. Na základě provedených výpočtů byla sestrojena třecí charakteristika relativního natáčení ložiskové skříně na pružnici. Třecí charakteristika je pro oba stavy vozu zobrazena v Graf 6.10.



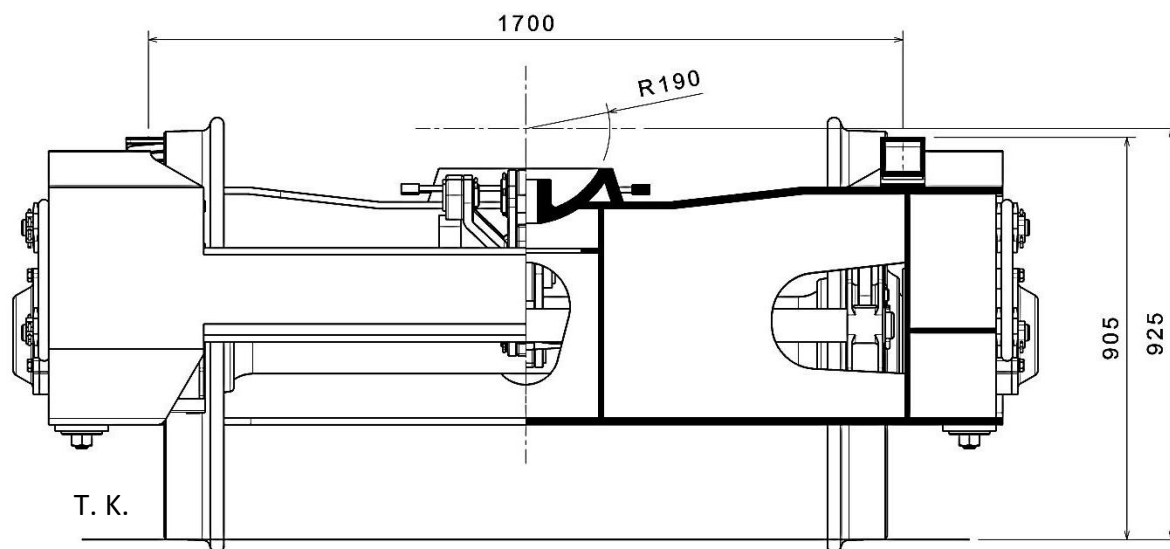
Graf 6.10 Třecí charakteristika relativního natáčení ložiskové skříně

Tab. 6.12 Výsledné parametry třecího modelu relativního natáčení ložiskové skříně

	Stav 1	Stav 2
Třecí moment statický	$M_{fs\psi_1} = 619 \text{ Nm}$	$M_{fs\psi_2} = 3\,700 \text{ Nm}$
Třecí moment kinetický	$M_{fk\psi_1} = 412 \text{ Nm}$	$M_{fk\psi_2} = 2\,470 \text{ Nm}$
Třecí poloměr	$R_{f\psi} = 0,059 \text{ m}$	$R_{f\psi} = 0,059 \text{ m}$
Max. rel. nat. v adhezní fázi	$\Delta\psi = 0,0017 \text{ rad}$	$\Delta\psi = 0,0017 \text{ rad}$
Tuhost v adhezní fázi	$k_{Tf\psi_1} = 367 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$	$k_{Tf\psi_2} = 2,2 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$
Tlumení v adhezní fázi	$b_{Tf\psi_1} = 477 \text{ Nms/rad}$	$b_{Tf\psi_2} = 2\,850 \text{ Nms/rad}$

7 Charakteristiky spojení podvozku se skříní

Tato kapitola se bude zabývat charakteristikami spojení podvozku se skříní, tím jsou myšleny odpružené kluznice a kulová torna. Odpružené kluznice a torna slouží ke spojení podvozku s vozovou skříní. Poloha odpružených kluznic a kulové torny je okótována na Obr. 7.1. Torna je kulová neodpružená, proto její charakteristika bude pouze třecí. U odpružených kluznic se bude vyšetřovat charakteristika tuhostní i třecí.



Obr. 7.1 Základní rozměry rozhraní pro spojení podvozku se skříní

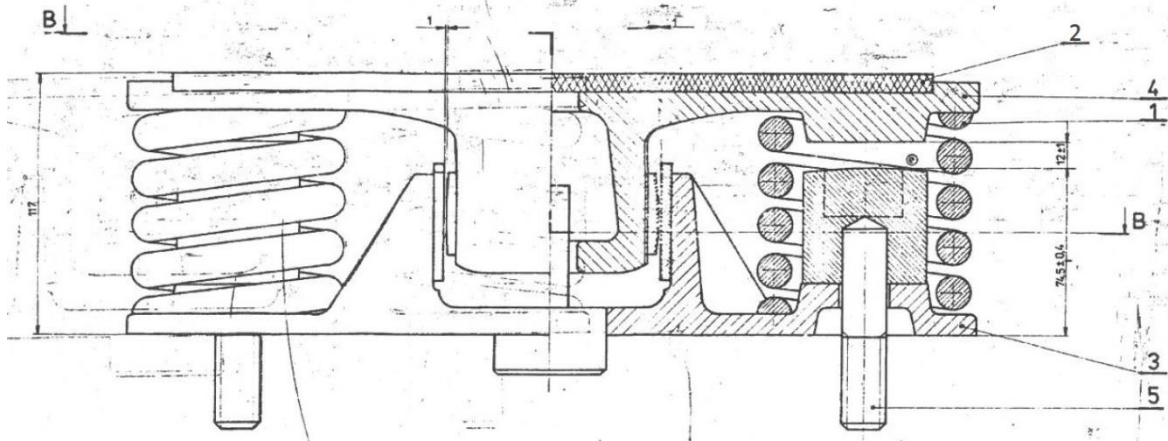
7.1 Odpružené kluznice

Odpružené kluznice jsou umístěny na horní ploše podvozku s roztečí 1 700 mm. Umístění kluznic je zobrazeno na Obr. 7.1. Pohyby kluznice jsou v podélném směru zablokované a ve svislém směru je maximální stlačení kluznice omezeno dorazem. Odpružená kluznice je zobrazena na Obr. 7.2. Kluznice je vybavena kluznou vložkou ze samomazného materiálu Railko NF21. Rozměry vložky jsou 8 x 100 x 340 mm. [24] Parametry odpružené kluznice jsou uvedeny v Tab. 7.1.

Tab. 7.1 Parametry odpružené kluznice

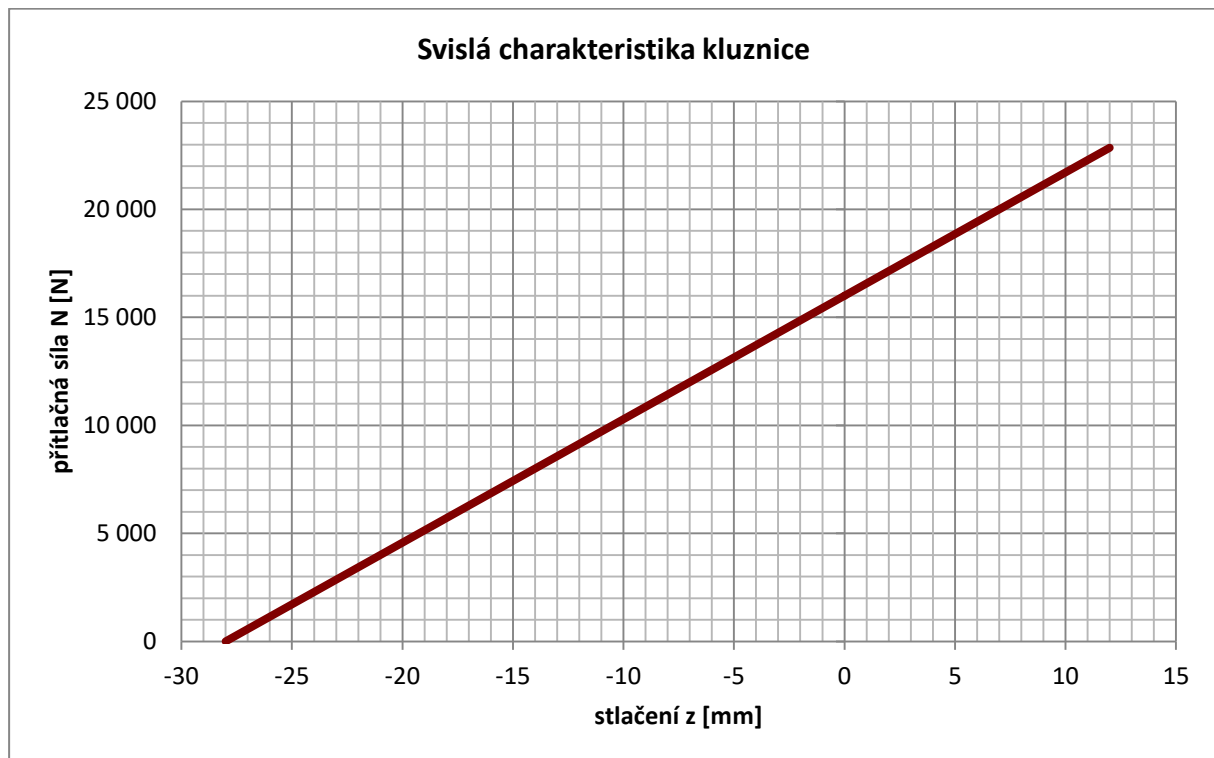
Tuhost jedné pružiny	$k_{kl} = 275\,500\text{ N/m}$
Přítlak v zavázaném stavu	$N_{kl} = 16\,000\text{ N}$
Maximální stlačení od základní polohy	$z_{kl} = 12\text{ mm}$
Podélná vůle ve vedení kluznice	$\Delta s_{kl} = 1\text{ mm}$
Součinitel tření statický	$f_s = 0,57$
Součinitel tření kinetický	$f_k = 0,38$

Odpružené kluznice odlehčují tornu a slouží k tlumení vrtivých pohybů podvozku zejména při jízdě vozu v prázdném stavu vyššími rychlostmi. Kluznice jsou v zavázaném stavu (spojení podvozku s vozovou skříň) předepnuty a působí na skříň svislou silou. Tato síla se pro různá zatížení nemění, síla se mění pouze při náklonu vozové skříně například při průjezdu obloukem. To znamená, že tlumicí/třecí účinek je konstantní. Třecí charakteristika bude stejná, jak pro prázdný vůz, tak pro plně ložený vůz.



Obr. 7.2 Odpružená kluznice (1-pružina, 2-kluzná vložka, 3-dolní díl kluznice, 4-horní díl kluznice, 5-šroub)

Svislá charakteristika se odvíjí od tuhosti pružin a velikosti předpětí, které jsou známé. Hodnoty jsou vypsány v Tab. 7.1. Charakteristika kluznice do svislého směru v Graf 7.1.



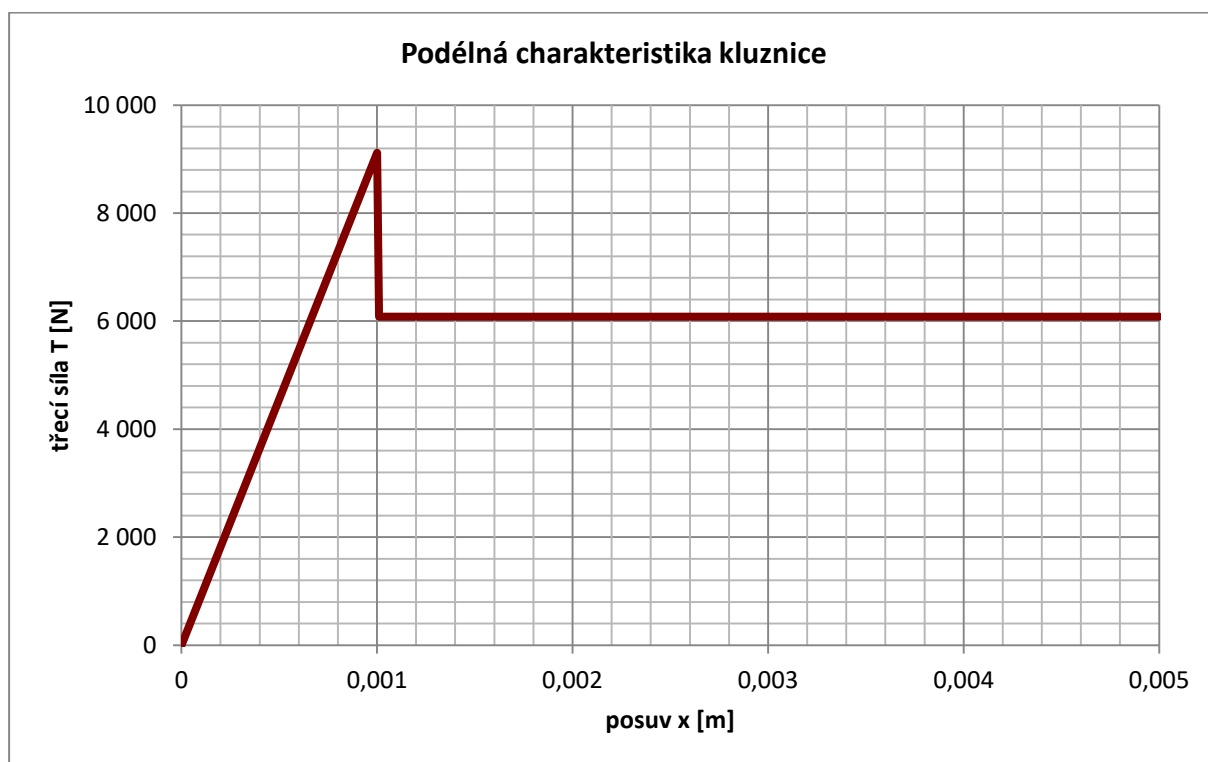
Graf 7.1 Svislá charakteristika kluznice

Pro výpočet třecí charakteristiky do podélného směru se bude uvažovat „stick-slip“ třecí model. Bude se předpokládat, že skluzová fáze nastane po vyčerpání podélné vůle ve vedení kluznice, tudíž při posuvu kluznice o 1 mm od střední polohy.

Třecí síla byla vypočítána podle vztahu (5.1). Tuhost adhezní fáze byla vypočítána podle vzorce (5.4) a tlumení bylo vypočítáno podle vzorce (5.5). Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce. Z provedených výpočtů byla sestrojena třecí charakteristika kluznice do podélného směru, která je zobrazena v Graf 7.2.

Tab. 7.2 Výsledné parametry třecího modelu kluznice

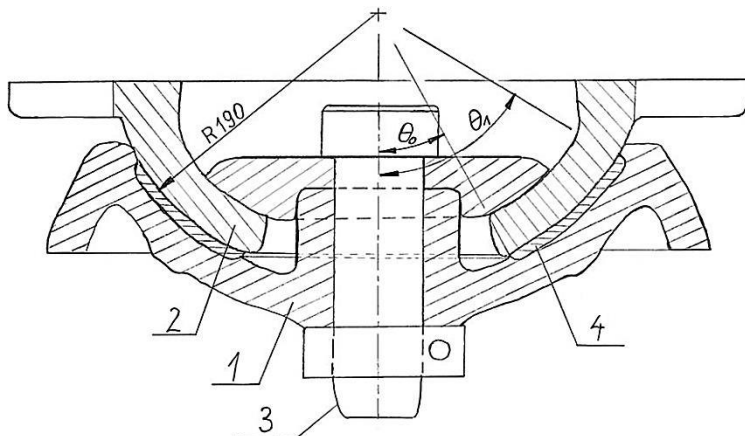
Třecí síla kluznice statická	$T_{skl} = 9\,120\text{ N}$
Třecí síla kluznice kinetická	$T_{kkl} = 6\,080\text{ N}$
Tuhost v adhezní fázi	$k_{fkl} = 9,12 \cdot 10^6\text{ N/m}$
Tlumení v adhezní fázi	$b_{fkl} = 7\,450\text{ N}$



Graf 7.2 Podélná charakteristika kluznice

7.2 Kulová torňa

Kulová torňa umožňuje relativní natáčení podvozku pod skříní kolem všech tří os, posuvy jsou znemožněny. Kulová torňa v řezu a s označením jednotlivých dílů je na Obr. 7.3. V dolním dílu torny je umístěna vložka vyrobená z třecího samomazného materiálu Railko NF21. Rozměry vložky jsou 8 x 180 x 332 mm. [24]



Obr. 7.3 Řez kulovou torňou (1-dolní díl torny, 2-horní díl torny, 3-svorník, 4-kluzná vložka)

Při natáčení podvozku pod skříní dochází na kontaktních plochách ke tření. Tření tlumí zejména vrtivé pohyby podvozku, ale i kolébání a kývání. Tlumící/třecí účinek torny je přímo úměrný ložení vozu.

Zatížení v torně snižují odpružené kluznice, které konstantním předpětím tornu odlehčují. Pro výpočet zatížení torny byl použit vztah (7.1). Vypočtená hodnota je pro oba stavy vozu uvedena v Tab. 7.3.

$$\text{Zatížení torny} \quad N_{tor} = \frac{m_{skrin} \cdot g}{2} - 2 \cdot N_{kl} \quad (7.1)$$

Výpočet třecího momentu torny byl proveden na základě znalosti třecího poloměru, který má podle informací ze zdroje [16] hodnotu 0,18 m. Velikost třecího poloměru se předpokládá stejná pro natáčení kolem všech tří os.

Tab. 7.3 Parametry kulové torny

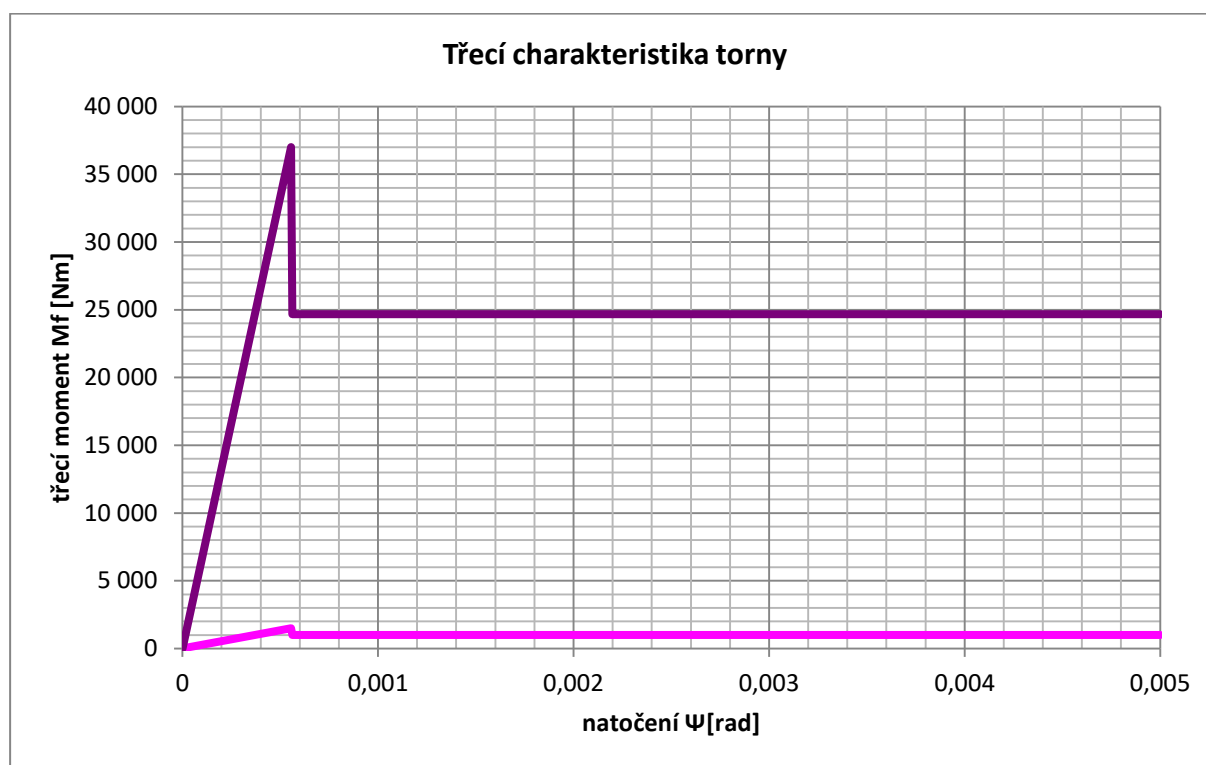
	Stav 1	Stav 2
Zatížení torny	$N_{tor1} = 14,6 \text{ kN}$	$N_{tor2} = 361 \text{ kN}$
Součinitel tření statický	$f_s = 0,57$	$f_s = 0,57$
Součinitel tření kinetický	$f_k = 0,38$	$f_k = 0,38$
Třecí poloměr torny	$R_{ftor} = 0,18 \text{ m}$	$R_{ftor} = 0,18 \text{ m}$
Předpoklad třecího modelu	$\Delta s = 0,1 \text{ mm}$	$\Delta s = 0,1 \text{ mm}$

Třecí moment byl vypočítán podle vztahu (5.2). Pro výpočet třecí charakteristiky se uvažoval „stick-slip“ model tření. Předpoklad, byl opět, že ke skluzu dochází po relativním posuvu o 0,1 mm na třecím poloměru. Maximální relativní posuv byl převeden na maximální relativní natočení podle vzorce (6.48). Podle vzorce (5.6) byla vypočítána tuhost adhezní fáze a podle vzorce (5.7) bylo vypočítáno tlumení adhezní fáze. Výsledky pro oba stavy jsou uvedeny v Tab. 7.4.

Na základě provedených výpočtů byla sestrojena třecí charakteristika kulové torny. Třecí charakteristika je pro oba stavy vozu zobrazena v Graf 7.3.

Tab. 7.4 Výsledné parametry třecího modelu torny

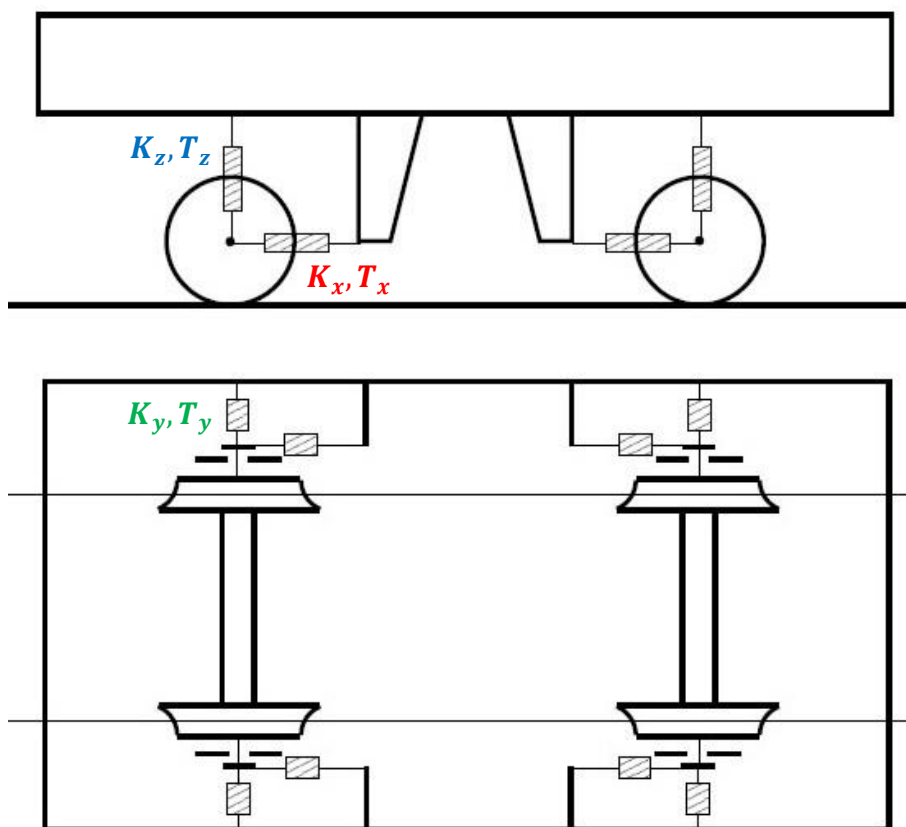
	Stav 1	Stav 2
Třecí moment statický	$M_{fstor1} = 1\,500\text{ Nm}$	$M_{fstor2} = 37\,000\text{ Nm}$
Třecí moment kinetický	$M_{fktor1} = 1\,000\text{ Nm}$	$M_{fktor2} = 24\,700\text{ Nm}$
Max. rel. nat. v adhezní fázi	$\Delta\psi_{tor} = 5,56 \cdot 10^{-3}\text{ rad}$	$\Delta\psi_{tor} = 5,56 \cdot 10^{-3}\text{ rad}$
Tuhost v adhezní fázi	$k_{ftor1} = 2,7 \cdot 10^6\text{ Nm/rad}$	$k_{ftor2} = 66,6 \cdot 10^6\text{ Nm/rad}$
Tlumení v adhezní fázi	$b_{ftor1} = 2\,000\text{ Nms/rad}$	$b_{ftor2} = 49\,600\text{ Nms/rad}$



Graf 7.3 Průběh třecího momentu v torně

8 Zjednodušený dynamický model

Úvodní výpočtové simulace byly prováděny se zjednodušeným modelem kontejnerového vozu. Tento model kontejnerového vozu měl stejnou strukturu, jako je struktura podrobného modelu podle Obr. 9.2. Model se lišil pouze v podstavě podvozku. Starý model podvozku v sobě nezahrnoval podstavu parabolické pružnice. Ve starém modelu podvozku bylo primární vypružení provedeno silovými prvky v jednoduchém zapojení, jaké je zobrazeno na Obr. 8.1. Silové prvky (K_z , T_z) do svislého směru reprezentují tuhost a třecí tlumení parabolické pružnice (Tab. 6.3 a Tab. 6.6). Silové prvky do podélného a příčného směru reprezentují tuhost a třecí tlumení závěsů. Nastavení silových prvků v příčném směru (K_y , T_y) a v podélném (K_x , T_x) vychází z tříparametrového a devítiparametrového modelu (Tab. 6.8 a Tab. 6.10).

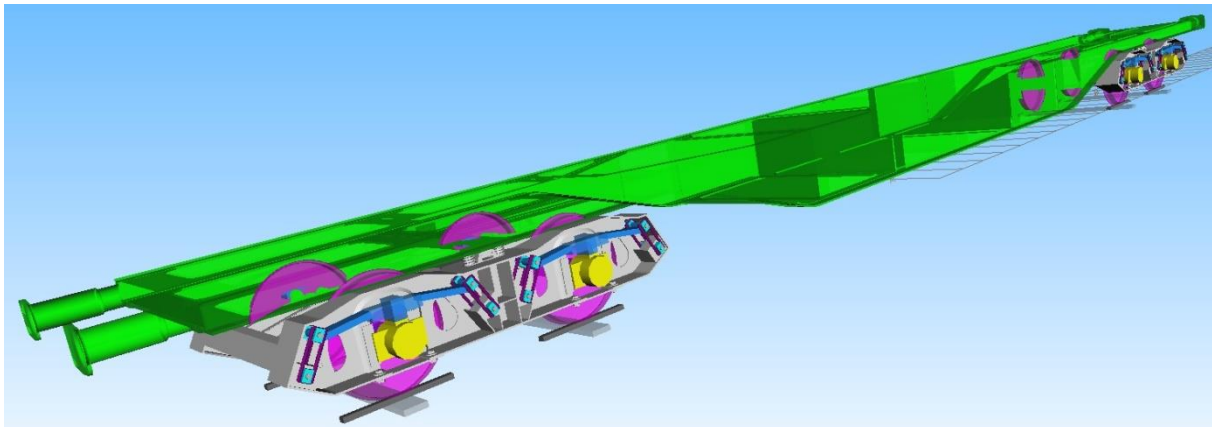


Obr. 8.1 Schéma starého dynamického modelu podvozku

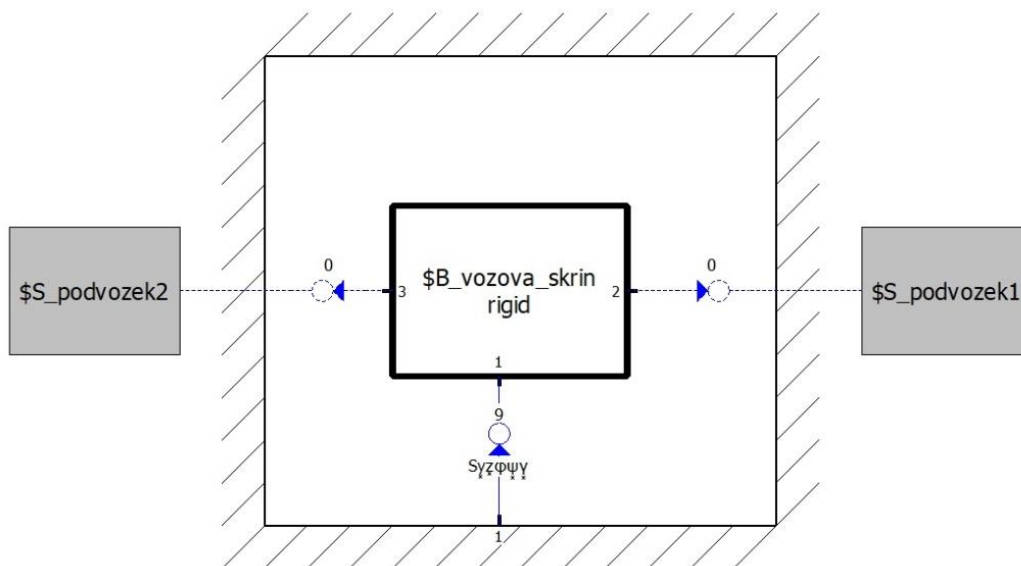
Starý model při simulacích vykazoval nezvykle nízkou kritickou rychlost, pod 100 km/h. Proto se hledala příčina tohoto jevu. Protože příčina nebyla nalezena, přistoupilo se k tvorbě dokonalejšího modelu s vloženou podstavou parabolické pružnice. Při tvorbě nového detailního modelu byl již uvažován vliv tření mezi ložiskovou skříní a parabolickou pružnicí. Zjistilo se, že tento vliv má nezanedbatelné stabilizující účinky na jízdu podvozku. Protože nově vytvořený model je funkční a lépe odpovídá poměrům na podvozku, prováděly se simulace jízdně-technických zkoušek pouze s novým dokonalejším modelem podvozku.

9 Podrobný dynamický model

Dynamický model kontejnerového vozu se skládá z tělesa vozové skříně a z dvou podsestav podvozku. Sestava podvozku v sobě obsahuje podsestavu parabolické pružnice. Model kontejnerového vozu byl vytvořen pro stavy prázdný a plně ložený. Dynamický model kontejnerového vozu byl vytvářen v programu Simpack. Model kontejnerového vozu v prázdném stavu je zobrazen na Obr. 9.1. Schéma tohoto modelu, kde je vidět jeho základní struktura je zobrazeno na Obr. 9.2. Značky používané ve schématech jsou vysvětleny na Obr. 9.3.



Obr. 9.1 Dynamický model kontejnerového vozu



Obr. 9.2 Struktura dynamického modelu kontejnerového vozu



Obr. 9.3 Použité značky (Body-Těleso, Joints-spoje, Constraints-„vazby“, Force elements-silový prvek) [15]

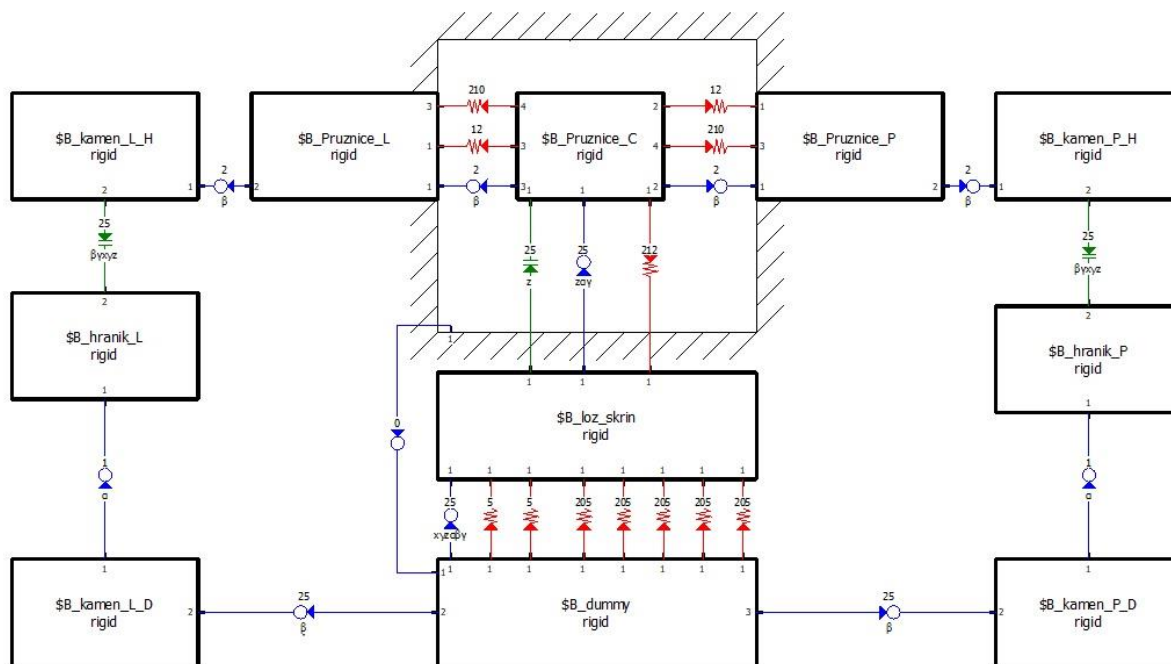
V následujících částech této kapitoly budou popsány struktury jednotlivých podsestav modelu kontejnerového vozu. Začne se od té nejhlubší podsestavy (sestava parabolické pružnice) přes podsestavu podvozku až po hlavní sestavu (sestava kontejnerového vozu).

9.1 Sestava parabolické pružnice

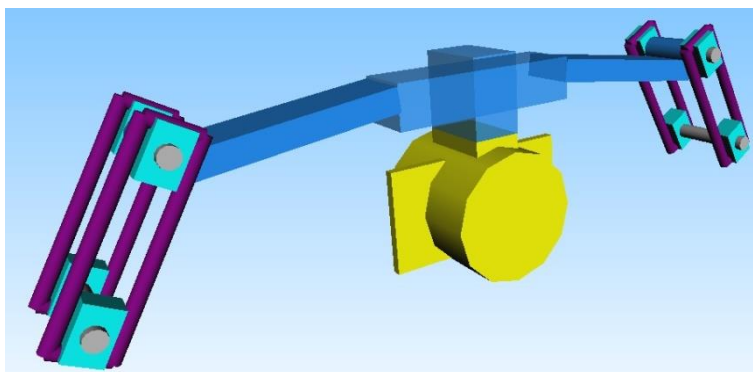
Dynamický model parabolické pružnice se skládá z deseti hmotných těles a z jednoho pomocného tělesa nehmotného tělesa. Tělesa jsou vzájemně propojená pomocí spojů, vazeb a silových prvků. Tělesa v modelu parabolické pružnice by se dala rozdělit do následujících skupin:

- 1x Parabolická pružnice obsahující tělesa:
 - 1x centrální část parabolické pružnice
 - 2x postranní část parabolické pružnice
- 2x Závěsy obsahující tělesa:
 - 1x Hraník
 - 2x Kamen
- 1x Ložisková skříň
- 1x nehmotné těleso „dummy“ (vazebně reprezentuje spojení s podvozkem)

Vnitřní struktura dynamického modelu parabolické pružnice včetně spojů, vazeb a silových prvků je na Obr. 9.4. Pomocné těleso „dummy“ slouží pouze pro jednoduché připojení sestavy parabolické pružnice do dynamického modelu podvozku. Těleso „dummy“ bude v modelu podvozku připojeno k rámu podvozku pomocí pevné vazby s 0° volnosti. To znamená, že ve schématu na Obr. 9.4 těleso „dummy“ reprezentuje rám podvozku. Sestavený dynamický model parabolické pružnice v 3D zobrazení je zobrazen na Obr. 9.5.



Obr. 9.4 Struktura modelu parabolické pružnice



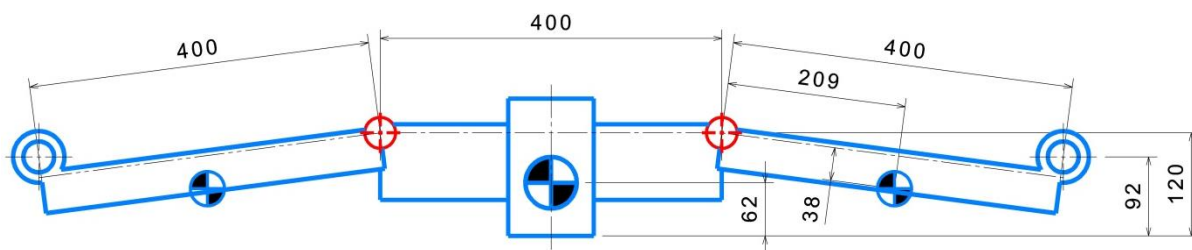
Obr. 9.5 Dynamický model parabolické pružnice na závěsech

9.1.1 Parabolická pružnice

Reálná elastická parabolická pružnice byla nahrazena modelem skládajícím se ze tří tuhých hmotných těles o délkách 400 mm propojených jednoosými klouby. Hmotové parametry modelových těles jsou uvedeny v Tab. 9.1. Na Obr. 9.5 jsou zmíněná tělesa označena modře. Model se skládá z centrálního tělesa pružnice, ke které jsou po stranách pomocí jednoosých kloubů připojena postranní tělesa pružnice. Kloub je otočný kolem příčné osy. Centrální část v sobě hmotově zahrnuje část pružnice a opasek. Postranní části mají na koncích oka a budou se k nim připojovat závěsy. Tato struktura byla zvolená proto, aby se při prohnutí pružnice poloha ok měnila podobně jako u reálné pružnice. Pružící a tlumící účinek je v tomto modelu zajištěn pomocí torzních pružin a torzních třecích tlumičů umístěných v kloubech. Schéma náhradní pružnice s vyznačenými polohami těžišť a s vyznačenými klouby je na Obr. 9.6. Klouby jsou znázorněny červeným terčíkem.

Tab. 9.1 Hmotové parametry parabolické pružnice

	Hmotnost	Moment setrvačnosti X	Moment setrvačnosti Y	Moment setrvačnosti Z
Pružnice centr.	59 kg	0,202 kgm ²	2,321 kgm ²	2,283 kgm ²
Pružnice postr.	21 kg	0,034 kgm ²	0,362 kgm ²	0,376 kgm ²



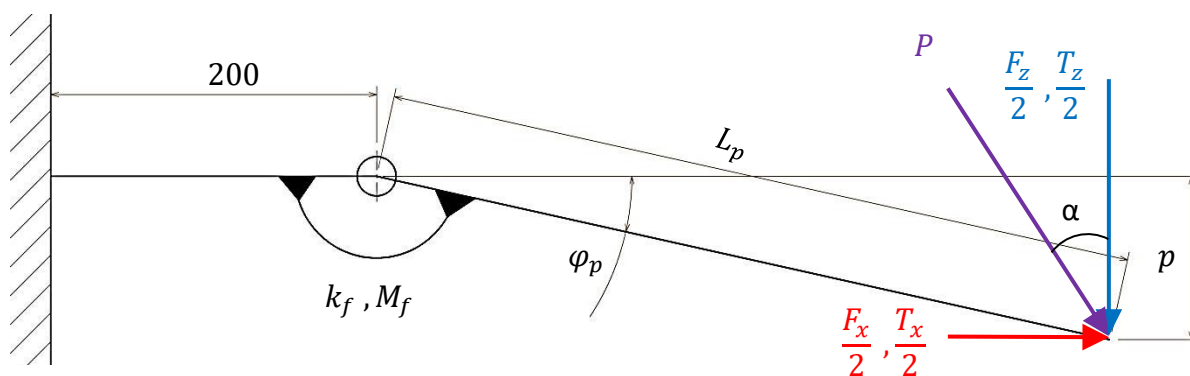
Obr. 9.6 Schéma modelu náhradní parabolické pružnice

Pro tvorbu modelu bylo nutné vypočítat parametry náhradní torzní pružiny a torzního třecího tlumiče. Požadavek je, aby náhradní model s torzní pružinou a třecím tlumičem byl

ekvivalentní reálné pružnici. K výpočtu parametrů torzní pružiny a tlumiče poslouží náčrt, který je na Obr. 9.7. Použité vstupní hodnoty výpočtů jsou uvedeny Tab. 9.2.

Tab. 9.2 Vstupní hodnoty

	Stav 1	Stav 2
Délka postranní části pružnice	$L_p = 0,4 \text{ m}$	$L_p = 0,4 \text{ m}$
Zatížení	$F_{z1} = 17,4 \text{ kN}$	$F_{z2} = 104 \text{ kN}$
Prohnutí pružnice	$p_1 = 29 \text{ mm}$	$p_2 = 89 \text{ mm}$
Úhel závěsů	$\alpha_1 = 30^\circ$	$\alpha_2 = 31,5^\circ$
Třecí síla kinetická	$T_{zk1} = 1\,300 \text{ N}$	$T_{zk2} = 8\,300 \text{ N}$
Třecí síla statická	$T_{zs1} = 1\,950 \text{ N}$	$T_{zs2} = 12\,500 \text{ N}$
Max. změna prohnutí v adhezní fázi	$\Delta p_1 = 0,75 \text{ mm}$	$\Delta p_2 = 0,35 \text{ mm}$



Obr. 9.7 Náčrt pro odvození torzní tuhosti a třecího tlumení

Odvození vztahů proběhlo na základě silové rovnováhy a byl uvažován vliv závěsů, které působí na oko pružnice silou P pod úhlem α .

$$\text{Složka síly ve směru } x \quad F_x = \tan \alpha \cdot F_z \quad (9.1)$$

$$\text{Úhel sklonu postranní části} \quad \varphi_p = \sin^{-1} \frac{p}{L_p} \quad (9.2)$$

$$\text{Třecí moment} \quad M_f = \frac{T_z}{2} (L_p \cdot \cos \varphi_p - \tan \alpha \cdot L_p \cdot \sin \varphi_p) \quad (9.3)$$

$$\text{Max. změna úhlu v adhezní fázi} \quad \Delta \varphi_p = \sin \frac{\Delta p + p}{L_p} - \varphi_p \quad (9.4)$$

$$\text{Silová rovnováha pro torzní pružinu} \quad k_f \cdot \varphi_p = \frac{F_z}{2} (L_p \cdot \cos \varphi_p - \tan \alpha \cdot L_p \cdot \sin \varphi_p) \quad (9.5)$$

$$\text{Tuhost náhradní torzní pružiny} \quad k_f = \frac{F_z \cdot L_p}{2 \cdot \varphi_p} (\cos \varphi_p - \tan \alpha \cdot \sin \varphi_p) \quad (9.6)$$

Nejprve byl vypočítán úhel sklonu postranní části pružnice podle vztahu (9.2). Poté byl vypočítán třecí moment kinetický a statický podle vzorce (9.3). Aby bylo možné vypočítat

parametry třecího tlumiče v adhezní fázi, byla vypočítána maximální změna úhlu sklonu postranní pružnice v adhezní fázi podle vzorce (9.4). Podle vzorce (5.6) byla vypočítána tuhost adhezní fáze a podle vzorce (5.7) bylo vypočítáno tlumení adhezní fáze. Tuhost náhradní torzní pružiny byla vypočítána podle vzorce (9.6). Výsledné vypočítané parametry náhrady parabolické pružnice jsou uvedeny v Tab. 9.3.

Tab. 9.3 Výsledné parametry náhrady parabolické pružnice

	Stav 1	Stav 2
Úhel sklonu postranní části	$\varphi_{p1} = 72,6 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$\varphi_{p2} = 0,224 \text{ rad}$
Třecí moment kinetický	$M_{fkz1} = 248 \text{ Nm}$	$M_{fkz2} = 1392 \text{ Nm}$
Třecí moment statický	$M_{fsz1} = 373 \text{ Nm}$	$M_{fsz2} = 2096 \text{ Nm}$
Max. změna úhlu v adhezní fázi	$\Delta\varphi_{p1} = 1,88 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$\Delta\varphi_{p2} = 898 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$
Tuhost v adhezní fázi	$k_{Tfz1} = 198 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$	$k_{Tfz2} = 2,36 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$
Tlumení v adhezní fázi	$b_{Tfz1} = 272 \text{ Nms/rad}$	$b_{Tfz2} = 2\,213 \text{ Nms/rad}$
Tuhost náhradní torzní pružiny	$k_{T1} = 45,8 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$	$k_{T2} = 77,7 \cdot 10^3 \text{ Nm/rad}$

9.1.2 Závěsy

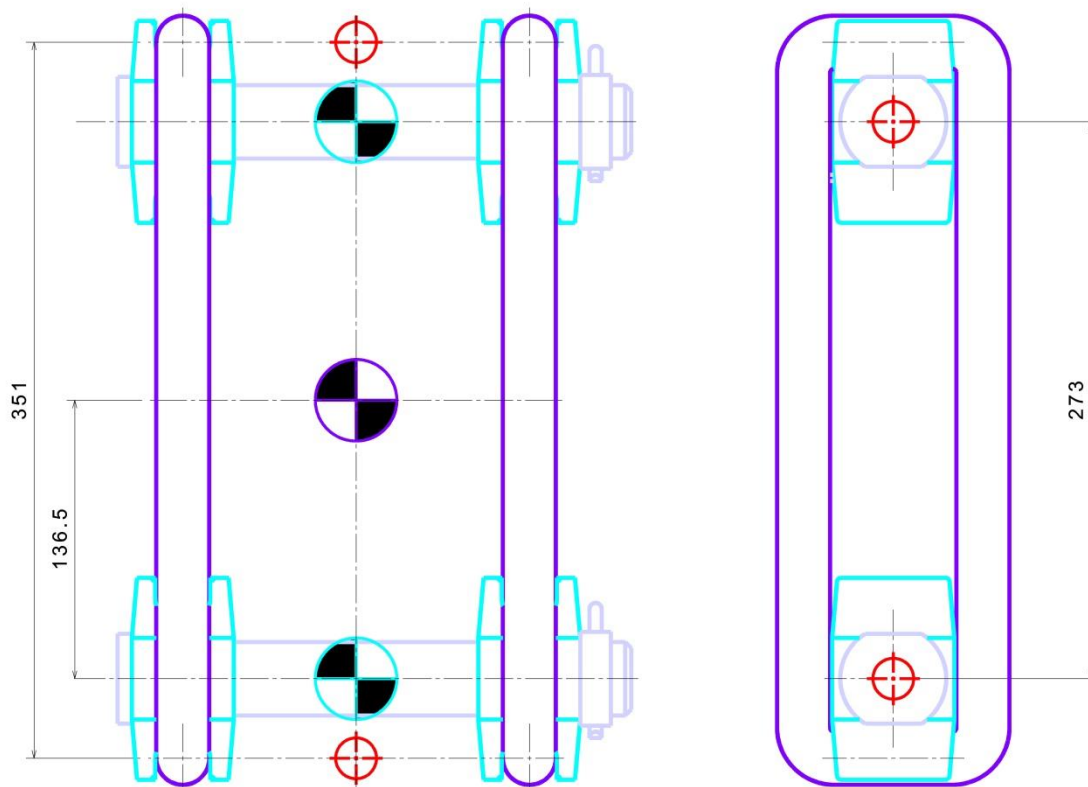
Závěsy se v modelu skládají ze tří hmotných těles ze čtyř jednoosých kloubů. Dva klouby jsou otočné kolem osy x a dva klouby jsou otočné kolem osy y. Klouby otočné kolem osy y jsou s roztečí 273 mm umístěny v místech, kde se nachází čepy na reálných závěsech. Klouby otočné kolem osy x jsou kvůli zjednodušení modelu umístěny do roviny symetrie XZ a představují uložení hraníků v sedlech kamenů na reálné pružnici. Rozteč zůstává 351 mm. Zjednodušení se týká také těles. Z původních osmi těles na reálném závěsu jsou v modelu závěsu pouze tři tělesa. Tělesa byla sloučena do větších celků hmotově odpovídající původním tělesům. Hmotové parametry modelových těles jsou uvedeny v Tab. 9.4.

Původní dva hraníky byly sloučeny do jednoho tělesa, na Obr. 9.4 nazvané jako hraník. Kameny a čep, jak na jednom, tak na druhém konci závěsu byly sloučeny do jednoho tělesa, na Obr. 9.4 nazvané jako kamen. Schéma závěsů s vyznačenými polohami těžišť a s vyznačenými klouby je na Obr. 9.8. Klouby jsou znázorněny červeným terčíkem.

V modelu je příčná a podélná tuhost zajištěna kinematikou závěsů. Třecí vliv závěsů je realizován pomocí tříparametrového a devítiparametrového třecího modelu s vyjmutou složkou závěsové tuhosti. Umístění třecích prvků zůstává stejné jako ve starém modelu na Obr. 8.1.

Tab. 9.4 Hmotové parametry závěsů

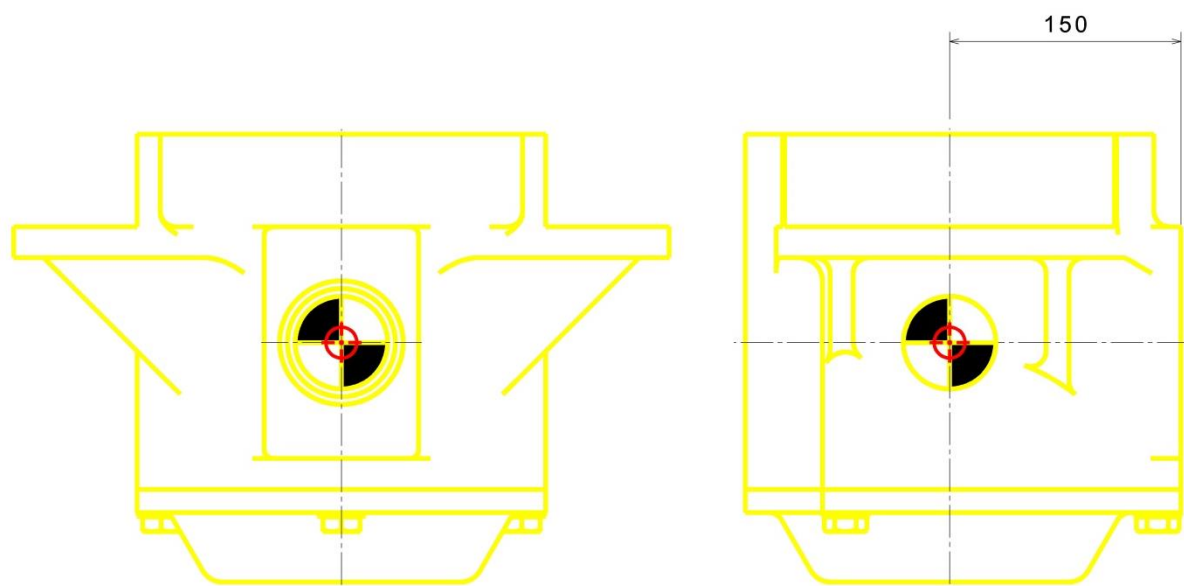
	Hmotnost	Moment setrvačnosti X	Moment setrvačnosti Y	Moment setrvačnosti Z
Kamen	4,8 kg	0,034 kgm ²	0,003 kgm ²	0,033 kgm ²
Hraník	7 kg	0,151 kgm ²	0,111 kgm ²	0,064 kgm ²



Obr. 9.8 Schéma modelu závěsů

9.1.3 Ložisková skříň

Těleso ložiskové skříňe hmotově reprezentuje sestavu ložiskové skříňe z kapitoly Ložisková skříň. Ložisková skříň je připojena dvouosým kloubem k pružnici. První osa kloubu je osa z. Tento smysl otáčení kloubu odpovídá reálné vazbě mezi středícím čepem opasku pružnice a dírou na horní ploše ložiskové skříňe. Druhá osa kloubu je osa y. Tento smysl otáčení kloubu neodpovídá reálné vazbě, má pouze zjednodušující charakter pro dynamický model podvozku. Kloub v tomto směru slouží k tomu, aby se dvojkolí vložené do modelu podvozku mohlo s ložiskovými skříňemi natáčet okolo osy x, například při vjezdu do vztupnice. Poloha kloubu a poloha těžiště ložiskové skříňe jsou zobrazeny na Obr. 9.9. Hmotové parametry ložiskové skříňe jsou uvedeny v Tab. 9.5. Mezi ložiskovou skříňí a tělesem „dummy“ jsou pomocí pružin simulovány dorazy. Dorazy reprezentují rozsochové vedení. Parametry dorazů jsou uvedeny v Tab. 9.6.



Obr. 9.9 Schéma modelu ložiskové skříně

Tab. 9.5 Hmotové parametry ložiskové skříně

Hmotnost	Moment setrvačnosti X	Moment setrvačnosti Y	Moment setrvačnosti Z
60 kg	0,735 kgm ²	0,971 kgm ²	0,875 kgm ²

Tab. 9.6 Parametry dorazů

	Tuhost dorazu	Vůle pružiny
Doraz ve směru X	$10 \cdot 10^6 \text{ N/m}$	$\pm 0,006 \text{ m}$
Doraz ve směru Y	$10 \cdot 10^6 \text{ N/m}$	$\pm 0,023 \text{ m}$

9.2 Sestava podvozku

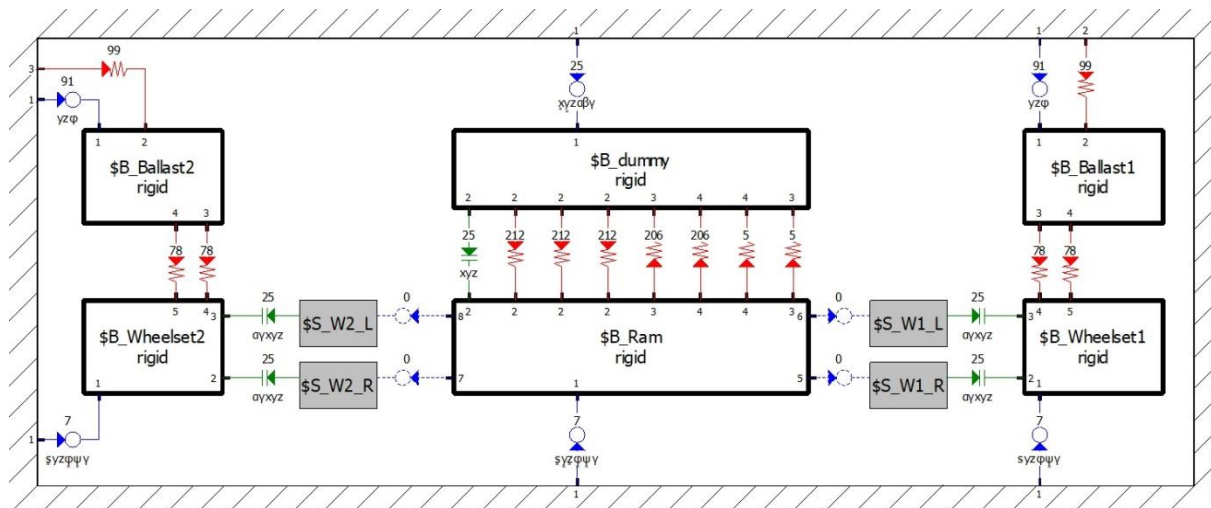
Dynamický model podvozku se skládá z pěti hmotných těles, z jednoho pomocného tělesa se zanedbatelnou hmotností a ze čtyř podsestav dynamického modelu parabolické pružnice na závěsech. Tělesa jsou vzájemně propojená pomocí spojů, vazeb a silových prvků.

Tělesa v dynamickém modelu podvozku jsou:

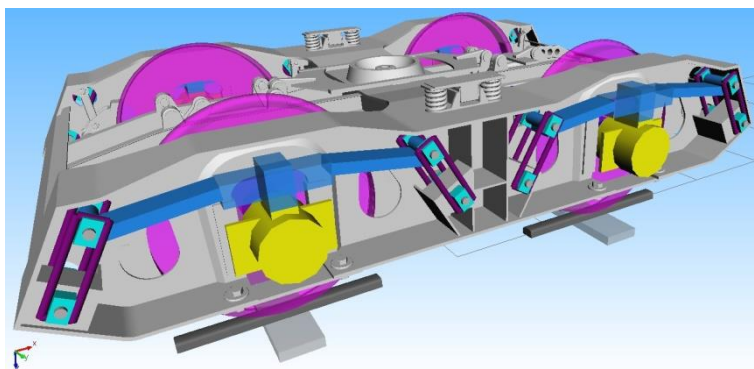
- 1x Ram reprezentující rám podvozku a brzdový mechanismus
- 2x „Ballast“ reprezentující traťový svršek
- 2x „Wheelset“ reprezentující dvojkolí
- 4x podsestava parabolické pružnice
- 1x nehmotné těleso „dummy“ (vazebně reprezentuje spojení podvozku se skříní)

Vnitřní struktura dynamického modelu podvozku včetně spojů, vazeb a silových prvků je na Obr. 9.10. Pomocné těleso „dummy“ slouží pouze pro jednoduché připojení podvozků k vozové skříní ve finálním dynamickém modelu kontejnerového vozu. Těleso „dummy“

bude ve finálním modelu připojeno k vozové skříni pomocí pevné vazby s 0° volnosti. To znamená, že ve schématu na Obr. 9.10 těleso „dummy“ reprezentuje vozovou skříň. Sestavený dynamický model podvozku v 3D zobrazení je zobrazen na Obr. 9.11.



Obr. 9.10 Struktura dynamického modelu podvozku

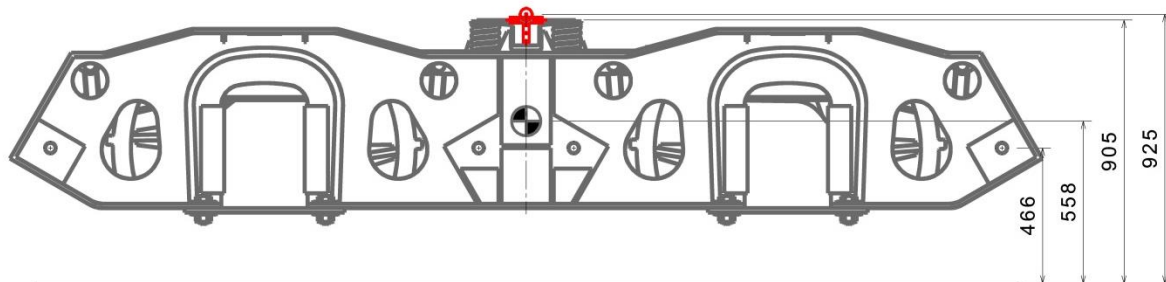


Obr. 9.11 Dynamický model podvozku

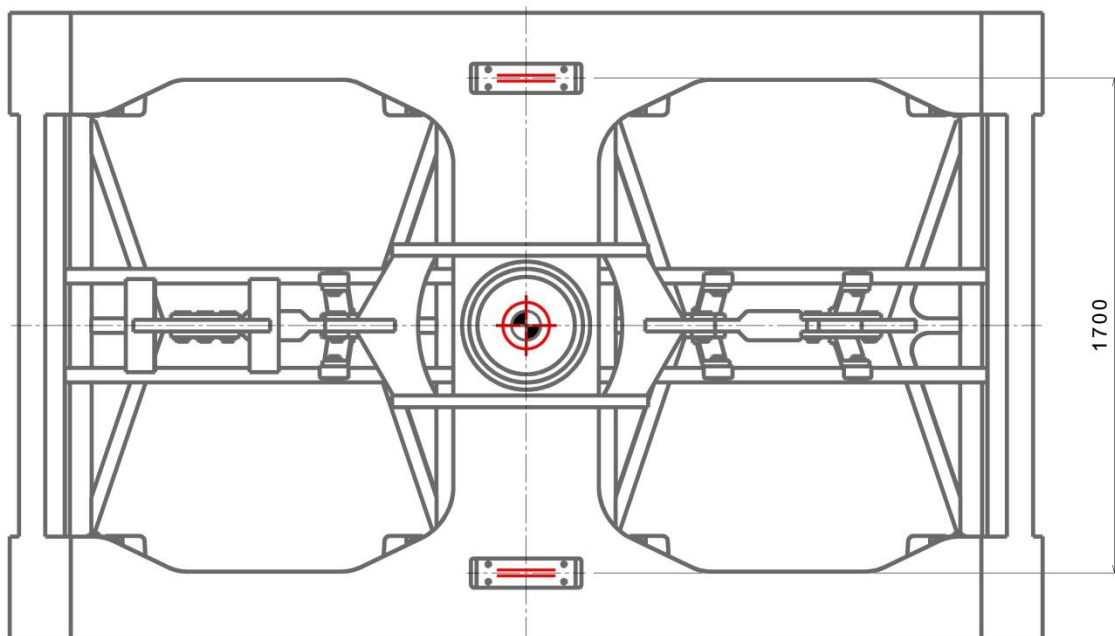
9.2.1 Rám podvozku

Těleso rámu podvozku v dynamickém modelu hmotově reprezentuje rám podvozku a brzdový mechanismus. K rámu podvozku je místě středu torny pomocí tříosého kloubu připojeno těleso „dummy“. V místě kloubu jsou umístěny tři třecí torzní prvky představující torzní tření v torně kolem os x, y, z. Dále je těleso „dummy“ s rámem interaguje pomocí dvou postranních svislých pružin, které reprezentují přítlak odpružené kluznice. Tření odpružené kluznice představují dva třecí prvky do podélného směru. K rámu jsou také připojeny čtyři modely podsestavy parabolické pružnice na závěsech. Spojení podsestavy s rámem je realizováno pevnými vazbami s 0° volnosti pomocí tělesa „dummy“. Polohy zmíněných vazeb a silových prvků jsou červeně znázorněny na Obr. 9.12 a Obr. 9.13. Těleso rám má obecnou

traťovou vazbu k souřadnému systému s 6° volnosti. Hmotové parametry rámu podvozku jsou uvedeny v Tab. 9.7.



Obr. 9.12 Schéma modelu rámu podvozku boční pohled



Obr. 9.13 Schéma modelu rámu podvozku pohled shora

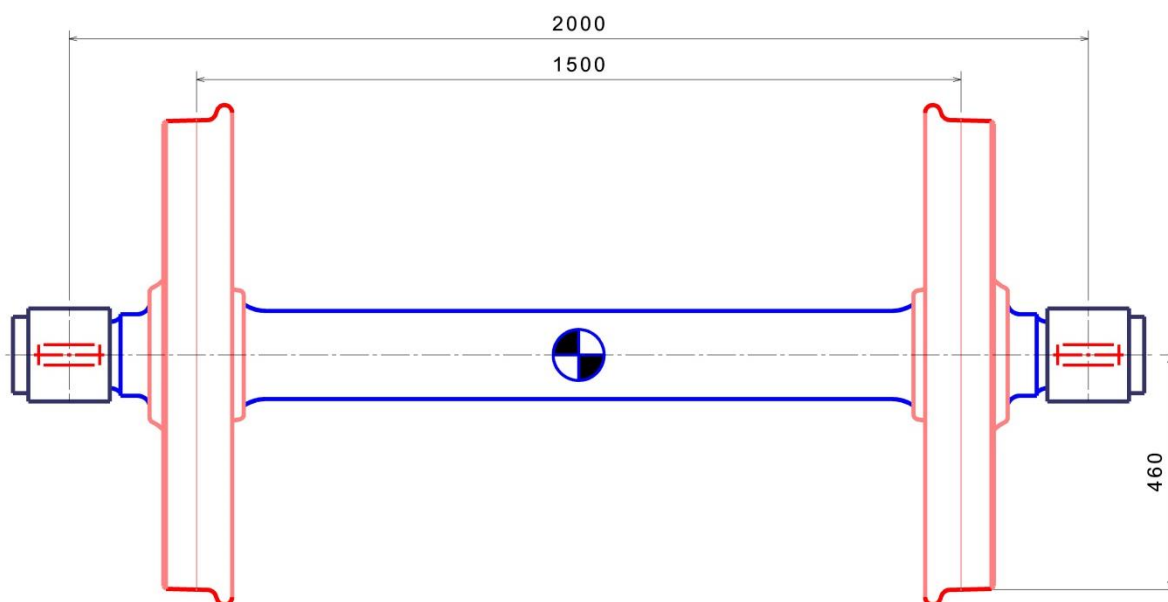
Tab. 9.7 Hmotové parametry rámu podvozku

Hmotnost	Moment setrvačnosti X	Moment setrvačnosti Y	Moment setrvačnosti Z
2 027 kg	1 127 kgm ²	1 852 kgm ²	2 831 kgm ²

9.2.2 Dvojkolí

Těleso dvojkolí odpovídá dvojkolí z kapitoly Dvojkolí. Dvojkolí má vzdálenost styčných kružnic 1 500 mm a průměr styčných kružnic 920 mm. Jízdní profil kola je S 1002. Dvojkolí je pomocí rotační vazby kolem osy y připojeno k ložiskové skříni a pomocí vazby kolo-kolejnice je připojeno k tělesu „Ballast“. Zmíněné vazby a poloha těžiště dvojkolí jsou zobrazeny na

Obr. 9.14. Dvojkolí má k souřadnému systému obecnou traťovou vazbu s 6° volnosti. Hmotové parametry dvojkolí jsou uvedeny v Tab. 9.8.



Obr. 9.14 Schéma tělesa dvojkolí

Tab. 9.8 Hmotové parametry dvojkolí

Hmotnost	Moment setrvačnosti X	Moment setrvačnosti Y	Moment setrvačnosti Z
1 083 kg	592 kgm ²	93 kgm ²	592 kgm ²

9.3 Sestava kontejnerového vůz

Struktura modelu kontejnerového vozu odpovídá struktuře zobrazené na Obr. 9.2. Model se skládá z tělesa vozové skříně a z dvou podsestav podvozku. Podsestava podvozku je k vozové skříně připojena pevnou vazbou s 0° volnosti pomocí tělesa „dummy“. Vozová je k souřadnicovému systému připojena obecnou traťovou vazbu s 6° volnosti. Struktura modelu zůstává zachována pro oba řešené stavy vozu prázdného a plně loženého. Stav se liší pouze hmotovými parametry vozové skříně, které jsou uvedeny v Tab. 9.9.

Tab. 9.9 Hmotové parametry vozové skříně

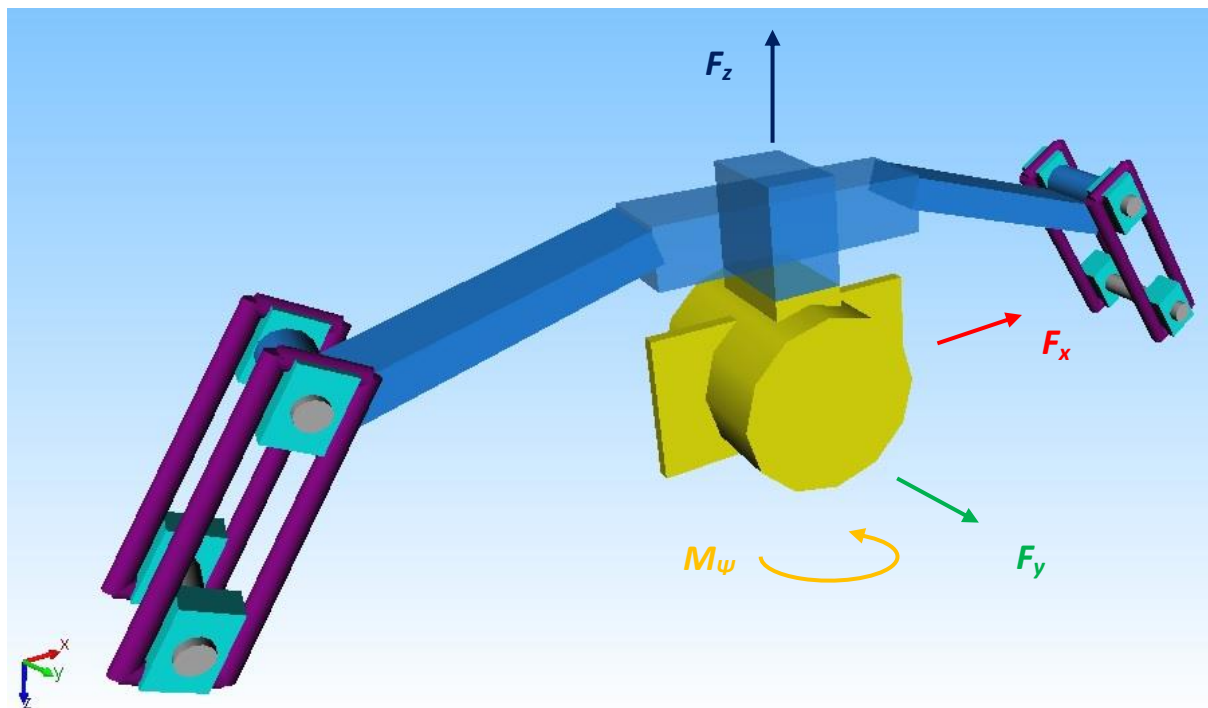
	Výška těžiště od temene kolejnice [m]	Hmotnost [kg]	Moment setrvačnosti X [kgm ²]	Moment setrvačnosti Y [kgm ²]	Moment setrvačnosti Z [kgm ²]
Stav 1	0,88	9 500	5 400	235 000	235 000
Stav 2	1,99	80 000	100 000	2 300 000	2 300 000

10 Validace modelu

Validace posloužila k ověření funkčnosti vytvořeného dynamického modelu. Protože se dynamický model kontejnerového vozu skládá z podsestav, byly postupně validovány jednotlivé podsestavy. Nejprve byla validována parabolická pružnice na závěsech, poté podvozek a nakonec byl validován celý dynamický model kontejnerového vozu. Při validaci se ověřovaly jednotlivé charakteristiky vypružení a třecího tlumení. U modelu kontejnerového vozu se ověřovaly kolové a vodící síly. Validace byla provedena pro stavy 1 (vůz prázdný) a 2 (vůz plně ložený).

10.1 Parabolická pružnice na závěsech

U parabolické pružnice na závěsech se validovaly jednotlivé charakteristiky vypružení. Na základě výsledků simulací byly sestrojeny charakteristiky, které se porovnávaly s vypočtenými charakteristikami. Simulovalo se zatěžování do jednotlivých směrů vypružení pružnice (podélný, příčný, svislý směr a relativní natáčení kolem svislé osy). Směry zatěžování jsou vyznačeny na pružnici ve stavu 2 na Obr. 10.1. Působíště zátěžných sil bylo umístěno do ložiskové skříně, do středu ložiska. Modelové těleso „dummy“ bylo pevně připojeno k souřadnicovému systému. Při zatěžování se měřil posuv ve směru působení síly. Z měření působící síly a z jí příslušného posuvu se sestrojila charakteristika do daného směru. Tyto charakteristiky získané ze simulace se porovnávaly s vypočtenými charakteristikami z kapitoly Charakteristiky primárního vypružení. Výsledky validací včetně grafů jsou uvedeny v následujících podkapitolách.

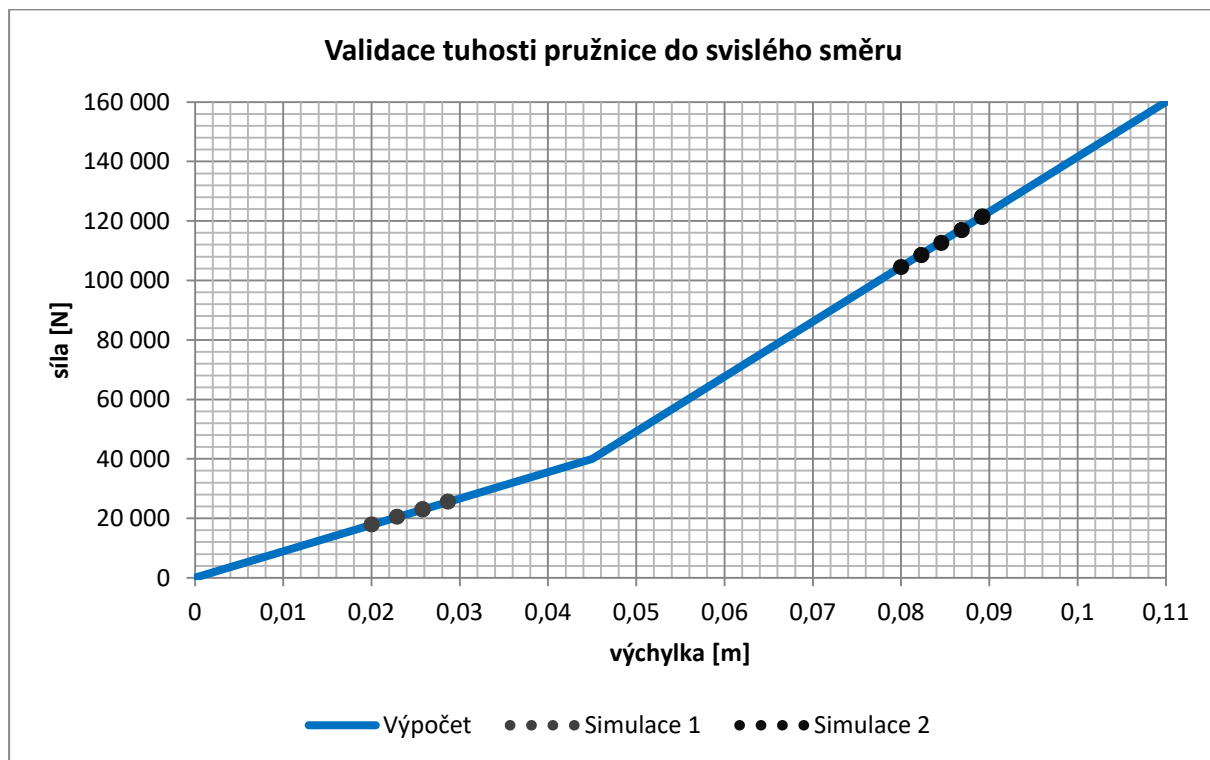


Obr. 10.1 Směry zátěžných sil působících na sestavu parabolické pružnice při validaci

10.1.1 Svislý směr

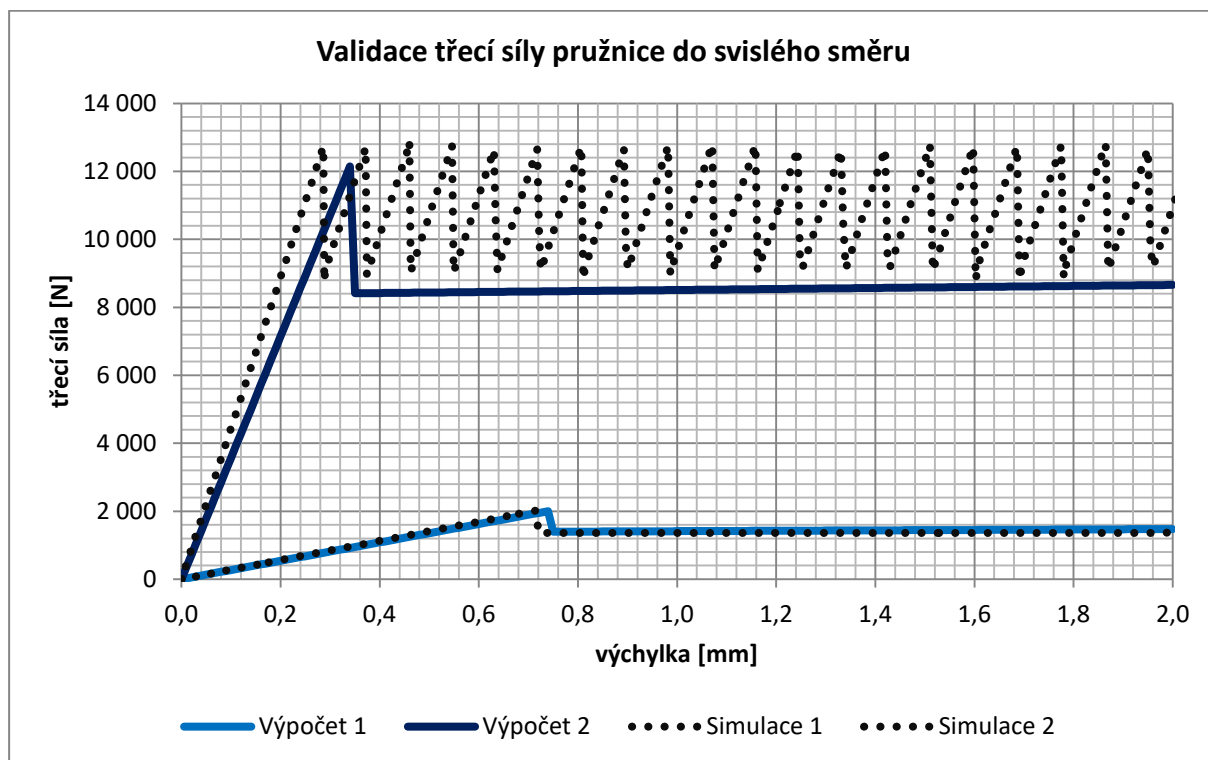
Simulace byla provedena zavedením svislé síly do ložiskové skříně v místě středu ložiska a měřením posuvu působitě síly ve svislém směru. Pro validaci tuhosti pružnice byly simulace provedeny s odpojenými torzními třecími tlumiči. Pro validaci třecího tlumení byly simulace provedeny s odpojenými torzními pružinami.

Porovnání naměřených a vypočtených charakteristik pro oba stavy 1 a 2 je zobrazeno v Graf 10.1 a Graf 10.2.



Graf 10.1 Validace tuhosti pružnice do svislého směru

Validace probíhala okolo rovnovážných stavů 1 a 2. Výsledky simulace se shodují s vypočtenou charakteristikou. Validace je považována za úspěšnou.

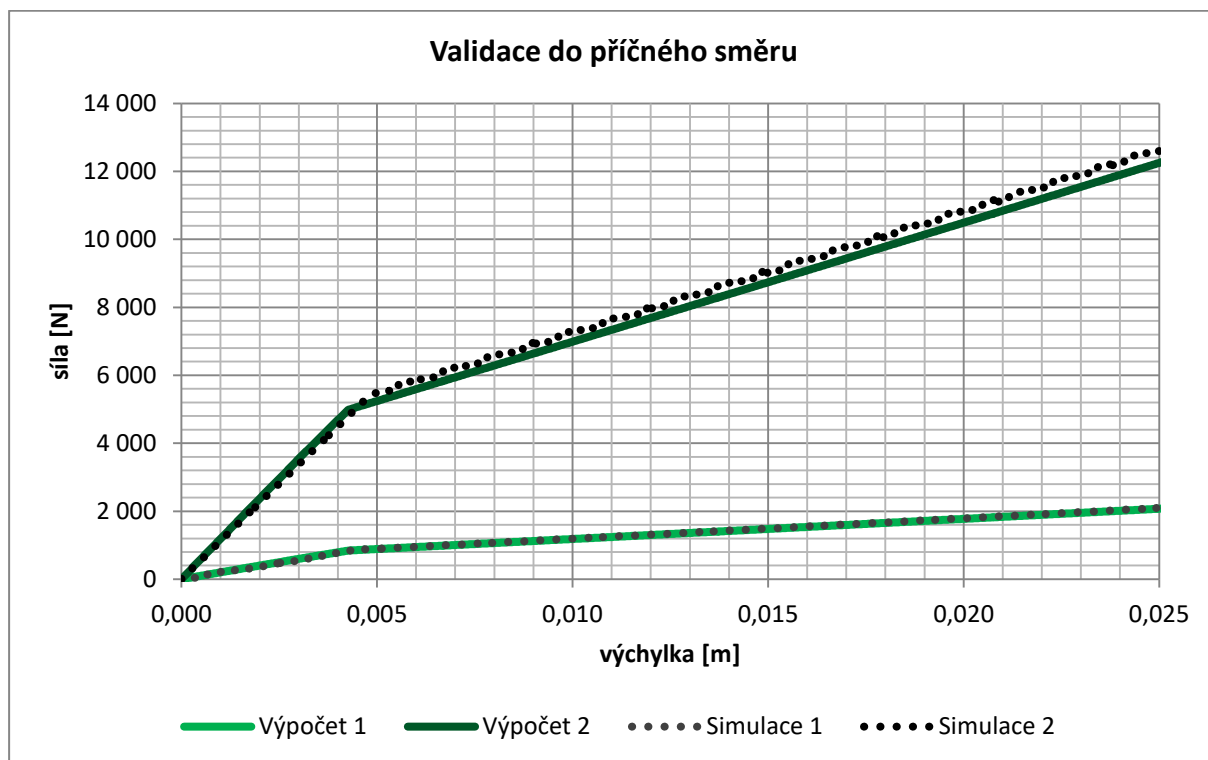


Graf 10.2 Validace třecí síly pružnice do svislého směru

U simulace pro stav 2 docházelo ke „stick-slip“ efektu, proto je výsledný průběh značně rozkolísaný. Tento efekt nevymizel ani při zvýšení rychlosti zatěžování. Podrobnější analýzou bylo zjištěno, že v modelu docházelo k natáčení centrální části pružnice kolem osy y a k nerovnoměrnému zatížení postranních torzních třecích tlumičů. Kvůli tomu nastával v tlumičích „stick-slip“ efekt. Protože horní a spodní lokální vrcholy naměřené charakteristiky odpovídají svojí výškou vypočtené charakteristice je považována tato validace jako platná.

10.1.2 Příčný směr

Simulace byla provedena zavedením příčné síly do ložiskové skříně v místě středu ložiska a měřením posuvu působitě síly v příčném směru. Porovnání naměřených a vypočtených charakteristik pro stavy vozu 1 a 2 je zobrazeno v Graf 10.3.

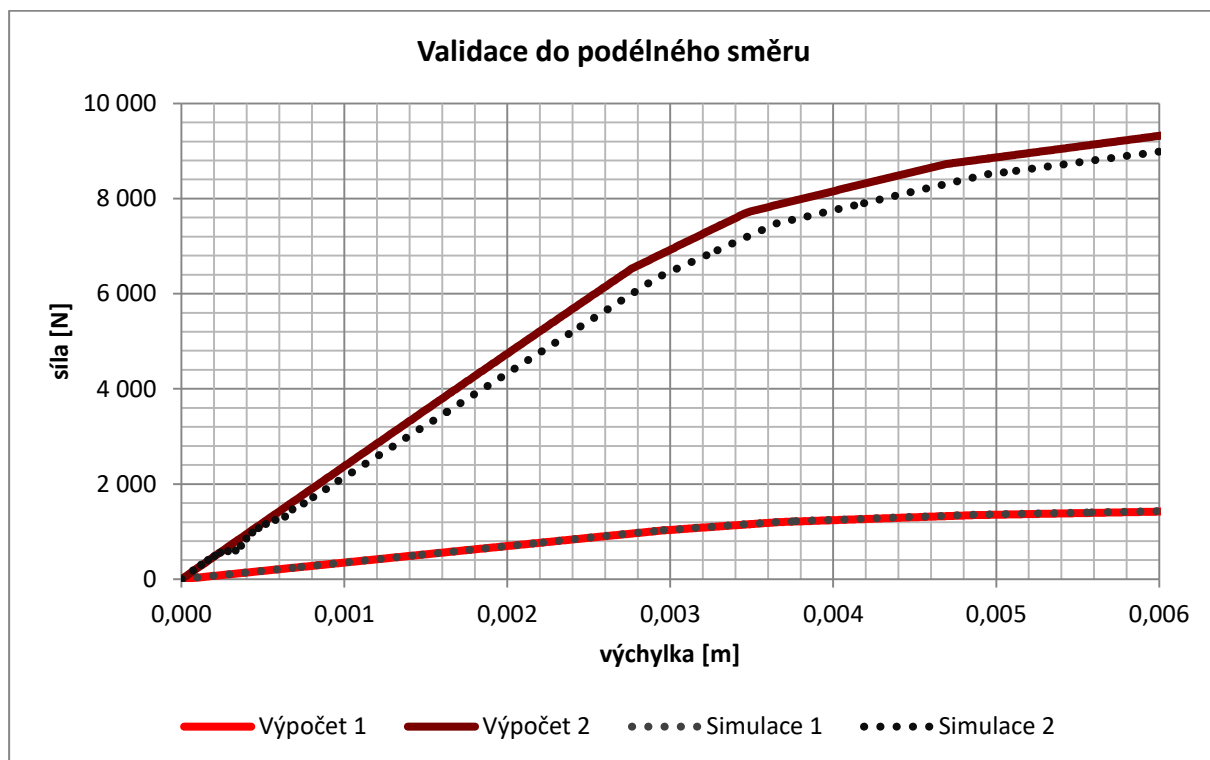


Graf 10.3 Validace do příčného směru

Výsledky pro oba stavy 1 a 2 velmi přesně odpovídají vypočtené charakteristice. Validace je považována za úspěšnou.

10.1.3 Podélný směr

Simulace byla provedena zavedením podélné síly do ložiskové skříně v místě středu ložiska a měřením posuvu působitě síly v podélném směru. Porovnání naměřených a vypočtených charakteristik pro stavy vozu 1 a 2 je zobrazeno v Graf 10.4.

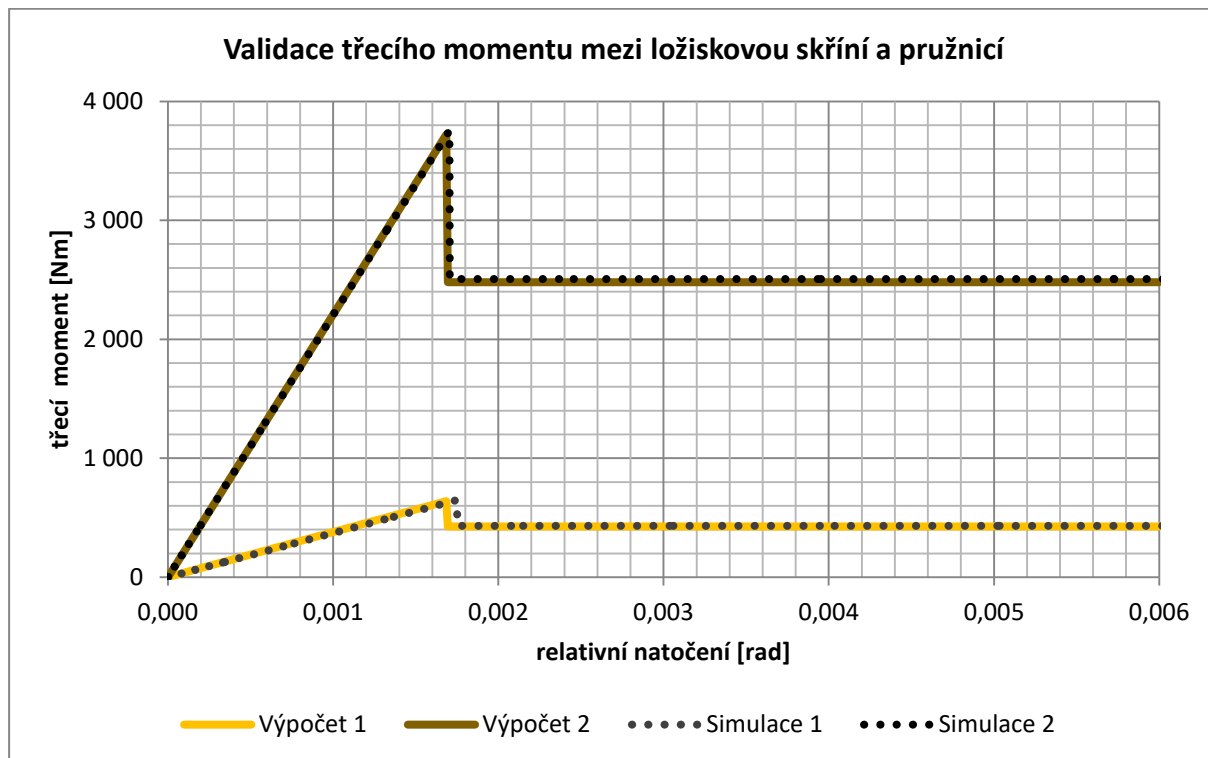


Graf 10.4 Validace do podélného směru

Výsledky pro oba stavy 1 a 2 velmi přesně odpovídají vypočtené charakteristice. Validace je považována za úspěšnou.

10.1.4 Relativní natáčení kolem svislé osy

Simulace byla provedena zavedením momentu kolem svislé osy, který působí na ložiskovou skříň ve středu ložiska. Při působení momentu se provádělo měření natočení ložiskové skříňe kolem svislé osy. Cílem bylo ve vytvořeném modelu ověřit velikost třecího momentu mezi ložiskovou skříňí a opaskem pružnice. Porovnání naměřených a vypočtených charakteristik pro stavy vozu prázdný a plně ložený je zobrazeno v Graf 10.5.



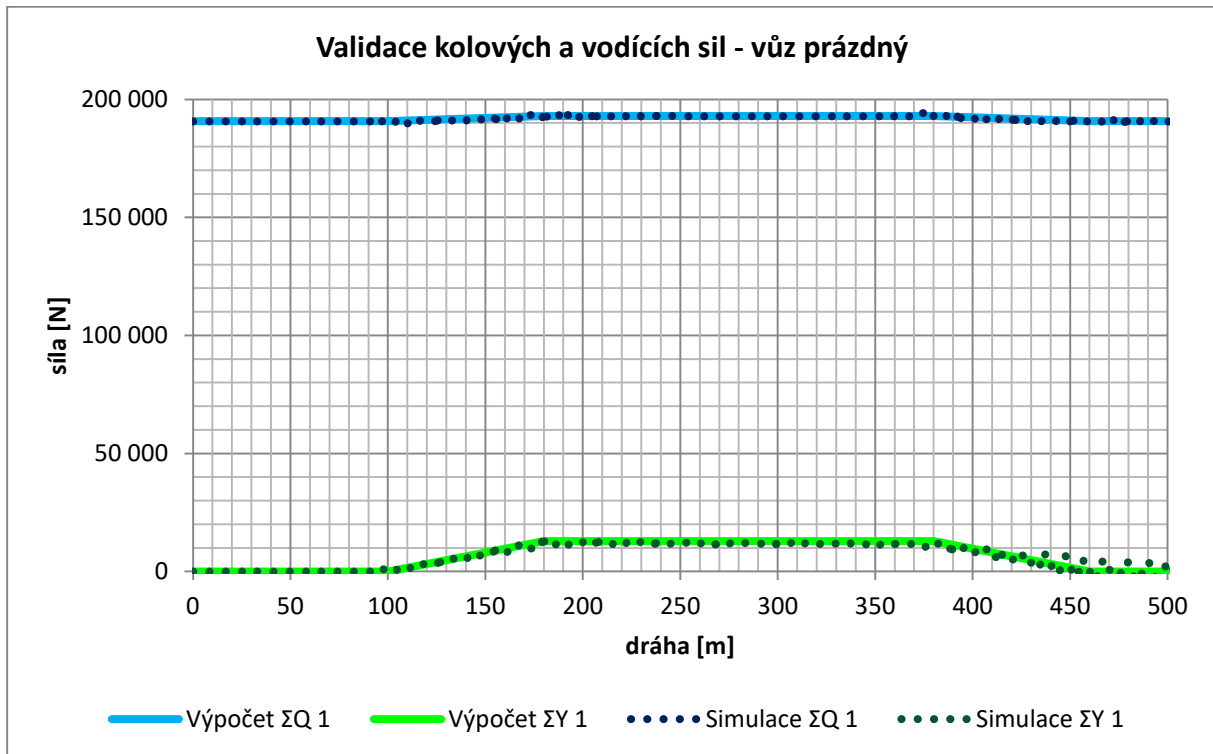
Graf 10.5 Validace třecího momentu mezi ložiskovou skříní a pružnicí

Výsledky pro oba stavy 1 a 2 velmi přesně odpovídají vypočtené charakteristice. Validace je považována za úspěšnou.

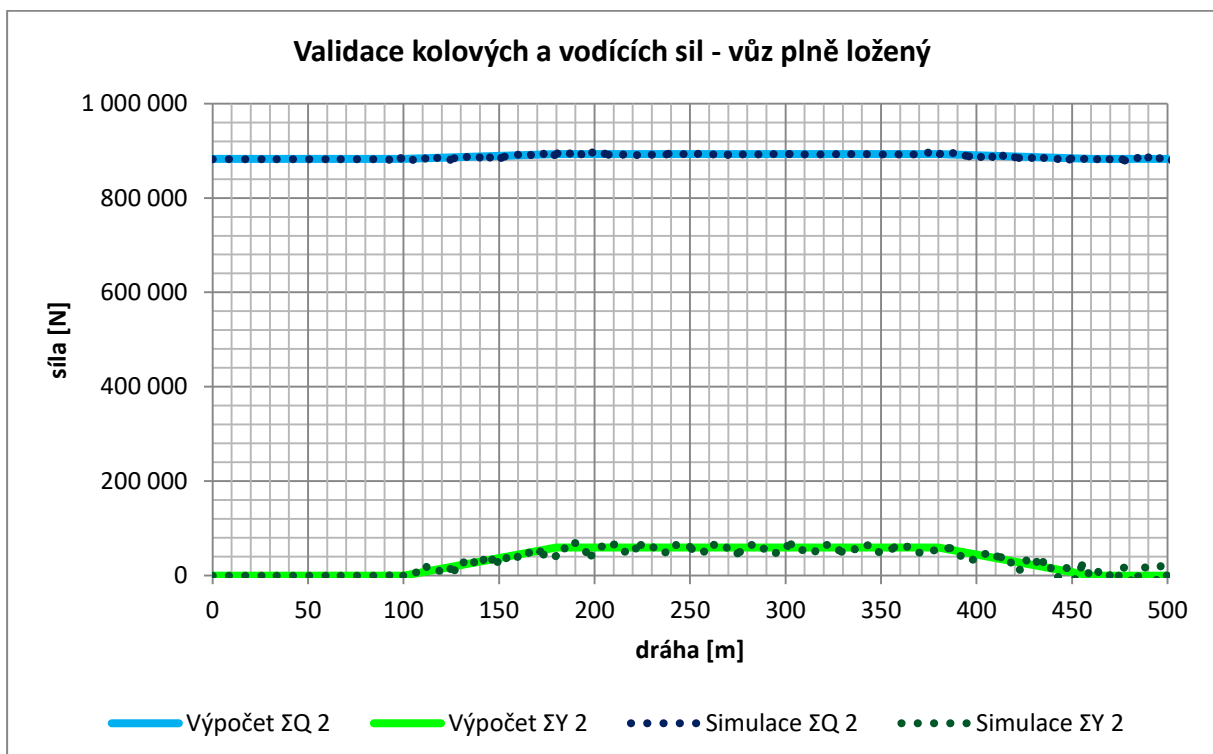
10.2 Kontejnerový vůz

Kontejnerový vůz se validoval porovnáním součtu kolových a vodicích sil, které byly naměřeny při simulaci s vypočtenými kolovými a vodicími silami.

Simuloval se průjezd obloukem malého poloměru na trati bez nerovností. Zkušební trať je shodná s tratí v zkušební oblasti 5 v kapitole Simulace jízdně-technických zkoušek. Parametry tratě jsou uvedeny v Tab. 11.1. Validace byla provedena pro oba stavy 1 a 2. Výsledky jsou pro vůz v prázdném stavu v Graf 10.6 a pro vůz plně ložený v Graf 10.7.



Graf 10.6 Validace kolových a vodících sil - vůz prázdný



Graf 10.7 Validace kolových a vodících sil - vůz plně ložený

Výsledky pro oba stavy 1 a 2 velmi přesně odpovídají vypočteným hodnotám. Validace je považována za úspěšnou.

11 Simulace jízdně-technických zkoušek

Simulace jízdně-technických zkoušek byly prováděny v pěti zkušebních oblastech pro vůz ve stavu prázdném a plně loženém. Simulace zkoušek se prováděly na tratích s nerovnostmi. Zkušební oblasti se nacházely v přímých úsecích trati a v obloucích. Navíc byla provedena doplňková zkouška na trati bez nerovností v oblouku o poloměru 190 m. Všechny oblouky měly stavební převýšení 150 mm a zkoušený vůz jimi projížděl tzv. s nedostatkem převýšení. Parametry zkušebních oblastí jsou uvedeny v Tab. 11.2.

Tab. 11.1 Parametry zkušebních oblastí

	Zkušební oblast						
	1	1ss	2	2ss	3	4	5
Zkušební úsek tratě	přímý	přímý	oblouk	oblouk	oblouk	oblouk	oblouk
Poloměr oblouku [m]	-	-	420	600	500	300	190
Nerovnosti tratě	ano	ano	ano	ano	ano	ano	ne
Rychlost [km/h]	110	132	100	120	109	85	63
Stavební převýšení [m]	-	-	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Nedostatek převýšení [m]	-	-	0,13	0,13	0,13	0,13	0,1

Poznámka: Vůz v plně loženém stavu se zkoušel pouze v oblastech bez doplňujícího označení písmeny ss, vůz prázdný se zkoušel ve všech oblastech.

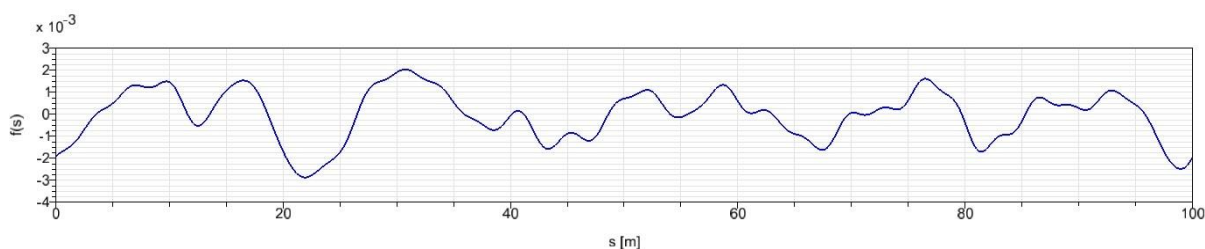
Při simulacích zkoušek byly měřeny kolové a vodící síly na jednotlivých kolech, příčné polohy dvojkolí v kolejovém kanále, úhly náběhu jednotlivých dvojkolí a koeficienty vykolejení na jednotlivých kolech. Naměřené hodnoty byly vyhlazeny pomocí klouzavého průměru po ujeté dráze 2m. Výsledky z jednotlivých zkušebních oblastí jsou vyneseny do grafů. Umístění grafů na stránce je systematické a odpovídá poloze kol/dvojkolí na voze při pohledu shora. Toto rozmístění grafů na stránce odpovídá směru jízdy od spodu nahoru (tzn. první kola/dvojkolí jsou nahoře).

Simulace zkoušek byly prováděny na modelu trati s rozchodem 1 435 mm a s kolejnicemi typu UIC 60 E1 se sklonem 1:40. Součinitel adheze mezi kolem a kolejnicí byl nastaven na hodnotu 0,4. Parametry tratě použité při simulacích jsou uvedeny v Tab. 11.2.

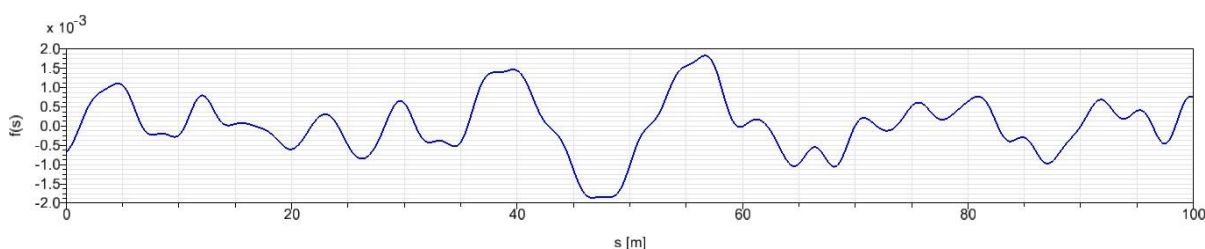
Tab. 11.2 Parametry tratě

Rozchod	1 435 mm
Typ kolejnic	UIC 60 E1
Sklon kolejnic	1:40
Součinitel adheze	0,4

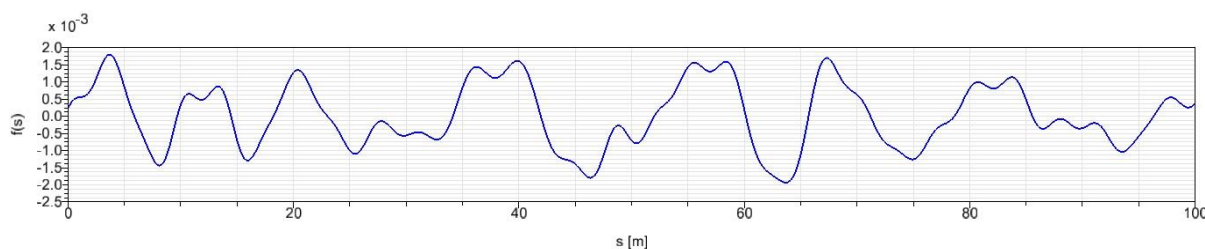
Na tratích byly vytvořeny svislé a příčné nerovnosti doplněné o zkroucení tratě kolem podélné osy (tzv. „crosslevel“). Výkonová spektrální hustota nerovností vychází z ERRI B176 a vlnové délky nerovností byly ve spektru rovnoměrně rozděleny od 3 m do 25 m. Průběhy nerovností do zmíněných směrů na 100 m úseku trati jsou zobrazeny v Graf 11.1, Graf 11.2, Graf 11.3. Simulace byly provedeny v programu Simpack integrační metodou SODASRT 2 se vzorkovací frekvencí 200 Hz. Pro výpočet skluzových sil byl použit algoritmus FASTSIM.



Graf 11.1 Průběh svislých nerovností



Graf 11.2 Průběh příčných nerovností



Graf 11.3 Průběh tzv. "crosslevel" nerovností

Výsledky simulací jízdně-technických zkoušek včetně komentářů jsou přiloženy v příloze 3.

12 Závěr

Dílčím cílem práce bylo vypracování rešerše literatury k tématu modelů podvozků nákladních vozů s vypružením pružnicemi se zaměřením na modelování uzlu vypružení a vedení dvojkolí. Tento cíl je splněn vypracovanou rešerší v kapitole Rešerše.

Dalším dílčím cílem bylo vytvoření 3D modelu podvozku a z něj vytvoření sestavného výkresu podvozku. 3D model byl vytvořen v programu Catia V5 a z něj vytvořený sestavný výkres je přiložen v Příloze 1.

Hlavním cílem bylo vytvořit dynamický model podvozku s vypružením parabolickými pružnicemi. Při tvorbě dynamického modelu byl kladen důraz na vymodelování uzlu primárního vypružení (sestava parabolické pružnice). Proto byly nejprve vypočítány parametry primárního vypružení (tuhost, třecí tlumení) a sestrojeny charakteristiky do jednotlivých směrů primárního vypružení (svislý, příčný, podélný směr a relativní natáčení ložiskové skříně vůči pružnici). Výpočty byly provedeny pro stavy 1 (vůz v prázdném stavu) a 2 (vůz v plně loženém stavu). Při provedených výpočtech byl zohledněn vliv elasticity pružnic a tím změny vzdálenosti závěsných ok a sklonu závěsů. Do podélného a příčného směru byl uvažován jednoduchý Coulombův model tření. Do ostatních směrů byl uvažován „stick-slip“ model tření.

Do svislého směru byla tuhost pružnice odečtena z dokumentu [25] a třecí tlumení pružnice bylo odečteno z naměřené hysterezní křivky z dokumentu [15]. Pomocí algoritmu napsaného v programu Matlab bylo vypočítáno, při jaké změně prohnutí pružnice přejde tření mezi listy pružnice z adhezní do skluzové fáze.

Při výpočtech vypružení do podélného a příčného směru byl zohledněn vliv odvalování a skluzu ve spojích v zavěšení pružnice. Protože děje zahrnující odvalovací a skluzovou fázi jsou nelineární, byly pro výpočty vytvořeny algoritmy na principu postupných iterací v programu Matlab. Z výsledků výpočtů byly vytvořeny náhradní parametrické modely vypružení, do příčného směru to byl tříparametrový model, do podélného směru to byl devítiparametrový model. Náhradní modely posloužily při tvorbě dynamického modelu.

U relativního natáčení ložiskové skříně vůči pružnici byl výpočet třecího momentu proveden integrací elementárního třecího momentu přes kontaktní plochu. Při simulacích se ukázalo, že tření mezi ložiskovou skříní a pružnicí má nezanedbatelné stabilizující účinky na jízdu, zejména v přímé trati. Při zanedbání třecího momentu klesla při simulacích kritická rychlost podvozku pod 100 km/h.

Výpočty a třecí charakteristiky byly také provedeny pro kulovou torzu a odpružené kluznice.

Na základě výsledků z provedených výpočtů byly v dynamickém modelu podvozku nastaveny parametry jednotlivých silových prvků (pružin, třecích tlumičů). Hmotové parametry těles dynamického modelu byly získány z 3D modelu.

Dynamický model podvozku v sobě obsahuje podsestavy parabolických pružnic. Reálná elastická parabolická pružnice byla nahrazena třemi tuhými tělesy o délkách 400 mm, které

jsou propojeny jednoosými klouby. Do kloubů byly umístěny torzní pružiny a torzní třecí tlumiče. Torzní tuhosti pružin a třecí momenty tlumičů byly vypočítány, aby náhradní model byl svým chováním ekvivalentní původní pružnici. V podsestavě parabolické pružnice se nachází závěsy a ložisková skříň. Třecí torzní tlumiče byly vloženy do kloubů v závěsech. Další torzní tlumič byl umístěn mezi ložiskovou skříň a pružnici. Parametry třecích tlumičů byly nastaveny na základě provedených výpočtů.

Po vytvoření dynamického modelu sestavy parabolické pružnice byl model validován. Validace proběhla na základě zatěžování pružnice do směrů vypružení a porovnání naměřených charakteristik při simulaci s vypočítanými charakteristikami. Ve všech případech se charakteristiky velmi dobře shodovaly, proto byl model prohlášen za funkční.

Dalším cílem bylo provést simulace jízdně-technických zkoušek s dynamickým modelem kontejnerového vozu vybaveným podvozkem s parabolickými pružnicemi, provedené simulace zkoušek vyhodnotit a interpretovat výsledky.

Pro účely jízdně-technických zkoušek byl vytvořen model kontejnerového vozu. Model kontejnerového vozu byl validován na základě porovnání naměřených kolových a vodících sil při simulaci s vypočítanými kolovými a vodícími silami. Simuloval se průjezd obloukem malého poloměru. Součet naměřených kolových a vodících sil odpovídal vypočítaným hodnotám. Validace byla prohlášena pro prázdný a plně ložený vůz za úspěšnou.

Simulace jízdně-technických zkoušek byly provedeny v prázdném a plně loženém stavu. Simulace zkoušek probíhaly v pěti zkušebních oblastech (úseky přímé trati, oblouky, trať s/bez nerovností, různé rychlosti jízdy). Při simulacích jízdně-technických zkoušek se měřily kolové a vodící síly, příčné výchylky dvojkolí v kolejovém kanále, úhly náběhu dvojkolí a koeficienty vykolejení. Před vyhodnocením byly naměřené hodnoty vyhlazeny pomocí klouzavého průměru po délce 2 m ujeté dráhy.

Vytvořený model kontejnerového vozu fungoval při simulacích bezchybně a všechny simulace proběhly úspěšně. Na základě výsledků z provedených simulací se u podvozku potvrdilo výborné radiální stavění dvojkolí v obloucích (důkaz o traťové šetrnosti). Díky tomu byly také naměřeny nízké hodnoty vodících sil a koeficientu vykolejení. U všech provedených simulací koeficient vykolejení nedosahoval ani poloviny maximální dovolené hodnoty ($Y/Q = 0,8$) předepsané v dokumentu [27]. Ve většině případů byla hodnota koeficientu vykolejení menší než 0,3. Vyšší hodnoty koeficientu vykolejení byly při jízdách vozu v prázdném stavu (okolo 0,4). Vůz v plně loženém stavu ve všech zkušebních oblastech vykazoval stabilní chod s nízkou hodnotou koeficientu vykolejení. U vozu v prázdném stavu se v přímé trati přibližně od rychlosti 120 km/h začala objevovat nestabilní jízda. Rychlost 120 km/h se shoduje s kritickou rychlostí pro tento typ podvozku vypočítanou v dokumentu [18]. To je další potvrzení správnosti vytvořeného dynamického modelu.

Další pokračování v této práci by mohlo zkoumat chování podvozku při různých součinitelích tření v třecích tlumičích, protože při provedených simulacích byla ve všech třecích tlumičích nastavena hodnota součinitele tření přibližně 0,4. Avšak v provozu se může

v extrémních případech hodnota součinitele tření pohybovat od 0,2 do 0,6. V dokumentu [17] se dokonce uvádí, že součinitel tření ve vypružení závěsy do podélného směru s opotřebením roste, zatímco ve vypružení závěsy do příčného směru s opotřebením klesá. Dále by se dal zkoumat vliv délky a tvaru závěsů (např. lichoběžníkový) na chování podvozku. Vliv délky závěsů je na základě vzorců uvedených v této práci patrný. Tvar závěsů má vliv na uložení v kamenech. Protože závěs je v sedle kamenu uložen s vůlí, může se v nich závěs mírně natáčet kolem svislé osy. Tato vůle umožní i natočení pružnice kolem svislé osy. Tím se snižuje tlumící účinek tření mezi ložiskovou skříní a pružnicí. Pravděpodobně kvůli snížení vlivu tohoto efektu se používají lichoběžníkové závěsy, které jsou v sedlech kamenů uloženy po větší délce, tím se snižuje rozsah možného natáčení.

Cíle práce tj. vypracování rešerše, vytvoření 3D modelu podvozku, vytvoření sestavného výkresu podvozku, vytvoření dynamického modelu podvozku a kontejnerového vozu, provedení validace modelů, provedení simulace jízdně-technických zkoušek a interpretování výsledků byly splněny.

13 Seznam použité literatury

- [1] BÍLÁ KNIHA: Plán jednotného evropského dopravního prostoru – vytvoření konkurenceschopného dopravního systému účinně využívajícího zdroje [online]. Brusel: Evropská komise, 2011 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:52011DC0144&from=CS>
- [2] KONCEPCE NÁKLADNÍ DOPRAVY PRO OBDOBÍ 2017 – 2023 S VÝHLEDEM DO ROKU 2030 [online]. Praha: Ministerstvo dopravy ČR, 2016 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.mdcr.cz/getattachment/Media/Media-a-tiskove-zpravy/Koncepce-nakladni-dopravy-pro-obdobi-2017-%E2%80%93-2023-r/Koncepce-nakladni-dopravy.pdf.aspx>
- [3] Prohlášení o dráze celostátní a regionální [online]. Praha: SŽDC, 2018 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.szdc.cz/documents/50004227/50157631/szdc-prohlaseni-o-draze-2018-4-zmena.pdf>
- [4] Calculating suspension factors – Network Rail’s final proposal [online]. Londýn: Networkrail, 2012 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://cdn.networkrail.co.uk/wp-content/uploads/2017/02/Suspension-factors-final-proposal-August-2012.pdf>
- [5] Jiangsu Railteco Equipment [online]. Jiangsu, Čína, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <http://www.railteco.com/cpinfo.aspx?id=62>
- [6] LEGIOS LOCO [online]. Praha, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <http://www.legios.eu/getattachment/Produkty/Specialni-vozy/Podvozek-Y-25-Lssif-D/Podvozek-Y25.pdf>
- [7] Parabelfeder-Drehgestelle [online]. Güterwagen-Drehgestelle, 2012 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: http://www.drehgestelle.de/6/pf_t.html
- [8] TVP NG-DBS [online]. Poprad: Tatravagónka, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: https://tatravagonka.sk/file/2016/06/PL_podvozek-TVP-NG-DBS_ENG_DE_4.5.2016.pdf
- [9] Bogie DRRS 25LD [online]. Niesky, Německo: ELH Waggonbau, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.waggonbau-niesky.com/en/products/bogie/bogie-drrs-25ld/>

- [10] Axiom rail TF 25 [online]. Wilmerding, USA: Wabtec, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.wabtec.com/uploads/outlinedrawings/Wabtec-Axiom-Rail-TF25.pdf>
- [11] Mining bogie 35 t [online]. Niesky, Německo: ELH Waggonbau, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.waggonbau-niesky.com/en/products/bogie/mining-bogie-35-t/>
- [12] PIOTROWSKI, J. Model of the UIC link suspension for freight wagons. Archive of Applied Mechanics (Ingenieur Archiv) [online]. 2003, 73(7), 517-532 [cit. 2019-06-20]. DOI: 10.1007/s00419-003-0305-6. ISSN 0939-1533. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s00419-003-0305-6>
https://www.researchgate.net/publication/225736463_Model_of_the_UIC_link_suspension_for_freight_wagons
- [13] JÖNSSON, Per-Anders. Multibody simulation model for freight wagons with UIC link suspension [online]. Stockholm, 2006 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: https://www.kth.se/polopoly_fs/1.137514.1550155067!/Menu/general/column-content/attachment/Report_Jonsson.pdf. Disertační práce. Královský technologický institut Stockholm.
- [14] HOFFMANN, Mark. Dynamics of European two-axle freight wagons [online]. Kongens Lyngby, Dánsko, 2006 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: http://www2.imm.dtu.dk/pubdb/views/edoc_download.php/4853/pdf/imm4853.pdf. Disertační práce. Technical University of Denmark.
- [15] HAJŽMAN, Michal a Pavel POLACH. Parameter identification of a leaf spring dynamic model. National Conference with International Participation Svratka, Czech Republic [online]. 2009 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <http://www.engmech.cz/improc/2009/Hajzman-147-PT.pdf>
- [16] MOLATEFI, H, M HECHT a M H KADIVAR. Effect of suspension system in the lateral stability of railway freight trucks. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit [online]. 2007, 221(3), 399-407 [cit. 2019-06-20]. DOI: 10.1243/09544097JRRT121. ISSN 0954-4097. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09544097JRRT121>
https://depositonce.tu-berlin.de/bitstream/11303/8916/1/Molatefi_et_al_2007.pdf

- [17] JÖNSSON, P-A, E ANDERSSON a S STICHEL. Experimental and theoretical analysis of freight wagon link suspension. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit [online]. 2006, 220(4), 361-372 [cit. 2019-06-20]. DOI: 10.1243/09544097JRRT75. ISSN 0954-4097. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09544097JRRT75>
- [18] STIEPEL, Marc a Stephan ZEIPEL. Freight wagon running gears with leaf spring and ring suspension. In: Simpack [online]. Alstom, 2004 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: http://www.simpack.com/uploads/media/um04_alstom_stiepel_01.pdf
- [19] Současné problémy v kolejových vozidlech: mezinárodní konference: sborník přednášek... Pardubice: Univerzita Pardubice, [2009]. ISBN 978-807395-199-3.
- [20] BLAŽEK, Václav. Pružiny a svazky pružnic. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1953.
- [21] Katalog valivých ložisek pro kolejová vozidla [online]. KINEX BEARINGS, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: http://www.kinex.sk/files/katalogy/NaStiahnutie/Kolajove_vozidla_SK.pdf
- [22] Sgns 696 [online]. Duisburg, Německo: DB Cargo, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: [https://gueterwagenkatalog.dbcargo.com/de/gueterwagenkatalog/wagengattungen/kombinierter-verkehr/detail/bauart/696/?tx_cyzkatalog_katalog\[search\]\[selectedBranche\]=&tx_cyzkatalog_katalog\[search\]\[selectedProduktart\]=&cHash=f75220eed0c6ca391b7fbe5db1c11ab6](https://gueterwagenkatalog.dbcargo.com/de/gueterwagenkatalog/wagengattungen/kombinierter-verkehr/detail/bauart/696/?tx_cyzkatalog_katalog[search][selectedBranche]=&tx_cyzkatalog_katalog[search][selectedProduktart]=&cHash=f75220eed0c6ca391b7fbe5db1c11ab6)
- [23] FULLER, Dudley D. Coefficients of Friction [online]. Columbia University [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://web.mit.edu/8.13/8.13c/references-fall/aip/aip-handbook-section2d.pdf>
- [24] Tenmat [online]. Manchester, UK: Tenmat, 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z: <https://www.tenmat.com/wear-parts-bearings/rail/freight-rail>
- [25] Technical specification for the supply of parallel leaf springs for vehicles.: UIC 821. 6th edition. UIC, 2003.

- [26] In: WolframAlpha [online]. 2019 [cit. 2019-06-20]. Dostupné z:
[https://www.wolframalpha.com/input/?i=double+integral+\(x%5E2%2By%5E2\)%5E0.5+x+from+-0.05+to+0.05+y+from+-0.075+to+0.075](https://www.wolframalpha.com/input/?i=double+integral+(x%5E2%2By%5E2)%5E0.5+x+from+-0.05+to+0.05+y+from+-0.075+to+0.075)
- [27] Technické specifikace pro interoperabilitu subsystému „Kolejová vozidla – nákladní vozy“ transevropského konvenčního železničního systému. In: Brusel: Evropská komise, 2012. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:02006D0861-20130124&qid=1562831022785&from=EN>

14 Seznam obrázků

Obr. 1.1 Podvozek RTHZ03 [5]	3
Obr. 1.2 Podvozek Y25 Lssif-D [6]	3
Obr. 1.3 Podvozek BA 665 [7].....	3
Obr. 1.4 Podvozek TVP NG-DBS [8]	3
Obr. 1.5 Podvozek DRRS 25LD [9]	3
Obr. 1.6 Podvozek TF 25 [10]	3
Obr. 1.7 Podvozek 35 t [11].....	4
Obr. 3.1 3D model podvozku	11
Obr. 3.2 Základní rozměry podvozku	12
Obr. 3.3 3D model rámu podvozku	12
Obr. 3.4 3D model parabolické pružnice.....	14
Obr. 3.5 Základní rozměry parabolické pružnice	14
Obr. 3.6 3D model brzdového mechanismu	15
Obr. 3.7 3D model dvojkolí	16
Obr. 3.8 Základní rozměry dvojkolí	17
Obr. 3.9 3D model ložiskové skříně.....	18
Obr. 3.10 Ložisko [21].....	18
Obr. 3.11 Uložení ložiska [21]	18
Obr. 4.1 Typový výkres vozu Sgns 696 [22].....	19
Obr. 4.2 Typový výkres 60' kontejnerového vozu s podvozky s parabolickými pružnicemi....	20
Obr. 4.3 3D model skříně 60'kontejnerového vozu	20
Obr. 4.4 3D model kontejnerového vozu v plně loženém stavu.....	21
Obr. 5.1 "Stick-slip" efekt (no relative motion-bez relativního pohybu, relative motion- relativní pohyb)	23
Obr. 5.2 Coulombův jednoduchý model tření [12]	24
Obr. 5.3 Mezní třecí úhel.....	24
Obr. 5.4 "Stick-slip" model tření	25
Obr. 6.1 Pohyby v primárním vypružení	26
Obr. 6.2 Sestava parabolické pružnice ve stavu 1.....	27
Obr. 6.3 Sestava parabolické pružnice ve stavu 2.....	27
Obr. 6.4 Geometrické schéma hlavního listu pružnice	30
Obr. 6.5 Hysterezní smyčka parabolické pružnice (Load-zatížení, Deflection-výchylka, Steel Parabolic Spring-ocelová parabolická pružina, GRP Spring-kompozitová pružina) [15].....	34
Obr. 6.6 Pružnice ve stavu 1	35
Obr. 6.7 Pružnice ve stavu 2.....	35
Obr. 6.8 Silový rozbor zavěšení pružnice [12]	38
Obr. 6.9 Obecná poloha závěsu [12]	39
Obr. 6.10 Silové uvolnění závěsu [12]	39
Obr. 6.11 Tříparametrový model [12]	42

Obr. 6.12 Závislost příčné síly na výchylce [12].....	42
Obr. 6.13 Mechanismus v obecné poloze [12].....	44
Obr. 6.14 Rozměry a síly na prostředním elementu [12].....	45
Obr. 6.15 devítiparametrový model [12]	48
Obr. 6.16 Závislost podélné síly na výchylce [12]	48
Obr. 6.17 Kontaktní plocha na ložiskové skříni	49
Obr. 6.18 Integrace třecí síly na obdélníkové ploše.....	50
Obr. 6.19 Integrace třecí síly na kruhové ploše	50
Obr. 7.1 Základní rozměry rozhraní pro spojení podvozku se skříni.....	53
Obr. 7.2 Odpružená kluznice (1-pružina,2-kluzná vložka, 3-dolní díl kluznice, 4-horní díl kluznice, 5-šroub)	54
Obr. 7.3 Řez kulovou tornou (1-dolní díl torony, 2-horní díl torony, 3-svorník,4-kluzná vložka)	56
Obr. 8.1 Schéma starého dynamického modelu podvozku	58
Obr. 9.1 Dynamický model kontejnerového vozu.....	59
Obr. 9.2 Struktura dynamického modelu kontejnerového vozu	59
Obr. 9.3 Použité značky (Body-Těleso, Joints-spoje, Constraints-„vazby“, Force elements-silový prvek) [15]	59
Obr. 9.4 Struktura modelu parabolické pružnice.....	60
Obr. 9.5 Dynamický model parabolické pružnice na závěsech	61
Obr. 9.6 Schéma modelu náhradní parabolické pružnice.....	61
Obr. 9.7 Náčrt pro odvození torzní tuhosti a třecího tlumení	62
Obr. 9.8 Schéma modelu závěsů	64
Obr. 9.9 Schéma modelu ložiskové skříně	65
Obr. 9.10 Struktura dynamického modelu podvozku	66
Obr. 9.11 Dynamický model podvozku	66
Obr. 9.12 Schéma modelu rámu podvozku boční pohled.....	67
Obr. 9.13 Schéma modelu rámu podvozku pohled shora	67
Obr. 9.14 Schéma tělesa dvojkolí.....	68
Obr. 10.1 Směry zátěžných sil působících na sestavu parabolické pružnice při validaci	69

15 Seznam grafů

Graf 1.1 Nákladní doprava v roce 2015 [2]	1
Graf 1.2 Předpokládaná nákladní doprava v roce 2030 [2]	1
Graf 5.1 Závislost velikosti součinitele tření na rychlosti skluzu	22
Graf 6.1 Tuhostní charakteristika parabolické pružnice	29
Graf 6.2 Vzdálenost ok od svislé osy pružnice v závislosti na prohnutí pružnice	33
Graf 6.3 Úhel závěsu v závislosti na prohnutí pružnice	33
Graf 6.4 Relativní posuvy mezi jednotlivými listy pružnice v závislosti na její změně prohnutí	36
Graf 6.5 Třecí charakteristika parabolické pružnice	37
Graf 6.6 Charakteristika primárního vypružení v příčném směru.....	40
Graf 6.7 Průběh třecí síly v závislosti na příčné výchylce	41
Graf 6.8 Charakteristika primárního vypružení v podélného směru	46
Graf 6.9 Průběh třecích sil v závislosti na podélné výchylce.....	47
Graf 6.10 Třecí charakteristika relativního natáčení ložiskové skříně	52
Graf 7.1 Svislá charakteristika kluznice	54
Graf 7.2 Podélná charakteristika kluznice.....	55
Graf 7.3 Průběh třecího momentu v torně	57
Graf 10.1 Validace tuhosti pružnice do svislého směru	70
Graf 10.2 Validace třecí síly pružnice do svislého směru	71
Graf 10.3 Validace do příčného směru.....	72
Graf 10.4 Validace do podélného směru	73
Graf 10.5 Validace třecího momentu mezi ložiskovou skříní a pružnicí	74
Graf 10.6 Validace kolových a vodících sil - vůz prázdný	75
Graf 10.7 Validace kolových a vodících sil - vůz plně ložený.....	75
Graf 11.1 Průběh svislých nerovností.....	77
Graf 11.2 Průběh příčných nerovností	77
Graf 11.3 Průběh tzv."crosslevel" nerovností	77

16 Seznam tabulek

Tab. 1.1 Přehled nákladních podvozků	3
Tab. 3.1 Základní technické parametry podvozku	11
Tab. 3.2 Základní technické parametry dvojkolí	16
Tab. 4.1 Seznam nalezených 60' kontejnerových vozů	19
Tab. 5.1 Parametry použitých třecích materiálů	23
Tab. 6.1 Rozsahy pohybů primárního vypružení	26
Tab. 6.2 Zatížení primárního vypružení	28
Tab. 6.3 Tuhost parabolické pružnice [25]	29
Tab. 6.4 Hodnoty při zatížení 20 kN [25]	30
Tab. 6.5 Výsledné geometrické parametry pružnice	32
Tab. 6.6 Výsledné parametry třecího modelu parabolické pružnice	37
Tab. 6.7 Parametry závěsů	38
Tab. 6.8 Vypočtené parametry tříparametrového modelu	42
Tab. 6.9 Parametry mechanismu	43
Tab. 6.10 Vypočtené parametry devítiparametrového modelu	48
Tab. 6.11 Vstupní hodnoty	49
Tab. 6.12 Výsledné parametry třecího modelu relativního natáčení ložiskové skříně	52
Tab. 7.1 Parametry odpružené kluznice	53
Tab. 7.2 Výsledné parametry třecího modelu kluznice	55
Tab. 7.3 Parametry kulové torny	56
Tab. 7.4 Výsledné parametry třecího modelu torny	57
Tab. 9.1 Hmotové parametry parabolické pružnice	61
Tab. 9.2 Vstupní hodnoty	62
Tab. 9.3 Výsledné parametry náhrady parabolické pružnice	63
Tab. 9.4 Hmotové parametry závěsů	64
Tab. 9.5 Hmotové parametry ložiskové skříně	65
Tab. 9.6 Parametry dorazů	65
Tab. 9.7 Hmotové parametry rámu podvozku	67
Tab. 9.8 Hmotové parametry dvojkolí	68
Tab. 9.9 Hmotové parametry vozové skříně	68
Tab. 11.1 Parametry zkušebních oblastí	76
Tab. 11.2 Parametry tratě	76

17 Seznam příloh

Příloha 1. Sestavný výkres podvozku

Příloha 2. Výpočtové algoritmy

Příloha 3. Výsledky simulací jízdně-technických zkoušek