

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

**Návrh vedení dvojkolí a prvotního vypružení
pro podvozek s vnitřním rámem**

Bc. Adam Novák

Diplomová práce
2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Adam Novák**
Osobní číslo: **D16358**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Název tématu: **Návrh vedení dvojkolí a prvotního vypružení pro podvozek s vnitřním rámem**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Pro podvozek s vnitřním rámem budoucí elektrické jednotky proveďte výpočet vypružení a navrhnete konstrukční provedení vedení dvojkolí a prvotního vypružení. Při zpracovávání vycházejte ze zadaných údajů výrobce elektrické jednotky. Vypracujte:

1. Rešerši existujících koncepcí podvozků s vnitřním rámem pro osobní kolejová vozidla.
2. Návrh koncepce prvotního vypružení a vedení dvojkolí.
3. Výpočet vypružení vozu dle zadaných parametrů.
4. Konstrukční návrh prvotního vypružení a vedení dvojkolí.
5. Základní pevnostní výpočet vedení dvojkolí.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího DP**

Rozsah pracovní zprávy: **50 až 60 stran**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] IZER, J., JANDA, J., MARUNA, Z., ZDRŮBEK, S.: Kolejové vozy. 1. vydání. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava, 1986. 380 s. ISBN 63-870-84.
- [2] MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J.: Metodika konstruování kolejových vozidel (osobní a nákladní podvozky). Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 1992. 176 s.
- [3] SHIGLEY, J. E., MISHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G.: Konstruování strojních součástí. Přeložil HARTL, M. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] Doporučené normy: EN 13 749, EN 12 663, EN 15 827, VDI 2230.
- [5] Katalogy výrobců prvků vypružení a vedení dvojkolí.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jakub Vágner, Ph.D.**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **15. února 2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **20. května 2019**



doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

L.S.



Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

Prohlášení autora

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 20. 5. 2019

Bc. Adam Novák

Poděkování

Rád bych poděkoval především vedoucímu této práce Ing. Jakubu Vágnerovi, Ph.D. z Katedry dopravních prostředků a diagnostiky, oddělení kolejových vozidel za cenné rady a podklady, bez kterých by tato práce nemohla vzniknout.

Dále děkuji doc. Ing. Petru Voltrovi, Ph.D. z Katedry dopravních prostředků a diagnostiky, oddělení kolejových vozidel, za cenné rady a podklady, týkající se konstrukce podvozků s vnitřním rámem a formální úpravy této práce. Rovněž děkuji Ing. Jaroslavu Brodskému ze společnosti Škoda Transportation, a. s. za údaje a podklady pro vypracování této práce.

Závěrem bych rád poděkoval svým rodičům za duševní a finanční podporu během mého studia, své partnerce za duševní podporu a za pochopení a také všem ostatním, kteří mi jakkoliv pomohli při tvorbě této práce.

V Pardubicích dne 20. 5. 2019

Bc. Adam Novák

Anotace

Práce se zabývá návrhem prvotního vypružení a vedení dvojkolí nehnacího podvozku elektrické jednotky s vnitřním rámem. V první části práce je zpracován přehled existujících osobních podvozků s vnitřním rámem, vyráběných v současné době evropskými výrobci kolejových vozidel. Další části práce se věnují výpočtu vypružení vloženého vozu elektrické jednotky a návrhu prvotního vypružení a vedení dvojkolí. V poslední části práce je pak zpracován základní pevnostní výpočet částí vedení dvojkolí a prvotního vypružení. K práci jsou přiloženy výkresy navržených pružicích prvků a uzlů vedení dvojkolí a prvotního vypružení.

Klíčová slova

podvozek, vnitřní rám, návrh vypružení, podvozek s vnitřním rámem, vypružení kolejového vozidla

Title

Design of the wheelset guiding and primary suspension for inside frame bogie.

Annotation

The work deals with primary suspension and wheelset guiding design of non-powered inside frame bogie of the electrical multiple unit. In the first part, there is an overview of passenger railcars bogies with inside frame, currently manufactured by European producers of railway vehicles. Other parts of the work are devoted to suspension calculation, primary suspension design and wheelset guiding design. In the last part, a basic strength calculation of wheelset guiding and primary suspension parts is described. Drawings of the primary suspension elements, section view of the wheelset guiding and primary suspension are attached to the work.

Keywords

bogie, inside frame, suspension design, inside frame bogie, railway vehicle suspension

Obsah

Seznam symbolů a zkratk.....	11
1 Úvod	13
1.1 Bližší specifikace zadání	13
1.2 Problematika podvozků s vnitřním rámem	14
2 Rešerše některých podvozků s vnitřním rámem.....	16
2.1 Podvozky s vnitřním rámem výrobce Bombardier	16
2.1.1 Podvozek B5000 pro vozy a elektrické jednotky	16
2.1.2 Nehrací podvozek FLEXX Eco 5101 pro jednotky ICx	18
2.1.3 Hrací podvozky FLEXX Eco 505x a 501x	20
2.1.4 Nehrací podvozek FLEXX Eco 510x	22
2.2 Podvozky s vnitřním rámem výrobce Siemens	23
2.2.1 Nehrací podvozek SF 7000	23
2.2.2 Hrací podvozek SF 7000	25
2.3 Podvozek výrobce Fiat	26
2.4 Shrnutí rešerše podvozků s vnitřním rámem.....	28
3 Návrh koncepce prvotního vypružení a vedení dvojkolí.....	29
3.1 Koncepce uspořádání podvozku	30
3.1.1 Dvojkolí	31
3.1.2 Nápravové ložisko	32
3.1.3 Vedení dvojkolí a prvotní vypružení	34
3.1.4 Rám podvozku	38
3.1.5 Druhotné vypružení	39
3.1.6 Brzda	39
4 Návrh vypružení vloženého vozu elektrické jednotky.....	40
4.1 Hmotnostní rozvaha	40
4.1.1 Odhad hmotnosti podvozku	40
4.1.2 Odhad nevypružených hmot	41
4.2 Svislé vypružení vloženého vozu elektrické jednotky	42
4.2.1 Dynamické přetížení.....	42
4.2.2 Svislé zatížení jednotlivých stupňů vypružení a jednotlivých pružin.....	42
4.2.3 Rozvržení svislých pohybů.....	44
4.2.4 Svislé prvotní vypružení	45

4.2.5	Svislé druhotné vypružení	54
4.2.6	Výsledné hodnoty tuhostí svislého vypružení	59
4.2.7	Ověření dynamického přetížení (dynamické přírážky)	60
4.2.8	Vlastní frekvence svislého kmitání.....	63
4.2.9	Bezpečnost proti vykolejení	66
4.3	Příčné vypružení vloženého vozu elektrické jednotky	70
4.3.1	Příčné prvotní vypružení.....	70
4.3.2	Příčné druhotné vypružení	77
4.4	Podélné vypružení vloženého vozu elektrické jednotky.....	80
4.4.1	Podélné prvotní vypružení	80
5	Základní pevnostní výpočty	82
5.1	Základní pevnostní výpočty prvků prvotního vypružení	82
5.1.1	Pryžová podložka.....	82
5.1.2	Ocelová šroubovitá pružina	82
5.1.3	Pryžový doraz	83
5.1.4	Pryžokovový kloub	83
5.2	Základní pevnostní výpočty prvků vedení dvojkolí.....	87
5.2.1	Kyvné rameno.....	87
5.2.2	Záchytka poloviny nevypružených hmot jednoho dvojkolí	98
6	Závěr	105
	Literatura	108
	Seznam příloh.....	111

Seznam symbolů a zkratek

Symbole

Poznámka: Vzhledem k velkému množství veličin, které se v textu práce vyskytují, je zde uvedeno označení pouze těch nejčastěji používaných (popř. obecných). U veličin, které nabývají velkého množství různých hodnot, je zde zároveň uveden způsob doplňkového rozlišení pomocí horních a dolních indexů. Označení ostatních veličin je uvedeno přímo v textu práce.

F	[N], [kN]	síla;
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení (uvažována hodnota $g = 9,81 \text{ m·s}^{-2}$);
k	[N·m ⁻¹], [kN·mm ⁻¹], [N·m/°]	tuhost; <i>poznámka: písmenem k jsou také označovány různé součinitele, které jsou však bezrozměrné;</i>
l_{kr}	[mm]	délka kyvného ramene (vzdálenost od osy nápravového ložiska k ose pryžokovového kloubu);
$l_{kr\ pk}$	[mm]	délka kyvného ramene s převislým koncem (součet l_{kr} a l_{pk});
l_{pk}	[mm]	délka převislého konce kyvného ramene (vzdálenost od osy nápravového ložiska k ose pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny);
n^I	[-]	počet souborů prvotních pružících prvků u jednoho nápravového ložiska, resp. počet nápravových ložisek;
n^{II}	[-]	počet druhotných vzduchových pružin;
σ	[MPa]	normálové napětí;
τ	[MPa]	tečné napětí;
x	[mm]	podélná deformace;
y	[mm]	příčná deformace;
z	[m], [mm]	svislá deformace;
$2s$	[mm]	vzdálenost styčných kružnic (smluvní hodnota pro normálně rozchodná vozidla $2s = 1500 \text{ mm}$);

horní index značí:

- stupeň vypružení:
0 – nevypružené hmoty,
I – první stupeň vypružení,
II – druhý stupeň vypružení;
- doplňkové značení:
* – vztaženo na celé vypružení nebo celý stupeň vypružení,
+ – vztaženo k ose pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny,
' – vztaženo na jedno dvojkolí;

dolní index značí:

- směr – x , y , z (dle souřadného systému);
- prvek, ke kterému je veličina vztažena – např. pk (pryžokovový kloub), nar (narážka) apod.;

- stav zatížení – 0, 1, 2, 3, 4, 7, 8, 9 (viz úvod kap. 3);
 - u mechanického napětí jeho druh – např. DOV (dovolené), ekv (ekvivalentní), o (ohybové), s (smykové) apod.;
- případně jiné další specifické označení.

Zkratky

ATP	automatic train protection;
BPV	bezpečnost proti vykolejení;
DB, AG	Deutsche Bahn, Aktiengesellschaft (česky: <i>Německé dráhy, akciová společnost</i>);
GPK	geometrické parametry koleje (někdy se též uvádí „geometrická poloha koleje“);
MML	Midland Main Line;
NSB	Norges Statsbaner (česky: <i>Norské státní dráhy</i>);
QN	Quality Number;
TNÚ	tažné a narážecí ústrojí.

1 Úvod

1.1 Bližší specifikace zadání

Návrh vedení dvojkolí a prvotního vypružení, kterým se tato práce zabývá, je zpracován pro nehnací (tj. netrakovní) podvozky s vnitřním rámem vyvíjené dvoupodlažní elektrické jednotky, která je určena pro provoz na koridorových tratích kategorie QN 1. Umístění elektrické výzbroje se předpokládá na střeše jednotky. Pokud není řečeno jinak, uvažuje se ve všech případech vložený vůz elektrické jednotky s oběma podvozky nehnacími, jehož základní parametry jsou uvedeny v tab. 1. Poloha těžiště se z hlediska podélného (a příčného) směru předpokládá uprostřed tohoto vozu, tedy na průsečnici svislé a příčné roviny souměrnosti. V případě svislého směru se předpokládá, vzhledem k plánovanému umístění veškerých agregátů ve vrchních částech skříně vozu a vzhledem k dvoupodlažní koncepci vyvíjené elektrické jednotky, že těžiště bude ležet ve vrchní části zmíněné průsečnice.

Tab. 1: Základní technické parametry vloženého vozu elektrické jednotky s nehnacími podvozky.

Vložený vůz elektrické jednotky		
Rozchod koleje	r_t	1435 mm
Rozvor podvozku	p	2500 mm
Vzdálenost otočných bodů podvozků	a_p	19000 mm
Průměr kola	D_k	920 mm
Nejmenší pojížděný poloměr oblouku koleje	R_{400}	400 m ¹⁾
Maximální provozní rychlost	V_{max}	200 km·h ⁻¹
Hmotnost prázdného vozu	$m_{v p}$	45000 kg
Maximální nápravová hmotnost	m_n	16,5 t
Hmotnost plně obsazeného vozu (je vycházeno z max. nápravové hmotnosti)	$m_{v max}$	$4 \times 16,5 \times 10^3 = 66000$ kg

Kromě výše uvedených technických parametrů jsou ze strany výrobce kolejového vozidla stanoveny další požadavky rozšiřující zadání:

- vedení dvojkolí kyvným ramenem (viz kap. 3.1.3),
- prvotní vypružení ocelovou šroubovitou pružinou a pryžovou podložkou (viz kap. 3.1.3),
- vzdálenost osy nápravového ložiska od osy pryžokovového kloubu spojujícího kyvné rameno s rámem podvozku $l_{kr} = 500,0$ mm.

¹⁾ Jedná se o provozní hodnotu. Pro provoz v areálu dep nebo dílen je uvažován nejmenší poloměr oblouku $R_{min} = 90$ m.

1.2 Problematika podvozků s vnitřním rámem

Podvozky s vnitřním rámem se v železniční technice používaly již v době jejího zrodu. Typickým příkladem takového použití jsou parní lokomotivy. U dnešních podvozků se nápravová ložiska nacházejí v drtivé většině případů na koncích náprav, tedy jedná se o podvozky s vnějším rámem, neboli s vnějším ložiskováním. Zásadním rozdílem u podvozků s vnitřním rámem je tzv. nekonvenční ložiskování, tj. umístění nápravových ložisek mezi koly (tedy ve střední části nápravy). V současné době se vyskytly snahy některých výrobců kolejových vozidel o návrat k této koncepci, neboť z ní plynou určité výhody oproti konvenčním podvozkům:

- Menší rozměry podvozku (až o 30 % oproti konvenčním podvozkům) znamenají menší hmotnost podvozku (až o 37 %). Díky tomu je k dispozici větší prostor pro umístění různých komponent pod podlahou vozidla. Kromě toho podvozek vykazuje lepší aerodynamické vlastnosti a nižší hlučnost. Úspora hmotnosti má také přímou souvislost s náklady na provoz. Např. výrobce Bombardier uvádí, že při celkové úspoře hmotnosti podvozku o 30 % klesnou provozní náklady až o 27 %. [1]
- Konstrukce podvozků s vnitřním ložiskováním umožňuje podstatně snížit nevypružené hmoty (až o 30 %), neboť náprava je v tomto případě kratší. Snížení nevypružených hmot znamená snížení negativních účinků vozidla na kolej a snížení opotřebení podvozku i trati. Opět zde dochází také ke snížení provozních nákladů, které se pohybuje okolo 11 %. [1]
- Vzhledem k odlišnému způsobu umístění nápravových ložisek má náprava příznivější průběh ohybového momentu při zatěžování dvojkolí svislými a příčnými silami, což snižuje nároky na její dimenzování. Díky výše uvedeným pozitivům nezpůsobují podvozky s vnitřním rámem takové opotřebení dopravní infrastruktury, jako podvozky s rámem vnějším.
- Při použití vnitřního ložiskování lze docílit toho, že vzdálenost středů nápravových ložisek ($2w^l$) je menší než vzdálenost styčných kružnic ($2s$), což znamená menší změnu svislých kolových sil na bázi rozvoru podvozku na zborcené koleji. Z toho vyplývá, že podvozky s vnitřním rámem jsou příznivější z hlediska bezpečnosti proti vykolejení (BPV).
- Oproti konvenčním podvozkům se vyznačují podvozky s vnitřním rámem snížením nákladů během životního cyklu až o 25 %. Např. výrobce Bombardier u podvozku FLEXX Eco uvádí náklady 8,75 € na 1000 provozních kilometrů, přičemž u nehnacích podvozků mohou náklady dosáhnout v některých extrémních případech až 30 € na 1000 kilometrů. [1]
- Podvozky s vnitřním rámem jsou také velice příznivé z hlediska kilometrických proběhů do výměny kol a generální opravy. Např. u podvozku FLEXX Eco se výměna kol provádí po ujetí 1,6 milionu kilometrů, což je proběh o cca 30 % delší ve srovnání s ostatními konvenčními podvozky. Generální oprava u téhož podvozku se provádí po

10 letech, což lze označit za nadprůměrnou hodnotu. Dlužno též podotknout, že díky vnitřnímu ložiskování je výměna kol méně nákladná a méně časově náročná. [1]

- Jedním z účelů koncepce podvozku s vnitřním rámem je snížení opotřebení v kontaktu mezi kolem a kolejnicí. Toto opotřebení se hodnotí podle tzv. třecí práce, tedy součinu podélné skluzové síly T a relativního skluzu γ . Díky kratšímu rozvoru podvozků s vnitřním rámem lze podstatně snížit hodnoty zmíněné třecí práce. Např. výrobce Siemens uvádí, že u podvozku s vnitřním rámem typu SF 7000 lze v oblouku o poloměru 1000 m snížit velikost třecí práce až o 75 % oproti konvenčnímu podvozku typu SF 5000. [6]

Koncepce vnitřního ložiskování má ovšem také své nevýhody:

- Při výměně ložisek je vždy nutné slisovat obě kola z nápravy.
- Prvotní vypružení podvozku s vnitřním rámem bývá zpravidla dosti tuhé z důvodu nízko položeného rámu podvozku (resp. z důvodu větších rozměrů nápravového ložiska).
- Doposud není uzavřen soubor evropských norem týkajících se problematiky podvozků s vnitřním rámem.

2 Rešerše některých podvozků s vnitřním rámem

Tato kapitola obsahuje přehled nejběžnějších existujících podvozků s vnitřním rámem pro osobní kolejová vozidla, které jsou v současné době vyráběny předními evropskými výrobci.

2.1 Podvozky s vnitřním rámem výrobce Bombardier

Firma Bombardier zahájila vývoj podvozků s vnitřním rámem ve spolupráci se společností British Rail v roce 1989. V 90. letech bylo vyprodukováno několik prototypů podvozků pro společnosti DB AG a NSB. Podvozky s vnitřním rámem výrobce Bombardier našly největšího uplatnění ve Spojeném království u jednotek řad 220, 222 a 172, v Německu u souprav vlaků ICx a v Norsku u vozů B5.

2.1.1 Podvozek B5000 pro vozy a elektrické jednotky

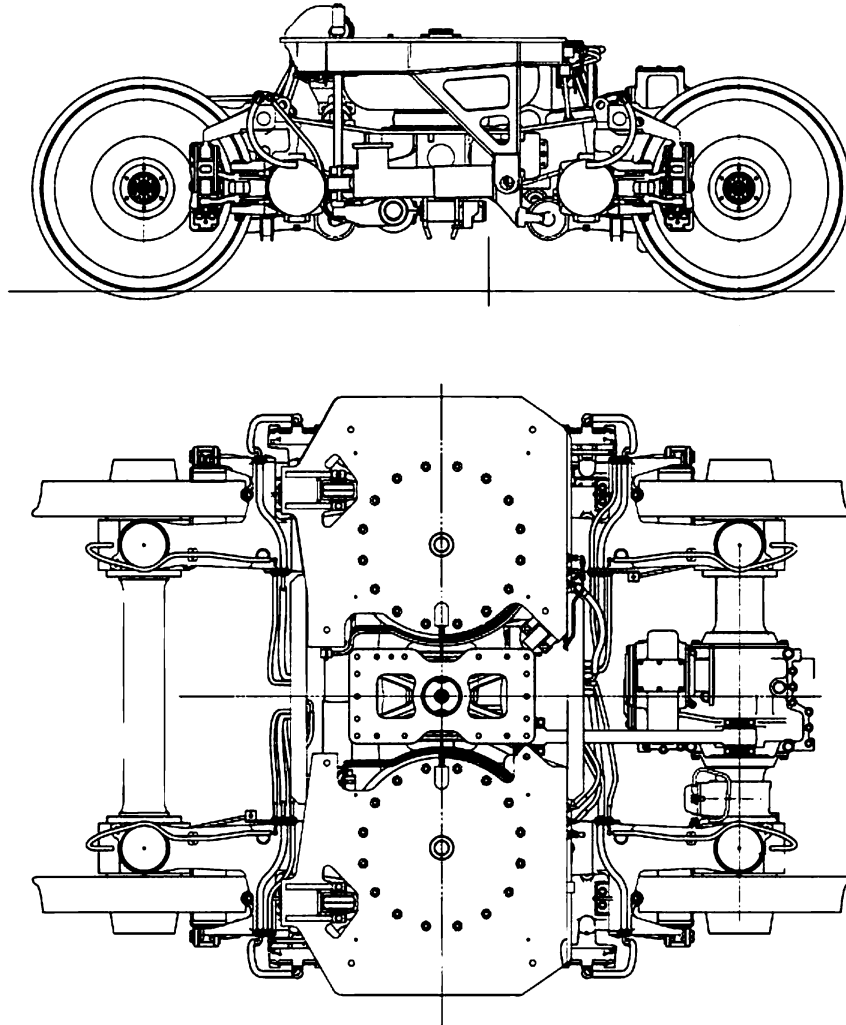
Tento podvozek (viz obr. 1 a obr. 2) je použit u jednotek společnosti Virgin Rail & MML ve Spojeném království. Rám podvozku je svařen z ocelových plechů s navařenými ocelovými odlitky a má tvar písmene H, tedy bez čelníků, což zvyšuje jeho torzní poddajnost. Nápravy jsou z důvodu snížení nevypružených hmot realizovány jako vrtané s průměrem otvoru 70,0 mm.



Obr. 1: Podvozek typu B5000. [7]

Vnitřní kroužek kuželíkové ložiskové jednotky se na jedné straně opírá o osazení vytvořené na vnitřním konci sedla nápravového ložiska na nápravě a na opačné straně se opírá o náboj kola, čímž je nápravové ložisko axiálně zajištěno. Na vrchní straně každé ložiskové skříně je přišroubována pryžová kónická pružina výrobní řady Metacone, která je ve své vrchní části uchycena v misce podélníku rámu podvozku. Pryžové pružiny plní současně i tlumič funkci v prvním stupni svislého vypružení, a nejsou tedy doplněny hydraulickými tlumiči svislých

kmitů rámu podvozku vůči nápravovým ložiskům. Jelikož se na ložiskové skříně nachází pouze jedna pružina, je vedení dvojkolí doplněno navíc tažně-tlačnou tyčí (ojnicí). Tato ojnice je uchycena pomocí pryžokovového kloubu k ložiskové skříně v její spodní části a rovněž pomocí pryžokovového kloubu je uchycena ke spodní straně příslušného podélníku rámu podvozku. Z výše uvedeného vyplývá, že v celém uzlu vedení dvojkolí se nenachází žádné třecí dvojice, čímž je omezeno opotřebovávání příslušných komponent a vyloučen vznik nežádoucích vůlí.



Obr. 2: Nákres podvozku typu B5000. [9]

Druhotné vypružení je tvořeno dvěma vzduchovými pružinami. Podélné síly mezi rámem podvozku a skříně vozidla přenáší středový čep. Brzdový systém podvozku tvoří čtyři jednotky diskové brzdy doplněné brzdou střadačovou. Podvozek je vybaven torzním stabilizátorem kolébání skříně vozidla a dále disponuje jedním hydraulickým tlumičem svislých kmitů skříně vozidla, jedním hydraulickým tlumičem příčných kmitů skříně vozidla a dvěma hydraulickými tlumiči vrtivých kmitů podvozku. Na jedné z náprav se nachází kuželová nápravová převodovka. Točivý moment od trakčního motoru, který je patrně umístěn na spodku skříně vozidla, je přenášen kardanovým hřídelem. Podvozek existuje

rovněž ve variantě nehnací (viz např. [7]). Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2: Základní technické parametry podvozku typu B5000. [9]¹⁾

Podvozek B5000	
Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	2250 mm
Výška přes pružiny druhotného vypružení	960 mm
Průměr kola nový / opotřeбенý	780 / 716 mm
Hmotnost podvozku (s nápravovou převodovkou)	4700 kg
Nápravová hmotnost	16,0 t
Maximální provozní rychlost	120 km·h ⁻¹
Výkon	300 kW

2.1.2 Nehnací podvozek FLEXX Eco 5101 pro jednotky ICx

Rám podvozku je svařen z ocelových plechů materiálů S235J2+N a S460N s navařenými ocelovými odlitky a má tvar písmene H (viz obr. 3 a obr. 4), tedy bez čelníků, což zvyšuje jeho torzní poddajnost. Pro snížení nevypružených hmot jsou nápravy realizovány jako vrtané s průměrem otvoru 70,0 mm.

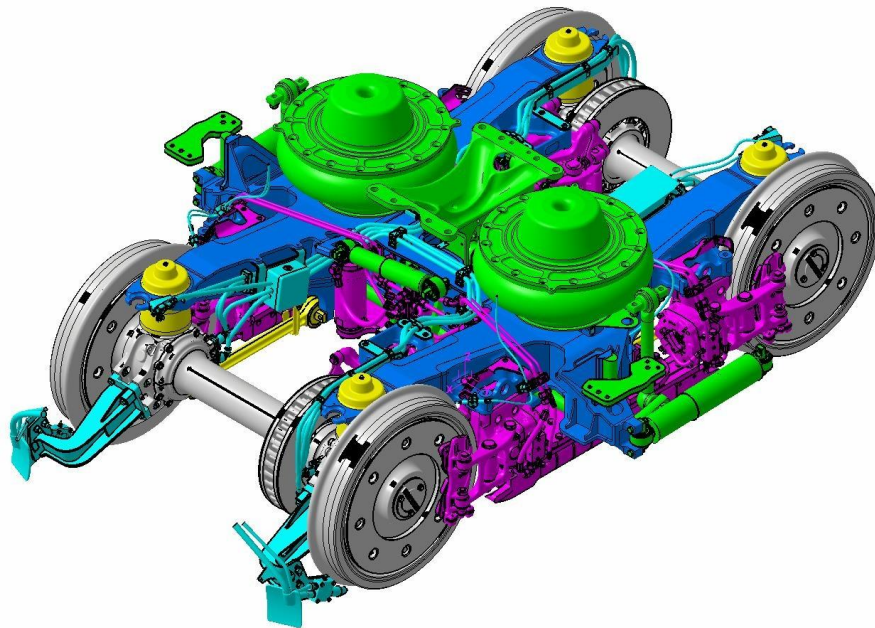


Obr. 3: Podvozek typu FLEXX Eco 5101. [1]

Vnitřní kroužek kuželíkové ložiskové jednotky, o rozměrech 185x280x160 mm, se na jedné straně opírá o osazení vytvořené na vnitřním konci sedla nápravového ložiska na nápravě a na

¹⁾ Jiné zdroje uvádějí i jiné technické parametry. Důvodem může být postupný vývoj podvozku od prototypu po konečnou variantu.

opačné straně se opírá o náboj kola, čímž je nápravové ložisko axiálně zajištěno. Na vrchní straně každé ložiskové skříně je přišroubována pryžová kónická pružina výrobní řady Metacone, která je ve své vrchní části uchycena v misce podélníku rámu podvozku. Pryžové pružiny plní současně i tlumicí funkci v prvním stupni svislého vypružení, a nejsou tedy doplněny hydraulickými tlumiči svislých kmitů rámu podvozku vůči nápravovým ložiskům. Jelikož se na ložiskové skříně nachází pouze jedna pružina, je vedení dvojkolí doplněno navíc tažně-tlačnou tyčí (ojnicí). Tato ojnice je uchycena pomocí pryžokovového kloubu k ložiskové skříně v její spodní části a rovněž pomocí pryžokovového kloubu je uchycena ke spodní straně příslušného podélníku rámu podvozku. Z výše uvedeného vyplývá, že v celém uzlu vedení dvojkolí se nenachází žádné třecí dvojice, čímž je omezeno opotřebovávání příslušných komponent a vyloučen vznik nežádoucích vůlí.



Obr. 4: Model podvozku typu FLEXX Eco 5101. [1]

Druhotné vypružení je tvořeno dvěma vzduchovými pružinami. Podélné síly mezi rámem podvozku a skříně vozidla přenáší středový čep. Brzdový systém podvozku je tvořen jedním brzdovým kotoučem nalisovaným na nápravě, a navíc i brzdovými disky umístěnými v kolech. Součástí každé brzdové jednotky ovládající diskovou brzdou je také brzda střadačová. Podvozek navíc disponuje i kolejnicovou magnetickou brzdou a torzním stabilizátorem kolébání skříně vozidla. Na podvozku se nachází jeden hydraulický tlumič svislých kmitů skříně vozidla, jeden hydraulický tlumič příčných kmitů skříně vozidla a dva hydraulické tlumiče vrtivých kmitů podvozku. Podvozek je vybaven zařízením vlakového zabezpečovače (ATP) pro provoz v Německu, Rakousku a Švýcarsku a dále i v Nizozemí a v Polsku. Na podvozku je monitorována stabilita chodu a teplota nápravových ložisek. U první nápravy je navíc umístěno pískování a zařízení pro mazání okolků. Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tab. 3.

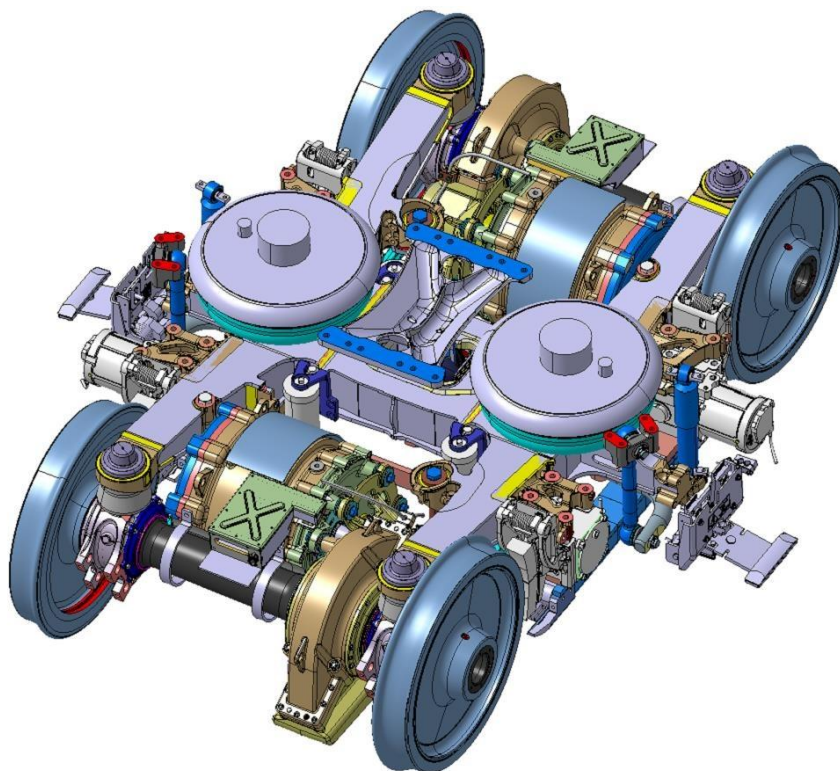
Tab. 3: Základní technické parametry podvozku typu FLEXX Eco 5101. [9]

Podvozek FLEXX Eco 5101	
Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	2300 mm
Báze pružin prvotních / druhotných	1120 / 1120 mm
Průměr kola nový / opotřeбенý	825 / 750 mm
Hmotnost podvozku – vůz vložený / koncový	5515 / 5715 kg
Maximální zatížení podvozku řídicího / vloženého	31,6 / 31,8 t
Nápravová hmotnost dle vysokých rychlostí TSI	16,6 t
Nápravová hmotnost při max. zatížení podvozku	18,6 t
Nápravová hmotnost dle DIN EN 13 103, včetně dodatečných hmot definovaných normou	19,3 t
Maximální provozní rychlost	250 km·h ⁻¹

2.1.3 Hnací podvozky FLEXX Eco 505x a 501x

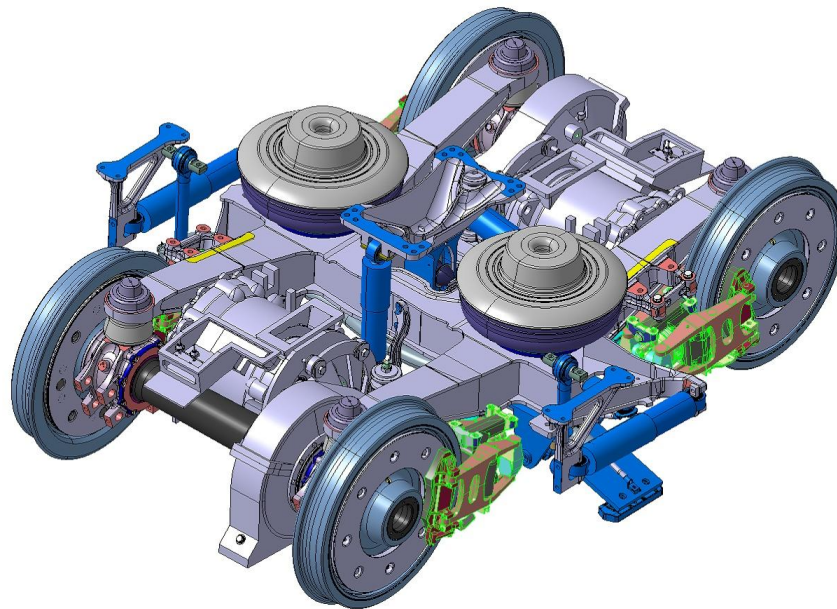
Podvozky typu FLEXX Eco 505x a 501x (viz obr. 5 a obr. 6) se používají u vozů metra např. ve Stockholmu, v Riyadhu či u jednotek Intercity Crossrail.

Rám podvozků je svařen z ocelových plechů s navařenými ocelovými odlitky a má tvar písmene H.



Obr. 5: Model podvozku typu FLEXX Eco 505x používaný u vozů metra. [1]

Vnitřní kroužek kuželíkové ložiskové jednotky se na jedné straně opírá o osazení vytvořené na vnitřním konci sedla nápravového ložiska na nápravě a na opačné straně se opírá o náboj kola, čímž je nápravové ložisko axiálně zajištěno. Na vrchní straně každé ložiskové skříně je přišroubována pryžová kónická pružina výrobní řady Metacone, která je ve své vrchní části uchycena v misce podélníku rámu podvozku. Pryžové pružiny plní současně i tlumicí funkci v prvním stupni svislého vypružení, a nejsou tedy doplněny hydraulickými tlumiči svislých kmitů rámu podvozku vůči nápravovým ložiskům. Jelikož se na ložiskové skříně nachází pouze jedna pružina, je vedení dvojkolí doplněno navíc tažně-tlačnou tyčí (ojnicí). Tato ojnice je uchycena pomocí pryžokovového kloubu k ložiskové skříně v její spodní části a rovněž pomocí pryžokovového kloubu je uchycena ke spodní straně příslušného podélníku rámu podvozku. Z výše uvedeného vyplývá, že v celém uzlu vedení dvojkolí se nenachází žádné třecí dvojice, čímž je omezeno opotřebování příslušných komponent a vyloučen vznik nežádoucích vůlí.



Obr. 6: Model podvozku typu FLEXX Eco 501x používaný u jednotek Intercity. [1]

Druhotné vypružení je tvořeno dvěma vzduchovými pružinami. Podélné síly mezi rámem podvozku a skříně vozidla přenáší středový čep. Brzdový systém podvozku 505x tvoří čtyři jednotky špalíkové brzdy, brzdový systém podvozku 501x tvoří čtyři jednotky brzdy diskové. Na podvozku 505x se nachází dva hydraulické tlumiče svislých kmitů skříně vozidla a jeden hydraulický tlumič příčných kmitů skříně vozidla. Podvozek typu 501x disponuje jedním hydraulickým tlumičem svislých kmitů skříně vozidla, jedním hydraulickým tlumičem příčných kmitů skříně vozidla a dvěma hydraulickými tlumiči vrtivých kmitů podvozku. Kromě toho se na podvozcích nachází torzní stabilizátor kolébání skříně vozidla. Podvozky typu 505x i 501x mají na rozdíl od podvozku typu B5000 obě nápravy hnací. Ucelená pohonná jednotka je tvořena trakčním motorem, který je vázán k rámu podvozku (bez ložiskování na nápravě), a čelní nápravovou převodovkou. Pro podvozky jsou použity různé typy trakčních motorů (např. MITRAC DR 1320, MITRAC DR 1520 W, MITRAC

DR 1820 W [10]) o různých výkonech podle konkrétního použití podvozků. Podvozky dále disponují bočními sběrači proudu. Základní technické parametry podvozků jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4: Základní technické parametry podvozků typu FLEXX Eco 505x a 501x. [1], [4]

Podvozky FLEXX Eco 505x a 501x	
Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	2250–2500 mm ¹⁾
Průměr kola	780 mm ¹⁾
Hmotnost podvozku	4000–4600 kg ¹⁾
Nápravová hmotnost	15,5 t
Maximální provozní rychlost – 505x	100 km·h ⁻¹
Maximální provozní rychlost – 501x	225 km·h ⁻¹
Výkon	až 500 kW ²⁾

2.1.4 Nehrací podvozek FLEXX Eco 510x

Rám podvozku je svařen z ocelových plechů s navařenými ocelovými odlitky a má tvar písmene H.

Vnitřní kroužek kuželíkové ložiskové jednotky se na jedné straně opírá o osazení vytvořené na vnitřním konci sedla nápravového ložiska na nápravě a na opačné straně se opírá o náboj kola, čímž je nápravové ložisko axiálně zajištěno. Na vrchní straně ložiskové skříně je přišroubována pryžová kónická pružina výrobní řady Metacone, která je ve své vrchní části uchycena v misce podélníku rámu podvozku. Pryžové pružiny plní současně i tlumičí funkci v prvním stupni svislého vypružení, a nejsou tedy doplněny hydraulickými tlumiči svislých kmitů rámu podvozku vůči nápravovým ložiskům. Jelikož se na ložiskové skříně nachází pouze jedna pružina, je vedení dvojkolí doplněno navíc tažně-tlačnou tyčí (ojnicí). Tato ojnice je uchycena pomocí pryžokovového kloubu k ložiskové skříně v její spodní části a rovněž pomocí pryžokovového kloubu je uchycena ke spodní straně příslušného podélníku rámu podvozku. Z výše uvedeného vyplývá, že v celém uzlu vedení dvojkolí se nenachází žádné třecí dvojice, čímž je omezeno opotřebovávání příslušných komponent a vyloučen vznik nežádoucích vůlí.

Druhotné vypružení je tvořeno dvěma vzduchovými pružinami. Podélné síly mezi rámem podvozku a skříně vozidla přenáší středový čep. Brzdový systém podvozku je tvořen čtyřmi brzdovými jednotkami diskové brzdy, dvěma brzdovými jednotkami brzdy kotoučové (na každé nápravě se nachází jeden brzdový kotouč) a magnetickou kolejnicovou brzdou. Podvozek disponuje jedním hydraulickým tlumičem svislých kmitů skříně vozidla, jedním

¹⁾ Obecná hodnota pro podvozky typu FLEXX Eco, u různých aplikací se liší.

²⁾ Obecná hodnota pro podvozky typu FLEXX Eco, u různých aplikací se liší, viz např. [10] či [11].

hydraulickým tlumičem příčných kmitů skříně vozidla a dvěma hydraulickými tlumiči vrtivých kmitů podvozku. Kromě toho se na podvozku nachází torzní stabilizátor kolébání skříně vozidla. Základní technické parametry jsou uvedeny v tab. 5.

Tab. 5: Základní technické parametry podvozku typu FLEXX Eco 510x. [1]

Podvozek FLEXX Eco 510x	
Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	2250–2500 mm ¹⁾
Průměr kola	780 mm ¹⁾
Nápravová hmotnost	19,0 t
Maximální provozní rychlost	280 km·h ⁻¹

2.2 Podvozky s vnitřním rámem výrobce Siemens

Důvody, kvůli kterým se výrobce Siemens pustil do konstrukce podvozku s vnitřním rámem, jsou prakticky stejné jako v případě firmy Bombardier. I zde se jednalo o zakázku pro Spojené království s cílem zlepšit vlastnosti pojezdu a snížit negativní účinky vozidla na trať, neboť ve Spojeném království se poplatky za použití dopravní cesty odvíjí právě od toho, jak moc je pojezd vozidla „přátelský“ k dopravní cestě. Výsledkem je podvozek typu SF 7000, určený pro nové jednotky Desiro City společnosti Thameslink, který existuje ve variantě hnací i nehnací. Oproti svému předchůdci, podvozku s vnějším rámem typu SF 5000, se tento podvozek liší (kromě vnitřního ložiskování) zejména kratším rozvorem a menším průměrem kol. Díky tomu se podařilo u podvozku snížit jeho celkovou hmotnost, moment setrvačnosti dvojkolí a nevypružené hmoty.

2.2.1 Nehnací podvozek SF 7000

Stejně jako v případě podvozků s vnitřním rámem výrobce Bombardier je i rám podvozku SF 7000 svařované konstrukce ve tvaru písmene H, tedy bez čelníků (viz obr. 7). Poddajnost rámu je zde však mírně omezena dosazením dvou vedlejších příčniců, které slouží k upevnění různých komponent (např. brzdových jednotek). Z důvodu snížení nevypružených hmot jsou i nápravy podvozku SF 7000 vrtané, a to s průměrem otvoru 110,0 mm. Díky tomu činí hmotnost samotné nápravy pouze 205 kg. Hmotnost kola je 265 kg.

Nápravové ložisko je tvořeno kuželíkovou ložiskovou jednotkou a odlévanou ocelovou ložiskovou skříní. Na vrchní straně ložiskové skříně spočívá pryžová pružina lomeného tvaru, namáhaná převážně na tlak, která je ve své vrchní části uchycena ke spodku podélníku rámu podvozku²⁾. Ke každé prvotní pružině je paralelně řazen hydraulický tlumič svislých kmitů rámu podvozku, který je ve své vrchní části uchycen ke konci podélníku rámu podvozku

¹⁾ Obecná hodnota pro podvozky typu FLEXX Eco, u různých aplikací se liší.

²⁾ Podobné pryžové bloky se užívají např. u britského nákladního podvozku typu TF 25 namísto kluznic v uzlu spojení mezi podvozkem a skříní vozidla.

pomocí pryžokovového kloubu. Ve své spodní části je uchycen rovněž pomocí pryžokovového kloubu ke konzole, která je součástí ložiskové skříně (kyvného ramene). Vedení dvojkolí je realizováno kyvným ramenem, jehož jeden konec zároveň tvoří ložiskovou skříně. Na opačném konci je kyvné rameno uchyceno pomocí pryžokovového kloubu k rámu podvozku. Ve vedení dvojkolí se tedy nevyskytují žádné třecí dvojice.



Obr. 7: Nehrací podvozek typu SF 7000. [17]

Druhotné vypružení tvoří vzduchové pružiny, doplněné dvěma hydraulickými tlumiči svislých kmitů skříně vozidla a jedním hydraulickým tlumičem příčných kmitů skříně vozidla. Kromě toho disponuje podvozek také dvěma hydraulickými tlumiči vrtivých kmitů podvozku a torzním stabilizátorem kolébání skříně vozidla. Přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní vozidla zajišťuje středový čep. Brzdovou výstroj podvozku tvoří čtyři jednotky kotoučové brzdy (na každé nápravě jsou umístěny dva brzdové kotouče). Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tab. 6.

Tab. 6: Základní technické parametry nehracího podvozku typu SF 7000. [15]

Podvozek SF 7000 – nehrací	
Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	2100 mm
Průměr kola nový / opotřebený	820 / 760 mm
Hmotnost podvozku	cca 4100 kg
Nápravová hmotnost	14,5 t
Maximální provozní rychlost	160 km·h ⁻¹

2.2.2 Hnací podvozek SF 7000

Základní konstrukce tohoto podvozku je stejná jako u podvozku nehnacího. Rám podvozku je opět konstruován jako svařenec z ocelových plechů ve tvaru písmene H (viz obr. 8). Namísto čelníků disponuje rám dvěma vedlejšími příčnicí, čímž je poněkud omezena jeho torzní poddajnost. Nápravy jsou z důvodu snížení nevypružených hmot provedeny jako vrtané s průměrem otvoru 110,0 mm. Hmotnost nápravy hnacího dvojkolí činí 209 kg, hmotnost kola je stejná jako v případě podvozku nehnacího, tedy 265 kg.

Nápravové ložisko je tvořeno kuželíkovou ložiskovou jednotkou a odlévanou ocelovou ložiskovou skříní. Na vrchní straně ložiskové skříně spočívá pryžová pružina lomeného tvaru, namáhaná převážně na tlak, která je ve své vrchní části uchycena ke spodku podélníku rámu podvozku¹⁾. Ke každé prvotní pružině je paralelně řazen hydraulický tlumič svislých kmitů rámu podvozku, který je ve své vrchní části uchycen ke konci podélníku rámu podvozku pomocí pryžokovového kloubu. Ve své spodní části je uchycen rovněž pomocí pryžokovového kloubu ke konzole, která je součástí ložiskové skříně (kyvného ramene). Vedení dvojkolí je realizováno kyvným ramenem, jehož jeden konec zároveň tvoří ložiskovou skříně. Na opačném konci je kyvné rameno uchyceno pomocí pryžokovového kloubu k rámu podvozku. Ve vedení dvojkolí se tedy nevyskytují žádné třecí dvojice.



Obr. 8: Hnací podvozek typu SF 7000. [6]

Druhotné vypružení tvoří vzduchové pružiny, doplněné dvěma hydraulickými tlumiči svislých kmitů skříně vozidla a jedním hydraulickým tlumičem příčných kmitů skříně vozidla. Kromě toho disponuje podvozek také dvěma hydraulickými tlumiči vrtivých kmitů podvozku a torzním stabilizátorem kolébání skříně vozidla. Přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní vozidla zajišťuje středový čep. Hlavním brzdovým systémem podvozku je elektrodynamická brzda s možností rekuperace, která je doplněna čtyřmi brzdovými jednotkami špalíkové brzdy. Trakční motor je spojen pružně s rámem podvozku bez ložiskování na nápravu. Točivý moment se přenáší z trakčního motoru pomocí zubové spojky

¹⁾ Podobné pryžové bloky se užívají např. u britského nákladního podvozku typu TF 25 namísto kluznic v uzlu spojení mezi podvozkem a skříní vozidla.

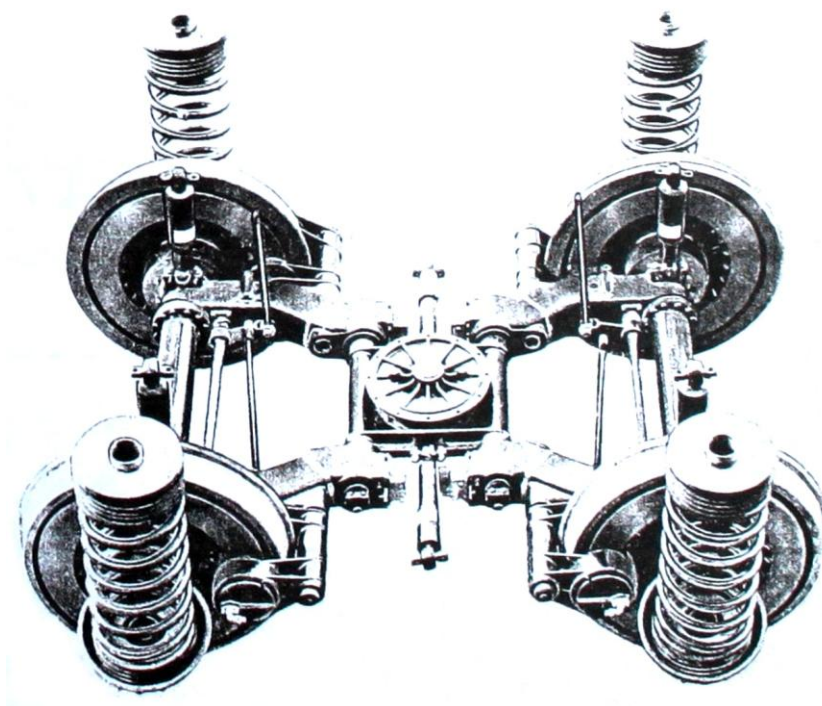
a čelní nápravové převodovky na dvojkolí. Podvozek je dále vybaven bočním sběračem proudu. Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tab. 7.

Tab. 7: Základní technické parametry hnacího podvozku typu SF 7000. [15]

Podvozek SF 7000 – hnací	
Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	2200 mm
Průměr kola nový / opotřeбенý	820 / 760 mm
Hmotnost podvozku	cca 5800 kg
Nápravová hmotnost	15,5 t
Maximální provozní rychlost	160 km·h ⁻¹
Výkon vztažený na jednu nápravu	cca 235 kW

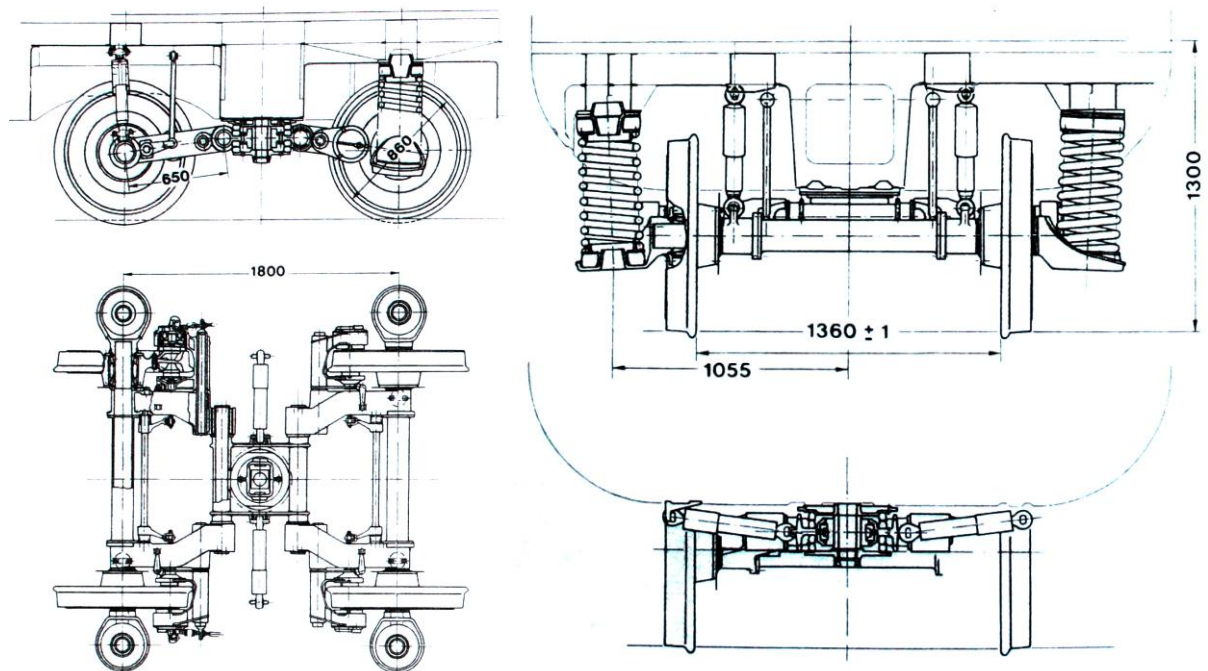
2.3 Podvozek výrobce Fiat

Na závěr rešerše byl zařazen jeden atypický historický zástupce – nehnací podvozek výrobce Fiat (viz obr. 9 a obr. 10). Střední část podvozku je vyrobena z lehkých kovových materiálů a je pružně spojena se skříní vozidla (viz obr. 10). Nápravy jsou spojeny se střední částí podvozku pomocí čtyř ramen. Vlastní spojení těchto ramen se střední částí podvozku je realizováno pomocí čepů uložených v silentblocích, čímž je zajištěno radiální stavění dvojkolí.



Obr. 9: Nehnací podvozek výrobce Fiat. [18]

U tohoto podvozku však nelze hovořit o vnitřním ložiskování v pravém slova smyslu, ježto funkci klasického rámu zde přebírá střední část podvozku, ramena a nápravy, které se však neotáčejí. Kola jsou na nápravách ložiskována pomocí kuželíkových ložisek – jedná se tedy o podvozek s nezávislými koly. Vypružení je pouze jednostupňové a je zajištěno čtyřmi ocelovými šroubovitými pružinami typu flexi-coil, které jsou umístěny na nosičích pružin na koncích náprav a jsou doplněny pryžovými podložkami. Tyto pružiny umožňují pohyb skříně vozidla ve všech směrech. Brzdový systém podvozku tvoří čtyři jednotky diskové brzdy. Podvozek dále disponuje čtyřmi hydraulickými tlumiči svislých kmitů skříně vozidla, dvěma hydraulickými tlumiči příčných kmitů skříně vozidla a dvěma torzními stabilizátory kolébání skříně vozidla. Základní technické parametry podvozku jsou uvedeny v tab. 8.



Obr. 10: Návrh podvozku výrobce Fiat (vlevo) a detail spojení skříně s podvozkem (vpravo). [18]

Tab. 8: Základní technické parametry podvozku výrobce Fiat. [18]

Podvozek výrobce Fiat	
Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	1800 mm
Průměr kola	860 mm
Hmotnost podvozku	cca 3000 kg
Maximální provozní rychlost	300 km·h ⁻¹

2.4 Shrnutí řešerše podvozků s vnitřním rámem

Přehled podvozků s vnitřním rámem, uvedený v kap. 2, není pochopitelně zcela vyčerpávající. Jsou zde zahrnuty zejména v současné době provozované podvozky předních evropských výrobců, avšak existují i další podvozky s vnitřním rámem pro osobní dopravu, např. podvozek výrobce Hitachi Rail (viz např. [19] či [20]), ale i pro nákladní dopravu, např. podvozek Leila (viz např. [19]).

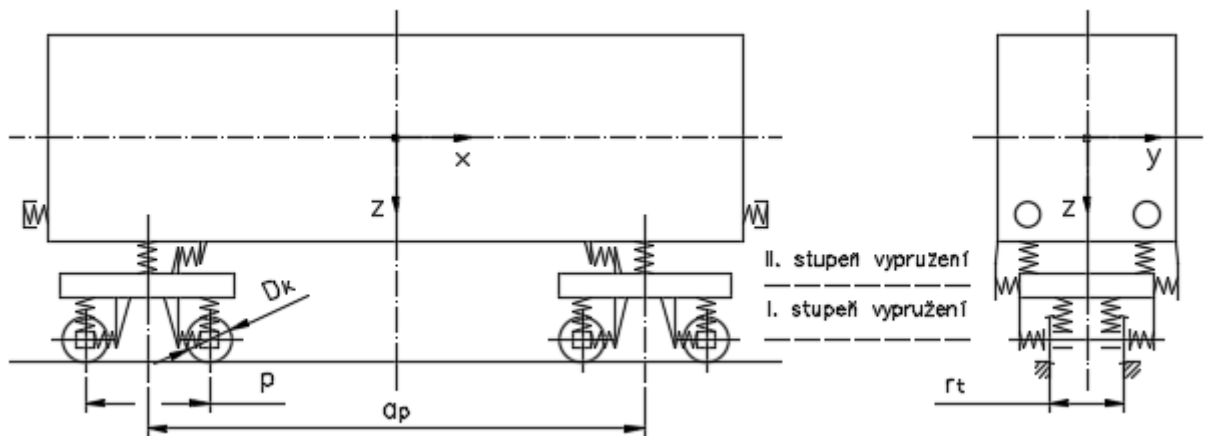
Na základě zpracované řešerše lze říci, že současný vývoj podvozků s vnitřním rámem sleduje zejména snížení negativních účinků vozidla na kolej a snížení provozních nákladů. Z toho důvodu se u podvozků s vnitřním rámem používají kola menších průměrů (780 mm, 820 mm) a vrtané nápravy pro snížení nevypružených hmot. Vedení dvojkolí je u podvozků výrobce Bombardier řešeno kombinací kónické pryžové pružiny, která plní současně funkci prvotního vypružení, a podélné ojnice. Podvozky výrobce Siemens pak mají vedení dvojkolí realizováno kyvným ramenem. Prvotní vypružení těchto podvozků zajišťují pryžové pružiny lomeného tvaru namáhané převážně na tlak, a jsou navíc doplněny i hydraulickými tlumiči svislých kmitů rámu podvozku vůči nápravovým ložiskům.

Rámy podvozků jsou konstruovány jako torzně poddajné, ve tvaru písmene H a jsou v některých případech doplněny vedlejšími příčníky (podvozky výrobce Siemens). Druhotné vypružení je realizováno jako vzduchové a je doplněno hydraulickými tlumiči svislých a příčných kmitů skříně vozidla. Podvozky určené pro vyšší rychlosti jsou dále vybaveny hydraulickými tlumiči vrtivých kmitů podvozku. Všechny podvozky také disponují torzním stabilizátorem kolébání skříně vozidla. Brzda podvozků je nejčastěji řešena jako kotoučová nebo disková, u některých podvozků je realizována jako špalíková.

3 Návrh koncepce prvotního vypružení a vedení dvojkolí

V této kapitole je zpracována základní koncepce podvozku s vnitřním rámem, zejména koncepce vedení dvojkolí a prvotního vypružení (kap. 3.1.3).

Vložený vůz elektrické jednotky má dvoustupňové vypružení, přičemž každý stupeň je tvořen vypružením svislým, příčným a podélným. Souřadnicový systém vloženého vozu elektrické jednotky, schematické znázornění vypružení a zakótované základní zadané rozměry z tab. 1 jsou patrné z obr. 11. Dle souřadnicového systému je v následujícím textu pomocí dolních indexů x , y a z označována orientace vektoru příslušné veličiny. Pomocí dalších dolních indexů je označeno, ke kterým prvkům se veličina vztahuje (např. p_p = pryžová podložka, o_p = ocelová šroubovitá pružina apod.). Horními indexy I a II je označován stupeň vypružení.



Obr. 11: Znázornění souřadného systému a schematické znázornění vypružení vloženého vozu elektrické jednotky. (Pro větší přehlednost není vykreslena tloušťka čar.)

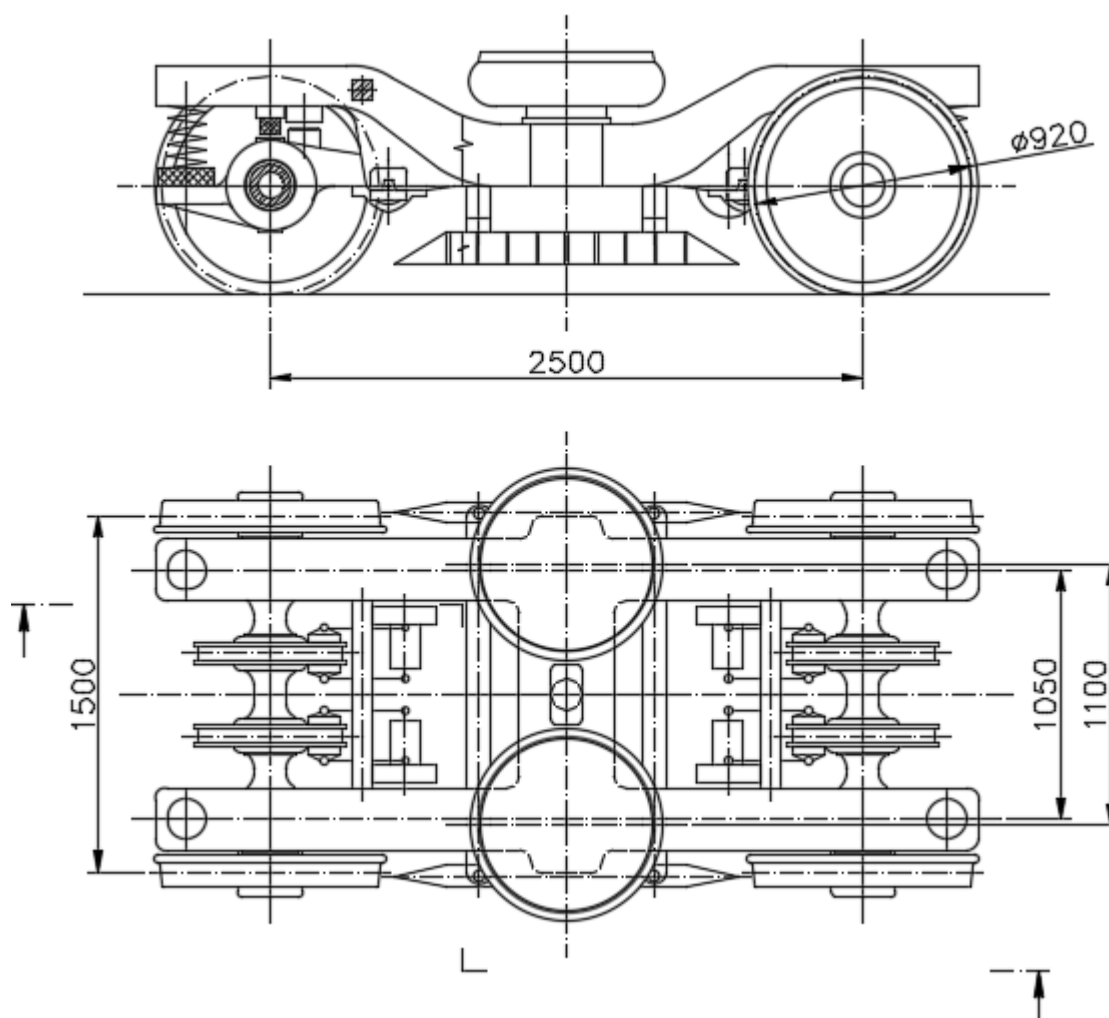
Kromě výše uvedeného odlišení jsou mnohé veličiny (zejména zatěžující síly, tuhosti a deformace jednotlivých pružicích prvků) navíc rozlišeny dolními číslicovými indexy dle příslušného zatěžovacího stavu:

- 0 – nezatížený stav (příslušný prvek nezatěžují žádné vnější síly),
- 1 – statické zatížení prázdným vozem (příslušný prvek je zatížen statickými silami od prázdného vloženého vozu elektrické jednotky),
- 2 – dynamické zatížení ze stavu 1 (příslušný prvek je zatížen dynamickými silami vycházejícími ze statického zatížení ve stavu 1),
- 3 – statické zatížení při dosednutí pryžového dorazu prvotního vypružení (příslušný prvek je zatížen statickými silami od částečně obsazeného vloženého vozu elektrické jednotky, které odpovídají okamžiku, kdy pryžový doraz prvotního vypružení dosedá na dosedací plochu na temeni ložiskové skříně – viz kap. 3.1.3),
- 4 – dynamické zatížení ze stavu 3 (příslušný prvek je zatížen dynamickými silami vycházejícími ze statického zatížení ve stavu 3),
- 7 – statické zatížení plně obsazeným vozem (příslušný prvek je zatížen statickými silami od plně obsazeného a vyzbrojeného vloženého vozu elektrické jednotky),

- 8 – dynamické zatížení ze stavu 7 (příslušný prvek je zatížen dynamickými silami vycházejícími ze statického zatížení ve stavu 7),
- 9 – stav, kdy závity ocelové šroubovité pružiny dosedají na sebe (tento stav je uveden pouze u ocelové šroubovité pružiny a v provozu nesmí nikdy nastat).

3.1 Koncepce uspořádání podvozku

Téma této diplomové práce, jak vyplývá z jejího zadání, se omezuje zejména na uzel prvotního vypružení a vedení dvojkolí podvozku s vnitřním rámem. Avšak koncepční ani konstrukční návrh tohoto uzlu nelze provést bez znalosti základních parametrů ostatních uzlů a částí podvozku. Ježto však ze strany výrobce kolejového vozidla nebyly poskytnuty žádné bližší podrobnosti podobného charakteru, je zde vytvořen alespoň základní koncepční návrh podvozku, který je patrný z obr. 12. Následující podkapitoly se pak zabývají koncepčním uspořádáním jednotlivých uzlů podvozku.



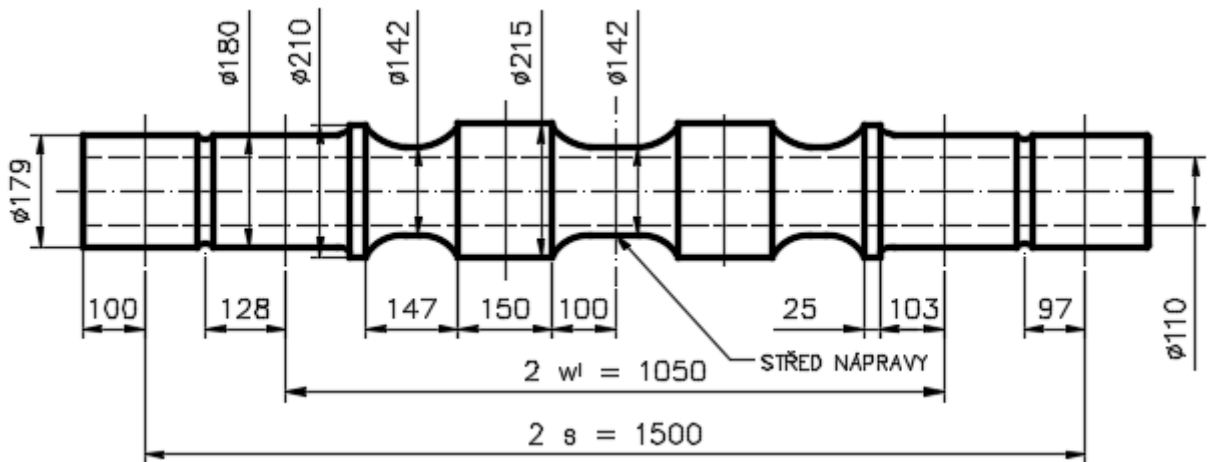
Obr. 12: Koncepční náčrt podvozku s vnitřním rámem pro dvoupodlažní elektrickou jednotku.
(Pro větší přehlednost není vykreslena tloušťka čar.)

3.1.1 Dvojkolí

Náprava

Jak již bylo řečeno v úvodu této práce, hlavní výhodou dvojkolí u podvozku s vnitřním ložiskováním oproti dvojkolí konvenčnímu spočívá v úspoře hmotnosti. Tato úspora je dána v první řadě skutečností, že náprava má svou délku zmenšenu o vnější ložiskové čepy a sedla vnitřních opěrných kroužků. Zásadní rozdíl však spočívá v umístění sedel nápravových ložisek mezi koly, což znamená odlišné zatížení, a tedy i odlišný průběh výsledného momentu¹⁾ podél nápravy. Obecně lze říci, že průběh výsledného momentu je v případě nápravy s vnitřními ložisky příznivější než v případě nápravy s vnějšími ložisky. Z toho vyplývají i příznivější hodnoty mechanického napětí v kritických místech nápravy, což znamená menší nároky na dimenzování nápravy, a tedy i úsporu hmotnosti.

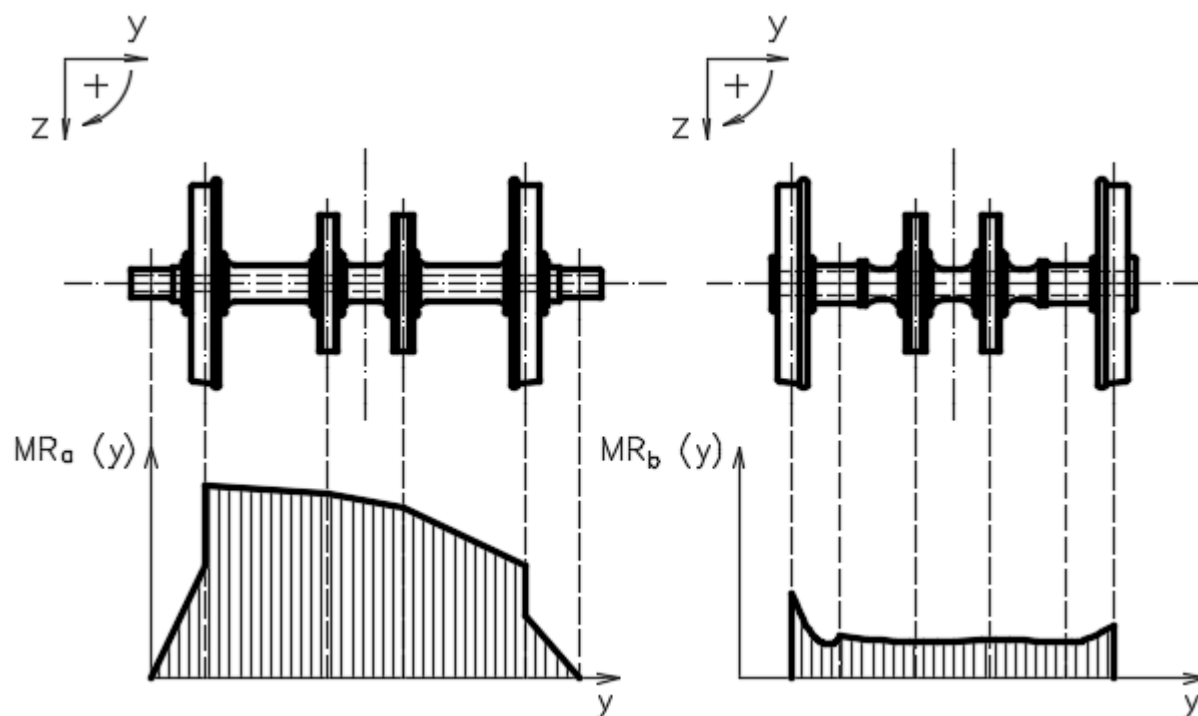
Návrh geometrie nápravy s vnitřním ložiskováním byl zpracován s využitím postupů uvedených v [21] v rámci semestrální práce, která se zabývá porovnáním průběhů výsledného momentu a mechanického napětí nápravy s vnějším a s vnitřním ložiskováním. Porovnání průběhů výsledného momentu je pro názornost zobrazeno na obr. 14. Navržená geometrie nápravy pro podvozek s vnitřním rámem je patrná z obr. 13.



Obr. 13: Nákres nápravy pro podvozek s vnitřním rámem.

Z obr. 13 vyplývá, že průměr sedla kola činí **179,0 mm** a průměr sedla nápravového ložiska činí **180,0 mm**. Náprava je navržena jako vrtaná s průměrem otvoru **110,0 mm**. Příčná vzdálenost středů sedel nápravových ložisek má hodnotu $2 w^l = 1050 \text{ mm}$. Hmotnost nápravy je určena orientačně – na základě výpočtu jejího objemu a standardní hodnoty hustoty oceli $7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ – a činí **212 kg** (hmotnostní úspora se odhaduje na cca 40 % oproti nápravě s vnějším ložiskováním).

¹⁾ Průběh výsledného momentu je dán kombinací průběhu ohybového a krouticího momentu podél nápravy.



Obr. 14: Porovnání průběhu výsledného momentu $MR_a(y)$ nápravy s vnějším ložiskováním (vlevo) a průběhu výsledného momentu $MR_b(y)$ nápravy s vnitřním ložiskováním (vpravo).

Kolo

Pro podvozek s vnitřním rámem je uvažováno použití kol obdobných parametrů, jako jsou kola elektrických jednotek řady 671 ZSSK, která jsou uvedena v [22]. Důvodem volby je skutečnost, že jednotky zmíněné řady jsou rovněž patrové a průměr jejich kol odpovídá zadanému průměru kol pro podvozek s vnitřním rámem. Nápravová hmotnost je u jednotek řady 671 ZSSK vyšší (18,0 t) a průměr otvoru v náboji kola činí 192,0 mm. Na základě výše uvedeného je po zaokrouhlení uvažována hmotnost jednoho kola pro podvozek s vnitřním rámem **340 kg**.

3.1.2 Nápravové ložisko

Zevrubnější návrh nápravového ložiska přesahuje rámec zadání této práce, nicméně pro potřeby určení odhadu nevypružených hmot a také pro návrh vedení dvojkolí je zde proveden zjednodušený návrh základní koncepce tohoto uzlu.

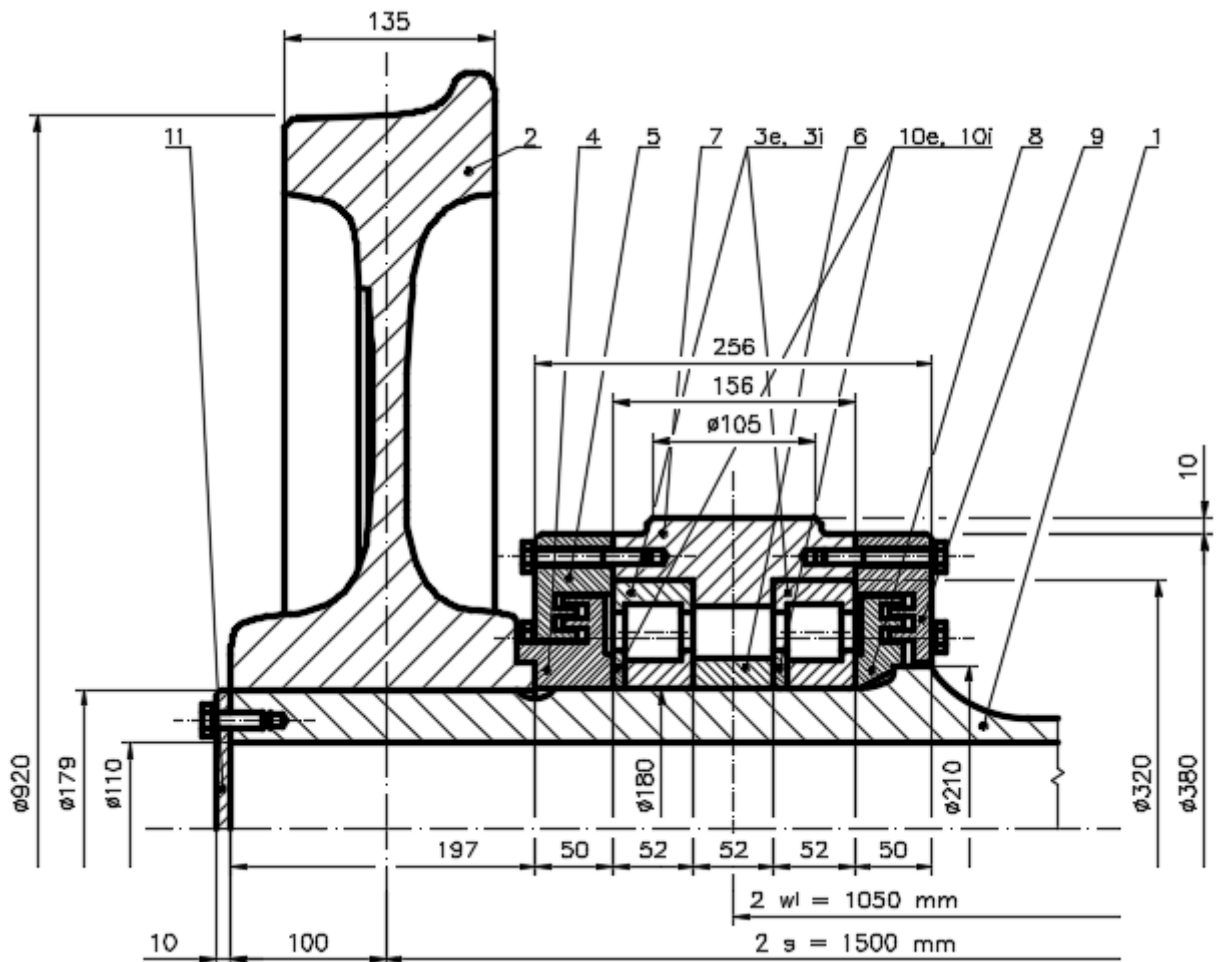
Nápravové ložisko je navrženo jako dvojice válečkových ložisek NUP 236 ECMA (výrobce SKF, výrobní řada SKF Explorer bearings [23]) s labyrintovým těsněním. Základní parametry zmíněného válečkového ložiska jsou shrnuty v tab. 9. Předpokládá se však, že výrobce kolejového vozidla buď provede vlastní detailní návrh nápravového ložiska, nebo zadá zpracování nápravového ložiska na základě předpokládané geometrie nápravy a dalších parametrů některému z výrobců nápravových ložisek pro železniční kolejová vozidla. Součástí navrženého řešení pak bude i způsob diagnostiky a údržby nápravového ložiska.

Tab. 9: Základní rozměrové a hmotnostní parametry ložiska NUP 236 ECMA výrobce SKF. [23]

Ložisko NUP 236 ECMA výrobce SKF		
Vnitřní průměr	D_{i1}	180,0 mm
Vnější průměr	D_{e1}	320,0 mm
Zástavbová šířka	H_1	52,0 mm
Hmotnost	m_1	21 kg

Pro volbu vhodného ložiska však nejsou podstatné pouze rozměrové a hmotnostní parametry ale také jeho trvanlivost. Výpočet trvanlivosti ložiska je zpracován v příloze 1.

Navržené uspořádání nápravového ložiska s použitím výše uvedených válečkových ložisek je patrné z obr. 15 a z příloženého výkresu DP-19.000.001.



Obr. 15: Návrh uspořádání nápravového ložiska pro podvozek s vnitřním rámem.

Pozice: 1 – náprava, 2 – kolo, 3e, 3i – válečkové ložisko vnější, vnitřní, 4 – vnější opěrný (a těsnicí) kroužek, 5 – vnější těsnicí kroužek, 6 – rozpěrný kroužek, 7 – kyvné rameno, 8 – vnitřní opěrný (a těsnicí) kroužek, 9 – vnitřní těsnicí kroužek, 10e, 10i – dělený kroužek ložiska vnějšího, vnitřního, 11 – víčko nápravy.

Předpokládaný postup montáže nápravového ložiska je následující:

1. Navléknutí vnitřního těsnicího kroužku 9 na nápravu 1.
2. Nalisování vnitřního opěrného kroužku 8 na nápravu 1.

3. Nalisování vnitřního kroužku vnitřního válečkového ložiska **3i** na nápravu **1**.
4. Nalisování vnějšího kroužku (včetně válečků a klece) vnitřního válečkového ložiska **3i** do kyvného ramene **7**.
5. Nasunutí celku z bodu 4 na vnitřní kroužek vnitřního válečkového ložiska **3i** na nápravě **1**.
6. Nasunutí děleného kroužku vnitřního válečkového ložiska **10i** na nápravu **1**.
7. Doplnění maziva do vnitřního válečkového ložiska **3i**.
8. Nalisování rozpěrného kroužku **6** na nápravu **1**.
9. Nalisování vnitřního kroužku vnějšího válečkového ložiska **3e** na nápravu **1**.
10. Nalisování vnějšího kroužku (včetně válečků a klece) vnějšího válečkového ložiska **3e** do kyvného ramene **7** a na vnitřní kroužek vnějšího válečkového ložiska **3e** na nápravě **1**.
11. Nasunutí děleného kroužku vnějšího válečkového ložiska **10e** na nápravu **1**.
12. Doplnění maziva do vnějšího válečkového ložiska **3e**.
13. Nalisování vnějšího opěrného kroužku **4** na nápravu **1**.
14. Navléknutí vnějšího těsnicího kroužku **5** na vnější opěrný kroužek **4**.
15. Přišroubování vnitřního těsnicího kroužku **9** a vnějšího těsnicího kroužku **5** ke kyvnému rameni **7**. Kyvné rameno **7** s těsnicími kroužky **5** a **9** tvoří ložiskovou skříň.
16. Nalisování kola **2** na nápravu **1**.
17. Přišroubování víčka **11** na čelo nápravy.

3.1.3 Vedení dvojkolí a prvotní vypružení

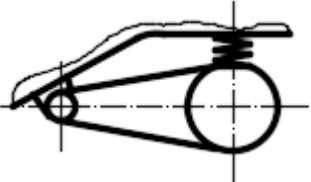
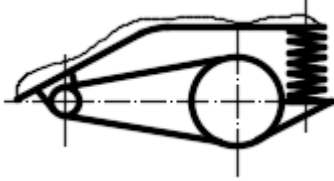
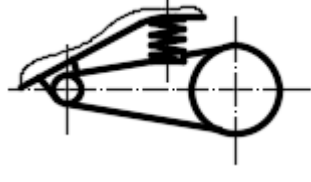
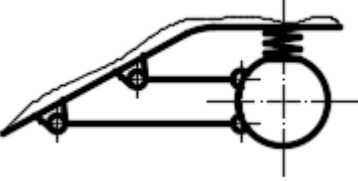
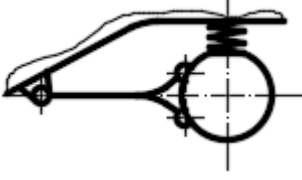
Samotný uzel vedení dvojkolí a prvotního vypružení lze realizovat i jinými způsoby, než je uvedeno v kapitole 2.4, a to např. dvojicí pryžových pružin u každé ložiskové skříň, které by zároveň plnily funkci vedení dvojkolí, nebo dvojicí ocelových šroubovitých pružin v prvním stupni vypružení a kyvným ramenem či podélnou ojnicí apod. Použití dvojice pružin však vede k prodlužování rámu podvozku, a tedy ke zvyšování hmotnosti celého podvozku. Stejně tak je tomu v případě vedení ojnicového. Do úvahy rovněž přichází i vedení dvojkolí pružnými pasy, avšak jejich značná příčná i podélná tuhost má své negativní důsledky, zejména je pak omezeno radiální stavění dvojkolí. Vedení dvojkolí svislými čepy či vedení rozsochové se neuvažují, ježto se u nich vyskytují třecí dvojice, které vedou k postupnému opotřebení a vzniku nežádoucích vůlí.

Koncepce vedení dvojkolí

Na základě výše uvedeného byla volba koncepce vedení dvojkolí zúžena na dvě možnosti: vedení dvojkolí kyvným ramenem nebo vedení dvojkolí podélnou ojnicí. Níže uvedená tab. 10 obsahuje 3 varianty vedení dvojkolí kyvným ramenem a 2 varianty vedení dvojkolí podélnou ojnicí (resp. ojnicemi). U všech pěti variant je kladen důraz na to, aby se u každého nápravového ložiska nacházela pouze jedna prvotní pružina. Při posuzování jednotlivých variant se bere v úvahu, jaký dopad má daná varianta na velikost momentu setrvačnosti (v případě kyvného ramene), na hmotnost podvozku, na velikost nevypružených hmot a na

dimenzování prvotní pružiny z hlediska její pevnosti a tuhosti. Pozitivní dopad je hodnocen jako + 1, negativní dopad jako - 1, neutrální dopad jako 0.

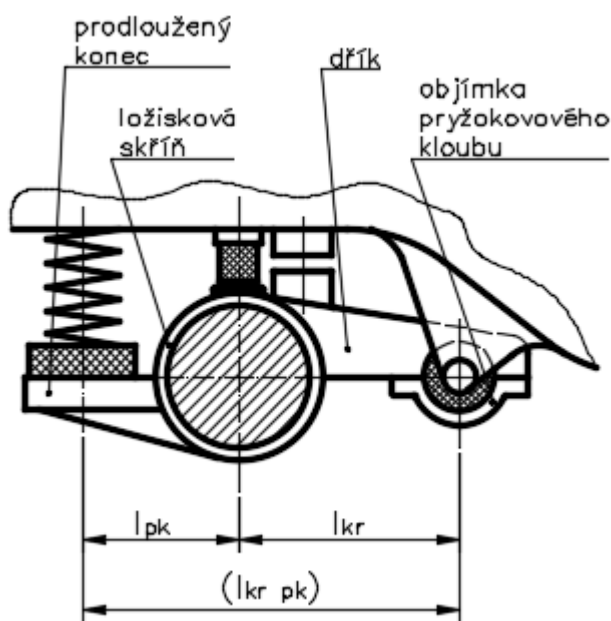
Tab. 10: Různé koncepční varianty vedení dvojkolí pro podvozek s vnitřním rámem.

Vedení dvojkolí kyvným ramenem	Moment setrvačnosti kyvného ramene	Hmotnost podvozku	Velikost nevypruž. hmot	Dimenzování prvotní ocelové pružiny	Výsledek
	0	0	0	0	0
	- 1	- 1	- 1	+ 1	- 2
	0	+ 1	0	- 1	0
Vedení dvojkolí podélnou ojnicí (ojnicemi)	Moment setrvačnosti kyvného ramene	Hmotnost podvozku	Velikost nevypruž. hmot	Dimenzování prvotní ocelové pružiny	Výsledek
	+ 1	0	+ 1	0	+ 2
	+ 1	0	+ 1	0	+ 2

V případě vedení dvojkolí podélnou ojnicí se obvykle vyskytují v prvním stupni vypružení dvě pružiny u každého nápravového ložiska. V případech uvedených v tab. 10 je však na nápravovém ložisku umístěna pouze jedna pružina, a z toho důvodu je nutné použití dvou podélných ojnic nebo jedné ojnice rozdvojené na straně u nápravového ložiska.

Ačkoliv z tab. 10 vyplývá, že nejlepší variantou je vedení dvojkolí podélnou ojnicí (resp. ojnicemi), byla ze strany výrobce kolejového vozidla zvolena koncepce vedení dvojkolí kyvným ramenem. Zpočátku se uvažovala varianta první, tedy s umístěním pružiny nad nápravovým ložiskem. Ježto by však pružina musela přenášet příliš velkou svislou sílu a současně by pevnostní nároky na ni kladené byly nesplnitelné, došlo ke změně koncepce na variantu s prodlouženým kyvným ramenem (druhý případ v tab. 10). I když se tato varianta jeví jako nejméně vhodná, kritérium pevnosti a tuhosti prvotní pružiny nakonec převážilo ostatní kritéria. **Z toho plyne, že „vítězná“ varianta vedení dvojkolí podélnou ojnicí (resp. ojnicemi) by pro zadané hmotnostní parametry rovněž nebyla použitelná, avšak lze ji použít pro lehčí (jednopodlažní) vozidla.**

Definitivní koncepční varianta kyvného ramene je patrná z obr. 16. Kyvné rameno je tvořeno ložiskovou skříní, objímkou pryžokovového kloubu, dřívkem a prodlouženým koncem, na kterém spočívá pryžová podložka a ocelová šroubovitá pružina. Na temeni ložiskové skříně se nachází dosedací plocha pryžového dorazu a narážka prvotního vypružení (viz dále). Podrobnější popis kyvného ramene je uveden v kapitole 5.2.1.



Obr. 16: Schématický nákres koncečné verze koncepčního řešení vedení dvojkolí a prvotního vypružení podvozku s vnitřním rámem.

Jelikož se ocelová šroubovitá pružina spolu s pryžovou podložkou nacházejí až za ložiskovou skříní na prodlouženém konci kyvného ramene, vzniká pákový poměr, díky kterému přenáší ocelová pružina i pryžová podložka menší síly a zároveň je jim umožněna větší svislá deformace. Základní podélné rozměry kyvného ramene jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11: Základní podélné rozměry kyvného ramene.

Rozměry kyvného ramene – pákový poměr		
Délka kyvného ramene (vzdálenost osy nápravového ložiska od osy pryžokovového kloubu)	l_{kr}	500,0 mm
Délka převislého konce kyvného ramene (vzdálenost osy nápravového ložiska od osy pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny)	l_{pk}	353,0 mm
Délka kyvného ramene s převislým koncem	$l_{kr\ pk}$	853,0 mm

Svislá (nebo příčná) síla a deformace přepočtená z osy ocelové šroubovitě pružiny s pryžovou podložkou do osy nápravového ložiska se stanoví následovně:

$$F_{nl}^I = F_{pr}^{I+} \frac{l_{kr\ pk}}{l_{kr}}; \quad (1)$$

$$z_{nl}^I = z_{pr}^{I+} \frac{l_{kr}}{l_{kr\ pk}}. \quad (2)$$

V případě přepočtu svislé (nebo příčné) tuhosti pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny z jejich osy do osy nápravového ložiska je pak třeba uvažovat čtverec poměru:

$$k_{nl}^I = k_{pr}^{I+} \left(\frac{l_{kr\ pk}}{l_{kr}} \right)^2. \quad (3)$$

Přepočet opačný – z osy nápravového ložiska do osy pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny – se provádí analogicky s příslušnou úpravou rovnic (1)–(3).

Poznámka: Ve všech výpočtech platí, že hodnoty tuhostí, deformací, sil atd. vztahené k ose pryžové podložky a prvotní ocelové šroubovitě pružiny mají v horním indexu znak ⁺.

Koncepce prvotního vypružení

Dle přání výrobce kolejového vozidla je prvotní vypružení tvořeno kombinací ocelových pružin a pryže.

Ocelová šroubovitá pružina

Hlavním prvkem svislého prvotního vypružení je ocelová šroubovitá pružina typu flexi-coil, která plní zároveň i funkci prvotního příčného (a podélného) vypružení. U každého nápravového ložiska se nachází pouze jedna pružina, a to na prodlouženém konci kyvného ramene. V případě potřeby by bylo teoreticky možné použít i dvě pružiny vložené do sebe, tedy v tzv. duplexním uspořádání.

Pryžová podložka

Pod ocelovou šroubovitou pružinou se nachází pryžová podložka, která zde slouží zejména pro omezení přenosu vibrací a hluku od pojezdu do skříně vozu elektrické jednotky. Kromě toho pak pryžová podložka slouží k úpravě tuhosti ocelové šroubovitě pružiny. Pochopitelně i pryžová podložka plní současně funkci prvotního příčného (a podélného) vypružení.

Pryžový doraz

Jak vyplývá ze zadání, je elektrická jednotka koncipována jako dvoupodlažní, a má tedy značnou užitečnou hmotnost. To samo o sobě znamená jednak přenos značných svislých sil jednotlivými pružicemi prvky a jednak to znamená nutnost vysoké svislé tuhosti pružících prvků, zejména v prvním stupni vypružení. Velikost svislých sil, které je schopna ocelová šroubovitá pružina (a rovněž i pryžová podložka) přenášet, má však samozřejmě svá omezení. Navíc z hlediska dodržení výšky nárazníků (resp. spřáhel) je třeba dosáhnout co nejvyšší svislé tuhosti, avšak příliš tuhé vypružení by mohlo vést k nevyhovující BPV. Z výše uvedených důvodů vyplývá, že prvotní vypružení pro podvozek s vnitřním rámem je třeba nutně koncipovat jako progresivní. Z toho důvodu je do prvotního vypružení navíc doplněn nad každé nápravové ložisko pryžový doraz. Jedná se o prvek namáhaný převážně na tlak, který je přišroubován ke spodní straně podélníku rámu podvozku. V případě prázdného vloženého vozu elektrické jednotky (tedy ve stavu 1) se pryžový doraz prvotního vypružení neúčastní a s dosedací plochou na temeni kyvného ramene přichází do kontaktu teprve při určité velikosti svislé deformace ze stavu 1 – tento okamžik je označen stavem 3 (viz kap. 4.2.4). Tímto uspořádáním bylo vytvořeno progresivní prvotní vypružení, které řeší dodržení výšky nárazníků (resp. spřáhel) při zadaném velkém užitečném zatížení. Pryžový doraz se rovněž účastní příčného (a podélného) prvotního vypružení, nicméně na rozdíl od ostatních prvků se jedná o specifický případ, ježto mezi spodní vrstvou pryžového dorazu a dosedací plochou na temeni kyvného ramene je pouze třecí styk, jehož vlastnosti se mohou vzhledem k okamžitým provozním podmínkám značně různit. Jinými slovy, pokud působící příčná (resp. podélná) síla překoná třecí sílu mezi pryžovým dorazem a dosedací plochou, dojde k proklouznutí pryžového dorazu.

Pryžokovový kloub

Kromě výše uvedených prvků je součástí prvotního vypružení rovněž i pryžokovový kloub. Tento prvek slouží v první řadě ke spojení kyvného ramene s rámem podvozku, nicméně přítomnost pryže mu dává určitou tuhost radiální, axiální, torzní a kardanickou. Hodnoty těchto tuhostí mají takovou velikost, že do svislého vypružení pryžokovový kloub prakticky nepromlouvá, avšak z hlediska příčného a podélného vypružení jsou již hodnoty jeho tuhostí nezanedbatelné.

Uspořádání prvků vedení dvojkolí a prvotního vypružení je zřejmé z přiloženého výkresu DP-19.000.001.

3.1.4 Rám podvozku

Zpracování návrhu rámu podvozku není již úkolem této práce, avšak předpokládá se, že rám bude tvořen dvěma podélníky lomeného tvaru (tedy se sníženou střední částí) a hlavním příčným, které budou svařeny z ocelových plechů. Dále se předpokládá, že rám bude koncipován bez čelníků (tedy ve tvaru písmene H) pro snížení jeho torzní tuhosti, případně

může být doplněn o dva vedlejší příčníky sloužící k nesení brzdových jednotek popř. i jiných částí. K rámu podvozku budou dále navařeny konzoly pro uchycení dalších prvků (např. tlumičů, torzního stabilizátoru kolébání skříně apod.). Spojení skříně s podvozkem bude pravděpodobně realizováno buď středovým čepem prostým, nebo středovým čepem v kombinaci s lemniskátovým mechanismem. Z toho důvodu se předpokládá umístění otvoru pro čep uprostřed příčníku rámu podvozku. Případný lemniskátový mechanismus může být uchycen ke spodku příčníku. Na bocích rámu podvozku se dále předpokládá umístění otočných kladek sloužících k vymezení příčných vůlí mezi podvozkem a skříní vozu (viz kap. 4.3.2). Příslušný protikus bude uchycen k vozové skříní.

3.1.5 Druhotné vypružení

Samotný návrh druhotného vypružení rovněž přesahuje rámec zadání této práce, nicméně druhý stupeň vypružení je třeba řešit z hlediska výpočtu svislého vypružení vloženého vozu elektrické jednotky (zpracováno v kap. 4.2), neboť výpočet svislého vypružení nelze provádět pro jednotlivé stupně samostatně.

Druhotné vypružení je u podvozku s vnitřním rámem tvořeno dvěma vzduchovými pružinami, doplněnými o pružiny nouzové. Vlastní popis druhotného vypružení je obsažen v kap. 4.2.5.

3.1.6 Brzda

Popis brzdy je zde zmíněn pouze okrajově (ve formě základní koncepce), ježto návrh brzdových systémů pro podvozek s vnitřním rámem není předmětem této práce.

Vzhledem k plánované vysoké provozní rychlosti ($200 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) se předpokládá, že hlavním provozním brzdovým systémem bude elektrodynamická brzda. Druhotný brzdový systém podvozku s vnitřním rámem budou tvořit 4 jednotky kotoučové brzdy (po dvou kotoučích na každé nápravě – viz obr. 12). Jednotky budou přichyceny buď k vedlejším příčnicům rámu podvozku, nebo ke konzolám, které budou přivařeny k podélníkům rámu podvozku. Kromě toho je možné vybavit podvozek i brzdou střadačovou. Dalším brzdovým systémem pak bude kolejnicová brzda.

4 Návrh vypružení vloženého vozu elektrické jednotky

4.1 Hmotnostní rozvaha

4.1.1 Odhad hmotnosti podvozku

Pro odhad hmotnosti podvozku s vnitřním rámem je vycházeno z hmotnosti nehnacího podvozku typu SF 7000 výrobce Siemens (viz kap. 2.2.1). Důvodem je skutečnost, že se jedná o podvozek s vnitřním rámem, který je podobné koncepce jako navrhovaný podvozek:

- vedení dvojkolí je realizováno kyvným ramenem,
- druhotné vypružení je realizováno vzduchovými pružinami,
- brzda na podvozku je realizována jako kotoučová se dvěma kotouči na nápravě.

Zásadní rozdíly v konstrukci podvozku SF 7000 oproti koncepci navrhovaného podvozku jsou:

- jiný průměr kol,
- v souvislosti s průměrem kol také jiný průměr brzdových kotoučů,
- kratší rozvor, a tedy kratší rám podvozku (u nehnacího podvozku SF 7000 činí rozvor 2100 mm, zatímco u vyvíjeného podvozku činí rozvor 2500 mm),
- absence kolejnicové brzdy,
- kratší kyvné rameno,
- pryžové prvotní vypružení.

Výše zmíněné rozdíly je třeba v odhadu hmotnosti vyvíjeného podvozku zohlednit. Porovnání hmotností výše uvedených rozdílů shrnuje tab. 12. Hmotnost netrakčního podvozku SF 7000 je přibližně 4100 kg, avšak bez upevněných doplňkových dílů, a proto je třeba dále připočítat hmotnost tlumičů (uvažováno + 150 kg), druhotných pružin (uvažováno + 160 kg), brzdových jednotek (uvažováno + 280 kg). Dále vzhledem k tomu, že je podvozek SF 7000 dimenzován na hmotnost 14,5 t na nápravu (oproti vyvíjenému podvozku s nápravovou hmotností 16,5 t), je nutné uvažovat vyšší hmotnost rámu podvozku, dvojkolí atd. (uvažováno + 500 kg).

Tab. 12: Porovnání odhadů hmotností nehnacího podvozku SF 7000 a nově vyvíjeného podvozku s vnitřním rámem. [22], [25]

Přírůstek / úbytek hmotnosti vyvíjeného podvozku						
	Kolo	Brzdový kotouč	Rám podvozku	Kolejnicová brzda	Kyvné rameno	Prvotní vypružení
Nehnací podvozek typu SF 7000	295 kg	100 kg	900 kg	–	160 kg	40 kg
Vyvíjený podvozek s vnitřním rámem	340 kg	120 kg	1200 kg	450 kg	240 kg	52 kg
Přírůstek / úbytek hmotnosti pro vyvíjený podvozek	+ 4·45 = + 180 kg	+ 4·20 = + 80 kg	+ 300 kg	+ 450 kg	+ 4·80 = + 320 kg	+ 4·12 = + 48 kg

Po zohlednění všech přírůstků v tab. 12 a výše uvedených doplňků a následném zaokrouhlení je hmotnost celého podvozku s vnitřním rámem odhadována na $m_p = 6600 \text{ kg}$.

4.1.2 Odhad nevypružených hmot

Tab. 13 shrnuje hmotnosti jednotlivých komponent nevypružených hmot. Tyto hmotnosti jsou buď známy z předešlé kapitoly, nebo pochází z uvedených literárních zdrojů, popř. jsou určeny odhadem, tj. zjednodušeným výpočtem objemu a následným přepočtem pomocí standardní hodnoty hustoty oceli $7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Tab. 13: Přibližně stanovené hmotnosti dvojkolí, prvotního vypružení a vedení dvojkolí. [22], [23]

Odhad nevypružených hmot							
	Náprava	Kolo	Nápravové ložisko	Brzdový kotouč	Pryžová podložka	Ocelová šroubovitá pružina	Kyvné rameno
Označení	m_{na}	m_k	m_{nl}	m_{bk}	m_{pp}	m_{op}	m_{kr}
Hmotnost	212 kg	340 kg	160 kg	120 kg	12 kg	40 kg	240 kg

Na základě výše uvedeného lze stanovit velikost nevypružených hmot jednoho dvojkolí:

$$\begin{aligned}
 m_D &= m_{na} + 2 m_k + 2 m_{nl} + 2 m_{bk} + \frac{1}{2} (2 m_{pp} + 2 m_{op} + 2 m_{kr}) = \\
 &= 212 + 2 \cdot 340 + 2 \cdot 160 + 2 \cdot 120 + \frac{1}{2} (2 \cdot 12 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 240) \doteq \\
 &\doteq \mathbf{1750 \text{ kg}}.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Po odečtení nevypružených hmot obou dvojkolí, poloviny hmotnosti tlumičů (75 kg) a poloviny druhotných pružin (80 kg) od výše uvedené hmotnosti podvozku (6600 kg) vychází vypružené hmoty jednoho podvozku 2945 kg (tedy 5890 kg v případě obou podvozků). Po odečtení všech nevypružených a jednou vypružených hmot od hmotnosti celého vloženého vozu (prázdný vůz 45000 kg a plně obsazený vůz 66000 kg) činí hodnota dvakrát vypružených hmot 32110 kg (prázdná skříň), resp. 53110 kg (plně obsazená skříň). Pro větší přehlednost jsou tyto hodnoty shrnuty v tab. 14.

Tab. 14: Přehled velikostí jednotlivých hmot vloženého vozu elektrické jednotky.

Jednotlivé hmoty vloženého vozu elektrické jednotky		
Nevypružené hmoty vloženého vozu	m^0	7000 kg
Jednou vypružené hmoty vloženého vozu	m^I	5890 kg
Dvakrát vypružené hmoty (prázdného) vloženého vozu	m^{II}	32110 kg
Užitečná hmotnost vloženého vozu	$m_{už}$	21000 kg

4.2 Svislé vypružení vloženého vozu elektrické jednotky

4.2.1 Dynamické přetížení

Před samotným výpočtem svislého vypružení je třeba stanovit odhad tzv. dynamického přetížení (neboli tzv. dynamické přírážky). Na konci výpočtu se dynamické přetížení ověřuje výpočtem a počáteční odhad dynamického přetížení se příslušně upraví. Zde bylo dynamické přetížení počítáno dle vztahu uvedeného v [3] pro vozidla s rychlostí do $160 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (viz kap. 4.2.7). Ježto však vyvíjená elektrická jednotka má maximální provozní rychlost $200 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, je k vypočtenému dynamickému přetížení dle rovnice (30) připočtena navíc hodnota 5 % ve všech stupních vypružení. Vstupní hodnoty (odhady) dynamického přetížení jednotlivých stupňů vypružení pro stanovení svislého dynamického zatížení ze stavů 1, 3 a 7 jsou patrné z tab. 15.

Tab. 15: Vstupní hodnoty dynamického přetížení pro stanovení svislého dynamického zatížení ze stavů 1, 3 a 7.

Vstupní hodnoty dynamického přetížení			
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Nevypružené hmoty $k^0_{p\ o\ i}$ [-]	Prvotní vypružení $k^I_{p\ o\ i}$ [-]	Druhotné vypružení $k^{II}_{p\ o\ i}$ [-]
přetížení ze stavu 1	0,41	0,36	0,31
přetížení ze stavu 3	0,42	0,37	0,32
přetížení ze stavu 7	0,41	0,36	0,31

4.2.2 Svislé zatížení jednotlivých stupňů vypružení a jednotlivých pružin

Prvotní vypružení je zatěžováno od jednou a dvakrát vypružených hmot vloženého vozu elektrické jednotky ve stavu 1 svislou silou [kN], kterou lze určit následovně:

$$F^I_{z\ 1} = \frac{(m^I + m^{II}) g}{10^3}; \quad (5)$$

Svislé zatížení prvotního vypružení ve stavu 3 [kN] lze určit vynásobením příslušné svislé síly působící na soubor prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska (viz tab. 18) počtem těchto souborů (resp. nápravových ložisek) n^I [-]:

$$F^I_{z\ 3} = F^I_{z\ 1} n^I. \quad (6)$$

Svislé zatížení prvotního vypružení ve stavu 7 [kN] lze určit obdobně jako ve stavu 1, avšak se zahrnutím celé užitečné hmotnosti vozu:

$$F^I_{z\ 7} = \frac{(m^I + m^{II} + m_{už}) g}{10^3}. \quad (7)$$

Svislé dynamické zatížení působící na prvotní vypružení [kN] ve stavech 2, 4 a 8 odpovídá procentuálnímu navýšení svislého zatížení ve stavech 1, 3 a 7 o hodnotu dynamického přetížení (viz kap. 4.2.1):

$$F^I_{z\ 2} = F^I_{z\ 1} (1 + k^I_{p\ o\ 1}); \quad (8)$$

$$F^I_{z\ 4} = F^I_{z\ 3} (1 + k^I_{p\ o\ 3}); \quad (9)$$

$$F_{z8}^{I*} = F_{z7}^{I*} (1 + k_{p07}^I). \quad (10)$$

Obdobným způsobem lze určit i svislé statické zatížení druhotného vypružení [kN] ve stavech 1, 3, a 7 a k nim příslušné dynamické zatížení [kN] ve stavech 2, 4 a 8, přičemž se neuvažují jednou vypružené hmoty:

$$F_{z1}^{II*} = \frac{m^{II} g}{10^3}; \quad (11)$$

$$F_{z3}^{II*} = F_{z3}^I n^I - m^I g; \quad (12)$$

$$F_{z7}^{II*} = \frac{(m^{II} + m_{už}) g}{10^3}; \quad (13)$$

$$F_{z2}^{II*} = F_{z1}^{II*} (1 + k_{p01}^{II}); \quad (14)$$

$$F_{z4}^{II*} = F_{z3}^{II*} (1 + k_{p03}^{II}); \quad (15)$$

$$F_{z8}^{II*} = F_{z7}^{II*} (1 + k_{p07}^{II}). \quad (16)$$

Svislé užitečné zatížení [kN] se určí z užitečné hmotnosti:

$$F_{z už}^* = \frac{m_{už} g}{10^3}. \quad (17)$$

Výsledné hodnoty výše uvedených zatížení jednotlivých stupňů svislého vypružení jsou shrnuty v tab. 16.

Tab. 16: Hodnoty svislých sil zatěžujících prvotní a druhotné vypružení v jednotlivých stavech svislého zatížení.

Celkové svislé zatížení prvotního a druhotného vypružení		
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Prvotní vypružení F_{zi}^{I*} [kN]	Druhotné vypružení F_{zi}^{II*} [kN]
1	372,8	315,0
2	507,0	412,6
3	426,1	368,3
4	583,7	486,2
7	578,8	521,0
8	787,2	682,5
Užitečné zatížení (rozdíl zatížení mezi stavy 1 a 7)	$F_{z už}^* = 206,0$ kN	

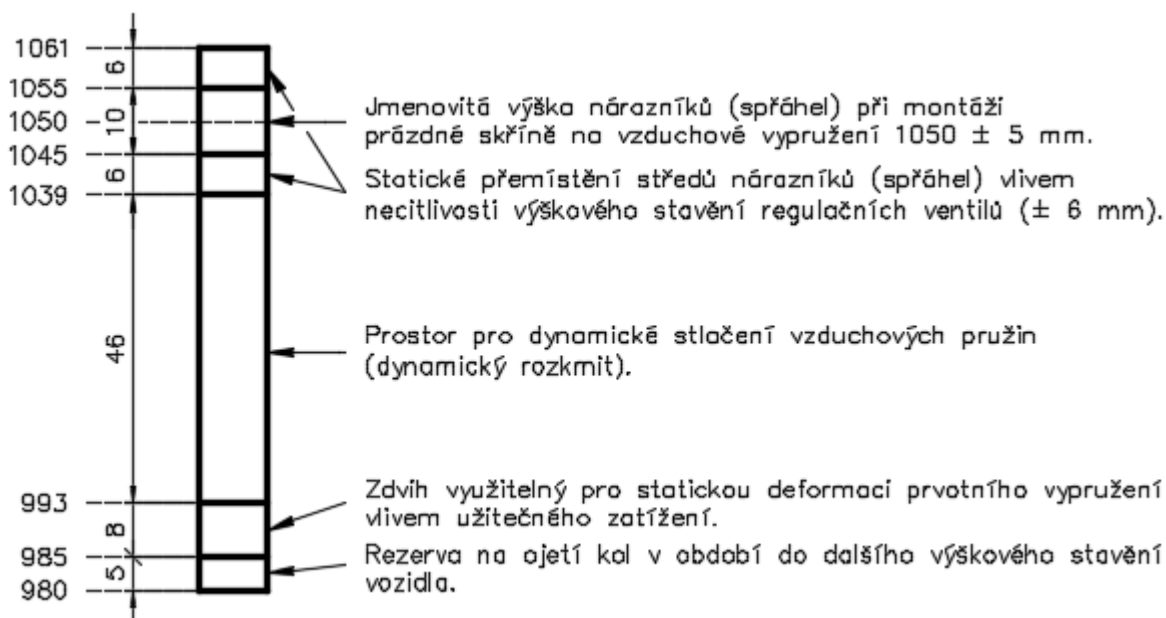
Po vydělení celkových zatěžujících svislých sil v tab. 16 počtem prvotních pružin $n^I = 8$ resp. druhotných pružin $n^{II} = 4$ je možné získat zatěžující svislé síly přepočtené na soubor prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska resp. na jednu druhotnou pružinu. Hodnoty těchto sil jsou shrnuty v tab. 17.

Tab. 17: Hodnoty svislých sil zatěžujících jednotlivé pružiny resp. soubory pružicích prvků v jednotlivých stavech svislého zatížení.

Svislé zatížení jednotlivých pružin		
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Soubor prvot. pruž. prvků u nápr. ložiska $F^I_{z i}$ [kN]	Druhotná vzduchová pružina $F^{II}_{z vp i}$ [kN]
1	46,6	78,7
2	63,4	103,2
3	53,3	92,1
4	73,0	121,5
7	72,3	130,3
8	98,4	170,6
Užitečné zatížení (rozdíl zatížení mezi stavy 1 a 7)	$F^I_{z už} = 25,8$ kN	$F^{II}_{z už} = 51,5$ kN

4.2.3 Rozvržení svislých pohybů

Při úvaze o rozvržení pohybů svislého vypružení (viz obr. 17) je třeba brát zřetel jednak na jmenovitou výšku nárazníků (resp. spřáhel), která se při montáži prázdné skříně na vzduchové vypružení předepisuje na hodnotu 1050 ± 5 mm, a jednak na minimální výšku nárazníků (resp. spřáhel), která činí 980 mm. [3]



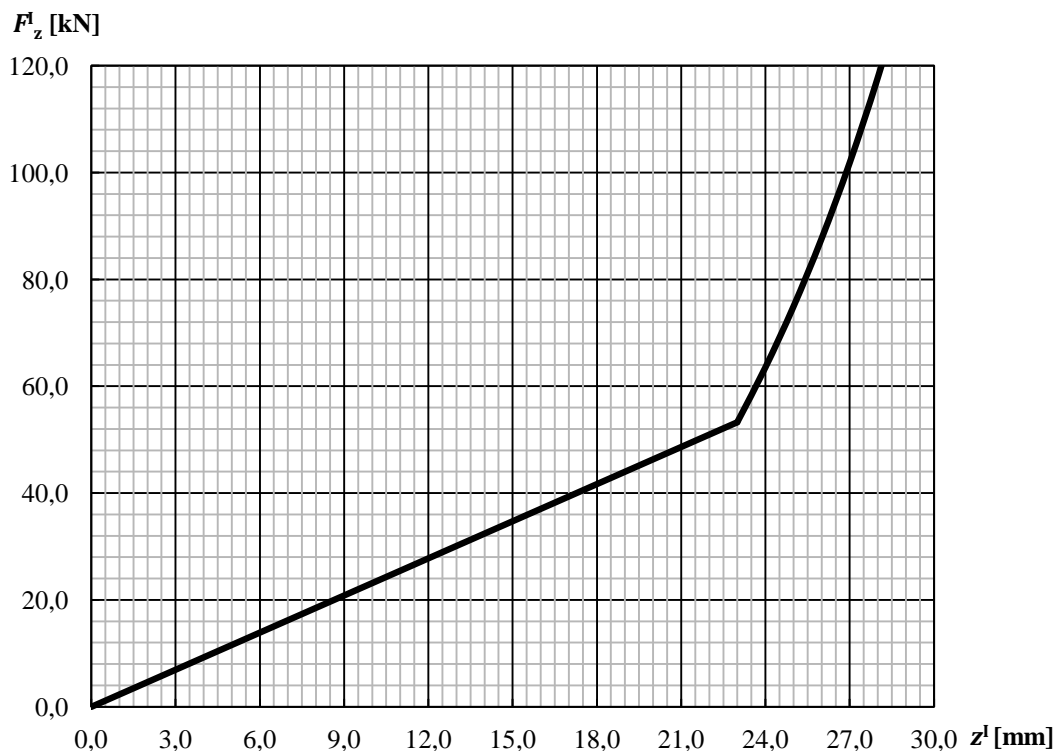
Obr. 17: Rozvržení pohybů svislého vypružení.

V případě, kdy je druhotné vypružení realizováno jako vzduchové, se kromě tolerance výšky nárazníků (± 5 mm) bere v úvahu také rezerva na svislou deformaci vlivem necitlivosti regulačních ventilů. Tato rezerva mívá obvykle hodnotu ± 10 mm [3], nicméně v tomto případě je snížena na hodnotu ± 6 mm z důvodu většího svislého zdvihu pro prvotní

vypružení, kde je potřeba zachovat i prostor pro svislou statickou deformaci nouzových pryžových pružin vzduchového vypružení druhotného. Dále je samozřejmě třeba pamatovat i na rezervu pro ojetí kol, přičemž se předpokládá, že pravidelné výškové stavění vozu bude realizováno změnou délky tažné tyče regulačních ventilů v systému vzduchového vypružení. Vůle pro dynamický rozkmit vzduchových pružin je stanovena na základě jejich tzv. zdánlivé svislé statické deformace a svislé dynamické deformace (viz kap. 4.2.5). Zbývající velikost možného svislého pohybu pak připadá na statickou deformaci prvotního vypružení.

4.2.4 Svislé prvotní vypružení

Koncepční uspořádání prvotního vypružení je popsáno v kap. 3.1.3. Jak vyplývá z obr. 17, využitelný zdvih pro svislou statickou deformaci prvotního vypružení činí pouhých 8,0 mm. Pokud by svislé prvotní vypružení bylo tvořeno pouze ocelovou šroubovitou pružinou a pryžovou podložkou, tedy s téměř lineární zatěžovací charakteristikou, nemohla by být výše uvedená podmínka splněna. Z toho důvodu je vytvořena progresivní charakteristika svislého prvotního vypružení přidáním pryžového dorazu – viz obr. 18.



Obr. 18: Zatěžovací charakteristika progresivního svislého prvotního vypružení u jednoho nápravového ložiska, tvořeného ocelovou šroubovitou pružinou, pryžovou podložkou a pryžovým dorazem. Pryžový doraz prvotního vypružení přichází do kontaktu s dosedací plochou v okamžiku, kdy svislá deformace prvotního vypružení má hodnotu $z^I_3 \equiv z^{I*}_3 = 23,0$ mm.

Hodnoty svislých deformací a tuhostí souboru prvotních pružících prvků u jednoho nápravového ložiska, odpovídající svislému zatížení ve stavech 1, 2, 3, 4, 7 a 8, jsou shrnuty v tab. 18. Rovněž jsou zde uvedeny hodnoty svislé statické užitečné deformace a maximální užitečné deformace. Všechny hodnoty jsou vztaženy k ose nápravového ložiska. Uspořádání prvků prvotního vypružení je patrné z výkresu DP-19.000.001.

Tab. 18: Hodnoty svislých sil, deformací a tuhostí souboru prvotních pružících prvků u jednoho nápravového ložiska v jednotlivých stavech svislého zatížení.

Svislé síly, deformace a tuhosti souboru prvot. pruž. prvků u nápr. ložiska			
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Svislá síla $F^I_{z_i}$ [kN]	Svislá deformace z^I_i [mm]	Svislá tuhost $k^I_{z_i}$ [kN·mm ⁻¹]
1	46,6	20,1	2,32
2	63,4	24,0 ¹⁾	10,25 ²⁾
3	53,3 ³⁾	23,0	10,25
4	73,0	24,8 ¹⁾	11,39 ²⁾
7	72,3	24,8	11,39
8	98,4	26,8 ¹⁾	14,20 ²⁾
Užitečné zatížení a deformace	$F^I_{z_{už}} = 25,8$ kN	$z^I_{už} = 4,7$ mm	–
		$z^I_{už_{max}} = 6,6$ mm ^{1) 4)}	

Pryžová podložka

Pod ocelovou šroubovitou pružinou prvotního vypružení je umístěna pryžová podložka, jejíž zatěžovací charakteristika ve svislém směru (viz obr. 19) byla pro účely výpočtu poskytnuta výrobcem podvozku s vnitřním rámem. Jelikož se však v průběhu návrhu prvotního vypružení a vedení dvojkolí ukázalo, že tato pryžová podložka nevyhovuje zcela svými rozměry ani příčnou tuhostí (viz kap. 4.3.1), bude třeba pro vyvíjený podvozek s vnitřním rámem nechat vyrobit pryžovou podložku s obdobnou zatěžovací charakteristikou ve svislém směru, avšak s upravenými rozměry (a tvarem), které jsou uvedeny v tab. 19. Předpokládaný (resp. uvažovaný) tvar pryžové podložky je patrný z obr. 20 a z přiloženého poptávkového výkresu DP-19.000.003.

Pro potřeby výpočtu je uvažována část zatěžovací charakteristiky pryžové podložky mezi stavy 1 a 7 zjednodušeně jako lineární, avšak vzhledem k progresivnímu charakteru na jejím počátku lze předpokládat, že se může celková svislá deformace prvotního vypružení při montáži do stavu 1, a tedy i při dalších stavech, lišit přibližně o 1,0 mm. Svislá užitečná deformace mezi stavy 1 a 7 však zůstane zachována (jakož i další rozdíly svislých deformací). Případná odchylka výšky pryžové podložky bude kompenzována pomocí ocelové podložky kyvného ramene (na výkrese DP-19.000.001 pozice 6).

¹⁾ Vzhledem k poznámce 2) bude dynamická deformace progresivního svislého prvotního vypružení ve skutečnosti menší. Stejně tak bude menší i maximální užitečná deformace.

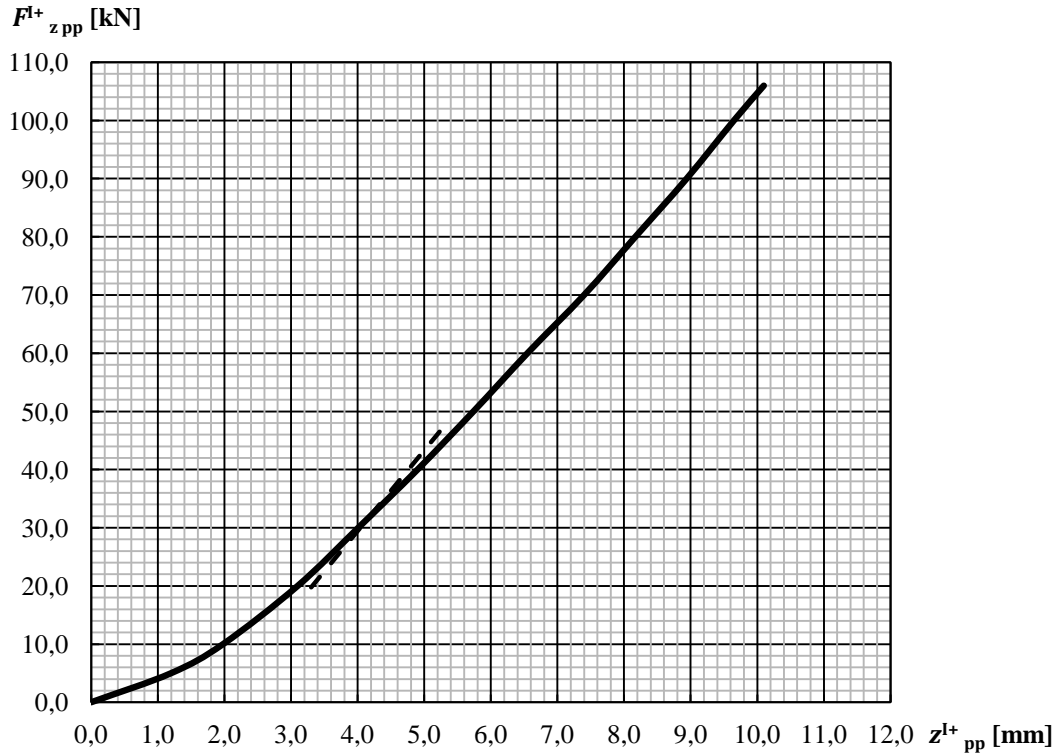
²⁾ Zde se jedná o tuhost „statickou“, která vychází z charakteristiky progresivního svislého prvotního vypružení. Ježto se však pryž chová při dynamickém zatěžování jinak než při zatěžování statickém a její tuhost narůstá (zde je to případ pryžové podložky a pryžového dorazu), bude skutečná tuhost při dynamickém zatěžování přibližně 1,1–1,2krát větší než uvedená hodnota. [3]

³⁾ Vyplyvá ze zatěžovací charakteristiky na obr. 18.

⁴⁾ Jedná se o rozdíl deformací mezi stavy 1 a 8.

Tab. 19: Základní omezující rozměry pryžové podložky.

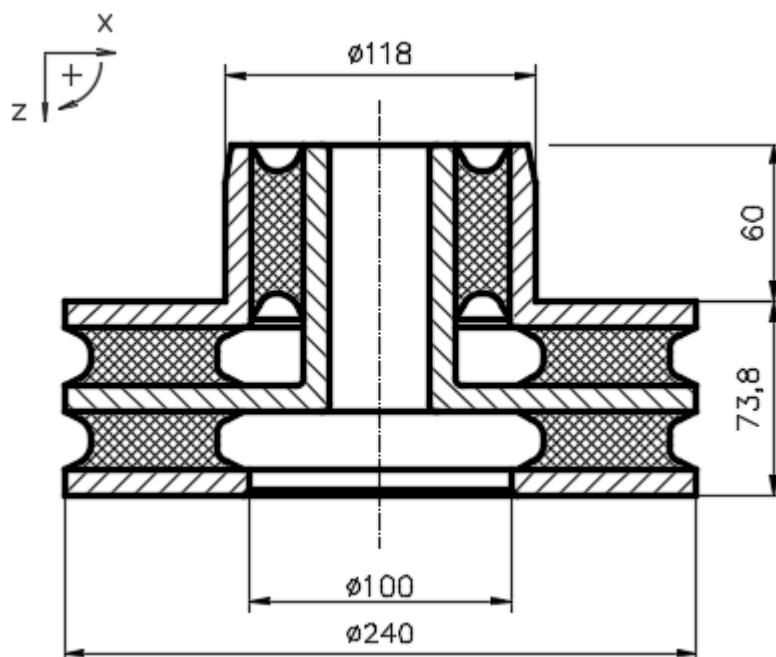
Omezující parametry pryžové podložky		
Maximální vnější průměr pryžové podložky	$D_{e\text{ pp max}}^I$	240,0 mm
Uvažovaná délka (výška) pryžové podložky ve stavu 1 (vztaženo k ose podložky) ¹⁾	$L_{\text{pp 1}}^{I+}$	70,0 mm



Obr. 19: Zatěžovací charakteristika pryžové podložky ve svislém směru, poskytnutá výrobcem podvozku s vnitřním rámem. Přerušovanou čarou je naznačena hodnota dynamické tuhosti počítaná ze stavu 7 (dynamické tuhosti ve stavech 2 a 4 pro přehlednost zobrazeny nejsou, vzhledem k linearizování části charakteristiky mezi stavy 1 a 7 budou mít stejnou směrnici).

Hodnoty svislých sil, které přenáší pryžová podložka, a dále hodnoty svislých deformací a tuhostí pryžové podložky jsou uvedeny v tab. 20. Přepočet hodnot z osy pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny do osy nápravového ložiska (a opačně) je proveden dle rovnic (1)–(3). Maximální svislá síla, kterou je schopna pryžová podložka přenést, činí dle obr. 19 cca 106,0 kN. Odpovídající maximální svislá deformace pryžové podložky je cca 10,1 mm.

¹⁾ Jedná se o uvažovanou hodnotu, nikoliv o hodnotu striktně omezující. V případě potřeby ji lze upravit, pakliže to bude vzhledem k návrhu pryžové podložky ze strany jejího výrobce nutné. Této změně však bude třeba přizpůsobit tvar podélníků rámu podvozku nebo výšku prvotní ocelové šroubovitě pružiny.



Obr. 20: Nákrés uvařovaného tvaru pryřové podložky.

Tab. 20: Hodnoty svislých sil, deformací a tuhostí pryřové podložky v jednotlivých stavech svislého zatíření.

Svislé sily, deformace a tuhosti pryřové podložky				
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Osa nápravového lořiska		Osa pryřové podložky a ocelové řr. pruřiny	
	Svislá síla $F^l_{z\ pp-op\ i}$ [kN]	Svislá deformace $z^l_{pp\ i}$ [mm]	Svislá síla $F^{l+}_{z\ pp-op\ i}$ [kN]	Svislá deformace $z^{l+}_{pp\ i}$ [mm]
1	46,6	2,2	27,3	3,8
2	55,5	2,5 ¹⁾	32,6	4,2 ¹⁾
3	53,3	2,4	31,2	4,1
4	57,5	2,5 ¹⁾	33,7	4,3 ¹⁾
7	57,4	2,5	33,6	4,3
8	62,0	2,6 ¹⁾	36,3	4,5 ¹⁾
Uřitečná deformace	–	$z^l_{pp\ uř} = 0,3\ mm$	–	$z^{l+}_{pp\ uř} = 0,5\ mm$
		$z^l_{pp\ uř\ max} = 0,4\ mm$ ^{1) 2)}		$z^{l+}_{pp\ uř\ max} = 0,7\ mm$ ^{1) 2)}
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Svislá tuhost $k^{l}_{z\ pp\ i}$ [kN·mm ⁻¹]		Svislá tuhost $k^{l+}_{z\ pp\ i}$ [kN·mm ⁻¹]	
1, 3, 7	36,67		12,60	
2, 4, 8	40,34 ³⁾		13,86 ³⁾	

¹⁾ Vzhledem k poznámce 3) může být dynamická deformace pryřové podložky ve skutečnosti menří. Stejně tak může být menří i maximální uřitečná deformace.

²⁾ Jedná se o rozdíl deformací mezi stavu 1 a 8.

³⁾ Uvařován 1,1násobek linearizované tuhosti statické. Skutečná hodnota dynamické tuhosti se vřak může liřit.

Ocelová šroubovitá pružina

Pro ocelovou šroubovitou pružinu, která spočívá na pryžové podložce, jsou stanoveny základní omezující rozměry uvedené v tab. 21.

Tab. 21: Základní omezující rozměry ocelové šroubovitě pružiny.

Omezující parametry ocelové šroubovitě pružiny		
Maximální vnější průměr	$D_{e\text{ op}}^I$	237,0 mm
Minimální vnitřní průměr	$D_{i\text{ op}}^I$	88,0 mm
Délka ve stavu 1 (vztaženo k ose pružiny)	$L_{\text{ op } 1}^{I+}$	265,0 mm

Jelikož se ocelová šroubovitá pružina nachází rovněž za nápravovým ložiskem (spočívá na pryžové podložce), platí i pro ni pákový poměr a nutný přepočítaný stanovený rovnicemi (1)–(3). Ocelová pružina je řazena s pryžovou podložkou sériově, a přenáší tudíž stejné svislé síly, které jsou uvedeny v tab. 20. Navržené parametry ocelové pružiny shrnuje tab. 22.

Tab. 22: Rozměrové parametry ocelové šroubovitě pružiny.

Rozměrové parametry ocelové šroubovitě pružiny		
Roztečný (střední) průměr	$D_{\text{ op }}^I$	163,0 mm
Průměr drátu	$d_{\text{ op }}^I$	37,0 mm
Vnější průměr	$D_{e\text{ op }}^I$	200,0 mm
Vnitřní průměr	$D_{i\text{ op }}^I$	126,0 mm
Poměr průměru roztečného a průměru drátu ($D_{\text{ op }}^I / d_{\text{ op }}^I$)	$C_{\text{ op }}^I$	4,4
Počet činných závitů	$n_{\text{ č op }}^I$	5,00
Počet závěrných závitů	$n_{\text{ z op }}^I$	1,50 (2 × 0,75)
Celkový počet závitů	$n_{\text{ c op }}^I$	6,50

Svislá tuhost ocelové šroubovitě pružiny se určí na základě hodnot uvedených v tab. 22:

$$k_{\text{ z op }}^{I+} = \frac{G}{10^3} \frac{d_{\text{ op }}^{I\ 4}}{8 D_{\text{ op }}^{I\ 3} n_{\text{ č op }}^I} = \frac{78500}{10^3} \frac{37,0^4}{8 \cdot 163,0^3 \cdot 5,00} \doteq \mathbf{0,85\ kN \cdot mm^{-1}}; \quad (18)$$

kde $G = 78500$ MPa je Youngův modul pružnosti ve smyku (uvažována hodnota pro ocel 14 260). Přepočtená hodnota svislé tuhosti do osy nápravového ložiska dle rovnice (3) činí $k_{\text{ z op }}^I \doteq \mathbf{2,47\ kN \cdot mm^{-1}}$.

Hodnoty svislých deformací a délek ocelové šroubovitě pružiny v jednotlivých stavech svislého zatížení, stanovené z příslušných zatěžujících svislých sil a výše uvedené svislé tuhosti, jsou shrnuty v tab. 23, přičemž pro délku pružiny ve stavu 9 [mm] je použit vztah:

$$L_{\text{ op } 9}^{I+} = d_{\text{ op }}^I (n_{\text{ č op }}^I + 1). \quad (19)$$

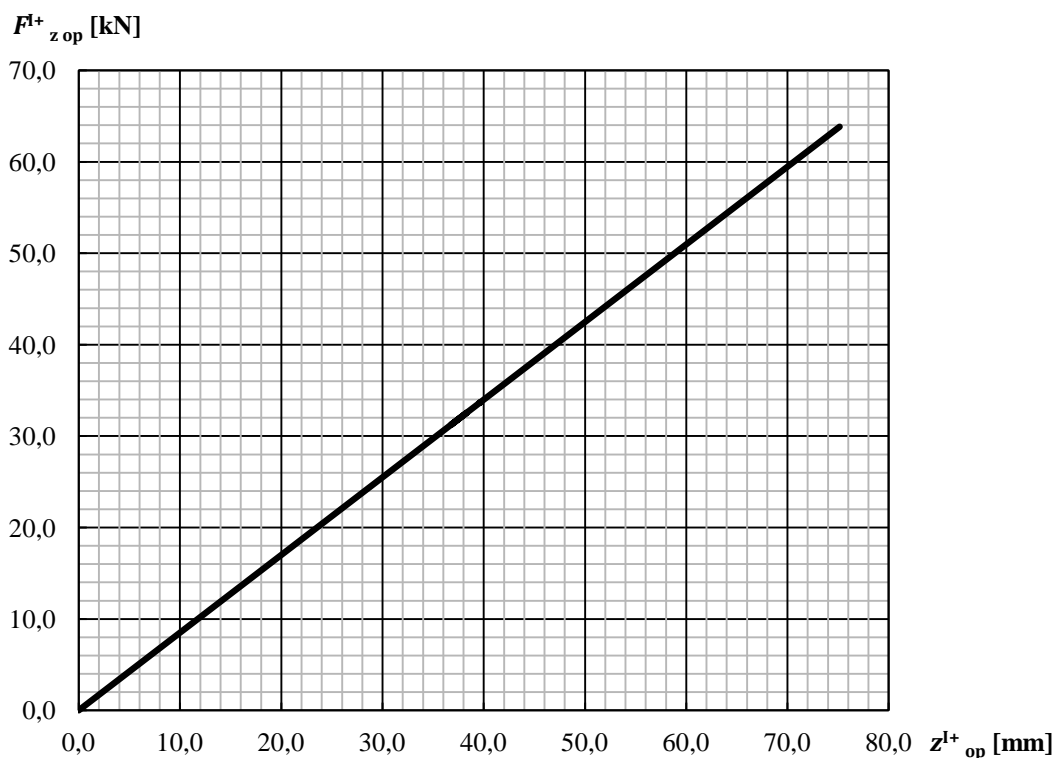
Hodnota celkové mezery mezi závity ve stavu 8, která je dána rozdílem délky pružiny ve stavech 8 a 9, činí **32,4 mm**. Celková minimální mezera mezi závity, která musí být dodržena, má velikost:

$$s_{\min}^{I+}_{op\ 8} = \frac{d_{op}^I C_{op}^I n_{\check{c}}^I}{50} = \frac{37,0 \cdot 4,4 \cdot 5,00}{50} \doteq \mathbf{16,3\ mm}; \quad (20)$$

což je zcela vyhovující. Zatěžovací charakteristika ocelové šroubovitě pružiny ve svislém směru je patrná z obr. 21. Samotná pružina je zobrazena na výkrese DP-19.000.002.

Tab. 23: Hodnoty svislých deformací a délek ocelové šroubovitě pružiny v jednotlivých stavech svislého zatížení (vztaženo k ose pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny).

Svislé délkové rozměry ocelové šroubovitě pružiny		
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Délka ocelové šroubovitě pružiny $L^{I+}_{op\ i}$ [mm]	Deformace ocelové šroubovitě pružiny $z^{I+}_{op\ i}$ [mm]
0	297,2	0,0
1	265,0	32,2
2	258,8	38,3
3	260,4	36,8
4	257,5	39,7
7	257,6	39,6
8	254,4	42,8
9	222,0	75,2



Obr. 21: Zatěžovací charakteristika ocelové šroubovitě pružiny ve svislém směru.

V tab. 24 je uvedeno shrnutí – tedy hodnoty svislých sil, deformací a tuhostí ocelové šroubovitě pružiny v její ose a v ose nápravového ložiska.

Tab. 24: Hodnoty svislých sil, deformací a tuhostí ocelové šr. pružiny v jednotlivých stavech svislého zatížení.

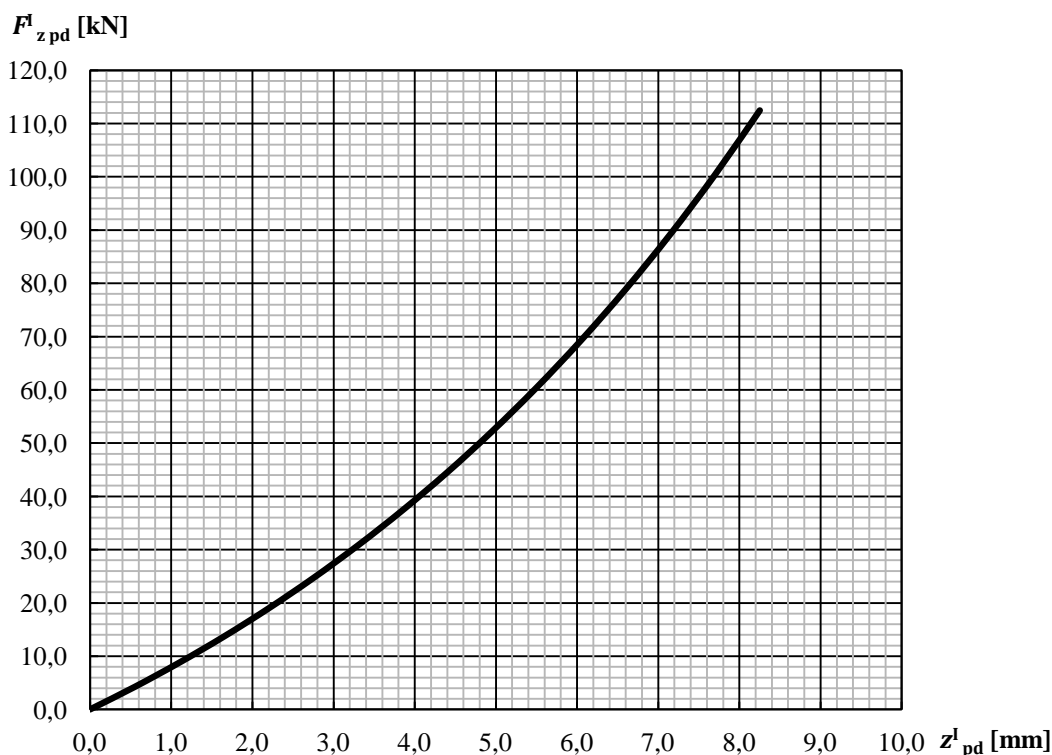
Svislé síly, deformace a tuhosti ocelové šroubovitě pružiny				
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Osa nápravového ložiska		Osa pryžové podložky a ocelové šr. pružiny	
	Svislá síla $F^I_{z\ pp-op\ i}$ [kN]	Svislá deformace $z^I_{op\ i}$ [mm]	Svislá síla $F^{I+}_{z\ pp-op\ i}$ [kN]	Svislá deformace $z^{I+}_{op\ i}$ [mm]
1	46,6	17,9	27,3	32,2
2	55,5	21,5	32,6	38,3
3	53,3	20,6	31,2	36,8
4	57,5	22,3	33,7	39,7
7	57,4	22,3	33,6	39,6
8	62,0	24,2	36,3	42,8
9	108,9	43,1	63,8	75,2
Užitečná deformace	–	$z^I_{op\ už} = 4,4\ \text{mm}$	–	$z^{I+}_{op\ už} = 7,4\ \text{mm}$
		$z^I_{op\ už\ max} = 6,2\ \text{mm}^{1)}$		$z^{I+}_{op\ už\ max} = 10,6\ \text{mm}^{1)}$
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Svislá tuhost $k^I_{z\ op}$ [kN·mm ⁻¹]		Svislá tuhost $k^{I+}_{z\ op}$ [kN·mm ⁻¹]	
1–9	2,47		0,85	

Pryžový doraz

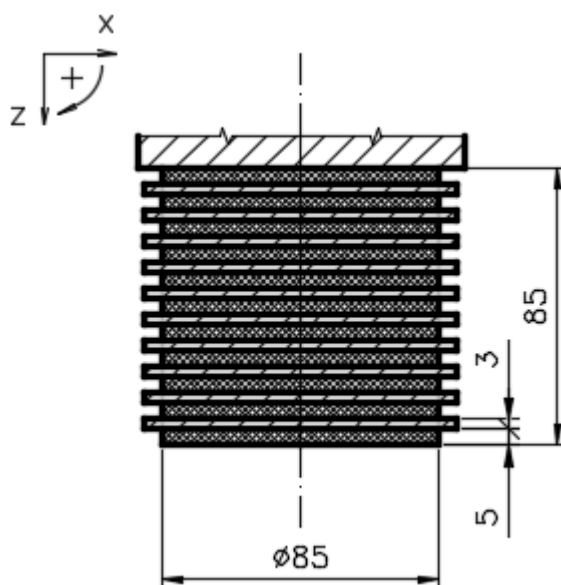
Koncepce progresivního prvotního vypružení a účel použití pryžového dorazu jsou popsány v kap. 3.1.3. Pryžový doraz (příšroubovaný ke spodku příslušného podélníku rámu podvozku nad každým nápravovým ložiskem) přichází do kontaktu s dosedací plochou na temeni ložiskové skříně při svislé deformaci prvotního vypružení $z^I_3 \equiv z^{I*}_3 = 23,0\ \text{mm}$ z nezatíženého stavu (tedy ze stavu 0), resp. při svislé deformaci prvotního vypružení $z^I_{1-3} \equiv z^{I*}_{1-3} = 2,9\ \text{mm}$ ze stavu 1 (viz obr. 18). Po dosednutí pryžového dorazu na dosedací plochu se skokově zvýší svislá tuhost prvotního vypružení. Tečného přechodu zatěžovací charakteristiky lineární (před dosednutím pryžového dorazu) na zatěžovací charakteristiku progresivní (po dosednutí pryžového dorazu) zde bohužel není možné dosáhnout, ježto nelze sestavit taková progresivní zatěžovací charakteristika pryžového dorazu, aby mohla být dodržena výška nárazníků (resp. spřáhel) a současně i BPV. Vzhledem k této skutečnosti je zatěžovací charakteristika prvotního vypružení ve svislém směru spíše lomená než progresivní (viz obr. 18).

¹⁾ Jedná se o rozdíl deformací mezi stavy 1 a 8.

Pryžový doraz je pro účely výpočtů vypružení vloženého vozu elektrické jednotky navržen v podobě jednoduchého válcového tvaru, složeného z několika pryžových vrstev navulkanizovaných na ocelové plechy kruhového průřezu (viz obr. 23 a výkres DP-19.000.004). Základní uvažované rozměry a podrobnější popis zjednodušeného návrhu pryžového dorazu jsou obsaženy v příloze 2. Předpokládá se, že výrobce kolejového vozidla bude poptávat pryžový doraz s obdobnou zatěžovací charakteristikou ve svislém směru (viz obr. 22) u některého z výrobců pryžových prvků.



Obr. 22: Zatěžovací charakteristika pryžového dorazu ve svislém směru.



Obr. 23: Základní rozměry pryžového dorazu.

V tab. 25 jsou uvedeny hodnoty svislých sil, které přenáší pryžový doraz a dále hodnoty svislých deformací a tuhostí v jednotlivých stavech svislého zatížení. Maximální svislá síla při maximální poměrné deformaci pryžového dorazu činí 112,4 kN.

Tab. 25: Hodnoty svislých sil, deformací a tuhostí pryžového dorazu v jednotlivých stavech svislého zatížení.

Svislé síly, deformace a tuhosti pryžového dorazu			
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Svislá síla $F_{z\,pd\,i}$ [kN]	Svislá deformace $z_{pd\,i}^1$ [mm]	Svislá tuhost $k_{z\,pd\,i}^1$ [kN·mm ⁻¹]
1	–	–	–
2	7,8	1,0 ¹⁾	7,93 ²⁾
3	0,0	0,0	7,93
4	15,5	1,8 ¹⁾	9,07 ²⁾
7	15,0	1,8	9,07
8	36,4	3,8 ¹⁾	11,89 ²⁾

Pryžokový kloub

Jak již bylo psáno v kap. 3.1.3, pryžokový kloub vzhledem ke svým parametrům do svislého vypružení nepromlouvá. Z toho důvodu jsou jeho parametry a popis blíže uvedeny až u výpočtu příčného prvotního vypružení (viz kap. 4.3.1).

Z hlediska svislého vypružení je podstatná jeho torzní tuhost, která se dle tab. 43 uvažuje $k_{tor\,pk}^1 = 150,0 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$. Svislá deformace (resp. svislý pohyb) kyvného ramene v ose nápravového ložiska při pootočení o 1° činí³⁾:

$$z_{1^\circ}^1 = l_{kr} \cdot \text{tg}(1^\circ) = 500,0 \cdot \text{tg}(1^\circ) \doteq 8,7 \text{ mm}; \quad (21)$$

kde l_{kr} [mm] je délkový rozměr kyvného ramene (viz tab. 11). Přepočtenou torzní tuhost pryžokového kloubu do osy nápravového ložiska lze určit následovně:

$$k_{z\,tor\,pk}^1 = \frac{k_{tor\,pk}^1}{z_{1^\circ}^1} = \frac{150,0}{8,7} \doteq 0,03 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}; \quad (22)$$

což je hodnota přibližně 80krát menší než hodnota svislé tuhosti ocelové šroubovité pružiny přepočtená do osy nápravového ložiska ($2,47 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$), která má ze všech ostatních prvků prvotního vypružení ve svislém směru nejmenší tuhost. Z toho důvodu lze vliv torzní tuhosti pryžokového kloubu z hlediska svislého vypružení zanedbat.

Do svislého vypružení dále promlouvá také radiální tuhost pryžokového kloubu, jejíž velikost se uvažuje $k_{rad\,pk}^1 = 40,00 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$ (viz tab. 43). Pro určení hodnoty svislé síly od

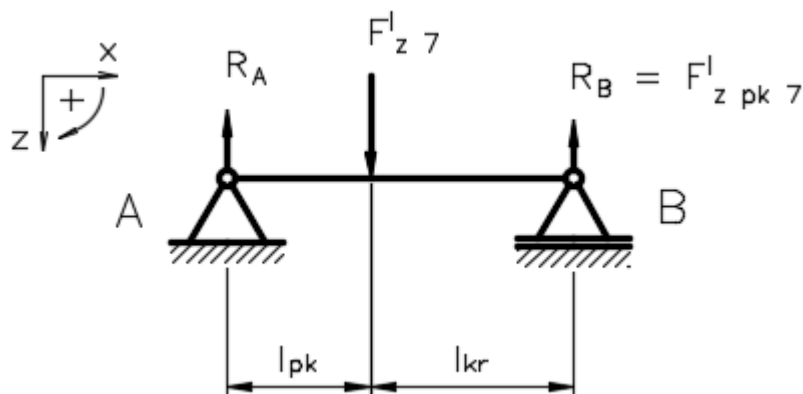
¹⁾ Vzhledem k poznámce 2) bude dynamická deformace pryžového dorazu ve skutečnosti menší.

²⁾ Zde se jedná o tuhost „statickou“, která vychází z charakteristiky pryžového dorazu. Ježto se však pryž chová při dynamickém zatěžování jinak než při zatěžování statickém a její tuhost narůstá, bude skutečná tuhost při dynamickém zatěžování přibližně 1,1–1,2krát větší než uvedená hodnota. [3]

³⁾ Platí pouze pro malé úhly.

tíhy vozu, která vstupuje ve svislém směru do pryžokovového kloubu, lze kyvné rameno nahradit nosníkem na dvou podporách, zatíženým osamělou svislou silou v ose nápravového ložiska (viz obr. 24), přičemž hledaná síla je reakce v bodě B. Tuto sílu lze určit z rovnice momentové rovnováhy k bodu A¹⁾:

$$F_{z\text{pk}7}^I = F_{z7}^I \frac{l_{\text{pk}}}{l_{\text{kr}} + l_{\text{pk}}} = 72,3 \frac{353,0}{500,0 + 353,0} \doteq 29,9 \text{ kN.} \quad (23)$$



Obr. 24: Kyvné rameno nahrazené nosníkem na dvou podporách zatíženým svislou silou v ose nápravového ložiska.

Na základě výše vypočtené síly, působící v radiálním směru na pryžokovový kloub a radiální tuhosti pryžokovového kloubu lze určit svislou deformaci pryže pryžokovového kloubu ve stavu 7:

$$z_{\text{pk}7}^I = \frac{F_{z\text{pk}7}^I}{k_{\text{rad pk}}^I} = \frac{29,9}{40,00} \doteq 0,7 \text{ mm.} \quad (24)$$

Jelikož vypočítaná svislá deformace je přibližně 35krát menší než svislá statická deformace prvotního vypružení ve stavu 7, lze ji rovněž považovat za zanedbatelnou.

4.2.5 Svislé druhotné vypružení

Druhotné vypružení je u podvozku s vnitřním rámem koncipováno jako vzduchové a tvoří ho dvě vzduchové pružiny doplněné pružinami nouzovými. Pro výpočet vypružení je použita vzduchová membránová pružina Continental 732 N 2.100 B (uvedená v [3]) s přidavným vzduchojemem o objemu 5 dm³. Předpokládá se, že ze strany výrobce kolejového vozidla bude pro druhotné vypružení vybrána (resp. zadána k výrobení) taková pružina, která bude svými charakteristikami odpovídat uvedené pružině Continental s přidavným vzduchojemem. Jak vyplývá z obr. 12, příčná vzdálenost vzduchových pružin činí $2 w^{\text{II}} = 1100 \text{ mm}$. V rámci detailního návrhu uzlu druhotného vypružení bude třeba rovněž zpracovat problematiku kolébání skříně vozu (včetně problematiky torzního stabilizátoru), ježto je vzdálenost druhotných pružin oproti podvozkům s vnějším ložiskováním podstatně menší (přibližně poloviční).

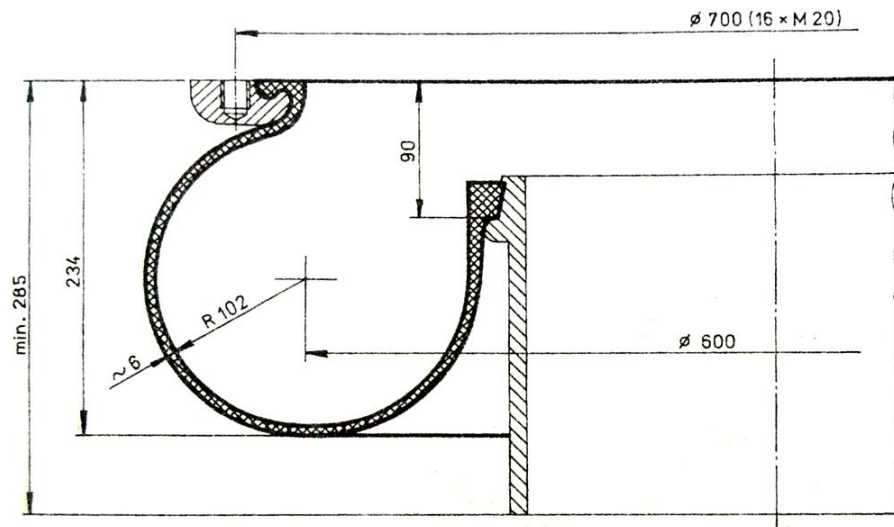
¹⁾ Zjednodušeně se zde počítá pouze statické zatěžování (stav 7), neboť při dynamickém zatěžování se pryž chová jinak (uplatňuje se dynamická tuhost pryže).

Vzduchová pružina

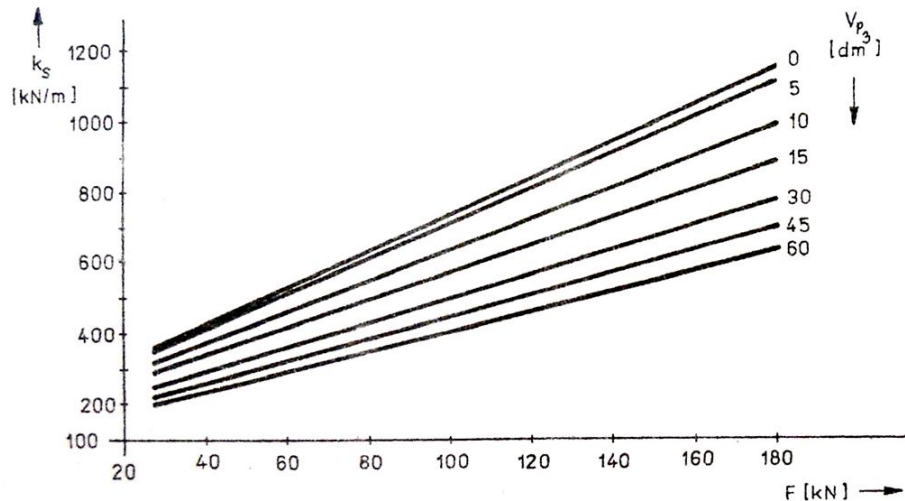
Vzduchová membránová pružina Continental 732 N 2.100 B (viz [3]) je schopna přenést svislou sílu až 180,0 kN. Základní rozměry této pružiny jsou patrné z obr. 25. Pro vhodnější naladění svislé tuhosti druhotného vypružení je navíc použit přídavný vzduchotěm o objemu $V_p = 5 \text{ dm}^3$. Závislost vnitřního přetlaku vzduchu v membráně pružiny [bar] na svislém zatížení vzduchové pružiny [kN] je dána rovnicí:

$$p_{vp}^{II} = 0,0335 F_{zvp}^{II} + 0,0838. \quad (25)$$

Charakteristika vzduchové pružiny je patrná z obr. 26.



Obr. 25: Náčrsek vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B. [3]



Obr. 26: Závislost svislé tuhosti vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B na svislém zatížení. Platná je křivka s přídavným objemem $V_p = 5 \text{ dm}^3$. [3]

Hodnoty svislých dynamických tuhostí vzduchové pružiny v jednotlivých stavech svislého zatížení (viz svislé síly působící na jednu vzduchovou pružinu v tab. 17), které vyplývají z charakteristiky na obr. 26, jsou uvedeny v tab. 26.

Tab. 26: Hodnoty svislých dynamických tuhostí jedné druhotné vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B a celého druhotného vzduchového vypružení v jednotlivých stavech svislého zatížení.

Svislé dynamické tuhosti vzduchového vypružení		
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Jedna druhotná vzduchová pružina $k^{II}_{z\,vp\,i}$ [kN·mm ⁻¹]	Druhotné vzduchové vypružení $k^{II*}_{z\,i}$ [kN·mm ⁻¹]
1	0,59	2,36
3	0,67	2,66
7	0,88	3,52

V případě dynamického zatěžování se předpokládá, že z důvodu krátkého trvání tohoto děje nedojde k dopuštění vzduchu do membrány vzduchové pružiny, a tudíž se aktuální svislá dynamická tuhost odpovídající svislému zatížení vzduchové pružiny nezmění.

Pro výpočet dynamického rozkmitu vzduchového vypružení je nejprve třeba určit tzv. zdánlivou svislou statickou deformaci vzduchové pružiny [mm] ve stavech 1, 3 a 7 (je totožná se zdánlivou svislou statickou deformací celého druhotného vypružení):

$$z^{II}_{vp\,zd\,1,3,7} \equiv z^{II*}_{zd\,1,3,7} = \frac{F^{II}_{z\,vp\,1,3,7}}{k^{II}_{z\,vp\,1,3,7}} \equiv \frac{F^{II*}_{z\,1,3,7}}{k^{II*}_{z\,1,3,7}}; \quad (26)$$

kde $F^{II}_{z\,vp\,1,3,7}$ (resp. $F^{II*}_{z\,1,3,7}$) [kN] je svislé zatížení druhotné vzduchové pružiny (resp. druhotného vzduchového vypružení) ve stavech 1, 3 a 7 (viz tab. 17, resp. tab. 16). Na základě těchto hodnot a hodnoty dynamického přetížení druhého stupně vypružení $k^{II}_{p\,o\,1,3,7}$ [-] (viz tab. 15) lze určit svislou dynamickou deformaci vzduchového vypružení [mm]:

$$\begin{aligned} z^{II}_{vp\,2,4,8} &\equiv z^{II*}_{2,4,8} = \\ &= z^{II}_{vp\,zd\,1,3,7} (1 + k^{II}_{p\,o\,1,3,7}) \equiv z^{II*}_{zd\,1,3,7} (1 + k^{II}_{p\,o\,1,3,7}). \end{aligned} \quad (27)$$

Dynamické stlačení (tj. dynamický rozkmit) druhotného vzduchového vypružení se určí jednoduše rozdílem příslušné svislé dynamické deformace a zdánlivé svislé statické deformace. Výsledné hodnoty jsou shrnuty v tab. 27.

Tab. 27: Hodnoty zdánlivých svislých statických deformací a svislých dynamických deformací druhotných vzduchových pružin v jednotlivých stavech svislého zatížení.

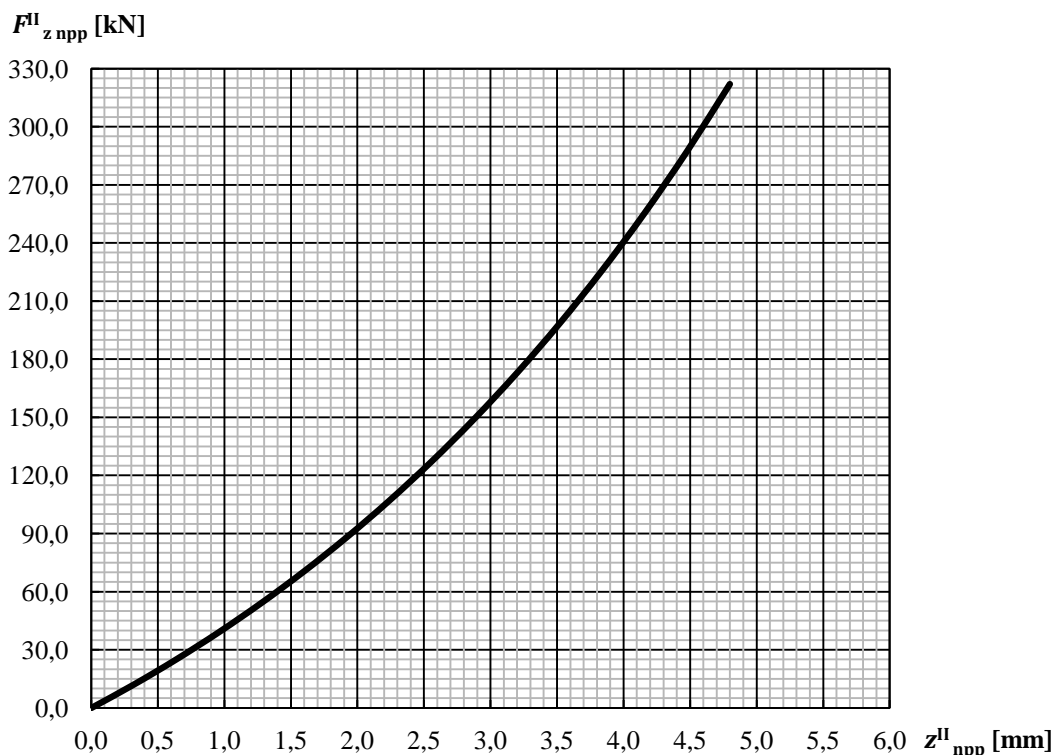
Svislé deformace a svislá dynamická stlačení vzduchového vypružení		
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Zdánlivá statická deformace (pro <i>i</i> = 1, 3, 7) Dynamická deformace (pro <i>i</i> = 2, 4, 8) $z^{II}_{vp\,zd\,i}$ [mm], $z^{II}_{vp\,i}$ [mm]	Svislé dynamické stlačení
1	133,5	$z^{II}_{vp\,dyn\,1-2} = 41,4$ mm
2	174,9	
3	138,5	$z^{II}_{vp\,dyn\,3-4} = 44,3$ mm
4	182,8	
7	148,0	$z^{II}_{vp\,dyn\,7-8} = 45,9$ mm
8	193,9	

Na základě hodnoty $z_{vp\ dyn}^{II}$ 7-8 je stanoven potřebný prostor pro svislý dynamický rozkmit vzduchových pružin – viz obr. 17.

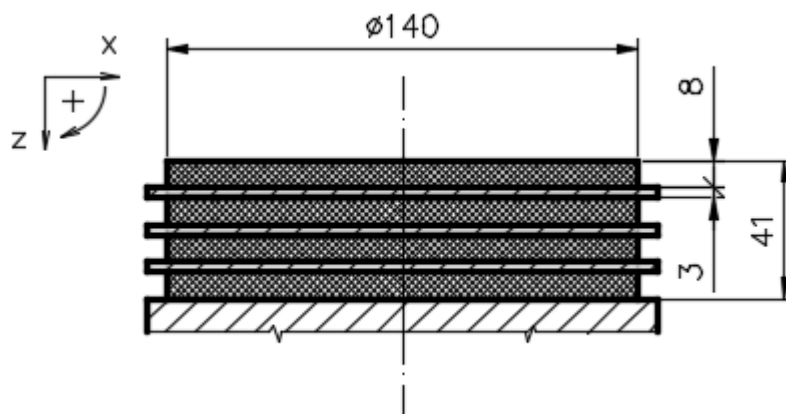
Nouzová pryžová pružina

Uvnitř každé vzduchové pružiny se nachází nouzová pryžová pružina, která se za běžného provozního stavu neúčastní ani svislé deformace ani vodorovných deformací vzduchových pružin. V případě poruchy vzduchové pružiny nebo systému vzduchového vypružení však dojde ke kontaktu koncové desky vzduchové pružiny s nouzovou pružinou, a ta pak zajišťuje přenos působících svislých sil od dvakrát vypružených hmot vloženého vozu elektrické jednotky.

Nouzová pryžová pružina je pro účely výpočtů vypružení vloženého vozu elektrické jednotky navržena v podobě jednoduchého válcového tvaru, složeného z několika pryžových vrstev navulkanizovaných na ocelové plechy kruhového průřezu (viz obr. 28). Postup tohoto zjednodušeného návrhu pryžového dorazu je obdobný jako v případě pryžového dorazu prvotního vypružení a je obsažen v příloze 3 (zde jsou uvedeny i základní uvažované rozměry). Předpokládá se, že výrobce kolejového vozidla bude poptávat nouzovou pryžovou pružinu s obdobnou zatěžovací charakteristikou ve svislém směru (viz obr. 27) u některého z výrobců pryžových prvků.



Obr. 27: Zatěžovací charakteristika nouzové pryžové pružiny ve svislém směru.



Obr. 28: Základní rozměry nouzové pryžové pružiny.

Pro druhotné vypružení je rovněž možné použití vzduchových pružin uložených na pryžových pružinách, které slouží jednak jako nouzové druhotné vypružení pro případ poruchy a zároveň se při běžném provozním stavu účastní svislé, příčné i podélné deformace druhotného vypružení. (Ve výpočtu vypružení za běžného provozního stavu je však třeba hodnoty jejich tuhostí příslušně zohlednit.)

V tab. 28 jsou uvedeny hodnoty svislých sil, které přenáší nouzová pryžová pružina, a dále hodnoty svislých deformací a tuhostí v jednotlivých stavech svislého zatížení. Maximální svislá síla při maximální poměrné deformaci nouzové pryžové pružiny činí 321,9 kN.

Tab. 28: Hodnoty svislých sil, deformací a tuhostí nouzové pryžové pružiny v jednotlivých stavech svislého zatížení.

Svislé síly, deformace a tuhosti nouzové pryžové pružiny			
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Svislá síla $F_{z, npp i}^{II}$ [kN]	Svislá deformace $z_{npp i}^{II}$ [mm]	Svislá tuhost $k_{z, npp i}^{II}$ [kN·mm ⁻¹]
1	78,7	1,7	54,80
2	111,8 ¹⁾	2,3 ²⁾	63,60 ³⁾
3	92,1	2,0	59,03
4	137,2 ¹⁾	2,7 ²⁾	68,53 ³⁾
7	130,3	2,6	68,53
8	194,1 ¹⁾	3,5 ²⁾	79,62 ³⁾

Z výše uvedené tabulky a ze svislé užitečné deformace prvotního vypružení vyplývá, že i při jízdě na nouzovém druhotném vypružení bude dodržena (alespoň staticky) výška nárazníků (resp. spřáhel).

¹⁾ Zde se uvažuje dynamické přetížení pro jízdu na nouzovém druhotném vypružení (viz kap. 4.2.7).

²⁾ Vzhledem k poznámce 3) bude dynamická deformace nouzové pryžové pružiny ve skutečnosti menší.

³⁾ Zde se jedná o tuhost „statickou“, která vychází z charakteristiky nouzové pryžové pružiny. Ježto se však pryž chová při dynamickém zatěžování jinak než při zatěžování statickém a její tuhost narůstá, bude skutečná tuhost při dynamickém zatěžování přibližně 1,1–1,2krát větší než uvedená hodnota. [3]

Jízda na nouzovém druhotném vypružení

Jak je uvedeno v předchozím textu, nouzové pryžové pružiny jsou určeny pro případy poruch systému vzduchového vypružení, konkrétně pro dojetí soupravy sníženou rychlostí do místa, kde bude provedena oprava či odstavení vozidla. V tomto případě je stanovena maximální rychlost jízdy elektrické jednotky na nouzovém druhotném vypružení $V_{nv} = 80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Svislé zatížení jedné nouzové pryžové pružiny ve stavech 1, 3 a 7 je stejné jako v případě druhotných vzduchových pružin (viz tab. 17). Svislé zatížení ve stavech 2, 4, a 8 je však odlišné, neboť nouzová pružina je mnohem tužší než pružina vzduchová a má také zcela jiný zdvih. V souvislosti s tím je i dynamická přirážka při jízdě na nouzovém druhotném vypružení zcela jiná, přičemž její hodnoty jsou stanoveny v kap. 4.2.7. Na základě těchto hodnot jsou ze svislých sil statických určeny svislé síly dynamické (viz tab. 28).

Výše uvedená maximální rychlost jízdy elektrické jednotky na nouzovém druhotném vypružení je stanovena tak, aby při ní v důsledku velkého dynamického přitížení vznikly pouze takové svislé dynamické síly, které budou schopné přenést nejen nouzové pryžové pružiny vzduchového vypružení, ale i pružící prvky vypružení prvotního. Maximální svislá síla působící na soubor prvotních pružících prvků u jednoho nápravového ložiska při jízdě na nouzovém druhotném vypružení činí:

$$F_{z8nv}^I = F_{z7}^I (1 + k_{p_{nv7}}^I) = 72,3 (1 + 0,54) \doteq \mathbf{111,4 \text{ kN}}; \quad (28)$$

kteřá dle obr. 18 odpovídá deformaci cca $z_{8nv}^I = 27,6 \text{ mm}$. Maximální svislá užitečná deformace v prvním stupni vypružení při jízdě na nouzovém druhotném vypružení tedy činí přibližně $z_{už\,nv\,max}^I = 7,5 \text{ mm}$. Jelikož se však tuhost pryžových prvků při dynamickém zatěžování zvyšuje, budou výše uvedené hodnoty ve skutečnosti nižší. Pevnostní ověření jsou uvedena u příslušných prvků prvotního vypružení v kapitole 5.1 a v případě nouzové pryžové pružiny v příloze 3.

4.2.6 Výsledné hodnoty tuhostí svislého vypružení

V tab. 29 jsou shrnuty hodnoty statických tuhostí prvotního svislého vypružení, druhotného svislého vypružení a celého svislého vypružení. Ježto jsou oba stupně vypružení řazeny vzájemně sériově, určí se výsledná tuhost svislého vypružení $[\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}]$ následovně:

$$k_{z1,3,7}^* = \frac{k_{z1,3,7}^{I*} k_{z1,3,7}^{II*}}{k_{z1,3,7}^{I*} + k_{z1,3,7}^{II*}}; \quad (29)$$

kde $k_{z1,3,7}^{I*} [\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}]$ a $k_{z1,3,7}^{II*} [\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}]$ jsou svislé tuhosti prvotního a druhotného vypružení ve stavech 1, 3 a 7.

Tab. 29: Shrnutí hodnot svislých statických tuhostí jednotlivých stupňů vypružení a celého vypružení.

Výsledné hodnoty tuhostí svislého vypružení				
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Prvotní vypružení k_{zi}^* [kN·mm ⁻¹]	Druhotné vypružení k_{zi}^{II} [kN·mm ⁻¹]	Celé svislé vypružení k_{zi}^* [kN·mm ⁻¹]	Poměr tuhostí prvotní / druhotné p_{zi}^* [-]
1	18,53	2,36	2,09	7,85
3	81,97	2,66	2,58	30,81
7	91,12	3,52	3,39	25,89
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Celé svislé vypružení při jízdě na nouzovém druhotném vypružení $k_{z, nvi}^*$ [kN·mm ⁻¹]			
1	17,08			
3	60,85			
7	68,39			

4.2.7 Ověření dynamického přitížení (dynamické přírážky)

Po provedení samotného výpočtu svislého vypružení je třeba ověřit velikost dynamického přitížení (tj. dynamické přírážky). Na základě níže uvedeného výpočtu se vstupní hodnoty odhadu dynamického přitížení (viz kap. 4.2.1) příslušně upraví, přičemž je navíc připočteno ještě 5 %, neboť rovnice (30) platí pro vozidla s provozní rychlostí do 160 km·h⁻¹.

Hodnota dynamického přitížení pro nultý, první a druhý stupeň vypružení [-] vychází z empirického vztahu (pro vozidla s provozní rychlostí 100–160 km·h⁻¹) [3]:

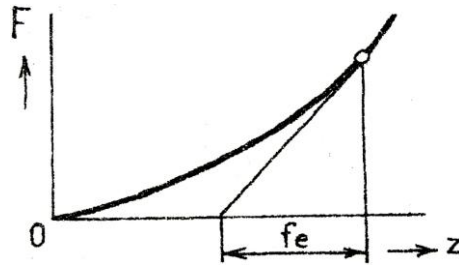
$$k_{p, 1, 3, 7}^{0, I, II} = a^{0, I, II} + b \frac{0,22 (V_{\max} - 55)}{f_{\text{stat } 1, 3, 7}}; \quad (30)$$

kde $a^{0, I, II}$ [-] je konstanta závislá na stupni vypružení:

- pro 0. stupeň vypružení (nevypružené hmoty kromě dvojkolí) platí $a^0 = 0,15$,
- pro I. stupeň vypružení platí $a^I = 0,10$,
- pro II. stupeň vypružení platí $a^{II} = 0,05$,

b [-] je konstanta zohledňující počet náprav podvozku (pro dvounápravový podvozek je $b = 1$), V_{\max} [km·h⁻¹] je maximální rychlost vozidla a $f_{\text{stat } 1, 3, 7}$ [mm] je součet svislé statické deformace všech stupňů vypružení ze stavu nezátíženého (stav 0) do stavu, pro který se zjišťuje dynamické přitížení (stavy 1, 3 a 7).

V případě progresivního prvotního vypružení je však třeba určit hodnotu tzv. ekvivalentní svislé statické deformace, a to tím způsobem, že se progresivní zatěžovací charakteristika nahradí charakteristikou přímkovou, tedy tečnou v pracovním bodě – viz obr. 29.



Obr. 29: Princip určení ekvivalentní svislé statické deformace progresivního vypružení. [3]

Ekvivalentní svislá statická deformace progresivního prvotního vypružení má ve stavech 1, 3 a 7 hodnoty:

$$f_{e \text{ stat } 1}^I = \frac{F_{z1}^I}{k_{z1}^I} = \frac{46,6}{2,32} \doteq 20,1 \text{ mm}; \quad (31)$$

$$f_{e \text{ stat } 3}^I = \frac{F_{z3}^I}{k_{z3}^I} = \frac{53,3}{10,25} \doteq 5,2 \text{ mm}; \quad (32)$$

$$f_{e \text{ stat } 7}^I = \frac{F_{z7}^I}{k_{z7}^I} = \frac{72,3}{11,39} \doteq 6,4 \text{ mm}; \quad (33)$$

kde $F_{z1,3,7}^I$ [kN] je svislá síla působící na jednu druhotnou pružinu ve stavech 1, 3 a 7 a $k_{z1,3,7}^I$ [kN·mm⁻¹] je svislá statická tuhost souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavech 1, 3 a 7. V případě druhotného vzduchového vypružení se uvažuje zdánlivá svislá statická deformace ve stavech 1, 3 a 7 (viz tab. 27). Hodnoty svislé statické deformace všech stupňů vypružení ze stavu 0 do stavů 1, 3 a 7 tedy činí:

$$\begin{aligned} f_{\text{stat } 1} &= f_{\text{stat } 1}^I + f_{\text{stat } 1}^{\text{II}} = f_{e \text{ stat } 1}^I + z_{\text{vp zd } 1}^{\text{II}} = \\ &= 20,1 + 133,5 \doteq \mathbf{153,6 \text{ mm}}; \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} f_{\text{stat } 3} &= f_{\text{stat } 3}^I + f_{\text{stat } 3}^{\text{II}} = f_{e \text{ stat } 3}^I + z_{\text{vp zd } 3}^{\text{II}} = \\ &= 5,2 + 138,5 \doteq \mathbf{143,7 \text{ mm}}; \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} f_{\text{stat } 7} &= f_{\text{stat } 7}^I + f_{\text{stat } 7}^{\text{II}} = f_{e \text{ stat } 7}^I + z_{\text{vp zd } 7}^{\text{II}} = \\ &= 6,4 + 148,0 \doteq \mathbf{154,4 \text{ mm}}. \end{aligned} \quad (36)$$

Hodnoty dynamického přetížení vypočítané dle vztahů (30)–(34) jsou shrnuty v tab. 30.

Tab. 30: Vypočtené hodnoty dynamického přetížení pro stanovení svislého dyn. zatížení ze stavů 1, 3 a 7.

Hodnoty dynamického přetížení			
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Nevypružené hmoty k_{pi}^0 [-]	Prvotní vypružení k_{pi}^I [-]	Druhotné vypružení k_{pi}^{II} [-]
přetížení ze stavu 1	0,36	0,31	0,26
přetížení ze stavu 3	0,37	0,32	0,27
přetížení ze stavu 7	0,36	0,31	0,26

Jízda na nouzovém druhotném vypružení

V případě jízdy na nouzovém druhotném vypružení je svislá statická deformace odlišná od zdánlivé svislé statické deformace vzduchového vypružení. Zatěžovací charakteristika nouzové pryžové pružiny ve svislém směru je progresivní, a proto je třeba stanovit, podobně jako v případě prvotního vypružení, její ekvivalentní statickou deformaci ve stavech 1, 3 a 7:

$$f_{e \text{ stat nnp } 1}^{\text{II}} = \frac{F_{z \text{ npp } 1}^{\text{II}}}{k_{z \text{ npp } 1}^{\text{II}}} = \frac{78,7}{54,80} \doteq 1,4 \text{ mm}; \quad (37)$$

$$f_{e \text{ stat nnp } 3}^{\text{II}} = \frac{F_{z \text{ npp } 3}^{\text{II}}}{k_{z \text{ npp } 3}^{\text{II}}} = \frac{92,1}{59,03} \doteq 1,6 \text{ mm}; \quad (38)$$

$$f_{e \text{ stat nnp } 7}^{\text{II}} = \frac{F_{z \text{ npp } 7}^{\text{II}}}{k_{z \text{ npp } 7}^{\text{II}}} = \frac{130,3}{68,53} \doteq 1,9 \text{ mm}; \quad (39)$$

kde $F_{z \text{ npp } 1, 3, 7}^{\text{II}}$ [kN] je svislá síla působící na nouzovou pryžovou pružinu ve stavech 1, 3 a 7 a $k_{z \text{ npp } 1, 3, 7}^{\text{II}}$ [kN·mm⁻¹] je svislá statická tuhost nouzové pryžové pružiny stavech 1, 3 a 7. Hodnoty svislé statické deformace všech stupňů vypružení ze stavu 0 do stavů 1, 3 a 7 pak v tomto případě činí:

$$f_{\text{stat nv } 1} = f_{e \text{ stat } 1}^{\text{I}} + f_{e \text{ stat nnp } 1}^{\text{II}} = 20,1 + 1,4 \doteq \mathbf{21,6 \text{ mm}}; \quad (40)$$

$$f_{\text{stat nv } 3} = f_{e \text{ stat } 3}^{\text{I}} + f_{e \text{ stat nnp } 3}^{\text{II}} = 5,2 + 1,6 \doteq 6,8 \text{ mm}; \quad (41)$$

$$f_{\text{stat nv } 7} = f_{e \text{ stat } 7}^{\text{I}} + f_{e \text{ stat nnp } 7}^{\text{II}} = 6,4 + 1,9 \doteq 8,3 \text{ mm}. \quad (42)$$

Jelikož ve stavech 3 a 7 vychází velikost svislé statické deformace všech stupňů vypružení menší než 18,0 mm, uvažuje se dle [3] hodnota $f_{\text{stat nv } 3, 7} = \mathbf{18,0 \text{ mm}}$.

Dynamické přetížení pro jízdu na nouzovém druhotném vypružení [-] se určí dle vztahu pro vozidla s provozní rychlostí 50–100 km·h⁻¹, uvedeného v [3], přičemž je uvažována maximální provozní rychlost na nouzovém druhotném vypružení $V_{\text{nv}} = 80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ (zde již není třeba přičítat rezervu 5 %):

$$k_{p \text{ nv } 1, 3, 7}^{0, \text{I}, \text{II}} = a^{0, \text{I}, \text{II}} + b \frac{0,1 V_{\text{nv}}}{f_{\text{stat nv } 1, 3, 7}}. \quad (43)$$

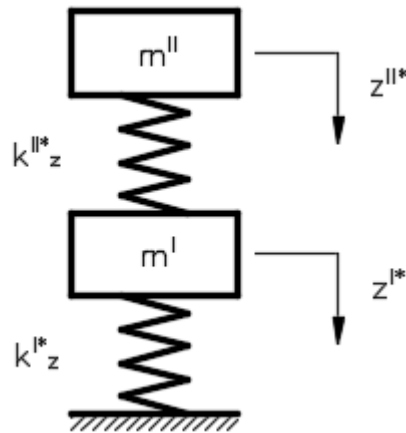
Hodnoty dynamického přetížení pro jízdu na nouzovém druhotném vypružení jsou uvedeny v tab. 31.

Tab. 31: Hodnoty dynamického přetížení pro stanovení svislého dynamického zatížení ze stavů 1, 3 a 7 při jízdě na nouzovém druhotném vypružení.

Hodnoty dynamického přetížení při jízdě na nouzovém druhotném vypružení			
Zatěžovací stav – <i>i</i>	Nevypružené hmoty $k_{p \text{ nv } i}^0$ [-]	Prvotní vypružení $k_{p \text{ nv } i}^{\text{I}}$ [-]	Druhotné vypružení $k_{p \text{ nv } i}^{\text{II}}$ [-]
přetížení ze stavu 1	0,52	0,47	0,42
přetížení ze stavu 3	0,59	0,54	0,49
přetížení ze stavu 7	0,59	0,54	0,49

4.2.8 Vlastní frekvence svislého kmitání

Kromě splnění výšky nárazníků (resp. spráhel) je rovněž třeba navrhnout svislé vypružení z hlediska pohodlí cestujících. Přímou souvislost s pohodlím cestujících mají vlastní frekvence svislého kmitání. Vložený vůz elektrické jednotky disponuje dvěma stupni vypružení, tudíž se jedná o soustavu se dvěma stupni volnosti, kmitající volným netlumeným kmitáním¹⁾, která je zobrazena na obr. 30. Taková soustava má dvě vlastní frekvence svislého kmitání.



Obr. 30: Model vozidla s dvoustupňovým svislým vypružením – soustava se dvěma stupni volnosti, kmitající volným netlumeným kmitáním.

Sestavené pohybové rovnice dle Lagrangeových rovnic II. druhu mají tvar²⁾:

$$\ddot{z}^{I*} + \frac{k_z^{I*} + k_z^{II*}}{m^I} z^{I*} - \frac{k_z^{II*}}{m^I} z^{II*} = 0; \quad (44)$$

$$\ddot{z}^{II*} - \frac{k_z^{II*}}{m^{II}} z^{I*} + \frac{k_z^{II*}}{m^{II}} z^{II*} = 0; \quad (45)$$

kde \ddot{z}^{I*} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] a \ddot{z}^{II*} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] je svislé zrychlení (druhá derivace svislé deformace prvotního a druhotného vypružení), z^{I*} [m] a z^{II*} [m] je svislá deformace prvotního a druhotného vypružení, k_z^{I*} [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$] je svislá tuhost prvotního vypružení, k_z^{II*} [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$] je svislá tuhost druhotného vypružení, m^I [kg] je hmotnost jednou vypružených hmot (tj. podvozků a částí s nimi spojených) a m^{II} [kg] je hmotnost dvakrát vypružených hmot (tj. skříně vozu a částí s ní spojených).

Řešením této soustavy přes frekvenční determinant:

$$\begin{vmatrix} k_z^{II*} - m^{II} \omega_0^2 & -k_z^{II*} \\ -k_z^{II*} & k_z^{I*} + k_z^{II*} - m^I \omega_0^2 \end{vmatrix} = 0; \quad (46)$$

se získá tzv. bikvadratická rovnice, jejímiž kořeny jsou vlastní čísla představující kvadráty vlastních kruhových frekvencí soustavy $\omega_{0,1,2}^2$ [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$], které mají po odmocnění tvar:

¹⁾ Zjednodušeně. Ve skutečnosti budou minimálně ke II. stupni vypružení zařazeny svislé hydraulické tlumiče.

²⁾ Uvažuje se posunutě centrum kmitání.

$$\omega_{0,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{k_z^{I*} + k_z^{II*}}{m^I} + \frac{k_z^{II*}}{m^{II}} \mp \sqrt{\left(\frac{k_z^{I*} + k_z^{II*}}{m^I} + \frac{k_z^{II*}}{m^{II}} \right)^2 - \frac{4 k_z^{I*} k_z^{II*}}{m^I m^{II}}} \right]}. \quad (47)$$

Po přepočtení na jednotky [Hz] mají první a druhá vlastní frekvence svislého kmitání tvar:

$$f_{0,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left[\frac{k_z^{I*} + k_z^{II*}}{m^I} + \frac{k_z^{II*}}{m^{II}} \mp \sqrt{\left(\frac{k_z^{I*} + k_z^{II*}}{m^I} + \frac{k_z^{II*}}{m^{II}} \right)^2 - \frac{4 k_z^{I*} k_z^{II*}}{m^I m^{II}}} \right]}. \quad (48)$$

Každé vlastní frekvenci přísluší také vlastní tvar kmitání:

- 1. tvar kmitání – kmitání ve fázi,
- 2. tvar kmitání – kmitání v protifázi (tzv. uzlové kmitání).

Z hlediska pohodlí cestujících má největší význam první vlastní frekvence svislého kmitání, jejíž hodnoty by se u kolejových vozidel měly vyhnout pásmu 4,00–8,00 Hz, neboť toto pásmo vlastních frekvencí je na člověka velice citlivé (nachází se zde i vlastní frekvence některých lidských orgánů [24]). Vlastní frekvence s hodnotami vyššími než 8,00 Hz by znamenaly příliš tuhé svislé vypružení a pravděpodobně také nevyhovění z hlediska BPV, a tudíž je účelné, aby se hodnoty první vlastní frekvence svislého kmitání pohybovaly pod 4,00 Hz, přičemž jako nejlepší se jeví pásmo od 1,00 do 1,50 Hz. V pásmu přibližně 1,60–1,80 Hz se může u některých cestujících projevit tzv. kinetóza (tj. nemoc z pohybu), avšak některé literatury toto pásmo frekvencí na kratší vzdálenosti jízdy kolejových vozidel ještě připouštějí (např. [3]). Hodnoty vlastních frekvencí svislého kmitání v pásmu pod 1,00 Hz již mohou u cestujících vyvolávat tzv. „mořskou nemoc“.

Obecně lze říci, že pro vozidla dálkové železniční dopravy je vhodné pásmo vlastních frekvencí svislého kmitání 1,00–1,20 Hz (popř. až do 1,25 Hz), pro vozidla regionální 1,00–1,40 Hz a pro vozidla městské dopravy (např. vozidla tramvajová) až do 1,50 Hz.

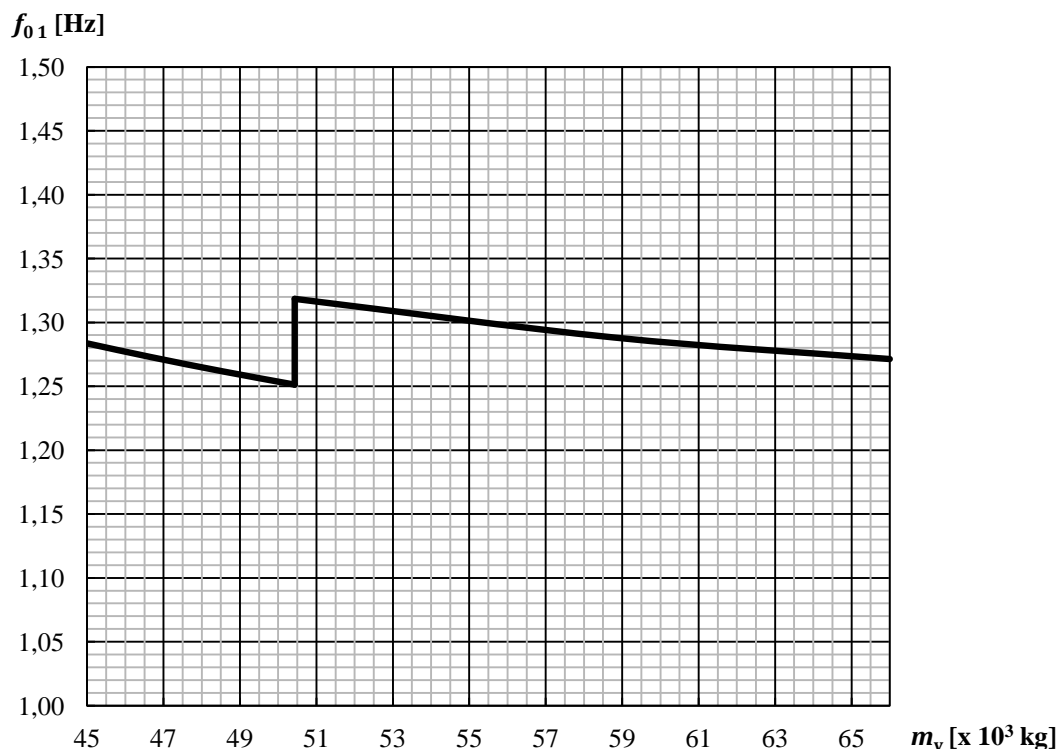
V případě druhé vlastní frekvence je důležité, aby nebyla blízká vlastní frekvenci svislých ohybových kmitů skříně, a nemohlo tak dojít k rezonanci.

Jelikož z výše provedeného výpočtu svislého vypružení vyplývá, že oba stupně vypružení mají progresivní charakter, a navíc při postupném přistupování (resp. vystupování) cestujících se mění i hodnota dvakrát vypružených hmot m^{II} , bude výsledný průběh vlastních frekvencí svislého kmitání v závislosti na hmotnosti vozidla (tedy v závislosti na svislém zatížení) nelineární. Tyto průběhy (tj. hodnoty první a druhé vlastní frekvence svislého kmitání v závislosti na hmotnosti vozidla) jsou patrné z obr. 31 a obr. 32. Skokové změny hodnot vlastních frekvencí v obou průbězích nastávají v momentě dosednutí pryžového dorazu prvotního vypružení na dosedací plochu na temeni ložiskové skříně (tedy v momentě skokového zvýšení svislé tuhosti prvotního vypružení).

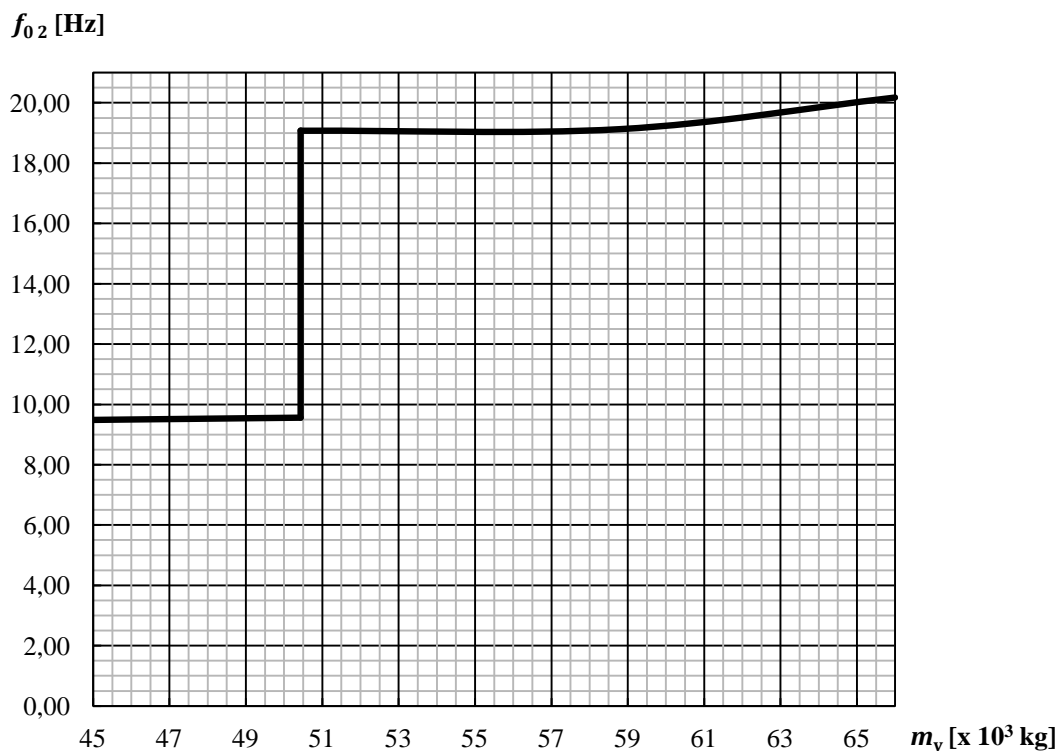
Vzhledem k užitečné hmotnosti vloženého vozu elektrické jednotky, vyplývající ze zadání (viz tab. 1), lze prohlásit, že uspořádání vloženého vozu bude zřejmě odpovídat elektrické

jednotce určené pro příměstský provoz. V takovém případě, jelikož se tedy jedná o vozidlo regionální (a nepředpokládá se, že zde bude cestující trávit delší čas), lze hodnoty první vlastní frekvence svislého kmitání, vyplývající z obr. 31, považovat za vyhovující (střední hodnota první vlastní frekvence svislého kmitání činí přibližně 1,28 Hz). V případě, že by vyvíjená elektrická jednotka měla být provozována v dopravě dálkové, předpokládá se, že bude její interiér příslušně upraven a snížen počet míst k sezení z důvodu zvětšení prostoru pro pohodlí cestujících a prostoru pro uložení objemnějších zavazadel. Tím pádem se i sníží užitečná hmotnost vloženého vozu, což může přispět k lepšímu naladění svislého vypružení z hlediska vlastních frekvencí svislého kmitání (tedy z hlediska pohodlí cestujících).

Ježto zatím skříň vyvíjené elektrické jednotky nemá definitivní podobu, nelze prohlásit, zda hodnoty druhé vlastní frekvence svislého kmitání vyhovují z hlediska zabránění možné rezonance s hodnotami vlastní frekvence svislých ohybových kmitů skříně. Je tedy důležité přizpůsobit konstrukci skříně vozu tak, aby se vlastní frekvence svislých ohybových kmitů skříně vyhnula pásmům druhé vlastní frekvence svislého kmitání dle obr. 32, a nedocházelo tak k rezonanci. Ideální pásmo pro vlastní frekvenci svislých ohybových kmitů skříně se tedy jeví mezi cca 12,00 a 17,00 Hz, kdy dochází ke skokovému zvýšení druhé vlastní frekvence svislého kmitání v důsledku dosednutí pryžového dorazu prvotního vypružení na dosedací plochu.



Obr. 31: Průběh první vlastní frekvence svislého kmitání v závislosti na celkové hmotnosti vloženého vozu elektrické jednotky.



Obr. 32: Průběh druhé vlastní frekvence svislého kmitání v závislosti na celkové hmotnosti vloženého vozu elektrické jednotky.

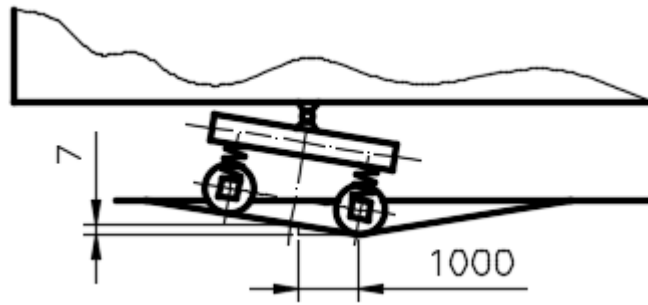
4.2.9 Bezpečnost proti vykolejení

Kromě výšky nárazníků (resp. spřáhel) a pohodlí cestujících je třeba ve výpočtu svislého vypružení zohlednit i bezpečnost proti vykolejení (BPV). Aby mohla být udržena příznivá úroveň BPV, tedy aby změny svislých kolových sil na zborcené koleji nedosahovaly příliš velkých hodnot, musí být svislé vypružení dostatečně měkké.

Níže uvedený výpočet BPV je proveden dle postupu v [3], přičemž se uvažují dokonale tuhé rámy podvozků i skříň vozidla. Výjimku tvoří určení zborcení koleje, které se v [3] stanovuje obdobným způsobem, jako udává norma ČSN EN 14 363 [26]. Jelikož se však u vyvíjené elektrické jednotky předpokládá provoz na tratích kategorie QN 1, byly ve výpočtech použity hodnoty zborcení koleje dle [27], které činí $z_{P \max} = 7,0 \text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$ měřené na délce $L_{zP \max} = 3,0 \text{ m}$ pro traťové rychlosti do $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.¹⁾ Při stanovení výšky propadu se uvažuje případ dle obr. 33, kdy se první podvozek nachází právě za zlomem sklonu na propadlém úseku koleje.²⁾

¹⁾ U traťových rychlostí nad $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je přípustné zborcení koleje pouze $5,0 \text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$, avšak zde se bere v úvahu horší případ (tedy $7,0 \text{ mm} \cdot \text{m}^{-1}$), ježto elektrická jednotka může být pravidelně provozována i na tratích s rychlostmi do $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$.

²⁾ Toto stanovení zborcení koleje (resp. výškové odchylky) bylo provedeno dle konzultací s výrobcem elektrické jednotky.



Obr. 33: Schématický nákres pro stanovení výšky propadu pod kolem podvozku na zborcené koleji.

Zborcení podvozku, tj. výšková odchylka pod jedním kolem, se určí následovně:

$$z_p = p \frac{z_{p \max}}{10^3} = 2500 \frac{7,0}{10^3} = 17,5 \text{ mm}; \quad (49)$$

kde p [mm] je rozvor podvozku. Vztah pro zborcení skříně vozu, tj. pro výškovou odchylku v místě jedné druhotné pružiny na délce vzdálenosti otočných bodů podvozků, má tvar:

$$z_s = 2 \left(\frac{1}{2} L_{z_{p \max}} z_{p \max} \right) = 2 \left(\frac{1}{2} 3,0 \cdot 7,0 \right) = 21,0 \text{ mm}; \quad (50)$$

přičemž se uvažuje, že podvozek se nachází jedním kolem právě v nejnižším místě propadu dlouhém 3,0 m (tedy v propadu o velikosti 21,0 mm). Změna výšky na délce vzdálenosti otočných bodů podvozků vozové skříně je poloviční, ježto se druhotná pružina nachází právě v polovině rozvoru podvozku, a zároveň se uvažuje případ, kdy je druhý podvozek zborcen právě opačně.

Dříve zmíněné hodnoty příčných vzdáleností prvotních a druhotných pružin jsou pro přehlednost shrnuty v tab. 32.

Tab. 32: Geometrické hodnoty použité k výpočtu BPV.

Geometrické hodnoty k výpočtu BPV		
Vzdálenost styčných kružnic (smluvní hodnota)	$2 s$	1500 mm
Příčná vzdálenost prvotních pružin (shodná se vzdáleností středů nápravových ložisek)	$2 w^I$	1050 mm
Příčná vzdálenost druhotných pružin	$2 w^{II}$	1100 mm

BPV se obvykle posuzuje pro případ prázdného vozidla (ve stavu 1), neboť v tomto případě působí nejmenší kolové síly. Jelikož však v tomto případě mají oba stupně vypružení progresivní charakter (tedy zvyšující se tuhost), je pro stanovení BPV uvažován stav, kdy je tuhost vypružení nejvyšší, tedy stav 7.

Změna svislé kolové síly [kN] v rovině styčných kružnic od zborcení podvozku je dle [3] dána vztahem:

$$\Delta F_p = k_{z7}^I \frac{z_p}{4} \left(\frac{w^I}{s} \right)^2; \quad (51)$$

a změna svislé kolové síly [kN] v rovině styčných kružnic od zborcení skříně vozu je dle [3] dána vztahem:

$$\Delta F_S = \frac{2 k^I_{z7} \left(\frac{w^I}{S}\right)^2 k^{II}_{z7} \left(\frac{w^{II}}{S}\right)^2}{2 k^I_{z7} \left(\frac{w^I}{S}\right)^2 + k^{II}_{z7} \left(\frac{w^{II}}{S}\right)^2} \frac{z_S}{8}; \quad (52)$$

kde k^I_{z7} [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska a k^{II}_{z7} [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost jedné druhotné vzduchové pružiny. Výsledné hodnoty výše uvedených změn svislých kolových sil jsou shrnuty v tab. 33.

Tab. 33: Hodnoty změn svislých kolových sil v rovině styčných kružnic od zborcení podvozku a od zborcení skříně vloženého vozu elektrické jednotky.

Změny svislých kolových sil v rovině styčných kružnic pro výpočet BPV		
Změna svislé kolové síly v rovině styčných kružnic od zborcení podvozku	ΔF_P	24,4 kN
Změna svislé kolové síly v rovině styčných kružnic od zborcení skříně vozu	ΔF_S	1,2 kN

Změny jednotlivých svislých kolových sil jsou dle tab. 34 shrnuty v tab. 35.

Tab. 34: Změny svislých kolových sil jednotlivých kol.

Změny svislých kolových sil jednotlivých kol		
Dvojkolí	Levé kolo	Pravé kolo
1. dvojkolí	$\Delta Q_{1L} = + \Delta F_P + \Delta F_S$	$\Delta Q_{1P} = - \Delta F_P - \Delta F_S$
2. dvojkolí	$\Delta Q_{2L} = - \Delta F_P + \Delta F_S$	$\Delta Q_{2P} = + \Delta F_P - \Delta F_S$
3. dvojkolí	$\Delta Q_{3L} = - \Delta F_P - \Delta F_S$	$\Delta Q_{3P} = + \Delta F_P + \Delta F_S$
4. dvojkolí	$\Delta Q_{4L} = + \Delta F_P - \Delta F_S$	$\Delta Q_{4P} = - \Delta F_P + \Delta F_S$

Tab. 35: Hodnoty změn svislých kolových sil jednotlivých kol.

Hodnoty změn svislých kolových sil jednotlivých kol		
Dvojkolí	Levé kolo	Pravé kolo
1. dvojkolí	$\Delta Q_{1L} = + 25,6$ kN	$\Delta Q_{1P} = - 25,6$ kN
2. dvojkolí	$\Delta Q_{2L} = - 23,2$ kN	$\Delta Q_{2P} = + 23,2$ kN
3. dvojkolí	$\Delta Q_{3L} = - 25,6$ kN	$\Delta Q_{3P} = + 25,6$ kN
4. dvojkolí	$\Delta Q_{4L} = + 23,2$ kN	$\Delta Q_{4P} = - 23,2$ kN

Z hlediska BPV musí být dle [29] na jednom dvojkolí splněna podmínka:

$$BPV_i = \frac{|(Q_i + \Delta Q_{iL}) - (Q_i + \Delta Q_{iP})|}{(Q_i + \Delta Q_{iL}) + (Q_i + \Delta Q_{iP})} \leq 0,60. \quad (53)$$

Hodnota svislých kolových sil Q_i je pro všechna dvojkolí uvažována jako stejná a odpovídá síle F^I_{z7} [kN] dle tab. 17. Hodnoty BPV pro jednotlivá dvojkolí jsou shrnuty v tab. 36.

Tab. 36: Hodnoty BPV jednotlivých dvojkolí.

BPV jednotlivých dvojkolí		
1. dvojkolí	BPV_1	0,35
2. dvojkolí	BPV_2	0,32
3. dvojkolí	BPV_3	0,35
4. dvojkolí	BPV_4	0,32

Jízda na nouzovém druhotném vypružení

Výpočet BPV při jízdě na nouzovém druhotném vypružení byl proveden zcela analogicky, jako za normální funkce druhotného vzduchového vypružení (viz výše), přičemž namísto hodnoty tuhosti vzduchové pružiny byla použita hodnota tuhosti pružiny nouzové. Změny svislých kolových sil jsou uvedeny v tab. 37 a v tab. 38. Hodnoty BPV pro jednotlivá dvojkolí pak uvádí tab. 39.

Tab. 37: Hodnoty změn svislých kolových sil v rovině styčných kružnic od zborcení podvozku a od zborcení skříně vloženého vozu elektrické jednotky při jízdě na nouzovém druhotném vypružení.

Změny svislých kolových sil v rovině styčných kružnic pro výpočet BPV při jízdě na nouzovém druhotném vypružení		
Změna svislé kolové síly v rovině styčných kružnic od zborcení podvozku při jízdě na nouzovém druhotném vypružení	$\Delta F_{P_{nv}}$	24,4 kN
Změna svislé kolové síly v rovině styčných kružnic od zborcení skříně vozu při jízdě na nouzovém druhotném vypružení	$\Delta F_{S_{nv}}$	22,5 kN

Tab. 38: Hodnoty změn svislých kolových sil jednotlivých kol při jízdě na nouzovém druhotném vypružení.

Hodnoty změn svislých kolových sil jednotlivých kol při jízdě na nouzovém druhotném vypružení		
Dvojkolí	Levé kolo	Pravé kolo
1. dvojkolí	$\Delta Q_{1L_{nv}} = + 46,9 \text{ kN}$	$\Delta Q_{1P_{nv}} = - 46,9 \text{ kN}$
2. dvojkolí	$\Delta Q_{2L_{nv}} = - 1,9 \text{ kN}$	$\Delta Q_{2P_{nv}} = + 1,9 \text{ kN}$
3. dvojkolí	$\Delta Q_{3L_{nv}} = - 46,9 \text{ kN}$	$\Delta Q_{3P_{nv}} = + 46,9 \text{ kN}$
4. dvojkolí	$\Delta Q_{4L_{nv}} = + 1,9 \text{ kN}$	$\Delta Q_{4P_{nv}} = - 1,9 \text{ kN}$

Tab. 39: Hodnoty BPV jednotlivých dvojkolí při jízdě na nouzovém druhotném vypružení.

BPV jednotlivých dvojkolí		
1. dvojkolí	$BPV_{1\text{nv}}$	0,65
2. dvojkolí	$BPV_{2\text{nv}}$	0,03
3. dvojkolí	$BPV_{3\text{nv}}$	0,65
4. dvojkolí	$BPV_{4\text{nv}}$	0,03

Z hodnot uvedených v tab. 39 vyplývá, že podmínka daná rovnicí (53) je v případě prvního a třetího dvojkolí překročena o cca 8 %, avšak uvedený výpočet BPV byl proveden za předpokladu zcela tuhých rámců, které však ve skutečnosti zcela tuhé nejsou (zvláště rám podvozku konstruovaný bez čelníků). Předpokládá se, že u prototypu vozidla bude provedena kvazistatická a jízdní zkouška BPV.

4.3 Příčné vypružení vloženého vozu elektrické jednotky

4.3.1 Příčné prvotní vypružení

Příčné prvotní vypružení u jednoho nápravového ložiska je tvořeno ocelovou šroubovitou flexi-coil pružinou, pryžovou podložkou, pryžovým dorazem a pryžokovovým kloubem, který spojuje kyvné rameno s rámem podvozku. Návrh a bližší popis těchto prvků (s výjimkou pryžokovového kloubu) jsou součástí kapitoly 4.2. Následující text obsahuje rozbor příčných sil působících na prvotní vypružení, shrnutí hodnot příčných tuhostí jednotlivých prvků, návrh základních parametrů pryžokovového kloubu a výpočet příčných deformací.

Příčné vůle a příčné zatížení prvotního vypružení

Hodnota příčné vůle v prvním stupni vypružení, přesněji řečeno možný příčný pohyb nevypružených hmot dvojkolí vůči rámu podvozku, se u osobních podvozků pohybuje zpravidla okolo ± 5 mm. V tomto případě je příčná vůle stanovena na hodnotu $y^I_{\text{max}} = \pm 6,0$ mm a je omezena nárazkou (viz kap. 5.2.1). Na základě hodnot tuhostí všech prvků příčného prvotního vypružení a na základě působících příčných sil na dvojkolí (resp. na každé nápravové ložisko) je třeba stanovit příčnou deformaci a ověřit splnění výše uvedené příčné vůle.

V následujícím stanovení maximálního příčného zatížení se vychází ze vztahů uvedených v [28] pro podvozky kategorie B-I a B-II pro tzv. výjimečné zatížení. Zatěžující příčné síly jsou uváděny ve stavech 1 a 7 (prázdný / obsazený vůz), avšak jedná se o maximální síly v daném stavu, neboť větší síly zde působit nemohou. Uvádět zatížení ve stavu 3 (tedy po dosednutí pryžového dorazu prvotního vypružení na dosedací plochu na temeni ložiskové skříně) zde nemá příliš velký význam.

Maximální příčná síla působící na jedno dvojkolí ve stavu 1 vycházející z Prud'hommeova kritéria dle vztahu (C.2) v [28] činí:

$$F_{y1}^I = 10 + \frac{m_{vp}}{10^3} g = 10 + \frac{45000}{10^3} \cdot 9,81 \doteq 46,8 \text{ kN}; \quad (54)$$

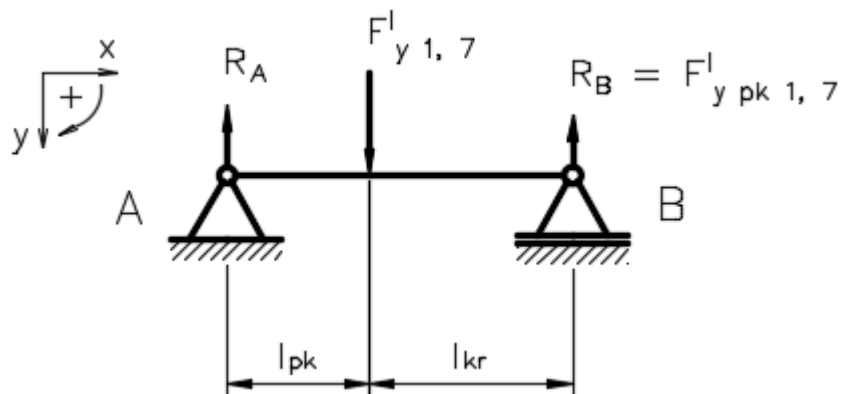
kde m_{vp} [kg] je hmotnost prázdného vloženého vozu elektrické jednotky. Obdobně lze určit maximální příčnou sílu působící na jedno dvojkolí ve stavu 7:

$$F_{y7}^I = 10 + \frac{m_{v \max}}{10^3} g = 10 + \frac{66000}{10^3} \cdot 9,81 \doteq 64,0 \text{ kN}; \quad (55)$$

kde $m_{v \max}$ [kg] je hmotnost plně obsazeného a vyzbrojeného vloženého vozu elektrické jednotky. Hodnoty maximálních příčných sil působících na jedno nápravové ložisko ve stavech 1 a 7, odpovídající polovinám výše uvedených sil¹⁾, jsou uvedeny v tab. 40.

Tab. 40: Hodnoty maximálních příčných sil působících na jedno nápravové ložisko.

Maximální příčné síly působící na jedno nápravové ložisko		
Maximální příčná síla působící na jedno nápravové ložisko ve stavu 1	F_{y1}^I	23,4 kN
Maximální příčná síla působící na jedno nápravové ložisko ve stavu 7	F_{y7}^I	32,0 kN



Obr. 34: Kyvné rameno nahrazené nosníkem na dvou podporách zatíženým příčnou silou v ose nápravového ložiska.

Pro určení maximální příčné síly působící axiálně na pryžokovový kloub lze kyvné rameno opět nahradit nosníkem na dvou podporách (viz obr. 34), zatíženým osamělou silou v ose nápravového ložiska. Hledaná síla je reakce v bodě B:

$$F_{y \text{ pk } 1, 7}^I = F_{y 1, 7}^I \frac{l_{\text{pk}}}{l_{\text{kr}} + l_{\text{pk}}}. \quad (56)$$

Hodnoty výše uvedené síly jsou shrnuty v tab. 41.

¹⁾ Zjednodušeně se předpokládá, že se síla rozdělí na obě nápravová ložiska jednoho dvojkolí stejným dílem.

Tab. 41: Hodnoty maximálních příčných sil působících v ose pryžokovového kloubu.

Maximální příčné síly působící v ose pryžokovového kloubu		
Příčná síla působící v ose pryžokovového kloubu ve stavu 1	$F^I_{y\text{pk}1}$	9,7 kN
Příčná síla působící v ose pryžokovového kloubu ve stavu 7	$F^I_{y\text{pk}7}$	13,2 kN

Výše uvedený výpočet příčného zatížení vychází dle [28] z tzv. výjimečného zatížení (viz rov. (54) a (55)). Avšak [28] definuje také normální provozní zatížení, které vychází z normálního obsazení vozidla cestujícími. Jelikož však není prozatím přesně známo uspořádání interiéru vloženého vozu, a není tedy možné určit běžný počet cestujících ve vozidle, není rovněž možné stanovit hodnotu normálního provozního zatížení dle [28]. Z toho důvodu je zde jako normální provozní zatížení uvažována příčná síla působící na vložený vůz elektrické jednotky v oblouku koleje při uvažování extrémní hodnoty příčného nevyrovnaného zrychlení $a_{n\text{ext}} = 0,85 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, která po přepočtení na soubor prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska činí¹⁾:

$$F^I_{y1\text{NZ}} = \frac{m^I + m^{II}}{10^3} a_{n\text{ext}} (1 + \sigma) = \frac{5890 + 32110}{10^3} 0,85 (1 + 0,25) = \frac{38000}{8} \doteq 5,0 \text{ kN}; \quad (57)$$

$$F^I_{y7\text{NZ}} = \frac{m^I + m^{II} + m_{už}}{10^3} a_{n\text{ext}} (1 + \sigma) = \frac{5890 + 32110 + 21000}{10^3} 0,85 (1 + 0,25) = \frac{58900}{8} \doteq 7,8 \text{ kN}; \quad (58)$$

kde m^I [kg] je hmotnost jednou vypružených hmot vloženého vozu, m^{II} [kg] je hmotnost dvakrát vypružených hmot vloženého vozu, $m_{už}$ [kg] je užitečná hmotnost vloženého vozu, $\sigma = 0,25$ je uvažovaný součinitel náklonu skříně dle [30] a n^I [-] je počet souborů prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska (resp. počet nápravových ložisek).

Hodnoty příčné síly působící v ose pryžokovového kloubu, vypočítané dle rovnice (56) a výsledků rovnic (57) a (58), jsou shrnuty v tab. 42.

Tab. 42: Hodnoty příčných sil působících v ose pryžokovového kloubu v případě normálního prov. zatížení.

Příčné síly působící v ose pryžokovového kloubu v případě normálního zatížení		
Příčná síla působící v ose pryžokovového kloubu ve stavu 1 v případě normálního provozního zatížení	$F^I_{y\text{pk}1\text{NZ}}$	2,1 kN
Příčná síla působící v ose pryžokovového kloubu ve stavu 7 v případě normálního provozního zatížení	$F^I_{y\text{pk}7\text{NZ}}$	3,2 kN

¹⁾ Výpočet odpovídá příčné síle rovnoběžné s podlahou vozidla.

Příčné tuhosti jednotlivých pružících prvků prvotního vypružení

Pryžová podložka

Hodnota příčné tuhosti pryžové podložky, jejíž zatěžovací charakteristika ve svislém směru byla poskytnuta výrobcem podvozku, činí $0,60 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$. Tato tuhost je však značně nízká a pro potřeby příčného vypružení nevyhovující. Z toho důvodu a také z důvodu zástavby do uzlu prvotního vypružení se předpokládá vyrobení jiné pryžové podložky s obdobnou charakteristikou ve svislém směru (viz obr. 19), avšak s optimalizovanými rozměry. Požadovaná hodnota příčné tuhosti pryžové podložky je $k^{1+}_{y\text{pp}1,7} = 10,00 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$.¹⁾

Ocelová šroubovitá pružina

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny je uvažován jako střední hodnota vypočtených hodnot příčných tuhostí ve stavu 1 a 7 šesti různými analytickými metodami, které jsou podrobně uvedeny v příloze 4. Rozdíl středních hodnot příčných tuhostí ve stavu 1 a 7 je zanedbatelný, a po zaokrouhlení tedy činí odhadnutá příčná tuhost ocelové šroubovitě pružiny $k^{1+}_{y\text{op}1,7} = 0,65 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$.

Pryžový doraz

Jelikož pryžový doraz není ve stavu 1 v kontaktu s dosedací plochou, neúčastní se v tomto stavu svislého ani příčného (a ani podélného) vypružení. Teprve po dosednutí se začne pryžový doraz vypružení účastnit. V kapitole 4.2.4 je uvedena přibližná (tj. pracovní) zatěžovací charakteristika pryžového dorazu pro potřeby svislého vypružení. Předpokládá se, že výrobce elektrické jednotky bude poptávat prvek uvedených parametrů s obdobnou charakteristikou ve svislém směru. Stanovení příčné tuhosti analytickým způsobem je v tomto případě značně komplikované, neboť doraz je současně zatížen silou svislou a příčnou, a v případě pryže, která se nechová lineárně, nelze uplatnit princip superpozice. Stanovení příčné tuhosti pryžového dorazu bude tedy nutné provést jeho výrobcem experimentálně. Kromě toho se předpokládá, že celý uzel prvotního vypružení bude před započítáním výroby prototypu vozidla podroben experimentálnímu testování pro ověření předpokládaných parametrů. Pro účely analytických výpočtů vypružení je zde příčná tuhost pouze velmi zjednodušeně odhadnuta, a sice za působení příčné síly bez působení síly svislé. Tuhost jedné vrstvy pryže je dána vztahem:

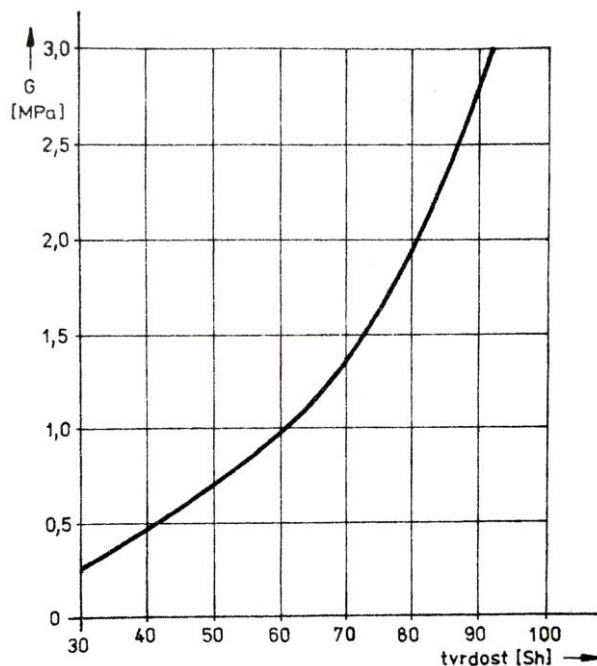
$$k^1_{y\text{pd}17} = \frac{\frac{\pi D_{e\text{pd}7}^1}{4} \frac{G}{10^3}}{L^1_{\text{pd}17}} = \frac{\pi \cdot 86,3^2 \cdot 0,71}{4 \cdot 10^3} \doteq 0,86 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}; \quad (59)$$

kde $D_{e\text{pd}7}^1$ [mm] je vnější průměr pryžového dorazu ve stavu 7, G [MPa] je modul pružnosti ve smyku, jehož hodnota byla odečtena z nomogramu na obr. 35 a $L^1_{\text{pd}17}$ [mm] je výška

¹⁾ V případě jiné pryžové podložky poskytnuté výrobcem elektrické jednotky, která ovšem rozměrově rovněž nevyhovuje, činí příčná tuhost $11,60 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$, což znamená, že požadovaná hodnota příčné tuhosti $k^{1+}_{y\text{pp}1,7} = 10,00 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$ není nereálná.

jedné vrstvy pryže ve stavu 7.¹⁾ Po vydělení vypočtené hodnoty tuhosti jedné vrstvy pryže počtem vrstev $n_{v\,pd}^I$ [-] se získá příčná tuhost pryžového dorazu:

$$k_{y\,pd\,7}^I = \frac{k_{y\,pd\,p\,1\,7}^I}{n_{v\,pd}^I} = \frac{0,83}{11} \doteq \mathbf{0,08 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}}. \quad (60)$$



Obr. 35: Graf závislosti modulu pružnosti ve smyku G [MPa] na tvrdosti pryže [Sh]. [3]

Pryžokovový kloub

Výrobou typizovaných pryžokovových kloubů nejrůznějších provedení se zabývá řada výrobců. Nicméně v současné době se stále častěji pryžokovové klouby vyrábějí přímo „na míru“ pro konkrétní konstrukční řešení dle zadaných parametrů ze strany výrobce kolejového vozidla. Obdobně je k návrhu pryžokovového kloubu přistoupeno i v tomto případě, přičemž se předpokládá, že výrobce elektrické jednotky bude poptávat pryžokovový kloub s parametry uvedenými v tab. 43²⁾ u výrobců těchto prvků. Podoba pryžokovového kloubu je patrná z příloženého poprávkového výkresu DP-19.000.005.

¹⁾ Hodnoty jsou uvedeny v příloze 2.

²⁾ Pokud není uvedeno jinak, jsou tyto parametry stanoveny na základě hodnot u existujících pryžokovových kloubů, jejichž výkresy a údaje byly poskytnuty k nahlédnutí výrobcem kolejového vozidla a vedoucím této práce.

Tab. 43: Požadované (resp. uvažované) parametry pryžokovového kloubu.

Pryžokovový kloub		
Vnější průměr	$D_{e^1 \text{ pk}}$	160,0 mm
Zástavbová šířka (myšleno ve směru osy y dle obr. 11)	$l^1_{y \text{ pk}}$	156,0 mm
Radiální tuhost	$k^1_{\text{rad pk}}$	40,00 kN·mm ⁻¹ ¹⁾
Axiální tuhost	$k^1_{\text{axi pk}}$	15,00 kN·mm ⁻¹ (nebo více)
Torzni tuhost	$k^1_{\text{tor pk}}$	150,0 N·m/° ²⁾
Kardanická tuhost	$k^1_{\text{kar pk}}$	2500,0 N·m/° (nebo více)
Požadovaná radiální síla, kterou má kloub přenést	$F^1_{\text{rad pk}}$	± 100,0 kN ³⁾
Požadovaná axiální síla, kterou má kloub přenést	$F^1_{\text{axi pk}}$	± 20,0 kN ³⁾
Požadovaná torzní deformace	$\varphi^1_{\text{tor pk}}$	± 3,0 ° ³⁾
Požadovaná kardanická deformace	$\varphi^1_{\text{kar pk}}$	± 1,5 ° ³⁾

Celková příčná tuhost prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska

Příčná tuhost ocelové šroubovitě pružiny a sériově řazené pryžové podložky přepočtená do osy nápravového ložiska dle rovnice (3) ve stavech 1 a 7 činí:

$$k^1_{y \text{ pp+op } 1,7} = \frac{k^{1+}_{y \text{ pp } 1,7} k^{1+}_{y \text{ op } 1,7}}{k^{1+}_{y \text{ pp } 1,7} + k^{1+}_{y \text{ op } 1,7}} \left(\frac{l_{\text{kr pk}}}{l_{\text{kr}}} \right)^2 =$$

$$= \frac{10,00 \cdot 0,65}{10,00 + 0,65} \left(\frac{853,0}{500,0} \right)^2 \doteq 1,78 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1};$$
(61)

kde $l_{\text{kr pk}}$ [mm] a l_{kr} [mm] jsou délkové rozměry kyvného ramene (viz tab. 11).

Kardanickou tuhost pryžokovového kloubu je třeba přepočíst do osy nápravového ložiska. Nejdříve je však nutné určit příčnou deformaci (resp. příčný pohyb) kyvného ramene v ose nápravového ložiska při pootočení o 1° ⁴⁾:

$$y^1_{1^\circ} = l_{\text{kr}} \text{tg}(1^\circ) = 500,0 \cdot \text{tg}(1^\circ) \doteq 8,7 \text{ mm.}$$
(62)

Přepočtená kardanická tuhost pryžokovového kloubu do osy nápravového ložiska činí:

$$k^1_{y \text{ kar pk}} = \frac{k^1_{\text{kar pk}}}{l_{\text{kr}}} = \frac{2500,0}{500,0} \doteq 0,57 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}.$$
(63)

Příčnou tuhost souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavech 1 a 7 lze určit následovně:

$$k^1_{y1} = k^1_{y \text{ pp+op } 1,7} + k^1_{y \text{ kar pk}} = 1,78 + 0,57 \doteq \mathbf{2,35 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}};$$
(64)

¹⁾ Při hodnotě menší než 30,00 kN·mm⁻¹ by bylo nutné tuto tuhost zohlednit ve výpočtu svislého vypružení.

²⁾ Při hodnotě větší než 320,0 N·m/° by bylo nutné tuto tuhost zohlednit ve výpočtu svislého vypružení.

³⁾ Viz kap. 5.1.4.

⁴⁾ Platí pouze pro malé úhly.

$$\begin{aligned}
 k_{y7}^I &= k_{y\text{pp+op } 1,7}^I + k_{y\text{kar pk}}^I + k_{y\text{pd } 7}^I = \\
 &= 1,78 + 0,57 + 0,08 \doteq \mathbf{2,43 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}};
 \end{aligned}
 \tag{65}$$

avšak do příčné tuhosti promlouvá navíc ještě axiální tuhost pryžokovového kloubu, která je zohledněna ve výpočtu příčné deformace (viz dále).

Příčné deformace prvotního vypružení

Maximální příčná deformace souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavech 1 a 7 je v tomto případě určena superpozicí natočení kyvného ramene a jeho příčného posunutí vlivem axiální poddajnosti pryžokovového kloubu:

$$y_1^I = \frac{F_{y1}^I}{k_{y1}^I} + \frac{F_{y\text{pk } 1}^I}{k_{\text{axi pk}}^I} = \frac{23,4}{2,35} + \frac{9,7}{15,00} \doteq \mathbf{10,6 \text{ mm}};
 \tag{66}$$

$$y_7^I = \frac{F_{y7}^I}{k_{y7}^I} + \frac{F_{y\text{pk } 7}^I}{k_{\text{axi pk}}^I} = \frac{32,0}{2,43} + \frac{13,2}{15,00} \doteq \mathbf{14,0 \text{ mm}};
 \tag{67}$$

kde F_{y1}^I [kN] a F_{y7}^I [kN] je maximální příčné zatížení působící v ose každého nápravového ložiska ve stavech 1 a 7, $F_{y\text{pk } 1}^I$ [kN] a $F_{y\text{pk } 7}^I$ [kN] je maximální příčné zatížení působící v ose pryžokovového kloubu ve stavech 1 a 7.

Obdobným způsobem lze stanovit příčnou deformaci souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavech 1 a 7 v případě normálního provozního zatížení:

$$y_{1\text{NZ}}^I = \frac{F_{y1\text{NZ}}^I}{k_{y1}^I} + \frac{F_{y\text{pk } 1\text{NZ}}^I}{k_{\text{axi pk}}^I} = \frac{5,0}{2,35} + \frac{2,1}{15,00} \doteq \mathbf{2,3 \text{ mm}};
 \tag{68}$$

$$y_{7\text{NZ}}^I = \frac{F_{y7\text{NZ}}^I}{k_{y7}^I} + \frac{F_{y\text{pk } 7\text{NZ}}^I}{k_{\text{axi pk}}^I} = \frac{7,8}{2,43} + \frac{3,2}{15,00} \doteq \mathbf{3,4 \text{ mm}};
 \tag{69}$$

kde $F_{y1\text{NZ}}^I$ [kN] a $F_{y7\text{NZ}}^I$ [kN] je normální provozní příčné zatížení působící v ose každého nápravového ložiska ve stavech 1 a 7 a $F_{y\text{pk } 1\text{NZ}}^I$ [kN] a $F_{y\text{pk } 7\text{NZ}}^I$ [kN] je normální provozní příčné zatížení působící v ose pryžokovového kloubu ve stavech 1 a 7.

Z výše uvedeného vyplývá, že příčné deformace prvotního vypružení v ose nápravového ložiska ve stavech 1 a 7 jsou v případě normálního provozního zatížení menší než výše uvedená hodnota příčné vůle, avšak v případě maximálního (tj. výjimečného) zatížení jsou tyto deformace větší. V případě potřeby (dle uvážení výrobce kolejového vozidla) lze doplnit příčné prvotní vypružení o příčný pryžový doraz, který zvýší příčnou tuhost, a přispěje tak ke zlepšení pohodlí cestujících a k prodloužení životnosti nárazek. Předpokládá se, že návrh příčného pryžového dorazu bude zadán výrobcí pryžových prvků při splnění následujících požadavků:

- progresivní charakteristika,
- počáteční tuhost při dosednutí dorazu odpovídající tuhosti souboru ostatních pružicích prvků u nápravového ložiska ve stavu 7 (viz výše),

- tuhost zvyšující se takovým způsobem, aby deformace souboru všech pružicích prvků u nápravového ložiska (včetně příčného pryžového dorazu) byla v případě maximálního (výjimečného) zatížení menší nebo rovna 6,0 mm.

Umístění příčného pryžového dorazu a příslušné dosedací plochy bude záviset na jeho velikosti a tvarovém provedení (např. v rámci narážky prvotního vypružení).

4.3.2 Příčné druhotné vypružení

Příčné druhotné vypružení je tvořeno vzduchovými pružinami, které zároveň zajišťují svislé druhotné vypružení. Zatěžující síly a deformace jsou zde opět uváděny ve stavech 1 a 7.

Příčné vůle a příčné zatížení druhotného vypružení

Pro stanovení průběhu příčných vůlí ve druhém stupni vypružení jsou použity hodnoty nelineárně proměnných příčných vůlí udávané v [3] pro vozy typu Z se vzdáleností otočných bodů podvozků 19000 mm (tato je stejná, jako v případě vloženého vozu elektrické jednotky)¹⁾:

- v přímé 60,0 mm,
- v oblouku o poloměru 250 m pro vychýlení vozové skříně vně oblouku 50,0 mm,
- v oblouku o poloměru 250 m pro vychýlení vozové skříně dovnitř oblouku 22,0 mm.

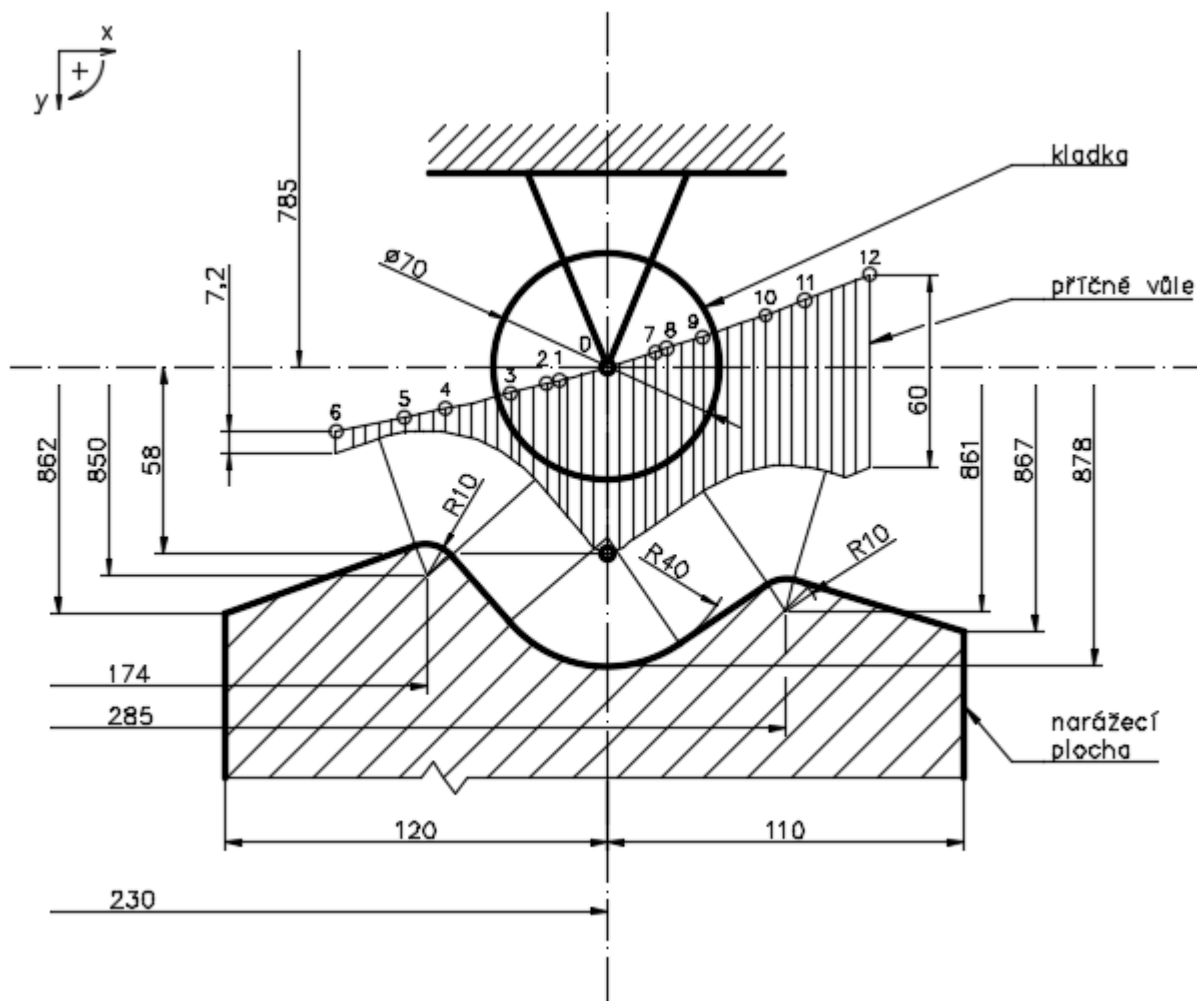
Z hlediska konstrukčního provedení se předpokládá použití otočné kladky na straně rámu podvozku a příslušně tvarované narážecí plochy na straně skříně vozu. Grafický průběh příčných vůlí, zobrazený na obr. 36, je zpracován dle obr. 8.7 v [3], přičemž výše uvedené hodnoty příčných vůlí jsou o 2,0 mm sníženy jakožto rezerva na opotřebení a tolerance.

Při stanovení příčného zatížení druhotného vypružení lze vyjít z výjimečného zatížení dle Prud'hommeova kritéria, které je použito u příčného prvotního vypružení – viz rovnice (54) a (55). Tyto příčné síly působí na jedno dvojkolí podvozku, tedy příčná síla působící na celý podvozek je dvojnásobná. Jelikož má podvozek dvě vzduchové pružiny, je síla zatěžující jednu druhotnou vzduchovou pružinu opět poloviční, tedy má stejnou velikost jako v případě příčného prvotního vypružení. Hodnoty těchto příčných sil zatěžujících jednu druhotnou vzduchovou pružinu jsou shrnuty v tab. 44. Příčná síla působící na celé druhotné vypružení je čtyřnásobná.

Tab. 44: Hodnoty maximálních příčných sil působících na jednu druhotnou vzduchovou pružinu.

Maximální příčné síly působící na jednu druhotnou vzduchovou pružinu		
Maximální příčná síla působící na jednu druhotnou vzduchovou pružinu ve stavu 1	$F_{y\,vp\,1}^{II}$	46,8 kN
Maximální příčná síla působící na jednu druhotnou vzduchovou pružinu ve stavu 7	$F_{y\,vp\,7}^{II}$	64,0 kN

¹⁾ Zjednodušeně se předpokládá analogie s vozem typu Z.



Obr. 36: Průběh příčných vůlí mezi podvozkem a skříní vloženého vozu elektrické jednotky. Neuzavřené kóty označují vzdálenost od podélné resp. příčné osy podvozku. Číslované body označují natočení podvozku s kladkou v oblouku o poloměru: **1, 7** – 500 m, **2, 8** – 400 m, **3, 9** – 250 m, **4, 10** – 150 m, **5, 11** – 120 m, **6, 12** – 90 m a **0** – přímá.

V případě normálního provozního zatížení se uvažuje příčná síla (rovnoběžná s podlahou) působící na vložený vůz při průjezdu obloukem koleje vlivem extrémní hodnoty příčného nevyrovnaného zrychlení $a_{n\text{ ext}} = 0,85 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, která po přepočtení na jednu druhotnou vzduchovou pružinu činí:

$$F_{y\text{ vp } 1\text{ NZ}}^{\text{II}} = \frac{m^{\text{II}}}{10^3} \frac{a_{n\text{ ext}} (1 + \sigma)}{n^{\text{II}}} =$$

$$= \frac{32110}{10^3} \frac{0,85 (1 + 0,25)}{4} \doteq \mathbf{8,5 \text{ kN}}; \quad (70)$$

$$F_{y\text{ vp } 7\text{ NZ}}^{\text{II}} = \frac{m^{\text{II}} + m_{\text{ u\check{z} }}}{10^3} \frac{a_{n\text{ ext}} (1 + \sigma)}{n^{\text{II}}} =$$

$$= \frac{32110 + 21000}{10^3} \frac{0,85 (1 + 0,25)}{4} \doteq \mathbf{14,1 \text{ kN}}; \quad (71)$$

kde m^{II} [kg] je hmotnost dvakrát vypružených hmot vloženého vozu, $m_{\text{už}}$ [kg] je užitečná hmotnost vloženého vozu, $\sigma = 0,25$ je uvažovaný součinitel náklonu skříně dle [30] a n^{II} je počet druhotných vzduchových pružin. Příčná síla působící na celé druhotné vypružení je opět čtyřnásobná.

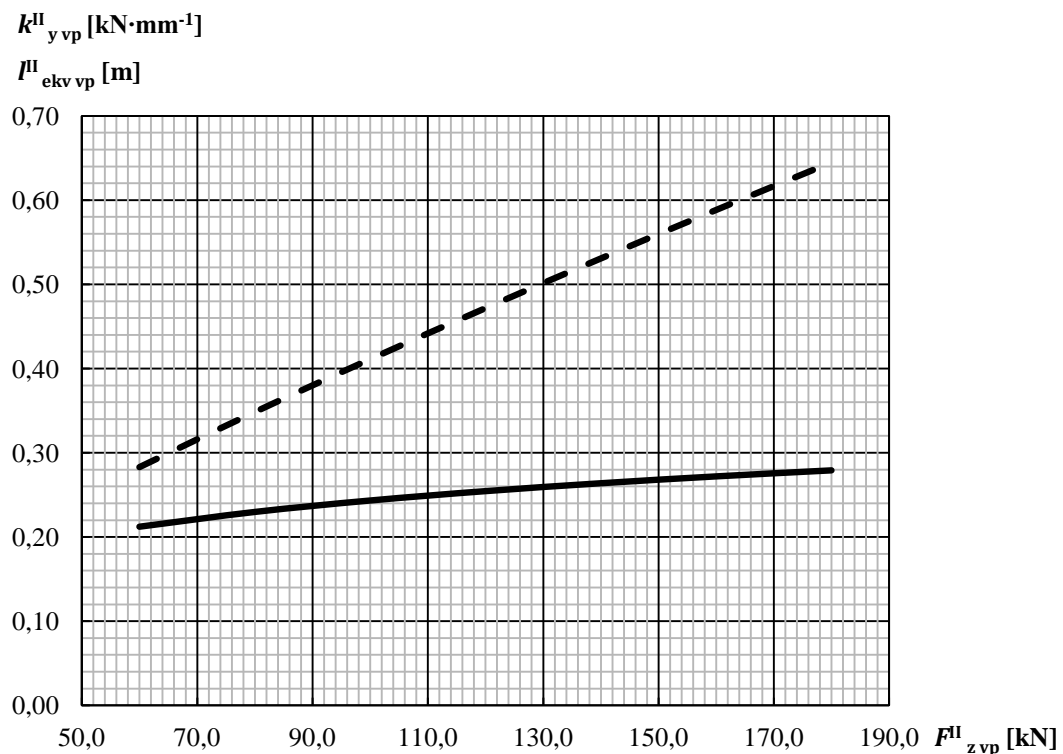
Příčné tuhosti druhotných vzduchových pružin

V případě druhotné vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B neuvádí bohužel zdrojová literatura [3] žádnou zmínku o její příčné tuhosti, avšak v příkladu návrhu vzduchového vypružení, uvedeného ve zmíněné literatuře, se uvažuje analogie této pružiny s pružinou Continental 684 N 4.100, která zde má uvedenu závislost příčné tuhosti na svislém zatížení.

Stanovením přibližného průběhu příčné tuhosti druhotné vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B v závislosti na svislém zatížení, který je patrný z obr. 37, se blíže zabývá příloha 5. Kromě toho je zde také uveden průběh ekvivalentní délky závěsu [m] na svislém zatížení, rovněž stanovený dle [3]:

$$l^{\text{II}}_{\text{ekv vp}} = \frac{m g}{k^{\text{II}}_{y \text{ vp}} \cdot 10^6}; \quad (72)$$

kde $m g$ [N] je svislá síla zatěžující druhotnou vzduchovou pružinu a $k^{\text{II}}_{y \text{ vp}}$ [$\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1}$] je příčná tuhost druhotné vzduchové pružiny.



Obr. 37: Závislost příčné tuhosti druhotné vzduchové pružiny (plná čára) a ekvivalentní délky závěsu (přerušovaná čára) na svislém zatížení pružiny.

Hodnoty příčných tuhostí druhotné vzduchové pružiny odečtené z grafu na obr. 37 pro působící síly $F^{\text{II}}_{z \text{ vp } 1,7}$ (viz tab. 17) jsou shrnuty v tab. 45.

Tab. 45: Hodnoty příčných tuhostí druhotné vzduchové pružiny.

Příčné tuhosti druhotné vzduchové pružiny		
Příčná tuhost druhotné vzduchové pružiny ve stavu 1	$k_{y\text{vp}1}^{\text{II}}$	0,23 kN·mm ⁻¹
Příčná tuhost druhotné vzduchové pružiny ve stavu 7	$k_{y\text{vp}7}^{\text{II}}$	0,26 kN·mm ⁻¹

Příčné deformace druhotného vypružení

Maximální příčná deformace druhotné vzduchové pružiny (resp. druhotného vypružení) ve stavech 1 a 7 činí:

$$y_{\text{vp}1}^{\text{II}} = \frac{F_{y\text{vp}1}^{\text{II}}}{k_{y\text{vp}1}^{\text{II}}} = \frac{46,8}{0,23} \doteq \mathbf{203,4 \text{ mm};} \quad (73)$$

$$y_{\text{vp}7}^{\text{II}} = \frac{F_{y\text{vp}7}^{\text{II}}}{k_{y\text{vp}7}^{\text{II}}} = \frac{64,0}{0,26} \doteq \mathbf{246,0 \text{ mm}.} \quad (74)$$

V případě normálního provozního zatížení vycházejícího z extrémní hodnoty příčného nevyrovnaného zrychlení $a_{n\text{ext}} = 0,85 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ je příčná deformace druhotné vzduchové pružiny (resp. druhotného vypružení) ve stavech 1 a 7 podstatně nižší:

$$y_{\text{vp}1\text{NZ}}^{\text{II}} = \frac{F_{y\text{vp}1\text{NZ}}^{\text{II}}}{k_{y\text{vp}1}^{\text{II}}} = \frac{8,5}{0,23} \doteq \mathbf{37,1 \text{ mm};} \quad (75)$$

$$y_{\text{vp}7\text{NZ}}^{\text{II}} = \frac{F_{y\text{vp}7\text{NZ}}^{\text{II}}}{k_{y\text{vp}7}^{\text{II}}} = \frac{14,1}{0,26} \doteq \mathbf{54,3 \text{ mm}.} \quad (76)$$

Jak vyplývá z výše uvedených výsledků, při výjimečném zatížení přesahují hodnoty příčných deformací druhotného vzduchového vypružení dalece hodnoty stanovených příčných vůlí dle obr. 36. Předpokládá se však, že elektrická jednotka bude provozována na tratích s kvalitními GPK, a současně nebude v běžném provozu projíždět oblouky o poloměru menším než 400 m, kdy hodnota příčné vůle dle obr. 36 činí cca 52,0 mm (pro vychýlení vozové skříně vně oblouku). Z toho vyplývá, že při normálním provozním zatížení nebude zřejmě docházet k narážení kladky na narážecí plochu příliš často. Dle uvážení výrobce kolejového vozidla je možné narážecí plochu na skříně vozu odpružit pomocí pryže, což může přispět k pohodlí cestujících při průjezdu vozidla obloukem koleje. (Deformace pryže je však třeba při stanovení příčných vůlí příslušně zohlednit.)

4.4 Podélné vypružení vloženého vozu elektrické jednotky**4.4.1 Podélné prvotní vypružení**

Dříve zmíněné prvky svislého a příčného prvotního vypružení, tedy pryžová podložka, ocelová šroubovitá pružina, pryžový doraz a pryžokovový kloub, se rovněž účastní i podélného vypružení. Prvotní vypružení v podélném směru však není třeba řešit z hlediska pohodlí cestujících, BPV či z hlediska výšky nárazníků (resp. spřáhel). V případě podélného prvotního vypružení (na rozdíl od vypružení svislého) má dominantní vliv radiální tuhost

pryžkovového kloubu, neboť je mnohonásobně vyšší než podélné tuhosti ostatních prvků (v jejich případě se předpokládají shodné hodnoty podélné tuhosti s hodnotami tuhosti příčné, ježto jsou tyto prvky souměrné podle svých svislých os).

Na výše zmíněné prvky podélného prvotního vypružení působí jednak podélná síla od kosení podvozku (skluzová síla vznikající v dotykové plošce kola s kolejnicí) a také rázová podélná síla při posunu. Prvotní význam z hlediska působení uvedených sil má pevnostní ověření pryžkovového kloubu, které je uvedeno v kap. 5.1.4. Ježto podvozek nedisponuje v uzlu vedení dvojkolí a prvotního vypružení (vzhledem k vysoké radiální tuhosti pryžkovového kloubu) podélnou narážkou, má velikost deformace podélného prvotního vypružení až druhotný význam a slouží pouze ke stanovení podélné vůle v záchytcce nevypružených hmot dvojkolí (viz kap. 5.2.2), případně pro stanovení celkové vodorovné deformace ocelové šroubovitě pružiny a pryžové podložky.

Problematika maximální vodorovné deformace druhotné vzduchové pružiny týkající se podélného druhotného vypružení je zpracována v příloze 6.

5 Základní pevnostní výpočty

5.1 Základní pevnostní výpočty prvků prvotního vypružení

5.1.1 Pryžová podložka

Maximální svislá síla, která působí na soubor prvotních pružících prvků u jednoho nápravového ložiska, je síla $F^I_{z\ 8\ nv} = 111,4$ kN (při jízdě na nouzovém druhotném vypružení), z čehož pryžová podložka a ocelová šroubovitá pružina přenášejí sílu o velikosti $F^I_{z\ pp-op\ 8\ nv} = 63,9$ kN (vyplývá ze zatěžovacích charakteristik prvotních pružících prvků). Maximální svislá síla působící na pryžovou podložku po přepočtení do osy pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny tedy činí:

$$F^{I+}_{z\ pp-op\ 8\ nv} = F^I_{z\ pp-op\ 8\ nv} \frac{l_{kr}}{l_{kr\ pk}} = 63,9 \frac{500,0}{853,0} \doteq 37,5 \text{ kN}; \quad (77)$$

kde l_{kr} [mm] a $l_{kr\ pk}$ [mm] jsou délkové rozměry kyvného ramene (viz tab. 11). Jelikož z charakteristiky na obr. 19 vyplývá, že maximální svislá síla v pryžové podložce má velikost cca 106,0 kN, lze konstatovat, že z hlediska uvedeného svislého zatížení pryžová podložka pevnostně vyhovuje. Detailní pevnostní výpočet a vyšetření kritických míst pryžové podložky při kombinovaném zatížení svislou, příčnou a podélnou silou bude již úkolem výrobce pryžové podložky.

5.1.2 Ocelová šroubovitá pružina

Největší síla, která zatěžuje ocelovou šroubovitou pružinu, je stejná jako v případě pryžové podložky (viz rov. (77)), ježto jsou oba prvky vzájemně řazeny v sérii. Pro určení smykového napětí v pružině je třeba nejprve stanovit tzv. Wahlův korekční součinitel zohledňující zakřivení drátu ocelové šroubovitě pružiny, které způsobuje odchylení průběhu smykového napětí v jeho průřezu od průběhu lineárního, a dále dodatečnou složku smykového napětí od posouvající síly:

$$k^I_{op\ Wahl} = \frac{4 C^I_{op} - 1}{4 C^I_{op} - 4} + \frac{0,615}{C^I_{op}} = \frac{4 \cdot 4,4 - 1}{4 \cdot 4,4 - 4} + \frac{0,615}{4,4} \doteq 1,36; \quad (78)$$

kde C^I_{op} [-] je poměr roztečného průměru a průměru drátu ocelové šroubovitě pružiny. Velikost maximálního smykového napětí v materiálu pružiny lze pak určit ze vztahu:

$$\begin{aligned} \tau^I_{s\ op\ 8\ nv} &= k^I_{op\ Wahl} \frac{8 F^{I+}_{z\ pp-op\ 8\ nv} D^I_{op} \cdot 10^3}{\pi d^I_{op\ 3}} = \\ &= 1,36 \frac{8 \cdot 37,5 \cdot 163,0 \cdot 10^3}{\pi \cdot 37,0^3} \doteq 417,5 \text{ MPa}; \end{aligned} \quad (79)$$

kde D^I_{op} [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny a d^I_{op} [mm] je průměr drátu ocelové šroubovitě pružiny.

Při uvažování obvyklé hodnoty dovoleného smykového napětí v materiálu ocelové šroubovitě pružiny ve stavu 8 $\tau_{s\text{DOV op } 8}^I = 720,0 \text{ MPa}$ lze konstatovat, že z hlediska svislého zatížení je pevnostní podmínka ocelové šroubovitě pružiny splněna ($417,5 \text{ MPa} < 720,0 \text{ MPa}$). Jelikož bezpečnostní součinitel vypočteného smykového napětí v materiálu ocelové šroubovitě pružiny vůči dovolenému smykovému napětí činí:

$$k_{\text{DOV op}}^I = \frac{\tau_{s\text{DOV op } 8}^I}{\tau_{s\text{op } 8\text{nv}}^I} = \frac{720,0}{417,5} \doteq 1,7; \quad (80)$$

předpokládá se, že ocelová šroubovitá pružina bude pevnostně vyhovovat i při zohlednění působící příčné a podélné síly v rámci detailního pevnostního výpočtu prvků vedení dvojkolí a prvotního vypružení.

5.1.3 Pryžový doraz

Pryžový doraz přenáší část maximální svislé síly působící na soubor prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska (viz výše), která má velikost $F_{z\text{pd } 8\text{nv}}^I = 47,5 \text{ kN}$ (vyplývá ze zatěžovacích charakteristik prvotních pružicích prvků). Takové zatížení způsobí poměrnou deformaci pryžového dorazu o velikosti cca $\varepsilon_{\text{pd p } 8}^I \doteq 0,08$ (viz příloha 2, tab. p2/2). Jelikož při návrhu zatěžovací charakteristiky pryžového dorazu ve svislém směru byla uvažována hodnota maximální poměrné deformace pryže $\varepsilon_{\text{pd p max}}^I = 0,15$, lze konstatovat, že pryžový doraz z hlediska uvedeného svislého zatížení pevnostně vyhovuje. Detailní pevnostní výpočet a vyšetření kritických míst pryžového dorazu při kombinovaném zatížení svislou, příčnou a podélnou silou bude již úkolem výrobce pryžového dorazu.

5.1.4 Pryžokovový kloub

V případě pryžokovového kloubu, který spojuje kyvné rameno s rámem podvozku, je třeba zajistit, aby byl schopen přenést potřebnou radiální a axiální sílu a aby umožňoval potřebnou torzní a kardanickou deformaci.

Síla v radiálním směru

Pro stanovení potřebné radiální síly, která má být přenesena pryžokovovým kloubem, je třeba vzít v úvahu podélnou sílu kosení podvozku, podélnou sílu při posunu a také svislou sílu od tíhy skříně a podvozků vloženého vozu elektrické jednotky.

Podélná síla kosení podvozku

Pro určení podélné síly kosení podvozku (jedná se o skluzovou sílu působící v dotykové plošce mezi kolem a kolejnici, která způsobuje kosení rámu podvozku) je použit postup uvedený v [28]. Na základě zde uvedeného vztahu (C.1) je možné určit maximální svislou sílu, která působí na podvozek:

$$F_{z\text{p max}}^I = \frac{1,4 g [m_{\text{vp}} + m_{\text{už}} - 2 (m_{\text{p}} - 2 m_{\text{vp}} - m_{\text{tl}})]}{2 \cdot 10^3} = \quad (81)$$

$$= \frac{1,4 \cdot 9,81 [45000 + 21000 - 2 (6600 - 2 \cdot 80 - 150)]}{2 \cdot 10^3} \doteq 366,8 \text{ kN};$$

kde m_{vp} [kg] je hmotnost prázdného vloženého vozu elektrické jednotky, $m_{už}$ [kg] je užitečná hmotnost vloženého vozu elektrické jednotky, m_p [kg] je hmotnost podvozku, m_{vp} [kg] je odhadnutá hmotnost jedné druhotné vzduchové pružiny a m_{tl} [kg] je odhadnutá hmotnost tlumičů ve druhém stupni vypružení.¹⁾

Na základě maximální svislé síly působící na podvozek lze pak určit podélnou sílu kosení podvozku (tedy skluzovou sílu), která se aplikuje na každé kolo podvozku:

$$\begin{aligned} F_{x \text{ kos max}}^I &= 0,1 \left[F_{z p \text{ max}}^I + (m_p - 2 m_{vp} - m_{tl}) \frac{g}{10^3} \right] = \\ &= 0,1 \left[366,8 + (6600 - 2 \cdot 80 - 150) \frac{9,81}{10^3} \right] \doteq 42,9 \text{ kN}. \end{aligned} \quad (82)$$

Podélná síla při posunu

V důsledku najetí vozidla na jiné vozidlo při posunování vzniká podélná síla, která je dána součinem hmoty podvozku a stanoveného násobku tíhového zrychlení. Tato síla působí v uzlu spojení mezi podvozkem a skříní vozu. Na vedení dvojkolí pak rovněž působí podélná síla, která analogicky předchozímu případu odpovídá součinu poloviny nevypružených hmot jednoho dvojkolí m_D [kg] a násobku tíhového zrychlení, který dle [28] pro ucelené osobní jednotky činí $3 g$ [$m \cdot s^{-2}$]. Pro podélnou sílu působící při posunu na jedno nápravové ložisko (resp. na jedno kyvné rameno a jemu příslušející pružicí prvky) platí tedy vztah:

$$F_{x \text{ pos max}}^I = \frac{1}{2} \frac{m_D}{10^3} 3 g = \frac{1}{2} \frac{1750}{10^3} 3 \cdot 9,81 \doteq 25,8 \text{ kN}. \quad (83)$$

Svislá síla působící na pryžokovový kloub

Pryžokovový kloub zatěžuje v radiálním směru také síla od svislého vypružení vozu. Tuto sílu lze určit analogicky případu uvedenému v kapitole 4.2.4 na obr. 24. Jelikož se však v tomto případě jedná o výpočet pevnosti, je třeba uvažovat největší možnou sílu ve svislém směru, tedy místo síly $F_{z 7}^I$ [kN] se uvažuje síla $F_{z 8 \text{ nv}}^I$ [kN] (viz rov. (28)), což je svislá síla působící na soubor prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavu 8 při jízdě na nouzovém druhotném vypružení:

$$F_{z \text{ pk } 8 \text{ nv}}^I = F_{z 8 \text{ nv}}^I \frac{l_{pk}}{l_{kr} + l_{pk}} = 111,4 \frac{353,0}{500,0 + 353,0} \doteq 46,1 \text{ kN}; \quad (84)$$

kde l_{kr} [mm] a l_{pk} [mm] jsou délkové rozměry kyvného ramene (viz tab. 11).

¹⁾ Dle [28] se uvažuje hmotnost podvozku bez prvků druhotného vypružení.

Výsledná radiální síla

Celkovou podélnou sílu působící na pryžokovový kloub lze získat prostým součtem podélné síly skluzové (tj. síly kosení podvozku) a podélné síly při posunu.¹⁾ Vektorovým součtem tohoto výsledku a síly od svislého vypružení vozu se pak určí maximální radiální síla zatěžující pryžokovový kloub:

$$\begin{aligned} F^I_{\text{rad pk max}} &= \sqrt{(F^I_{x \text{ kos max}} + F^I_{x \text{ pos max}})^2 + F^I_{z \text{ pk 8 nv}}^2} = \\ &= \sqrt{(42,9 + 25,8)^2 + 46,1^2} \doteq \mathbf{82,7 \text{ kN}}. \end{aligned} \quad (85)$$

Pryžokovový kloub spojující kyvné rameno s rámem podvozku musí být schopen přenést radiální sílu o velikosti alespoň $\pm 100,0 \text{ kN}$.

Síla v axiálním směru

Příčná síla působící v axiálním směru na pryžokovový kloub je síla $F^I_{y \text{ pk 7}}$ uvedená v tab. 41, jejíž hodnota je 13,2 kN. Pryžokovový kloub musí být schopen přenést axiální sílu o velikosti alespoň $\pm 20,0 \text{ kN}$.

Torzni deformace

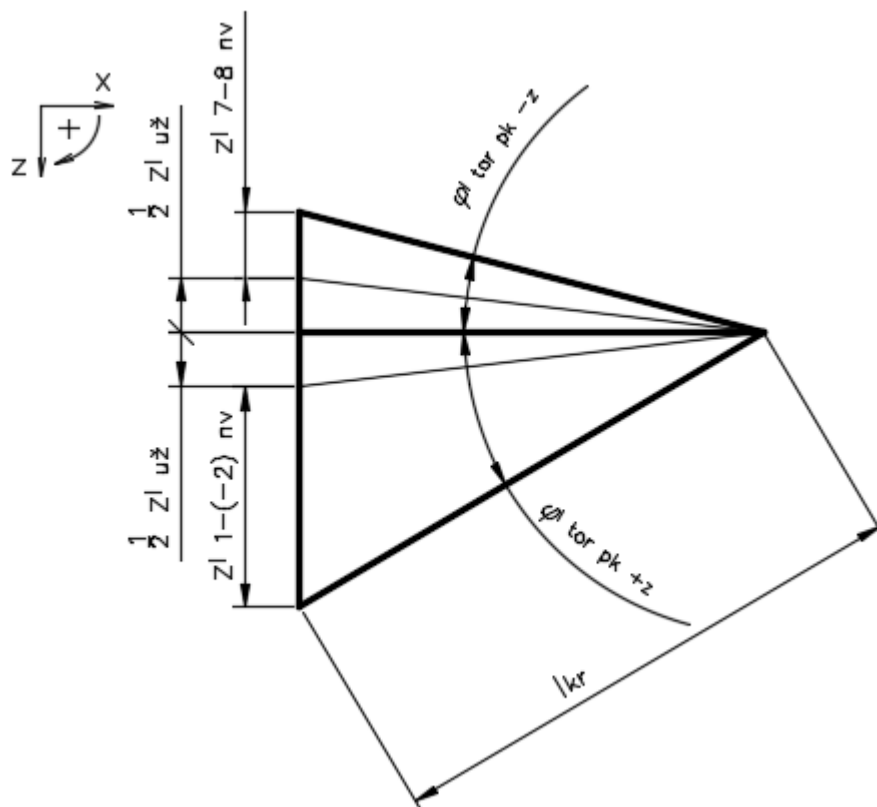
Torzni deformace pryžokovového kloubu se odvíjí od svislých pohybů v prvním stupni vypružení, přičemž se předpokládá, že montáž kyvného ramene k rámu podvozku bude provedena tak, aby v polovině statické užitečné deformace byl pryžokovový kloub nedeformován (tedy ve stavech 1 a 7 bude torzni deformace opačná a bude v obou případech číselně odpovídat polovině svislé statické užitečné deformace $z^I_{\text{už}}$ v prvním stupni vypružení v ose nápravového ložiska na rameni l_{kr}). V případě dynamického zatěžování bude však deformace v každém smyslu odlišná, jak je zřejmé z obr. 38. Rozdíl deformací mezi stavy 7 a 8 v důsledku dynamického přitížení ze stavu 7 je zřejmě menší než rozdíl deformací mezi stavy 1 a -2, který vzniká v důsledku dynamického odlehčení ze stavu 1 (rozdíl deformací mezi stavy 1 a 2 v opačném smyslu). Důvodem je skutečnost, že při odlehčení ze stavu 1 není v činnosti pryžový doraz. V obou případech se uvažuje jízda na nouzovém druhotném vypružení, neboť v tomto případě se vyskytují větší hodnoty dynamické přírážky.

Hodnotu rozdílu deformací mezi stavy 7 a 8 při jízdě na nouzovém vypružení lze určit následovně:

$$z^I_{7-8 \text{ nv}} = z^I_{8 \text{ nv}} - z^I_7 = 27,6 - 24,8 \doteq 2,8 \text{ mm}; \quad (86)$$

kde $z^I_{8 \text{ nv}}$ [mm] je deformace souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavu 8 při jízdě na nouzovém druhotném vypružení a z^I_7 [mm] je deformace souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavu 7.

¹⁾ Ve skutečnosti se podélná síla rozdělí na jednotlivé pružici prvky dle poměru jejich tuhostí. Jelikož však je radiální tuhost pryžokovového kloubu mnohonásobně vyšší než podélné tuhosti ostatních prvotních pružicích prvků, uvažuje se zjednodušeně, že celá síla působí na pryžokovový kloub.



Obr. 38: Schématický náčrt k určení torzní deformace pryžokovového kloubu.

Deformace souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska při dynamickém odlehčení ze stavu 1 je dána vztahem:

$$z^I_{-2nv} = \frac{F^I_{z1} (1 - k^I_{p nv 1})}{k^I_{z1}} = \frac{46,6 (1 - 0,47)}{2,32} \doteq 10,6 \text{ mm}; \quad (87)$$

kde F^I_{z1} [kN] je svislá síla působící na soubor prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavu 1, $k^I_{p nv 1}$ [-] je dynamické přitížení (v tomto případě odlehčení) I. stupně vypružení ze stavu 1 při jízdě na nouzovém druhotném vypružení a k^I_{z1} [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavu 1 (v tomto případě tuhost pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny). Rozdíl deformací mezi stavu 1 a -2 pak činí:

$$z^I_{1-(-2)nv} = z^I_1 - z^I_{-2nv} = 20,1 - 10,6 \doteq 9,5 \text{ mm}; \quad (88)$$

kde z^I_1 [mm] je deformace souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska ve stavu 1.

Torzní deformace v záporném smyslu osy z má velikost:

$$\varphi^I_{\text{tor pk -z}} = \sin^{-1} \left(\frac{\frac{1}{2} z^I_{už} + z^I_{7-8nv}}{l_{kr}} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{\frac{1}{2} 4,7 + 2,8}{500,0} \right) \doteq 0,6^\circ; \quad (89)$$

a v kladném smyslu osy z:

$$\begin{aligned}\varphi_{\text{tor pk+z}}^I &= \sin^{-1} \left(\frac{\frac{1}{2} z_{\text{už}}^I + z_{1-(-2)\text{nv}}^I}{l_{\text{kr}}} \right) = \\ &= \sin^{-1} \left(\frac{\frac{1}{2} 4,7 + 9,5}{500,0} \right) \doteq 1,4^\circ.\end{aligned}\tag{90}$$

Požadovaná torzní deformace pryžokovového kloubu činí $\pm 3,0^\circ$.

Kardanická deformace

Kardanická deformace se určí analogicky předchozímu případu, přičemž se uvažuje maximální příčná deformace v prvním stupni vypružení dle stanovené vůle y_{max}^I [mm] v ose nápravového ložiska:

$$\varphi_{\text{kar pk max}}^I = \sin^{-1} \left(\frac{y_{\text{max}}^I}{l_{\text{kr}}} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{6,0}{500,0} \right) \doteq \pm 0,7^\circ.\tag{91}$$

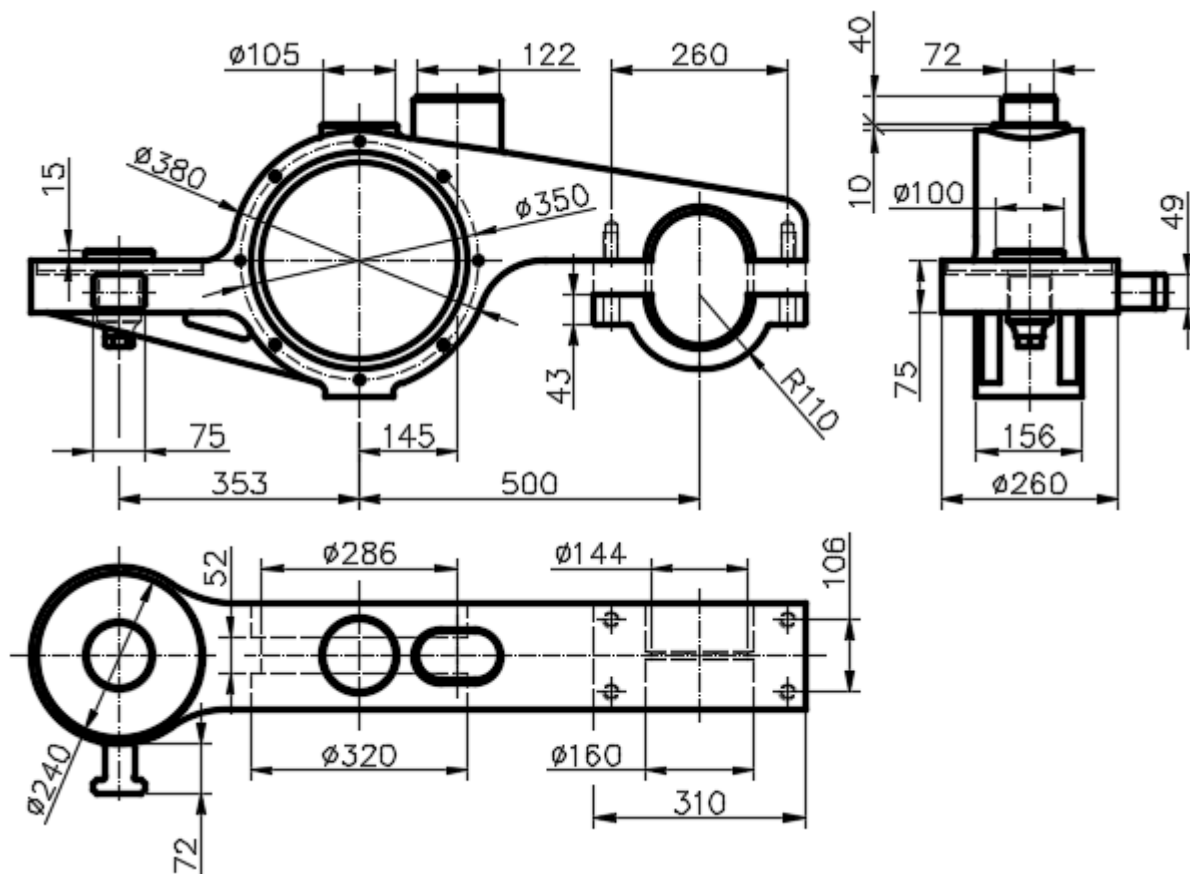
Požadovaná kardanická deformace pryžokovového kloubu činí $\pm 1,5^\circ$.

5.2 Základní pevnostní výpočty prvků vedení dvojkolí

5.2.1 Kyvné rameno

Kyvné rameno, jehož podoba je patrná z obr. 39, je tvořeno ložiskovou skříní, objímkou pryžokovového kloubu, dřikem spojujícím obě zmíněné části a nosičem pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny (prodloužený konec kyvného ramene). Objímka pryžokovového kloubu je vodorovně dělená, přičemž vrchní díl je součástí dříku kyvného ramene a spodní díl se k vrchnímu dílu šroubuje pomocí 4 šroubů (viz obr. 42). Díky tomu je usnadněna výměna pryžokovového kloubu. V otvoru objímky pryžokovového kloubu se nachází osazení lichoběžníkového průřezu sloužící k přesnému vymezení polohy kloubu při jeho montáži a také k přenosu příčných sil. Rovněž v otvoru ložiskové skříně se nachází osazení, v tomto případě však obdélníkového průřezu, které slouží k přenosu příčných sil mezi kyvným ramenem a ložisky (viz obr. 15). Na válcovou část kyvného ramene tvořící ložiskovou skříně přímo navazuje prodloužený konec kyvného ramene se dvěma žebrovými výztuhami. Tento prodloužený konec má svislou díru se závitem, ve které je našroubována ocelová podložka, na které spočívá pryžová podložka a ocelová šroubovitá pružina. Ocelová podložka slouží k seřizování svislých kolových sil jednotlivých kol, které se provádí jejím vyšroubováváním. K tomu účelu má ocelová podložka ve spodní části dříku (tj. pod závitem) vnější šestihran pro nasazení klíče. Na temeni ložiskové skříně se nachází nálietek kruhového průřezu tvořící dosedací plochu pryžového dorazu prvotního vypružení. V jeho blízkosti se pak nachází nálietek oválného průřezu, který slouží jako narážka v prvním stupni vypružení (ve svislém a v příčném směru), přičemž příslušný protikus se nachází na spodku podélníku rámu

podvozku. Seřizení vůlí mezi pryžovým dorazem a dosedací plochou, jakož i v narážce prvotního vypružení se předpokládá na straně rámu podvozku (tj. v rámci spojení příslušných prvků s podélníkem rámu podvozku). Hodnoty vůlí v narážce prvotního vypružení jsou shrnuty v tab. 46. Ve spodní části ložiskové skříně se nachází nálietek sloužící k jejímu zvedání např. při opravách či nakolejování vozidla.



Obr. 39: Nákrés kyvného ramene se zakótovanými základními rozměry.

Tab. 46: Hodnoty svislé a příčné vůle mezi náliťkem narážky na kyvném rameni a příslušným protikusem na spodku podélníku rámu podvozku.

Svislá a příčná vůle v narážce prvotního vypružení		
Svislá vůle v narážce prvotního vypružení (ve stavu 1) ¹⁾	$z^I_{nar\ 1-8}$	5,5 mm
Příčná vůle v narážce prvotního vypružení ²⁾	y^I_{nar}	± 4,5 mm

¹⁾ Odpovídá rozdílu deformací mezi stavy 1 a 8 při jízdě na nouzovém druhotném vypružení, přepočtenému do osy narážky.

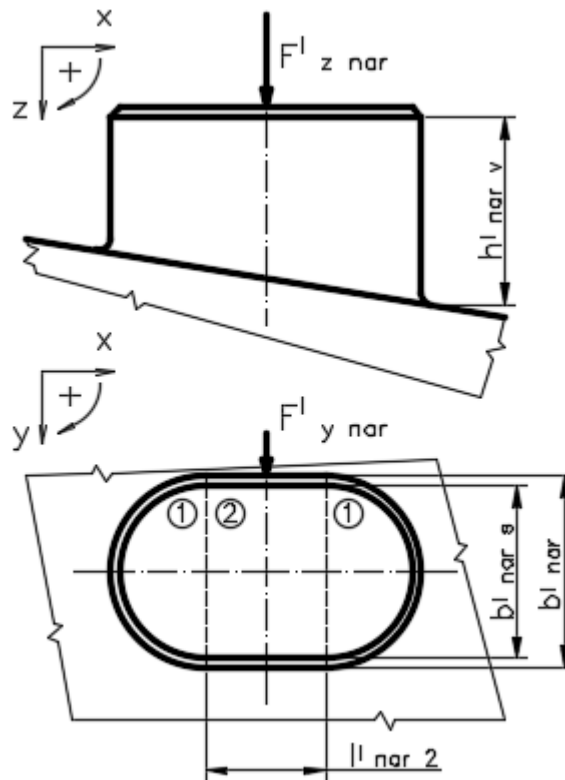
²⁾ Odpovídá deformaci y^I_{max} , přepočtené do osy narážky.

Pevnostní výpočet kyvného ramene

Kyvné rameno je zatěžováno silami svislými, příčnými i podélnými, které mají svá působíště na různých místech ramene (osa nápravového ložiska, osa pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny atd.). Navíc mohou jednotlivé síly působit na kyvné rameno i současně, z čehož vyplývá, že napjatost může být v některých místech značně složitá. Jelikož dle zadání práce se má provést pouze základní pevnostní výpočet, nemá zde smysl provádět vyšetření jednotlivých kritických míst kyvného ramene, neboť toto vyšetření bude provedeno v rámci detailního pevnostního výpočtu vedení dvojkolí. Detailní pevnostní výpočet zpracuje buď výrobce vozidla, nebo subdodavatel. Návrh geometrie kyvného ramene je zpracován dle podob kyvných ramen, které se vyskytují u existujících vozidel. Uvažovaná mez kluzu materiálu kyvného ramene je $R_{p0,2kr} = 280,0$ MPa (např. materiál EN-GJS-400-15, tj. dle ČSN 42 2304 [32]). Níže uvedené podkapitoly obsahují základní pevnostní ověření nárazky prvotního vypružení a dosedací plochy pryžového dorazu, spojení kyvného ramene s rámem podvozku a šroubového spojení obou dílů kyvného ramene.

Pevnostní ověření nárazky prvotního vypružení

Narážka prvotního vypružení slouží k zamezení přenosu příliš velkých svislých a příčných sil prvotními pružicími prvky. Její podoba a základní parametry k jejímu pevnostnímu ověření jsou patrné z obr. 40 a z tab. 47.



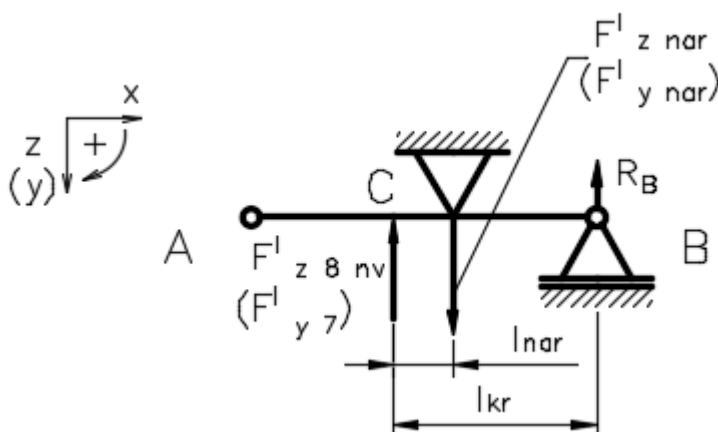
Obr. 40: Návrh nárazky prvotního vypružení nacházející se na kyvném rameni.

Tab. 47: Rozměrové a pevnostní parametry narážky prvotního vypružení.

Rozměrové a pevnostní parametry narážky prvotního vypružení		
Délka obdélníkové části narážky	$l_{nar 2}$	50,0 mm
Šířka narážky	b_{nar}^l	80,0 mm
Šířka vrchní plochy narážky (se sraženými hranami)	$b_{nar s}^l$	72,0 mm
Výpočtová výška narážky	$h_{nar v}^l$	85,0 mm
Vzdálenost vswlé (příčné) osy narážky od vswlé (příčné) osy nápravového ložiska	l_{nar}	145,0 mm
Uvažovaná mez kluzu materiálu narážky (shodná s mezí kluzu kyvného ramene)	$R_{p 0,2 kr}$	280,0 MPa

Při uvažování bezpečnostního součinitele vůči mezi kluzu $k_{R kr}^l = 1,5$ činí dovolené napětí v materiálu narážky:

$$\sigma_{DOV kr}^l = \frac{R_{p 0,2 kr}}{k_{R kr}^l} = \frac{280,0}{1,5} \doteq 185,0 \text{ MPa.} \quad (92)$$



Obr. 41: Nákres nosníku nahrazujícího kyvné rameno pro stanovení vswlé (resp. příčné) síly působící na narážku prvotního vypružení.

Po vyčerpání příslušné vswlé (resp. příčné) vůle působí na narážku prvotního vypružení vswlá (resp. příčná) síla, jejíž velikost lze určit z rovnice momentové rovnováhy k bodu B nosníku nahrazujícího kyvné rameno dle obr. 41:

$$F_{z nar}^l = F_{z nv}^l \frac{l_{kr}}{l_{kr} - l_{nar}} = 111,4 \frac{500,0}{500,0 - 145,0} \doteq 156,9 \text{ kN;} \quad (93)$$

kteřá namáhá náledek narážky na tlak. Analogicky lze určit i příčnou sílu:

$$F_{y nar}^l = F_{y 7}^l \frac{l_{kr}}{l_{kr} - l_{nar}} = 32,0 \frac{500,0}{500,0 - 145,0} \doteq 45,0 \text{ kN;} \quad (94)$$

kteřá namáhá náledek narážky na ohyb a na smyk.

Obsah vrchní plochy narážky, na kteřou působí výše uvedená vswlá síla lze určit součtem obsahů obdélníku a dvou půlkruhů:

$$\begin{aligned}
 S_{tl\ nar}^I &= 2 S_{tl\ nar\ 1}^I + S_{tl\ nar\ 2}^I = 2 \frac{1}{2} \frac{\pi b_{nar\ s}^I{}^2}{4} + l_{nar\ 2}^I b_{nar\ s}^I = \\
 &= 2 \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 72,0^2}{4} + 50,0 \cdot 72,0 \doteq 7671,5 \text{ mm}^2.
 \end{aligned}
 \tag{95}$$

Obdobným způsobem lze stanovit velikost smykové plochy:

$$\begin{aligned}
 S_{s\ nar}^I &= 2 S_{s\ nar\ 1}^I + S_{s\ nar\ 2}^I = 2 \frac{1}{2} \frac{\pi b_{nar}^I{}^2}{4} + l_{nar\ 2}^I b_{nar}^I = \\
 &= 2 \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 80,0^2}{4} + 50,0 \cdot 80,0 \doteq 9026,5 \text{ mm}^2.
 \end{aligned}
 \tag{96}$$

Kvadratický moment průřezu v ohybu k ose x lze rovněž určit součtem kvadratických momentů průřezů v ohybu dvou půlkruhů a obdélníku:

$$\begin{aligned}
 J_{x\ o\ nar}^I &= 2 J_{x\ o\ nar\ 1}^I + J_{x\ o\ nar\ 2}^I = 2 \frac{1}{2} \frac{\pi b_{nar}^I{}^4}{64} + \frac{l_{nar\ 2}^I b_{nar}^I{}^3}{12} = \\
 &= 2 \frac{1}{2} \frac{\pi \cdot 80,0^4}{64} + \frac{50,0 \cdot 80,0^3}{12} \doteq 4,1 \cdot 10^6 \text{ mm}^4.
 \end{aligned}
 \tag{97}$$

Jelikož maximální vzdálenost od neutrální osy průřezu narážky odpovídá polovině její šířky, má modul průřezu v ohybu velikost:

$$W_{x\ o\ nar}^I = \frac{J_{x\ o\ nar}^I}{\frac{b_{nar}^I}{2}} = \frac{4,1 \cdot 10^6}{\frac{80,0}{2}} \doteq 1,0 \cdot 10^5 \text{ mm}^3.
 \tag{98}$$

Tlakové napětí od svislé síly působící na narážku činí:

$$\sigma_{tl\ nar}^I = \frac{F_{z\ nar}^I \cdot 10^3}{S_{tl\ nar}^I} = \frac{156,9 \cdot 10^3}{7671,5} \doteq 20,5 \text{ MPa}.
 \tag{99}$$

Maximální ohybový moment od příčné síly působící na narážku (uvažováno působení na jejím horním okraji) se nachází v místě „vetknutí“ narážky ke kyvnému rameni:

$$\begin{aligned}
 M_{o\ nar\ max}^I &= F_{y\ nar}^I h_{nar\ v}^I \cdot 10^3 = \\
 &= 45,0 \cdot 85,0 \cdot 10^3 \doteq 3,8 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm};
 \end{aligned}
 \tag{100}$$

přičemž v místě maximálního ohybového momentu se nachází i maximální ohybové napětí narážky:

$$\sigma_{o\ nar}^I = \frac{M_{o\ nar\ max}^I}{W_{x\ o\ nar}^I} = \frac{3,8 \cdot 10^6}{1,0 \cdot 10^5} \doteq 37,0 \text{ MPa}.
 \tag{101}$$

Smykové napětí v narážce lze určit následovně:

$$\tau_{s\ nar}^I = \frac{F_{y\ nar}^I \cdot 10^3}{S_{s\ nar}^I} = \frac{45,0 \cdot 10^3}{9026,5} \doteq 5,0 \text{ MPa}.
 \tag{102}$$

Pro vyjádření výsledného ekvivalentního napětí, které zohledňuje napětí tlakové, ohybové i smykové, lze použít Trescovu hypotézu maximálního smykového napětí:

$$\sigma_{ekv\ nar}^I = \sqrt{(\sigma_{tl\ nar}^I + \sigma_{o\ nar}^I)^2 + 4 \tau_{s\ nar}^I{}^2} =
 \tag{103}$$

$$= \sqrt{(20,5 + 37,0)^2 + 4 \cdot 5,0^2} \doteq \mathbf{58,3 \text{ MPa}}$$

Součinitel bezpečnosti výsledného ekvivalentního napětí vůči dovolenému napětí v materiálu nárazky činí:

$$k_{\text{DOV nar}}^I = \frac{\sigma_{\text{DOV kr}}^I}{\sigma_{\text{ekv nar}}^I} = \frac{185,0}{58,3} \doteq \mathbf{3,2}. \quad (104)$$

Na základě provedeného ověření lze konstatovat, že nárazka prvotního vypružení pevnostně vyhovuje.

Pevnostní ověření dosedací plochy pryžového dorazu

Pro úplnost je zde také uvedeno pevnostní ověření dosedací plochy pryžového dorazu, které se nachází na temeni ložiskové skříně. Mez kluzu materiálu i dovolené napětí jsou stejné jako v případě nárazky prvotního vypružení (neboť v obou případech se jedná o nálitky na kyvném rameni). Tlakové napětí v dosedací ploše lze určit ze vztahu:

$$\sigma_{\text{tl dp pd}}^I = \frac{F_{z \text{ pd } 8 \text{ nv}}^I \cdot 10^3}{\pi \frac{d_{\text{dp pd}}^I{}^2}{4}} = \frac{47,5 \cdot 10^3}{\pi \frac{105,0^2}{4}} \doteq \mathbf{5,5 \text{ MPa}}; \quad (105)$$

kde $F_{z \text{ pd } 8 \text{ nv}}^I$ [kN] je maximální svislá síla působící na dosedací plochu pryžového dorazu (viz kap. 5.1.3) a $d_{\text{dp pd}}^I$ [mm] je průměr dosedací plochy pryžového dorazu (viz obr. 39). Bezpečnostní součinitel vůči dovolenému napětí je:

$$k_{\text{DOV dp pd}}^I = \frac{\sigma_{\text{DOV kr}}^I}{\sigma_{\text{tl dp pd}}^I} = \frac{185,0}{5,5} \doteq \mathbf{33,7}; \quad (106)$$

což je zcela vyhovující.

Pevnostní ověření šroubového spojení vrchního a spodního dílu objímky pryžokovového kloubu

Vrchní a spodní díl objímky pryžokovového kloubu spojují 4 šrouby M20 × 80, jejichž pevnostní ověření je provedeno zjednodušeně na základě údajů uvedených v tab. 48 a postupů uvedených v [31].

Tab. 48: Hodnoty k pevnostnímu ověření šroubů M20. [31]

Šrouby spojující vrchní a spodní díl objímky pryžokovového kloubu		
Výpočtový průřez šroubu M20 dle tab. 8-1 [31]	$A_{\text{š kr}}^I$	245,0 mm ²
Uvažovaný součinitel pro výpočet síly předpětí ve šroubu M20	$\psi_{\text{š kr}}^I$	1,5
Zkušební napětí v materiálu šroubu M20 dle tab. 8-8 [31], pevnostní třída šroubu 8.8	$S_{\text{p š kr}}^I$	600,0 MPa
Smluvní mez kluzu materiálu šroubu M20 dle tab. 8-8 [31], pevnostní třída šroubu 8.8	$R_{\text{p } 0,2 \text{ š kr}}$	640,0 MPa

Každý šroub přenáší čtvrtinu maximální svislé síly, která působí na pryžokovový kloub ve stavu 8 při jízdě na nouzovém druhotném vypružení $F^I_{z\text{pk}8\text{nv}}$ [kN] (viz rov. (84)):

$$F^I_{z\text{škr}} = \frac{F^I_{z\text{pk}8\text{nv}} \cdot 10^3}{4} = \frac{46,1 \cdot 10^3}{4} \doteq 11,5 \text{ kN.} \quad (107)$$

Na základě této síly a výše uvedeného součinitele lze určit zjednodušeně sílu předpětí ve šroubu:

$$\begin{aligned} F^I_{\text{škr}} &= \psi^I_{\text{škr}} F^I_{z\text{škr}} + k^I_{\text{škr}} F^I_{z\text{škr}} = \\ &= 1,5 \cdot 11,5 + 1,0 \cdot 11,5 \doteq 28,8 \text{ kN;} \end{aligned} \quad (108)$$

kde $k^I_{\text{škr}}$ [-] je součinitel zohledňující tuhost šroubu a tuhost spojovaných součástí, jehož velikost je zde (zjednodušeně) rovna jedné, avšak ve skutečnosti je tato hodnota vždy nižší. Tahové napětí ve šroubu pak činí¹⁾:

$$\sigma^I_{t\text{škr}} = \frac{(F^I_{\text{škr}} + F^I_{z\text{škr}}) \cdot 10^3}{A^I_{\text{škr}}} = \frac{(28,8 + 11,5) \cdot 10^3}{245,0} \doteq \mathbf{164,7 \text{ MPa}}; \quad (109)$$

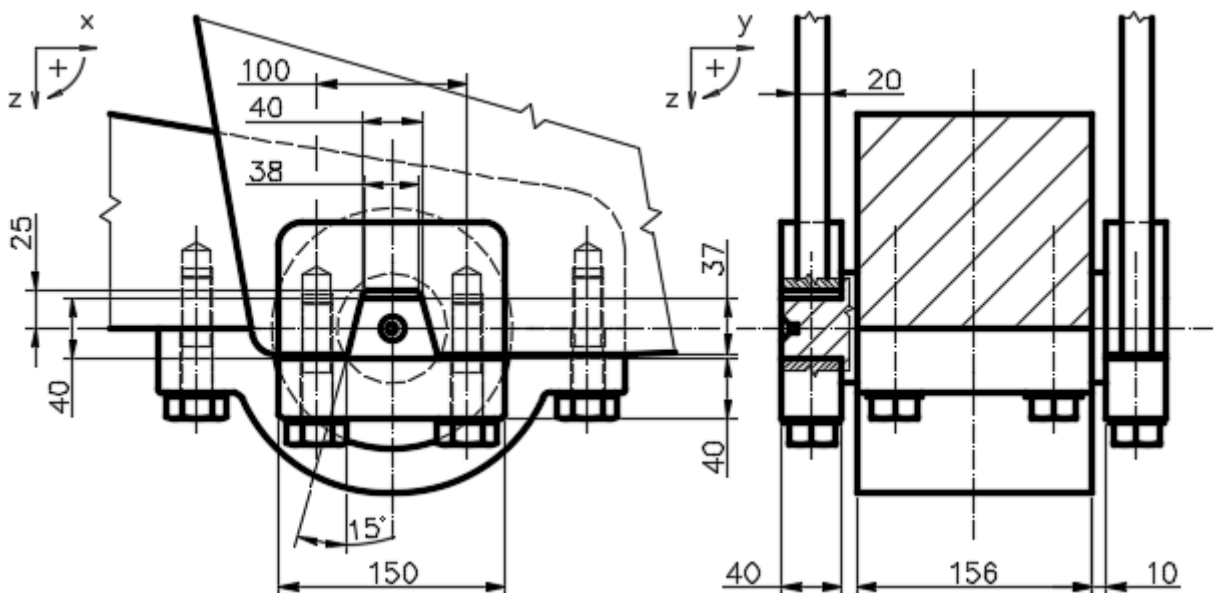
a bezpečnostní součinitel vůči mezi kluzu materiálu šroubu je:

$$k^I_{R\text{škr}} = \frac{R_{p0,2\text{škr}}}{\sigma^I_{t\text{škr}}} = \frac{640,0}{164,7} \doteq \mathbf{3,9}. \quad (110)$$

Z výše uvedených výsledků vyplývá, že šrouby spojující oba díly objímky pryžokovového kloubu z hlediska pevnosti vyhovují.

Pevnostní ověření spojení pryžokovového kloubu s konzolami rámu podvozku

Pryžokovový kloub je spojen s příslušným podélníkem rámu podvozku pomocí dvou konzol, jak je zřejmé z obr. 42.



Obr. 42: Nákres spojení kyvného ramene s konzolami rámu podvozku.

¹⁾ Do výpočtu rovněž vstupuje tzv. tuhostní konstanta spoje, která je závislá na tuhosti šroubu a tuhosti spojovaných součástí. Její hodnota se i zde uvažuje rovna jedné, avšak ve skutečnosti bude vždy menší.

Oba konce vnitřního čepu pryžokovového kloubu mají lichoběžníkový tvar a každý je uložen v příslušné objímce. Tuto objímku tvoří vrchní díl s vnitřním lichoběžníkovým výřezem a spodní příložka, které jsou vzájemně spojeny dvěma šrouby M20 × 80. Vrchní díl objímky lichoběžníku je přivařen ke konzole a ta je přivařena ke spodku podélníku rámu podvozku. Základní rozměry spojení kyvného ramene (pryžokovového kloubu) s konzolami rámu podvozku jsou patrné z tab. 49.

Tab. 49: Rozměrové a pevnostní parametry spojení pryžokovového kloubu s konzolami rámu podvozku.

Rozměrové a pevnostní parametry spojení kyvného ramene s rámem podvozku		
Šířka objímky lichoběžníku	b^I_{ol}	150,0 mm
Šířka vrchní plochy lichoběžníku	b^I_{1pk}	40,0 mm
Šířka vnitřní vodorovné plochy objímky lichoběžníku	b^I_{1ol}	38,0 mm
Výška lichoběžníku	h^I_{1pk}	40,0 mm
Výška lichoběžníkového výřezu v objímce lichoběžníku	h^I_{1ol}	37,0 mm
Vzdálenost vnitřní vodorovné plochy objímky lichoběžníku od vodorovné osy lichoběžníku (pryžokovového kloubu)	$h^I_{o ol}$	25,0 mm
Tloušťka objímky lichoběžníku	t^I_{ol}	40,0 mm
Tloušťka spodní příložky	t^I_{sp}	40,0 mm
Úhel sklonu boční stěny lichoběžníku	α^I_{ol}	15 ° ¹⁾
Výška spodní příložky	h^I_{sp}	35,0 mm
Podélná vzdálenost šroubů objímky lichoběžníku (výpočtová délka spodní příložky)	$b^I_{s sp}$	100,0 mm
Uvažovaná mez kluzu materiálu objímky lichoběžníku a spodní příložky	$R_{p 0,2 ol-sp}$	235,0 MPa ²⁾

Po zahrnutí bezpečnostního součinitele vůči mezi kluzu materiálu $k^I_{R ol-sp} = 1,5$ činí velikost dovoleného napětí:

$$\sigma^I_{DOV ol-sp} = \frac{R_{p 0,2 ol-sp}}{k^I_{R ol-sp}} = \frac{235,0}{1,5} \doteq 156,0 \text{ MPa.} \quad (111)$$

Pevnostní ověření šroubového spojení vrchního dílu objímky lichoběžníku a spodní příložky je stejné jako v případě přechozí podkapitoly, neboť v obou případech se jedná o 4 šrouby M20, které jsou zatíženy stejně velkou svislou silou.

Svislá a podélná síla působící ve spojení mezi lichoběžníkem a jeho objímkou odpovídají polovině svislé resp. příčné síly, které působí na pryžokovový kloub, neboť ten je spojen s rámem podvozku dvěma konzolami. Tyto síly a síla předpětí ve šroubech jsou shrnuty

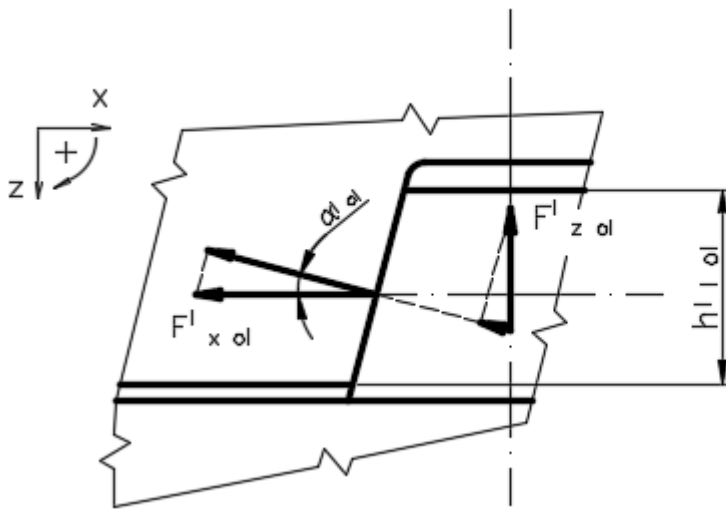
¹⁾ Úhel by měl být obecně volen tak, aby spojení lichoběžníku s jeho objímkou nebylo samosvorné z důvodu snadné demontáže pryžokovového kloubu při jeho výměně.

²⁾ Např. materiál S235J2+N zmíněný v kap. 2.1.2.

v tab. 50. Příčná síla působící na pryžokovový kloub je přenášena jednak třecím stykem mezi lichoběžníkem vnitřního čepu pryžokového kloubu a jeho objímkou a jednak prostřednictvím čelní plochy za lichoběžníkem (vnitřní čep pryžokového kloubu má ve střední části kruhový průřez).

Tab. 50: Síly působící ve spojení kyvného ramene s rámem podvozku mezi lichoběžníkem a jeho objímkou.

Síly působící mezi lichoběžníkem vnitřního čepu pryž. kloubu a jeho objímkou		
Svislá síla působící na objímku lichoběžníku	$F_{z\ ol}^I$	23,1 kN
Podélná síla působící na objímku lichoběžníku	$F_{x\ ol}^I$	34,3 kN
Síla předpětí ve šroubu M20	$F_{\delta\ kr}^I$	28,8 kN



Obr. 43: Nákres k pevnostnímu ověření otláčení boční skloněné stěny lichoběžníkového výřezu objímky.

Z hlediska pevnosti je třeba ověřit velikost tlakového napětí v boční skloněné stěně lichoběžníkového výřezu objímky (detail na obr. 43). Sílu působící na skloněnou boční stěnu lze určit následovně:

$$\begin{aligned} F_{\alpha\ ol}^I &= F_{x\ ol}^I \cos(\alpha^I_{ol}) + F_{z\ ol}^I \cos(90^\circ - \alpha^I_{ol}) = \\ &= 34,3 \cos(15^\circ) + 23,1 \cos(90^\circ - 15^\circ) \doteq 39,1 \text{ kN.} \end{aligned} \quad (112)$$

Skloněná plocha, kterou se dotýká lichoběžník se svou objímkou má velikost:

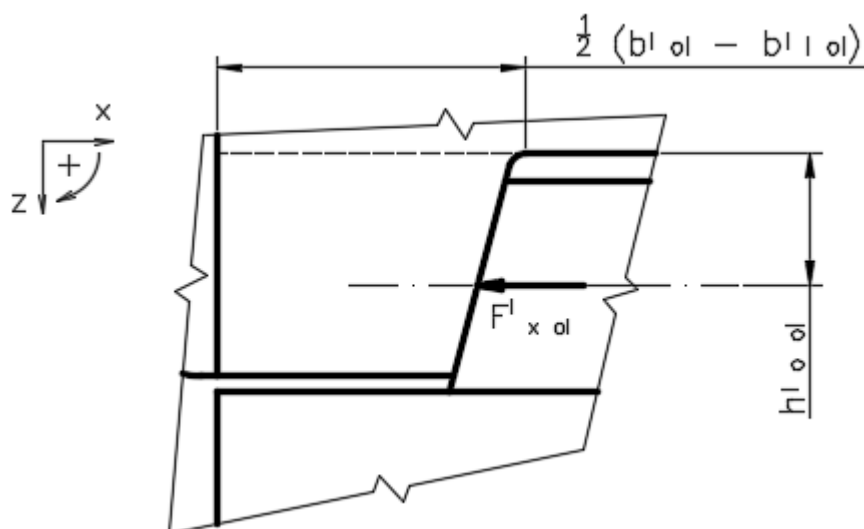
$$S^I_{\alpha\ ol} = \frac{h^I_{ol}}{\cos(\alpha^I_{ol})} t^I_{ol} = \frac{37,0}{\cos(15^\circ)} 40,0 \doteq 1532,2 \text{ mm}^2. \quad (113)$$

Velikost tlakového napětí tedy činí:

$$\sigma^I_{tl\ \alpha\ ol} = \frac{F_{\alpha\ ol}^I \cdot 10^3}{S^I_{\alpha\ ol}} = \frac{39,1 \cdot 10^3}{1532,2} \doteq 25,5 \text{ MPa}; \quad (114)$$

přičemž bezpečnostní součinitel vůči dovolenému napětí je:

$$k^I_{DOV\ \alpha\ ol} = \frac{\sigma^I_{DOV\ ol-sp}}{\sigma^I_{tl\ \alpha\ ol}} = \frac{156,0}{25,5} \doteq 6,1. \quad (115)$$



Obr. 44: Nákres k pevnostnímu ověření smyku a ohybu lichoběžníkového výstupku objímky lichoběžníku.

Kromě otlacení boční skloněné stěny výřezu objímky lichoběžníku je třeba rovněž ověřit výstupek objímky, který je namáhán na smyk a na ohyb od podélné síly $F^I_{x\,ol}$, jak je patrné z obr. 44. Ve výpočtu se neuvažuje konzola přivařená k objímce, neboť její průřez není příliš velký, a výsledky se tak pohybují na bezpečnější straně. Velikost smykové plochy (na obr. 44 naznačeno přerušovanou čarou) činí:

$$S^I_{s\,ol} = \frac{b^I_{ol} - b^I_{l\,ol}}{2} t^I_{ol} = \frac{150,0 - 38,0}{2} 40,0 \doteq 2240,0 \text{ mm}^2. \quad (116)$$

Smykové napětí výstupku objímky lichoběžníku lze určit ze vztahu:

$$\tau^I_{s\,ol} = \frac{F^I_{x\,ol} \cdot 10^3}{S^I_{s\,ol}} = \frac{34,3 \cdot 10^3}{2240,0} \doteq 15,3 \text{ MPa}. \quad (117)$$

Pro výpočet ohybového napětí je třeba nejprve stanovit maximální ohybový moment, který se nachází v místě označeném na obr. 44 přerušovanou čarou:

$$M^I_{o\,ol\,max} = F^I_{x\,ol} h^I_{o\,ol} \cdot 10^3 = 34,3 \cdot 25,0 \cdot 10^3 \doteq 8,5 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}; \quad (118)$$

a modul pružnosti v ohybu¹⁾:

$$\begin{aligned} W^I_{y\,o\,ol} &= \frac{1}{6} t^I_{ol} \left(\frac{b^I_{ol} - b^I_{l\,ol}}{2} \right)^2 = \\ &= \frac{1}{6} 40,0 \left(\frac{150,0 - 38,0}{2} \right)^2 \doteq 2,1 \cdot 10^4 \text{ mm}^3. \end{aligned} \quad (119)$$

Velikost maximálního ohybového napětí v místě maximálního ohybového momentu činí:

$$\sigma^I_{o\,ol} = \frac{M^I_{o\,ol\,max}}{W^I_{y\,o\,ol}} = \frac{8,5 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^4} \doteq 41,0 \text{ MPa}. \quad (120)$$

¹⁾ Modul pružnosti v ohybu je počítán v místě maximálního ohybového momentu, neboť zde bude největší napětí. Výstupek objímky lichoběžníku má sice nekonztantní průřez, avšak průběh modulu pružnosti v ohybu klesá od zmíněného místa k působišti podélné síly mnohem pozvolněji, než průběh ohybového momentu.

Ekvivalentní napětí dle Trescovy hypotézy zohledňující napětí smykové a ohybové ve výstupku objímky lichoběžníku má velikost:

$$\sigma_{\text{ekv ol}}^I = \sqrt{\sigma_{\text{o ol}}^I{}^2 + 4 \tau_{\text{s ol}}^I{}^2} = \sqrt{41,0^2 + 4 \cdot 15,3^2} \doteq 51,2 \text{ MPa}; \quad (121)$$

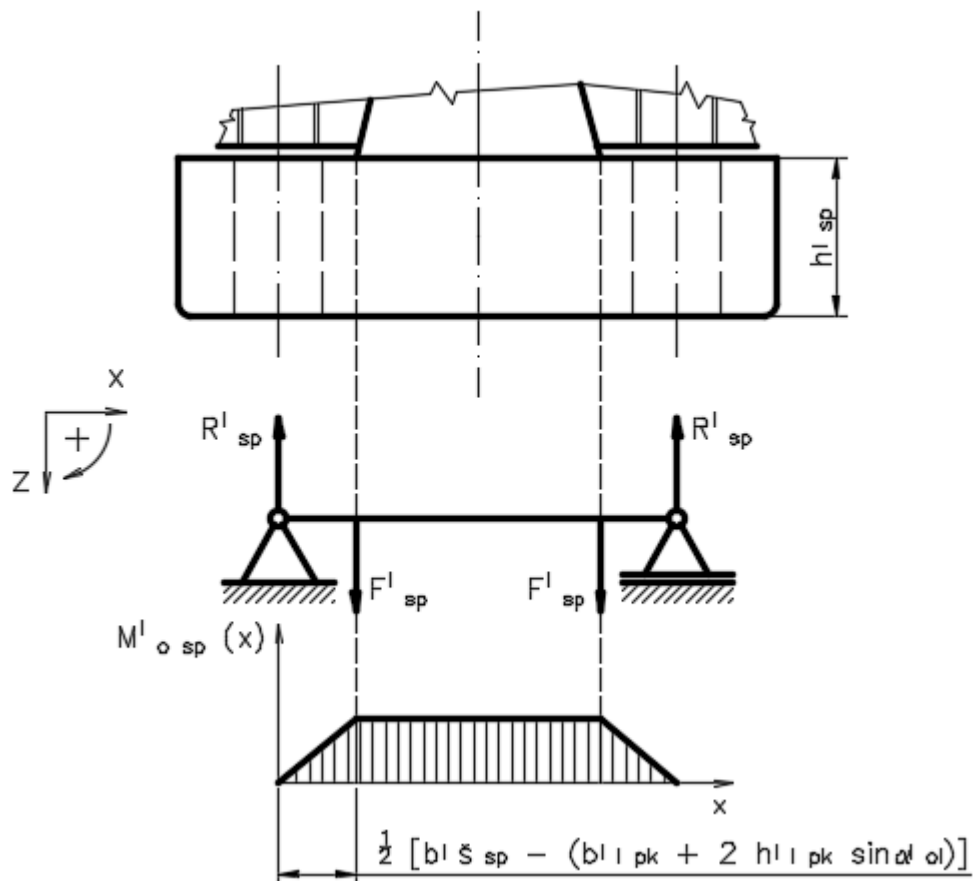
a součinitel bezpečnosti vůči dovolenému napětí činí:

$$k_{\text{DOV ol}}^I = \frac{\sigma_{\text{DOV ol-sp}}^I}{\sigma_{\text{ekv ol}}^I} = \frac{156,0}{51,2} \doteq 3,0. \quad (122)$$

Kromě objímky lichoběžníku vnitřního čepu pryžokovového kloubu je třeba ověřit velikost ohybového a smykového napětí spodní příložky. Spodní příložka je zatížena silami předpětí dvou šroubů M20, které vyvolávají stejně velké reakce (z důvodu souměrnosti) v krajních bodech spodní základny lichoběžníku. Naopak působení poloviny svislé síly $F_{z \text{ ol}}^I$ v těchto bodech vyvolá v působištích sil předpětí rovněž stejně velké reakce. Na obr. 45 je znázorněno nahrazení spodní příložky nosníkem na dvou podporách, který je zatížen dvěma silami:

$$F_{\text{sp}}^I = \left(F_{i \text{ škr}}^I + \frac{F_{z \text{ ol}}^I}{2} \right) = \left(28,8 + \frac{23,1}{2} \right) \doteq 40,3 \text{ kN}; \quad (123)$$

přičemž reakce R_{sp}^I mají z důvodu symetrie stejnou velikost.



Obr. 45: Nákres k pevnostnímu ověření spodní příložky objímky lichoběžníku.

Maximální ohybový moment se nachází v oblasti mezi působícími silami F_{sp}^I a má velikost:

$$\begin{aligned} M_{o\ sp\ max}^I &= R_{sp}^I \cdot 10^3 \frac{b_{\xi\ sp}^I - [b_{l\ pk}^I + 2 h_{l\ pk}^I \sin(\alpha_{ol}^I)]}{2} = \\ &= 40,3 \cdot 10^3 \frac{100,0 - [40,0 + 2 \cdot 40,0 \sin(15^\circ)]}{2} \doteq 8,1 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}. \end{aligned} \quad (124)$$

Modul průřezu v ohybu spodní příložky činí:

$$W_{y\ o\ sp}^I = \frac{1}{6} t_{sp}^I h_{sp}^I{}^2 = \frac{1}{6} 40,0 \cdot 40,0^2 \doteq 1,1 \cdot 10^4 \text{ mm}^3. \quad (125)$$

Maximální ohybové napětí lze pak určit ze vztahu:

$$\sigma_{o\ sp}^I = \frac{M_{o\ sp\ max}^I}{W_{y\ o\ sp}^I} = \frac{8,1 \cdot 10^5}{1,1 \cdot 10^4} \doteq 75,6 \text{ MPa}; \quad (126)$$

a smykové napětí lze určit ze vztahu:

$$\tau_{s\ sp}^I = \frac{F_{sp}^I}{t_{sp}^I h_{sp}^I} = \frac{40,3 \cdot 10^3}{40,0 \cdot 40,0} \doteq 25,2 \text{ MPa}. \quad (127)$$

Výsledné ekvivalentní napětí dle Trescovy hypotézy má hodnotu:

$$\sigma_{ekv\ sp}^I = \sqrt{\sigma_{o\ sp}^I{}^2 + 4 \tau_{s\ sp}^I{}^2} = \sqrt{75,6^2 + 4 \cdot 25,2^2} \doteq \mathbf{90,9 \text{ MPa}}; \quad (128)$$

a součinitel bezpečnosti vůči dovolenému napětí činí:

$$k_{DOV\ sp}^I = \frac{\sigma_{DOV\ ol-sp}^I}{\sigma_{ekv\ sp}^I} = \frac{156,0}{90,9} \doteq \mathbf{1,7}. \quad (129)$$

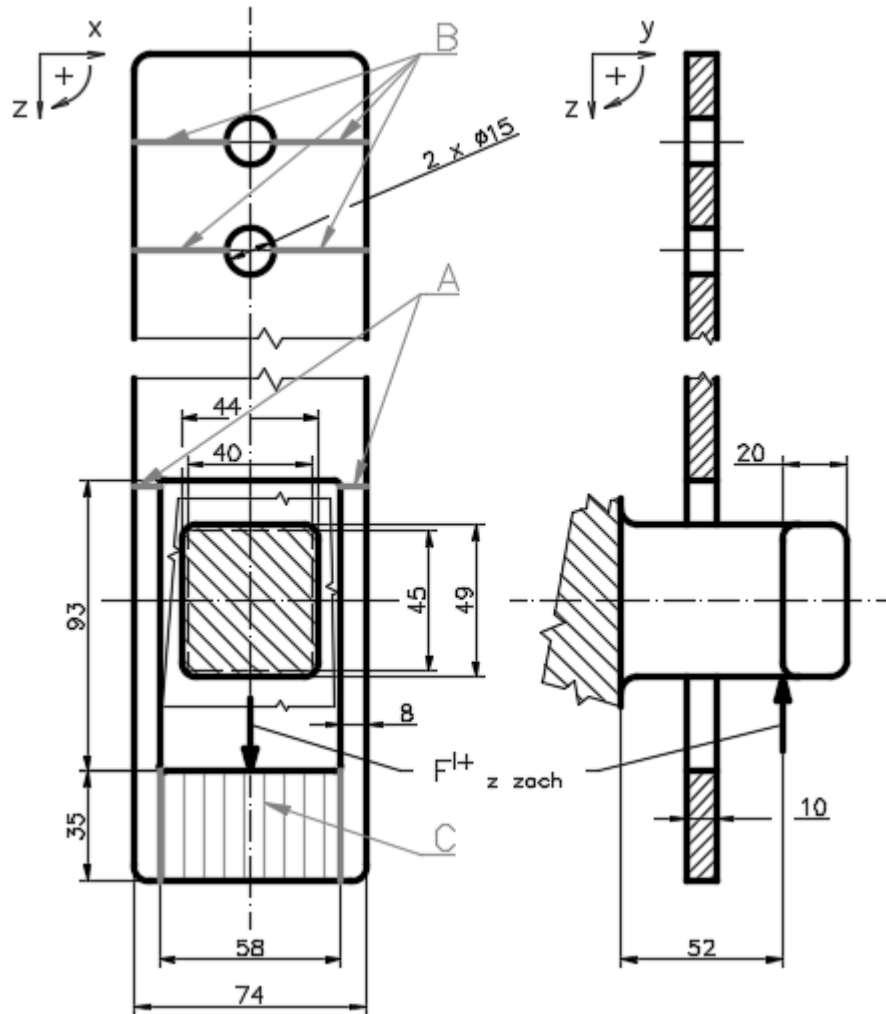
Z uvedených vztahů vyplývá, že pevnost uzlu spojení pryžokovového kloubu s konzolami rámu podvozku je vyhovující.

5.2.2 Záchytka poloviny nevypružených hmot jednoho dvojkolí

Záchytka v prvním stupni vypružení je určena k přenášení svislé síly od poloviny nevypružených hmot jednoho dvojkolí (u každého kyvného ramene se nachází jedna záchytka) při zvedání vozu resp. rámu podvozku. Současně při tomto zvedání záchytka zajišťuje, aby nabyla překročena dovolená tozní deformace pryžokovového kloubu. Jak vyplývá z obr. 46, záchytka je plochá a ve své spodní části má obdélníkový otvor, kterým prochází nálietek nacházející se na boku prodlouženého konce kyvného ramene. Tento nálietek má dřík obdélníkového průřezu a je zakončen dosedací plochou. V horní části záchytky jsou dva otvory pro šrouby, pomocí kterých je záchytka přišroubována k podélníku rámu podvozku. Příčná osa záchytky (a náliťku) se shoduje s příčnou osou pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny.

Vůle mezi záchytkou a náliťkem na kyvném rameni

Mezi náliťkem nacházejícím se na kyvném rameni a obdélníkovým otvorem záchytky musí být ve všech směrech takové vůle, aby byly umožněny příslušné pohyby kyvného ramene vůči rámu podvozku.



Obr. 46: Nákres záchytky a nálitku na kyvném rameni.

Pro určení svislých vůlí lze vyjít z obr. 38 a z rovnic (89) a (90), přičemž hodnoty je třeba přepočíst na prodloužený konec kyvného ramene dle rovnice (2). Potřebnou vůli mezi dříkem nálitku a vrchní plochou obdélníkového otvoru záchytky lze určit ze vztahu:

$$z_{zach\ h}^{I+} = \left(\frac{1}{2} z_{už}^I + z_{7-8\ nv}^I \right) \frac{l_{kr\ pk}}{l_{kr}} =$$

$$= \left(\frac{1}{2} 4,7 + 2,8 \right) \frac{853,0}{500,0} \doteq 8,8\text{ mm};$$
(130)

kde $z_{už}^I$ [mm] je svislá statická užitečná deformace souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska, $z_{7-8\ nv}^I$ [mm] je rozdíl svislých deformací souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska mezi stavy 7 a 8 a l_{kr} [mm] a $l_{kr\ pk}$ [mm] jsou délkové rozměry kyvného ramene (viz tab. 11). Potřebná vůle mezi dříkem nálitku a spodní plochou obdélníkového otvoru záchytky pak činí:

$$z_{zach\ d}^{I+} = \left(\frac{1}{2} z_{už}^I + z_{1-(-2)\ nv}^I \right) \frac{l_{kr\ pk}}{l_{kr}} =$$

$$= \left(\frac{1}{2} 4,7 + 9,5 \right) \frac{853,0}{500,0} \doteq 20,2\text{ mm};$$
(131)

kde $z^I_{1-(-2)nv}$ [mm] je rozdíl svislých deformací souboru prvotních pružicích prvků u jednoho nápravového ložiska mezi stavy 1 a -2.

Příčná vůle mezi obvodovou částí obdélníkového otvoru záchytky a dosedací plochou nálitku na kyvném rameni se určí jednoduše přepočtem maximální hodnoty příčné vůle $y^I_{\max} = \pm 6,0$ mm do osy záchytky (tj. do osy pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny) dle rovnice (2):

$$y^{I+}_{\text{zach}} = y^I_{\max} \frac{l_{kr\ pk}}{l_{kr}} = 6,0 \frac{853,0}{500,0} \doteq 10,2 \text{ mm.} \quad (132)$$

Stanovení podélné vůle mezi boční plochou obdélníkového otvoru záchytky a dříkem nálitku na kyvném rameni vychází z podélné deformace prvotního vypružení při působení maximální podélné síly na jedno kyvné rameno. Tato síla je dána součtem podélné síly kosení podvozku $F^I_{x\ kos\ max}$ [kN] a podélné síly při posunu $F^I_{x\ pos\ max}$ [kN] (viz rovnice (82) a (83)):

$$F^I_{x\ max} = F^I_{x\ kos\ max} + F^I_{x\ pos\ max} = 42,9 + 25,8 \doteq 68,7 \text{ kN.} \quad (133)$$

Při uvažování radiální tuhosti pryžokovového kloubu $k^I_{rad\ pk} = 40,00$ kN·mm⁻¹ (podélné tuhosti ostatních pružicích prvků se nezohledňují, neboť jsou mnohem menší, než uvedená radiální tuhost) činí podélná deformace:

$$x^I_{\text{zach}} = \frac{F^I_{x\ max}}{k^I_{rad\ pk}} = \frac{68,7}{40,00} \doteq 1,7 \text{ mm.} \quad (134)$$

Tato podélná deformace je tedy minimální potřebná podélná vůle mezi záchytkou a nálitkem na kyvném rameni (za předpokladu, že při provozu nemá dojít ke kontaktu obou zmíněných částí).

Výše uvedené potřebné vůle mezi záchytkou a nálitkem na kyvném rameni jsou zaokrouhleny a s připočtenou toleranční přírážkou o velikosti 5 mm jsou shrnuty v tab. 51.

Tab. 51: Hodnoty svislých, příčných a podélných vůlí v záchytkce poloviny nevypružených hmot dvojkolí.

Svislé, příčné a podélné vůle v záchytkce poloviny nevypružených hmot dvojkolí		
Horní svislá vůle mezi vrchní plochou obdélníkového otvoru záchytky a dříkem nálitku na kyvném rameni	$z^{I+}_{\text{zach h}}$	14,0 mm
Dolní svislá vůle mezi spodní plochou obdélníkového otvoru záchytky a dříkem nálitku na kyvném rameni	$z^{I+}_{\text{zach d}}$	30,0 mm ¹⁾
Příčná vůle mezi obvodovou částí obdélníkového otvoru záchytky a dosedací plochou nálitku na kyvném rameni	y^{I+}_{zach}	$\pm 16,0$ mm ²⁾
Podélná vůle mezi boční plochou obdélníkového otvoru záchytky a dříkem nálitku na kyvném rameni	x^I_{zach}	$\pm 7,0$ mm

¹⁾ Dolní svislá vůle má připočtenou větší přírážku, aby při zvedání vozu resp. rámu podvozku nepůsobila na záchytku příliš velká síla od pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny. Torzní deformace pryžokovového kloubu v tomto případě činí cca 2,0 °.

²⁾ Myšleno bez zaoblení na nálitku. Při uvažování zaoblení je příčná vůle ± 21 mm.

Pevnostní ověření záchytky

Rozměrové parametry (zohledňující rozměry obdélíkového otvoru záchytky) a pevnostní parametry jsou shrnuty v tab. 52.

Tab. 52: Rozměrové a pevnostní parametry záchytky.

Rozměrové a pevnostní parametry záchytky		
Šířka záchytky	b^I_{zach}	74,0 mm
Tloušťka záchytky	t^I_{zach}	10,0 mm
Šířka obvodové části obdélíkového otvoru záchytky	s^I_{zach}	8,0 mm
Výška dolní části obdélíkového otvoru záchytky	$h^I_{zach d}$	35,0 mm
Šířka obdélíkového otvoru záchytky	o^I_{zach}	58,0 mm
Výška obdélíkového otvoru záchytky	h^I_{zach}	93,0 mm
Průměr otvorů pro šrouby	$d^I_{š zach}$	15,0 mm
Uvažovaná mez kluzu materiálu záchytky	$R_{p 0,2 zach}$	295,0 MPa ¹⁾

Dovolené napětí v materiálu záchytky je dáno mezí kluzu a bezpečnostním součinitelem vůči mezi kluzu $k^I_{R zach} = 1,5$:

$$\sigma^I_{DOV zach} = \frac{R_{p 0,2 zach}}{k^I_{R zach}} = \frac{295,0}{1,5} \doteq 195,0 \text{ MPa.} \quad (135)$$

Svislá síla od poloviny nevypružených hmot jednoho dvojkolí působící na záchytku má velikost:

$$F^{0+}_{z zach} = \frac{1}{2} \frac{m_D}{10^3} g = \frac{1}{2} \frac{1750}{10^3} 9,81 \doteq 8,6 \text{ kN;} \quad (136)$$

kde m_D [kg] jsou nevypružené hmoty jednoho dvojkolí. Při zvedání vozu resp. rámu podvozku dojde k odlehčení pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny, přičemž příslušný rozdíl deformací mezi stavem 1 a stavem dosednutí dřívku nálitku na spodní plochu otvoru záchytky po přepočtení do osy nápravového ložiska dle rovnice (2) činí:

$$z^I_{zach -1} = z^I_{zach d} \frac{l_{kr}}{l_{kr pk}} - \frac{1}{2} z^I_{už} = 30,0 \frac{500,0}{853,0} - \frac{1}{2} 4,7 \doteq 15,3 \text{ mm;} \quad (137)$$

kde l_{kr} [mm] a $l_{kr pk}$ [mm] jsou délkové rozměry kyvného ramene (viz tab. 11). Na základě výše uvedeného rozdílu deformací lze určit svislou sílu $F^I_{z pp-op zach}$ [kN] působící na záchytku od pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny při zvedání vozu resp. rámu podvozku, která vyplývá z charakteristiky svislého prvotního vypružení u jednoho nápravového ložiska na obr. 18 a která po přepočtení do osy záchytky (tj. do osy pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny) dle rovnice (1) činí:

$$F^{I+}_{z pp-op zach} = F^I_{z pp-op zach} \frac{l_{kr}}{l_{kr pk}} = 11,3 \frac{500,0}{853,0} \doteq 6,6 \text{ kN.} \quad (138)$$

¹⁾ Např. ocel 11 550 [33].

Svislá síla působící v ose záchytky dle obr. 46 je pak dána součtem obou výše uvedených sil:

$$F_{z zach}^{1+} = F_{z zach}^{0+} + F_{z pp-op zach}^{1+} = 8,6 + 6,6 \doteq 15,2 \text{ kN.} \quad (139)$$

Poznámka: Napjatost v obvodové části obdélníkového otvoru záchytky je složitější, ježto se jedná o tzv. úlohu vnitřně staticky neurčitou. V této podkapitole je proveden pouze zjednodušený výpočet, a z toho důvodu je zde ponechán větší součinitel bezpečnosti vůči dovolenému napětí. Stanovení skutečné napjatosti ve zminěné části záchytky bude provedeno v rámci detailního pevnostního výpočtu prvků vedení dvojkolí a prvotního vypružení.

Velikost tahového napětí od svislé síly působící na záchytku v místě označeném na obr. 46 písmenem A činí:

$$\sigma_{t zach A}^I = \frac{F_{z zach}^{1+} \cdot 10^3}{2 s_{zach}^I t_{zach}^I} = \frac{15,2 \cdot 10^3}{2 \cdot 8,0 \cdot 10,0} \doteq \mathbf{94,9 \text{ MPa.}} \quad (140)$$

Obdobným způsobem lze stanovit velikost tahového napětí v místě B:

$$\sigma_{t zach B}^I = \frac{F_{z zach}^{1+} \cdot 10^3}{(b_{zach}^I - d_{s zach}^I) t_{zach}^I} = \frac{15,2 \cdot 10^3}{(74,0 - 15,0) 10,0} \doteq \mathbf{25,7 \text{ MPa.}} \quad (141)$$

V případě výpočtu napjatosti v dolní části obdélníkového otvoru záchytky (v místě C) se uvažuje její nahrazení oboustranně vetknutým nosníkem, který je uprostřed zatížen svislou silou. Maximální ohybový moment se nachází v místě působení svislé síly a ve vetknutích (jeho velikost je v těchto místech shodná) a činí:

$$\begin{aligned} M_{o zach C \max}^I &= F_{z zach}^{1+} \frac{o_{zach}^I}{8} 10^3 = \\ &= 15,2 \frac{58,0}{8} 10^3 \doteq 1,1 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm.} \end{aligned} \quad (142)$$

Velikost modulu průřezu v ohybu dolní části záchytky je:

$$W_{y o zach C}^I = \frac{1}{6} t_{zach}^I h_{zach d}^I{}^2 = \frac{1}{6} 10,0 \cdot 35,0^2 \doteq 2,0 \cdot 10^3 \text{ mm}^3. \quad (143)$$

Ohybové napětí v dolní části záchytky lze určit ze vztahu:

$$\sigma_{o zach C}^I = \frac{M_{o zach C \max}^I}{W_{y o zach C}^I} = \frac{1,1 \cdot 10^5}{2,0 \cdot 10^3} \doteq 53,9 \text{ MPa;} \quad (144)$$

a smykové napětí lze určit ze vztahu:

$$\tau_{s zach C}^I = \frac{F_{z zach}^{1+} \cdot 10^3}{t_{zach}^I h_{zach d}^I} = \frac{15,2 \cdot 10^3}{10,0 \cdot 35,0} \doteq 43,4 \text{ MPa.} \quad (145)$$

Ekvivalentní napětí zohledňující dle Trescovy hypotézy napětí smykové a ohybové v dolní části obdélníkového otvoru záchytky má velikost:

$$\begin{aligned} \sigma_{ekv zach C}^I &= \sqrt{\sigma_{o zach C}^I{}^2 + 4 \tau_{s zach C}^I{}^2} = \\ &= \sqrt{53,9^2 + 4 \cdot 43,4^2} \doteq \mathbf{102,2 \text{ MPa.}} \end{aligned} \quad (146)$$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že největší napětí se nachází v místě C a bezpečnostní součinitel vůči dovolenému napětí činí:

$$k_{\text{DOV zach}}^I = \frac{\sigma_{\text{DOV zach}}^I}{\sigma_{\text{ekv zach C}}^I} = \frac{195,0}{102,2} \doteq \mathbf{1,9}. \quad (147)$$

Z hlediska pevnosti tedy záchytky vyhovuje, přičemž je zde ponechána větší hodnota součinitele bezpečnosti z důvodu zjednodušení výpočtu a z důvodu případného rázového zatížení při odlehčení ze stavu 1.

Pevnostní ověření nálitku na kyvném rameni

Rozměrové parametry a pevnostní parametry nálitku nacházejícího se na kyvném rameni jsou patrné z tab. 53.

Tab. 53: Rozměrové a pevnostní parametry nálitku na kyvném rameni.

Rozměrové a pevnostní parametry nálitku na kyvném rameni		
Šířka dosedací plochy nálitku	$b_{\text{nal dp}}^I$	75,0 mm
Výška dosedací plochy nálitku	$h_{\text{nal dp}}^I$	49,0 mm
Tloušťka dosedací plochy nálitku	$t_{\text{nal dp}}^I$	20,0 mm
Délka dřívku nálitku	l_{nal}^I	52,0 mm
Šířka dřívku nálitku	b_{nal}^I	44,0 mm
Výška dřívku nálitku	h_{nal}^I	49,0 mm
Výpočtová šířka dřívku nálitku	$b_{\text{nal v}}^I$	40,0 mm
Výpočtová výška dřívku nálitku	$h_{\text{nal v}}^I$	45,0 mm
Uvažovaná mez kluzu materiálu nálitku (shodná s mezí kluzu kyvného ramene)	$R_{p0,2 \text{ kr}}$	280,0 MPa

Dovolené napětí v materiálu nálitku je dáno mezí kluzu a bezpečnostním součinitelem vůči mezí kluzu $k_{R \text{ kr}}^I = 1,5$:

$$\sigma_{\text{DOV kr}}^I = \frac{R_{p0,2 \text{ kr}}}{k_{R \text{ kr}}^I} = \frac{280,0}{1,5} \doteq 185,0 \text{ MPa}. \quad (148)$$

Svislá zatěžovací síla je stejná jako v případě záchytky, avšak působí v opačném smyslu. Tato síla namáhá nálitku na ohyb a smyk. Maximální ohybový moment se nachází v místě „vetknutí“ nálitku (u prodlouženého konce kyvného ramene) a má hodnotu:

$$\begin{aligned} M_{\text{o nal max}}^I &= F_{z \text{ zach}}^{I+} l_{\text{nal}}^I \cdot 10^3 = \\ &= 15,2 \cdot 52,0 \cdot 10^3 \doteq 7,9 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}. \end{aligned} \quad (149)$$

Modul průřezu v ohybu dřívku nálitku lze určit ze vztahu:

$$W_{\text{x o nal}}^I = \frac{1}{6} b_{\text{nal v}}^I h_{\text{nal v}}^I{}^2 = \frac{1}{6} 40,0 \cdot 45,0^2 \doteq 1,4 \cdot 10^4 \text{ mm}^3. \quad (150)$$

Ohybové napětí v místě maximálního ohybového momentu činí:

$$\sigma_{o\,nal}^I = \frac{M_{o\,nal\,max}^I}{W_{x\,o\,nal}^I} = \frac{7,9 \cdot 10^5}{1,4 \cdot 10^4} \doteq 58,5 \text{ MPa}; \quad (151)$$

a smykové napětí činí:

$$\tau_{s\,nal}^I = \frac{F_{z\,zach}^{I+} \cdot 10^3}{b_{nal\,v}^I h_{nal\,v}^I} = \frac{15,2 \cdot 10^3}{40,0 \cdot 45,0} \doteq 8,4 \text{ MPa}. \quad (152)$$

Z výše uvedeného ohybového a smykového napětí lze dle Trescovy hypotézy stanovit ekvivalentní napětí:

$$\sigma_{ekv\,nal}^I = \sqrt{\sigma_{o\,nal}^I{}^2 + 4 \tau_{s\,nal}^I{}^2} = \sqrt{58,5^2 + 4 \cdot 8,4^2} \doteq \mathbf{60,9 \text{ MPa}}. \quad (153)$$

Součinitel bezpečnosti vůči dovolenému napětí má hodnotu:

$$k_{DOV\,nal}^I = \frac{\sigma_{DOV\,kr}^I}{\sigma_{ekv\,nal}^I} = \frac{185,0}{60,9} \doteq \mathbf{3,0}; \quad (154)$$

což je z hlediska pevnosti vyhovující. Hodnota je větší než v případě záchytky, neboť materiál odlitku je méně vhodný pro případné rázové zatěžování, a navíc při případném poškození vlivem rázové síly je možné záchytku (na rozdíl od nálitku na kyvném rameni) bez větších potíží vyměnit.

6 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout způsob vedení dvojkolí a prvotního vypružení pro nehnací podvozek s vnitřním rámem, který je určen pro vložený vůz dvoupodlažní elektrické jednotky. Obecně lze však tento podvozek použít pod jakoukoliv jinou osobní jednotku či osobní vůz, pokud to rozměrové poměry daného vozidla budou umožňovat a pokud bude příčně provedena úprava příslušných prvků podvozku (tj. jejich rozměrů, tuhostí atd.) dle změněných vstupních parametrů.

Jak vyplývá z vypracované rešerše (kapitola 2), předními evropskými výrobci podvozků s vnitřním rámem pro osobní kolejová vozidla jsou v současné době firmy Bombardier a Siemens. Podvozky s vnitřním rámem výrobce Bombardier jsou použity např. u britských jednotek řad 220 či 172, u německých souprav ICx nebo u vozidel podzemních drah v některých městech (např. ve Stockholmu). Podvozky výrobce Siemens lze spatřit u elektrických jednotek Siemens Desiro City společnosti Thameslink. V konstrukci těchto podvozků se klade důraz zejména na úsporu hmotnosti a rozměrů (malý průměr kol, krátký rozvor atd.), přičemž účelem je co nejvíce snížit negativní účinky vozidla na kolej a zároveň dosáhnout úspory provozních nákladů. Vedení dvojkolí je zajišťováno buď kyvným ramenem, nebo kombinací podélné ojnice a pryže. Prvotní vypružení je obvykle řešeno pryžovými prvky.

Zadaná hodnota rozvoru navrhovaného podvozku (2500 mm) je větší, než je v případě podvozků s vnitřním rámem obvyklé. Důvodem je zřejmě skutečnost, že malý rozvor není příliš vhodný pro vyšší rychlost vozidla (u vyvíjené elektrické jednotky činí provozní rychlost $200 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Větší rozvor však bohužel vede ke zvýšení hmotnosti podvozku (k tomu navíc přispívá i vyšší hodnota zadaného průměru kol – 920 mm). Oproti konvenčním podvozkům je v případě vnitřního ložiskování zásadní výhoda v odlišném zatížení nápravy, které vede k mnohem příznivějšímu průběhu výsledného momentu (tj. momentu ohybového a krouticího). Navíc je náprava kratší z důvodu absence ložiskových čepů a sedel opěrného kroužku. Tyto skutečnosti snižují nároky na její dimenzování (nápravu je možné konstruovat jako dutou s relativně velkým průměrem otvoru) a přispívají ke snížení nevypružených hmot. Hmotnostní úspora nápravy s vnitřním ložiskováním je u navrhovaného podvozku odhadována na cca 40 % oproti nápravě s ložiskováním vnějším. Kromě toho je vnitřní ložiskování příznivější z hlediska změn svislých kolových sil vozu na zborčené koleji.

Na základě zpracovaného přehledu, údajů získaných od výrobce jednotky a provedených výpočtů bylo navrženo několik koncepčních variant způsobu vedení dvojkolí a uspořádání prvotního vypružení. Po zvážení reálných možností byla zvolena varianta vedení dvojkolí kyvným ramenem s prodlouženým koncem za nápravové ložisko, který plní funkci nosiče prvotních pružin. Důvodem tohoto uspořádání je zejména malý prostor pro umístění pružicích prvků nad nápravové ložisko a také vysoké nároky na tuhost a únosnost pružicích prvků vzhledem k dvoupodlažní koncepci elektrické jednotky (a tedy velkému zatížení těchto

prvků). Takové uspořádání však bohužel znamená prodloužení rámu podvozku, což vede ke zvýšení celkové hmotnosti podvozku. V případě jednopodlažní jednotky by bylo teoreticky možné umístit všechny prvotní pružicí prvky nad nápravové ložisko, a tím snížit jak hmotnost podvozku, tak i velikost nevypružených hmot.

Hlavním prvkem prvotního vypružení je ocelová šroubovitá pružina, která spolu s pryžovou podložkou spočívá na prodlouženém konci kyvného ramene. Kromě toho je prvotní vypružení doplněno navíc pryžovým dorazem, který je přišroubován ke spodku podélníku rámu podvozku nad nápravovým ložiskem. Na temeni nápravového ložiska (ložiskové skříně) se pak nachází dosedací plocha pryžového dorazu, se kterou přichází pryžový doraz do kontaktu teprve při určité deformaci prvotního svislého vypružení ze stavu I (zatížení prázdným vozem). Tímto způsobem je vytvořena progresivní (lomená) charakteristika svislého prvotního vypružení, která je (z důvodu velkého užitečného zatížení) nutná pro splnění výšky nárazníků (resp. spřáhel) při současném udržení příznivé úrovně vlastních frekvencí svislého kmitání a BPV. Součástí prvotního vypružení je i pryžokovový kloub, spojující kyvné rameno s rámem podvozku. Jeho parametry ovlivňují zejména příčné a podélné prvotní vypružení, do vypružení svislého tento prvek výrazněji nepromlouvá. Obecně lze použít i jiné způsoby vedení dvojkolí a prvotního vypružení, např. dvojice pryžových prvků či kombinace podélné ojnice a dvou ocelových šroubovitých pružin u každého nápravového ložiska.

Vlastní výpočet vypružení vloženého vozu elektrické jednotky je zpracován ve 4. kapitole. Na základě hmotnostní rozvahy a rozboru sil je proveden výpočet svislého vypružení s ohledem na výšku nárazníků (resp. spřáhel), velikost vlastních frekvencí svislého kmitání a BPV. Největší komplikací je působení značně velkých zatěžujících sil na jednotlivé pružicí prvky (vzhledem k vysoké hmotnosti vloženého vozu jednotky), což vede u vzduchových pružin k nutnosti velké rezervy pro jejich svislé dynamické stlačení a naopak k malému užitečnému zdvihu v prvním stupni vypružení. Případné zvýšení tuhosti ve druhém stupni vypružení s cílem zvětšit prostor pro zdvih vypružení prvotního by vzhledem k danému rozložení hmot a progresivním charakterům obou stupňů vypružení vedlo ke zvýšení hodnot první vlastní frekvence svislého kmitání, což není z hlediska pohodlí cestujících příliš vhodné.

Součástí výpočtu vypružení jsou i návrhy a zatěžovací charakteristiky jednotlivých prvotních pružicích prvků. Ocelová šroubovitá pružina má pochopitelně lineární svislou charakteristiku (tuhost jednoznačně určují parametry pružiny). Pryžová podložka má mírně progresivní charakteristiku (zejména na jejím počátku), která byla pro účely výpočtů poskytnuta výrobcem vozidla. Svislá charakteristika pryžového dorazu je rovněž progresivní a vychází ze zjednodušeného návrhu jeho rozměrů a dalších parametrů. Kromě uvedeného je ve zmíněné kapitole zpracován také základní výpočet příčného a podélného vypružení. Součástí výpočtu prvotního příčného vypružení jsou i požadované parametry pryžokovového kloubu, který spojuje kyvné rameno s rámem podvozku. Před započítáním výroby prvního prototypu vozidla je potřeba celý uzel prvotního vypružení a vedení dvojkolí podrobit experimentálnímu testování pro ověření předpokládaných parametrů. Součástí práce jsou rovněž výkresy výše

zmíněných prvků prvotního vypružení, v případě pryžových prvků se jedná o výkresy poptávkové. Předpokládá se, že výrobce vozidla bude poptávat tyto prvky s požadovanými parametry u příslušných výrobců. Obdobný postup se předpokládá i v případě prvků druhotného vypružení (vzduchová pružina, nouzová pryžová pružina).

Poslední kapitola zahrnuje návrh prvků vedení dvojkolí (kyvné rameno, záchytka nevpružených hmot). Kyvné rameno zároveň tvoří ložiskovou skříň, která má oproti zvyklostem u konvenčních podvozků větší rozměry, neboť samotné nápravové ložisko má větší vnitřní (a tedy i vnější) průměr. Zjednodušeně se předpokládá, že nápravové ložisko bude tvořeno dvojicí válečkových ložisek s labyrintovým těsněním (návrh uspořádání je zpracován v kapitole 3). Z důvodu snadnější údržby a také montáže by však bylo vhodnější použití kompaktních ložiskových jednotek. Větší rozměry nápravového ložiska a kyvného ramene mírně zvyšují hmotnost podvozku a nevypružené hmoty. Kromě výše uvedeného obsahuje poslední kapitola také základní pevnostní výpočty prvků prvotního vypružení a vybraných uzlů vedení dvojkolí (záchytka nevypružených hmot, nárazka prvotního vypružení, spojení kyvného ramene s rámem podvozku). Předpokládá se však, že u všech prvků a uzlů bude vhodnými metodami proveden detailní pevnostní výpočet, který bude zpracován výrobcem vozidla, resp. výrobcí příslušných prvků. Kromě toho je pro podvozek s vnitřním rámem třeba zpracovat i návrhy dalších prvků a uzlů (např. detailní návrh rámu podvozku, systému vzduchového vypružení, brzdových systémů atd.).

Na základě zpracovaného návrhu vedení dvojkolí a prvotního vypružení lze konstatovat, že použití podvozku s vnitřním rámem pro vložený vůz dvoupodlažní elektrické jednotky je možné, avšak plynou z něj určitá omezení (viz výše). Odhadnutá hmotnost podvozku činí 6600 kg, což je vyšší hodnota, než jaká se vyskytuje u podvozků uvedených v rešerši. I přesto však bude podvozek zřejmě lehčí než podvozek s konvenčním ložiskováním pro dvoupodlažní jednotku. V případě požadavku na konstrukci navrhovaného podvozku s vnitřním rámem ve variantě hnací bude hlavní komplikace spočívat v malém prostoru pro umístění trakčního motoru mezi nápravová ložiska. Určitým řešením by mohlo být umístění trakčního motoru na spodek rámu skříňe a kuželové nápravové převodovky na dvojkolí. Kromě toho bude třeba kotoučovou brzdu nahradit brzdou diskovou (pokud to bude z prostorových důvodů možné) či brzdou špalíkovou. V budoucnu lze očekávat, že se koncepce podvozku s vnitřním rámem bude vyskytovat stále častěji, zvláště pokud bude ve většině zemí Evropy změněn systém placení poplatků za použití dopravní cesty v závislosti na tom, jak moc vozidlo dopravní cestu opotřebovává a poškozuje.

Literatura

- [1] MANNSBARTH, H.: *Moderne innengelagerte Drehgestelle für den Vollbahnbereich*. Bombardier, 2014.
- [2] ZELENKA, J.; MICHÁLEK, T.: *Teorie vozidel, studijní opora*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprnávná fakulta Jana Pernera, 2013. 78 s. ISBN 978-80-7395-652-3.
- [3] MARUNA, Z.; HOFFMANN, V.; KOULA, J.: *Metodika konstruování kolejových vozidel – osobní a nákladní podvozky*. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 1992. 176 s. ISBN 80-01-00815-0.
- [4] Bombardier Transportation: *FLEXX Eco Bogies. Defying Convention*. 2007. (Informační prospekt.)
- [5] Bombardier Transportation: *EcoActive Technologies. FLEXX Eco Bogie*. 2009. (Informační prospekt.)
- [6] HIRTENLECHNER, J.; BRANDSTETTER, J.: *41. Tagung Moderne Schienenfahrzeuge 7.–10. April 2013. SF 7000 das innovative Fahrwerkskonzept als Antwort auf Whole Life Cost Modelle*. Siemens AG, 2013.
- [7] Specialist Rail Products: *B5000 Bogie*. (Informační prospekt.)
- [8] Trelleborg Industrial AVS: *Metacone Primary Spring*. (Informační prospekt.)
- [9] Bombardier Transportation: *M-Size Bogies. B5000. For Coach and EMU Applications*. 2004. (Informační prospekt.)
- [10] Bombardier Transportation: *M-Size Bogies. FLEXX ECO BOGIE-ECOACTIVE TECHNOLOGIES*. 2016. (Informační prospekt.)
- [11] BARROW, K.: *Bombardier focuses on mass and maintenance with Aventura*. In: *IRJ 9/2016*. S. 58–60. ISSN 0744-5326.
- [12] Siemens AG: *News Release. Siemens manufactures first Thameslink bogie*. 2011. (Informační prospekt.)
- [13] Siemens AG: *Desiro City. Electrical Multiple Unit for Thameslink*. 2013. (Informační prospekt.)
- [14] JANOŠ, P.: *Dvojkolí pro osobní přepravu – vysokorychlostní, regionální a příměstské jednotky a vozy*. Ostrava: BONATRANS GROUP a. s., Vydavatelství En Face, Ostrava, 2017. ISBN 978-80-87264-70-6.
- [15] KÜTER, CH.: *Design to Value – die Entwicklung des Drehgestells SF 7000*. In: *ZEVrail 11-12/2012*. S. 420–426. ISSN 1618-8330.
- [16] The Rail Engineer Team: *Bogies for Thameslink*. In: *Rail Engineer 4/2012*. S. 34–35.
- [17] *Siemens presents first bogie for Thameslink multiple units*. [online]. [cit. 19.07.2018]. Dostupné z: <https://www.siemens.com/press/en/presspicture/?press=/en/presspicture/2012/infrastructure-cities/rail-systems/soicr1201208-03.htm>.
- [18] POHL, R.; NOVOTNÝ, C.: *Dopravní prostředky. Železniční vozidla II. Uspořádání a stavba*. Praha: ČVUT Praha, 2003. 360 s. ISBN 80-01-02690-6.

- [19] ŠLAPÁK, J.: *Dynamické vlastnosti vozidla s podvozky s vnitřním rámem*. Pardubice, 2018. 113 s. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Doprná fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.
- [20] ROGERS, A.; ROBINSON, CH.; AGATSUMA, K.; IWASAKI, M.; INARIDA, S.; YAMAMOTO, T.; KONISHI, K.; MOCHIDA, T.: *Development of Class 800/801 High-speed Rolling Stock for UK Intercity Express Programme*. In: *Hitachi Review* 10/2014. S. 646–654.
- [21] EN 13 103. *Railway applications – Wheelsets and bogies – Non powered axles – Design method*. Brussels: European Committee for Standardization, 2012. Platné od 3. 6. 2012.
- [22] ZIMA, R.; JANOŠ, P.: *Dvojkolí. 50 let tradice výroby dvojkolí v Bohumíně. 50 nejvýznamnějších projektů*. Praha: M-Press plus s. r. o. pro BONATRANS GROUP a. s., 2012.
- [23] SKF: *SKF cylindrical roller bearings – always in the lead*. 2004. (Katalog.)
- [24] LATA, M.: *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprná fakulta Jana Pernera, 2004. 206 s. ISBN 80-7194-696-6 55-769-04.
- [25] Knorr-Bremse Systeme für Schienenfahrzeuge GmbH: *Magnetic Track Brakes – Main-Line Track*. 2016. (Informační prospekt.)
- [26] ČSN EN 14 363. *Železniční aplikace – Přejímací zkoušky jízdních charakteristik železničních vozidel – Zkoušení jízdních vlastností a stacionární zkoušky*. Český normalizační institut, 2006.
- [27] 2002/732/ES. *Rozhodnutí komise ze dne 30. května 2002 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „Infrastruktura“ transevropského vysokorychlostního železničního systému podle čl. 6 odst. 1 směrnice Rady 96/48/ES*. Úřední věstník evropských společenství, 2002.
- [28] EN 13 749. *Railway applications – Wheelsets and bogies – Method of specifying the structural requirements of bogie frames*. Brussels: European Committee for Standardization, 2011. Platné od 26. 2. 2011.
- [29] IZER, J.; JANDA, J.; MARUNA, Z.; ZDRŮBEK, S.: *Kolejové vozy*. 1. vydání. Bratislava: Nakladatelství ALFA Bratislava, 1986. 380 s. ISBN 63-870-84.
- [30] 2002/735/ES. *Rozhodnutí komise ze dne 30. května 2002 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „Kolejová vozidla“ transevropského vysokorychlostního železničního systému podle čl. 6 odst. 1 směrnice Rady 96/48/ES*. Úřední věstník evropských společenství, 2002.
- [31] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G.: *Konstruování strojních součástí*. Přeložil HARTL, M. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [32] MATULOVÁ, A.: *Grafitické litiny vyráběné ve firmě Slévárna a modelárna Nové Ransko a jejich charakteristiky*. Brno, 2017. 38 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav materiálových věd a inženýrství. Vedoucí práce prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc.

- [33] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky. Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. doplněné vydání. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [34] KINEX: *Rolling bearings for railway vehicles*. 2008. (Katalog.)
- [35] ŠTORKÁN, M.: *Metodika zkoušení flexi-coil pružin*. Pardubice, 2015. 220 s. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
- [36] MARUNA, Z.: *Základy pohybu po koleji*. In: *Scientific Papers of the University of Pardubice; Series B – The Jan Perner Transport Faculty 2 (1996)*. S. 23–38.

Seznam příloh

Seznam textových příloh

- Příloha 1 Výpočet trvanlivosti ložiska NUP 236 ECMA výrobce SKF
- Příloha 2 Základní návrh a stanovení svislé zatěžovací charakteristiky pryžového dorazu
- Příloha 3 Základní návrh a stanovení svislé zatěžovací charakteristiky nouzové pryžové pružiny
- Příloha 4 Stanovení odhadu příčné tuhosti prvotní ocelové šroubovitě pružiny
- Příloha 5 Stanovení odhadu závislosti příčné tuhosti druhotné vzduchové pružiny na jejím svislém zatížení
- Příloha 6 Podélné druhotné vypružení (stanovení maximální vodorovné deformace druhotné vzduchové pružiny)

Seznam výkresových příloh

- Výkres DP-19.000.001 Vedení dvojkolí a prvotní vypružení (výkres sestavy podvozku s podrobnějším zobrazením prvků vedení dvojkolí a prvotního vypružení, ostatní části podvozku jsou nakresleny zjednodušeně)
- Výkres DP-19.000.002 Ocelová šroubovitá pružina
- Výkres DP-19.000.003 Pryžová podložka (poptávkový výkres)
- Výkres DP-19.000.004 Pryžový doraz (poptávkový výkres)
- Výkres DP-19.000.005 Pryžokovový kloub (poptávkový výkres)

Příloha 1

Výpočet trvanlivosti ložiska NUP 236 ECMA výrobce SKF

Pro výpočet trvanlivosti ložiska NUP 236 ECMA výrobce SKF bylo použito postupů uvedených v [23], [24] a [34].

Maximální tíha vloženého vozu elektrické jednotky se určí jednoduše na základě maximální hmotnosti vozu m_{\max} [kg] a tíhového zrychlení:

$$G_v = m_{\max} g \cdot 10^{-3} = 66000 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} \doteq 647,5 \text{ kN}; \quad (\text{p1/1})$$

a tíha nevypružených hmot dvojkolí, ve které je zahrnuta hmotnost nápravy m_{na} [kg], hmotnost kol m_k [kg] a hmotnost brzdových kotoučů m_{bk} [kg] je dána vztahem:

$$\begin{aligned} G_2 &= (m_{na} + 2 m_k + 2 m_{bk}) g \cdot 10^{-3} = \\ &= (212 + 2 \cdot 340 + 2 \cdot 120) 9,81 \cdot 10^{-3} \doteq 11,1 \text{ kN}. \end{aligned} \quad (\text{p1/2})$$

Statická radiální síla působící na jednu nápravu pak činí:

$$G_1 = \frac{G_v}{n_{na}} - G_2 = \frac{647,5}{4} - 11,1 \doteq 150,8 \text{ kN}; \quad (\text{p1/3})$$

kde n_{na} [-] je počet náprav vloženého vozu.

Jelikož počet ložisek na jedné nápravě n_l [-] činí 4 kusy, má statická radiální síla přepočtená na jedno ložisko hodnotu:

$$F_{r0} = \frac{G_1}{n_l} = \frac{150,8}{4} \doteq 37,7 \text{ kN}. \quad (\text{p1/4})$$

Pro výpočet trvanlivosti ložiska je dále třeba zohlednit dynamickou silovou složku – tedy je třeba určit skutečnou radiální sílu:

$$F_r = f_0 f_{rd} F_{r0} = 1,0 \cdot 1,8 \cdot 37,7 \doteq 67,9 \text{ kN}; \quad (\text{p1/5})$$

a skutečnou axiální sílu:

$$F_a = f_0 f_{ad} F_{r0} = 1,0 \cdot 0,1 \cdot 37,7 \doteq 3,8 \text{ kN}; \quad (\text{p1/6})$$

kde f_0 [-] je tzv. koeficient užitečného zatížení ložiska – pro osobní kolejová vozidla má hodnotu obvykle 0,9–1,0 – zde zvolena hodnota 1,0, f_{rd} [-] je tzv. koeficient dynamického radiálního zatížení ložiska – obvykle má hodnotu 1,2–1,8 – zde použita nejvyšší hodnota pro lokomotivy 1,8 dle [34] a f_{ad} [-] je tzv. koeficient dynamického axiálního zatížení ložiska – pro kolejová vozidla jezdící rychlostí větší než $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ má hodnotu 0,1 – zde použita tatáž hodnota.

Pro další postup výpočtu dle [23] je podstatný poměr skutečné axiální a skutečné radiální síly:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3,8}{67,9} \doteq 0,1 < e = 0,2; \quad (\text{p1/7})$$

kde hodnota poměru e [-] je katalogovou hodnotu pro danou řadu ložiska [23]. Na základě výsledku rov. (p1/7) se určí ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle [23] vztahem:

$$P = F_r \doteq 67,9 \text{ kN}. \quad (\text{p1/8})$$

Pro určení samotné životnosti ložiska je dále třeba určit tzv. faktor znečištění, jehož hodnota je dle [23] stanovena jako střední hodnota typického znečištění $\eta_c = 0,3$. Hodnota faktoru znečištění poslouží spolu s mezním únavovým zatížením, jehož hodnota pro ložisko NUP 236 ECMA je $P_u = 88,0$ kN, pro určení faktoru změny životnosti a_{SKF} :

$$\eta_c \left(\frac{P_u}{P} \right) = 0,3 \left(\frac{88,0}{67,9} \right) \doteq 0,4; \quad (\text{p1/9})$$

$$\kappa = \left(\frac{P_u}{P} \right) = \left(\frac{88,0}{67,9} \right) \doteq 1,3. \quad (\text{p1/10})$$

Na základě výše uvedených hodnot se určí z diagramu 1 v [23] faktor změny životnosti ložiska, jehož hodnota je $a_{SKF} = 1,5$. Pro určení trvanlivosti ložiska je dále ještě třeba znát velikost faktoru pro úpravu spolehlivosti, která dle [23] činí $a_1 = 1,0$.

Vlastní trvanlivost nápravového ložiska činí:

$$L_{nm} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = 1,0 \cdot 1,5 \left(\frac{720,0}{67,9} \right)^{\frac{10}{3}} \doteq 3929 \text{ mil. ot.}; \quad (\text{p1/11})$$

kde C [kN] je tzv. dynamická únosnost, jejíž hodnota je pro ložisko NUP 236 ECMA odečtena v katalogu [23]. V případě kolejových vozidel je však třeba výše uvedenou hodnotu přepočíst na kilometrickou vzdálenost:

$$L_{km} = L_{nm} \pi \frac{D_{k \min}}{10^3} 10^{-3} = 3929 \pi \frac{840}{10^3} 10^{-3} \doteq \mathbf{10,3 \text{ mil. km}}; \quad (\text{p1/12})$$

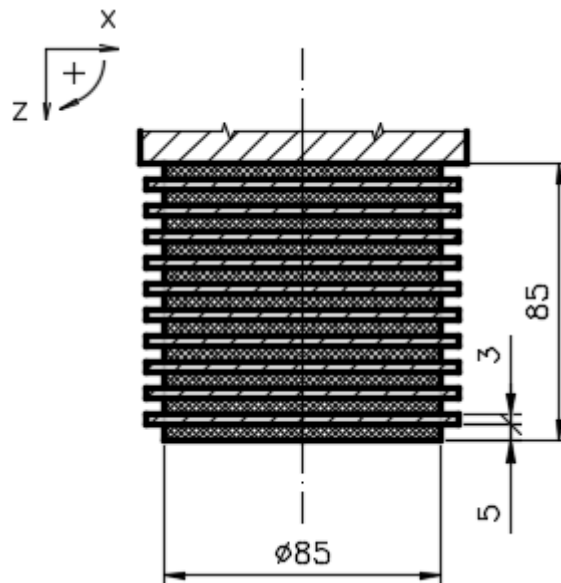
kde $D_{k \min}$ [mm] je průměr kola při mezním opotřebení.

Jelikož se pro hnací kolejová vozidla doporučuje trvanlivost ložisek 3–5 mil. km [24], lze konstatovat, že ložisko NUP 236 ECMA výrobce SKF je z hlediska trvanlivosti pro podvozek s vnitřním rámem vyhovující.

Příloha 2

**Základní návrh a stanovení svislé zatěžovací charakteristiky
pryžového dorazu**

Pryžový doraz je složen z několika vrstev pryže válcového tvaru navulkanizovaných na ocelové plechy kruhového průřezu (viz obr. p2/1). Základní parametry pryžového dorazu jsou shrnuty v tab. p2/1.



Obr. p2/1: Náčrtek pryžového dorazu.

Tab. p2/1: Základní parametry pryžového dorazu.

Základní parametry pryžového dorazu		
Tvrdost pryže	–	50 Sh
Počet vrstev	$n^l_{v\,pd}$	11
Vnější průměr pryže v nezátíženém stavu	$D_{e^l\,pd\,0}$	85,0 mm
Délka (výška) jedné vrstvy pryže v nezátíženém stavu	$L^l_{pd\,p\,1\,0}$	5,0 mm
Celková délka (výška) pryže v nezátíženém stavu (bez ocele)	$L^l_{pd\,p\,0}$	55,0 mm
Celková délka pryžového dorazu včetně ocelových plechů (bez základové ocelové desky) v nezátíženém stavu – uvažuje se tloušťka plechu 3,0 mm	$L^l_{pd\,0}$	85,0 mm

Při výpočtu pryžového dorazu je uvažována maximální poměrná deformace pryže $\varepsilon^l_{pd\,p\,max} = 0,15$. Zatěžovací charakteristika pryžového dorazu ve svislém směru, patrná z obr. p2/3, je stanovena v celkem patnácti krocích při poměrné deformaci $\varepsilon^l_{pd\,p\,1} = 0,01$ v každém kroku výpočtu.

Délka (výška) jedné vrstvy pryže [mm] v i -tém kroku výpočtu se určí na základě délky z předchozího kroku:

$$L_{pd\ p\ 1_i}^I = L_{pd\ p\ 1_{(i-1)}}^I \left(1 - \varepsilon_{pd\ p_i}^I\right); \quad (p2/1)$$

a změna délky (výšky) jedné vrstvy pryže [mm] se určí z rozdílu délek ve dvou po sobě následujících krocích:

$$\Delta L_{pd\ p\ 1_i}^I = L_{pd\ p\ 1_i}^I - L_{pd\ p\ 1_{(i-1)}}^I. \quad (p2/2)$$

Zatěžovaný povrch pryže [mm²] v kroku 0 lze stanovit z průměru pryže v nezátěženém stavu:

$$S_{pd\ p\ 1_0}^I = \frac{\pi D_{e\ pd\ 0}^I{}^2}{4}; \quad (p2/3)$$

a v dalších krocích výpočtu:

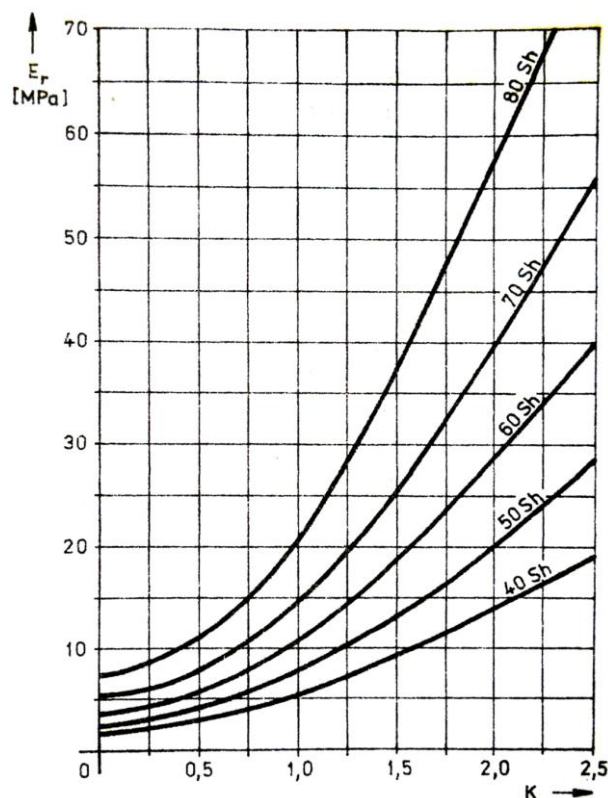
$$S_{pd\ p\ 1_i}^I = \frac{L_{pd\ p\ 1_i}^I}{L_{pd\ p\ 1_{(i-1)}}^I} S_{pd\ p\ 1_{(i-1)}}^I. \quad (p2/4)$$

Průměr pryže [mm] v dalších krocích výpočtu se určí naopak ze zatěžovaného povrchu:

$$D_{e\ pd_i}^I = \sqrt{\frac{4 S_{pd\ p\ 1_i}^I}{\pi}}. \quad (p2/5)$$

Nezatěžovaný povrch [mm²] se určí z délky (výšky) vrstvy pryže a průměru pryže:

$$S_{f\ pd\ p\ 1_i}^I = \pi D_{e\ pd_i}^I L_{pd\ p\ 1_i}^I. \quad (p2/6)$$



Obr. p2/2: Graf závislosti redukovaného modulu pružnosti E_r [MPa] na tvarovém součiniteli $K \equiv \kappa_{pd}^I$ [-]. [3]

Poměrem zatěžovaného a nezatěžovaného povrchu lze stanovit tvarový součinitel [-]:

$$\kappa_{pd_i}^I = \frac{S_{pd_p 1_i}^I}{S_{f_{pd_p 1_i}}^I}; \quad (p2/7)$$

na základě kterého se odečte z nomogramu na obr. p2/2 velikost redukováného Youngova modulu pružnosti v tahu E_r [MPa]. Pro potřeby výpočtu je křivka tvrdosti pryže 50 Sh aproximována polynomem 2. stupně ve tvaru:

$$E_{r_i} = 3,35 \kappa_{pd_i}^I{}^2 + 2,11 \kappa_{pd_i}^I + 2,31. \quad (p2/8)$$

Svislá deformace jedné vrstvy pryže [mm] se stanoví rozdílem délky (výšky) vrstvy pryže v kroku 0 a délky (výšky) vrstvy pryže v i -tém kroku výpočtu:

$$z_{pd_p 1_i}^I = L_{pd_p 1_0}^I - L_{pd_p 1_i}^I. \quad (p2/9)$$

Svislá síla [kN], kterou přenáší vrstva pryže (a rovněž celý pryžový doraz, ježto vrstvy jsou řazeny sériově) v i -tém kroku výpočtu se určí následovně:

$$F_{z_{pd_i}}^I = S_{pd_p 1_i}^I E_{r_i} \frac{z_{pd_p 1_i}^I}{L_{pd_p 1_0}^I}; \quad (p2/10)$$

a přírůstek svislé síly [kN] v i -tém kroku výpočtu se stanoví rozdílem svislých sil ve dvou po sobě následujících krocích:

$$\Delta F_{z_{pd_i}}^I = F_{z_{pd_i}}^I - F_{z_{pd_{(i-1)}}}^I. \quad (p2/11)$$

Pro určení svislé tuhosti vrstvy pryže [$\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$] v krocích 1–15 platí vztah:

$$k_{z_{pd_p 1_i}}^I = \frac{\Delta F_{z_{pd_i}}^I}{\Delta L_{pd_p 1_i}^I}. \quad (p2/12)$$

Jednotlivé vrstvy pryže se chovají jako sériově řazené pružiny, kdy výsledná poddajnost (převrácená hodnota tuhosti) je dána součtem poddajností jednotlivých vrstev pryže. Jelikož v tomto případě jsou všechny vrstvy stejné a mají tedy (ideálně) stejnou svislou tuhost, lze výslednou svislou tuhost pryžového dorazu [$\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$] v i -tém kroku výpočtu stanovit vydělením svislé tuhosti jedné vrstvy pryže počtem vrstev:

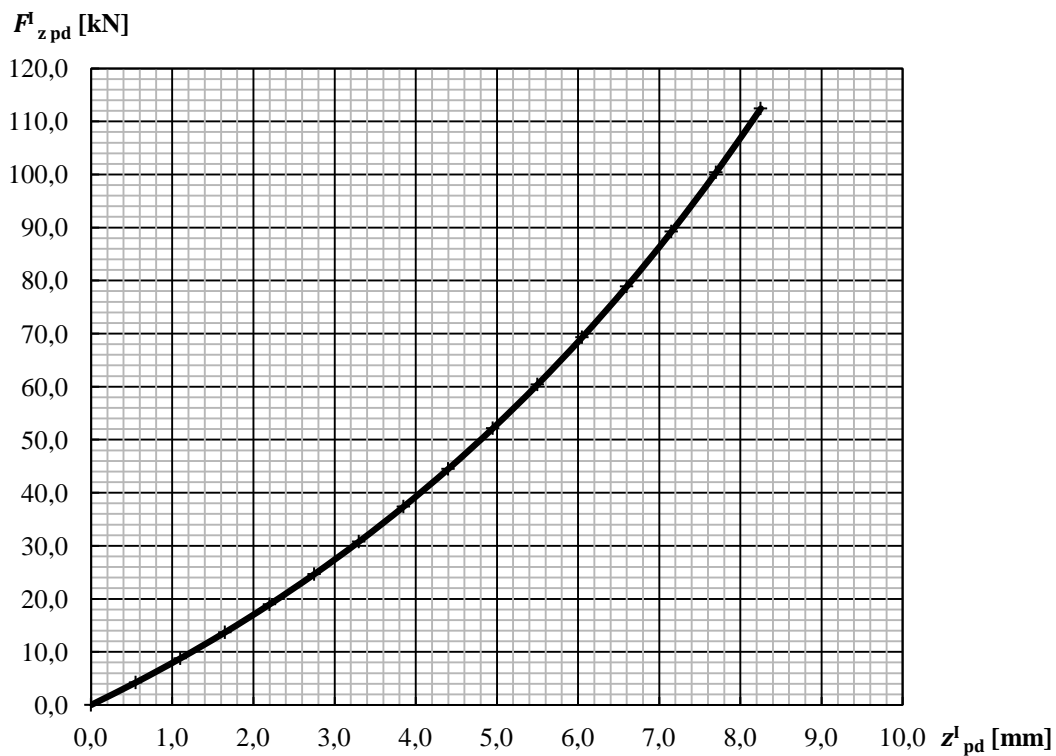
$$k_{z_{pd_i}}^I = \frac{k_{z_{pd_p 1_i}}^I}{n_{v_{pd}}^I}. \quad (p2/13)$$

Svislé deformace jednotlivých vrstev pryže [mm] se pak sčítají:

$$z_{pd_i}^I = n_{v_{pd}}^I z_{pd_p 1_i}^I. \quad (p2/14)$$

Vzhledem k sériovému řazení přenáší každá vrstva pryže stejnou svislou sílu, přičemž maximální svislá síla při maximální poměrné deformaci celého pryžového dorazu činí **112,4 kN**. Hodnoty výše uvedených veličin v jednotlivých krocích výpočtu jsou obsaženy v tab. p2/2, která se nachází na zvláštní stránce za tímto textem. Výsledná zatěžovací charakteristika pryžového dorazu je zobrazena na obr. p2/3. Předpokládá se, že výrobce kolejového vozidla bude poptávat pryžový doraz s obdobnou zatěžovací charakteristikou ve

svislém směru u některého z výrobců pryžových prvků. Tento pak může dle potřeb příslušně optimalizovat tvar pryžového dorazu.



Obr. p2/3: Zatěžovací charakteristika pryžového dorazu ve svislém směru.

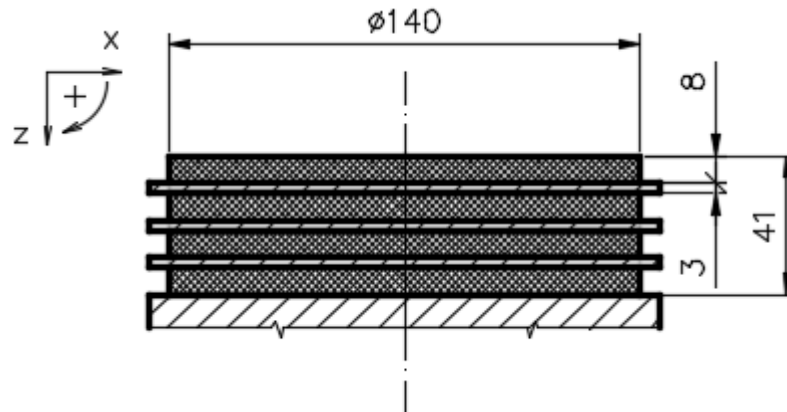
Tab. p2/2: Hodnoty veličin stanovených rovnicemi (p2/1)–(p2/14) v jednotlivých krocích výpočtu.

Výpočet zatěžovací charakteristiky pryžového dorazu ve svislém směru														
Krok	Poměrná deformace	Délka vrstvy pryže	Změna délky vrstvy pryže	Průměr pryže	Zatěž. povrch	Nezatěž. povrch	Tvarový součinitel	Reduk. modul pružnosti	Přírůstek svislé síly	Svislá síla	Svislá tuhost vrstvy pryže	Svislá deformace vrstvy pryže	Svislá deformace pryžového dorazu	Svislá tuhost pryžového dorazu
i	$\varepsilon_{pd\ p\ i}^I$	$L_{pd\ p\ 1\ i}^I$	$\Delta L_{pd\ p\ 1\ i}^I$	$D_{e\ pd\ i}^I$	$S_{pd\ p\ 1\ i}^I$	$S_{f\ pd\ p\ 1\ i}^I$	$\kappa_{pd\ i}^I$	$E_{r\ i}$	$\Delta F_{z\ pd\ i}^I$	$F_{z\ pd\ i}^I$	$k_{z\ pd\ p\ 1\ i}^I$	$z_{pd\ p\ 1\ i}^I$	$z_{pd\ i}^I$	$k_{z\ pd\ i}^I$
[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm ²]	[mm ²]	[-]	[MPa]	[kN]	[kN]	[kN·mm ⁻¹]	[mm]	[mm]	[kN·mm ⁻¹]
0	0,00	5,00	–	85,0	5674,5	1335,2	4,25	71,8	–	0,0	–	0,0	0,0	–
1	0,01	4,95	0,05	85,4	5731,8	1328,5	4,31	73,8	4,2	4,2	84,57	0,0	0,5	7,69
2	0,02	4,90	0,05	85,9	5790,3	1321,8	4,38	75,8	4,6	8,8	91,09	0,1	1,1	8,28
3	0,03	4,85	0,05	86,3	5850,0	1315,0	4,45	78,0	4,9	13,7	98,10	0,2	1,7	8,92
4	0,04	4,80	0,05	86,8	5910,9	1308,2	4,52	80,2	5,3	19,0	105,65	0,2	2,2	9,60
5	0,05	4,75	0,05	87,2	5973,2	1301,4	4,59	82,6	5,7	24,7	113,79	0,3	2,8	10,34
6	0,06	4,70	0,05	87,7	6036,7	1294,5	4,66	85,0	6,1	30,8	122,55	0,3	3,3	11,14
7	0,07	4,65	0,05	88,1	6101,6	1287,6	4,74	87,5	6,6	37,4	132,00	0,4	3,9	12,00
8	0,08	4,60	0,05	88,6	6176,9	1280,7	4,82	90,2	7,1	44,5	142,20	0,4	4,4	12,93
9	0,09	4,55	0,05	89,1	6235,7	1273,7	4,90	92,9	7,7	52,2	153,20	0,5	5,0	13,93
10	0,10	4,50	0,05	89,6	6305,0	1266,7	4,98	95,8	8,3	60,4	165,09	0,5	5,5	15,01
11	0,11	4,45	0,05	90,1	6375,8	1259,6	5,06	98,8	8,9	69,3	177,94	0,6	6,1	16,18
12	0,12	4,40	0,05	90,6	6448,3	1252,5	5,15	102,0	9,6	78,9	191,83	0,6	6,6	17,44
13	0,13	4,35	0,05	91,1	6522,4	1245,4	5,24	105,3	10,3	89,2	206,86	0,7	7,2	18,81
14	0,14	4,30	0,05	91,7	6598,3	1238,2	5,33	108,7	11,2	100,4	223,13	0,7	7,7	20,28
15	0,15	4,25	0,05	92,2	6675,9	1231,0	5,42	112,3	12,0	112,4	240,76	0,8	8,3	21,89

Příloha 3

**Základní návrh a stanovení svislé zatěžovací charakteristiky
nouzové pryžové pružiny**

Návrh zatěžovací charakteristiky nouzové pryžové pružiny ve svislém směru je proveden obdobně jako v případě pryžového dorazu prvotního vypružení (viz příloha 2). Nouzová pryžová pružina je složena z několika vrstev pryže válcového tvaru navulkanizovaných na ocelové plechy kruhového průřezu (viz obr. p3/1). Základní parametry nouzové pryžové pružiny jsou shrnuty v tab. p3/1.



Obr. p3/1: Nákres nouzové pryžové pružiny.

Tab. p3/1: Základní parametry nouzové pryžové pružiny.

Základní parametry nouzové pryžové pružiny		
Tvrдость pryže	–	50 Sh
Počet vrstev	$n^{\text{II}}_{\text{npp}}$	4
Vnější průměr pryže v nezátíženém stavu	$D_{e^{\text{II}}_{\text{npp}0}}$	140,0 mm
Délka (výška) jedné vrstvy pryže v nezátíženém stavu	$L^{\text{II}}_{\text{npp}p10}$	8,0 mm
Celková délka (výška) pryže v nezátíženém stavu (bez ocele)	$L^{\text{II}}_{\text{npp}p0}$	32,0 mm
Celková délka nouzové pryžové pružiny včetně ocelových plechů (bez základové ocelové desky) v nezátíženém stavu – uvažuje se tloušťka plechu 3,0 mm	$L^{\text{II}}_{\text{npp}0}$	41,0 mm

Při výpočtu nouzové pryžové pružiny je uvažována maximální poměrná deformace pryže $\varepsilon^{\text{II}}_{\text{npp}p\text{max}} = 0,15$. Zatěžovací charakteristika nouzové pryžové pružiny ve svislém směru, patrná z obr. p3/3, je stanovena v celkem patnácti krocích při poměrné deformaci $\varepsilon^{\text{II}}_{\text{npp}p1} = 0,01$ v každém kroku výpočtu.

Délka (výška) jedné vrstvy pryže [mm] v i-tém kroku výpočtu se určí na základě délky z předchozího kroku:

$$L^{\text{II}}_{\text{npp}p1_i} = L^{\text{II}}_{\text{npp}p1_{(i-1)}} (1 - \varepsilon^{\text{II}}_{\text{npp}p_i}); \quad (\text{p3/1})$$

a změna délky (výšky) jedné vrstvy pryže [mm] se určí z rozdílu délek ve dvou po sobě následujících krocích:

$$\Delta L^{\text{II}}_{\text{npp}p1_i} = L^{\text{II}}_{\text{npp}p1_i} - L^{\text{II}}_{\text{npp}p1_{(i-1)}}. \quad (\text{p3/2})$$

Zatěžovaný povrch pryže [mm²] v kroku 0 lze stanovit z průměru pryže v nezátěženém stavu:

$$S_{\text{npp p } 1_0}^{\text{II}} = \frac{\pi D_{e \text{ npp } 0}^{\text{II} 2}}{4}; \quad (\text{p3/3})$$

a v dalších krocích výpočtu:

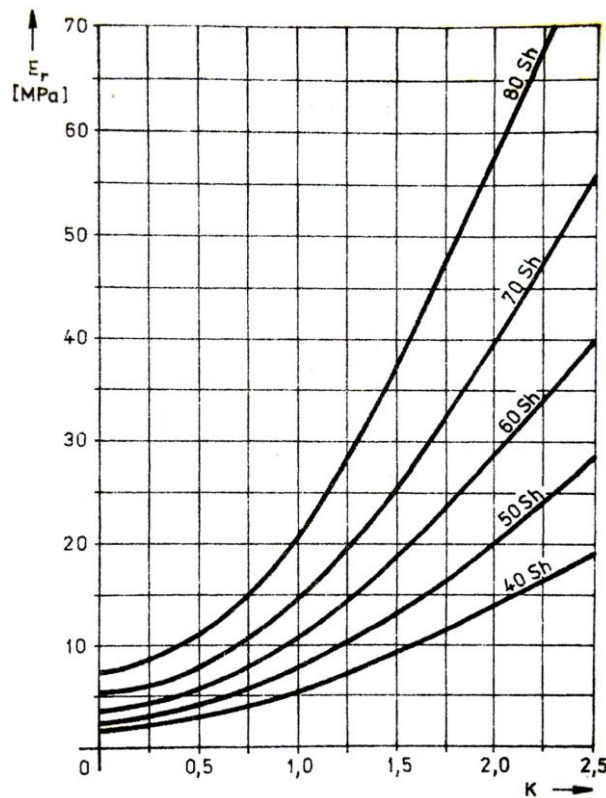
$$S_{\text{npp p } 1_i}^{\text{II}} = \frac{L_{\text{npp p } 1_i}^{\text{II}}}{L_{\text{npp p } 1_{(i-1)}}^{\text{II}}} S_{\text{npp p } 1_{(i-1)}}^{\text{II}}. \quad (\text{p3/4})$$

Průměr pryže [mm] v dalších krocích výpočtu se určí naopak ze zatěžovaného povrchu:

$$D_{e \text{ npp } i}^{\text{II}} = \sqrt{\frac{4 S_{\text{npp p } 1_i}^{\text{II}}}{\pi}}. \quad (\text{p3/5})$$

Nezatěžovaný povrch [mm²] se určí z délky (výšky) vrstvy pryže a průměru pryže:

$$S_{f \text{ npp p } 1_i}^{\text{II}} = \pi D_{e \text{ npp } i}^{\text{II}} L_{\text{npp p } 1_i}^{\text{II}}. \quad (\text{p3/6})$$



Obr. p3/2: Graf závislosti redukovaného modulu pružnosti E_r [MPa] na tvarovém součiniteli $K \equiv \kappa_{\text{npp}}^{\text{II}}$ [-]. [3]

Poměrem zatěžovaného a nezátěženého povrchu lze stanovit tvarový součinitel [-]:

$$\kappa_{\text{npp } i}^{\text{II}} = \frac{S_{\text{npp p } 1_i}^{\text{II}}}{S_{f \text{ npp p } 1_i}^{\text{II}}}; \quad (\text{p3/7})$$

na základě kterého se odečte z nomogramu na obr. p3/2 velikost redukovaného Youngova modulu pružnosti v tahu E_r [MPa]. Pro potřeby výpočtu je křivka tvrdosti pryže 50 Sh aproximována polynomem 2. stupně ve tvaru:

$$E_{r_i} = 3,35 \kappa_{\text{npp } i}^{\text{II} 2} + 2,11 \kappa_{\text{npp } i}^{\text{II}} + 2,31. \quad (\text{p3/8})$$

Svislá deformace jedné vrstvy pryže [mm] se stanoví rozdílem délky (výšky) vrstvy pryže v kroku 0 a délky (výšky) vrstvy pryže v i -tém kroku výpočtu:

$$z_{npp\ p\ 1_i}^{II} = L_{npp\ p\ 1_0}^{II} - L_{npp\ p\ 1_i}^{II} \quad (p3/9)$$

Svislá síla [kN], kterou přenáší vrstva pryže (a rovněž celá nouzová pryžová pružina, ježto vrstvy jsou řazeny sériově) v i -tém kroku výpočtu se určí následovně:

$$F_{z\ npp_i}^{II} = S_{npp\ p\ 1_i}^{II} E_{r_i} \frac{z_{npp\ p\ 1_i}^{II}}{L_{npp\ p\ 1_0}^{II}}; \quad (p3/10)$$

a přírůstek svislé síly [kN] v i -tém kroku výpočtu se stanoví rozdílem svislých sil ve dvou po sobě následujících krocích:

$$\Delta F_{z\ npp_i}^{II} = F_{z\ npp_i}^{II} - F_{z\ npp_{(i-1)}}^{II} \quad (p3/11)$$

Pro určení svislé tuhosti vrstvy pryže [$\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$] v krocích 1–15 platí vztah:

$$k_{z\ npp\ p\ 1_i}^{II} = \frac{\Delta F_{z\ npp_i}^{II}}{\Delta L_{npp\ p\ 1_i}^{II}} \quad (p3/12)$$

Jednotlivé vrstvy pryže se chovají jako sériově řazené pružiny, kdy výsledná poddajnost (převrácená hodnota tuhosti) je dána součtem poddajností jednotlivých vrstev pryže. Jelikož v tomto případě jsou všechny vrstvy stejné a mají tedy (ideálně) stejnou svislou tuhost, lze výslednou svislou tuhost nouzové pryžové pružiny [$\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}$] v i -tém kroku výpočtu stanovit vydělením svislé tuhosti jedné vrstvy pryže počtem vrstev:

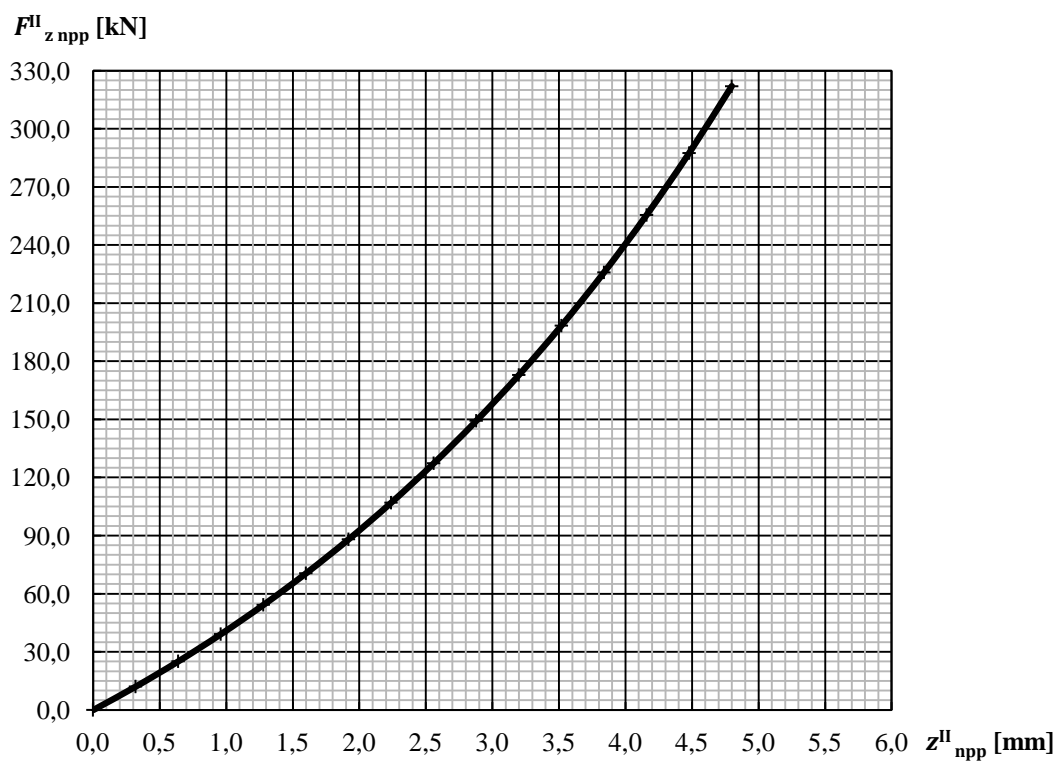
$$k_{z\ npp_i}^{II} = \frac{k_{z\ npp\ p\ 1_i}^{II}}{n_{v\ npp}^{II}} \quad (p3/13)$$

Svislé deformace jednotlivých vrstev pryže [mm] se pak sčítají:

$$z_{npp_i}^{II} = n_{v\ npp}^{II} z_{npp\ p\ 1_i}^{II} \quad (p3/14)$$

Vzhledem k sériovému řazení přenáší každá vrstva pryže stejnou svislou sílu, přičemž maximální svislá síla při maximální poměrné deformaci celé nouzové pryžové pružiny činí **321,9 kN**. Hodnoty výše uvedených veličin v jednotlivých krocích výpočtu jsou obsaženy v tab. p3/2, která se nachází na zvláštní stránce za tímto textem. Výsledná zatěžovací charakteristika nouzové pryžové pružiny je zobrazena na obr. p3/3. Předpokládá se, že výrobce kolejového vozidla bude poptávat nouzovou pružinu s obdobnou zatěžovací charakteristikou ve svislém směru u některého z výrobců pryžových prvků. Tento pak může dle potřeb příslušně optimalizovat tvar nouzové pryžové pružiny.

Při jízdě na nouzovém druhotném vypružení je nouzová pryžová pružina zatěžována maximální dynamickou svislou silou $F_{z\ npp\ 8}^{II} = \mathbf{194,1\ kN}$, což odpovídá poměrné deformaci $\epsilon_{npp\ p\ 11}^{II} \doteq \mathbf{0,11}$. Jelikož se uvažuje hodnota maximální poměrné deformace pryže nouzové pryžové pružiny $\epsilon_{npp\ p\ max}^{II} = \mathbf{0,15}$, je pevnostní podmínka i za nejhoršího zatěžovacího stavu splněna.



Obr. p3/3: Zatěžovací charakteristika nouzové pryžové pružiny ve svislém směru.

Tab. p3/2: Hodnoty veličin stanovených rovnicemi (p3/1)–(p3/14) v jednotlivých krocích výpočtu.

Výpočet zatěžovací charakteristiky nouzové pryžové pružiny ve svislém směru														
Krok	Poměrná deformace	Délka vrstvy pryže	Změna délky vrstvy pryže	Průměr pryže	Zatěž. povrch	Nezatěž. povrch	Tvarový součinitel	Reduk. modul pružnosti	Přírůstek svislé síly	Svislá síla	Svislá tuhost vrstvy pryže	Svislá deformace vrstvy pryže	Svislá deformace nouzové pryžové pružiny	Svislá tuhost nouzové pryžové pružiny
i	$\varepsilon_{npp\ p\ i}^{II}$	$L_{npp\ p\ 1\ i}^{II}$	$\Delta L_{npp\ p\ 1\ i}^{II}$	$D_{e\ npp\ i}^{II}$	$S_{npp\ p\ 1\ i}^{II}$	$S_{npp\ p\ 1\ i}^{II}$	$\kappa_{npp\ i}^{II}$	$E_{r\ i}$	$\Delta F_{z\ npp\ i}^{II}$	$F_{z\ npp\ i}^{II}$	$k_{z\ npp\ p\ 1\ i}^{II}$	$z_{npp\ p\ 1\ i}^{II}$	$z_{npp\ i}^{II}$	$k_{z\ npp\ i}^{II}$
[-]	[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm ²]	[mm ²]	[-]	[MPa]	[kN]	[kN]	[kN·mm ⁻¹]	[mm]	[mm]	[kN·mm ⁻¹]
0	0,00	8,00	–	140,0	15393,8	3518,6	4,38	75,7	–	0,0	–	0,0	0,0	–
1	0,01	7,92	0,08	140,7	15549,3	3500,9	4,44	77,8	12,1	12,1	151,15	0,1	0,3	37,79
2	0,02	7,84	0,08	141,4	15708,0	3483,2	4,51	80,0	13,0	25,1	162,82	0,2	0,6	40,71
3	0,03	7,76	0,08	142,1	15869,9	3465,4	4,58	82,2	14,0	39,1	175,39	0,2	1,0	43,85
4	0,04	7,68	0,08	142,9	16035,2	3447,5	4,65	84,6	15,1	54,3	188,92	0,3	1,3	47,23
5	0,05	7,60	0,08	143,6	16204,0	3429,5	4,72	87,1	16,3	70,5	203,49	0,4	1,6	50,87
6	0,06	7,52	0,08	144,4	16376,4	3411,4	4,80	89,6	17,5	88,1	219,20	0,5	1,9	54,80
7	0,07	7,44	0,08	145,2	16552,5	3393,2	4,88	92,3	18,9	107,0	236,14	0,6	2,2	59,03
8	0,08	7,36	0,08	146,0	16732,4	3374,9	4,96	95,1	20,4	127,3	254,41	0,6	2,6	63,60
9	0,09	7,28	0,08	146,8	16916,3	3356,5	5,04	98,0	21,9	149,3	274,14	0,7	2,9	68,53
10	0,10	7,20	0,08	147,6	17104,2	3338,0	5,12	101,1	23,6	172,9	295,45	0,8	3,2	73,86
11	0,11	7,12	0,08	148,4	17296,4	3319,4	5,21	104,3	25,5	198,4	318,47	0,9	3,5	79,62
12	0,12	7,04	0,08	149,2	17493,0	3300,7	5,30	107,6	27,5	225,8	343,38	1,0	3,8	85,84
13	0,13	6,96	0,08	150,1	17694,0	3281,9	5,39	111,1	29,6	255,5	370,32	1,0	4,2	92,58
14	0,14	6,88	0,08	151,0	17899,8	3263,0	5,49	114,7	32,0	287,4	399,50	1,1	4,5	99,88
15	0,15	6,80	0,08	151,9	18110,4	3244,0	5,58	118,5	34,5	321,9	431,12	1,2	4,8	107,78

Příloha 4

**Stanovení odhadu příčné tuhosti
prvotní ocelové šroubovité pružiny**

Výpočty odhadů příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny jsou provedeny dle postupů uvedených v [35]. Hodnoty příčných tuhostí jsou vztaženy k ose pryžové podložky a ocelové šroubovitě pružiny.

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny podle Grosse

Pro stanovení odhadu příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny Grosseovou metodou je třeba nejprve určit její kvadratický moment průřezu:

$$J_{\text{op Gross}}^I = \frac{\pi d_{\text{op}}^{I4}}{64} = \frac{\pi \cdot 37,0^4}{64} \doteq 9,2 \cdot 10^4 \text{ mm}^4; \quad (\text{p4/1})$$

a polární moment průřezu:

$$J_{\text{p op Gross}}^I = \frac{\pi d_{\text{op}}^{I4}}{32} = \frac{\pi \cdot 37,0^4}{32} \doteq 1,8 \cdot 10^5 \text{ mm}^4; \quad (\text{p4/2})$$

kde d_{op}^I [mm] je průměr drátu ocelové šroubovitě pružiny.

Následně lze určit ohybovou tuhost ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7:

$$\begin{aligned} k_{\text{op 1 Gross}}^I &= \frac{L_{\text{op 1}}^{I+}}{\pi n_{\zeta}^I \frac{D_{\text{op}}^I}{2} \left(\frac{1}{\frac{E}{10^3} J_{\text{op Gross}}^I} + \frac{1}{\frac{G}{10^3} J_{\text{p op Gross}}^I} \right)} = \\ &= \frac{265,0}{\pi \cdot 5,00 \frac{163,0}{2} \left(\frac{1}{\frac{210000}{10^3} 9,2 \cdot 10^4} + \frac{1}{\frac{78500}{10^3} 1,8 \cdot 10^5} \right)} \doteq \\ &\doteq 1,7 \cdot 10^6 \text{ kN}\cdot\text{mm}^2; \end{aligned} \quad (\text{p4/3})$$

$$\begin{aligned} k_{\text{op 7 Gross}}^I &= \frac{L_{\text{op 7}}^{I+}}{\pi n_{\zeta}^I \frac{D_{\text{op}}^I}{2} \left(\frac{1}{\frac{E}{10^3} J_{\text{op Gross}}^I} + \frac{1}{\frac{G}{10^3} J_{\text{p op Gross}}^I} \right)} = \\ &= \frac{257,6}{\pi \cdot 5,00 \frac{163,0}{2} \left(\frac{1}{\frac{210000}{10^3} 9,2 \cdot 10^4} + \frac{1}{\frac{78500}{10^3} 1,8 \cdot 10^5} \right)} \doteq \\ &\doteq 1,6 \cdot 10^6 \text{ kN}\cdot\text{mm}^2; \end{aligned} \quad (\text{p4/4})$$

kde $L_{\text{op 1}}^{I+}$ [mm] a $L_{\text{op 7}}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7, n_{ζ}^I [-] je počet činných závitů ocelové šroubovitě pružiny, D_{op}^I [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny, $E = 210000$ MPa je Youngův modul pružnosti v tahu a $G = 78500$ MPa je Youngův modul pružnosti ve smyku.

Smyková tuhost ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 se určí ze vztahu:

$$k_{s\ op\ 1\ Gross}^I = \frac{E}{10^3} \frac{L_{op\ 1}^{I+} J_{op\ Gross}^I}{\pi n_{\zeta\ op}^I \left(\frac{D_{op}^I}{2}\right)^3} =$$

$$= \frac{210000}{10^3} \frac{265,0 \cdot 9,2 \cdot 10^4}{\pi \cdot 5,00 \left(\frac{163,0}{2}\right)^3} \doteq 602,1\ \text{kN};$$

(p4/5)

$$k_{s\ op\ 7\ Gross}^I = \frac{E}{10^3} \frac{L_{op\ 7}^{I+} J_{op\ Gross}^I}{\pi n_{\zeta\ op}^I \left(\frac{D_{op}^I}{2}\right)^3} =$$

$$= \frac{210000}{10^3} \frac{257,6 \cdot 9,2 \cdot 10^4}{\pi \cdot 5,00 \left(\frac{163,0}{2}\right)^3} \doteq 585,2\ \text{kN}.$$

(p4/6)

Na základě ohybové a smykové tuhosti ocelové šroubovitě pružiny lze určit součinitel $\alpha_{op\ 1,7\ Gross}^I$ ve stavech 1 a 7:

$$\alpha_{op\ 1\ Gross}^I = \sqrt{\frac{F_{z\ pp-op\ 1}^{I+}}{k_{o\ op\ 1\ Gross}^I \left(1 - \frac{F_{z\ pp-op\ 1}^{I+}}{k_{s\ op\ 1\ Gross}^I}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{27,3}{1,7 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{27,3}{602,1}\right)}} \doteq 4,1 \cdot 10^{-3}\ \text{mm}^{-1};$$

(p4/7)

$$\alpha_{op\ 7\ Gross}^I = \sqrt{\frac{F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}}{k_{o\ op\ 7\ Gross}^I \left(1 - \frac{F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}}{k_{s\ op\ 7\ Gross}^I}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{33,6}{1,6 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{33,6}{585,2}\right)}} \doteq 4,6 \cdot 10^{-3}\ \text{mm}^{-1};$$

(p4/8)

kde $F_{z\ pp-op\ 1}^{I+}$ [kN] a $F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}$ [kN] je svislá síla působící na ocelovou šroubovitou pružinu ve stavech 1 a 7.

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 dle Grossovy metody činí:

$$\begin{aligned}
 k_{y \text{ op } 1}^{I+ \text{ Gross}} &= \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{F_{z \text{ pp-op } 1}^{I+}} \left[\frac{2}{\alpha_{\text{op } 1 \text{ Gross}}^I} \operatorname{tg} \left(\alpha_{\text{op } 1 \text{ Gross}}^I \frac{L_{\text{op } 1}^{I+}}{2} \right) - L_{\text{op } 1}^{I+} \right] + \frac{L_{\text{op } 1}^{I+}}{k_{s \text{ op } 1 \text{ Gross}}^I}} = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{27,3} \left[\frac{2}{4,1 \cdot 10^{-3}} \operatorname{tg} \left(4,1 \cdot 10^{-3} \frac{265,0}{2} \right) - 265,0 \right] + \frac{265,0}{602,1}} \doteq \\
 &\doteq \mathbf{0,66 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}};
 \end{aligned} \tag{p4/9}$$

$$\begin{aligned}
 k_{y \text{ op } 7}^{I+ \text{ Gross}} &= \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{F_{z \text{ pp-op } 7}^{I+}} \left[\frac{2}{\alpha_{\text{op } 7 \text{ Gross}}^I} \operatorname{tg} \left(\alpha_{\text{op } 7 \text{ Gross}}^I \frac{L_{\text{op } 7}^{I+}}{2} \right) - L_{\text{op } 7}^{I+} \right] + \frac{L_{\text{op } 7}^{I+}}{k_{s \text{ op } 7 \text{ Gross}}^I}} = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{33,6} \left[\frac{2}{4,6 \cdot 10^{-3}} \operatorname{tg} \left(4,6 \cdot 10^{-3} \frac{257,6}{2} \right) - 257,6 \right] + \frac{257,6}{585,2}} \doteq \\
 &\doteq \mathbf{0,67 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}}.
 \end{aligned} \tag{p4/10}$$

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny podle Wahla

Pro určení odhadu příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny Wahlovou metodou je třeba stanovit tzv. štíhlostní poměr volné pružiny:

$$\beta_{\text{op } 0 \text{ Wahl}}^I = \frac{L_{\text{op } 0}^{I+}}{D_{\text{op}}^I} = \frac{297,2}{163,0} \doteq 1,82; \tag{p4/11}$$

kde $L_{\text{op } 0}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavu 0 (tj. délka nezátížené pružiny) a D_{op}^I [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny. Na základě této hodnoty se odečte hodnota součinitele $U_{\text{op } \text{Wahl}}^I$ z nomogramu na obr. p4/1, respektive se vypočte dle uvedeného aproximačního vztahu:

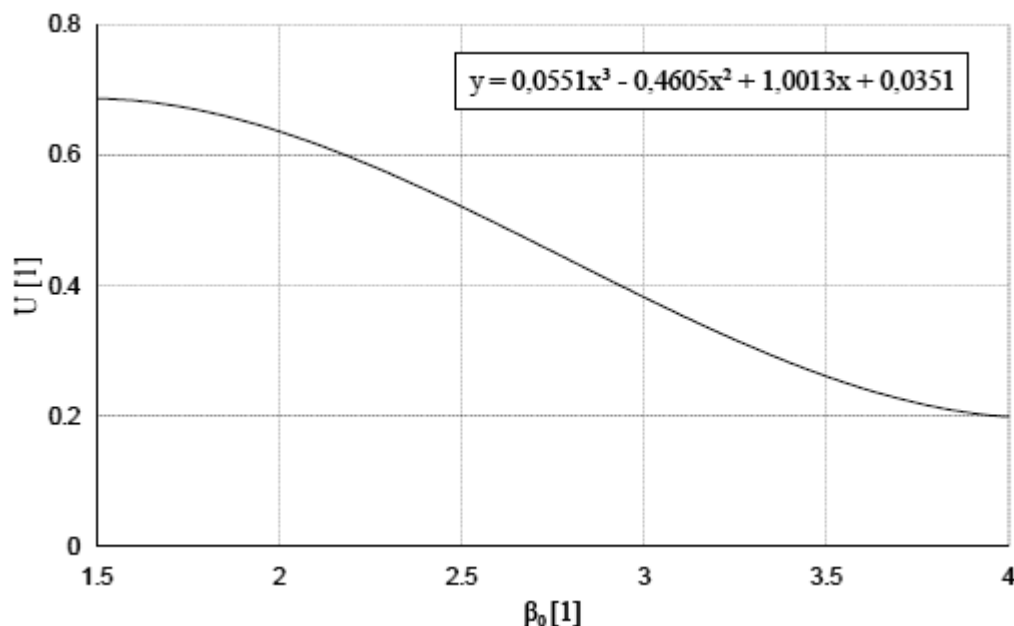
$$\begin{aligned}
 U_{\text{op } \text{Wahl}}^I &= \\
 &= 0,0551 \beta_{\text{op } 0 \text{ Wahl}}^{I^3} - 0,4605 \beta_{\text{op } 0 \text{ Wahl}}^{I^2} + 1,0013 \beta_{\text{op } 0 \text{ Wahl}}^I + 0,0351 = \tag{p4/12} \\
 &= 0,0551 \cdot 1,82^3 - 0,4605 \cdot 1,82^2 + 1,0013 \cdot 1,82 + 0,0351 \doteq 0,66.
 \end{aligned}$$

Dále je třeba určit hodnoty štíhlostního poměru zatížené pružiny ve stavech 1 a 7:

$$\beta_{\text{op } 1 \text{ Wahl}}^I = \frac{L_{\text{op } 1}^{I+}}{D_{\text{op}}^I} = \frac{265,0}{163,0} \doteq 1,63; \tag{p4/13}$$

$$\beta_{\text{op } 7 \text{ Wahl}}^I = \frac{L_{\text{op } 7}^{I+}}{D_{\text{op}}^I} = \frac{257,6}{163,0} \doteq 1,58; \tag{p4/14}$$

kde $L_{\text{op } 1}^{I+}$ [mm] a $L_{\text{op } 7}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7.



Obr. p4/1: Závislost součinitele $U \equiv U_{\text{op Wahl}}^I$ na štíhlostním poměru volné ocelové šroubovitě pružiny $\beta_0 \equiv \beta_{\text{op 0 Wahl}}^I$. [35]

Z výše uvedených hodnot je možné určit odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 metodou podle Wahla:

$$k_{\text{y op 1 Wahl}}^{I+} = \frac{2,6 k_{z \text{ op}}^{I+}}{1 + 0,77 \beta_{\text{op 1 Wahl}}^I} \left(1 - \frac{F_{z \text{ pp-op 1}}^{I+}}{U_{\text{op Wahl}}^I L_{\text{op 0}}^{I+} k_{z \text{ op}}^{I+}} \right) =$$

$$= \frac{2,6 \cdot 0,85}{1 + 0,77 \cdot 1,63^2} \left(1 - \frac{27,3}{0,66 \cdot 297,2 \cdot 0,85} \right) \doteq \mathbf{0,61 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}}; \quad (\text{p4/15})$$

$$k_{\text{y op 7 Wahl}}^{I+} = \frac{2,6 k_{z \text{ op}}^{I+}}{1 + 0,77 \beta_{\text{op 7 Wahl}}^I} \left(1 - \frac{F_{z \text{ pp-op 7}}^{I+}}{U_{\text{op Wahl}}^I L_{\text{op 0}}^{I+} k_{z \text{ op}}^{I+}} \right) =$$

$$= \frac{2,6 \cdot 0,85}{1 + 0,77 \cdot 1,58^2} \left(1 - \frac{33,6}{0,66 \cdot 297,2 \cdot 0,85} \right) \doteq \mathbf{0,60 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}}; \quad (\text{p4/16})$$

kde $k_{z \text{ op}}^{I+}$ [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost ocelové šroubovitě pružiny a $F_{z \text{ pp-op 1}}^{I+}$ [kN] a $F_{z \text{ pp-op 7}}^{I+}$ [kN] je svislá síla působící na ocelovou šroubovitou pružinu ve stavech 1 a 7.

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny podle

Timošenka–Ponomareva

Metoda stanovení příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny podle Timošenka–Ponomareva vychází, podobně jako předchozí metoda, z hodnoty štíhlostního poměru nezátížené pružiny:

$$\beta_{\text{op 0 Tim-Pon}}^I = \frac{L_{\text{op 0}}^{I+}}{D_{\text{op}}^I} = \frac{297,2}{163,0} \doteq 1,82; \quad (\text{p4/17})$$

kde $L_{\text{op 0}}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavu 0 (tj. délka nezátížené pružiny) a D_{op}^I [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny, a z hodnot štíhlostního poměru zatížené pružiny ve stavech 1 a 7:

$$\beta_{\text{op 1 Tim-Pon}}^I = \frac{L_{\text{op 1}}^{I+}}{D_{\text{op}}^I} = \frac{265,0}{163,0} \doteq 1,63; \quad (\text{p4/18})$$

$$\beta_{\text{op 7 Tim-Pon}}^I = \frac{L_{\text{op 7}}^{I+}}{D_{\text{op}}^I} = \frac{257,6}{163,0} \doteq 1,58; \quad (\text{p4/19})$$

kde $L_{\text{op 1}}^{I+}$ [mm] a $L_{\text{op 7}}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7.

Podle hodnoty štíhlostního poměru nezatížené ocelové šroubovitě pružiny se určí vztah pro výpočet součinitele $\gamma_{\text{op Tim-Pon}}^I$. Jelikož jsou hodnoty zmíněného poměru menší než 2,62, určí se hodnota součinitele $\gamma_{\text{op Tim-Pon}}^I$ ve stavech 1 a 7 s pomocí štíhlostního poměru zatížené pružiny vztahem:

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{op 1 Tim-Pon}}^I &= \\ &= 0,357 \frac{F_{z \text{ pp-op 1}}^{I+}}{k_{z \text{ op}}^{I+} L_{\text{op 1}}^{I+}} \beta_{\text{op 1 Tim-Pon}}^I \left(\beta_{\text{op 1 Tim-Pon}}^I - 1,5 \frac{d_{\text{op}}^I}{D_{\text{op}}^I} \right) = \quad (\text{p4/20}) \\ &= 0,357 \frac{27,3}{0,85 \cdot 265,0} 1,63 \left(1,63 - 1,5 \frac{37,0}{163,0} \right) \doteq 0,09; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{op 7 Tim-Pon}}^I &= \\ &= 0,357 \frac{F_{z \text{ pp-op 7}}^{I+}}{k_{z \text{ op}}^{I+} L_{\text{op 7}}^{I+}} \beta_{\text{op 7 Tim-Pon}}^I \left(\beta_{\text{op 7 Tim-Pon}}^I - 1,5 \frac{d_{\text{op}}^I}{D_{\text{op}}^I} \right) = \quad (\text{p4/21}) \\ &= 0,357 \frac{33,6}{0,85 \cdot 257,6} 1,58 \left(1,58 - 1,5 \frac{37,0}{163,0} \right) \doteq 0,11; \end{aligned}$$

kde $F_{z \text{ pp-op 1}}^{I+}$ [kN] a $F_{z \text{ pp-op 7}}^{I+}$ [kN] je svislá síla působící na ocelovou šroubovitou pružinu ve stavech 1 a 7, $k_{z \text{ op}}^{I+}$ [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost ocelové šroubovitě pružiny, $L_{\text{op 1}}^{I+}$ [mm] a $L_{\text{op 7}}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7, d_{op}^I [mm] je průměr drátu ocelové šroubovitě pružiny a D_{op}^I [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny.

Do vztahu určujícího příčnou tuhost ocelové šroubovitě pružiny vstupuje ještě součinitel $\psi_{\text{op Tim-Pon}}^I$, jehož hodnota se volí v rozmezí 0,50–1,00 dle způsobu uložení pružiny, tedy dle toho, zda je pružina vetknuta nebo kloubově uložena. Způsob uložení v tomto případě bude záviset na konkrétním tvarovém provedení pryžové podložky, které zatím není přesně známo. Z toho důvodu je uvažována střední hodnota $\psi_{\text{op Tim-Pon}}^I = 0,75$.

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 podle metody Timošenka-Ponomareva činí:

$$\begin{aligned} k_{y \text{ op 1 Tim-Pon}}^{I+} &= \\ &= k_{z \text{ op}}^{I+} \frac{D_{\text{op}}^I{}^2 \left(1 - \gamma_{\text{op 1 Tim-Pon}}^I \right)}{0,2936 \frac{\left(L_{\text{op 1}}^{I+} - \psi_{\text{op Tim-Pon}}^I d_{\text{op}}^I \right)^3}{\left(L_{\text{op 1}}^{I+} - 1,5 d_{\text{op}}^I \right)} + 0,381 D_{\text{op}}^I{}^2} = \quad (\text{p4/22}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 X_{op\ 7\ BS}^I &= \frac{L_{op\ 7}^{I+}}{2 D_{op}^I} \sqrt{\frac{F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}}{0,283 k_{z\ op}^{I+} L_{op\ 7}^{I+}} \left(1 + \frac{F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}}{2,61 k_{z\ op}^{I+} L_{op\ 7}^{I+}}\right)} = \\
 &= \frac{257,6}{2 \cdot 163,0} \sqrt{\frac{33,6}{0,283 \cdot 0,85 \cdot 257,6} \left(1 + \frac{33,6}{2,61 \cdot 0,85 \cdot 257,6}\right)} \doteq 0,60;
 \end{aligned} \tag{p4/25}$$

kde $L_{op\ 1}^{I+}$ [mm] a $L_{op\ 7}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7, D_{op}^I [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny, $F_{z\ pp-op\ 1}^{I+}$ [kN] a $F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}$ [kN] je svislá síla působící na ocelovou šroubovitou pružinu ve stavech 1 a 7 a $k_{z\ op}^{I+}$ [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost ocelové šroubovitě pružiny.

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 se dle metody British Standard určí následovně:

$$\begin{aligned}
 k_{y\ op\ 1\ BS}^{I+} &= \\
 &= \frac{F_{z\ pp-op\ 1}^{I+}}{2 D_{op}^I \sqrt{0,10843 + \frac{0,283 k_{z\ op}^{I+} L_{op\ 1}^{I+}}{F_{z\ pp-op\ 1}^{I+}} \operatorname{tg}(X_{op\ 1\ BS}^I) - L_{op\ 1}^{I+}}} = \\
 &= \frac{27,3}{2 \cdot 163,0 \sqrt{0,10843 + \frac{0,283 \cdot 0,85 \cdot 265,0}{27,3} \operatorname{tg}(0,54) - 265,0}} \doteq \\
 &\doteq 0,63 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1};
 \end{aligned} \tag{p4/26}$$

$$\begin{aligned}
 k_{y\ op\ 7\ BS}^{I+} &= \\
 &= \frac{F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}}{2 D_{op}^I \sqrt{0,10843 + \frac{0,283 k_{z\ op}^{I+} L_{op\ 7}^{I+}}{F_{z\ pp-op\ 7}^{I+}} \operatorname{tg}(X_{op\ 7\ BS}^I) - L_{op\ 7}^{I+}}} = \\
 &= \frac{33,6}{2 \cdot 163,0 \sqrt{0,10843 + \frac{0,283 \cdot 0,85 \cdot 257,6}{33,6} \operatorname{tg}(0,60) - 257,6}} \doteq \\
 &\doteq 0,63 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}.
 \end{aligned} \tag{p4/27}$$

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny podle Springa

Pro stanovení odhadu příčné tuhosti Springovou metodou je nejprve nutné určit poměrný součinitel $a_{op\ 1,7\ Spring}^I$ ve stavech 1 a 7:

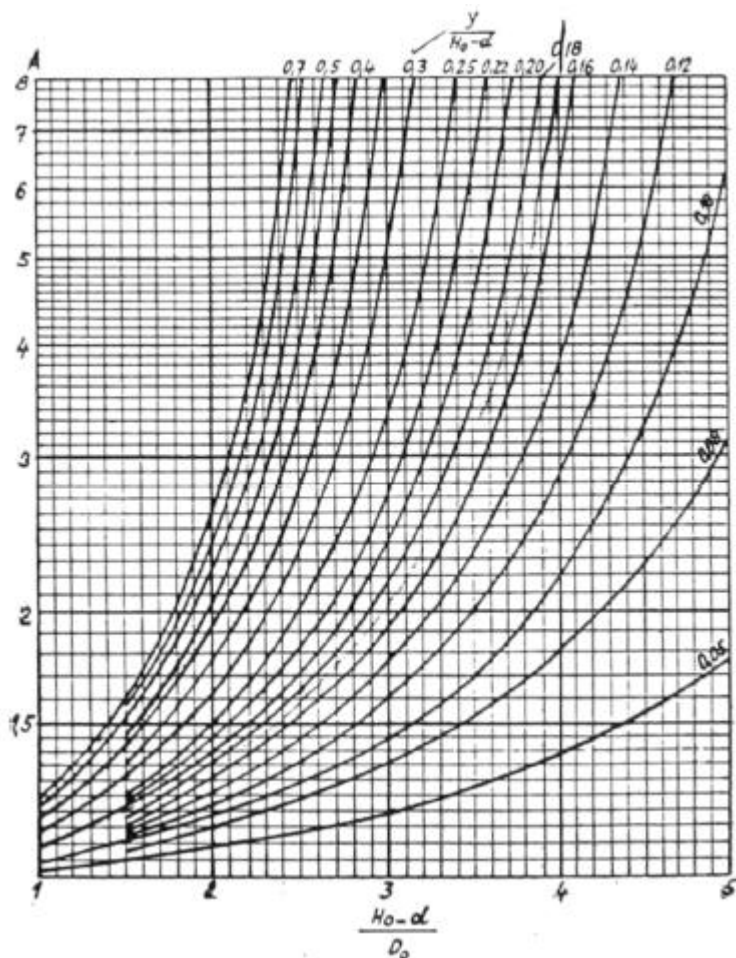
$$a_{op\ 1\ Spring}^I = \frac{z_{op\ 1}^{I+}}{L_{op\ 0}^{I+} - d_{op}^I} = \frac{32,2}{297,2 - 37,0} \doteq 0,12; \tag{p4/28}$$

$$a_{op\ 7\ Spring}^I = \frac{z_{op\ 7}^{I+}}{L_{op\ 0}^{I+} - d_{op}^I} = \frac{39,6}{297,2 - 37,0} \doteq 0,15; \tag{p4/29}$$

kde z^{1+}_{op1} [mm] a z^{1+}_{op7} [mm] je deformace ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7, L^{1+}_{op0} [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavu 0 (tj. délka nezátížená pružiny) a d^{1}_{op} [mm] je průměr drátu ocelové šroubovitě pružiny. Dále je třeba určit poměrný součinitel $b^{1}_{op\ Sparing}$:

$$b^{1}_{op\ Sparing} = \frac{L^{1+}_{op0} - d^{1}_{op}}{D^{1}_{op}} = \frac{297,2 - 37,0}{163,0} \doteq 1,60; \quad (p4/30)$$

kde D^{1}_{op} [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny.



Obr. p4/2: Závislost součinitele $A^{I}_{op 1,7\ Sparing}$ na poměrných součinitelích $a^{I}_{op 1,7\ Sparing}$ a $b^{1}_{op\ Sparing}$. [35]

Z nomogramu na obr. p4/2 se dle výše stanoveného poměrného součinitele $a^{I}_{op 1,7\ Sparing}$ určí příslušná křivka a na základě hodnoty $b^{1}_{op\ Sparing}$ se odečte velikost součinitele $A^{I}_{op 1,7\ Sparing}$ ve stavech 1 a 7:

$$A^{I}_{op 1\ Sparing} \doteq 1,14; \quad (p4/31)$$

$$A^{I}_{op 7\ Sparing} \doteq 1,17. \quad (p4/32)$$

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 dle Sparingovy metody činí:

$$k_{y \text{ op } 1 \text{ Sparing}}^{I+} = \frac{2,6 k_{z \text{ op}}^{I+}}{A_{\text{op } 1 \text{ Sparing}}^I \left[1 + 0,77 \left(\frac{L_{\text{op } 1}^{I+} - d_{\text{op}}^I}{D_{\text{op}}^I} \right)^2 \right]} =$$

$$= \frac{2,6 \cdot 0,85}{1,14 \left[1 + 0,77 \left(\frac{265,0 - 37,0}{163,0} \right)^2 \right]} \doteq 0,77 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}; \quad (\text{p4/33})$$

$$k_{y \text{ op } 7 \text{ Sparing}}^{I+} = \frac{2,6 k_{z \text{ op}}^{I+}}{A_{\text{op } 7 \text{ Sparing}}^I \left[1 + 0,77 \left(\frac{L_{\text{op } 7}^{I+} - d_{\text{op}}^I}{D_{\text{op}}^I} \right)^2 \right]} =$$

$$= \frac{2,6 \cdot 0,85}{1,17 \left[1 + 0,77 \left(\frac{257,6 - 37,0}{163,0} \right)^2 \right]} \doteq 0,78 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}; \quad (\text{p4/34})$$

kde $k_{z \text{ op}}^{I+}$ [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost ocelové šroubovitě pružiny a $L_{\text{op } 1}^{I+}$ [mm] a $L_{\text{op } 7}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7.

Odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny podle ČVUT

Pro potřeby výpočtu odhadu příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny dle metody ČVUT je třeba určit poměrný součinitel $\varepsilon_{\text{op } 1,7}^{I+}$ ve stavech 1 a 7:

$$\varepsilon_{\text{op } 1}^{I+ \text{ ČVUT}} = \frac{z_{\text{op } 1}^{I+}}{L_{\text{op } 0}^{I+}} = \frac{32,2}{297,2} \doteq 0,11; \quad (\text{p4/35})$$

$$\varepsilon_{\text{op } 7}^{I+ \text{ ČVUT}} = \frac{z_{\text{op } 7}^{I+}}{L_{\text{op } 0}^{I+}} = \frac{39,6}{297,2} \doteq 0,13; \quad (\text{p4/36})$$

kde $z_{\text{op } 1}^{I+}$ [mm] a $z_{\text{op } 7}^{I+}$ [mm] je deformace ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 a $L_{\text{op } 0}^{I+}$ [mm] je délka ocelové šroubovitě pružiny ve stavu 0 (tj. délka nezatížené pružiny). Dále je třeba určit hodnotu štíhlostního poměru nezatížené pružiny:

$$\beta_{\text{op } 0}^{I+ \text{ ČVUT}} = \frac{L_{\text{op } 0}^{I+}}{D_{\text{op}}^I} = \frac{297,2}{163,0} \doteq 1,82; \quad (\text{p4/37})$$

kde D_{op}^I [mm] je roztečný průměr ocelové šroubovitě pružiny.

Z hodnot poměrného součinitele $\varepsilon_{\text{op } 1,7}^{I+}$ se určí hodnota součinitele $K_{\text{op } 1,7}^{I+}$ ve stavech 1 a 7:

$$K_{\text{op } 1}^{I+ \text{ ČVUT}} = \frac{2,6}{\varepsilon_{\text{op } 1}^{I+ \text{ ČVUT}}} = \frac{2,6}{0,11} \doteq 24,0; \quad (\text{p4/38})$$

$$K_{\text{op } 7}^{I+ \text{ ČVUT}} = \frac{2,6}{\varepsilon_{\text{op } 7}^{I+ \text{ ČVUT}}} = \frac{2,6}{0,13} \doteq 19,5; \quad (\text{p4/39})$$

a dále se určí z hodnot poměrného součinitele $\varepsilon_{\text{op } 1,7}^{I+}$ a z hodnoty štíhlostního poměru nezatížené pružiny $\beta_{\text{op } 0}^{I+}$ hodnota součinitele $\phi_{\text{op } 1,7}^{I+}$ ve stavech 1 a 7:

$$\begin{aligned}\phi_{\text{op 1 ČVUT}}^I &= \frac{\beta_{\text{op 0 ČVUT}}^I \sqrt{5,98 \varepsilon_{\text{op 1 ČVUT}}^I + 2,30 \varepsilon_{\text{op 1 ČVUT}}^I{}^2}}{2,6} = \\ &= \frac{1,82 \sqrt{5,98 \cdot 0,11 + 2,30 \cdot 0,11^2}}{2,6} \doteq 0,58;\end{aligned}\tag{p4/40}$$

$$\begin{aligned}\phi_{\text{op 7 ČVUT}}^I &= \frac{\beta_{\text{op 0 ČVUT}}^I \sqrt{5,98 \varepsilon_{\text{op 7 ČVUT}}^I + 2,30 \varepsilon_{\text{op 7 ČVUT}}^I{}^2}}{2,6} = \\ &= \frac{1,82 \sqrt{5,98 \cdot 0,13 + 2,30 \cdot 0,13^2}}{2,6} \doteq 0,64.\end{aligned}\tag{p4/41}$$

S použitím výše uvedených hodnot lze stanovit odhad příčné tuhosti ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 metodou ČVUT:

$$\begin{aligned}k_{y \text{ op 1 ČVUT}}^{I+} &= \frac{2,6 k_{z \text{ op}}^{I+}}{(1 + K_{\text{op 1 ČVUT}}^I) \frac{\text{tg}(\phi_{\text{op 1 ČVUT}}^I)}{\phi_{\text{op 1 ČVUT}}^I} - K_{\text{op 1 ČVUT}}^I} = \\ &= \frac{2,6 \cdot 0,85}{(1 + 24,0) \frac{\text{tg}(0,58)}{0,58} - 24,0} \doteq \mathbf{0,53 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}};\end{aligned}\tag{p4/42}$$

$$\begin{aligned}k_{y \text{ op 7 ČVUT}}^{I+} &= \frac{2,6 k_{z \text{ op}}^{I+}}{(1 + K_{\text{op 7 ČVUT}}^I) \frac{\text{tg}(\phi_{\text{op 7 ČVUT}}^I)}{\phi_{\text{op 7 ČVUT}}^I} - K_{\text{op 7 ČVUT}}^I} = \\ &= \frac{2,6 \cdot 0,85}{(1 + 19,5) \frac{\text{tg}(0,64)}{0,64} - 19,5} \doteq \mathbf{0,50 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}};\end{aligned}\tag{p4/43}$$

kde $k_{z \text{ op}}^{I+}$ [kN·mm⁻¹] je svislá tuhost ocelové šroubovitě pružiny.

Výsledný odhad příčné tuhosti prvotní ocelové šroubovitě pružiny

Z hodnot odhadů příčné tuhosti prvotní ocelové šroubovitě pružiny, vypočtených výše uvedenými šesti metodami, lze stanovit střední hodnotu ve stavech 1 a 7:

$$\begin{aligned}k_{y \text{ op 1}}^{I+} &= \\ &= \frac{1}{6} (k_{y \text{ op 1 Gross}}^{I+} + k_{y \text{ op 1 Wahl}}^{I+} + k_{y \text{ op 1 Tim-Pon}}^{I+} + k_{y \text{ op 1 BS}}^{I+} + \\ &\quad + k_{y \text{ op 1 Sparing}}^{I+} + k_{y \text{ op 1 ČVUT}}^{I+}) = \\ &= \frac{1}{6} (0,66 + 0,61 + 0,71 + 0,63 + 0,77 + 0,53) \doteq \mathbf{0,65 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}};\end{aligned}\tag{p4/44}$$

$$\begin{aligned}
 k_{y\text{op}7}^{I+} &= \\
 &= \frac{1}{6} (k_{y\text{op}7\text{Gross}}^{I+} + k_{y\text{op}7\text{Wahl}}^{I+} + k_{y\text{op}7\text{Tim-Pon}}^{I+} + k_{y\text{op}7\text{BS}}^{I+} + \\
 &\quad + k_{y\text{op}7\text{Sparing}}^{I+} + k_{y\text{op}7\text{čVUT}}^{I+}) = \tag{p4/45} \\
 &= \frac{1}{6} (0,67 + 0,60 + 0,73 + 0,63 + 0,78 + 0,50) \doteq \mathbf{0,65\text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}};
 \end{aligned}$$

a směrodatnou odchylku ve stavech 1 a 7:

$$\begin{aligned}
 s_{y\text{op}1}^{I+} &= \\
 &= \sqrt{\frac{1}{6} [(k_{y\text{op}1\text{Gross}}^{I+} - k_{y\text{op}1}^{I+})^2 + (k_{y\text{op}1\text{Wahl}}^{I+} - k_{y\text{op}1}^{I+})^2 + \\
 &\quad + (k_{y\text{op}1\text{Tim-Pon}}^{I+} - k_{y\text{op}1}^{I+})^2 + (k_{y\text{op}1\text{BS}}^{I+} - k_{y\text{op}1}^{I+})^2 + \\
 &\quad + (k_{y\text{op}1\text{Sparing}}^{I+} - k_{y\text{op}1}^{I+})^2 + (k_{y\text{op}1\text{čVUT}}^{I+} - k_{y\text{op}1}^{I+})^2]} = \tag{p4/46} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{6} [(0,66 - 0,65)^2 + (0,61 - 0,65)^2 + (0,71 - 0,65)^2 + \\
 &\quad + (0,63 - 0,65)^2 + (0,77 - 0,65)^2 + (0,53 - 0,65)^2]} \doteq \\
 &\quad \doteq \mathbf{0,08\text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}};
 \end{aligned}$$

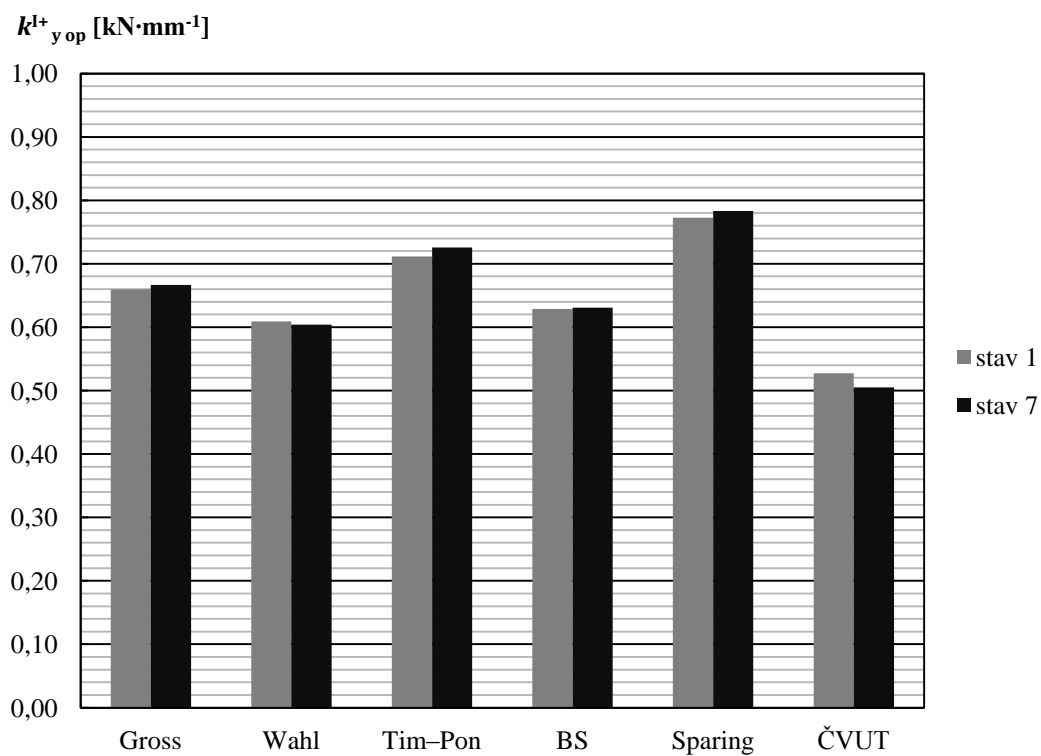
$$\begin{aligned}
 s_{y\text{op}7}^{I+} &= \\
 &= \sqrt{\frac{1}{6} [(k_{y\text{op}7\text{Gross}}^{I+} - k_{y\text{op}7}^{I+})^2 + (k_{y\text{op}7\text{Wahl}}^{I+} - k_{y\text{op}7}^{I+})^2 + \\
 &\quad + (k_{y\text{op}7\text{Tim-Pon}}^{I+} - k_{y\text{op}7}^{I+})^2 + (k_{y\text{op}7\text{BS}}^{I+} - k_{y\text{op}7}^{I+})^2 + \\
 &\quad + (k_{y\text{op}7\text{Sparing}}^{I+} - k_{y\text{op}7}^{I+})^2 + (k_{y\text{op}7\text{čVUT}}^{I+} - k_{y\text{op}7}^{I+})^2]} = \tag{p4/47} \\
 &= \sqrt{\frac{1}{6} [(0,67 - 0,65)^2 + (0,60 - 0,65)^2 + (0,73 - 0,65)^2 + \\
 &\quad + (0,63 - 0,65)^2 + (0,78 - 0,65)^2 + (0,50 - 0,65)^2]} \doteq \\
 &\quad \doteq \mathbf{0,09\text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}}.
 \end{aligned}$$

Po zaokrouhlení lze konstatovat, že očekávaná hodnota příčné tuhosti prvotní ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7 činí:

$$k_{y\text{op}1\text{S}}^{I+} = \mathbf{0,65 \pm 0,10\text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}}; \tag{p4/48}$$

$$k_{y\text{op}7\text{S}}^{I+} = \mathbf{0,65 \pm 0,10\text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}}. \tag{p4/49}$$

Pro přehlednost je na obr. p4/3 zobrazeno porovnání hodnot odhadů příčných tuhostí prvotní ocelové šroubovitě pružiny ve stavech 1 a 7, které jsou stanoveny výše uvedenými šesti metodami.

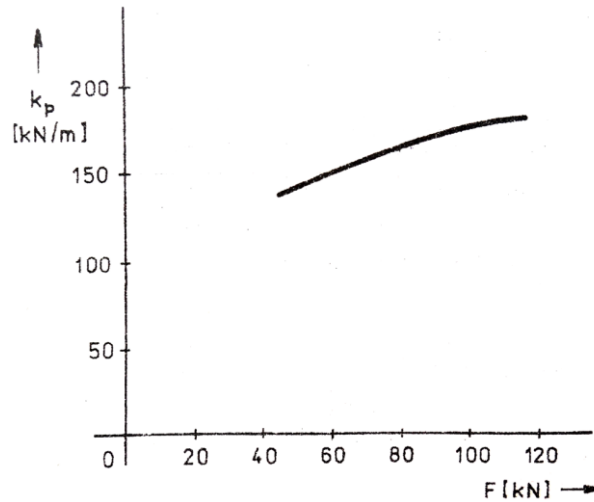


Obr. p4/3: Porovnání odhadů příčných tuhostí prvotní ocelové šroubovité pružiny ve stavech 1 a 7, stanovených uvedenými šesti metodami.

Příloha 5

**Stanovení odhadu závislosti příčné tuhosti
druhotné vzduchové pružiny na jejím svislém zatížení**

Při stanovení odhadu příčné tuhosti vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B se uvažuje analogie se vzduchovou pružinou Continental 684 N 4.100 (dle [3]), jejíž závislost příčné tuhosti na svislém zatížení je patrná z obr. p5/1.



Obr. p5/1: Závislost příčné tuhosti vzduchové pružiny Continental 684 N 4.100 na jejím svislém zatížení. [3]

Závislost vnitřního přetlaku vzduchu v membráně pružiny Continental 732 N 2.100 B [bar] na svislém zatížení vzduchové pružiny $F_{z\,vp}^{\text{II}}$ [kN] je dána rovnicí [3]:

$$p_{vp}^{\text{II}} = 0,0335 F_{z\,vp}^{\text{II}} + 0,0838; \quad (\text{p5/1})$$

a v případě vzduchové pružiny Continental 684 N 4.100 rovnicí [3]:

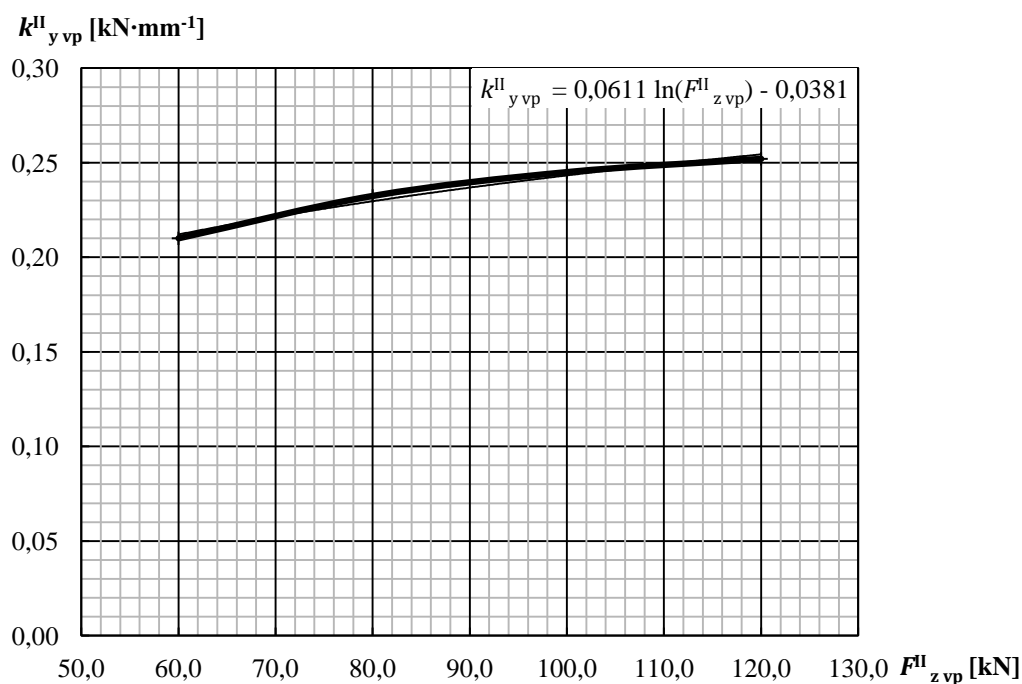
$$p_{vp} = 0,0480 F_{z\,vp} + 0,1200. \quad (\text{p5/2})$$

Jak vyplývá z těchto rovnic, je poměr jejich lineárních členů:

$$\frac{0,0480}{0,0335} \doteq 1,4. \quad (\text{p5/3})$$

Analogie průběhu příčné tuhosti v závislosti na svislém zatížení je založena na skutečnosti, že obě vzduchové pružiny mají podobný tvar a liší se pouze roztečným (středním) průměrem. Předpokládá se tedy, že při stejných hodnotách svislého zatížení, je příčná tuhost vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B přibližně 1,4krát vyšší než u vzduchové pružiny Continental 684 N 4.100. Z pomoci těchto hodnot lze stanovit závislost příčné tuhosti vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B na svislém zatížení v rozsahu do 120,0 kN¹⁾, která je uvedena na obr. p5/2.

¹⁾ Pro toto zatížení se udává příčná tuhost vzduchové pružiny Continental 684 N 4.100, neboť větší svislé zatížení není schopna tato pružina přenést.

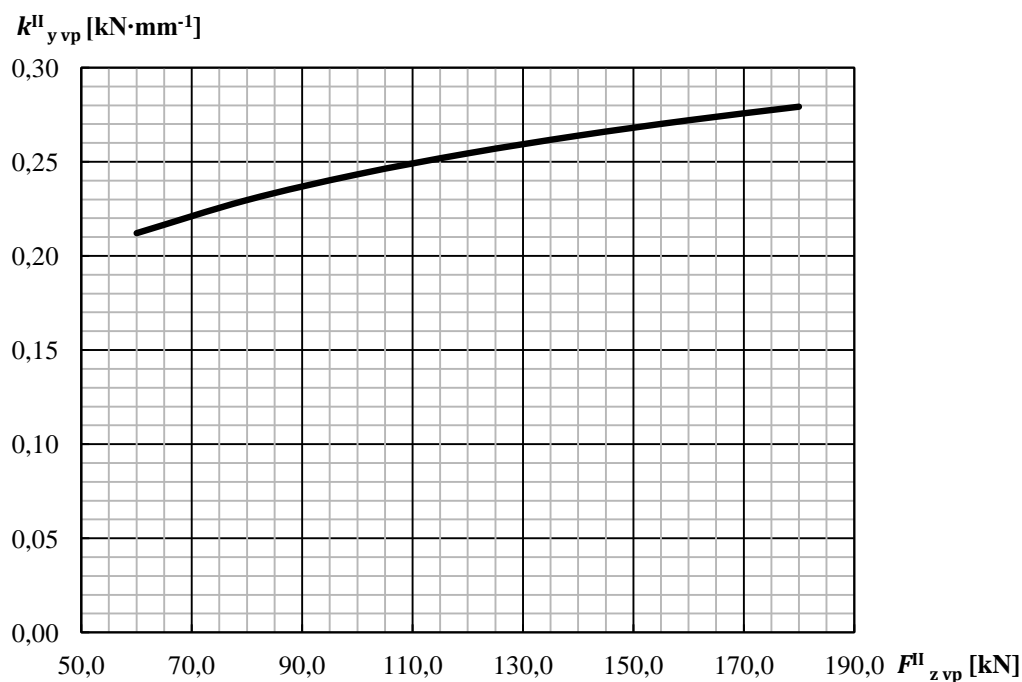


Obr. p5/2: Pomocná závislost příčné tuhosti vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B na svislém zatížení, sloužící ke stanovení regresní rovnice.

Pomocnou závislostí na obr. p5/2 je možné proložit logaritmickou regresní křivku o tvaru:

$$k^{\text{II}}_{y \text{ vp}} = 0,0611 \ln(F^{\text{II}}_{z \text{ vp}}) - 0,0381; \quad (\text{p5/4})$$

kde $k^{\text{II}}_{y \text{ vp}} [\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}]$ je příčná tuhost druhotné vzduchové pružiny. Na základě této rovnice je pak možné stanovit závislost příčné tuhosti vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B na svislém zatížení v celém potřebném rozsahu, tedy až do 180,0 kN. Tato odhadnutá závislost je patrná z obr. p5/3.



Obr. p5/3: Odhadnutá závislost příčné tuhosti vzduchové pružiny Continental 732 N 2.100 B na svislém zatížení.

Příloha 6

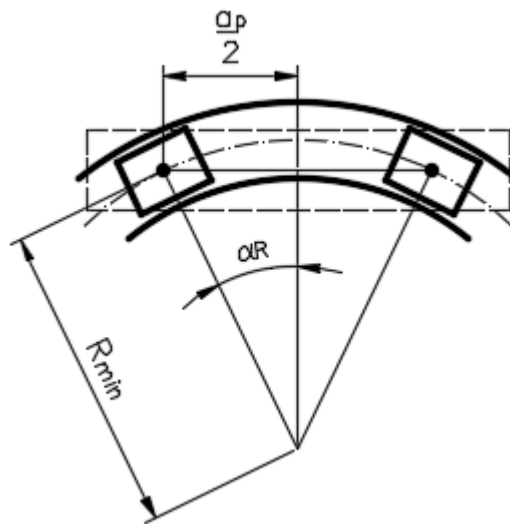
Podélné druhotné vypružení

Nejpodstatnější úlohu v podélném vypružení, z hlediska pohodlí cestujících, má vypružení tažného a narážecího ústrojí (TNÚ). Jeho návrh však již přesahuje rámec zadání této práce, a proto zde není zpracován. Druhotné vzduchové pružiny se rovněž účastní podélného vypružení, v jejich případě však není třeba řešit pohodlí cestujících, výšku nárazníků (resp. spřáhel) či BPV, ale je třeba ověřit, zda při natočení podvozku vůči skříní vozu v oblouku koleje nebude překročena jejich dovolená maximální vodorovná deformace, která dle [3] činí $\pm 120,0$ mm.

Při průjezdu vozidla obloukem koleje se podvozek natočí vůči skříní vozu o úhel, který je možné dle rozměrů patrných z obr. p6/1 určit následovně:

$$\alpha_R = \sin^{-1} \left(\frac{\frac{a_p}{2}}{R_{\min} \cdot 10^3} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{\frac{19000}{2}}{90 \cdot 10^3} \right) \doteq 6,1^\circ; \quad (\text{p6/1})$$

kde a_p [mm] je vzdálenost otočných bodů podvozků a R_{\min} [m] je nejmenší uvažovaný poloměr pojížděného oblouku koleje (zde uvažována hodnota 90 m).



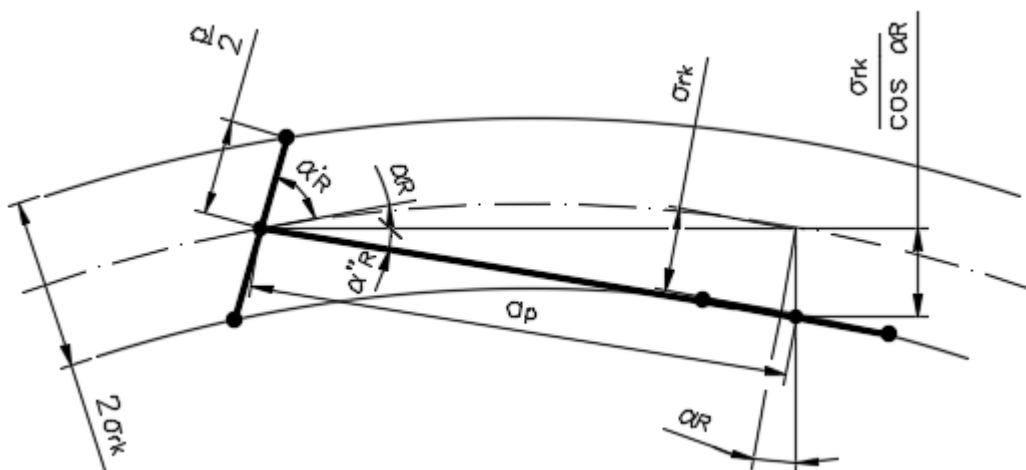
Obr. p6/1: Schématický nákres natočení podvozku vůči skříní vozu při průjezdu obloukem koleje o minimálním poloměru.

Při určení maximálního úhlu natočení podvozku vůči skříní vozu je však třeba rovněž zohlednit možné polohy podvozku resp. vozu ve volném kanálu koleje. Z tohoto hlediska nastane nejhorší případ tehdy, kdy jeden podvozek zaujímá vzpříčenou polohu a jeden podvozek tětíkovou polohu ve volném kanálu koleje dle obr. p6/2. Maximální hodnota volného kanálu koleje se dle [36] uvažuje $2 \sigma_{rk} = 47,0$ mm.

Přídavný úhel natočení podvozku vůči skříní vozu při vzpříčení podvozku ve volném kanálu koleje činí:

$$\alpha'_R = \sin^{-1} \left(\frac{\sigma_{rk}}{\frac{p}{2}} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{23,5}{\frac{2500}{2}} \right) \doteq 1,1^\circ; \quad (\text{p6/2})$$

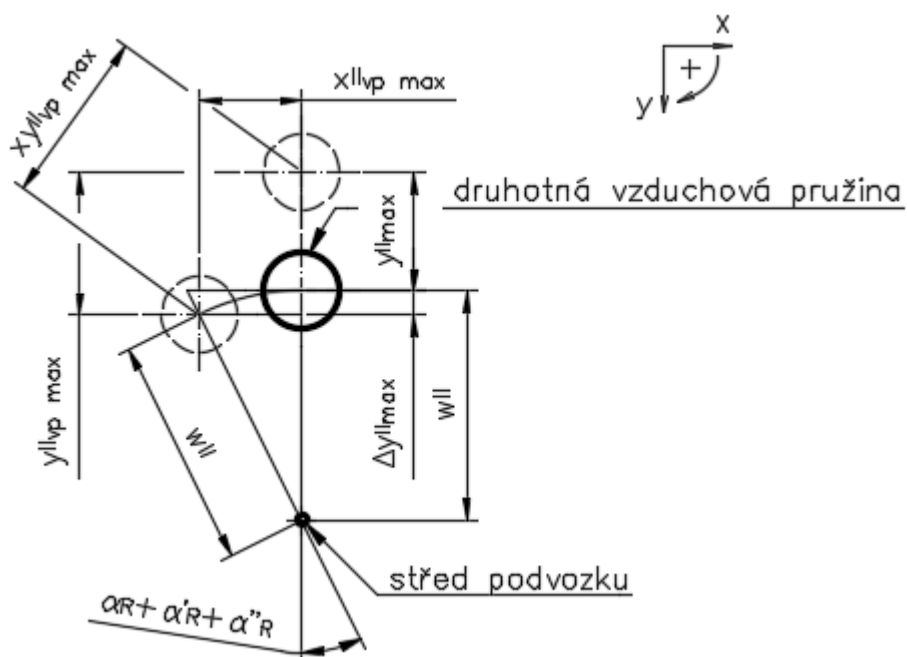
kde p [mm] je rozvor podvozku.



Obr. p6/2: Schématický nákras postavení vloženého vozu elektrické jednotky ve volném kanálu koleje pro určení maximálního úhlu natočení podvozku vůči skříně vozu. Jeden podvozek zaujímá vzpříčenou polohu a jeden podvozek tětíovou polohu ve volném kanálu koleje.

Přídavný úhel natočení skříně vozu vůči podvozku v případě, kdy jeden podvozek zaujímá vzpříčenou a jeden podvozek tětíovou polohu ve volném kanálu koleje činí:

$$\alpha''_R = \sin^{-1} \left[\frac{\frac{\sigma_{rk}}{\cos(\alpha_R)}}{a_p} \right] = \sin^{-1} \left[\frac{23,5}{\frac{\cos(6,1^\circ)}{19000}} \right] \doteq 0,1^\circ \quad (\text{p6/3})$$



Obr. p6/3: Schématický nákras vodorovné deformace druhotné vzduchové pružiny od natočení podvozku vůči skříně vozu při průjezdu obloukem koleje a při současném příčném vychýlení skříně vozu vůči podvozku.

Maximální podélná deformace druhotné vzduchové pružiny od natočení podvozku vůči skříni vozu při průjezdu obloukem koleje činí:

$$\begin{aligned} x_{\text{vp max}}^{\text{II}} &= w^{\text{II}} \sin(\alpha_{\text{R}} + \alpha'_{\text{R}} + \alpha''_{\text{R}}) = \\ &= 550 \sin(6,1^\circ + 1,1^\circ + 0,1^\circ) \doteq 69,0 \text{ mm}; \end{aligned} \quad (\text{p6/4})$$

kde w^{II} [mm] je polovina příčné vzdálenosti druhotných vzduchových pružin. Maximální příčnou deformaci druhotné vzduchové pružiny od natočení podvozku vůči skříni vozu při průjezdu obloukem koleje lze určit následovně:

$$\begin{aligned} \Delta y_{\text{max}}^{\text{II}} &= w^{\text{II}} [1 - \cos(\alpha_{\text{R}} + \alpha'_{\text{R}} + \alpha''_{\text{R}})] = \\ &= 550 [1 - \cos(6,1^\circ + 1,1^\circ + 0,1^\circ)] \doteq 4,3 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (\text{p6/5})$$

Při uvažování hodnoty maximální příčné deformace od příčného posunutí skříně vozu vůči podvozku v oblouku koleje o poloměru 90 m $y_{\text{max}}^{\text{II}} = 60,0$ mm (dle obr. 36) činí maximální příčná deformace druhotné vzduchové pružiny:

$$y_{\text{vp max}}^{\text{II}} = y_{\text{max}}^{\text{II}} + \Delta y_{\text{max}}^{\text{II}} = 60,0 + 4,3 \doteq 64,3 \text{ mm}. \quad (\text{p6/6})$$

Výslednou maximální vodorovnou deformaci druhotné vzduchové pružiny, znázorněnou na obr. p6/3, je možné dle [24] určit superpozicí:

$$xy_{\text{vp max}}^{\text{II}} = \sqrt{x_{\text{vp max}}^{\text{II}2} + y_{\text{vp max}}^{\text{II}2}} = \sqrt{69,0^2 + 64,3^2} \doteq \mathbf{94,4 \text{ mm}}. \quad (\text{p6/7})$$

Tato hodnota splňuje výše uvedenou podmínku dovolené maximální vodorovné deformace $\pm 120,0$ mm. Při výběru resp. návrhu druhotné vzduchové pružiny pro podvozek s vnitřním rámem je třeba, aby hodnota dovolené maximální vodorovné deformace byla obdobná (rozhodně ne menší než $\pm 100,0$ mm).