



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

OTEVŘENÝ ŽELEZNIČNÍ NÁKLADNÍ VŮZ LEHKÉ STAVBY – VYPRUŽENÍ

Autor: Jan Balšán

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Heptner



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Balšán** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **466525**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Otevřený železniční nákladní vůz lehké stavby - vypružení

Název bakalářské práce anglicky:

Leight weight railway open freight car - suspension

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte studii proveditelnosti vypružení otevřeného železničního nákladního vozu určeného pro evropský železniční systém. Vůz je vybaven podvozky typu Y25. Navrhněte parametry vypružení tohoto vozu, proveďte pevnostní výpočet pružin a zhotovte výkresy pro specifikaci jejich dodávky. Vypracujte

1. Rešerši stávajících provedení čtyřnápravových otevřených nákladních vozů.
2. Typový výkres vozu lehké stavby
3. Návrh vypružení, optimalizaci jeho parametrů s ohledem na bezpečnost proti vykolejení, požadavky na spřáhování a dynamické chování vozidla.
4. Průvodní technickou zprávou a výkresovou dokumentaci (pružiny a sestavný výkres jejich zástavby).

Seznam doporučené literatury:

ČSN EN 14363
ČSN EN 16235
ČSN EN 13906-1

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:

Ing. Tomáš Heptner
podpis vedoucí(ho) práce

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

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis otkanářky

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2019

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s využitím citovaných zdrojů.

V Praze dne 10.6.2019

Jan Balšán

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Tomáši Heptnerovi za vysvětlení dané problematiky, vedení a odbornou konzultaci při tvorbě této práce.

Dále bych chtěl poděkovat skvělému kolektivu kolegů z oddělení konstrukce a technologie společnosti Legios Loco a.s. za poskytnutí podkladů a za cenné rady.

V neposlední řadě bych poděkoval své rodině za podporu a toleranci při studiu.

- Autor práce:** Jan Balšán
- Vedoucí práce:** Ing. Tomáš Heptner
- Název práce:** Otevřený železniční nákladní vůz lehké stavby – vypružení
- Title:** Leight weight railway open freight car – suspension
- Akademický rok:** 2018/2019
- Studijní program:** B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
- Studijní obor:** 2301R000 bez oboru
- Ústav:** 12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
- Rozsah práce:** Počet stran: 41
Počet obrázků: 20
Počet tabulek: 13
Počet příloh: 14
- Klíčová slova:** nákladní vůz, vypružení, bezpečnost proti vykolejení
- Keywords:** freight wagon, suspension, safety against derailment
- Anotace:** V rámci dané bakalářské práce je proveden návrh vinutých šroubovitých válcových pružin, které jsou osazeny do podvozku Y25, a umístěny pod lehkým otevřeným nákladním vozem typu Eamnos. Navržené pružiny jsou zkontrolovány dle normy ČSN EN 13906-1. Zároveň je provedena kontrola výšky nárazníků u specifikovaného vozu osazeného navrženými pružinami, a ověřena podmínka bezpečnosti proti vykolejení. V teoretické části je provedena rešerše používaných vozů řady E na evropských železnicích a specifikace standartních pružin, využívaných v podvozcích Y25. Součástí práce je výrobní výkresová dokumentace k navrženým pružinám, jejich silové zatížení a porovnání charakteristik vypružení standartních a navržených pružin.
- Abstract:** Within the Framework of the bachelor thesis, the design of coiled helical cylindrical springs, which are mounted in the bogie Y25, and placed under the light open freight wagon Eamnos. Designed springs are checked according to ČSN EN 13906-1. Simultaneously is checked the height of the buffers at the specified wagon fitted with the designed springs, and the safety condition against derailment is verified. In the theoretical part there is a search of used E-series wagons on European railways and specification of standard springs used in bogies Y25. Part of this thesis is production drawing documentation of designed springs, their force loading and comparison of suspension characteristics of standard and designed springs.
-

Obsah

0. Úvod.....	1
1. Rešerše stávajících provedení.....	2
1.1. Porovnání využívaných vozů řady E.....	2
1.1.1. Eanos – Greenbrier Europe.....	2
1.1.1.1. Popis vozu.....	2
1.1.1.2. Technické specifikace.....	3
1.1.1.3. Typový výkres.....	3
1.1.2. Eamnos – Legios Loco a.s.....	3
1.1.2.1. Popis vozu.....	3
1.1.2.2. Technické specifikace.....	4
1.1.2.3. Typový výkres.....	4
1.1.3. Eas – Tatravagónka a.s.....	4
1.1.3.1. Popis vozu.....	4
1.1.3.2. Technické specifikace.....	4
1.1.3.3. Typový výkres.....	5
1.2. Úvod do vypružení podvozků Y25.....	5
1.3. Současně využívané pružiny podvozků Y25.....	6
2. Návrh vypružení.....	8
2.1. Výchozí podmínky.....	8
2.1.1. Materiál pružin.....	8
2.1.2. Společné vlastnosti.....	9
2.1.3. Data referenčního vozu řady Eas.....	9
2.1.4. Data lehkého vozu řady Eamnos.....	9
2.2. Návrh vnější pružiny.....	9
2.2.1. Tuhost.....	10
2.2.2. Dovolené napětí pro výpočet průměru.....	10
2.2.3. Průměr drátu.....	10
2.2.4. Minimální přípustná délka pružiny.....	11
2.2.4.1. Pevná délka.....	11
2.2.4.2. Součet minimálních mezer mezi sousedními závity.....	11
2.2.5. Délka pružiny v předpruženém stavu.....	11
2.2.6. Volná délka pružiny.....	12
2.2.6.1. Stlačení pružiny při zatížení prázdného vozu.....	12
2.2.7. Vyhodnocení vypočtených rozměrů.....	12

2.2.7.1.	Přepočítané rozměry dle podmínky	12
2.2.8.	Shrnutí podstatných rozměrů vnější pružiny	13
2.3.	Návrh vnitřní pružiny.....	13
2.3.1.	Tuhost.....	13
2.3.2.	Dovolené napětí pro výpočet průměru	13
2.3.3.	Průměr drátu	13
2.3.4.	Volná délka pružiny	14
2.3.5.	Počet závitů	14
2.3.6.	Minimální přípustná délka pružiny	14
2.3.6.1.	Pevná délka	14
2.3.6.2.	Součet minimálních mezer mezi sousedními závity.....	14
2.3.7.	Shrnutí podstatných rozměrů vnitřní pružiny	15
3.	Kontrola navrženého vypružení.....	16
3.1.	Kontrola vnější pružiny.....	16
3.1.1.	Únava pouze v osovém zatížení	16
3.1.1.1.	Součinitel koncentrace napětí.....	16
3.1.2.	Únava s příčným zatížením	17
3.1.2.1.	Příčná síla pružiny.....	17
3.1.2.2.	Maximální torzní napětí.....	18
3.1.2.3.	Maximální korigované torzní napětí.....	18
3.1.3.	Vyhodnocení kontroly.....	18
3.2.	Kontrola vnitřní pružiny	19
3.2.1.	Únava pouze v osovém zatížení	19
3.2.1.1.	Součinitel koncentrace napětí.....	19
3.2.2.	Únava s příčným zatížením	20
3.2.2.1.	Příčná síla pružiny.....	20
3.2.2.2.	Maximální torzní napětí.....	20
3.2.2.3.	Maximální korigované torzní napětí.....	20
3.3.	Vyhodnocení kontroly	20
4.	Kontrola standartního vypružení.....	23
4.1.	Kontrola vnější pružiny.....	23
4.1.1.	Únava pouze v osovém zatížení	23
4.1.1.1.	Součinitel koncentrace napětí.....	23
4.1.2.	Únava s příčným zatížením	23
4.1.2.1.	Příčná síla pružiny.....	23

4.1.2.2.	Maximální torzní napětí.....	24
4.1.2.3.	Maximální korigované torzní napětí.....	24
4.1.3.	Vyhodnocení kontroly.....	24
4.2.	Kontrola vnitřní pružiny	25
4.2.1.	Únava pouze v osovém zatížení	25
4.2.1.1.	Součinitel koncentrace napětí.....	25
4.2.2.	Únava s příčným zatížením	25
4.2.2.1.	Příčná síla pružiny.....	25
4.2.2.2.	Maximální torzní napětí.....	26
4.2.2.3.	Maximální korigované torzní napětí.....	26
4.2.3.	Vyhodnocení kontroly.....	26
4.3.	Shrnutí poznatků.....	28
5.	Kontrola výšky nárazníků	30
6.	Bezpečnost proti vykolejení.....	32
6.1.	Potřebné parametry pro výpočet	32
6.2.	Změna kolové síly na vzdálenosti rozvoru podvozku	32
6.2.1.	Zkušební zkroucení.....	32
6.2.2.	Zkušební převýšení.....	32
6.2.3.	Úhel zkroucení dvojkolí.....	33
6.2.4.	Torzní tuhost uložení dvojkolí v podvozku.....	33
6.2.5.	Torzní tuhost podvozku.....	34
6.2.6.	Změna kolové síly.....	34
6.3.	Změna kolové síly na vzdálenosti otočných čepů	34
6.3.1.	Zkušební zkroucení.....	35
6.3.2.	Zkušební převýšení.....	35
6.3.3.	Úhel natočení dvojkolí dvou podvozků.....	35
6.3.4.	Torzní tuhost kluznic	35
6.3.5.	Torzní tuhost uložení rámu podvozku na dvojkolí.....	35
6.3.6.	Torzní tuhost vozu.....	35
6.3.7.	Změna kolové síly.....	36
6.4.	Svislá kolová síla na vnějším kole.....	36
6.4.1.	Celková změna kolové síly.....	36
6.4.2.	Statická kolová síla	36
6.5.	Poměr vodící síly a svislé kolové síly	36
7.	Závěr	38



Použité zdroje..... 39

Seznam použitých veličin

Označení	Jednotka	Definice veličiny
m_e	kg	Hmotnost prázdného vozu
m_s	kg	Hmotnost odpružených dílů
m_{us}	kg	Hmotnost neodpružených dílů
m_L	kg	Ložná hmotnost vozu
m_{ts}	kg	Celková odpružená hmotnost vozu
i	1	Počet sad vypružení
g	$m \cdot s^{-2}$	Gravitační zrychlení
F_{es}	N	Svislá síla prázdného vozu působící na sadu vypružení
F_{Ls}	N	Svislá síla loženého vozu působící na sadu vypružení
F_{Lsdyn}	N	Svislá síla loženého vozu + 30 % dynamická přírážka působící na sadu vypružení
F_{rch}	N	Svislá síla působící na vnější pružinu ve zlomu charakteristiky vypružení
S_{es}	mm	Průhyb sady pružin při zatížení prázdného vozu
S_{Ls}	mm	Průhyb sady pružin při zatížení loženého vozu
S_{Lsdyn}	mm	Průhyb sady pružin pod loženým vozem s 30 % dynamickou přírážkou
S_{maxAs}	mm	Maximální dovolený průhyb sady pružin
S_{rch}	mm	Průhyb vnější pružiny ve zlomu charakteristiky vypružení
E	$N \cdot mm^{-2}$	Modul pružnosti v tahu
G	$N \cdot mm^{-2}$	Modul pružnosti ve smyku
k_t	$N \cdot mm^{-1}$	Celková tuhost jedné sady pružin ($k_e + k_i$)
k_e	$N \cdot mm^{-1}$	Tuhost vnější pružiny
k_i	$N \cdot mm^{-1}$	Tuhost vnitřní pružiny
k_{te}	$N \cdot mm^{-1}$	Celková tuhost všech vnějších pružin
F_{Le}	N	Síla působící na vnější pružinu při loženém vozu
τ_{Ae}	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené napětí pro výpočet průměru vnější pružiny
d_e	mm	Průměr drátu vnější pružiny
D_e	mm	Střední průměr závitu vnější pružiny
n_e	1	Počet činných závitů vnější pružiny
n_{te}	1	Celkový počet závitů vnější pružiny
L_{ce}	mm	Pevná délka vnější pružiny
S_{ae}	mm	Součet minimálních mezer mezi sousedními závity u vnější pružiny
L_{ne}	mm	Minimální přípustná délka vnější pružiny
L_{1e}	mm	Délka vnější pružiny v předpruženém stavu
S_{1e}	mm	Stlačení vnější pružiny při zatížení prázdného vozu
L_{0e}	mm	Volná délka vnější pružiny
τ_{Ai}	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené napětí pro výpočet průměru vnitřní pružiny
d_i	mm	Průměr drátu vnitřní pružiny
D_i	mm	Střední průměr závitu vnitřní pružiny
n_i	1	Počet činných závitů vnitřní pružiny
n_{ti}	1	Celkový počet závitů vnitřní pružiny
L_{ci}	mm	Pevná délka vnitřní pružiny

S_{ai}	mm	Součet minimálních mezer mezi sousedními závity u vnitřní pružiny
L_{ni}	mm	Minimální přípustná délka vnitřní pružiny
L_{1i}	mm	Délka vnitřní pružiny v předpruženém stavu
S_{1i}	mm	Stlačení vnitřní pružiny při zatížení prázdného vozu
L_{0i}	mm	Volná délka vnitřní pružiny
F_{Bi}	N	Dolní dynamická svislá síla působící na vnitřní pružinu
F_{Ui}	N	Horní dynamická svislá síla působící na vnitřní pružinu
w_i	1	Index vnitřní pružiny (poměr vinutí)
k_{ti}	1	Součinitel koncentrace napětí vnitřní pružiny
τ_{Bi}	$N \cdot mm^{-2}$	Napětí pro dolní dynamickou sílu na vnitřní pružině
τ_{Ui}	$N \cdot mm^{-2}$	Napětí pro horní dynamickou sílu na vnitřní pružině
τ_{Li}	$N \cdot mm^{-2}$	Dynamické napětí na vnitřní pružině u loženého vozu
ξ_i	1	Relativní stlačení vnitřní pružiny
λ_i	1	Štíhlostní poměr vnitřní pružiny
η_i	1	Poměr pružinové konstanty vnitřní pružiny
R_{qi}	$N \cdot mm^{-1}$	Příčná tuhost vnitřní pružiny
S_{Qi}	mm	Příčné stlačení vnitřní pružiny
F_{qi}	N	Příčná síla vnitřní pružiny
S_{8i}	mm	Stlačení vnitřní pružiny v plně zatíženém stavu
L_{8i}	mm	Délka vnitřní pružiny v plně zatíženém stavu
τ_{maxi}	$N \cdot mm^{-2}$	Maximální torzní napětí na vnitřní pružině
τ_{kmaxi}	$N \cdot mm^{-2}$	Maximální korigované torzní napětí na vnitřní pružině
F_{be}	N	Dolní dynamická svislá síla působící na vnější pružinu
F_{ue}	N	Horní dynamická svislá síla působící na vnější pružinu
w_e	1	Index vnější pružiny (poměr vinutí)
k_{te}	1	Součinitel koncentrace napětí vnější pružiny
τ_{Be}	$N \cdot mm^{-2}$	Napětí pro dolní dynamickou sílu na vnější pružině
τ_{Ue}	$N \cdot mm^{-2}$	Napětí pro horní dynamickou sílu na vnější pružině
τ_{Le}	$N \cdot mm^{-2}$	Dynamické napětí na vnější pružině u loženého vozu
ξ_e	1	Relativní stlačení vnější pružiny
λ_e	1	Štíhlostní poměr vnější pružiny
η_e	1	Poměr pružinové konstanty vnější pružiny
R_{qe}	$N \cdot mm^{-1}$	Příčná tuhost vnější pružiny
S_{Qe}	mm	Příčné stlačení vnější pružiny
F_{qe}	N	Příčná síla vnější pružiny
S_{8e}	mm	Stlačení vnější pružiny v plně zatíženém stavu
L_{8e}	mm	Délka vnější pružiny v plně zatíženém stavu
τ_{maxe}	$N \cdot mm^{-2}$	Maximální torzní napětí na vnější pružině
τ_{kmaxe}	$N \cdot mm^{-2}$	Maximální korigované torzní napětí na vnější pružině
h_b	mm	Jmenovitá výška nárazníků
t_b	mm	Dolní tolerance výšky nárazníků
w_w	mm	Opotřebení dvojkolí
w_{sd}	mm	Opotřebení tloušťky závěsného oka
w_{sl}	mm	Opotřebení vnitřní délky závěsného oka
w_p	mm	Opotřebení čepu



w_i	mm	Opotřebení vložky torny
h_{min}	mm	Minimální výška nárazníků loženého vozu při max. dovolených opotřebení dílů
$2a^+$	mm	Rozvor podvozku
$2a^*$	mm	Vzdálenost otočných čepů
$2w_w$	mm	Vzdálenost styčných kružnic kol
$2w_g$	mm	Vzdálenost kluznic v příčném směru
$2w_s$	mm	Vzdálenost středů vypružení
k_g	$N.mm^{-1}$	Tuhost vypružení kluznic
k_t^+	$N.mm.rad^{-1}$	Torzni tuhost podvozku z FEM
k_t^*	$N.mm.rad^{-1}$	Torzni tuhost skříně z FEM
g_{lim}^+	%o	Zkušební zkroucení podvozku
z^+	mm	Zkušební převýšení podvozku
β^+	rad	Úhel zkroucení dvojkolí
k_{td}	$N.mm.rad^{-1}$	Torzni tuhost uložení dvojkolí v podvozku
$k_{t\Sigma}^+$	$N.mm.rad^{-1}$	Torzni tuhost podvozku
ΔQ^+	N	Změna kolové síly na podvozku
g_{lim}^*	%o	Zkušební zkroucení vozu
z^*	mm	Zkušební převýšení vozu
β^*	rad	Úhel natočení dvojkolí 2 podvozků
k_{tg}	$N.mm.rad^{-1}$	Torzni tuhost kluznic
k_{tp}	$N.mm.rad^{-1}$	Torzni tuhost uložení rámu podvozku na dvojkolí
$k_{t\Sigma}^*$	$N.mm.rad^{-1}$	Torzni tuhost vozu
ΔQ^*	N	Změna kolové síly na voze
ΔQ	N	Celková změna kolové síly
Q_0	N	Statická kolová síla
Q_a	N	Svislá kolová síla na vnějším kole
Y_a	N	Vodící síla na vnějším kole

0. Úvod

Již desítky let je známo, že bez vypružení kolejových vozů by byla přeprava po železnici prakticky nereálná. Proto je na každém voze aplikován určitý druh vypružení.

Na začátku sedmdesátých let se začal používat u nákladních vozů dvounápravový svařovaný podvozek Y25, který byl navržen pro vůz o jmenovité hmotnosti 20 tun v prázdném stavu. Vypružení u tohoto typu podvozku mají na starost vinuté šroubovité válcové pružiny, které jsou v sadě (vnitřní a vnější) aplikovány vždy po čtyřech sadách na jedno dvojkolí. Tato koncepce podvozku s určitým vývojevým pokrokem se dochovala až do současnosti.

V poslední době je trendem snižovat vlastní hmotnost vozů až k limitům 16 tun u čtyřnápravového vozu na úkor vyšší ložné hmotnosti. Ovšem standartní vypružení, zabudované v podvozku Y25, bylo navrženo pro vozy o hmotnosti přibližně 24 tun v prázdném stavu (odpovídá Eas, Falls, Zaes z dané doby). A tak je patrné, že u vozů s nižší vlastní hmotností není vypružení zcela odpovídající tomu, jak bylo zamýšleno při samotném vývoji.

Z toho důvodu, je motivem této bakalářské práce navrhnout vypružení pro lehký nákladní vůz řady Eamnos s hmotností 18 tun v prázdném stavu. Dané vypružení by mělo vlastnostmi co nejvíce odpovídat standartnímu vypružení, zabudovanému do podvozku Y25 a zavázaného pod stále využívaným reprezentantem nákladních vozů IV. epochy, tedy otevřeným vysokostěnným vozem řady Eas s hmotností 23 tun v prázdném stavu.

Nedílnou součástí této práce je kontrola navržených pružin dle ČSN EN 13906-1, kontrola výšky nárazníků, při aplikaci navrženého vypružení pod vůz řady Eamnos a ověření jeho bezpečnosti proti vykolejení.

Cílem celé práce je zamyšlení se nad tím, zda by nemělo svůj význam opustit zásadu jednotného vypružení a osazovat určité typy nákladních železničních vozů, např. ty s nízkou vlastní hmotností, specifickým vypružením dimenzovaným přesně pro jejich potřeby.

1. Rešerše stávajících provedení

1.1. Porovnání využívaných vozů řady E

Na současném trhu s železničními nákladními vysokostěnnými vozy se objevují různé typy spadající do řady E. Jedná se především o vozy Eas, Eanos a Eamnos.

Tyto vozy jsou charakterizovány jednoduchou konstrukcí skříně ve tvaru kvádrů. Bočnice jsou vybaveny dveřmi v provedení jednokřídlé anebo dvoukřídlé, přičemž jednokřídlé bývají převážně malých rozměrů a určeny pouze jako servisní, tedy pro čištění vnitřního prostoru. Dvoukřídlé dveře jsou využívány pro nakládku a vykládku za pomoci vysokozdvíhacího vozíku a podobným manipulačním zařízení.

Vozy řady E se využívají pro převoz sypkého materiálu (uhlí, koks, štěrk, písek apod.), šrotu, nebo kusového zboží (dřevo, palety atd.).

Největší předností daných vozů je nízká cena, široká využitelnost a jednoduchá oprava. Nevýhodou je však to, že nedisponují krytím převážených zásilek, tudíž zboží nesmí vyžadovat ochranu proti povětrnostním podmínkám. V poslední době se však rozmáhá tyto vozy osazovat posuvnou střechou, především z plachet, čímž dochází ke změně řady z E na T (např. Tamns). Tyto vozy představují vhodnou volbu při potřebě chránit převážené zboží před povětrností nebo naopak ochránit okolí před možností vylétávání naloženého materiálu z vozů, což je aktuální téma u převozu popílku z uhelných elektráren na území Německa.

Jelikož se jedná o poměrně starou koncepci, existují v mnoha variantách. Od krátkého provedení (kolem 10 metrů) až po dlouhé (přibližně 14,5 metrů), s podlahou ať už z běžné či otěruvzdorné oceli různých tlouštěk (většinou 6 nebo 8 milimetrů) anebo s již zmíněnými jednokřídlými či dvoukřídlými dveřmi.

1.1.1. Eanos – Greenbrier Europe

Jeden z největších vozů řady E vyrábí americká společnost Greenbrier Europe, která vyrábí nákladní vozy ve výrobních závodech bývalých společností Wagony Świdnica a AstraRail. [1]

1.1.1.1. Popis vozu

Jedná se o větší otevřený vůz, který je osazen dvěma podvozků typu Y25 v provedení s čelníky a oboustrannou špalíkovou brzdou. Vůz může být naložen horním otvorem skříně nebo skrz dvojité skříňové dveře, které jsou situovány v prostoru nad podvozků.

Vykládat převážený materiál je možné i za pomoci bočního rotačního výklopníku. [2]

1.1.1.2. Technické specifikace

Rozchod	1435 mm
Vlastní hmotnost	24,0 t
Ložná hmotnost	66,0 t
Max. hmotnost na nápravu	22,5 t
Max. rychlost (ložený/prázdný)	100/120 km/h
Ložná plocha	39,4 m ²
Tloušťka podlahy	6 mm
Typ podvozku	Y25Ls1-K

Tab. 1: Technická data Eanos 82,5 m³ [2]

1.1.1.3. Typový výkres



Obr. 1: Typový výkres Eanos 82,5 m³ [2]

1.1.2. Eamnos – Legios Loco a.s.

Opakem vozu Eanos 82,5 m³ od Greenbrier Europe je vůz Eamnos 60 m³. Jedná se tedy o jeden z nejkratších vozů této řady, který vyvinula česká společnost Legios Loco a.s. na začátku letošního roku.

1.1.2.1. Popis vozu

Tento vůz je určený jak pro sypké a kusové zboží, tak i pro šrot, kvůli kterému je zabudována zpevněná podlaha s tloušťkou 8 mm.

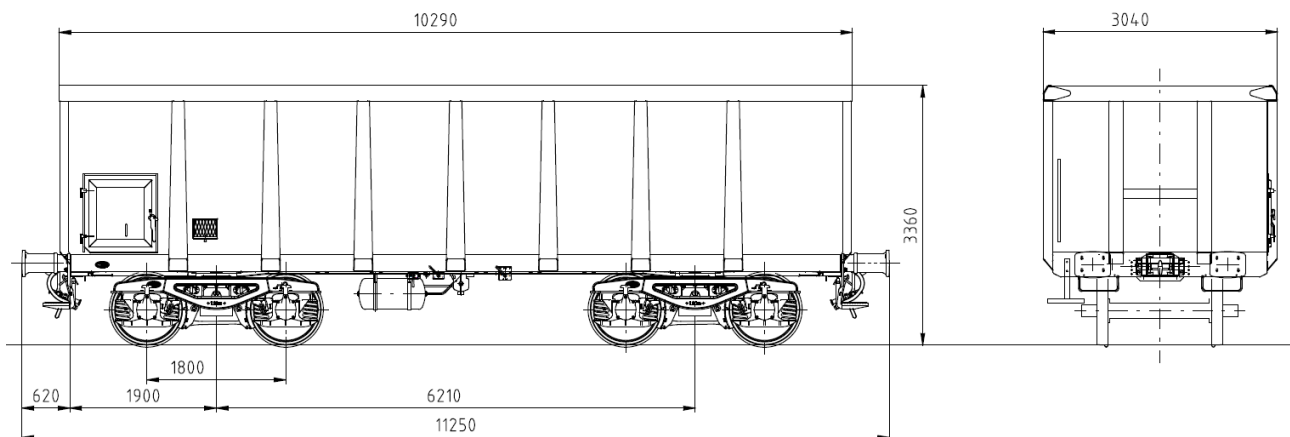
Vůz disponuje malými servisními dveřmi, a tak je dimenzován pro vykládku převáženého materiálu v rotačních výklopnících nebo horním otvorem ve skříni.

1.1.2.2. Technické specifikace

Rozchod	1435 mm
Vlastní hmotnost	19,0 t
Ložná hmotnost	71,0 t
Max. hmotnost na nápravu	22,5 t
Max. rychlost (ložený/prázdný)	100/120 km/h
Ložná plocha	27,8 m ²
Ložný objem	60,0 m ³
Tloušťka podlahy	8 mm
Typ podvozku	Y25Lsd

Tab. 2: Technická data Eamnos 60 m³ [3]

1.1.2.3. Typový výkres



Obr. 2: Typový výkres Eamnos 60 m³ [3]

1.1.3. Eas – Tatravagónka a.s.

Stále nejběžnějším vozem na evropských železnicích je provedení, reprezentované např. vozem Eas 72 m³, vyráběným na přelomu sedmdesátých a osmdesátých let 20. století slovenskou firmou Tatravagónka a.s. [4]

1.1.3.1. Popis vozu

Daný vůz je vybaven odnímatelnými čelními klapkami a dvěma dvoukřídlími dveřmi, přes které lze přepravované zboží nakládat.

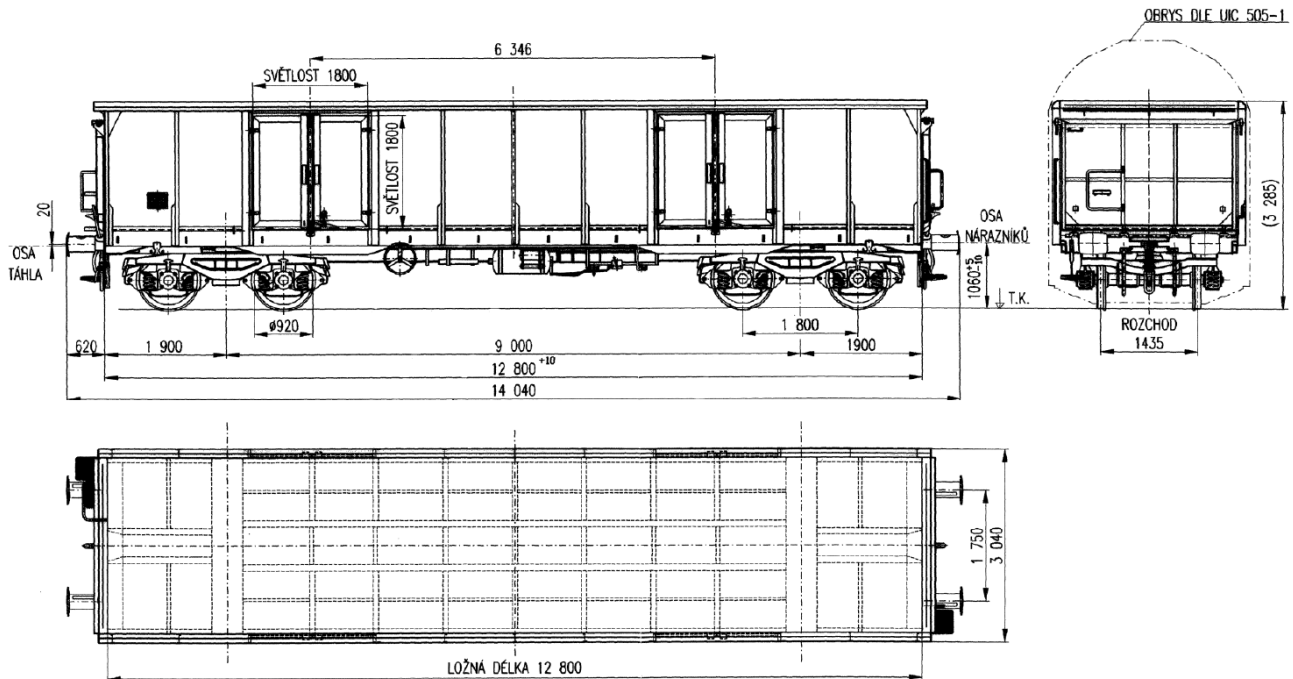
Vůz je možné vykládat i za pomoci čelního nebo rotačního výklopníku. [5]

1.1.3.2. Technické specifikace

Rozchod	1435 mm
Vlastní hmotnost	23,0 t
Ložná hmotnost	56,0 t
Max. hmotnost na nápravu	20,0 t
Max. rychlost (ložený/prázdný)	90/120 km/h
Ložná plocha	36,0 m ²
Ložný objem	72,0 m ³
Tloušťka podlahy	6 mm
Typ podvozku	Y25Cs

Tab. 3: Technická data Eas 72 m³ [4]

1.1.3.3. Typový výkres



Obr. 3: Typový výkres Eas 72 m³ [5]

1.2. Úvod do vypružení podvozků Y25

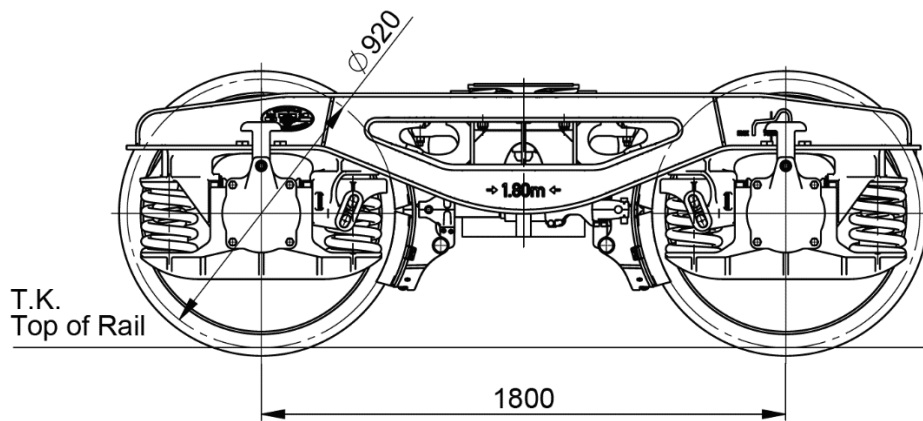
Vypružení je nedílnou součástí každého vozu, bez kterého by nebylo možné bezpečně a spolehlivě převážet daný náklad.

Je mnoho důvodů, proč je zapotřebí osazovat vozy vypružením, jako např.: bezpečná jízda po zborcené koleji (vzestupnice); potlačení dynamických účinků vznikajících při jízdě po reálné trati mezi vozem a kolejí; snížení rázů, ke kterým dochází při sestavování vlaků a změnách rychlosti, mezi jednotlivými vozy; docílení rovnoměrného zatížení všech kol pojezdu; apod. [6]

Z těchto a dalších důvodů, je zapotřebí vypružit vůz ve svislém, podélném a v příčném směru. Vypružení v příčném směru se aplikuje z důvodu příčné vazby dvojkolí s kolejí a účinků na skříň vozu, které vyvolávají vlnivé pohyby dvojkolí vůči koleji. [6]

Jelikož se dále budu zabírat pouze vypružením podvozku Y25, kterým jsou osazeny všechny vozy uvedené v kapitole 1.1, budu se věnovat pouze vypružení ve svislém směru. Určité pružení v příčném a podélném směru umožňuje konstrukce vinutých pružin, kterými je osazen podvozek Y25 v rámci vůlí, jenž vymezuje vedení ložiskových skříní v rozsochách. Pohyby vypružení jsou v krajních polohách omezeny dorazy.

Tlumení pohybu vozu vůči dvojkolí zajišťuje třecí tlumič, který je integrální součástí uzlu vedení vypružení.



Obr. 4: Provedení podvozku Y25 bez čelníků s jednostrannou špalíkovou brzdou [3]

Proto, aby byla tuhost svislého vypružení správně navržena, je zapotřebí se držet určitých předpokladů [6]:

- Ohled na dovolenou výšku nárazníků – Dle nařízení Evropské Komise č. 321/2013 zde dne 13. března 2013 [7] (TSI WAG) je nutné, aby minimální výška nárazníků, ke které dochází po opotřebení dvojkolí a dalších částí vozů, které mají na výšku nárazníků vliv, nedosahovala rozměru menšího, než je 940 mm. Naopak maximální rozměr je omezen hodnotou 1065 mm.
- Vliv vlastní frekvence svislého kmitání – Díky nerovnostem koleje a rychlosti jízdy vznikají kmity, které je zapotřebí tlumit. Jelikož se budící kmity nejpravděpodobněji vyskytují v nadrezonanční oblasti, je zásadní, aby výsledná vlastní frekvence svislého kmitání byla, pokud možno co nejnižší.
- Vyhovění podmínce bezpečnosti proti vykolejení – Vlivem tuhosti vypružení nesmí ani za nejméně příhodných podmínek úseku koleje dojít k překročení kvazistatického rozdílu, vznikajícího v zatížení kol u jednoho dvojkolí, který je udán v normě ČSN EN 14363.

Hlavními částmi vypružení jsou pružiny a tlumiče. Pružiny jsou nejčastěji u nákladních vozů využívány listové, tedy tzv. pružnice, šroubovitě tlačné anebo pryžové. V této práci se zaměřím na šroubovitě válcové pružiny, neboť právě ony jsou používány ve standartních podvozcích Y25.

Šroubovitě pružiny jsou hojně využívány z toho důvodu, neboť představují nejideálnější ocelový pružící prvek, který dosahuje výhodných parametrů (hmotnost, rozměry), a přitom jejich výroba není nikterak náročná, a tudíž není nákladná. Avšak z důvodů, že nedokáží pohlcovat energii kmitů vypružených dílů, musí být na podvozek instalovány spolu s tlumiči. [6]

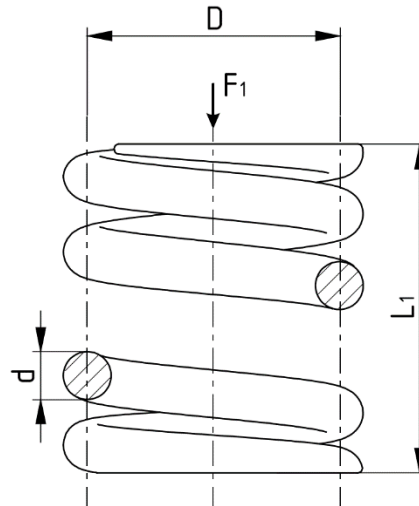
Vzhledem k velkému rozdílu mezi hmotností plně loženého a prázdného vozu se využívá lomená charakteristika vypružení, které se dosahuje seskupením dvou pružin (vnitřní a vnější) do sady. U takto soustředěných pružin je zapotřebí, aby byly jednotlivé pružiny při maximálním zatížení namáhány přibližně stejně.

1.3. Současně využívané pružiny podvozků Y25

V dnešní době se standardně využívá dvojkolí s únosností 22,5t. Pro podvozky Y25 a jejich odvozeniny s takto osazenými nápravami, jsou dimenzovány šroubové válcové pružiny s těmito rozměry:

Číslo výkresu	D [mm]	d [mm]	L_0 [mm]	L_1 [mm]
2 Fwg 696.0.02.023.001 UIC/ORE 200 M1342 0020	90,0	24,4	234±2	-
2 Fwg 696.0.02.023.002 UIC/ORE 200 M1342 0019	163,0	31,0	260	+1 242 - 3

Tab. 4: Současné pružiny v Y25 [8]



Obr. 5: Schéma pružiny k Tab. 4 [8]

Kde D ... Střední průměr závitu L_0 ... Délka pružiny v nezatíženém stavu
 d ... Průměr drátu L_1 ... Délka pružiny v předpruženém stavu

Tyto pružiny jsou vinuty za tepla a jejich konce jsou zbroušeny do roviny. [9]

2. Návrh vypružení

Při návrhu pružin budu vycházet z normy ČSN EN 13906-1.

2.1. Výchozí podmínky

Pro návrh vypružení vozu o hmotnosti 18 t v prázdném stavu vycházím ze znalostí používaných pružin u standardních podvozků Y25. Tyto pružiny byly navrženy pro vůz o hmotnosti 20 t a jejich veškeré vlastnosti jsou na výrobních výkresech (viz Příloha 2 a 3).

Jako referenční vůz, a tím myslím jeho vlastnosti (značím dolním indexem „p“), použiji nejběžnější vůz řady E na českých železnicích, a to v bodě 1.1.3 zmíněný Eas s hmotností 23 t v prázdném stavu od Tatravagónky a.s.

Pozn.: Lehký vůz, na který budu navrhovat vypružení, budu značit jako vůz 18 t.
Referenční vůz budu dále v textu značit i jako vůz 23 t.

Hlavní výchozí početní podmínkou je u prázdného 18 t vozu zachování stejné vlastní frekvence houpání, jako je u prázdného 23 t vozu, která činí:

$$f_p \stackrel{!}{=} f = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{tep}}{m_{sp}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{i \cdot k_{ep}}{m_{sp}}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 508}{17,8}} = 3,4 \text{ Hz}$$

Pozn.: Hmotnost odpružených dílů referenčního vozu m_{sp} je uvedena v Tab. 7.

Dále se budu držet toho, že navrhují pružiny, které mají být použity u standardně používaných podvozků Y25. Z toho plyne omezení v určitých zástavbových rozměrech. Z toho důvodu setrvám na rozměrech:

- Délka vnější pružiny v předpruženém stavu
- Volná délka vnitřní pružiny
- Střední průměr pružin v toleranci mezi vedením vnější a vedením vnitřní pružiny (odpovídá rozměrům ložiskové skříně a rozsochy)

2.1.1. Materiál pružin

Vzhledem k dlouhodobému využívání materiálu dosavadních pružin, a jeho rozšířenosti ve výrobních pružinářských závodech, použiji stejný materiál.

Jedná se o legovanou Chrom-Vanadovou ocel k zušlechťování 50CrV4, neboli dle českého ekvivalentu 15 260. [Příloha 2 a 3] [10]

Mechanické vlastnosti oceli pro rozměr 17–40 mm		
Mez kluzu R_e min	800	MPa
Mez pevnosti R_m	1000–1200	MPa
Modul pružnosti v tahu E	215,7	GPa
Modul pružnosti ve smyku G	83,3	GPa
Normalizační žíhání	840–880	°C
Kalení	820–860	°C

Tab. 5: Mechanické vlastnosti materiálu pružin v zušlechťovaném stavu [10]

2.1.2. Společné vlastnosti

Název	Značka	Hodnota
Počet sad vypružení na voze	i	16
Gravitační zrychlení	g	$9,81 \text{ m.s}^{-1}$
Maximální dovolený průhyb sady pružin	$S_{\max As}$	77,7 mm
Stlačení vnější pružiny ve zlomu charakteristiky vypružení	S_{rch}	26 mm

Tab. 6: Společné vlastnosti [3]

2.1.3. Data referenčního vozu řady Eas

Název	Značka	Vzorec	Hodnota
Hmotnost prázdného vozu	m_{ep}		23 t
Hmotnost neodpružených dílů	m_{usp}		5,2 t
Hmotnost odpružených dílů	m_{sp}	$m_{ep} - m_{usp}$	17,8 t
Ložná hmotnost vozu	m_{Lp}		67 t
Celková odpružená hmotnost vozu	m_{tsp}	$m_{sp} + m_{Lp}$	84,8 t
Svislá síla prázdného vozu působící na sadu vypružení	F_{esp}	$\frac{m_{sp} \cdot g}{i}$	10,9 kN
Svislá síla loženého vozu působící na sadu vypružení	F_{Lsp}	$\frac{m_{tsp} \cdot g}{i}$	52,0 kN
Svislá síla loženého vozu + 30 % dynamická přírážka působící na sadu vypružení	F_{Lsdynp}	$1,3 \cdot F_{Lsp}$	67,6 kN
Stlačení sady pružin při zatížení prázdného vozu	S_{esp}		21,5 mm
Stlačení sady pružin při zatížení loženého vozu	S_{Lsp}	viz Příloha 4	55,1 mm
Stlačení sady pružin pod loženým vozem s 30 % dynamickou přírážkou	S_{Lsdynp}		66,9 mm

Tab. 7: Data 23 t vozu

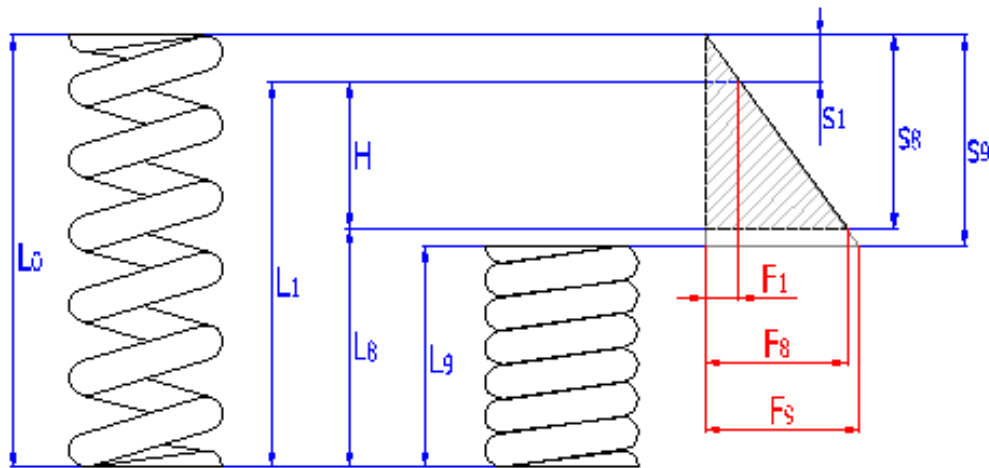
2.1.4. Data lehkého vozu řady Eamnos

Název	Značka	Vzorec	Hodnota
Hmotnost prázdného vozu	m_e		18 t
Hmotnost neodpružených dílů	m_{us}		5,2 t
Hmotnost odpružených dílů	m_s	$m_e - m_{us}$	12,8 t
Ložná hmotnost vozu	m_L		72 t
Celková odpružená hmotnost vozu	m_{ts}	$m_s + m_L$	84,8 t
Svislá síla prázdného vozu působící na sadu vypružení	F_{es}	$\frac{m_s \cdot g}{i}$	7,9 kN
Svislá síla loženého vozu působící na sadu vypružení	F_{Ls}	$\frac{m_{ts} \cdot g}{i}$	52,0 kN
Svislá síla loženého vozu + 30 % dynamická přírážka působící na sadu vypružení	F_{Lsdyn}	$1,3 \cdot F_{Ls}$	67,6 kN

Tab. 8: Data 18 t vozu

2.2. Návrh vnější pružiny

Nejdříve je na místě zobrazit jednotlivé stavy zatížení pružiny, a od nich odvozené délky a stlačení.



Obr. 6: Obecné schéma pružiny [11]

2.2.1. Tuhost

Rozepsáním podmínky zachování rovnosti frekvencí prázdného 23 t vozu a prázdného 18 t vozu lze vyjádřit tuhost vnější pružiny:

$$f_p \stackrel{!}{=} f \rightarrow \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{i \cdot k_{ep}}{m_{sp}}} \stackrel{!}{=} \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{i \cdot k_e}{m_s}} \rightarrow k_e = \frac{m_s}{m_{sp}} \cdot k_{ep} = \frac{12,8}{17,8} \cdot 508 = 365 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

2.2.2. Dovolené napětí pro výpočet průměru

Jelikož je z principu nemožné, aby norma ČSN EN 13906-1 uváděla dovolené napětí v krutu, podle kterého by šlo navrhnout průměr drátu pružiny, vyjdu ze standartních pružin. Vypočítám napětí, které vzniká ve vnější standartní pružině, která je zatížena loženým referenčním vozem, a nazvu ho pro své potřeby jako dovolené napětí.

$$\tau_{Ae} = \frac{8 \cdot F_{Lep} \cdot D_{ep}}{\pi \cdot d_{ep}^3} = \frac{8 \cdot 28 \cdot 1000 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 390 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Síla působící na vnější pružinu při loženém vozem $F_{Lep} = 28,0 \text{ kN}$ je odečtena z grafu viz Příloha 5.

Po pátrání v dalších literaturách jsem našel, že dovolené napětí v krutu u pružin z materiálu drátu 15 260 lze přibližně určit jako:

$$\tau_{Dk} = 0,5 \cdot \sigma_{Pt} = 0,5 \cdot 1200 = 600 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} [12],$$

což je více, než vychází výpočtem z používaných pružin. Tudíž mohu velmi přibližně říci, že navržené dovolené napětí lze použít pro výpočet.

2.2.3. Průměr drátu

Výpočet průměru drátu d_e vychází z pevnostní podmínky. Jeho rozměr je postupně volen po 0,1 mm (cyklus), než hodnota výsledného napětí τ_{Le} se co nejvíce přibližuje napětí dovolenému τ_{Ae} .

$$\tau_{Le} = \frac{8 \cdot D_e' \cdot F_{Le}}{\pi \cdot d_e} = \frac{8 \cdot (D_{ep} + d_{ep} - d_e) \cdot F_{Le}}{\pi \cdot d_e} \leq \tau_{Ae} \rightarrow \text{při dosazení } d_e = 28,2 \text{ mm vychází podmínka } (386,9 \leq 390,0) \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Pozn.: Síla působící na vnější pružinu při loženém vozu $F_{Le} = 20,6 \text{ kN}$ je odečtena z grafu viz Příloha 8.

$$\begin{aligned} \text{Střední průměr závitu } D'_e &= D_{ep} + d_{ep} - d_e = 163 + 31 - 28,2 = 165,8 \text{ mm} \\ &\rightarrow \text{Volím } D_e = 166 \text{ mm.} \end{aligned}$$

2.2.4. Minimální přípustná délka pružiny

Jedná se o součet tzv. pevné délky a součtu minimálních mezer mezi sousedními aktivními závity.

$$L_{ne} = L_{ce} + S_{ae} = 146,6 + 15,5 = 162,1 \text{ mm}$$

2.2.4.1. Pevná délka

Pevnou délkou se označuje výška pružiny v mezním stavu, tedy výška pružiny, při které sousední závity na sebe přímo dosedají a nevznikají mezi nimi žádné mezery.

Dle Obr. 6 odpovídá rozměru L_8 .

Je tedy přímo odvozená od počtu závitů, které je třeba před výpočtem samotné pevné délky určit.

$$\text{Počet činných závitů: } n'_e = \frac{G \cdot d_e^4}{8 \cdot k_e \cdot D_e^3} = \frac{83300 \cdot 28,2^4}{8 \cdot 365 \cdot 166^3} = 3,9 \rightarrow \text{Volím } n_e = 4.$$

$$\text{Celkový počet závitů: } n_{te} = n_e + 1,5 = 4 + 1,5 = 5,5.$$

$$L_{ce} \leq (n_{te} - 0,3) \cdot d_{emax} = (5,5 - 0,3) \cdot 28,2 = 146,6 \text{ mm}$$

Pozn.: V ČSN EN 13906-1 je uveden průměr d_{emax} , kterým se myslí průměr drátu pružiny s přičtenou horní tolerancí rozměru. Jelikož však v této práci neuvažují určení všech potřebných rozměrů pro výrobu, dovolím si zaměnit tento rozměr za jemnovitý průměr drátu pružiny d_e .

2.2.4.2. Součet minimálních mezer mezi sousedními závity

Tento rozměr je dán jednoduchým vztahem mezi počtem činných závitů, středním průměrem závitu a průměrem drátu pružiny.

$$S_{ae} = 0,02 \cdot n_e \cdot (D_e + d_e) = 0,02 \cdot 4 \cdot (166 + 28,2) = 15,5 \text{ mm}$$

2.2.5. Délka pružiny v předpruženém stavu

Tato délka pružiny je prakticky měřitelná při jejím zatížení prázdným vozem. Pro její výpočet je tedy nutné použít rozdílu hodnot dosednutí na doraz s_{maxAs} a stlačení prázdným vozem s_{es} z diagramu viz Příloha 7.

Jedná se o nejdůležitější rozměr z hlediska zástavby v podvozku a tím pádem jediný tolerovaný rozměr délky pružiny.

$$L_{1e} = L_{ne} + (s_{maxAs} - s_{es}) = 162,2 + (77,7 - 21,5) = 218,4 \text{ mm}$$

2.2.6. Volná délka pružiny

Volná délka pružiny je taková délka, kterou je možné naměřit na nezatížené, nenamontované, nové pružině.

V případě vnější pružiny, je tento rozměr méně podstatný pro zástavbu pružiny do podvozku, a proto je netolerovaný.

$$L_{0e} = L_{1e} + s_{1e} = 218,4 + 21,5 = 239,9 \text{ mm}$$

2.2.6.1. Stlačení pružiny při zatížení prázdného vozu

Toto stlačení je definované silou, kterou vyvodí zatížení vnější pružiny prázdným vozem. Tato síla se dále nedělí na zatížení vnější a vnitřní pružiny, jelikož při pohledu na diagram viz Příloha 7 je patrné, že při takovémto zatížení nedochází k přechodu nad lom charakteristiky vypružení vozu.

$$s_{1e} = \frac{F_{es}}{k_e} = \frac{7,9 \cdot 1000}{365} = 21,5 \text{ mm}$$

2.2.7. Vyhodnocení vypočtených rozměrů

Jelikož jsem na začátku definoval podmínku, že nově navržené pružiny se musejí vejít do zástavbových rozměrů standartních ložiskových skříní, je patrné, že tolerovaný rozměr délky pružiny v předpruženém stavu není shodný s rozměrem předlohové pružiny. Neplatí tedy podmínka $L_{1e} \stackrel{!}{=} L_{1ep} = 242 \text{ mm}$ viz Příloha 2.

Z toho důvodu je nutné vyjádřit nový počet činných závitů, který je odvozen z definovaného rozměru délky pružiny v předpruženém stavu a následně přepočítat veškeré délkové rozměry pružiny.

Tato úprava má za cíl změnit hodnotu délky pružiny v předpruženém stavu, a splnit tím tak podmínku $L_{1e} = L_{1ep} = 242 \text{ mm}$.

$$L_{1e} = L_{ne} + (s_{maxAs} - s_{es}) = L_{ce} + S_{ae} + (s_{maxAs} - s_{es})$$

$$L_{ce} \leq (n_{te} - 0,3) \cdot d_{emax} = (n_e + 1,5 - 0,3) \cdot d_e = (n_e + 1,2) \cdot d_e = n_e \cdot d_e + 1,2 \cdot d_e$$

$$S_{ae} = 0,02 \cdot n_e \cdot (D_e + d_e) = 0,02 \cdot n_e \cdot D_e + 0,02 \cdot n_e \cdot d_e$$

$$L_{1e} = n_e \cdot d_e + 1,2 \cdot d_e + 0,02 \cdot n_e \cdot D_e + 0,02 \cdot n_e \cdot d_e + s_{maxAs} - s_{es} = n_e \cdot (d_e + 0,02 \cdot D_e + 0,02 \cdot d_e) + 1,2 \cdot d_e + s_{maxAs} - s_{es}$$

$$\rightarrow n'_e = \frac{L_{1e} - 1,2 \cdot d_e - s_{maxAs} + s_{es}}{1,02 \cdot d_e + 0,02 \cdot D_e} = \frac{242 - 1,2 \cdot 28,2 - 77,7 + 21,5}{1,02 \cdot 28,2 + 0,02 \cdot 166} = 4,7 \rightarrow \text{Volím } n_e = 4,7.$$

Pozn.: Počet činných závitů n_e stoupl ze 4, které byli vypočteny z modulu pružnosti ve smyku daného materiálu, na 4,7 což nahrává tomu, že by navržená pružina měla lépe vyhovovat kontrole, která je provedena v kapitole 3.1.

2.2.7.1. Přepočítané rozměry dle podmínky

$$\text{Celkový počet závitů: } n_{te} = n_e + 1,5 = 4,7 + 1,5 = 6,2$$

$$\text{Pevná délka pružiny: } L_{ce} \leq (n_{te} - 0,3) \cdot d_e = (6,2 - 0,3) \cdot 28,2 = 166,4 \text{ mm}$$

$$\text{Součet min. mezer mezi závitů: } S_{ae} = 0,02 \cdot n_e \cdot (D_e + d_e) = 0,02 \cdot 4,7 \cdot (166 + 28,2) = 18,3 \text{ mm}$$

$$\text{Minimální přípustná délka pružiny: } L_{ne} = L_{ce} + S_{ae} = 166,4 + 18,3 = 184,7 \text{ mm}$$

$$\text{Délka pružiny ve volném stavu: } L_{0e} = L_{1e} + s_{1e} = 242 + 21,5 = 263,5 \text{ mm}$$

2.2.8. Shrnutí podstatných rozměrů vnější pružiny

Název	Značka	Hodnota
Tuhost pružiny	k_e	$365 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
Průměr drátu	d_e	28,2 mm
Střední průměr závitu	D_e	166 mm
Počet činných závitů	n_e	4,7
Celkový počet závitů	n_{te}	6,2
Délka pružiny v předpruženém stavu	L_{1e}	242 mm
Volná délka pružiny	L_{0e}	263,5 mm

Tab. 9: Parametry navržené vnější pružiny

2.3. Návrh vnitřní pružiny

2.3.1. Tuhost

Pro určení tuhosti vnitřní pružiny k_i je zapotřebí znát celkovou tuhost jedné sady pružin k_t . Ta vznikne při zachování stlačení vnější pružiny ve zlomu charakteristiky s_{rch} (konstrukční záležitost) a bodu, ve kterém se spojuje původní charakteristika celkové tuhosti k_{ip} a hodnota maximálního dovoleného průhybu sady pružin s_{maxAs} . Číselně ji určím z diagramu, viz Příloha 7, za pomoci např. svislé síly loženého vozu působící na sadu vypružení F_{LS} a tomu odpovídajícímu průhybu s_{LS} .

$$k_t = \frac{F_{LS} - F_{rch}}{s_{LS} - s_{rch}} = \frac{52,0 - 9,5}{56,3 - 26} = 1404 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Jelikož jsou pružiny (vnější a vnitřní) řazeny paralelně, je při znalosti celkové tuhosti jedné sady pružin možné určit tuhost pružiny vnitřní prostým rozdílem:

$$k_i = k_t - k_e = 1404 - 365 = 1039 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

2.3.2. Dovolené napětí pro výpočet průměru

Obdobně, jako u výpočtu vnější pružiny je zapotřebí určit dovolené napětí pro výpočet průměru drátu pružiny. Toto napětí určím jako takové, které vzniká ve vnitřní standartní pružině, která je zatížena loženým referenčním vozem.

$$\tau_{Ai} = \frac{8 \cdot F_{Lip} \cdot D_{ip}}{\pi \cdot d_{ip}^3} = \frac{8 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot 90}{\pi \cdot 24,4^3} = 378,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozem $F_{Lip} = 24,0 \text{ kN}$ je odečtena z grafu viz Příloha 5.

2.3.3. Průměr drátu

$$\tau_{Li} = \frac{8 \cdot D_i' \cdot F_{Li}}{\pi \cdot d_i} = \frac{8 \cdot (D_{ip} + d_{ip} - d_i) \cdot F_{Li}}{\pi \cdot d_i} \leq \tau_{Ai} \rightarrow \text{při dosazení } d_i = 26,5 \text{ mm vychází podmínka } (378,3 \leq 378,8) \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Pozn.: Síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozu $F_{Li} = 31,5 \text{ kN}$ je odečtena z grafu viz Příloha 8.

$$\text{Střední průměr závitu } D_i' = D_{ip} + d_{ip} - d_i = 90 + 24,4 - 26,5 = 87,9 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \text{Volím } D_i = 88 \text{ mm.}$$

2.3.4. Volná délka pružiny

Ze zástavbových rozměrů v podvozku Y25, přesněji z rozměrů mezi rozsochou a ložiskovou skříňí je prakticky definován rozměr, který by měl odpovídat volné délce vnitřní pružiny.

Tento rozměr byl brán v potaz při určování volné délky vnitřní stávající pružiny, a tím pádem mohu definovat rovnost mezi volnou délkou standartní a navržené pružiny $L_{0i} \stackrel{!}{=} L_{0ip} = 234 \text{ mm}$ viz Příloha 3.

Tento rozměr je nejdůležitější délkový rozměr dané pružiny pro zástavbu do podvozku Y25, a tak je třeba jej otolerovat.

2.3.5. Počet závitů

Jelikož je definována volná délka pružiny jako první, je třeba z ní odvodit počet činných závitů.

$$L_{0i} = L_{1i} + s_{1i} = L_{ni} + (s_{maxAs} - s_{rch}) + s_{1i} = L_{ci} + S_{ai} + (s_{maxAs} - s_{rch}) + s_{1i}$$

$$L_{ci} \leq (n_{ti} - 0,3) \cdot d_{imax} = (n_i + 1,5 - 0,3) \cdot d_i = (n_i + 1,2) \cdot d_i = n_i \cdot d_i + 1,2 \cdot d_i$$

$$S_{ai} = 0,02 \cdot n_i \cdot (D_i + d_i) = 0,02 \cdot n_i \cdot D_i + 0,02 \cdot n_i \cdot d_i$$

$$L_{0i} = n_i \cdot d_i + 1,2 \cdot d_i + 0,02 \cdot n_i \cdot D_i + 0,02 \cdot n_i \cdot d_i + (s_{maxAs} - s_{rch}) + s_{1i} = n_i \cdot (d_i + 0,02 \cdot D_i + 0,02 \cdot d_i) + 1,2 \cdot d_i + (s_{maxAs} - s_{rch}) + s_{1i}$$

$$\rightarrow n_i' = \frac{L_{0i} - 1,2 \cdot d_i - (s_{maxAs} - s_{rch}) - s_{1i}}{1,02 \cdot d_i + 0,02 \cdot D_i} = \frac{234 - 1,2 \cdot 26,5 - (77,7 - 26) - 0}{1,02 \cdot 26,5 + 0,02 \cdot 88} = 5,2 \rightarrow \text{Volím } n_i = 5,2.$$

Z počtu činných závitů lze nyní vypočítat celkový počet závitů, přičemž počet závěrných závitů je 1,5.

$$n_{ti} = n_i + 1,5 = 5,2 + 1,5 = 6,7$$

Pozn.: Vnitřní pružina nenabývá předpruženého stavu, neboť se zapojuje do chodu až ve zlomu charakteristiky vypružení (viz Příloha 7), a to ve stavu volné délky. Proto je stlačení $s_{1i} = 0$.

2.3.6. Minimální přípustná délka pružiny

$$L_{ni} = L_{ci} + S_{ai} = 169,6 + 11,9 = 181,5 \text{ mm}$$

2.3.6.1. Pevná délka

$$L_{ci} \leq (n_{ti} - 0,3) \cdot d_{imax} = (6,7 - 0,3) \cdot 26,5 = 169,6 \text{ mm}$$

2.3.6.2. Součet minimálních mezer mezi sousedními závit

$$S_{ai} = 0,02 \cdot n_i \cdot (D_i + d_i) = 0,02 \cdot 5,2 \cdot (88 + 26,5) = 11,9 \text{ mm}$$

2.3.7. Shrnutí podstatných rozměrů vnitřní pružiny

Název	Značka	Hodnota
Tuhost pružiny	k_i	1039 N.mm ⁻¹
Průměr drátu	d_i	26,5 mm
Střední průměr závitů	D_i	88 mm
Počet činných závitů	n_i	5,2
Celkový počet závitů	n_{ti}	6,7
Volná délka pružiny	L_{oi}	234 mm

Tab. 10: Parametry navržené vnitřní pružiny

V Příloze 11 a 12 uvádím výrobní výkresy navržených pružin.

Do Přílohy 14 jsem zakreslil zástavbu navržených pružin do rámu podvozku Y25, zavázaným pod 18 t vozem. Výkresy rámu podvozku a ložiskové skříně mi byly poskytnuty společností Legios Loco a.s.

3. Kontrola navrženého vypružení

Kontrola pružiny spočívá v porovnání vznikajících dynamických napětí v pružině s Goodmanovým diagramem, který je specifikován pro materiál dané pružiny a je součástí ČSN EN 13906-1.

V praxi se provádí dvojí kontrola, a to trvalé únavové pevnosti pouze v osovém zatížení a dále trvalé únavové pevnosti s příčným zatížením.

3.1. Kontrola vnější pružiny

3.1.1. Únava pouze v osovém zatížení

Jelikož pružiny u kolejových vozidel pracují s dynamickým zatížením, je nutné definovat hodnotu sil, které mohou v pružině vznikat. Právě tyto síly jsou určeny jako zatížení loženým vozem $\pm 30\%$ tzv. dynamická přírážka.

Dolní napětí zatěžovacího cyklu je definováno jako:

$$\tau_{Be} = k_{\tau e} \cdot \frac{8 \cdot F_{Be} \cdot D_e}{\pi \cdot d_e^3} = 1,243 \cdot \frac{8 \cdot 16,5 \cdot 1000 \cdot 166}{\pi \cdot 28,2^3} = 386,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Dolní dynamická svislá síla působící na vnější pružinu při loženém vozu $F_{Be} = 16,5 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 9.

Horní napětí zatěžovacího cyklu je definováno jako:

$$\tau_{Ue} = k_{\tau e} \cdot \frac{8 \cdot F_{Ue} \cdot D_e}{\pi \cdot d_e^3} = 1,243 \cdot \frac{8 \cdot 24,64 \cdot 1000 \cdot 166}{\pi \cdot 28,2^3} = 577,48 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Horní dynamická svislá síla působící na vnější pružinu při loženém vozu $F_{Ue} = 24,6 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 9.

Dynamické napětí u loženého vozu se určí:

$$\tau_{Le} = k_{\tau e} \cdot \frac{8 \cdot F_{Le} \cdot D_e}{\pi \cdot d_e^3} = 1,243 \cdot \frac{8 \cdot 20,6 \cdot 1000 \cdot 166}{\pi \cdot 28,2^3} = 481,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Síla působící na vnější pružinu při loženém vozu $F_{Le} = 20,6 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 8 a 9.

3.1.1.1. Součinitel koncentrace napětí

Z důvodu nejednotného rozložení torzního namáhání v průřezu drátu je zapotřebí definovat tzv. součinitel koncentrace napětí, který umožní určit maximální vznikající napětí.

Pro jeho výpočet je však nutné stanovit index pružiny (poměr vinutí):

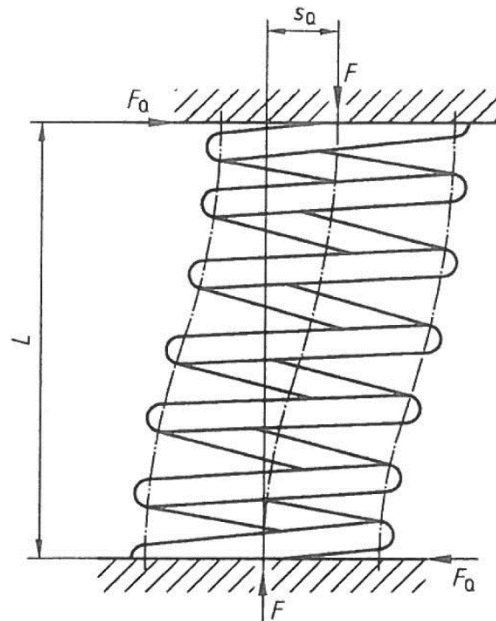
$$w_e = \frac{D_e}{d_e} = \frac{166}{28,2} = 5,9$$

Nyní lze s jeho znalostí spočítat samotný součinitel koncentrace napětí za pomoci vzorce dle Bergsträssera:

$$k_{\tau e} = \frac{w_e + 0,5}{w_e - 0,75} = \frac{5,887 + 0,5}{5,887 - 0,75} = 1,2$$

3.1.2. Únava s příčným zatížením

Protože pružina není v příčném směru absolutně tuhá, a působí na ni osová a příčná zatížení, dochází tak k torznímu napětí. Toto zatížení se tudíž musí taktéž brát v potaz při kontrole dané pružiny.



Obr. 7: Příčné zatížení pružiny [13]

3.1.2.1. Příčná síla pružiny

Příčnou sílu lze určit z rovnice pro příčnou charakteristiku pružiny:

$$R_{Qe} = \frac{F_{Qe}}{s_{Qe}} \rightarrow F_{Qe} = R_{Qe} \cdot s_{Qe}$$

Pro její určení je nutné znát příčnou charakteristiku R_{Qe} a příčné stlačení s_{Qe} pružiny.

Příčná charakteristika: $R_{Qe} = k_e \cdot \eta_e = 365,1 \cdot 0,9 = 344,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Poměr pružinové konstanty:

$$\eta_e = \xi_e \left[\xi_e - 1 + \frac{1}{\frac{1}{\lambda_e} + \frac{G}{E}} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1-\xi_e}{\xi_e}\right)} \operatorname{tg} \left\{ \lambda_e \xi_e \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1-\xi_e}{\xi_e}\right)} \right\} \right]^{-1} = \dots = 0,9$$

$$\text{Kde: štíhlostní poměr } \lambda_e = \frac{L_{0e}}{D_e} = \frac{263,518}{166} = 1,6$$

$$\text{relativní stlačení } \xi_e = \frac{S_{Ls}}{L_{0e}} = \frac{56,29}{263,518} = 0,2$$

Příčné stlačení pružiny je pro podvozek Y25 dáno dle zástavbových rozměrů $s_{Qe} = 10 \text{ mm}$.

Při znalosti všech dílčích veličin je možné dopočítat příčnou sílu pružiny:

$$F_{Qe} = R_{Qe} \cdot s_{Qe} = 344,4 \cdot 10 = 3444,3 \text{ N}$$

3.1.2.2. Maximální torzní napětí

$$\tau_{maxe} = \frac{8}{\pi \cdot d_e^3} [F_{Le} \cdot (D_e + s_{Qe}) + F_{Qe} \cdot (L_{8e} - d_e)] = \frac{8}{\pi \cdot 28,2^3} [20,6 \cdot 1000 \cdot (166 + 10) + 3444,3 \cdot (207,2 - 28,2)] = 480,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\begin{aligned} \text{Přičemž délka pružiny v plně zatíženém stavu } L_{8e} &= L_{0e} - s_{8e} = 263,5 - 56,3 = \\ &= 207,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{Kde stlačení pružiny v plně zatíženém stavu } s_{8e} = \frac{F_{Le}}{k_e} = \frac{20,6 \cdot 1000}{365} = 56,3 \text{ mm}$$

3.1.2.3. Maximální korigované torzní napětí

Výsledné napětí, které vzniká při příčném namáhání, se určí jako součin maximálního torzního napětí a součinitele koncentrace napětí:

$$\tau_{kmaxe} = k_{te} \cdot \tau_{maxe} = 1,2 \cdot 480,7 = 597,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

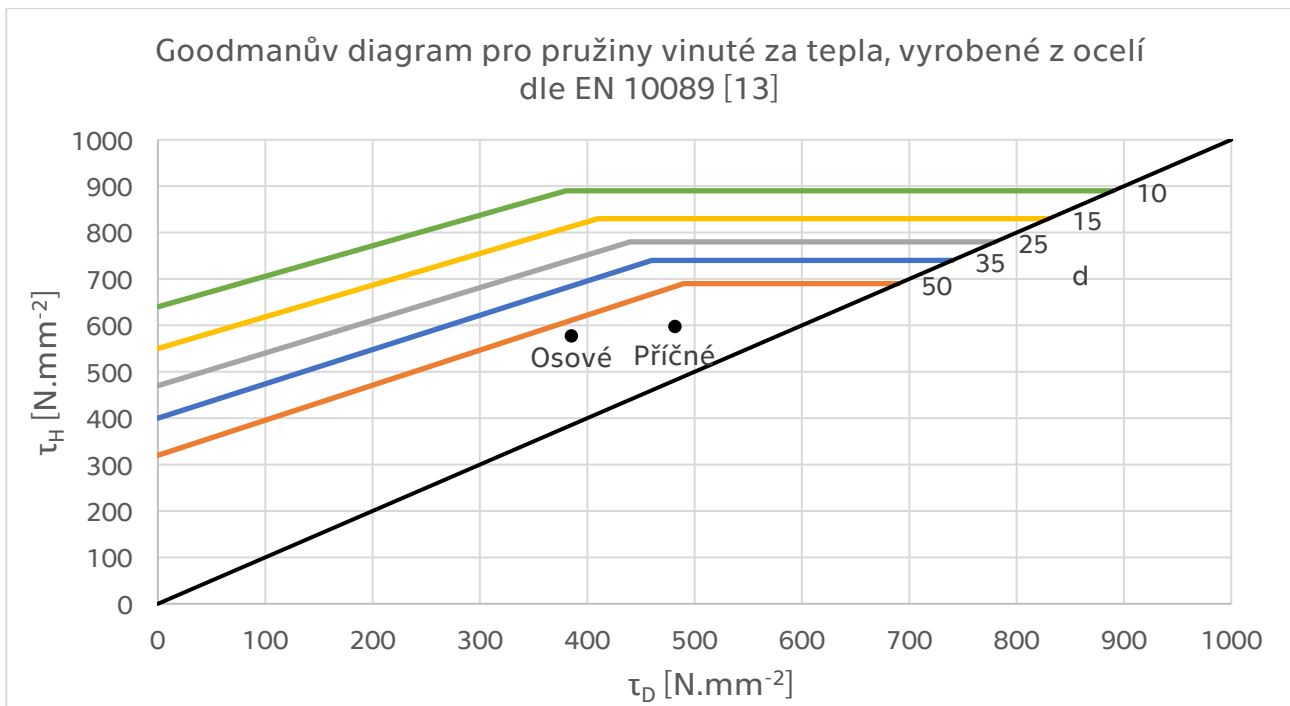
3.1.3. Vyhodnocení kontroly

Vyhodnocení, zda navržené pružiny vyhovují či nikoliv, je provedeno za pomoci Goodmanova diagramu pro trvalou pevnost ($2 \cdot 10^6$ cyklů), viz Obr. 8 [13]. Jedná se o diagram, ve kterém je znázorněna závislost horního napětí cyklu na dolním napětí cyklu při daných průměrech drátu pružiny.

Proto, aby navržená pružina byla vyhovující pro časově neomezenou pevnost, je nutné, aby poloha vzniklého bodu v Goodmanově diagramu byla níže, nebo maximálně ležela na křivce, která odpovídá průměru drátu dané pružiny.

Pro vyhodnocení trvalé únavové pevnosti, při uvažování pouze osového zatížení, je do Goodmanova diagramu na vodorovnou osu vyneseno napětí pro dolní dynamickou sílu $\tau_{Be} = 386,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na svislou osu napětí pro horní dynamickou sílu $\tau_{Ue} = 576,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Na to, aby bylo možné vyjádřit, zda je pružina vyhovující po stránce trvalé únavové pevnosti při uvažování příčného zatížení, se na vodorovnou osu Goodmanova diagramu vynesou dynamické napětí u loženého vozu $\tau_{Le} = 481,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na svislou osu maximální korigované torzní napětí $\tau_{kmaxe} = 597,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



Obr. 8: Goodmanův diagram pro navrženou vnitřní pružinu

Z diagramu je patrné, že vnější pružina vyhovuje, neboť oba body (jak pro osově, tak i pro příčné zatížení) leží hluboko pod křivkou, kterou definuje průměr drátu pružiny $d_e = 28,2 \text{ mm}$.

3.2. Kontrola vnitřní pružiny

3.2.1. Únava pouze v osovém zatížení

Dolní napětí zatěžovacího cyklu je vyjádřeno:

$$\tau_{Bi} = k_{\tau i} \cdot \frac{8 \cdot F_{Bi} \cdot D_i}{\pi \cdot d_i^3} = 1,486 \cdot \frac{8 \cdot 19,9 \cdot 1000 \cdot 88}{\pi \cdot 26,5^3} = 356,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Dolní dynamická svislá síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozu $F_{Bi} = 19,9 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 9.

Horní napětí zatěžovacího cyklu je určeno:

$$\tau_{Ui} = k_{\tau i} \cdot \frac{8 \cdot F_{Ui} \cdot D_i}{\pi \cdot d_i^3} = 1,486 \cdot \frac{8 \cdot 43 \cdot 1000 \cdot 88}{\pi \cdot 26,5^3} = 769,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Horní dynamická svislá síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozu $F_{Ui} = 43,0 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 9.

Dynamické napětí u loženého vozu se vypočte:

$$\tau_{Li} = k_{\tau i} \cdot \frac{8 \cdot F_{Li} \cdot D_i}{\pi \cdot d_i^3} = 1,486 \cdot \frac{8 \cdot 31,5 \cdot 1000 \cdot 88}{\pi \cdot 26,5^3} = 562,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozu $F_{Li} = 31,5 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 8 a 9.

3.2.1.1. Součinitel koncentrace napětí

Index pružiny (poměr vinutí): $w_i = \frac{D_i}{d_i} = \frac{88}{26,5} = 3,3$

Součinitel koncentrace napětí dle Bergsträsserova vzorce:

$$k_{\tau i} = \frac{w_i + 0,5}{w_i - 0,75} = \frac{3,321 + 0,5}{3,321 - 0,75} = 1,5$$

3.2.2. Únava s příčným zatížením

3.2.2.1. Příčná síla pružiny

Příčná charakteristika: $R_{Qi} = k_i \cdot \eta_i = 1038 \cdot 0,3 = 356,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Poměr pružinové konstanty:

$$\eta_i = \xi_i \left[\xi_i - 1 + \frac{\frac{1}{\lambda_i}}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_i}{\xi_i}\right)} \operatorname{tg} \left\{ \lambda_i \xi_i \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_i}{\xi_i}\right)} \right\} \right]^{-1} = \dots = 0,3$$

$$\text{Kde: štíhlostní poměr } \lambda_i = \frac{L_{0i}}{D_i} = \frac{234}{88} = 2,7$$

$$\text{relativní stlačení } \xi_i = \frac{s_{Ls}}{L_{0i}} = \frac{56,29}{234} = 0,1$$

Příčné stlačení pružiny je pro podvozek Y25 dáno dle zástavbových rozměrů $s_{Qi} = 10 \text{ mm}$.

Příčná síla pružiny: $F_{Qi} = R_{Qi} \cdot s_{Qi} = 356,4 \cdot 10 = 3563,6 \text{ N}$

3.2.2.2. Maximální torzní napětí

$$\tau_{maxi} = \frac{8}{\pi \cdot d_i^3} [F_{Li} \cdot (D_i + s_{Qi}) + F_{Qi} \cdot (L_{8i} - d_i)] = \frac{8}{\pi \cdot 26,5^3} [31,5 \cdot 1000 \cdot (88 + 10) + 3563,6 \cdot (234 - 26,5)] = 508,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Přičemž délka pružiny v plně zatíženém stavu $L_{8i} = L_{0i} - s_{8i} = 234 - 30,3 = 203,7 \text{ mm}$

$$\text{Kde stlačení pružiny v plně zatíženém stavu } s_{8i} = \frac{F_{Li}}{k_i} = \frac{31,5 \cdot 1000}{1038} = 30,3 \text{ mm}$$

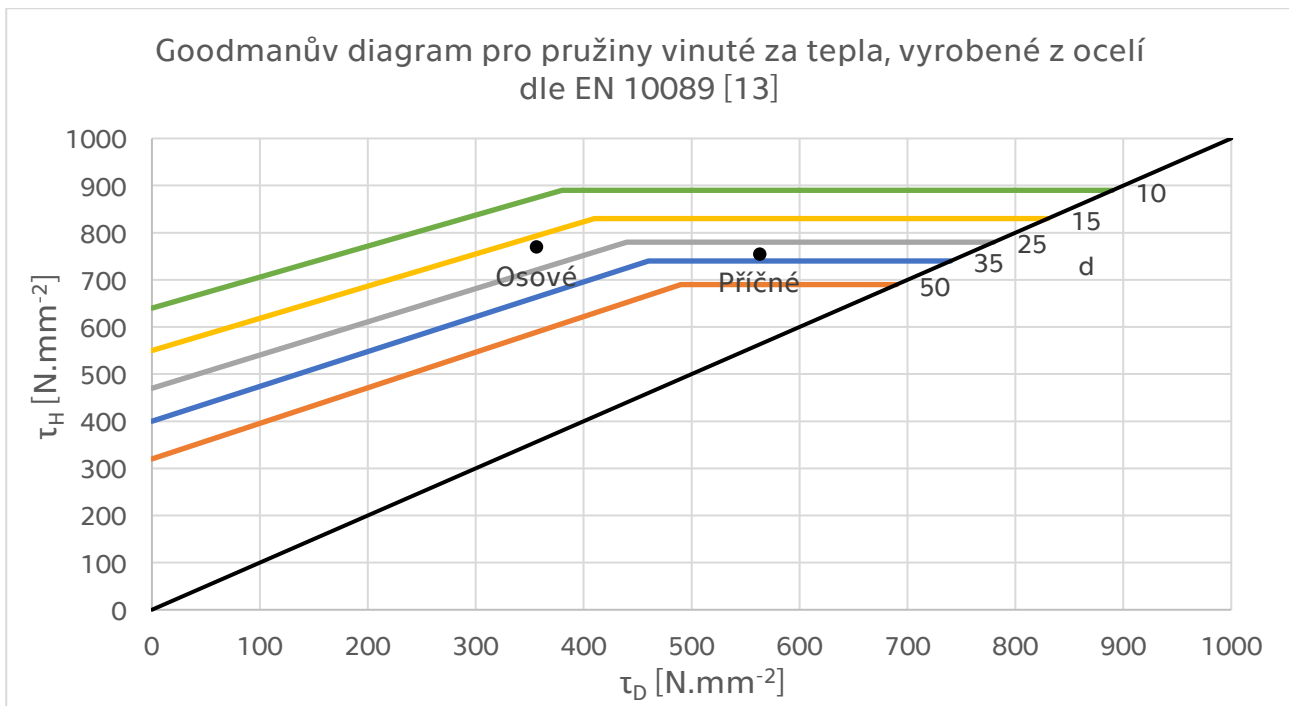
3.2.2.3. Maximální korigované torzní napětí

$$\tau_{kmaxi} = k_{\tau i} \cdot \tau_{maxi} = 1,5 \cdot 508,2 = 755,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

3.3. Vyhodnocení kontroly

K určení, zda pružina vyhovuje na trvalou únavovou pevnost, při uvažování pouze osového zatížení, je do Goodmanova diagramu na vodorovnou osu vyneseno napětí pro dolní dynamickou sílu $\tau_{Bi} = 356,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na svislou osu napětí pro horní dynamickou sílu $\tau_{Ui} = 769,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Pro vyhodnocení trvalé únavové pevnosti, při uvažování příčného zatížení, se na vodorovnou osu Goodmanova diagramu vynesou dynamické napětí u loženého vozu $\tau_{Li} = 562,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na svislou osu maximální korigované torzní napětí $\tau_{kmaxi} = 755,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

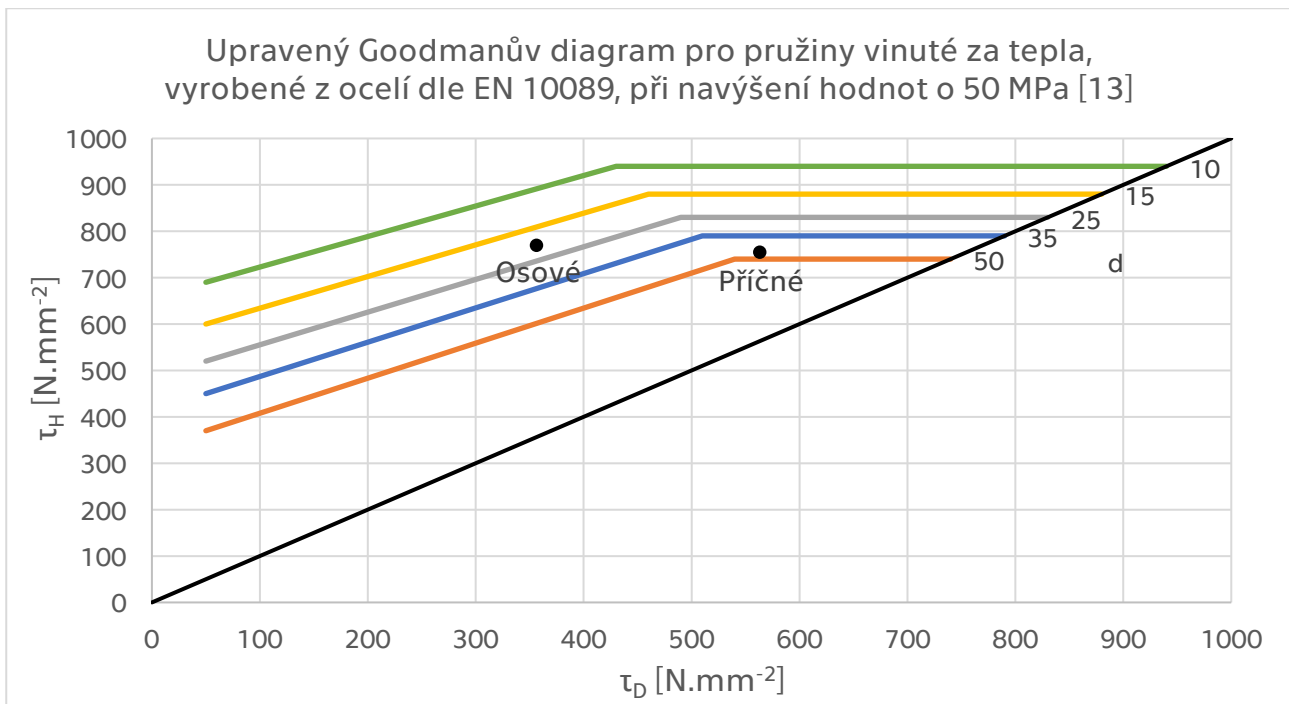


Obr. 9: Goodmanův diagram pro navrženou vnitřní pružinu

Dle polohy bodu, který definuje příčné zatížení mohou říci, že vnitřní pružina vyhovuje na trvalou únavovou pevnost vznikající příčným namáháním.

Umístění bodu určujícího pouze osově zatížení je ovšem nad křivkou, která je definována průměrem drátu pružiny $d_i = 26,5 \text{ mm}$. Z toho plyne, že vnitřní pružina nevyhovuje pro trvalou únavovou pevnost dle Goodmanova diagramu, který je předepsán normou ČSN EN 13906-1.

Pokud bych se obrátil na německý schvalovací proces nového vozu do provozu, tak je zde určitá možnost, kterou Němci nazývají "anerkannter Stand der Technik", tedy jakési respektování dosaženého stavu techniky. Jestliže se doloží únavové zkoušky, mohl bych navýšit hodnoty horních napětí odpovídající jednotlivým průměrům v Goodmanově diagramu o 50 MPa. Proto jsem tuto možnost vzal v potaz a vypočtené hodnoty napětí jsem do takto upraveného Goodmanova diagramu zanesl.



Obr. 10: Goodmanův diagram pro navrženou vnitřní pružinu, navýšený o 50 MPa

Jak je z diagramu patrné, tak bohužel ani navýšení horního napětí v Goodmanově diagramu o 50 MPa nepomohlo, a tak i přes toto „uvolnění podmínek“ je vnitřní pružina, při uvažování pouze osového namáhání, na trvalou únavovou pevnost nevyhovující.

Z tohoto důvodu, a také pro porovnání, jsem provedl kontrolu standartních pružin, tedy pružin všeobecně uznávaných a používaných nejen u podvozků Y25. Tuto kontrolu jsem provedl v kapitole 4.

K mému údivu jsem však došel k závěru, že ani standartní pružiny, při použití stejného výpočtového postupu jako u navržených pružin, nevyhovují dle současně platné normy, ačkoliv jsou akceptovány pro provoz dle UIC a TSI.

4. Kontrola standartního vypružení

4.1. Kontrola vnější pružiny

4.1.1. Únava pouze v osovém zatížení

Dolní napětí zatěžovacího cyklu:

$$\tau_{Bep} = k_{\tau ep} \cdot \frac{8 \cdot F_{Bep} \cdot D_{ep}}{\pi \cdot d_{ep}^3} = 1,3 \cdot \frac{8 \cdot 22 \cdot 1000 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 392,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Dolní dynamická svislá síla působící na vnější pružinu při loženém vozu $F_{Bep} = 22,0 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 10.

Horní napětí zatěžovacího cyklu:

$$\tau_{Uep} = k_{\tau ep} \cdot \frac{8 \cdot F_{Uep} \cdot D_{ep}}{\pi \cdot d_{ep}^3} = 1,3 \cdot \frac{8 \cdot 33,9 \cdot 1000 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 603,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Horní dynamická svislá síla působící na vnější pružinu při loženém vozu $F_{Uep} = 33,9 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 10.

Dynamické napětí u loženého vozu se určí:

$$\tau_{Lep} = k_{\tau ep} \cdot \frac{8 \cdot F_{Lep} \cdot D_{ep}}{\pi \cdot d_{ep}^3} = 1,3 \cdot \frac{8 \cdot 28 \cdot 1000 \cdot 163}{\pi \cdot 31^3} = 498,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Síla působící na vnější pružinu při loženém vozu $F_{Lep} = 28,0 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 5 a 10.

4.1.1.1. Součinitel koncentrace napětí

Index pružiny (poměr vinutí): $w_{ep} = \frac{D_{ep}}{d_{ep}} = \frac{163}{31} = 5,3$

Součinitel koncentrace napětí dle Bergsträssera: $k_{\tau ep} = \frac{w_{ep}^{+0,5}}{w_{ep}^{-0,75}} = \frac{5,3^{+0,5}}{5,3^{-0,75}} = 1,3$

4.1.2. Únava s příčným zatížením

4.1.2.1. Příčná síla pružiny

Příčná charakteristika: $R_{Qep} = k_{ep} \cdot \eta_{ep} = 508 \cdot 0,904 = 459,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Poměr pružinové konstanty:

$$\eta_{ep} = \xi_{ep} \left[\xi_{ep} - 1 + \frac{1}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E} \right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_{ep}}{\xi_{ep}} \right)} \operatorname{tg} \left\{ \lambda_{ep} \xi_{ep} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E} \right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_{ep}}{\xi_{ep}} \right)} \right\} \right]^{-1} = \dots = 0,9$$

Kde: štíhlostní poměr $\lambda_{ep} = \frac{L_{0ep}}{D_{ep}} = \frac{263,518}{166} = 1,6$

relativní stlačení $\xi_{ep} = \frac{S_{Lsp}}{L_{0ep}} = \frac{55,13}{260} = 0,1$

Příčné stlačení pružiny je pro podvozek Y25 dáno dle zástavbových rozměrů $s_{Qep} = 10 \text{ mm}$.

Při znalosti všech dílčích veličin je možné dopočítat příčnou sílu pružiny:

$$F_{Qep} = R_{Qep} \cdot s_{Qep} = 459,1 \cdot 10 = 4590,8 \text{ N}$$

4.1.2.2. Maximální torzní napětí

$$\tau_{maxep} = \frac{8}{\pi \cdot d_{ep}^3} [F_{Lep} \cdot (D_{ep} + s_{Qep}) + F_{Qep} \cdot (L_{8ep} - d_{ep})] = \frac{8}{\pi \cdot 31^3} [28 \cdot 1000 \cdot (163 + 10) + 4590,8 \cdot (204,9 - 31)] = 482,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\begin{aligned} \text{Přičemž délka pružiny v plně zatíženém stavu } L_{8ep} &= L_{0ep} - s_{8ep} = 260 - 55,1 = \\ &= 204,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{Kde stlačení pružiny v plně zatíženém stavu } s_{8ep} = \frac{F_{Lep}}{k_{ep}} = \frac{28 \cdot 1000}{508} = 55,1 \text{ mm}$$

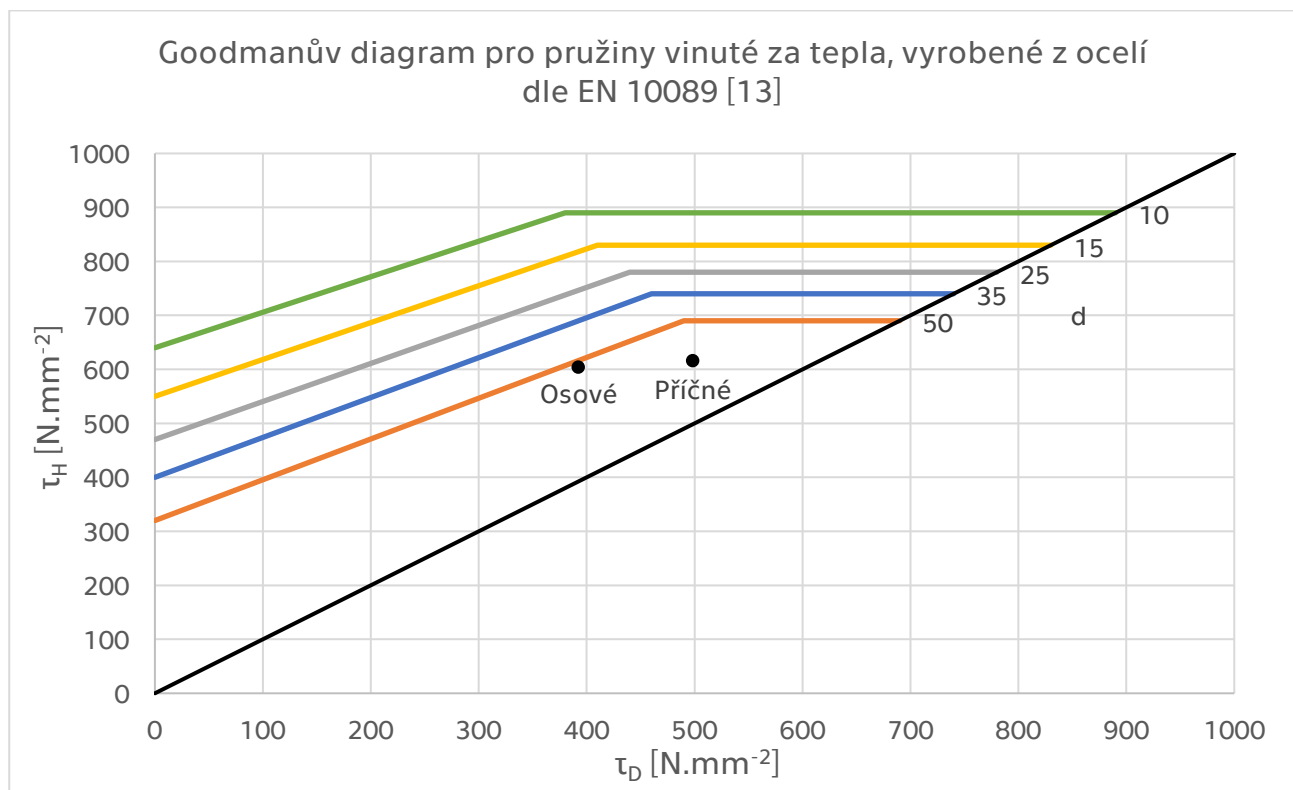
4.1.2.3. Maximální korigované torzní napětí

$$\tau_{kmaxep} = k_{\tau ep} \cdot \tau_{maxep} = 1,3 \cdot 482,1 = 615,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

4.1.3. Vyhodnocení kontroly

Vyhodnocení trvalé únavové pevnosti, při uvažování pouze osového zatížení, je provedeno za pomoci Goodmanova diagramu, kde je na vodorovnou osu vyneseno napětí pro dolní dynamickou sílu $\tau_{Bep} = 392,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na svislou osu napětí pro horní dynamickou sílu $\tau_{Uep} = 603,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Pro vyjádření, zda je pružina vyhovující po stránce trvalé únavové pevnosti, při uvažování příčného zatížení, se na vodorovnou osu Goodmanova diagramu vynesou dynamické napětí u loženého vozu $\tau_{Lep} = 498,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na svislou osu maximální korigované torzní napětí $\tau_{kmaxep} = 615,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



Obr. 11: Goodmanův diagram pro standartní vnější pružinu

Dle diagramu lze říci, že vnější pružina vyhovuje, neboť oba body (jak pro osově, tak i pro příčné zatížení) leží hluboko pod křivkou, která je definována průměrem drátu pružiny $d_{ep} = 31 \text{ mm}$.

4.2. Kontrola vnitřní pružiny

4.2.1. Únava pouze v osovém zatížení

Dolní napětí zatěžovacího cyklu:

$$\tau_{Bip} = k_{\tau ip} \cdot \frac{8 \cdot F_{Bip} \cdot D_{ip}}{\pi \cdot d_{ip}^3} = 1,4 \cdot \frac{8 \cdot 14,4 \cdot 1000 \cdot 90}{\pi \cdot 24,4^3} = 322,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Dolní dynamická svislá síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozu $F_{Bip} = 14,4 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 10.

Horní napětí zatěžovacího cyklu:

$$\tau_{Uip} = k_{\tau ip} \cdot \frac{8 \cdot F_{Uip} \cdot D_{ip}}{\pi \cdot d_{ip}^3} = 1,4 \cdot \frac{8 \cdot 33,7 \cdot 1000 \cdot 90}{\pi \cdot 24,4^3} = 757,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Horní dynamická svislá síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozu $F_{Uip} = 33,7 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 10.

Dynamické napětí u loženého vozu:

$$\tau_{Lip} = k_{\tau ip} \cdot \frac{8 \cdot F_{Lip} \cdot D_{ip}}{\pi \cdot d_{ip}^3} = 1,4 \cdot \frac{8 \cdot 24 \cdot 1000 \cdot 90}{\pi \cdot 24,4^3} = 539,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Pozn.: Síla působící na vnitřní pružinu při loženém vozu $F_{Lip} = 24,0 \text{ kN}$ je odečtena z grafu, viz Příloha 5 a 10.

4.2.1.1. Součinitel koncentrace napětí

Index pružiny (poměr vinutí): $w_{ip} = \frac{D_{ip}}{d_{ip}} = \frac{90}{24,4} = 3,7$

Součinitel koncentrace napětí dle Bergsträsserova vzorce:

$$k_{\tau ip} = \frac{w_{ip} + 0,5}{w_{ip} - 0,75} = \frac{3,7 + 0,5}{3,7 - 0,75} = 1,4$$

4.2.2. Únava s příčným zatížením

4.2.2.1. Příčná síla pružiny

Příčná charakteristika: $R_{Qip} = k_{ip} \cdot \eta_{ip} = 824 \cdot 0,4 = 300,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

Poměr pružinové konstanty:

$$\eta_{ip} = \xi_{ip} \left[\xi_{ip} - 1 + \frac{1}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_{ip}}{\xi_{ip}}\right)} \operatorname{tg} \left\{ \lambda_{ip} \xi_{ip} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi_{ip}}{\xi_{ip}}\right)} \right\} \right]^{-1} = \dots = 0,4$$

Kde: štíhlostní poměr $\lambda_{ip} = \frac{L_{0ip}}{D_{ip}} = \frac{234}{90} = 2,6$

relativní stlačení $\xi_{ip} = \frac{S_{Lsp}}{L_{0ip}} = \frac{55,13}{234} = 0,1$

Příčné stlačení pružiny je pro podvozek Y25 dáno dle zástavbových rozměrů $s_{Qip} = 10 \text{ mm}$.

Příčná síla pružiny: $F_{Qip} = R_{Qip} \cdot s_{Qip} = 300,8 \cdot 10 = 3008,4 \text{ N}$

4.2.2.2. Maximální torzní napětí

$$\tau_{maxip} = \frac{8}{\pi \cdot d_{ip}^3} [F_{Lip} \cdot (D_{ip} + s_{Qip}) + F_{Qip} \cdot (L_{8ip} - d_{ip})] = \frac{8}{\pi \cdot 24,4^3} [24 \cdot 1000 \cdot (90 + 10) + 3008,4 \cdot (234 - 24,4)] = 516,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Přičemž délka pružiny v plně zatíženém stavu $L_{8ip} = L_{0ip} - s_{8ip} = 234 - 29,1 = 204,9 \text{ mm}$

Kde stlačení pružiny v plně zatíženém stavu $s_{8ip} = \frac{F_{Lip}}{k_{ip}} = \frac{24 \cdot 1000}{824} = 29,1 \text{ mm}$

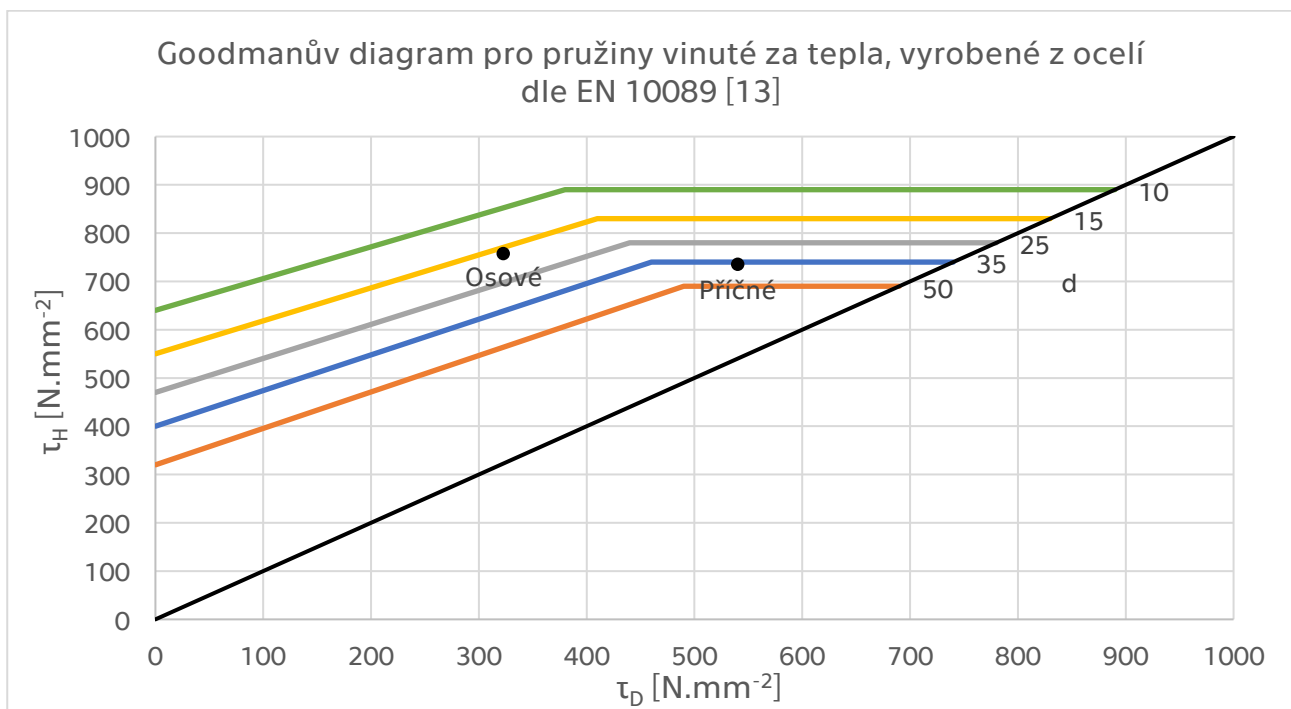
4.2.2.3. Maximální korigované torzní napětí

$$\tau_{kmaxip} = k_{\tau ip} \cdot \tau_{maxip} = 1,4 \cdot 516,1 = 735,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

4.2.3. Vyhodnocení kontroly

Vynesením napětí pro dolní dynamickou sílu $\tau_{Bip} = 322,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ na vodorovnou osu a napětí pro horní dynamickou sílu $\tau_{Uip} = 757,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ na svislou osu do Goodmanova diagramu lze určit, zda pružina vyhovuje na trvalou únavovou pevnost, při uvažování pouze osového zatížení.

Vyhodnocení trvalé únavové pevnosti, při uvažování příčného zatížení, se provede, jestliže se na vodorovnou osu Goodmanova diagramu vynese dynamické napětí u loženého vozu $\tau_{Lip} = 539,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a na svislou osu maximální korigované torzní napětí $\tau_{kmaxip} = 735,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

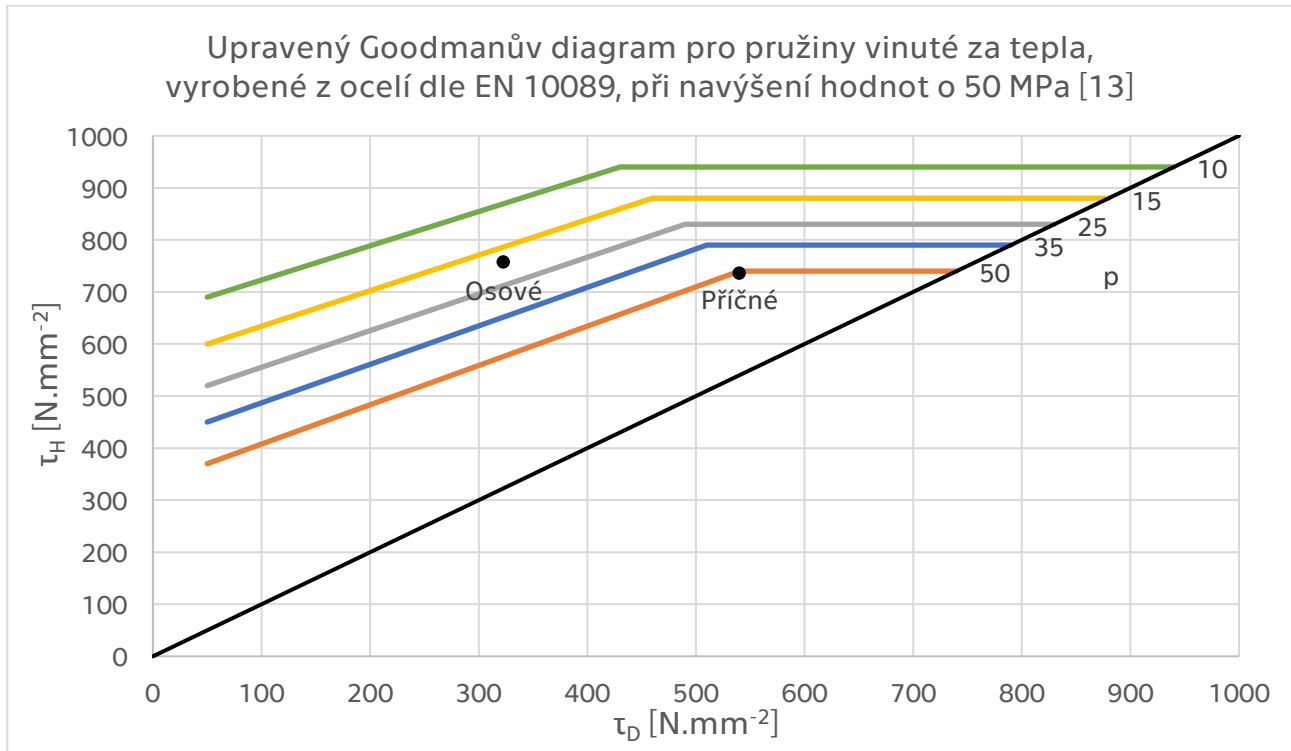


Obr. 12: Goodmanův diagram pro standardní vnitřní pružinu

Z umístění bodu, který je definován příčným zatížením, mohu říci, že vnitřní pružina vyhovuje na trvalou únavovou pevnost vznikající příčným namáháním.

Bod určující pouze osově zatížení je však položen nad křivkou, která je definována průměrem drátu pružiny $d_{ip} = 24,4 \text{ mm}$. Z toho však musím říci, že standartní vnitřní pružina nevyhovuje dle normou ČSN EN 13906-1 předepsaného Goodmanova diagramu pro trvalou únavovou pevnost.

Stejně jako u mnou navržených pružin zkusím vložit vypočtené hodnoty do Goodmanova diagramu, ve kterém jsou navýšeny hodnoty horního napětí odpovídající jednotlivým průměrům drátu pružiny o 50 MPa.

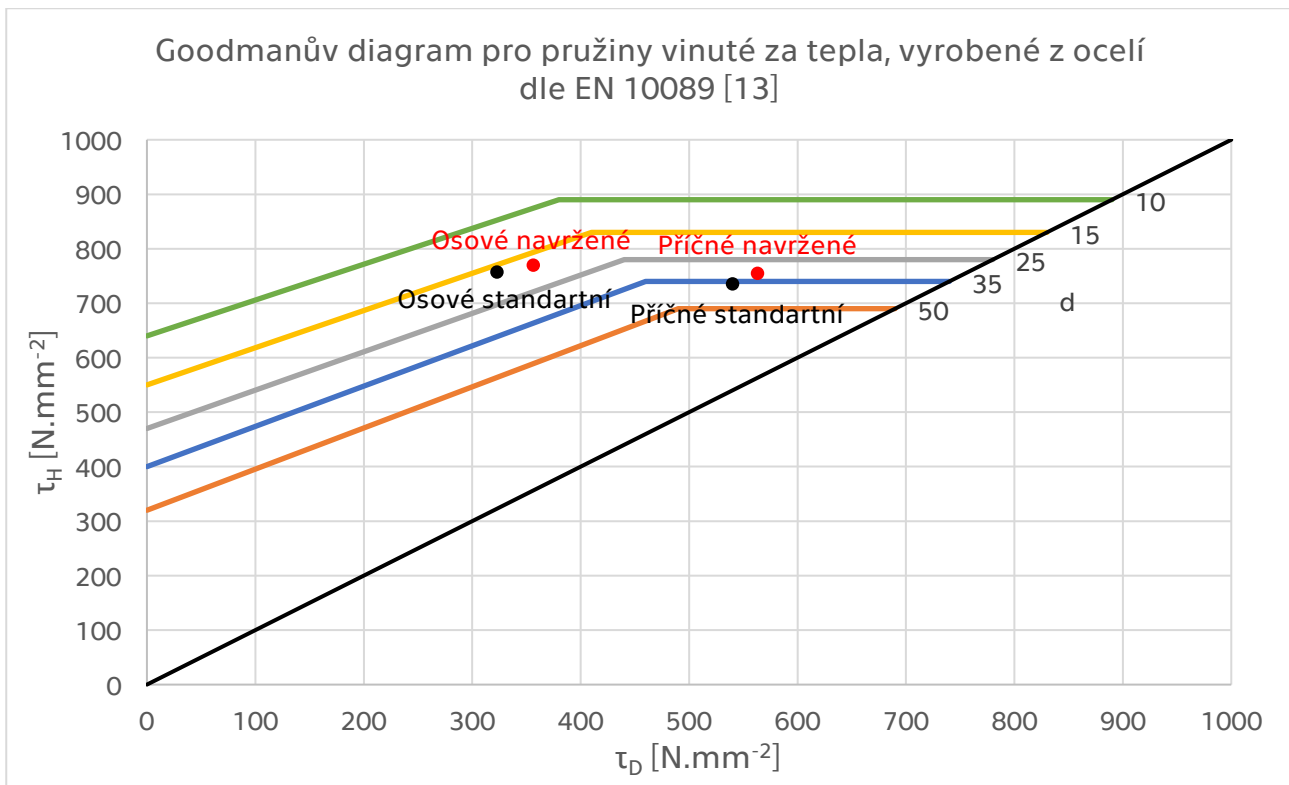


Obr. 13: Goodmanův diagram pro standartní vnitřní pružinu, navýšený o 50 MPa

Naprostu obdobně, jako u mnou navržené vnitřní pružiny, diagram v Obr. 13 vypovídá, že ani navýšení horních napětí v Goodmanově diagramu o 50 MPa nepomohlo.

Musím tedy konstatovat, že standartní pružiny, osazené na referenčním voze, tedy vozu Eas 72 m³, jsou nevyhovující vzhledem k výsledkům kontroly trvalé únavové pevnosti způsobené příčným zatížením, provedené dle aktuálně platných předpisů.

Pro porovnání přikládám Goodmanův diagram, ve kterém je evidentní, jak podobné si jsou vznikající napětí ve standartní vnitřní pružině zabudované v referenčním voze Eas 72 m³ a napětí vytvářející se v navržené vnitřní pružině, která je součástí lehkého vozu Eamos 60 m³.



Obr. 14: Goodmanův diagram pro porovnání vnitřních pružin

4.3. Shrnutí poznatků

Poněvadž dle Goodmanova diagramu, který je dle aktuálně platné normy jedinou podmínkou pro posouzení, zda daná pružina vyhovuje trvalé únavové pevnosti či nikoliv, je standardní vnitřní pružina nevyhovující po stránce trvalé únavové pevnosti, rozhodl jsem se zjistit, jak velké procento těchto pružin je vyřazováno při revizních opravách.

Po konzultaci s vedením technologie oprav společnosti Legios Loco a.s. a jedním ze strůjců opravárenského předpisu železničních vozů KVs5-B-2010 společnosti ČD Cargo a.s. jsem byl obeznámen, co a jakým způsobem se u revizí šroubových pružin měří. Dále jsem obdržel určitá data o vyzkoušených pružinách v SOKV Ústí nad Labem, které spadá pod ČD Cargo. Výtah z těchto dat je uveden v následující tabulce.

Druh	Vnější pružina 459.0.040.12.001 (2Fwg696.0.02.023.001)			Vnitřní pružina 459.0.040.12.003 (2Fwg696.0.02.023.002)		
Číslo výkresu						
Počet zkoušených ks	271 ks			217 ks		
Vyhovělo	183 ks			137 ks		
Nevyhovělo	88 ks / 32,5 %			80 ks / 36,9 %		
	Celkem	Vyšší	Nižší	Celkem	Vyšší	Nižší
Délka L_{1e}/L_{0i}	14 ks	1 ks	13 ks	1 ks	0 ks	1 ks
	15,9 %	1,1 %	14,8 %	1,3 %	0,0 %	1,3 %
Poddajnost c	78 ks	78 ks	0 ks	79 ks	79 ks	0 ks
	88,6 %	88,6 %	0,0 %	98,8 %	98,8 %	0,0 %

Tab. 11: Statistika oprav šroubových pružin [14]

Z naměřených hodnot lze určit, že při revizních opravách, které se provádí po nájezdu přibližně 200.000 km, jak mi bylo uvedeno odborným referentem v emailové

komunikaci, je vyřazeno 80 ks vnitřních pružin, z celkových 217 ks, což je cca. 36,9 %. Dle mého názoru to není malá část ze zkoušených vnitřních pružin.

Bohužel si myslím, že přístup k evidenci informací o pružinách je nedostatečný, neboť se např. nezaznamenává stáří pružin (ani v podobě nápisu data uvedení do provozu, vyznačeného na pružině), ze kterého by se dal určit počet kilometrů, který daná pružina překonala, takže nasbíraná data, uvedená v Tab. 11, nemají zcela svou vypovídající hodnotu.

Z důvodu nedostatku času pro pokračování ve sbírání dat, popisujících důvody a procentuální podíl vyřazování vinutých pružin při jejich revizích, jsem podrobněji nemohl určit, kde vznikl rozpor s aktuálně platnými předpisy, jestli ve způsobu původního návrhu standardní vnitřní pružiny, či v aplikaci těchto pružin na vozy řady Eas 72 m³, anebo zda Goodmanův diagram pro trvalou únavovou pevnost, uvedený v ČSN EN 13906-1, není příliš přísný pro posouzení trvalé únavové pevnosti pružin.

Tímto problémem se však budu nadále zabývat a pokusím se zjistit, z jakého důvodu nastal rozpor s Goodmanovým diagramem, kvůli kterému je standardní vnitřní pružina používána na mnoha železničních vozech po celé Evropě dle právě platné normy ČSN EN 13906-1 z hlediska trvalé únavové pevnosti nevyhovující.

5. Kontrola výšky nárazníků

Každý vůz je na jeho obou koncích osazen dvojicí nárazníků podléhajících předpisům TSI. Nárazníky jsou umístěny na voze z toho důvodu, aby absorbovali co možná největší podíl energie, vzniklé při dopravní nehodě na železnici.

Proto, aby bez problémů plnily svoji funkci, je zapotřebí, aby osy nárazníků sousedních vozů byli vůči sobě položeny v určitém poli výškové tolerance. Toto toleranční pole má horní mez určenou horní tolerancí jmenovitého rozměru výšky nárazníků, která je uváděna na výkresech a má hodnotu nejčastěji +5 mm, přičemž výsledná hodnota horní meze je dle předpisu TSI WAG 1065 mm, a dolní mez je definována taktéž v témže předpisu TSI WAG, která má hodnotu 940 mm [7].

Aby mohlo být vozidlo schváleno k provozu na veřejné železniční síti, je nutné doložit, že i při maximálním opotřebení dílů, které mají na výšku nárazníků přímý vliv, nedošlo k podkročení dolní meze výšky nárazníků dle TSI WAG.

Tato podmínka se dokládá výpočtem minimální výšky nárazníků loženého vozu při maximálních dovolených opotřebení dílů.

$$\begin{aligned}
 h_{min} &= h_b - t_b - (s_{Ls} - s_{es}) - w_w - 2 \cdot w_{sd} - w_{sl} - w_p - w_i = \\
 &= 1060 - 10 - (56,3 - 21,5) - 40 - 2 \cdot 2 - 2 - 6 - 3 = 960,2 \text{ mm} > 940 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Kde: Jmenovitá výška nárazníků $h_b = 1060 \text{ mm}$ je odečtena z typového výkresu 18 t vozu, viz Příloha 1.

Dolní tolerance výšky nárazníků $t_b = 10 \text{ mm}$ je taktéž odečtena z typového výkresu 18 t vozu, viz Příloha 1.

Hodnoty stlačení navrženého vypružení 18 t vozu od zatížení prázdného vozu $s_{Ls} = 56,29 \text{ mm}$ a od zatížení loženého vozu $s_{es} = 56,3 \text{ mm}$ jsou odečteny z charakteristiky vypružení, viz Příloha 7.

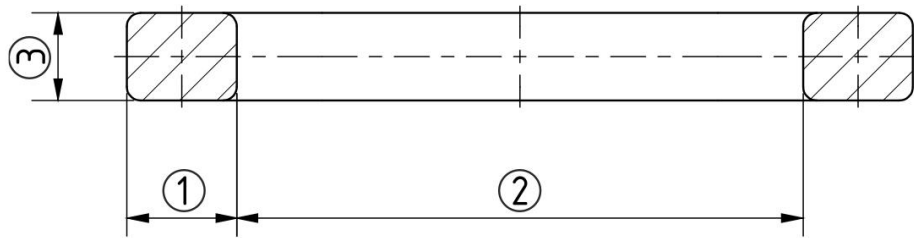
Hodnoty jednotlivých opotřebení jsou určeny z v Evropě používaných a platných opravárenských předpisů VPI.

Opotřebení dvojkolí $w_w = 40 \text{ mm}$, neboť nejpoužívanějšími typy dvojkolí jsou BA 004, BA 303 a BA 180, které mají jmenovitý rozměr 920 mm a mezní provozní rozměr je 840 mm [15].

Opotřebení závěsného oka je rozděleno na dvě části, viz Obr. 15, a to na opotřebení tloušťky $w_{sd} = 2 \text{ mm}$ a opotřebení vnitřní délky $w_{sl} = 2 \text{ mm}$ [16].

Místo měření	Jmenovitý rozměr [mm]	Mezní opravárenský rozměr [mm]
1	20	18
2	103	105

Tab. 12: Rozměry závěsného oka [16]



- | | |
|---|--|
| <p>1 tloušťka závěsného oka d, měřená na opotřebovaném místě</p> <p>2 vnitřní délka závěsného oka l</p> | <p>3 šířka závěsného oka b, měřená na opotřebovaném místě</p> |
|---|--|

Obr. 15: Schéma závěsky pro tolerance [16]

Opotřebení čepu $w_p = 6 \text{ mm}$, jelikož jmenovitý rozměr průměru čepu je 30 mm a provozní mezní míra má velikost 24 mm [16].

Opotřebení vložky torny $w_i = 3 \text{ mm}$ je poznamenáno pouze v předpisu KVs5-B-2010, Příloze 8, který vydalo a používá ČD Cargo pro revize svých vozů. Jmenovitý rozměr má hodnotu $4_{-0}^{+1,5}$ a mezní opravárenský rozměr je $4_{-3}^{+1,5}$ [17]. Výsledné možné opotřebení je vypočteno z hodnot dolních tolerancí. Ve VPI 02, Příloze 4, se sice o opravě kluzných vložek píše, ale není zde definována jakákoliv hodnota.

Z vypočteného rozměru je tedy patrné, že jeho hodnota $h_{min} = 960,2 \text{ mm}$ je vyšší než mezní hodnota, která je dána předpisem TSI WAG 940 mm. Tím pádem mohu říci, že 18 t vůz řady Eamnos, viz Příloha 1 s navrženými pružinami, viz Příloha 11 a 12, je vyhovující po stránce kontroly výšky nárazníků.

6. Bezpečnost proti vykolejení

Předmětem této kapitoly je zjištění bezpečnosti proti vykolejení v prázdném stavu, při osazení navržených pružin na 18 t vůz. Výpočet, který pojednává o změnách kolových sil vlivem zborcení koleje, je proveden v souladu s normou ČSN EN 14363 [18] a vyhláškou ORE B55/RP8 [19].

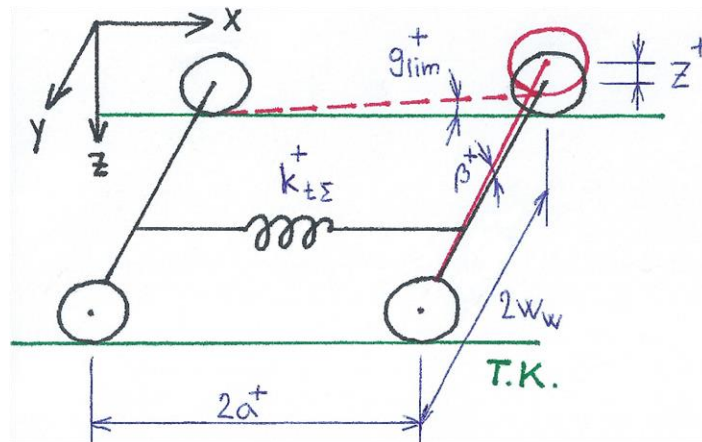
6.1. Potřebné parametry pro výpočet

Název	Značka	Hodnota
Rozvor podvozku	$2a^+$	1800 mm
Vzdálenost otočných čepů	$2a^*$	6210 mm
Vzdálenost styčných kružnic kol	$2w_w$	1500 mm
Vzdálenost kluznic v příčném směru	$2w_g$	1700 mm
Vzdálenost středů vypružení	$2w_s$	2000 mm
Tuhost vypružení kluznic	k_g	570 N.mm^{-1}
Torzní tuhost rámu podvozku z FEM	k_t^+	$1,812 \cdot 10^{13} \text{ N.mm.rad}^{-1}$
Torzní tuhost skříně vozu z FEM	k_t^*	$11,165 \cdot 10^{13} \text{ N.mm.rad}^{-1}$

Tab. 13: Vstupní hodnoty pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení [3]

Pro výpočet jsou využity hodnoty torzních tuhostí rámu podvozku a skříně vozu z FEM výpočtu, které mi byli poskytnuty společností Legios Loco a.s., díky kterým se výpočet zpřesní na definovaný vůz.

6.2. Změna kolové síly na vzdálenosti rozvoru podvozku



Obr. 16: Schéma podvozku na zborcené koleji

6.2.1. Zkušební zkroucení

Výpočet zkušebního zkroucení podvozku metodou 2, je definován normou ČSN EN 14363 pro $2a^+ < 4 \text{ m}$ takto:

$$g_{lim}^+ = 7 - \frac{5}{2a^+} = 7 - \frac{5}{1,8} = 4,2 \text{ ‰}$$

6.2.2. Zkušební převýšení

Velikost zkušebního převýšení podvozku lze za pomoci odvození z Obr. 16 vyjádřit tímto způsobem:

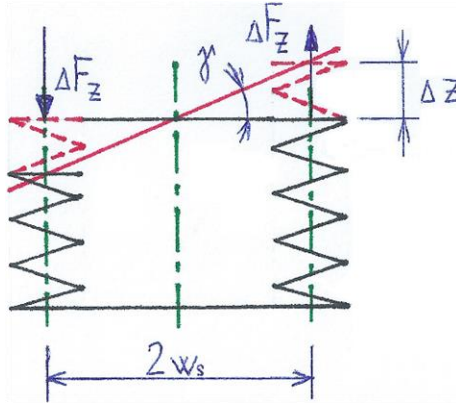
$$z^+ = g_{lim}^+ \cdot 2a^+ = 4,2 \cdot 1,8 = 7,6 \text{ mm}$$

6.2.3. Úhel zkroucení dvojkolí

Vzhledem k vypočtenému zkušebnímu zkroucení podvozku dochází k natočení dvojkolí okolo osy x, které se určí za pomoci Obr. 16 takto:

$$\beta^+ = \frac{z^+}{2w_w} = \frac{7,6}{1500} = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

6.2.4. Torzní tuhost uložení dvojkolí v podvozku



Obr. 17: Schéma vypružení dvojkolí

Z Obr. 17 je patrné, že deformaci pružiny Δz lze vypočítat prostřednictvím funkce tangens úhlu γ . Ovšem z důvodu, že dochází k velmi malým natočením, mohou tuto hodnotu považovat za prakticky shodnou se samotným úhlem γ .

$$\Delta z = \gamma \cdot w_s$$

Dále lze vidět, že dochází ke vzniku momentu $M_{k_{td}}$, který vyvolává změna síly, vznikající v pružinách vlivem natočení dvojkolí.

$$\Delta F_z = \Delta z \cdot 2 \cdot k_e = \gamma \cdot w_s \cdot 2 \cdot k_e$$

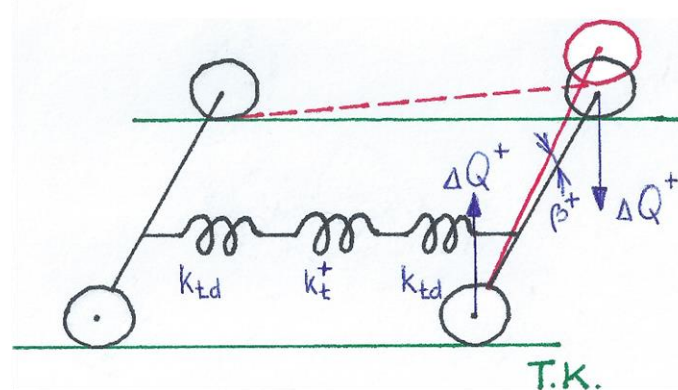
$$M_{k_{td}} = \Delta F_z \cdot 2w_s = 4 \cdot \gamma \cdot w_s^2 \cdot k_e$$

Jelikož moment, vznikající změnou síly v pružinách, lze taktéž vyjádřit jako součin torzní tuhosti a natočení úhlem γ , mohou vyjádřit torzní tuhost uložení dvojkolí v podvozku jako:

$$M_{k_{td}} = 4 \cdot \gamma \cdot w_s^2 \cdot k_e = k_{td} \cdot \gamma$$

$$\rightarrow k_{td} = 4 \cdot w_s^2 \cdot k_e = 4 \cdot \left(\frac{2000}{2}\right)^2 \cdot 365 = 1,5 \cdot 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

6.2.5. Torzní tuhost podvozku



Obr. 18: Schéma soustavy torzního vypružení podvozku

Torzní tuhost podvozku je složena, jak ukazuje Obr. 18, ze dvou torzních tuhostí uložení dvojkolí v podvozku a z torzní tuhosti rámu podvozku. Jelikož jsou pomyslné pružiny s těmito torzními tuhostmi řazeny sériově, lze celkovou torzní tuhost podvozku vypočítat jako součet převrácených hodnot dílčích tuhostí.

$$\frac{1}{k_{t\Sigma}^+} = \frac{1}{k_{td}} + \frac{1}{k_t^+} + \frac{1}{k_{td}} = \frac{2}{1,5 \cdot 10^9} + \frac{1}{1,812 \cdot 10^{13}} = 1,4 \cdot 10^{-9} \text{ rad} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$\rightarrow k_{t\Sigma}^+ = \frac{1}{1,4 \cdot 10^{-9}} = 720 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

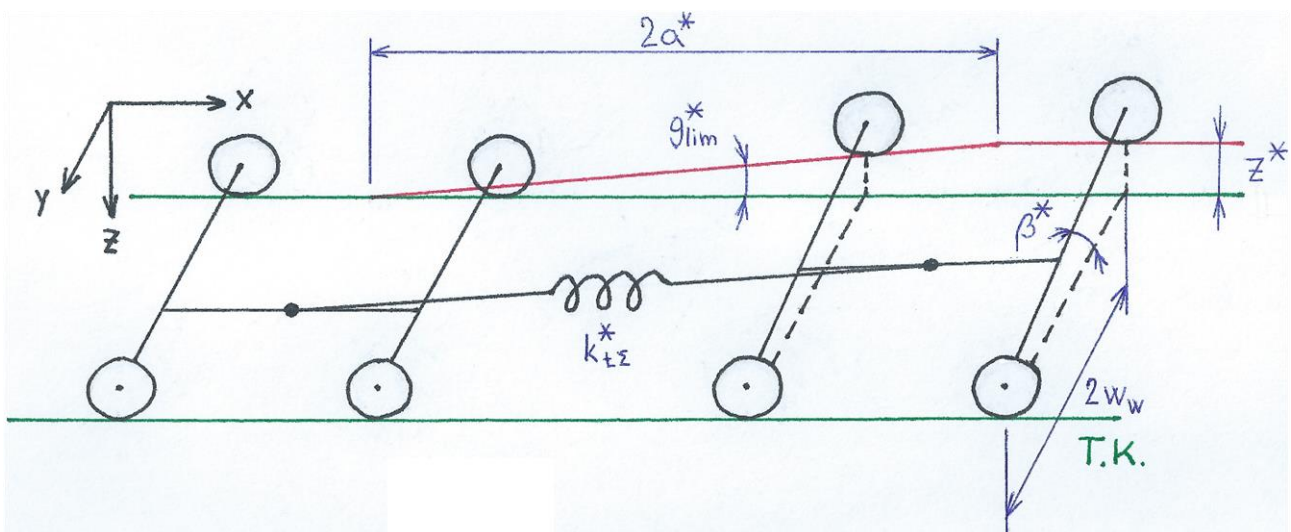
6.2.6. Změna kolové síly

Z Obr. 18 lze odvodit momentovou rovnicí, ze které se dopočítá změna kolové síly na vzdálenosti rozvoru podvozku.

$$M_{\Delta Q^+} = \Delta Q^+ \cdot 2w_w = k_{t\Sigma}^+ \cdot \beta^+$$

$$\rightarrow \Delta Q^+ = \frac{k_{t\Sigma}^+ \cdot \beta^+}{2w_w} = \frac{720 \cdot 10^6 \cdot 5,1 \cdot 10^{-3}}{1500} = 2466,7 \text{ N}$$

6.3. Změna kolové síly na vzdálenosti otočných čepů



Obr. 19: Schéma uložení podvozků v rámu vozu na zborcené koleji

6.3.1. Zkušební zkroucení

Výpočet zkušebního zkroucení skříně vozu metodou 2, je definován normou ČSN EN 14363 pro $4\text{ m} < 2a^* < 20\text{ m}$ takto:

$$g_{lim}^* = \frac{15}{2a^*} + 2 = \frac{15}{6,2} + 2 = 4,4\text{ ‰}$$

6.3.2. Zkušební převýšení

Velikost zkušebního převýšení skříně vozu lze za pomoci odvození z Obr. 19 vyjádřit tímto způsobem:

$$z^* = g_{lim}^* \cdot 2a^* = 4,4 \cdot 6,2 = 27,4\text{ mm}$$

6.3.3. Úhel natočení dvojkolí dvou podvozků

Vzhledem k vypočtenému zkušebnímu zkroucení skříně vozu dochází k natočení dvojkolí jednoho podvozku okolo osy x , vůči dvojkolí v druhém podvozku. Toto natočení se určí, za pomoci Obr. 19, takto:

$$\beta^* = \frac{z^*}{2w_w} = \frac{27,4}{1500} = 18,3 \cdot 10^{-3}\text{ rad}$$

6.3.4. Torzní tuhost kluznic

Vzhledem k tomu, že každá kluznice je osazena dvěma pružinami paralelně řazenými, je celková tuhost kluznice dána dvojnásobkem tuhosti vypružení kluznic.

Obdobně, jako jsou zatěžovány vnější pružiny na dvojkolí, dle Obr. 17, jsou namáhány pružiny v kluznicích. A proto mohou říci, že po odvození z momentové rovnice vychází, že torzní tuhost kluznic lze spočítat:

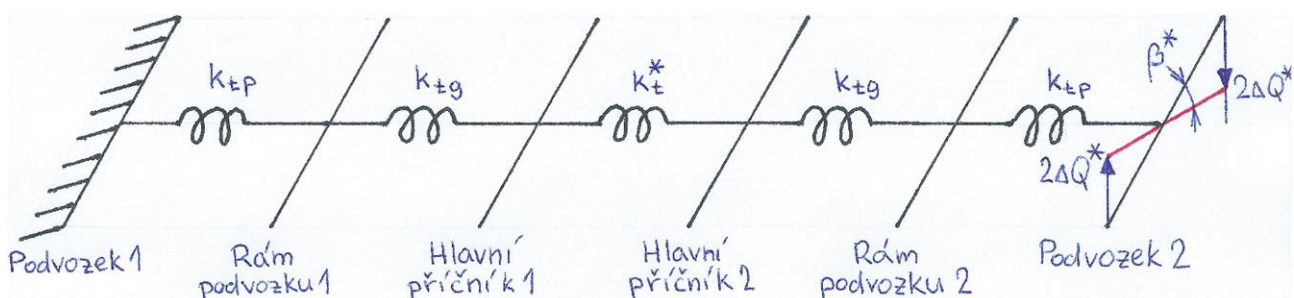
$$k_{tg} = 2 \cdot k_g \cdot w_g^2 = 2 \cdot 570 \cdot \left(\frac{1700}{2}\right)^2 = 824 \cdot 10^6\text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

6.3.5. Torzní tuhost uložení rámu podvozku na dvojkolí

Jelikož je podvozek vybaven párem dvojkolí, je třeba pro určení tuhosti uložení rámu podvozku na dvojkolí, násobit torzní tuhost uložení dvojkolí v podvozku dvěma.

$$k_{tp} = 2 \cdot k_{td} = 2 \cdot 1,5 \cdot 10^9 = 3 \cdot 10^9\text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

6.3.6. Torzní tuhost vozu



Obr. 20: Schéma soustavy torzního vypružení vozu

Torzní tuhost vozu je složena, jak zobrazuje Obr. 20, ze dvou torzních tuhostí uložení rámu podvozku na dvojkolí, dvou torzních tuhostí kluznic a z torzní tuhosti skříně vozu. Jelikož jsou pomyslné pružiny s těmito torzními tuhostmi řazeny sériově, lze celkovou torzní tuhost vozu vypočítat jako součet převrácených hodnot dílčích tuhostí.

$$\frac{1}{k_{t\Sigma}^*} = \frac{1}{k_{tp}} + \frac{1}{k_{tg}} + \frac{1}{k_t^*} + \frac{1}{k_{tg}} + \frac{1}{k_{tp}} = \frac{2}{3 \cdot 10^9} + \frac{2}{824 \cdot 10^6} + \frac{1}{11,165 \cdot 10^{13}} = 3,1 \cdot 10^{-9} \text{ rad} \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$\rightarrow k_{t\Sigma}^* = \frac{1}{3,1 \cdot 10^{-9}} = 321 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot \text{rad}^{-1}$$

6.3.7. Změna kolové síly

Z Obr. 20 lze odvodit momentovou rovnici, ze které se dopočítá změna kolové síly na vzdálenosti otočných čepů vozu.

$$M_{\Delta Q^*} = 2 \cdot \Delta Q^* \cdot 2w_w = k_{t\Sigma}^* \cdot \beta^*$$

$$\rightarrow \Delta Q^* = \frac{k_{t\Sigma}^* \cdot \beta^*}{2 \cdot 2w_w} = \frac{321 \cdot 10^6 \cdot 18,3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 1500} = 1957,5 \text{ N}$$

6.4. Svislá kolová síla na vnějším kole

Dle ČSN EN 14363 je zapotřebí pro stanovení bezpečnosti proti vykolejení určit celkovou svislou kolovou sílu na vnějším kole Q_{\min} , která je složena ze všech změn kolových sil ΔQ a ze statické kolové síly Q_0 .

$$Q_{\min} = Q_0 - \Delta Q = 22072,5 - 4424,1 = 17648,4 \text{ N}$$

6.4.1. Celková změna kolové síly

Jedná se o pouhý součet změny kolové síly na vzdálenosti rozvoru podvozku ΔQ^+ a změny kolové síly na vzdálenosti otočných čepů ΔQ^* .

$$\Delta Q = \Delta Q^+ + \Delta Q^* = 2467 + 1957 = 4424,1 \text{ N}$$

6.4.2. Statická kolová síla

Tato síla reprezentuje zatížení ložiskové komory prázdným vozem o hmotnosti 18 t.

$$Q_0 = \frac{m_e \cdot g}{8} = \frac{18000 \cdot 9,81}{8} = 22072,5 \text{ N}$$

6.5. Poměr vodící síly a svislé kolové síly

Pro určení, zda je daný 18 t vůz s navrženými pružinami vyhovující, dle podmínky bezpečnosti proti vykolejení, je zapotřebí vypočítat poměr vodící síly Y_a a svislé kolové síly Q_{\min} .

Vodící sílu na vnějším kole jsem nepočítal, nýbrž jsem využil výpočtu kolegy ze společnosti Legios Loco a.s., který ji počítal ve zprávě ZP 9/2019-Lo.

Z uvedeného zdroje jsem tedy vyčetl hodnotu vodící síly na vnějším kole, která byla vypočtena dle vyhlášky ORE B55/RP8 a je rovna $Y_a = 14298 \text{ N}$. [3]

Jelikož jsou již uvedeny všechny potřebné hodnoty pro určení bezpečnosti proti vykolejení, mohu dopočítat daný poměr.

$$\frac{Y_a}{Q_{min}} = \frac{14298}{17648,4} = 0,81$$

Podmínka, kterou udává norma ČSN EN 14363 říká, že vypočtená hodnota poměru vodící síly a svislé kolové síly musí být menší nebo maximálně rovna hodnotě 1,2.

$$\frac{Y_a}{Q_{min}} = 0,81 < 1,2$$

Z výše uvedeného vzorce mohu konstatovat, že 18 t vůz osazený navrženými pružinami, je vyhovující po straně bezpečnosti proti vykolejení.

7. Závěr

Obsahem této práce bylo navrhnout vypružení pro otevřený železniční nákladní vůz, jehož hmotnost v prázdném stavu je 18 tun, což je o 2 tuny méně, než na jakou hmotnost jsou navrženy standardní pružiny v podvozku Y25.

V teoretické části práce jsem provedl rešerši používaných provedení čtyřnápravových otevřených vozů řady E, které jsou využívány v evropském železničním systému. Následně jsem uvedl stručný popis vypružení podvozku Y25.

Hlavní pasáží praktické části byl návrh a kontrola pružin pro 18 t vůz v prázdném stavu. Při návrhu jsem vycházel ze zástavbových rozměrů vypružení do podvozku Y25 a vlastností, které má standardní vypružení při zatížení typickým reprezentantem vozů řady E na evropských železnicích, a to vysokostěnným vozem typu Eas 72 m³. Kontrola byla provedena dle normy ČSN EN 13906-1 a výsledkem bylo, že navržená vnější pružina, z hlediska trvalé únavové pevnosti, vyhovuje dle Goodmanova diagramu uvedeného v normě, ovšem navržená vnitřní pružina je při uvažování pouze osového únavového namáhání, z hlediska trvalé únavové pevnosti, nevyhovující.

Z důvodu nevyhovující navržené vnitřní pružiny jsem provedl kontrolu standardních pružin zakomponovaných ve vozech Eas 72 m³. Vnitřní standardní pružina vyhověla namáhání vozem Eas 72 m³ v loženém stavu, dle Goodmanova diagramu pro trvalou únavovou pevnost, ovšem vnitřní standardní pružina nevyhověla, dle aktuálně platné normy ČSN EN 13906-1, naprosto obdobně, jako mnou navržená vnitřní pružina.

Jelikož jsem došel k velmi překvapivému výsledku kontroly standardních pružin, rozhodl jsem se zjistit informace o četnosti vyřazování těchto pružin při revizních opravách v železničních opravnách. Za tímto účelem jsem kontaktoval oddělení oprav společnosti Legios Loco a.s. a největšího českého železničního dopravce ČD Cargo a.s. Po konzultaci s odborníky z oboru a získání dat z revizních oprav vinutých pružin, prováděných v SOKV Ústí nad Labem, jsem provedl shrnutí informací a dopočítal jsem, že přibližně 36,9 % pružin při revizi po cca. 200.000 km muselo být vyřazeno, avšak nikoliv kvůli lomu, nýbrž z důvodu vyšší poddajnosti. Toto číslo je ovšem silně zkesleno tím, že se u pružin neeviduje stáří nebo počty „najatých“ kilometrů.

Další částí byla kontrola výšky nárazníků, která je spjata s maximálním opotřebením dílů, které mají na výšku nárazníků přímý vliv. Tato kontrola byla provedena u vozu typu Eamos 60 m³ osazeného navrženými pružinami. Vypočtená výška nárazníků byla po porovnání s hodnotou uvedenou v TSI WAG vyhovující.

Na závěr celé práce byl proveden výpočet bezpečnosti proti vykolejení, který je specifikován normou ČSN EN 14363 a vyhláškou ORE B55/RP8. Výpočet byl proveden za pomoci přesných hodnot torzních tuhostí rámu podvozku a skříně vozu z FEM výpočtu, které mi poskytla společnost Legios Loco a.s. Provedená kontrola vyhověla podmínce definované normou ČSN EN 14363.

Shrnu-li výsledky této práce, tak musím konstatovat, že pokud bych chtěl navrhnout pružiny pro lehký vůz tak, aby vyhovovaly trvalé únavové pevnosti dle současně platné normy ČSN EN 13906-1, bylo by zapotřebí změnit zástavbové rozměry standardního podvozku Y25, neboť bez této změny není možné vytvořit vyhovující pružiny.

Použité zdroje

- [1] GREENBRIER Europe: Company. [Online] AstraRail Industries S.A., 2019. [Citace: 20. 4. 2019] <https://www.greenbrier-europe.com/home/company/>.
- [2] GREENBRIER Europe: Eanos 82.5 m³. [Online] AstraRail Industries S.A., 2019. [Citace: 20. 4. 2019] <https://www.greenbrier-europe.com/products/product/eanos-825-m3/>.
- [3] Legios Loco a.s. Interní dokumenty. 2019.
- [4] Černohorský, M.: PAROSTROJ: Eas. [Online] jub, 2004. [Citace: 20. 4. 2019] <https://www.parostroj.net/katalog/nv/formular.php3?ind=134>.
- [5] ČD CARGO: Eas 51,54. [Online] ČD Cargo, a.s. [Citace: 20. 4. 2019] <https://www.cdcargo.cz/cs/eas-51-54>.
- [6] Izer, J., a další.: KOLEJOVÉ VOZY. Bratislava: Alfa, 1986.
- [7] NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 321/2013 ze dne 13. března 2013 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému "kolejová vozidla - nákladní vozy" železničního systému v Evropské unii a o zrušení rozhodnutí Komise 2006/861/ES.: Úřední věstník Evropské unie, 2013. L 104.
- [8] VPI 05: Údržba nákladních vozů: Pružiny. 3. vydání. Hamburg: VPI, 2014.
- [9] Dostál, J. a Heller, P.: KOLEJOVÁ VOZIDLA I. Plzeň: Vydavatelství ZČU, 2010. ISBN 978-80-7043-960-9.
- [10] Fürbacher, I., Macek, K. a Steidl, J. a kol.: LEXIKON TECHNICKÝCH MATERIÁLŮ se zahraničními ekvivalenty. Praha: Verlag Dashöfer, 2002. ISBN 80-86229-02-5.
- [11] MITcalc: Šroubovitě pružiny válcové tlačné. [Online] [Citace: 12. 5. 2019.] <http://www.mitcalc.com/doc/sprcompress/help/cz/sprcompress.txt.htm>.
- [12] Houkal, Jiří.: PRUŽINY. [autor knihy] Alfred Bolek, Josef Kochman a kol.: ČÁSTI STROJŮ 2. svazek. 5. vydání. Praha: SNTL, 1990.
- [13] ČSN EN 13906-1: Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 1: Tlačné pružiny. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Leden 2014.
- [14] Statistika oprav vinutých pružin. ČD Cargo, a.s. SOKV Ústí nad Labem, 8. 4. 2019.
- [15] VPI 04: Údržba nákladních vozů: Dvojkolí. 3. vydání. Příloha 1. Hamburg: VPI, 2012.
- [16] VPI 02: Údržba nákladních vozů: Spodky, podvozky. 3. vydání. Příloha 12. Hamburg: VPI, 2013.
- [17] KVs5-B-2010. Jech, R., Došek, A. a Synek, J. Praha: ČD Cargo a.s., 2017.
- [18] ČSN EN 14363: Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Zář 2017.

- [19] *ORE B 55/RP 8: Bezpečnost nákladních vozů proti vykolejení v kolejových přepadech.* Utrecht: Výzkumný a zkušební ústav Mezinárodní železniční unie, Duben 1983.

Seznam obrázků

Obr. 1: Typový výkres Eanos 82,5 m ³ [2]	3
Obr. 2: Typový výkres Eamnos 60 m ³ [3].....	4
Obr. 3: Typový výkres Eas 72 m ³ [5].....	5
Obr. 4: Provedení podvozku Y25 bez čelníků s jednostrannou špalíkovou brzdou [3] ..	6
Obr. 5: Schéma pružiny k Tab. 4 [8]	7
Obr. 6: Obecné schéma pružiny [11].....	10
Obr. 7: Příčné zatížení pružiny [13].....	17
Obr. 8: Goodmanův diagram pro navrženou vnitřní pružinu.....	19
Obr. 9: Goodmanův diagram pro navrženou vnitřní pružinu.....	21
Obr. 10: Goodmanův diagram pro navrženou vnitřní pružinu, navýšený o 50 MPa	22
Obr. 11: Goodmanův diagram pro standartní vnější pružinu	24
Obr. 12: Goodmanův diagram pro standartní vnitřní pružinu.....	26
Obr. 13: Goodmanův diagram pro standartní vnitřní pružinu, navýšený o 50 MPa	27
Obr. 14: Goodmanův diagram pro porovnání vnitřních pružin	28
Obr. 15: Schéma závěsky pro tolerance [16].....	31
Obr. 16: Schéma podvozku na zborcené koleji.....	32
Obr. 17: Schéma vypružení dvojkolí.....	33
Obr. 18: Schéma soustavy torzního vypružení podvozku	34
Obr. 19: Schéma uložení podvozků v rámu vozu na zborcené kolejí	34
Obr. 20: Schéma soustavy torzního vypružení vozu	35

Seznam tabulek

Tab. 1: Technická data Eanos 82,5 m ³ [2].....	3
Tab. 2: Technická data Eamnos 60 m ³ [3]	4
Tab. 3: Technická data Eas 72 m ³ [4].....	4
Tab. 4: Současné pružiny v Y25 [8]	7
Tab. 5: Mechanické vlastnosti materiálu pružin v zušlechtěném stavu [10].....	8
Tab. 6: Společné vlastnosti [3]	9
Tab. 7: Data 23 t vozu	9
Tab. 8: Data 18 t vozu	9
Tab. 9: Parametry navržené vnější pružiny.....	13
Tab. 10: Parametry navržené vnitřní pružiny	15
Tab. 11: Statistika oprav šroubových pružin [14].....	28
Tab. 12: Rozměry závěsného oka [16].....	30
Tab. 13: Vstupní hodnoty pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení [3]	32

Seznam příloh

- Příloha 1: Typový výkres 18 t vozu řady Eamnos (BP-JB-01)
- Příloha 2: Výrobní výkres standardní vnější pružiny (BP-JB-02)
- Příloha 3: Výrobní výkres standardní vnitřní pružiny (BP-JB-03)
- Příloha 4: Charakteristika standardního vypružení 23 t vozu (BP-JB-04)
- Příloha 5: Statické síly loženého 23 t vozu působící na standardní pružiny (BP-JB-05)
- Příloha 6: Charakteristika standardního vypružení 18 t vozu (BP-JB-06)
- Příloha 7: Charakteristika navrženého vypružení 18 t vozu (BP-JB-07)
- Příloha 8: Statické síly loženého 18 t vozu působící na navržené pružiny (BP-JB-08)
- Příloha 9: Dynamické síly loženého 18 t vozu působící na navržené pružiny (BP-JB-09)
- Příloha 10: Dynamické síly loženého 23 t vozu působící na standardní pružiny (BP-JB-10)
- Příloha 11: Výrobní výkres navržené vnější pružiny (BP-JB-11)
- Příloha 12: Výrobní výkres navržené vnitřní pružiny (BP-JB-12)
- Příloha 13: Porovnání charakteristik vypružení 18 t vozu (BP-JB-13)
- Příloha 14: Zástavba navržených pružin do podvozku Y25 (BP-JB-14)