

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Nápravy kolejových vozidel
Jan Čota

Bakalářská práce

2008

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan ČOTA**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**

Název tématu: **Nápravy kolejových vozidel.**

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

Provést rešeršní činnost v problematice náprav kolejových vozidel se zaměřením na vývoj konstrukce náprav, používané typy a jejich odlišnosti a zvláštnosti, materiál pro výrobu a technologický postup výroby nápravy. Zpracovat vlastnosti nápravy jako nosníku z pohledu klasické mechaniky – ohybové momenty, průhyb a jeho důsledky. Přeložit normu UIC 515-3 OR z anglického jazyka definující metodiku návrhu nápravy a podle této metodiky navrhnout nápravu osobního vozu pro regionální provoz. Vypracovat výrobní výkres navržené nápravy. Vypracujte:

1. Rešerši z problematiky náprav kolejových vozidel.
2. Pohled na nápravu z hlediska pružnosti a pevnosti.
3. Překlad a výklad normy UIC 515-3 OR.
4. Návrh nápravy osobního vozu pro regionální provoz podle metodiky UIC.
5. Výrobní výkres navržené nápravy.


Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího BP
Rozsah pracovní zprávy: 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

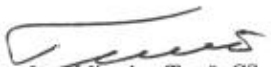
- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRÚBEK S.: Kolejové vozy. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63-870-84.
- [2] TNŽ 282105: Značení části dvojkolí železničních kolejových vozidel. 1987.
- [3] UIC 515-3: Rolling stock Bogies – Running gear Axle design calculation method. 1994.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Aleš Hába**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **18. února 2008**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. května 2008**


prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.


doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

dne

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Aleši Hábovi, jakožto vedoucímu mé bakalářské práce, za odborné vedení a konzultace v průběhu zpracování práce.

SOUHRN

Práce je věnována návrhu nápravy osobního vozu pro regionální provoz podle normy ČSN EN 13103.

Práce obsahuje metodiku návrhu, matematický výpočet, srovnání několika variant náprav, protokol k výpočtu navrhované nápravy a výrobní výkres nápravy.

KLÍČOVÁ SLOVA

železniční dvojkolí, nápravy, vozidla, ČSN EN 13103, regionální, návrhy

TITLE

Railway vehicle axles

ABSTRACT

The work deals with design method for coach-axle for regional service according to ČSN EN 13103.

The work contains design method, mathematical calculation, comparison of several variants of axles, protocol to calculation of designed axle and manufacturing drawing of axle.

KEYWORDS

railway wheelset, axles, coaches, ČSN EN 13103, regional, designs

OBSAH

1. ÚVOD	7
2. ŽELEZNIČNÍ DVOJKOLÍ	8
2.1. DVOJKOLÍ OBECNĚ.....	8
2.2. ŽELEZNIČNÍ NÁPRAVA	8
2.2.1. <i>Obecně</i>	8
2.2.2. <i>Výroba nápravy</i>	8
3. POHLED NA ŽELEZNIČNÍ NÁPRAVU Z HLEDISKA PRUŽNOSTI A PEVNOSTI	15
3.1. OHYBOVÉ A KROUTÍCÍ MOMENTY PŮSOBÍCÍ NA NÁPRAVU.....	15
3.2. VÝPOČET NAPĚTÍ V JEDNOTLIVÝCH PRŮŘEZECH NÁPRAVY	17
3.3. ÚNAVA A ZKOUŠKY	19
4. METODIKA NÁVRHU NÁPRAVY PODLE NORMY ČSN EN 13103	20
4.1. VLIV POHYBLIVÝCH HMOTNOSTÍ	20
4.2. VLIVY ÚČINKU BRZDĚNÍ	25
4.2.1. <i>Výpočet momentu M'_x</i>	26
4.2.2. <i>Výpočet momentu M'_z</i>	27
4.2.3. <i>Výpočet momentu M'_y</i>	27
4.2.4. <i>Výpočet celkového momentu M_R</i>	28
4.3. STANOVENÍ GEOMETRIE RŮZNÝCH ČÁSTÍ NÁPRAVY.....	28
4.3.1. <i>Geometrie přechodů</i>	28
4.3.2. <i>Napětí v různých průřezech nápravy</i>	30
4.3.3. <i>Nejvyšší přípustná napětí pro ocel jakosti EAIN</i>	31
5. VÝPOČET NÁPRAVY PRO ELEKTRICKOU PŘÍMĚSTSKOU JEDNOTKU ...33	33
5.1. VLASTNÍ VÝPOČET	33
5.2. SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN A JEDNOTEK PŘI VÝPOČTU	36
5.3. POROVNÁNÍ VÍCE MOŽNÝCH VARIANT VÝPOČTU.....	37
6. ZÁVĚR	44
7. SEZNAM LITERATURY	45
8. SEZNAM PŘÍLOH	46

1. ÚVOD

Bakalářská práce se zabývá problematikou návrhu železniční nápravy osobního vozu pro regionální provoz podle normy ČSN EN 13103, která přímo vychází z vyhlášky UIC 515-3. Je zaměřena na jeden typ nápravy a zároveň srovnává více variant výpočtu z hlediska maximálního možného zatížení nápravy, či jejího maximálního možného odlehčení.

Cílem bakalářské práce je nastínění problematiky výroby železničních náprav, pohled na nápravu z hlediska pružnosti a pevnosti a především popis metodiky návrhu nápravy pro osobní vůz regionální dopravy.

Dále je zpracován výrobní výkres navržené nápravy a protokol o výpočtu nápravy odpovídající normě ČSN EN 13103, resp. vyhlášce UIC 515-3.

2. Železniční dvojkolí

2.1. Dvojkolí obecně

Železniční dvojkolí patří k nejdůležitějším částem vozidla. Zajišťuje nesení a vedení vozidla po kolejnicích. Na dvojkolí se soustřeďují veškeré síly způsobené tíhou vozidla a jeho nákladu a také síly způsobené vedením vozidla jak v příčném, tak i podélném směru. Dvojkolí zajišťuje taktéž odvod energie vzniklé při brždění a zároveň v případě hnacích vozidel je nutno počítat s účinky tažné síly.

Všechny tyto síly musí být přenášeny naprosto spolehlivě. Vzhledem k tomu, že se většinou jedná o síly dynamické s proměnlivou amplitudou i frekvencí a síly rázové, které vyvolávají zrychlení v hodnotách až desetinásobků gravitačního zrychlení, lze konstatovat, že dvojkolí je mimořádně namáhanou součástí kolejového vozidla, která navzdory tomu nesmí v období své dlouhé životnosti selhat.

Dvojkolí se vždy skládá z nápravy a dvou kol. Podle způsobu brždění může osahovat i brzdové kotouče. Součástí dvojkolí jsou také koncové desky a matice, které slouží pro axiální zajištění a jiné menší součásti s dvojkolím spojené, jako například různé snímače a části pomocných pohonů či brzdové výstroje.

2.2. Železniční náprava

2.2.1. Obecně

Náprava je nosník válcového tvaru s různě odstupňovanými průměry podle jejich funkce a namáhání.

Na nápravě rozlišujeme tyto části:

- čepy ložisek
- sedla opěrných kroužků nebo prašníků
- sedla nábojů
- dřík

Čepy ložisek se většinou nachází na koncích nápravy. Existují však i nápravy s čepy ložisek umístěnými mezi koly. Jde však většinou o speciální vozidla nebo vozidla městské hromadné dopravy, kde nelze z konstrukčních důvodů čepy umístit vně nápravy.

Náprava bývá většinou plná z jednoho kusu oceli. V menší míře bývají používány nápravy duté. Výhodou těchto náprav je úspora hmotnosti a v neposlední řadě také snadnější defektoskopie, která je nesmírně důležitým úkonem ve fázi výroby i provozu nápravy. Zcela výjimečně se lze setkat s nápravami trubkovými, do nichž jsou zalisovány plné ložiskové čepy.

2.2.2. Výroba nápravy

Pro výrobu náprav osobních a nákladních vozů a méně namáhaných náprav trakčních vozidel se používá uhlíková ocel, uklidněná, ve stavu normalizačně žíhaném, případně

zušlechtném. Složení a mechanické vlastnosti oceli pro vozové nápravy musí odpovídat vyhlášce UIC 811 „Technické podmínky pro dodávku náprav pro vozidla v přívěsu“. Dříve se pro tento druh náprav používalo ocelí jakosti dle ČSN 11456, 11508 a 11558 o průměrném obsahu uhlíku 0,22 až 0,40 %. Poté se přešlo na nápravovou ocel jakosti 12032 s mezí pevnosti 500 až 650 MPa, která odpovídá vyhlášce UIC 811 a má následovné složení:

- C 0,25 až 0,33 %
- Mn 0,75 až 1,00 %
- Si 0,25 až 0,40 %
- Ni max. 0,5 %
- Cr max. 0,3 %
- Cu max. 0,2 %
- Mo max. 0,1 %
- V max. 0,1 %

Součet obsahu síry a fosforu nesmí překročit 0,07 %.

Pro nápravy trakčních vozidel, které se vyznačují vyššími nároky na materiál se používá ušlechtilá ocel chrommanganová jakosti dle ČSN 14240, chromvanadová jakosti 15230 a 15260 nebo chromniklová jakosti 16240 a 16440.

Vyhláška UIC 811 definuje ocel jakosti A1N, která má předepsané hodnoty mezí únavy a lze ji aplikovat na většinu druhů náprav. Je použita jako výchozí ocel pro výpočet nápravy dle vyhlášky UIC 515-3 a také v normě ČSN EN 13103, která z ní vychází.

Výchozím materiálem pro výrobu náprav jsou většinou předvalky kruhového průřezu válcované z ingotů, jejichž rozměry a hmotnost jsou stanoveny již s ohledem na finální výrobek. Předvalek musí být bez zjevných vad (šupiny, trhliny, vměstky) a musí být označen číslem tavby a jakostí použitého materiálu. Drobné povrchové vady se dají odstranit vysekáváním či vypálením.

Někdy se nápravy kovají přímo z kulatých nebo osmibokých ingotů, z předvalků čtvercového průřezu nebo také ze silnostěnných bežešvých trubek (v případě dutých náprav).

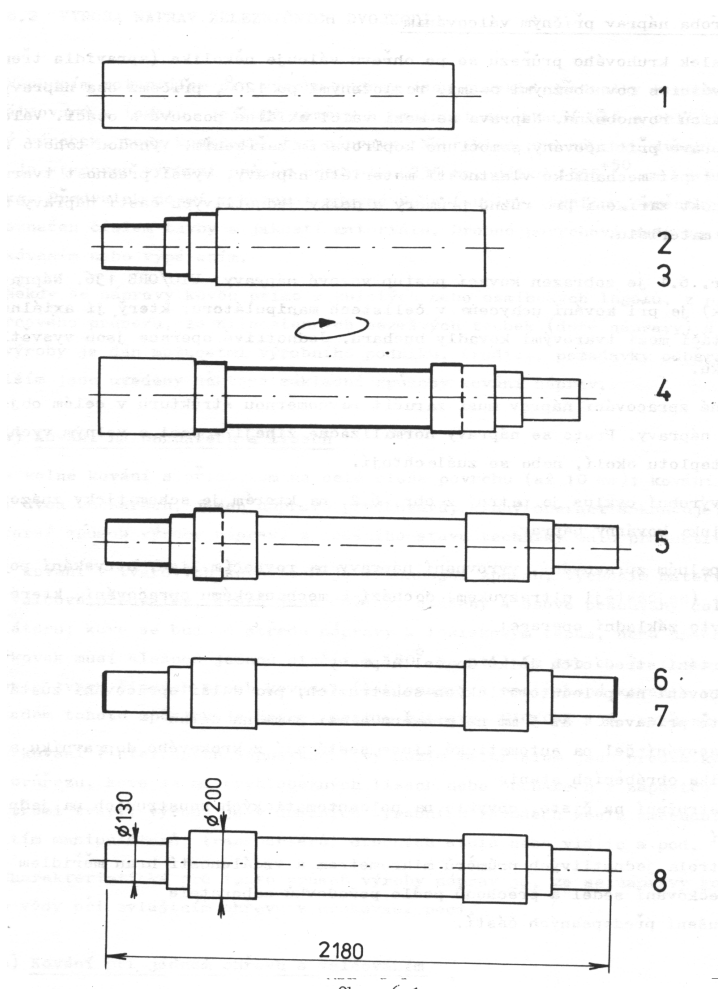
Základní způsoby kování náprav:

Kování na bucharech a lisech

- volné kování s přídavkem na celé ploše povrchu (až 10 mm); kování se provádí na dvou bucharech, jeden nápravu předkovává, druhý operaci dokončuje; nejstarší způsob kování náprav, z dnešního pohledu málo produktivní
- kování v tvarových kovadlech; jde o výkonnější způsob; výchozím materiálem jsou válcové předvalky, které jsou drženy, otáčeny a osově posouvány čelistmi manipulátoru;

kove se buď od středu směrem k ložiskovým čepům, nebo opačně; výkovek se musí alespoň jednou otočit na otočném stole o 180°; je třeba provádět kontrolu tvaru činných ploch kovadel pomocí šablon a opotřebená kovadla vyměňovat; stejně se postupuje při kování nápravy UIC/ORE 136 (Obr. 1)

- kování v otevřených zápustkách; výchozím materiálem jsou předvalky čtvercového průřezu; kove se na rychloběžných lisech nebo bucharech v zápustce se dvěma nebo třemi tvary; výroba je zcela zmechanizována použitím automatických manipulátorů, transportérů, otočných stolů a vidlic



Obr. 1 Postup kování nápravy UIC/ORE 136

Postup dle Obr. 1:

- 1 – Výchozí kruhový předvalek, uchopení manipulátorem za jeden konec
- 2 – Kování čepu, sedla prašníku a části sedla kola
- 3 – Otočení nápravy o 180° na otočném stole, uchopení za vykovanou část
- 4 – Vykování dřívku a částí sedel kola
- 5 – Dokončení vykování sedla kola

- 6 – Upálení konců nápravy na patřičnou délku, kontrola měřidlem
- 7 – Rovnání nápravy po tepelném zpracování
- 8 – Náprava ve studeném stavu, kontrola rozměrů měřidly

Pro tento způsob výroby náprav je charakteristické kování z předvalků při zvláštním ohřevu v krokovací peci.

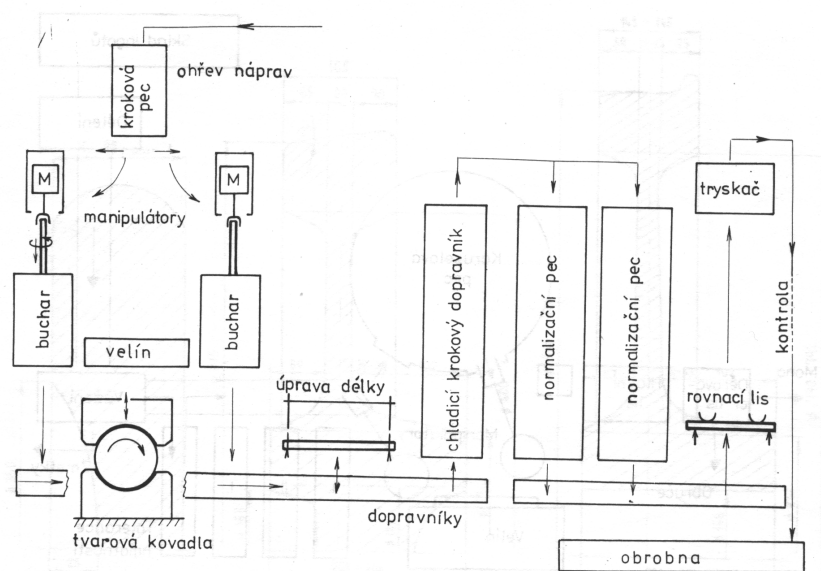
Kování při jednom ohřevu s válcováním

Výchozím materiálem jsou ingoty čtvercového průřezu, z nichž se kovou čtvercové předvalky. Po ohřevu se z nich válcuje kulatina, která se řeže na odpovídající délky a ihned bez dalšího přihřívání se v bucharech a otevřených zápustkách vykove tvar nápravy. Tento způsob je výhodný z hlediska energetické náročnosti, ale lze jej aplikovat pouze v závodech, kde probíhá hromadná výroba náprav (1500 – 2000 náprav denně) a je plně zautomatizována. Probíhá na speciální výrobní lince. Od pecí jde materiál k válcovacím stolicím, z nich na pilu, poté na buchary, rovnací stroje, na kontrolu a do expedice.

Výroba náprav příčným válcováním

Předvalek kruhového průřezu se po ohřevu válcuje několika (zpravidla třemi) krátkými válci s rovnoběžnými osami rozloženými po 120°. Osa nápravy je s osami válců rovnoběžná. Náprava se mezi válci axiálně posouvá a otáčí. Válce jsou k nápravě přitlačovány samočinně kopírovacím zařízením. Výhodou tohoto způsobu výroby jsou lepší mechanické vlastnosti materiálu nápravy, vyšší přesnost tvaru a délky jednotlivých částí nápravy a také jistá úspora materiálu.

Tepelné zpracování náprav musí zaručit rovnoměrnou strukturu materiálu. Nápravy se proto normalizačně žíhají v peci a poté samovolně chladnou na teplotu okolí, nebo se zušlechťují.



Obr. 2 Výrobní linka železničních náprav

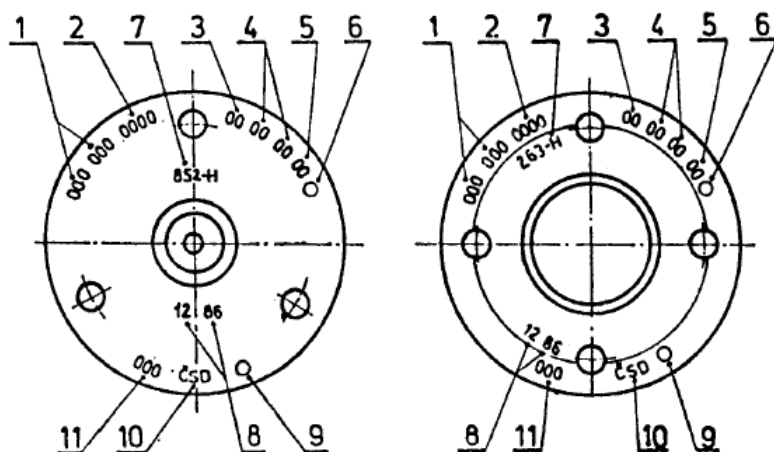
Po tepelném zpracování, vyrovnaní nápravy na rovnacím lise, otryskání povrchu a defektoskopii dochází k mechanickému opracování nápravy s těmito základními kroky:

- navrtání středících důlků do středu nápravy
- hrubování na poloautomatických soustruzích; pro další opracování je stále ponecháván přídavek 4 až 5 mm na průměru a asi 3 mm na délce
- opracování čel na automatické lince (krokový dopravník a několik obráběcích stanic)
- soustružení na čisto na poloautomatických soustruzích na jedno upnutí
- kontrola jednotlivých průměrů a vzdáleností hran
- válečkování sedel a přechodů; broušení ostatních předepsaných částí

Značení náprav

Poté, co náprava projde výrobním procesem je označena dle drážního předpisu TNŽ 28 2105.

Značení náprav hnacích vozidel všech rozchodů:



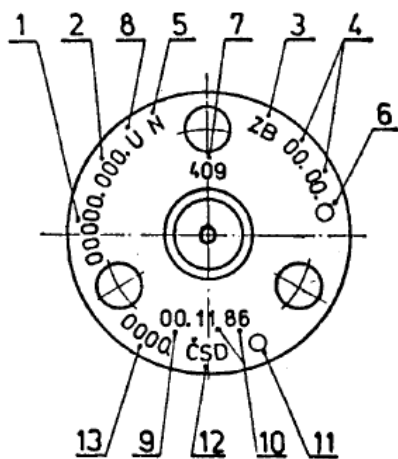
Obr. 3 Značení náprav hnacích vozidel (vlevo plné, vpravo duté)

- 1) číslo tavby a pořadové číslo nápravy v tavbě
- 2) označení, nebo smluvená značka jakosti oceli
- 3) značka výrobce výkovku nápravy
- 4) datum výroby výkovku nápravy (měsíc a poslední dvojčíslí roku)
- 5) značka výrobce obrobené nápravy
- 6) značka příjemce obrobené nápravy (jen u dodávek samotných náprav)
- 7) číselné označení druhu a řady hnacího vozidla s označením druhu nápravy (H, N)
- 8) datum sestavení dvojkolí (měsíc a poslední dvojčíslí roku)
- 9) značka příjemce dvojkolí
- 10) vlastnická značka
- 11) výrobní číslo dvojkolí

Značky 1 až 7 na nápravách pro dvojkolí hnacích vozidel všech rozchodů se vyrážejí na levých čelech náprav. Značky 1 až 5 a 7 vyrazí výrobce obrobených náprav za studena (značku 6 vyrazí příjemce). U náprav s průměrem ložiskového čepu nad 100 mm je velikost značek 8 mm a u náprav s průměrem ložiskového čepu pod 100 mm je velikost značek 5 mm.

Na nápravách pro dvojkolí hnacích vozidel, kde není možné z konstrukčních důvodů dodržet umístění značek (např. pohony pomocných přístrojů), je možno tyto značky umístit po obvodě podle potřeby v předepsaném pořadí (značky 1 až 7 – označení nápravy a značky 8 až 11 – označení dvojkolí).

Značení náprav pro vozová dvojkolí:



Obr. 4 Značení náprav pro vozová dvojkolí

- 1) číslo tavby
- 2) pořadové číslo nápravy
- 3) značka výrobce nápravy
- 4) datum výroby nápravy (měsíc a poslední dvojčíslí roku)
- 5) metalurgický stav materiálu nebo označení oceli
- 6) značka přejímatele nápravy (jen u dodávek samotných náprav)
- 7) typ nápravy, případně typ dvojkolí (typ dvojkolí se značí jen tehdy, není-li shodný s typem nápravy)
- 8) značka defektoskopické zkoušky (U)
- 9) značka výrobce dvojkolí (při shodnosti s výrobcem nápravy se značka nerazí)
- 10) datum sestavení dvojkolí (měsíc a poslední dvojčíslí roku)
- 11) značka přejímatele dvojkolí
- 12) vlastnická značka
- 13) běžně (výrobní) číslo dvojkolí

Značky 1 až 8 na nápravách pro dvojkolí tažených vozidel normálního i úzkého rozchodu se vyrážejí následovně:

- a) na obou čelech náprav pro vozová dvojkolí normálního rozchodu,
- b) na jednom čele náprav pro vozová dvojkolí úzkého rozchodu.

Značky 1 až 5, 7 a 8 vyrazí výrobce obroběných náprav za studena (značku 6 vyrazí přejímatel).

Velikost značek (mimo značky 8):

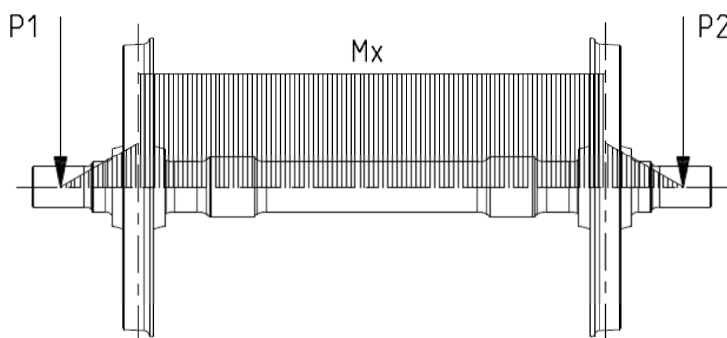
- a) u náprav s čepy bez závitu o \varnothing čepů nad 100 mm - 8 mm,
- b) u náprav s čepy bez závitu o \varnothing čepů do 100 mm a s čepy se závity nad M 80 - 5mm,
- c) u náprav s čepy se závity od M 60 do M80 - 3 mm.

Velikost značky pro defektoskopickou kontrolu (8) je 8 až 10 mm.

3. Pohled na železniční nápravu z hlediska pružnosti a pevnosti

3.1. Ohybové a kroutící momenty působící na nápravu

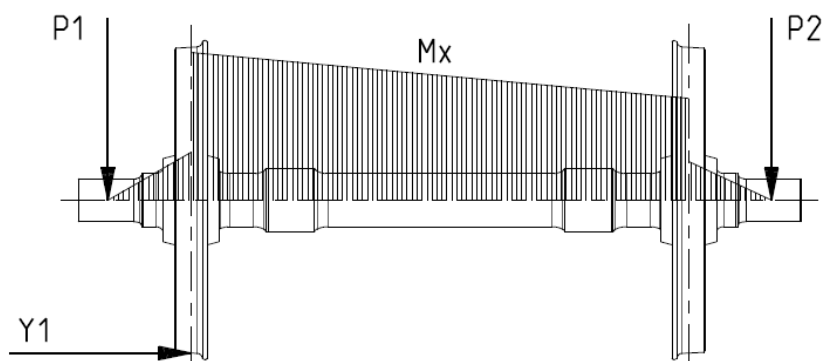
Železniční náprava je nosník na dvou podpěrách, který je symetricky namáhán ohybovým momentem M_x způsobeným silami v rovině zatížení ložiskového čepu (Obr. 5).



Obr. 5 Ohybový moment ve vertikální rovině při symetrickém zatížení

P_1, P_2 – síly zatěžující ložiskové čepy
 M_x – ohybový moment

Ve skutečnosti je nutno počítat i se silovými účinky, které vyvozují přídatný ohybový moment při průjezdu obloukem. Výsledný ohybový moment M_x ležící ve vertikální rovině je znázorněn na Obr. 6.



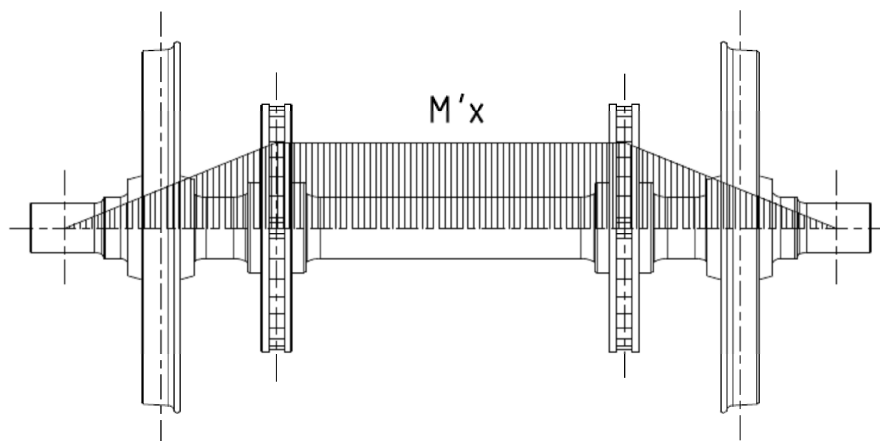
Obr. 6 Ohybový moment ve vertikální rovině při průjezdu obloukem

Y_1 – horizontální síla působící ve styku kolo-kolejnice

Při brždění vozidla však vznikají i další ohybové a kroutící momenty, které musí být zohledněny.

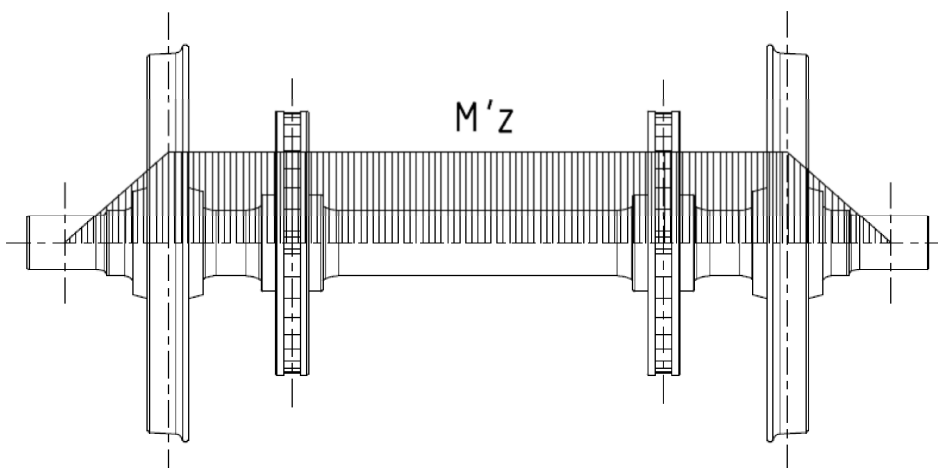
Je to ohybový moment M'_x ležící ve vertikální rovině, ohybový moment M'_z ležící v horizontální rovině a kroutící moment M'_y , který působí přímo v ose nápravy.

Ohybový moment M'_x je závislý na druhu použité brzdy. V případě nápravy se dvěma symetricky umístěnými brzdovými kotouči je průběh ohybového momentu patrný z Obr. 7.



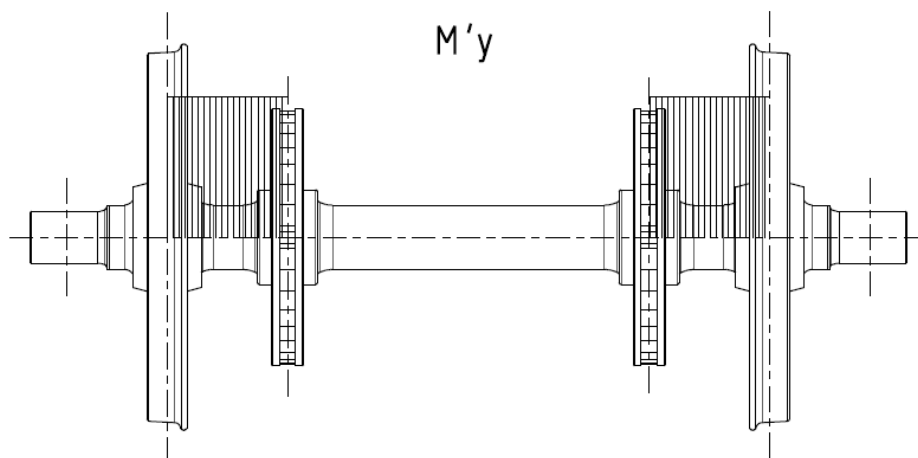
Obr. 7 Ohybový moment vzniklý při brždění ve vertikální rovině

Ohybový moment M'_z je způsoben silami, které vznikají při brždění v horizontálním směru a má průběh dle Obr. 8.



Obr. 8 Ohybový moment vzniklý při brždění v horizontální rovině

Krouticí moment M'_y je způsoben brzdnými silami působícími na brzdové kotouče a odpovídajícími reakcemi ve styku kolo-kolejnice. Má průběh dle Obr. 9.



Obr. 9 Průběh kroutícího momentu vzniklého při brždění podél nápravy

Celková velikost momentů působících v jednotlivých rovinách je potom určena takto:

$$M_X = M_x + M'_x \quad [\text{N.m}] \quad (1)$$

$$M_Z = M'_z \quad [\text{N.m}] \quad (2)$$

$$M_Y = M'_y \quad [\text{N.m}] \quad (3)$$

M_X – velikost celkového ohybového momentu v horizontální rovině

M_Z – velikost celkového ohybového momentu ve vertikální rovině

M_Y – velikost celkového kroutícího momentu

3.2. Výpočet napětí v jednotlivých průřezech nápravy

Pro výpočet skutečného napětí v jednotlivých průřezech nápravy je nutno stanovit celkový moment. Ten je složen z momentů ohybových a momentu kroutícího. Tyto momenty lze posuzovat podle napětí která způsobují. Ohybový moment způsobuje normálové napětí σ a kroutící moment tečné napětí τ . Proto nelze tyto dvě složky jednoduše sečíst. V takovýchto případech je nutné určit redukované napětí σ_r pro daný průřez. Nauka o pružnosti a pevnosti zná několik hypotéz, které se pro tento účel používají. Vzhledem ke způsobu, jakým je železniční náprava namáhána, je vhodné použít tzv. „Guestovu hypotézu“ maximálního smykového napětí. Podle této teorie rozhoduje o pevnosti součásti velikost maximálního smykového napětí.

Pevnostní podmínka má tento tvar:

$$\sigma_r \leq \sigma_D \quad [\text{MPa}] \quad (4)$$

σ_r – redukované napětí

σ_D – dovolené napětí

V případě rovinné napjatosti dané dvěma složkami normálového napětí (σ_x , σ_y) a jednou složkou tečného napětí (τ) poté platí pro redukované napětí s_r následující vztah:

$$s_r = \sqrt{(s_x - s_y)^2 + 4 \cdot t^2} \quad [\text{MPa}] \quad (5)$$

s_x , s_y – složky normálového napětí

t – tečné napětí

V případě železniční nápravy vzniká jedna složka normálového napětí s , která je způsobena ohybovým momentem a tečné napětí t způsobené kroutícím momentem. Rovnici pro redukované napětí lze tedy zapsat takto:

$$s_r = \sqrt{(s^2 + 4 \cdot t^2)} \quad [\text{MPa}] \quad (6)$$

s – normálové napětí

Pro normálové napětí s platí:

$$s = \frac{32 \cdot \sqrt{M_x^2 + M_z^2}}{p \cdot d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (7)$$

d – průměr nápravy v místě průřezu

Pro tečné napětí t platí:

$$t = \frac{16 \cdot M_y^2}{p \cdot d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (8)$$

Dosazením těchto rovnic do rovnice pro redukované napětí s_r získáme následující vztah:

$$s_r = \frac{32 \cdot \sqrt{M_x^2 + M_z^2 + M_y^2}}{p \cdot d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (9)$$

Z tohoto vztahu vyplývá, že rovnice pro výpočet celkového momentu M_R v daném průřezu nápravy bude mít tvar:

$$M_R = \sqrt{M_x^2 + M_z^2 + M_y^2} \quad [\text{N.m}] \quad (10)$$

M_R – celkový moment působící v daném průřezu nápravy

A rovnice pro redukované napětí s_r bude mít tento konečný tvar:

$$s_r = \frac{32 \cdot M_R}{p \cdot d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (11)$$

Po určení redukovaného napětí s_r je již možné toto napětí porovnat s maximálním přípustným dovoleným napětím s_D pro daný materiál.

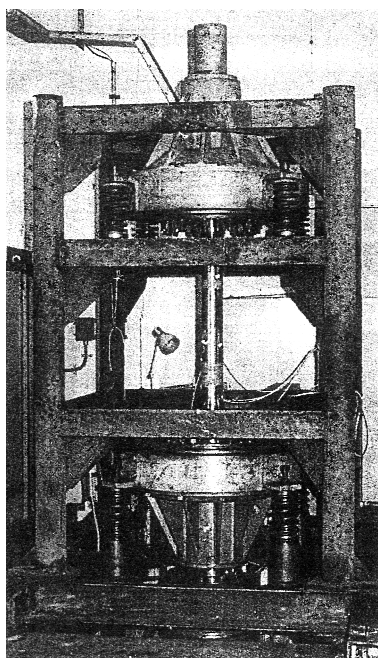
3.3. Únava a zkoušky

Železniční náprava je mimořádně namáhaný konstrukční prvek kolejového vozidla. Přenáší veškeré síly mezi skříní vozidla a koly, síly vzniklé při brždění a v případě hnacích náprav i síly trakční.

U náprav se vyskytuje způsob namáhání tzv. ohybem za rotace. První systematické únavové zkoušky na železničních nápravách byly prováděny již v 19. století. Vznikla tzv. Wöhlerova křivka (podle železničního inženýra Augusta Wöhlera). Ta popisuje závislost počtu cyklů na působícím napětí v souvislosti s únavou materiálu. Umožňuje experimentálně stanovit tzv. oblast „trvalé pevnosti“, tzn. maximální přípustné amplitudy napětí v daném materiálu, které při cyklickém namáhání po celou dobu životnosti nápravy zaručí, že nedojde ke změně jejích mechanických vlastností, resp. vzniku trhlin.

V současnosti se při únavových zkouškách železničních náprav používá kromě zařízení s rotujícím ohybem také speciálních rezonančních strojů a elektrohydraulických zařízení.

Příkladem takového zařízení může být rezonanční únavový stroj SVÚM Praha a.s. pro zkoušky náprav rotujícím ohybovým momentem (Obr. 10). Zkoušená náprava je upnuta mezi dvě hmoty (2200 kg nebo 3700 kg), které jsou uloženy vinutými pružinami do rámu stroje. Ke spodní hmotě je připojen tzv. vibrátor, který je poháněn elektrickým motorem o výkonu 16 kW. Uprostřed délky nápravy jsou připevněny tenzometry, které fungují jako zpětná vazba pro pohon vibračního zařízení. Tři další tenzometry, které již slouží pro získávání měřených dat, jsou umístěny na obou koncích nápravy a uprostřed nápravy. Vibrační zařízení pracuje na levé straně rezonanční charakteristiky systému. Velikost ohybového momentu lze plynule měnit a tím simulovat různá zatížení nápravy.



Obr. 10 Rezonanční únavový stroj pro zkoušky náprav rotujícím ohybovým momentem

4. Metodika návrhu nápravy podle normy ČSN EN 13103

Norma ČSN EN 13103 je českou verzí evropské normy EN 13103:2001, která má status technické normy a spadá do skupiny „Železniční aplikace“, jejíž sekretariát zajišťuje DIN. Její vznik je závazný pro všechny státy zasedající v Evropském výboru pro normalizaci (CEN), jehož členem je i Česká republika (zastoupena Českým normalizačním institutem).

Norma ČSN EN 13103 vychází z vyhlášky **UIC 515-3**. Metodika výpočtu, která je z velké části naprosto identická, byla mírně vylepšena (kupříkladu je nově uvažován ohybový moment způsobený účinky brždění M'_y v horizontální rovině týkající se případu navrhované nápravy) a obsah normy se rozšířil (především o možnost výpočtu u vozů s naklápěcími skříněmi).

Tato norma definuje síly a momenty, které musí být zohledněny při výpočtu nápravy. Uvádí dále způsob výpočtu napětí vně uložených náprav a předepisuje také nejvyšší přípustná napětí pro ocel jakosti EA1N, která se přímo dosazují do výpočtu. S její pomocí lze stanovit i nejvyšší přípustná napětí pro oceli jiných jakostí. Norma dále definuje geometrii nápravy s ohledem na dostatečnou bezpečnost za provozu. Aplikovatelná je pro všechna železniční dvojkolí s vnějšími ložiskovými čepy, která jsou určena pro přepravu osob a nákladu na všech rozchodech. Vhodná je pro nepoháněné nápravy, přičemž nepoháněné nápravy motorových podvozků a lokomotiv by měly být posuzovány podle normy ČSN EN 13104. Pro železniční vozidla lehké konstrukce a pro tramvaje lze použít jiných norem nebo dokumentů, které vyplynou z dohody mezi zákazníkem a dodavatelem.

Výpočet nápravy dle ČSN EN 13103 má následující základní fáze:

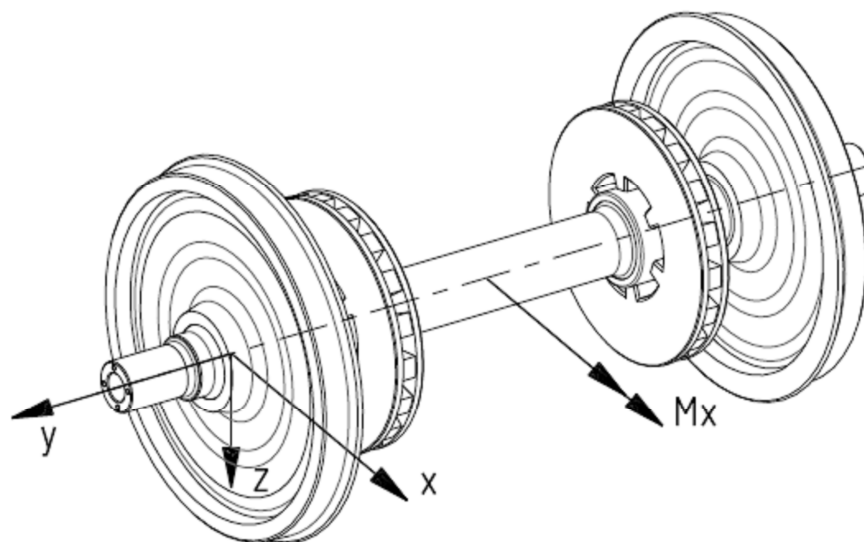
- určení působících sil pro stanovení momentů v různých průřezech nápravy
- výběr průměru dřívku nápravy a průměrů ložiskových čepů; výpočet zbývajících průměrů průřezů na základě těchto rozměrů
- získané varianty je nutno ověřit vypočítáním napětí pro každý kritický průřez nápravy a jeho porovnáním s nejvyšší přípustným napětím pro danou oblast

Na nápravu působí během její životnosti ohybové a kroutící momenty způsobené dvěma základními kategoriemi sil:

- síly vzniklé vlivem pohyblivých hmotností
- síly vzniklé účinky brždění

4.1. Vliv pohyblivých hmotností

Síly vznikající účinky pohyblivých hmotností se vkládají do svislé roviny souměrnosti (y,z), ve které leží podélná osa souměrnosti nápravy (Obr. 11).



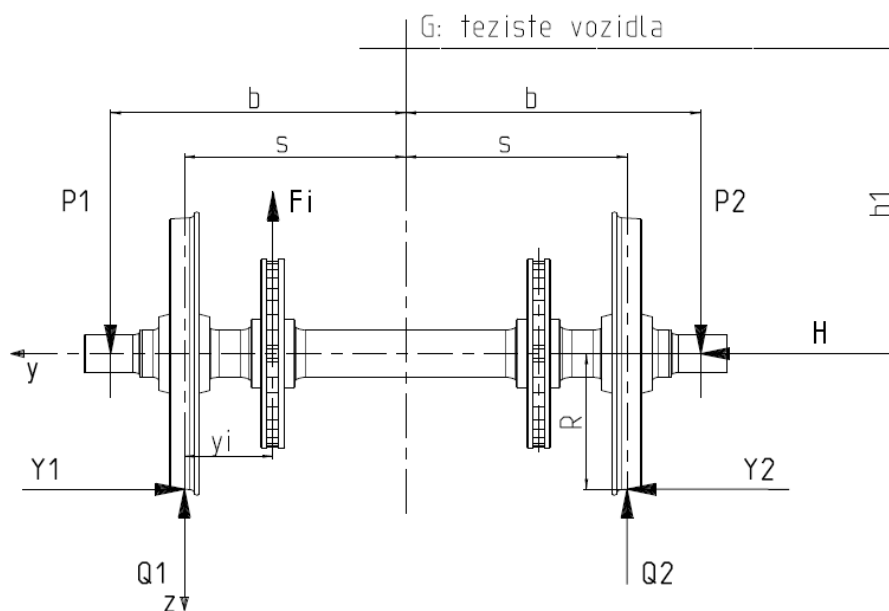
Obr. 11 Definice souřadného systému a orientace ohybového momentu

Norma ČSN EN 13103 přesně definuje výpočet hmotnosti jak pro vozidla na hlavních drahách (včetně servisních vozů a vozů se zavazadlovým a poštovním oddílem) tak pro vozidla příměstské dopravy. V případě navrhované nápravy se jedná o druhý způsob výpočtu:

- hmotnost v provozu plus 1,2 násobek užitečného zatížení
- hmotnost v provozu je definována jako hmotnost vozidla bez cestujících s plnými nádržemi na vodu, písek, palivo apod.
- užitečné zatížení počítá s hmotností 70 kg na jednoho cestujícího (1 cestující na sedadlo, 3 cestující na m^2 v průchozích chodbách, 4 až 5 cestujících v nástupních prostorách) a dále počítá s 300 kg na m^2 v zavazadlových prostorách

Pro potřeby výpočtu lze označit hmotnost m_1 jako hmotnost působící na čepy ložisek (včetně hmotnosti ložisek a tělesa ložiskové skříně) a hmotnost m_2 jako hmotnost dvojkolí a neodpružené hmotnosti mezi rovinami styčných kružnic (brzdové kotouče apod.).

Ohybový moment M_x se pro každý kritický průřez nápravy vypočítá z působících sil P_1 , P_2 , Q_1 , Q_2 , Y_1 , Y_2 a F_i dle Obr. 12.



Obr. 12 Síly působící na dvojkolí

Norma rozlišuje vodící a nevodící dvojkolí. V případě navrhované nápravy se jedná o nevodící dvojkolí. Síly jsou definovány takto:

$$P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{h_1}{b} \right) \cdot m_1 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (12)$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{h_1}{b} \right) \cdot m_1 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (13)$$

$$Y_1 = 0,30 \cdot m_1 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (14)$$

$$Y_2 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g \quad [\text{N}] \quad (15)$$

- P_1 – svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy
- P_2 – svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy
- Y_1 – vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v přitíženém styku kolo-kolejnice
- Y_2 – vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku kolo-kolejnice
- h_1 – výška těžiště nad středem nápravy od hmotnosti nesené dvojkolím
- b – vzdálenost roviny zatížení ložiskového čepu od středu nápravy
- m_1 – hmotnost působící na ložiskové čepy
- g – gravitační zrychlení

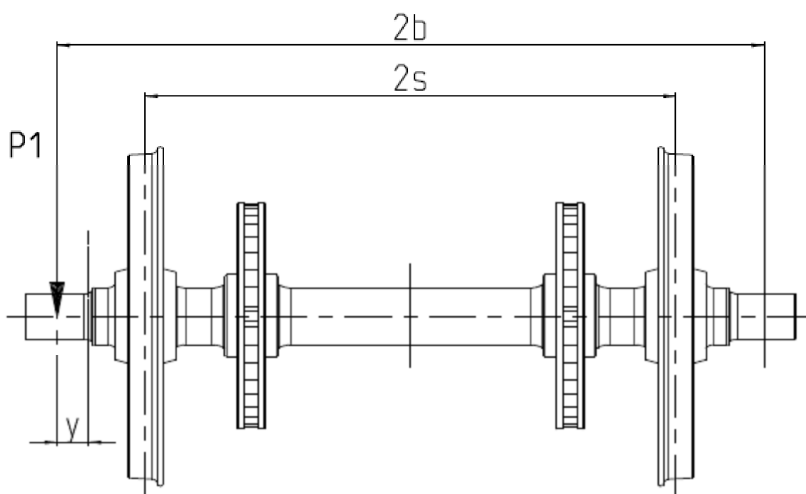
Síly Q_1 a Q_2 jsou definovány pro oba druhy dvojkolí stejně:

$$Q_1 = \frac{1}{2} \cdot s \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i \cdot (2 \cdot s - y_i)] \quad [\text{N}] \quad (16)$$

$$Q_1 = \frac{1}{2} \cdot s \cdot [P_2 \cdot (b + s) - P_1 \cdot (b - s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i \cdot y_i] \quad [\text{N}] \quad (17)$$

- Q_1 – síla svislého účinku koleje na přitížený ložiskový čep nápravy
 Q_2 – síla svislého účinku koleje na odlehčený ložiskový čep nápravy
 s – vzdálenost styčné kružnice od středu nápravy
 R – jmenovitý poloměr styčné kružnice kola s kolejnici
 F_i – síly od účinků neodpružených hmotností mezi koly
 y_i – vzdálenost mezi rovinou styčné kružnice jednoho kola a silou F_i

Výsledný ohybový moment M_x ležící ve vertikální rovině se počítá zvlášť pro každý kritický průřez nápravy. Pokud se průřez nachází mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice, postupuje se dle Obr. 13.

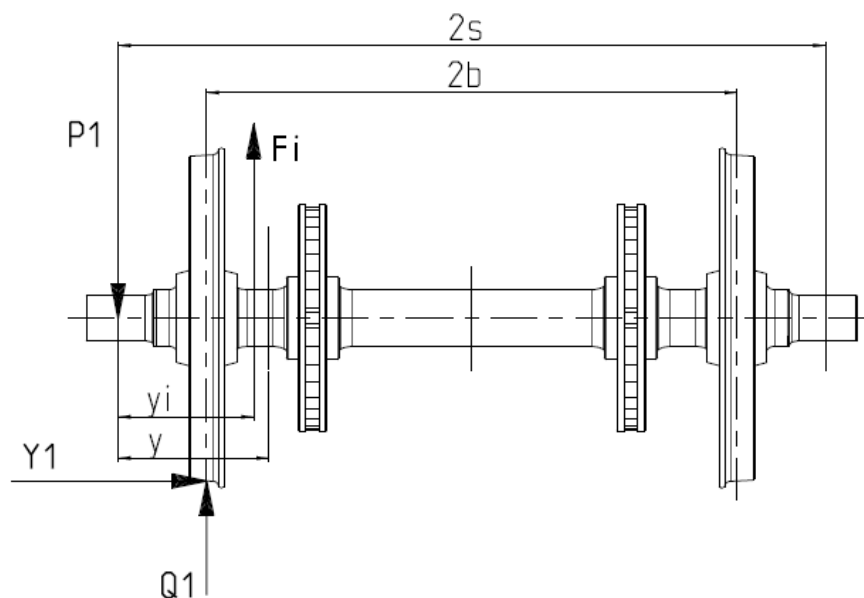


Obr. 13 Průřez se nachází mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice

$$M_x = P_1 \cdot y \quad [\text{N.m}] \quad (18)$$

- M_x – ohybový moment od účinku pohyblivých hmotností
 y – vodorovná vzdálenost působiště síly P_1 a libovolného průřezu nápravy

V případě, že se průřez nachází mezi rovinami styčných kružnic, postupuje se dle Obr. 14.

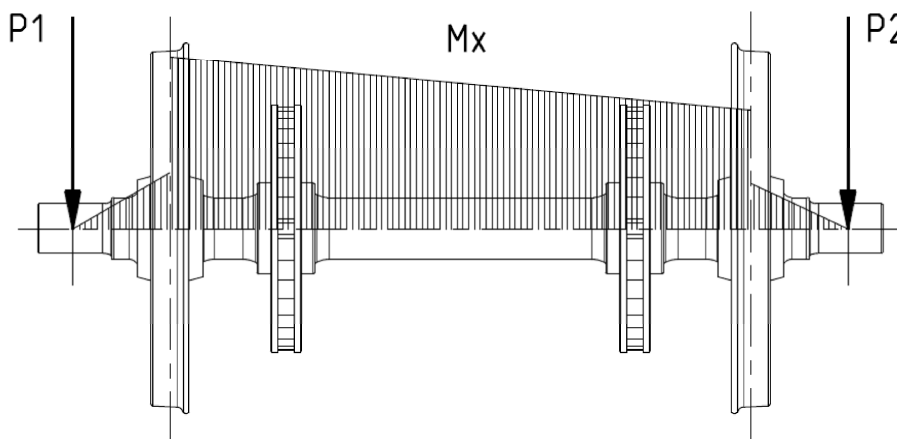


Obr. 14 Průřez se nachází mezi rovinami styčných kružnic

$$M_x = P_1 \cdot y - Q_1(y - b + s) + Y_1 \cdot R - F_i(y - b + s - y_i) \quad [\text{N.m}] \quad (19)$$

Síla F_i musí v tomto případě ležet vlevo od posuzovaného průřezu, jinak není při výpočtu uvažována.

Momentový obrazec M_x podél nápravy vypadá jako na Obr. 15.

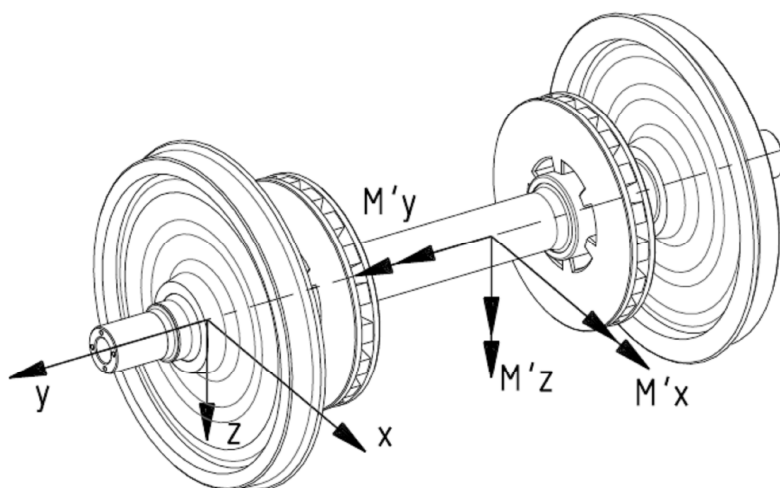


Obr. 15 Momentový obrazec podél nápravy ve vertikální rovině

U nesymetrických náprav se výpočet musí provést střídavě pro obě poloviny nápravy, aby se vyšetřil nejméně příznivý případ zatížení nápravy.

4.2. Vlivy účinku brždění

Při brždění vozidla vznikají v každém průřezu nápravy momenty, které lze znázornit třemi složkami M'_x , M'_y a M'_z (Obr. 16):



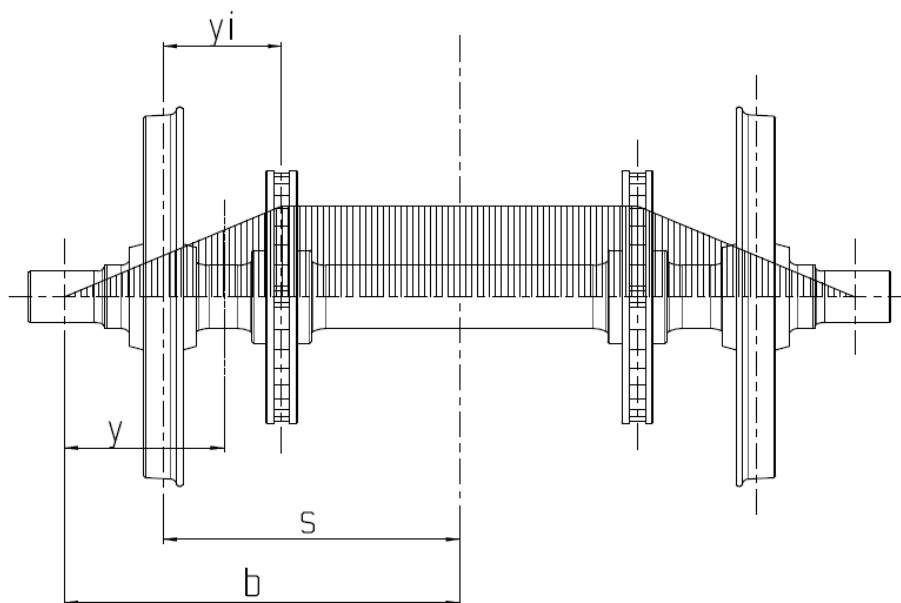
Obr. 16 Definice souřadného systému, ohybových momentů a kroucího momentu

- ohybový moment M'_x vzniká působením vertikálních sil rovnoběžných s osou z
- ohybový moment M'_z vzniká působením horizontálních sil rovnoběžných s osou x
- kroucí moment M'_y je umístěn do osy nápravy a vzniká působením tečných sil na kola

Norma ČSN EN 13103 obsahuje přehlednou tabulku, která znázorňuje výpočet všech tří momentových složek podle použitého způsobu brždění (brzdové špalíky z obou stran kola, brzdové špalíky na jedné straně každého kola, dva brzdové kotouče na nápravě, dva brzdové kotouče na náboji kola, jeden brzdový kotouč upevněný na nápravě a jeden brzdový kotouč upevněný na náboji kola).

Navrhovaná náprava počítá se dvěma symetricky umístěnými brzdovými kotouči.

4.2.1. Výpočet momentu M'_x



Obr. 17 Výpočet ohybového momentu od brzdných sil ve vertikální rovině

Pokud se průřez nachází mezi rovinou zatížení a styčné kružnice a nebo mezi rovinou styčné kružnice a nábojem brzdového kotouče, je nutno použít tento vztah:

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot y \quad [\text{N.m}] \quad (20)$$

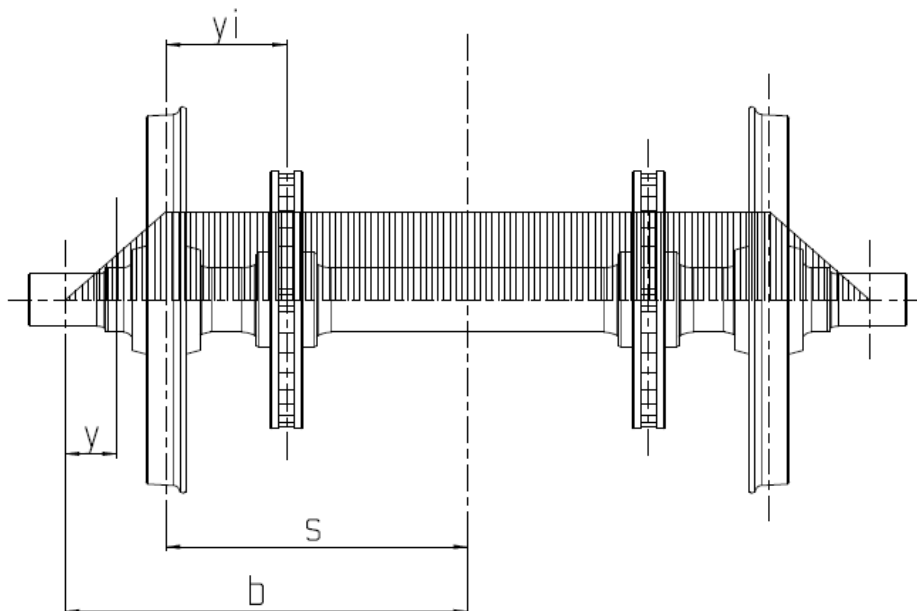
F_f – maximální přítláčná síla brzdového obložení na jeden kotouč

Γ – střední hodnota součinitele tření mezi brzdovým obložением a brzdovým kotoučem

Pokud se průřez nachází mezi brzdovými kotouči, je nutno použít následující vztah:

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot (b - s + y_i) \quad [\text{N.m}] \quad (21)$$

4.2.2. Výpočet momentu M'_z



Obr. 18 Výpočet ohybového momentu od brzdných sil v horizontální rovině

Pokud se průřez nachází mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice, platí následující vztah:

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \cdot \left(\frac{R_b}{R} \right) \cdot y \quad [\text{N.m}] \quad (22)$$

R_b – poloměr kružnice brždění

Pokud se průřez nachází mezi rovinami zatížení, je nutno použít následující vztah:

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \cdot \left(\frac{R_b}{R} \right) \cdot (b - s) \quad [\text{N.m}] \quad (23)$$

4.2.3. Výpočet momentu M'_y

Pokud se zkoumaný průřez nachází mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice, není moment M'_y uvažován.

Pokud se zkoumaný průřez nachází mezi rovinami styčných kružnic, platí následující vztah:

$$M'_y = 0,3 \cdot P' \cdot y \quad [\text{N.m}] \quad (24)$$

P' – část zatížení kola P, kterou je třeba zabrzdit podle uvažovaného druhu brzdy

4.2.4. *Výpočet celkového momentu M_R*

Pro výpočet maximálních napětí v daných průřezech nápravy je nutné znát hodnotu celkového výsledného momentu M_R . Pro ten platí výše zmíněný vztah č. 10 a dílčí vztahy 1 až 3.

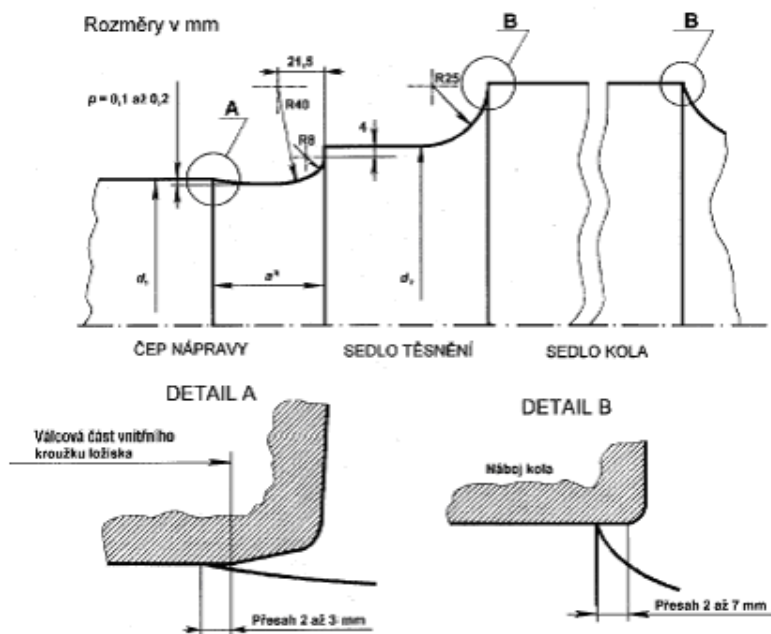
4.3. Stanovení geometrie různých částí nápravy

Geometrie nápravy se navrhuje s ohledem na několik základních faktorů:

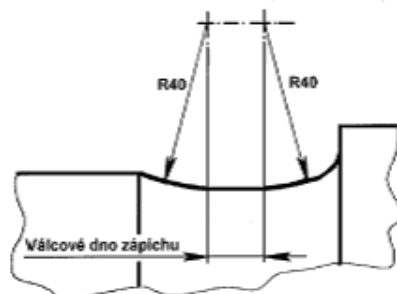
- unifikace pojezdů kolejových vozidel
- předepsané geometrie přechodů mezi různými průměry nápravy
- nejvyšší přípustná napětí v daných kritických průřezech nápravy

4.3.1. *Geometrie přechodů*

Geometrie přechodů mezi jednotlivými průměry nápravy je v normě ČSN EN 13103 přesně definována.



¹⁾ Varianta, je-li rozměr a příliš velký a zhloubení p není možné provést jediným poloměrem 40 mm



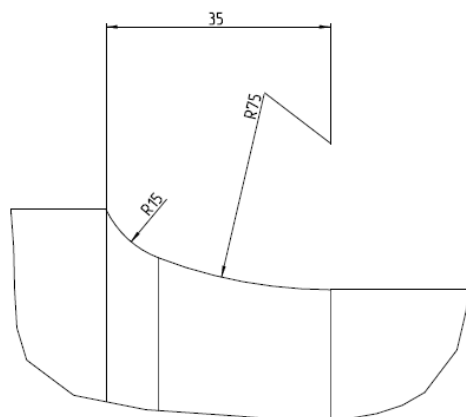
Obr. 19 Geometrie přechodů mezi čepem nápravy, sedlem těsnícího kroužku a sedlem kola

Přechod mezi sedlem těsnícího kroužku a sedlem kola má být proveden jediným zaoblením o poloměru 25 mm. Pokud nelze tento požadavek splnit, musí být použit co možná největší poloměr zaoblení, aby nedocházelo ke koncentraci napětí v daném průřezu.

Poměr průměrů mezi sedlem kola a dříkem nápravy musí být nejméně 1,12 vztaženo na mez opotřebení. U nové nápravy se tedy doporučuje poměr nejméně 1,15. Délka sedla kola a sedla brzdového kotouče se musí zvolit tak, aby náboje těchto součástí přesahovaly sedlo o 2 až 7 mm. Aby bylo dosaženo nízké hodnoty součinitele K , musí být přechod mezi dříkem nápravy a sedlem kola či brzdového kotouče proveden poloměrem zaoblení nejméně 75 mm.

Průměr ložiskového čepu by měl být stanoven na základě unifikace v používání valivých ložisek.

Průměr sedla těsnícího kroužku má být dle možností o 30 mm větší než průměr ložiskového čepu.



Obr. 20 Zaoblení mezi dříkem nápravy a sedlem kola či brzdového kotouče

4.3.2. Napětí v různých průřezech nápravy

V každém průřezu nápravy o průměru d působí napětí vypočítané podle následujících vzorců.

Pro plné nápravy platí:

$$s = \frac{K \cdot 32 \cdot M_R}{p \cdot d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (25)$$

K – součinitel koncentrace napětí

Pro duté nápravy na vnějším povrchu platí:

$$s = \frac{K \cdot 32 \cdot M_R \cdot d}{p \cdot (d^4 - d'^4)} \quad [\text{MPa}] \quad (26)$$

Pro duté nápravy na vnitřním povrchu platí:

$$s = \frac{K \cdot 32 \cdot M_R \cdot d'}{p \cdot (d^4 - d'^4)} \quad [\text{MPa}] \quad (27)$$

d – vnější průměr

d' – vnitřní průměr

Součinitel koncentrace napětí K je roven 1 v oblastech kde nedochází ke změně průměru a na celém povrchu vývrtu. Pokud dochází ke změně průměru, nabývá koeficient K jiných hodnot, které lze odečíst přímo z diagramu uvnitř normy ČSN EN 13103, nebo jej lze vypočítat na základě následujících vztahů:

$$K = A + 1 \quad [-] \quad (28)$$

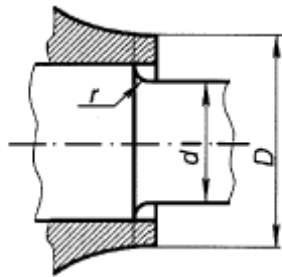
$$A = \frac{(4 - Y)(Y - 1)}{5(10X)^{(2,5X + 1,5 - 0,5Y)}} \quad [-] \quad (29)$$

$$X = \frac{r}{d} \quad [-] \quad (30)$$

$$Y = \frac{D}{d} \quad [-] \quad (31)$$

- r – poloměr přechodového oblouku
 d – průměr válcové části, pro kterou se počítá zvýšení napětí
 D – průměr druhé válcové části

Pokud je na sedlo nápravy nalisováno kolo nebo brzdový kotouč, je nutno za D považovat průměr náboje.



Obr. 21 Stanovení průměru druhé válcové části

4.3.3. Nejvyšší přípustná napětí pro ocel jakosti EAIN

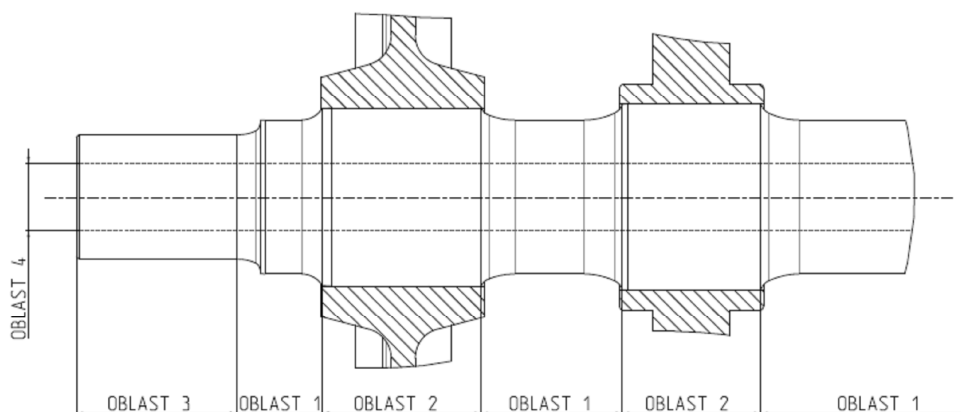
Nejvyšší přípustná napětí se odvozují od meze únavové pevnosti pro ohyb za rotace a podle součinitele bezpečnosti S , který závisí na druhu oceli. Norma ČSN EN 13103 popisuje výpočet součinitele S i pro jiné druhy ocelí. Navrhovaná náprava však pro jednoduchost počítá právě s výchozí jakostí oceli.

Tab. 1 Nejvyšší přípustná napětí oceli EAIN pro plné nápravy

Součinitel bezpečnosti S	Oblast 1 ¹⁾ [MPa]	Oblast 2 ²⁾ [MPa]
1,2	166	100
¹⁾ Oblast 1: dřík nápravy, čepy kluzných ložisek, přechodové části ²⁾ Oblast 2: sedla kol, brzdových kotoučů, valivých ložisek, těsnících kroužků		

Tab. 2 Nejvyšší přípustná napětí oceli EAIN pro duté nápravy

Součinitel bezpečnosti S	Oblast 1 ¹⁾ MPa	Oblast 2 ²⁾ MPa	Oblast 3 ³⁾ MPa	Oblast 4 ⁴⁾ MPa
1,2	166	92	78	67
¹⁾ Oblast 1: dřívík nápravy, sedla kluzných ložisek, přechodové části ²⁾ Oblast 2: všechna sedla s výjimkou čepů valivých ložisek a kluzných ložisek ³⁾ Oblast 3: čep ložiska ⁴⁾ Oblast 4: povrch vývrtu				



Obr. 22 Oblasti maximálních dovolených napětí

5. Výpočet nápravy pro elektrickou příměstskou jednotku

5.1. Vlastní výpočet

<p>Výpočet sil vyplývajících ze zatížení ložiskového čepu hmotností m_1</p> <p>Výpočet velikosti vertikálních sil P_1 a P_2 působících na ložiskové čepy</p> $P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{h_1}{b} \right) \cdot m_1 \cdot g$ $P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{h_1}{b} \right) \cdot m_1 \cdot g$ <p>h_1 – výška těžiště nad středem nápravy od hmotnosti nesené dvojkolím $2b$ – vzdálenost středů ložisek m_1 – hmotnost působící na čepy ložisek</p> $P_1 = \left(0,625 + 0,075 \cdot \frac{1800}{1000} \right) \cdot 12000 \cdot 9,81 = 89467N$ $P_2 = \left(0,625 - 0,075 \cdot \frac{1800}{1000} \right) \cdot 12000 \cdot 9,81 = 57683N$ <p>Výpočet sil Y_1 a Y_2 působících v horizontální rovině styku kolo-kolejnice</p> $Y_1 = 0,30 \cdot m_1 \cdot g = 0,30 \cdot 12000 \cdot 9,81 = 35316N$ $Y_2 = 0,15 \cdot m_1 \cdot g = 0,15 \cdot 12000 \cdot 9,81 = 17658N$ <p>Síly vyvozené hmotnostmi brzdových kotoučů</p> $F_1 = F_2 = m_k \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981N$ <p>m_k – hmotnost brzdového kotouče</p> <p>Vertikální silové reakce ve styku kolo-kolejnice</p> $Q_1 = \frac{1}{2s} [P_1 \cdot (b+s) - P_2 \cdot (b-s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i(2s - y_i)]$ $Q_2 = \frac{1}{2s} [P_1 \cdot (b+s) - P_2 \cdot (b-s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i y_i]$ <p>R – jmenovitý poloměr styčné kružnice kola s kolejnicí y_1 – vzdálenost prvního brzdového kotouče od styčné kružnice y_2 – vzdálenost druhého brzdového kotouče od styčné kružnice</p>	<p>$h_1 = 1\,800\text{ mm}$ $2b = 2\,000\text{ mm}$ $m_1 = 12\,000\text{ kg}$</p> <p>$P_1 = 89\,467\text{ N}$ $P_2 = 57\,683\text{ N}$</p> <p>$Y_1 = 35\,316\text{ N}$ $Y_2 = 17\,658\text{ N}$</p> <p>$m_k = 100\text{ kg}$ $F_1 = F_2 = 981\text{ N}$</p> <p>$R = 460\text{ mm}$ $y_1 = 300\text{ mm}$ $y_2 = 1200\text{ mm}$</p>
---	--

Po dosazení do výše uvedených vztahů dostáváme

$$Q_1 = 99199N$$

$$Q_2 = 45989N$$

$$\underline{Q_1 = 99\ 199\ N}$$

$$\underline{Q_2 = 45\ 989\ N}$$

Výpočet momentů a dílčích napětí v jednotlivých zkoumaných průřezech nápravy

Průřez č. 1 (leží mezi rovinou zatížení a rovinou styčné kružnice):

Výpočet ohybového momentu ve vertikální rovině

$$M_x = P_1 \cdot y$$

y – vzdálenost zkoumaného průřezu od roviny zatížení lož. čepu

$$M_x = 89467 \cdot 0,0765 = 6844N \cdot m$$

$$y = 76,5\ mm$$

$$\underline{M_x = 6\ 844\ N.m}$$

Výpočet momentu vyvolaného bržděním ve vertikální rovině

$$M'_x = F_f \cdot \Gamma \cdot y$$

F_f – maximální přítláčná síla brzdového obložení na jeden kotouč

Γ – střední hodnota součinitele tření mezi brzdovým obložением a brzdovým kotoučem

$$M'_x = 50000 \cdot 0,35 \cdot 0,0765 = 1339N \cdot m$$

$$F_f = 50\ 000\ N$$

$$\Gamma = 0,35$$

$$\underline{M'_x = 1\ 339\ N.m}$$

Výpočet momentu vyvolaného bržděním v horizontální rovině

$$M'_z = F_f \cdot \Gamma \cdot \left(\frac{R_b}{R} \right) \cdot y$$

R_b – poloměr kružnice brždění

$$M'_z = 50000 \cdot 0,35 \cdot \left(\frac{250}{460} \right) \cdot 0,0765 = 728N \cdot m$$

$$R_b = 250\ mm$$

$$\underline{M'_z = 728\ N.m}$$

Kroutící moment M'_y není v tomto průřezu účinky brždění vyvoláván

Celkový ohybový moment působící na nápravu ve vertikální rovině

$$M_x = M_x + M'_x = 6844 + 1339 = 8183N \cdot m$$

$$\underline{M'_y = 0\ N.m}$$

$$\underline{M_x = 8\ 183\ N.m}$$

Celkový ohybový moment působící na nápravu v horizontální rovině

$$M_z = M'_z = 728N \cdot m$$

$$\underline{M_z = 728\ N.m}$$

Celkový kroutící moment působící na nápravu

$$M_y = M'_y = 0N \cdot m$$

$$\underline{M_y = 0\ N.m}$$

Celkový moment působící v daném průřezu na nápravu

$$M_R = \sqrt{M_x^2 + M_z^2 + M_y^2}$$

$$M_R = \sqrt{8183^2 + 728^2 + 0^2} = 8215N \cdot m$$

$$\underline{M_R = 8\ 215\ N.m}$$

Výpočet skutečného napětí na povrchu daného průřezu nápravy

$$s = \frac{K \cdot 32 \cdot M_R \cdot d}{p \cdot (d^4 - d'^4)}$$

d – průměr nápravy v místě daného průřezu

d' – průměr vrtání nápravy

K – součinitel koncentrace napětí

$$d = 130 \text{ mm}$$

$$d' = 70 \text{ mm}$$

Součinitel koncentrace napětí K lze odečíst z grafu v normě ČSN EN 13103 na základě hodnoty následujících poměrů:

$$X = \frac{r}{d}$$

$$Y = \frac{D}{d}$$

r – poloměr přechodového oblouku

d – průměr válcové části, pro kterou se počítá zvýšení napětí

D – průměr druhé válcové části

$$r = 40 \text{ mm}$$

$$d = 130 \text{ mm}$$

$$D = 160 \text{ mm}$$

$$X = \frac{40}{130} = 0,308$$

$$\underline{X = 0,308}$$

$$Y = \frac{160}{130} = 1,231$$

$$\underline{Y = 1,231}$$

Součinitel K lze také číselně vyjádřit pomocí vztahů

$$K = A + 1$$

$$A = \frac{(4 - Y)(Y - 1)}{5(10X)^{(2,5X + 1,5 - 0,5Y)}}$$

Po dosazení

$$K = 1,02$$

$$\underline{K = 1,02}$$

Nyní již lze určit skutečné napětí na povrchu nápravy v daném průřezu. Po dosazení

$$s = \frac{1,02 \cdot 32 \cdot 8215 \cdot 130}{p \cdot (130^4 - 70^4)} = 42 \text{ MPa}$$

$$\underline{\sigma = 42 \text{ MPa}}$$

Dovolené napětí v tomto průřezu na povrchu nápravy je dle **Tab. 2**

$$s_D = 78 \text{ MPa}$$

$$\underline{s_D = 78 \text{ MPa}}$$

Musí platit

$$s \leq s_D$$

$$42 \leq 78$$

Podmínka je v tomto místě průřezu splněna

Výpočet skutečného napětí na povrchu vrtání nápravy v daném průřezu nápravy

$$s = \frac{K \cdot 32 \cdot M_R \cdot d'}{p \cdot (d^4 - d'^4)}$$

Koeficient K je v případě vrtání roven 1, proto lze rovnou dosadit

$$s = \frac{1 \cdot 32 \cdot 8215 \cdot 70}{p \cdot (130^4 - 70^4)} = 22 \text{ MPa}$$

$$s = 22 \text{ Mpa}$$

Dovolené napětí je na povrchu vývrtu dle **Tab. 2**

$$s_D = 67 \text{ MPa}$$

$$s_D = 67 \text{ MPa}$$

Musí platit

$$s \leq s_D$$

$$22 \leq 67$$

Podmínka je v tomto místě průřezu splněna

Obdobný postup platí pro všechny zkoumané průřezy nápravy.

Kompletní výpočet je patrný z protokolu k nápravě v příloze č. 002

5.2. Seznam použitých veličin a jednotek při výpočtu

m_1	[kg]	hmotnost působící na čepy ložisek
m_2	[kg]	hmotnost dvojkolí a neodpružené hmotnosti mezi rovinami styčných kružnic
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
P	[N]	kolová síla
P_1	[N]	svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy
P_2	[N]	svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy
P'	[N]	část kolové síly P jako podíl vlivu účinku mechanického brzdového systému
Y_1	[N]	vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v přitíženém styku kolo-kolejnice
Y_2	[N]	vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku kolo-kolejnice
Q_1	[N]	síla svislého účinku koleje na přitížený ložiskový čep nápravy
Q_2	[N]	síla svislého účinku koleje na odlehčený ložiskový čep nápravy
F_i	[N]	síly od účinků neodpružených hmot mezi koly
F_f	[N]	maximální přítláčná síla brzdového obložení na jeden kotouč
M_x	[Nm]	ohybový moment od účinků pohyblivých hmotností
M'_x	[Nm]	ohybový moment od účinků brzdných sil ve vertikální rovině
M'_z	[Nm]	ohybový moment od účinků brzdných sil v horizontální rovině
M'_y	[Nm]	kroučící moment od účinků brzdných sil
M_X	[Nm]	součet ohybových momentů ve vertikální rovině
M_Z	[Nm]	součet ohybových momentů v horizontální rovině

M_Y	[Nm]	součet kroutících momentů
M_R	[Nm]	výsledný moment
$2b$	[mm]	vzdálenost středů ložisek
$2s$	[mm]	vzdálenost styčných kružnic
h_I	[mm]	výška těžiště nad středem nápravy od hmotnosti nesené dvojkolím
y_i	[mm]	vzdálenost mezi rovinou styčné kružnice jednoho kola a silou F_i
y	[mm]	vodorovná vzdálenost působíště svislé síly P_I a libovolného řezu nápravy
Γ	[-]	střední hodnota součinitele tření mezi brzdovým obložním a brzdovým kotoučem
s	[MPa]	napětí vypočítané pro daný průřez nápravy
s_D	[MPa]	dovolené napětí v daném průřezu nápravy
K	[-]	součinitel koncentrace napětí
R	[mm]	jmenovitý poloměr styčné kružnice kola s kolejnicí
R_b	[mm]	poloměr kružnice brždění
d	[mm]	průměr daného průřezu nápravy
d'	[mm]	průměr vrtání nápravy
D	[mm]	průměr uvažovaný pro stanovení K
r	[mm]	poloměr zaoblení přechodové části nápravy pro stanovení K
S	[-]	součinitel bezpečnosti

5.3. Porovnání více možných variant výpočtu

Navrhovaná náprava vyhovuje ve všech průřezích maximálním přípustným napětím, které udává norma ČSN EN 13103. Pevnostní výpočet je zpětně ekvivalentní s vyhláškou UIC 515-3, která vychází z identických hodnot maximálních napětí a proto lze konstatovat, že navrhovaná náprava stejně tak vyhovuje i vyhlášce UIC 515-3.

Z konstrukčních důvodů bylo zvoleno vrtání duté nápravy d' o průměru 70 mm. Odpovídá variantě výpočtu **č. 1** (výchozí výpočet nápravy).

Ve skutečnosti by ale vrtání nápravy mohlo mít průměr větší. Pokud bychom uvažovali stejné podmínky zatížení, tak vrtání nápravy by mohlo mít průměr dokonce 87 mm. Náprava by stále vyhovovala požadavkům normy, avšak nejspíše by již bylo složité uchycení koncových desek. Stěna ložiskového čepu by totiž měla jen 21,5 mm a proto by zbylo velice málo materiálu pro závitové díry. Tato varianta je zpracována ve výpočtu **č. 2**. Za povšimnutí stojí extrémní odlehčení nápravy, její hmotnost by v tomto případě klesla až na 264 kg, což je o 34 kg méně než u navrhované nápravy.

Výchozí varianta výpočtu má ale rezervy také v možnostech zatížení nápravy. Aby navrhovaná náprava ještě stále vyhovovala normě, může být zatížena hmotností připadající na ložiskové čepy $m_I = 14\ 150$ kg, což je o 2 150 kg více, než ve výchozím výpočtu. Tato možnost je zpracována ve variantě výpočtu **č. 3**.

Další varianty výpočty se zabývají nápravou plnou, bez vrtání.

Varianta č. 4 vychází z výpočtu pro navrhovanou nápravu. Pokud bychom za stejných podmínek (stejná geometrie nápravy) použili nápravu plnou, její hmotnost by vzrostla až na 365 kg, což je o 67 kg více než u navrhované nápravy a dokonce o 101 kg více než v případě nápravy extrémně odlehčené.

Varianta č. 5 se zabývá možností maximálního zatížení plné nápravy. To je bezmála 16 t, přesně 15 950 kg, což je o 3 950 kg více, než v případě navrhované nápravy.

Tab. 3 Srovnání všech variant výpočtu

Varianty	č. 1	č. 2	č. 3	č. 4	č. 5
Vrtání	70 mm	87 mm	70 mm	-	-
Hmotnost	298 kg	264 kg	298 kg	365 kg	365 kg
Zatížení	12 000 kg	12 000 kg	14 150 kg	12 000 kg	15 950 kg

Na následujících stránkách jsou všechny varianty výpočtu ve formě protokolů odpovídajících normě ČSN EN 13103, resp. UIC 515-3. Přičemž protokol k navrhované nápravě je znovu uveden v příloze č. 002.

Typ nápravy: vozová Varianta č. 1
 Číslo výkresu nápravy: 001
 Přifazení: -
 Materiál: EA1N

Hmotnost úplného dvojkolí

Náprava: 298 kg
 Kola: 620 kg
 Kotouče: 200 kg
 Celkem m2: 1118 kg
 Hmotnost působící na kolej pro jednu nápravu (m1+m2): 13118 kg
 Hmotnost působící na ložiskové čepy nápravy (m1): 12000 kg

Rozměry (mm)

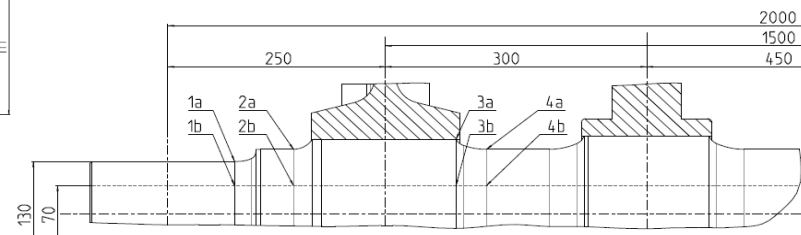
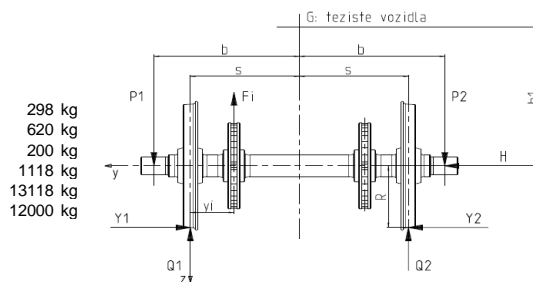
b= 1000 mm
 s= 750 mm
 R= 460 mm
 h1= 1800 mm

Síly (N)

P1= 89467 N
 P2= 57683 N
 Y1= 35316 N
 Y2= 17658 N
 Q1= 99199 N
 Q2= 45989 N

y _i	F _i [N]
300	981
1200	981

Brzda	Kotoučová
P' [N]	64344 N
Ff [N]	50000 N
f	0,35



Průřez	y [mm]	d [mm]	d' [mm]	D [mm]	r [mm]	r/d	D/d	K	*	Mx [Nmm.10 ⁻⁶]	Mx' [Nmm.10 ⁻⁶]	Mz [Nmm.10 ⁻⁶]	My' [Nmm.10 ⁻⁶]	MR [Nmm.10 ⁻⁶]	σ [N/mm ²]	σmax [N/mm ²]	
1a	76,5	130	70	160	40	0,308	1,231	1,020		5,163	6,844	1,339	0,728	0,000	8,215	42,4	78
1b	76,5	130	70					1,000		2,726	6,844	1,339	0,728	0,000	8,215	22,4	67
2a	144,5	160	70	250	20	0,125	1,563	1,218		3,144	12,928	2,529	1,374	0,000	15,518	48,8	166
2b	144,5	160	70					1,000		1,129	12,928	2,529	1,374	0,000	15,518	17,5	67
3a	331	180	70					1,000		1,787	37,824	5,793	2,378	8,879	44,575	79,7	92
3b	331	180	70					1,000		0,695	37,824	5,793	2,378	8,879	44,575	31,0	67
4a	366	160	70	250	75	0,469	1,563	1,015		2,620	37,483	6,405	2,378	8,879	44,841	117,5	166
4b	366	160	70					1,000		1,129	37,483	6,405	2,378	8,879	44,841	50,6	67

* Pro povrch nápravy: $32K10^6 d / \pi (d^4 - d'^4)$
 * Pro vývrt: $32K10^6 d' / \pi (d^4 - d'^4)$

Typ nápravy: vozová Varianta č. 2

Číslo výkresu nápravy:

Přířazení: -

Materiál: EA1N

Hmotnost úplného dvojkolí

Náprava:

Kola:

Kotouče:

Celkem m2:

Hmotnost působící na kolej pro jednu nápravu (m1+m2):

Hmotnost působící na ložiskové čepy nápravy (m1):

264 kg
620 kg
200 kg
1084 kg
13084 kg
12000 kg

Rozměry (mm)

b= 1000 mm

s= 750 mm

R= 460 mm

h1= 1800 mm

Síly (N)

P1= 89467 N

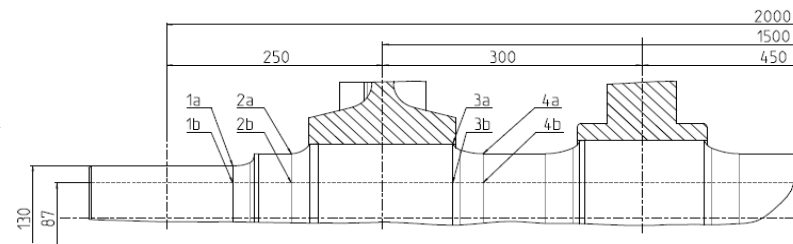
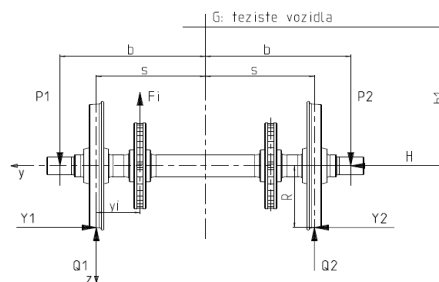
P2= 57683 N

Y1= 35316 N

Y2= 17658 N

Q1= 99199 N

Q2= 45989 N



Průřez	y [mm]	d [mm]	d' [mm]	D [mm]	r [mm]	r/d	D/d	K	*	Mx [Nmm.10 ⁻⁶]	Mx' [Nmm.10 ⁻⁶]	Mz' [Nmm.10 ⁻⁶]	My' [Nmm.10 ⁻⁶]	MR [Nmm.10 ⁻⁶]	σ [N/mm ²]	σmax [N/mm ²]
1a	76,5	130	87	160	40	0,308	1,231	1,020	5,915	6,844	1,339	0,728	0,000	8,215	48,6	78
1b	76,5	130	87					1,000	3,881	6,844	1,339	0,728	0,000	8,215	31,9	67
2a	144,5	160	87	250	20	0,125	1,563	1,218	3,319	12,928	2,529	1,374	0,000	15,518	51,5	166
2b	144,5	160	87					1,000	1,482	12,928	2,529	1,374	0,000	15,518	23,0	67
3a	331	180	87					1,000	1,847	37,824	5,793	2,378	8,879	44,575	82,3	92
3b	331	180	87					1,000	0,893	37,824	5,793	2,378	8,879	44,575	39,8	67
4a	366	160	87	250	75	0,469	1,563	1,015	2,765	37,483	6,405	2,378	8,879	44,841	124,0	166
4b	366	160	87					1,000	1,482	37,483	6,405	2,378	8,879	44,841	66,4	67

yi	Fi [N]
300	981
1200	981

* Pro povrch nápravy: $32K10^6 d/\pi(d^4-d'^4)$
* Pro vývrt: $32K10^6 d'/\pi(d^4-d'^4)$

Brzda	Kotoučová
P' [N]	64344 N
Ff [N]	50000 N
f	0,35

Typ nápravy: vozová Varianta č. 3

Číslo výkresu nápravy: -

Přířazení: -

Materiál: EA1N

Hmotnost úplného dvojkolí

Náprava:

Kola:

Kotouče:

Celkem m2:

Hmotnost působící na kolej pro jednu nápravu (m1+m2):

Hmotnost působící na ložiskové čepy nápravy (m1):

298 kg
620 kg
200 kg
1118 kg
15268 kg
14150 kg

Rozměry (mm)

b= 1000 mm

s= 750 mm

R= 460 mm

h1= 1800 mm

Síly (N)

P1= 105497 N

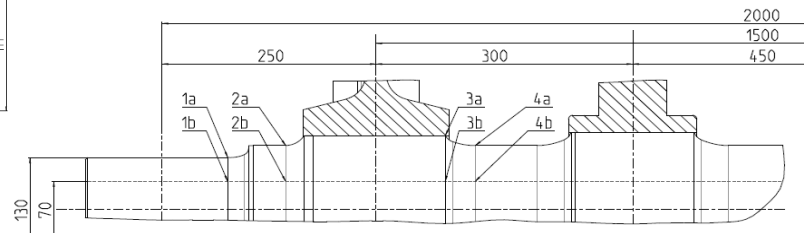
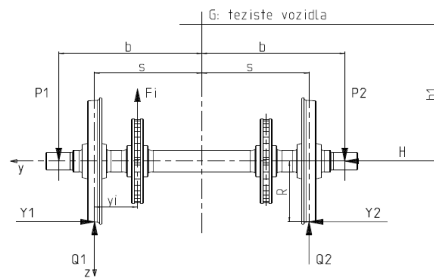
P2= 68017,6 N

Y1= 41643,5 N

Y2= 20821,7 N

Q1= 117148 N

Q2= 54404,8 N



Průřez	y [mm]	d [mm]	d' [mm]	D [mm]	r [mm]	r/d	D/d	K	*	Mx [Nmm.10 ⁻⁶]	Mx' [Nmm.10 ⁻⁶]	Mz [Nmm.10 ⁻⁶]	My' [Nmm.10 ⁻⁶]	MR [Nmm.10 ⁻⁶]	σ [N/mm ²]	σmax [N/mm ²]	
1a	76,5	130	70	160	40	0,308	1,231	1,020		5,163	8,071	1,339	0,728	0,000	9,437	48,7	78
1b	76,5	130	70					1,000		2,726	8,071	1,339	0,728	0,000	9,437	25,7	67
2a	144,5	160	70	250	20	0,125	1,563	1,218		3,144	15,244	2,529	1,374	0,000	17,826	56,0	166
2b	144,5	160	70					1,000		1,129	15,244	2,529	1,374	0,000	17,826	20,1	67
3a	331	180	70					1,000		1,787	44,586	5,793	2,378	10,335	51,483	92,0	92
3b	331	180	70					1,000		0,695	44,586	5,793	2,378	10,335	51,483	35,8	67
4a	366	160	70	250	75	0,469	1,563	1,015		2,620	44,179	6,405	2,378	10,335	51,683	135,4	166
4b	366	160	70					1,000		1,129	44,179	6,405	2,378	10,335	51,683	58,4	67

yi	Fi [N]
300	981
1200	981

* Pro povrch nápravy: $32K10^6 d/\pi(d^3-d'^3)$
 * Pro vývrt: $32K10^6 d'/\pi(d^3-d'^3)$

Brzda	Kotoučová
P' [N]	74889,5 N
Ff [N]	50000 N
Γ	0,35

Typ nápravy: vozová Varianta č. 4

Číslo výkresu nápravy: -

Přířazení: -

Materiál: EA1N

Hmotnost úplného dvojkolí

Náprava:

Kola:

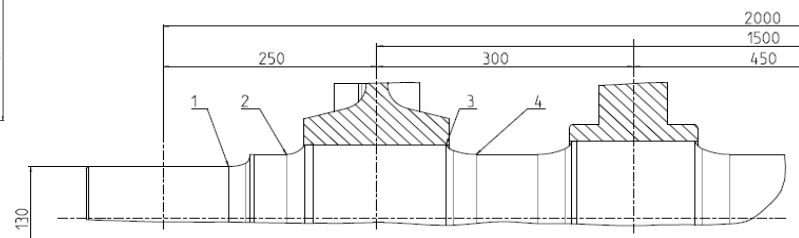
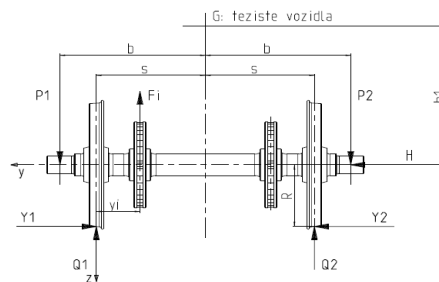
Kotouče:

Celkem m2:

Hmotnost působící na kolej pro jednu nápravu (m1+m2):

Hmotnost působící na ložiskové čepy nápravy (m1):

365 kg
620 kg
200 kg
1118 kg
13118 kg
12000 kg



Rozměry (mm)

b= 1000 mm

s= 750 mm

R= 460 mm

h1= 1800 mm

Síly (N)

P1= 89467 N

P2= 57683 N

Y1= 35316 N

Y2= 17658 N

Q1= 99199 N

Q2= 45989 N

Průřez	y [mm]	d [mm]	d' [mm]	D [mm]	r [mm]	r/d	D/d	K	32K10 ⁶ /πd ³	Mx [Nmm.10 ⁻⁶]	Mx' [Nmm.10 ⁻⁶]	Mz [Nmm.10 ⁻⁶]	My [Nmm.10 ⁻⁶]	MR [Nmm.10 ⁻⁶]	σ [N/mm ²]	σmax [N/mm ²]
1	76,5	130	0	160	40	0,308	1,231	1,020	4,729	6,844	1,339	0,728	0,000	8,215	38,8	100
2	144,5	160	0	250	20	0,125	1,563	1,218	3,029	12,928	2,529	1,374	0,000	15,518	47,0	100
3	331	180	0					1,000	1,747	37,824	5,793	2,378	8,879	44,575	77,9	100
4	366	160	0	250	75	0,469	1,563	1,015	2,524	37,483	6,405	2,378	8,879	44,841	113,2	166

yi	Fi [N]
300	981
1200	981

Brzda	Kotoučová
P' [N]	64344 N
Ff [N]	50000 N
f	0,35

Typ nápravy: vozová Varianta č. 5

Číslo výkresu nápravy:

Přířazení: -

Materiál: EA1N

Hmotnost úplného dvojkolí

Náprava:

Kola:

Kotouče:

Celkem m2:

Hmotnost působící na kolej pro jednu nápravu (m1+m2):

Hmotnost působící na ložiskové čepy nápravy (m1):

365 kg

620 kg

200 kg

1185 kg

17135 kg

15950 kg

Rozměry (mm)

b= 1000 mm

s= 750 mm

R= 460 mm

h1= 1800 mm

Síly (N)

P1= 118917 N

P2= 76670 N

Y1= 46941 N

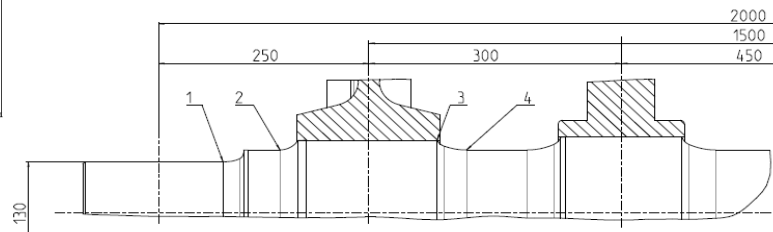
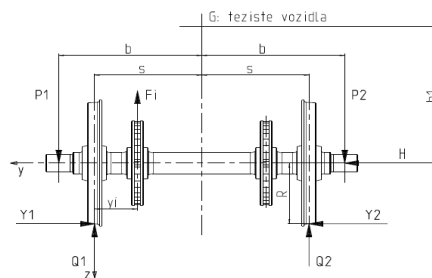
Y2= 23470 N

Q1= 132175 N

Q2= 61450 N

y_i	F_i [N]
300	981
1200	981

Brzda	Kotoučová
P' [N]	83719 N
F_f [N]	50000 N
Γ	0,35



Průřez	y [mm]	d [mm]	d' [mm]	D [mm]	r [mm]	r/d	D/d	K	32K10 ⁶ /rad ³	Mx [Nmm.10 ⁻⁶]	Mx' [Nmm.10 ⁻⁶]	Mz [Nmm.10 ⁻⁶]	My' [Nmm.10 ⁻⁶]	MR [Nmm.10 ⁻⁶]	σ [N/mm ²]	σ_{max} [N/mm ²]
1	76,5	130	0	160	40	0,308	1,231	1,020	4,729	9,097	1,339	0,728	0,000	10,461	49,5	100
2	144,5	160	0	250	20	0,125	1,563	1,218	3,029	17,183	2,529	1,374	0,000	19,760	59,8	100
3	331	180	0					1,000	1,747	50,248	5,793	2,378	11,553	57,268	100,0	100
4	366	160	0	250	75	0,469	1,563	1,015	2,524	49,784	6,405	2,378	11,553	57,414	144,9	166

6. Závěr

Bakalářská práce se zabývala problematikou návrhu železniční nápravy osobního vozu pro regionální provoz podle normy ČSN EN 13103.

Vzhledem k širokému záběru problematiky byl vytvořen pouze jednoduchý ucelený přehled o základních fázích výroby železničních náprav, jejich označování a také krátká stat' o nápravě z hlediska pružnosti a pevnosti.

Hlavní část práce se zabývá popisem metodiky návrhu železniční nápravy podle normy ČSN EN 13103. Tato norma přímo vychází z mezinárodní vyhlášky UIC 515-3 a proto lze říci, že návrh podle této normy je ekvivalentní s návrhem podle mezinárodně uznávané vyhlášky UIC.

Dále je zpracován matematický výpočet týkající se pevnostního ověření navrhované nápravy. Ten je proveden pro jeden kritický průřez nápravy. Stejně se však postupuje i při výpočtu v ostatních kritických průřezích nápravy, což je patrné z přílohy č. 002, ve které je obsažen protokol návrhu nápravy dle ČSN EN 13103, resp. UIC 515-3.

V příloze č. 001 je obsažen výrobní výkres nápravy s názvem „Náprava dutá“, který přesně odpovídá navrhované nápravě.

Přínosem práce by měl být ucelený přehled o problematice návrhu nápravy pro osobní vůz regionální dopravy a zamyšlení nad různými variantami výpočtu nápravy. Především z hlediska možných úspor hmotnosti pojezdu kolejového vozidla nebo naopak dosažení technologických bariér v případě extrémně odlehčených náprav.

Výhodou dutých náprav je ve srovnání s klasickými nápravami kromě již zmiňované nižší hmotnosti také snadnější defektoskopie, jak ve fázi výroby, tak ve fázi provozu nápravy. Nevýhodou naopak mohou být vyšší výrobní náklady a nároky na použité technologie a v případě více zatěžovaných náprav i malý průměr vývrtu. Z ekonomického hlediska by poté výroba dutých náprav pozbyla na významu.

Budoucnost kolejové dopravy však patří odlehčování a již v dnešní době se výrobci vozidel snaží o co největší úspory hmotnosti. V případě, že je dosaženo co nejmenší síly zatěžující ložiskové čepy nápravy, mají duté nápravy svůj význam. Norma ČSN EN 13103, resp. vyhláška UIC 515-3, je velice přísná, přesto lze dosáhnout výrazných úspor hmotnosti i za současného stavu.

7. Seznam literatury

- [1] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: *Kolejové vozy*. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava, 1. vydání, 1986, 380 s., ISBN 63-870-84.
- [2] TNŽ 282105: *Značení částí dvojkolí železničních kolejových vozidel*. 1987.
- [3] UIC 515-3: *Rolling stock Bogies – Running gear Axle desing calculation method*. 1994.
- [4] ČSN EN 13103: *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Nepoháněné nápravy – Metody konstrukce*. 2001.
- [5] JANDA J., HÜBSCHER R., FABIÁN R., DOSTÁL R.: *Technologie výroby kolejových vozidel*. Bratislava: Nakladatelství Alfa Bratislava, 1. vydání, 1985, 185 s., ISBN 63-740-85
- [6] MARUNA Z., HOFFMANN V., KOULA J.: *Metodika konstruování kolejových vozidel – osobní a nákladní podvozky*. Praha: Ediční středisko ČVUT, 2. vydání, 1992, 176 s., ISBN 80-01-00815-0.
- [7] KLIMEŠ P.: *Části a mechanismy strojů I – spolehlivost, dimenzování, pružiny, spoje a hřídele*. Brno 2003: Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování
- [8] HÖSCHL C.: *Pružnost a pevnost ve strojnictví*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1. vydání, 1971, 376 s., ISBN 04-021-71
- [9] JAN A JITKA ŘEZNÍČKOVI: *Pružnost a pevnost v technické praxi – Příklady I*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1. vydání, 2005, 66 s., ISBN 80-01-03209-4
- [10] ORE - FRAGE B 106, Forschungs- und Versuchsamt des Internationalen Eisenbahnverbandes – ORE, Bericht Nr. 4: *Standardradsätze und Radsatzrollenlager für Reisezugwagen*. Utrecht, 1984, 29 s.
- [11] AUŘEDNÍK B., LINHART V., FÜRbacher I., NOVOSAD M., MATUŠEK P.: *Experimentální ověřování únavové pevnosti železničních kol a náprav*. Žilina: Prorail '99, Zborník prednášok, Diel I, 1999, ISBN 80-7100-645-9

8. Seznam příloh

Příloha č. 001 – výkres č. 001 NÁPRAVA DUTÁ

Příloha č. 002 – protokol k výpočtu nápravy