



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

ANALYTICKÝ ŘEŠIČ PRO PEVNOSTNÍ VÝPOČET NÁPRAV DVOJKOLÍ

ANALYTICAL SOLVER FOR STRENGTH CALCULATION OF RAILWAY AXLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. PETR FIŠER

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MICHAL VAVERKA, PH.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student (ka): Bc. Petr Fišer

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Analytický řešič pro pevnostní výpočet náprav dvojkolí

v anglickém jazyce:

Analytical solver for strength calculation of railway axles

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je komplexní provedení pevnostního výpočtu železničních náprav souladu s platnými normami užitím nástrojů MS Office Excel a Visual Basic.

Diplomová práce musí obsahovat:

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Analýzu a interpretaci získaných údajů
7. Závěr

Forma diplomové práce: průvodní zpráva

Typ práce: analytická

Účel práce: pro potřeby průmyslu

Výstup RIV: Software

Seznam odborné literatury:

1. SHINGLEY, J. E, MISCHKE, Ch. R, BUDYNAS, R. G. KONSTRUOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ. VUTIAM, 2008. 1300 s. ISBN 978 – 80 – 214 – 2629 – 0.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Vaverka, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 15. 11. 2010

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá nápravami dvojkolí kolejových vozidel, jejich návrhem a způsobu provádění pevnostních analýz jejich konstrukčních řešení. V rámci této práce byl proveden návrh lokomotivního dvojkolí: nápravy a kola. Pro potřeby konstrukčního oddělení společnosti Bonatrans Group a.s. byl vytvořen analytický řešič, který umožňuje provádění pevnostních analýz pomocí, kterým je výsledný návrh verifikován a navíc umožňuje vytištění pevnostní analýzy v podobě výpočtové zprávy, jež slouží schvalování příslušnými drážními úřady. V takto vytvořeném analytickém řešiči byla následně vytvořena i pevnostní analýza takto navržené nápravy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kolejové vozidlo, dvojkolí, náprava, kolo, mez únavy, redukovaný moment, redukované napětí

ABSTRACT

This master thesis deals with wheel set axles of rail vehicles, their design and methods of implementation stress analysis. In this work, I created a powered locomotive wheel set: axle and wheel. For the purpose of the design department of the Bonatrans Group a.s. company I developed an analytical solver, which allows creating stress analysis, which will be used for verifying finished design and in addition it allows printing of stress analysis as report for the railway's offices. Next step was a stress analysis of this design of axle in this analytical solver.

KEYWORDS

Rail vehicle, wheel set, axle, wheel, fatigue limit, equivalent moment, and equivalent stress

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FIŠER, P. Analytický řešič pro pevnostní výpočet náprav dvojkolí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Vaverka, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Analytický řešič pro pevnostní výpočet náprav dvojkolí vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Wilczka a Ing. Michala Vaverky, Ph.D. a uvedl v seznamu zdrojů všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 24. května 2012

.....
vlastnoruční podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Vedoucímu práce Panu Ing. Pavlu Wilczkovi a kolektivu společnosti Bonatrans Group a.s. děkuji, za možnost spolupráce prostřednictvím diplomové práce, a také za množství cenných a užitečných rad, bez nichž by práce nemohla vzniknout. Poděkování patří také garantovi práce panu Ing. Michalu Vavrkovi, Ph.D., a jeho mnoha cenným připomínkám a radám nejen k formálním náležitostem diplomové práce.

Velké díky patří i rodině, jež mě během studia, podporovala nejen finančními prostředky.

OBSAH

ÚVOD	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1 Kolejová vozidla	14
2.1.1 Hnací vozy	14
2.1.2 Vozy	14
2.1.3 Speciální vozy	14
2.2 Železniční dvojkolí	14
2.2.1 Montáž dvojkolí	15
2.3 Nápravy železničních dvojkolí	16
2.3.1 Konstrukční materiály náprav	17
2.3.2 Výroba náprav	19
2.3.3 Nápravová ložiska	20
2.4 Výpočet náprav	22
2.4.1 Únavové zkoušky náprav	23
2.5 Železniční kola	24
2.5.1 Celistvá kola	24
2.5.2 Pryží odpružená kola	25
2.5.3 Výroba železničních kol	26
2.6 Brzdy železničních vozidel	27
2.6.1 Špalíková brzda	27
2.6.2 Kotoučová brzda	28
2.7 Nápravové převodovky	29
2.7.1 Převodovka s kuželovými ozubenými koly	29
2.7.2 Tlapový motor	29
2.7.3 Plně odpružený motor	30
2.7.4 Dutý kardanový hřídel	30
4. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	34
5. NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ	35
5.1 Oblast řešení	35
5.2 Návrh dvojkolí	35
5.3 Návrh analytického řešiče	35
5.4 Pevnostní analýza navržené nápravy	35
6.1 Návrh dvojkolí	36
6.1.1 Návrh nápravy dvojkolí	37
6.1.2 Návrh kola	42
6.2 Pevnostní analýza nápravy	47
6.2.1 Síly vyvolané vypruženými hmotami	48
6.2.2 Ohybový moment M_x	51
6.2.3 Momentové rovnice pro brzdění brzdícím kotoučem v kole	52
6.2.4 Moment M_R	54
6.2.5 Zatížení nápravy tlapovým pohonem	54
6.2.6 Jízdní režimy	57
6.2.7 Výsledné hodnoty redukovaného momentu	65
6.3 Analytický řešič	66
6.3.1 Nastavení výpočtu	66
6.3.2 Zadávání vstupních parametrů	68

6.3.3 Výběr materiálu	68
6.3.4 Zadání parametrů pohonu	68
6.3.5 Tabulka rozměru nápravy	69
6.3.6 Funkce pro výpočet sil a momentů	70
6.3.7 Grafy momentů	72
6.3.8 Tabulka stanovující součinitel bezpečnosti	72
6.3.9 Vyhodnocování pevnostní analýzy	73
8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	76
9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	77
10. SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK	80
11. SEZNAM PŘÍLOH	84

ÚVOD

V současné době existují dvě koncepce kolejových vozidel, které využívají rozdílných principů k pohybu po tratích. Je nejnovější magnetická levitace, která zajišťuje bezkontaktní pohyb po speciálně přizpůsobené trati. Velkou výhodou je bezkontaktní pohyb celé soupravy, dokonce jednotka tohoto typu jménem Maglev dosáhla rychlostního rekordu 581 km/h na trati v Japonsku. Avšak velkou nevýhodou jsou především vysoké finanční prostředky vynaložené na zajištění dodávek elektrické energie a bezpečnosti při jejich provozování, jelikož se tratě nachází na mostech nebo v tunelech, což limituje jejich širší využití ve světě [1,2].

Tradiční koncept využívá pro vedení a nesení železničního vozidla po kolejích dvojkolí. To je v základním provedení složeno ze dvou kol a nápravy a k pojezdu vozu je připevněno ložiskovými skříněmi [3]. Použití kol, jež jsou vzájemně spojena nápravou, má své opodstatnění díky své jednoduchosti a historickému vývoji, proto se s nimi v obdobném provedení setkáme i u koněspřežných a obdobných vozů, dávno před sestrojením první parní lokomotivy roku 1804 Richardem Trevithickem [4]. Rychlostní rekord 574,8 km/h na tomto konceptu vedení vozu byl dosažen ve Francii a zasloužil se o to upravený vlak TGV V150 s elektrickým pohonem [5].

Dvojkolí určené pro železniční vozy prošlo velkým vývojem a nemalou zásluhou na tom má i železniční inženýr August Wöhler, který se snažil najít podstatu lomů náprav. Na základě svých experimentů, kdy namáhal vzorky ohybem za rotace, našel závislost mezi životností a proměnlivým zatížením. Ve své podstatě popsal nový mezní stav, který je dnes znám pod názvem „mez únavového porušení“ [6]. Z provozu kolejových vozidel proto vyplývá, že dvojkolí je zatíženo od hmotností vozu, brzděním nebo motorem s převodovkou, přičemž charakter zatěžování dvojkolí je závislý i na různých jízdních režimech, které musí být při návrhu zohledněny. Nápravy jsou dnes, dle platných norem ČSN EN 13 103 a 13 104, posuzovány vzhledem k meznímu stavu únavového porušení.

Diplomová práce vzniká ve spolupráci se společností Bonatrans Group a.s., se sídlem v městě Bohumín, pro potřeby konstrukčního oddělení. Společnost se zaměřuje na produkci a vývoj dvojkolí a jeho komponent pro osobní a nákladní dopravu, které jsou určeny pro vnitrostátní a mimostátní provoz. V současnosti jsou výrobky firmy dodávány zhruba do osmdesáti zemí světa. Kvalita těchto dvojkolí patří ke světové špičce a v Evropě je Bonatrans jejich největším producentem. Jako příklad kolejových vozidel, která využívají dvojkolí z Bonatransu lze uvést lokomotivu TRAXX (Bombardier), lokomotivu Blue Tiger, EURO 4000, Taurus, Pendolino S-220, ICE-T. Bonatrans se také zaměřuje i na vozy metra a tramvají [7].

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1

2.1 Kolejová vozidla

Do dnešní doby byla sestrojena spousta kolejových vozidel, která mají rozdílné požadavky na konstrukci dvojkolí, proto je důležité jejich rozdělení do různých kategorií. Jejich rozdělení je uvedeno níže [8].

Rozdělení kolejových vozidel:

- Hnací
- Vozy
- Speciální vozidla

2.1.1 Hnací vozy

Podstata této kategorie vozidel spočívá v tom, že obsahují pohonnou jednotku, díky které vyvinou tažnou sílu od působícího kroutícího momentu nejčastěji na ozubené kolo, které je nalisováno na nápravě. Dle užití pohonné soustavy mohou být kolejová vozidla dále rozdělena na [8]:

Lokomotivy

Elektrická trakce – Používá se u lokomotiv s vysokým nápravovým zatížením. Moderní univerzální lokomotivy obvykle používají plně odpružený motor. Jsou určeny převážně pro vyšší rychlosti. Pro nižší rychlosti cca 140 km/h se používají tlapové motory, ty jsou nejčastěji využívány lokomotivami pro nákladní dopravu [8].

Motorové lokomotivy – Nejčastěji použitou pohonnou jednotkou je přeplňovaný čtyřdobý motor s hydrodynamickým nebo elektrickým přenosem výkonu na dvojkolí. Nápravové zatížení je nejčastěji kolem 18 tun a rychlost samotného vozidla je do 100 km/h [8].

Hybridní lokomotivy – Jedná se o kombinaci spalovacího motoru s bateriemi nebo s hyper kondenzátory. Toto spojení má za následek snížení spotřeby paliva a emisí v případě použití lokomotivy v posunovací službě [8].

2.1.2 Vozy

Jedná se o železniční vozidla, která jsou tažena hnacím vozidlem, jelikož neobsahují pohonnou jednotku, a proto nemohou vyvinout tažnou sílu potřebnou ke konání pohybu po kolejích. Rozlišujeme je na osobní vozy a nákladní vozy [8].

2.1.3 Speciální vozy

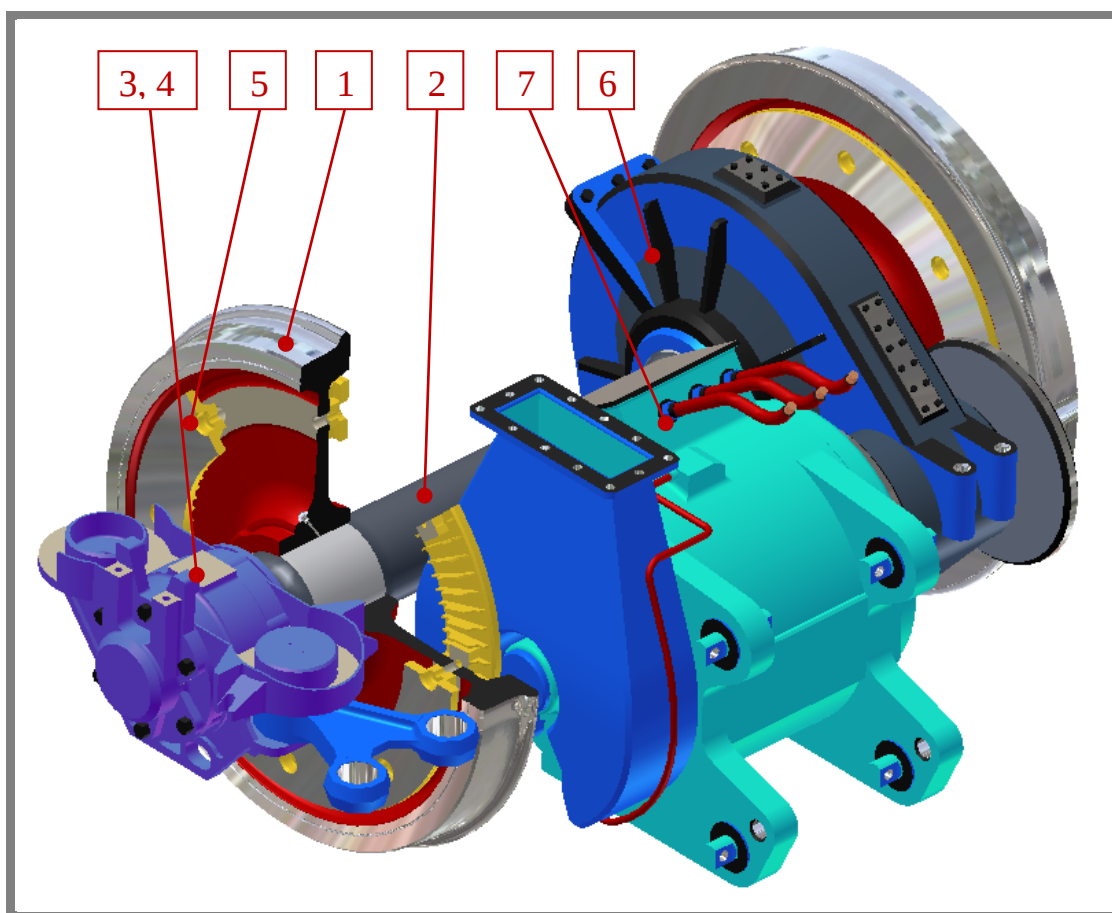
Železniční vozy této kategorie nejsou určeny do běžného provozu a jsou uzpůsobeny pro činnost vyplývající z údržby a výstavby železnice a potřeby průmyslu [8].

2.2

2.2 Železniční dvojkolí

Je hlavní komponentou pojezdu železničních vozů a působí na ni veškeré síly od hmotnosti vozu a komponent, kterými je osazeno. Pro popis základních celků je vybráno železniční dvojkolí, jež využívá lokomotiva Herkules, která má maximální rychlost 140 km/h a nápravové zatížení 20 tun [9].

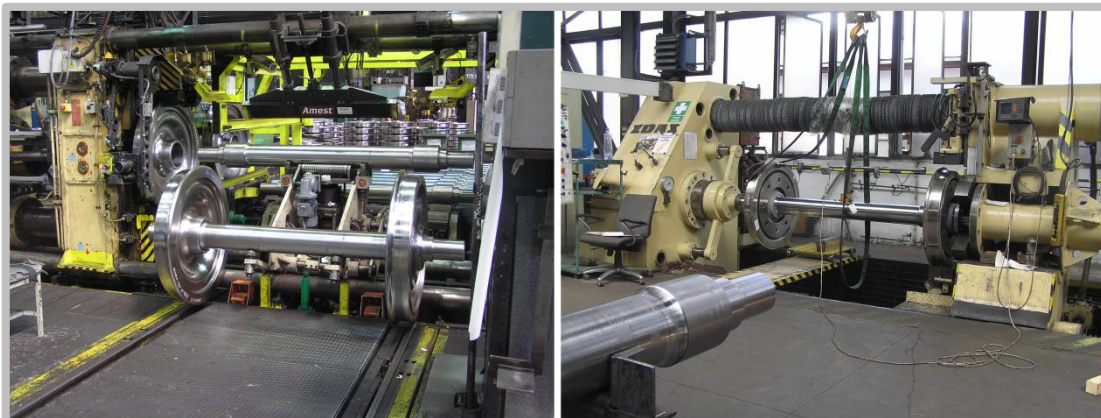
Základní sestava dvojkolí se skládá ze dvou kol (1) a nápravy (2). Na obrázku níže jsou kola na nápravu nalisována. Pro zamezení posunutí kol nebo jejich protočení je uložení, díra kola a sedlo nápravy s velkým přesahem, například H7/u6. Tento přesah způsobuje plastickou deformaci a značně snižuje mez únavy materiálu. Nápravová ložiska (3) jsou umístěna na čepích nápravy, avšak existuje mnoho konstrukčních řešení, kde jsou nápravová ložiska umístěna mezi rovinami styčných kružnic kol. V závislosti na požadavcích provozovatele vozů, je dvojkolí brzděno: špalíkovou brzdou, brzdými kotouči v kolech (5) nebo jsou brzdné kotouče umístěny na nápravě. Krouticí moment je přenášen z motoru (7) přes čelní ozubené kolo se šikmými zuby (6), které je na sedlo nápravy nalisováno. Existuje mnoho variant řešení, kde krouticí moment může být přenášen prostřednictvím kuželových kol nebo pomocí dutého ojníček kloubového hřídele atd. Celá sestava dvojkolí je připevněna k pojezdu vozu pomocí ložiskových skříní (4) [3], [9].



Obr. 1 Sestava hnacího železničního dvojkolí [3].

2.2.1 Montáž dvojkolí

Kola mohou být na nápravu namontována dvěma způsoby: lisováním za tepla nebo za studena. Norma ČSN EN 13 260, která se zabývá výrobou dvojkolí a požadavky na konstrukci, definuje obě možnosti lisování, ale v praxi se častěji objevuje lisování za studena. Tato norma rovněž obsahuje doporučený postup pro výpočet minimální a maximální lisovací síly. Samotné lisování se ve společnosti Bonatrans provádí na dvou lisech, přičemž jeden z lisů vyvine lisovací sílu až 1,8 MN a druhý až 5 MN [10].

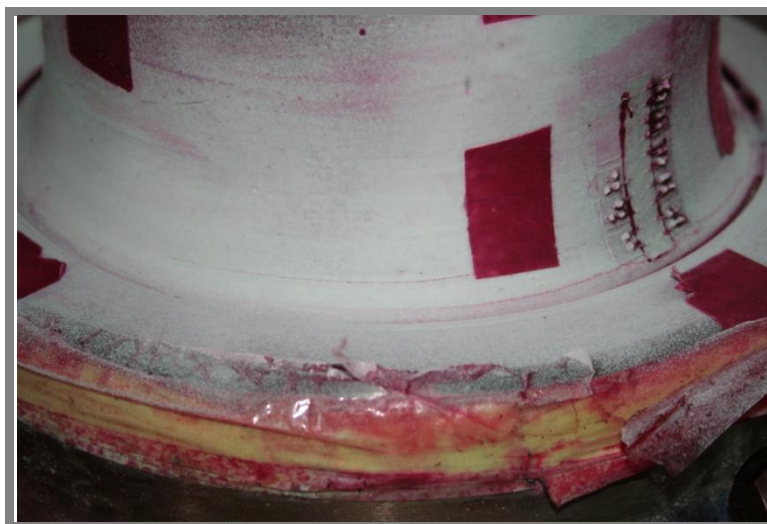


Obr. 2 Lisování kol na nápravu. Zleva lis s lisovací silou až 1,8 MN, napravo s lisovací silou až 5 MN [10].

2.3

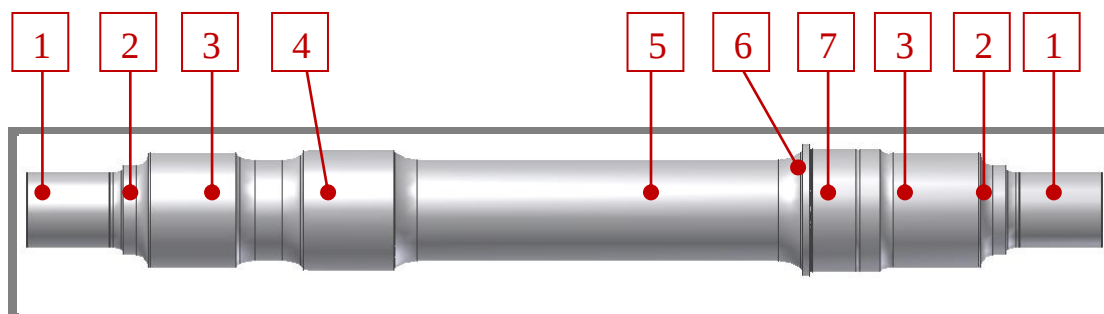
2.3 Nápravy železničních dvojkolí

Nejvýrazněji namáhanými částmi železničních vozů jsou kola a nápravy. Spočívá na nich veškerá hmotnost, přičemž se běžně vyskytují nápravy s nápravovým zatížením i 30 tun, přičemž během provozu kolejových vozidel dochází k vibracím, které způsobují proměnlivost zatížení. Kromě sil od hmotnosti vozu, působí na nápravy i síly od hmotností komponent, které dvojkolí obsahuje (Obr. 1), a silami vznikající při brzdění. V případě, že náprava je určena pro hnací vozy, nápravy obsahují jedno nebo dvě ozubená kola přes, které je přenášen krouticí moment z převodovky. Samozřejmě, že vozidlo nejedí jen po přímé trati, ale musí projíždět oblouky, rozjíždět se. Také může dojít k přetížení v důsledku zkratu, což má za následek náhlé zvýšení krouticího momentu. Z toho plyne, že nápravy jsou dominantně namáhány ohybem za rotace a dle platných norem ČSN EN 13103 a 13104 musí být navržená náprava vždy posuzována k meznímu stavu únavového poškození (Obr. 3), jelikož případné pochybení při návrhu a následné výrobě by mohlo mít katastrofální následky [11], [12].



Obr. 3 Únavový lom na sedle nápravy [11]

Jednotlivé části náprav budou popsány na obrázku níže, kde je vyobrazena náprava určená pro hnací vozidla s nápravovými ložisky umístěnými mezi čely nápravy a koly. Náprava je obecně válcovitého tvaru, přičemž jednotlivé části jsou odstupňovány v závislosti na jejich namáhání a funkci. Na válcové části čepu (1) jsou nasazeny nápravová ložiska například od firmy SKF. Aby se zabránilo vnikání nečistot do ložisek, obsahují ložiskové těsnící kroužky, které jsou umístěny na sedle (2) vedle čepu. Zpravidla je průměr sedla těsnícího kroužku o 30 mm větší než čep. Další funkční částí nápravy je sedlo (3) kola, u kterého musí být vypočten přesah pro následné nalisování kol, nejčastěji má jmenovitý průměr sedla toleranční pole u6 a v6. Největší průměr sedla je pro ozubené kolo (4), jehož prostřednictvím je přenášén krouticí moment z převodovky na dvojkolí, ten může být válcovitý nebo může být kuželovitý. Dřík (5) je část nápravy mezi sedly kol. Pro zabránění axiálního posunutí tlapového ložiska v jednom směru je jeho sedlo (7) rozšířeno o osazení (6) [11], [12].



Obr. 4 Model hnací nápravy pro tlapový motor.

Dále náprava obsahuje na obou čelech tři nebo čtyři díry pro šrouby a středící důlky, ty se však nacházejí jen v nevrtaných nápravách. Vrtání náprav se provádí ze dvou důvodů: pro snadnější detekci únavových trhlin a snížení hmotnosti nápravy [11] (12), [12] (13).

2.3.1 Konstrukční materiály náprav

Dle normy ČSN EN 13 261 jsou stanoveny dva základní typy materiálů EA1N a EA4T (25CrMo4) s těmito mechanickými vlastnostmi:

Tab. 1 Mechanické vlastnosti konstrukčních materiálů náprav.

	C [%]	R _e [MPa]	R _m [MPa]	A [%]	KU ₁ [J]	KU ₂ [J]
EA1N	0,37	320	550-650	22	25	10
EA4T	0,22-0,29	420	650-800	18	50	25

V níže uvedených tabulkách jsou meze únavy jednotlivých částí nápravy dle ČSN EN 13103 a EN 13 104, tyto meze jsou rozdílné pro případy, kdy existuje pochybnost o možnostech udržování ochrany proti nárazům a korozi, zda je na nápravě nalisováno hnací kolo atd. Na obr. 5 jsou označeny jednotlivé úseky, číslování v tabulkách 2, 3, 4, 5 odpovídá daným částem na nápravě.

Tab. 2 Meze únavy ocelí jednotlivých částí nevrtaných hnacích náprav v [MPa].

Hnací nápravy plné:		
Bez možnosti ochrany proti nárazům a korozi a s nalisovaným hnacím kolem na nápravě.		
Materiál/oblast	1	2
EA1N	133	80
EA4T	145	87
Bez možnosti ochrany proti nárazům a korozi a bez hnacího kola na nápravě.		
EA1N	154	92
EA4T	167	101
S možností ochrany proti nárazům a korozi.		
EA1N	200	120
EA4T	240	145

Tab. 3 Meze únavy ocelí jednotlivých částí vrtaných hnacích náprav v [MPa].

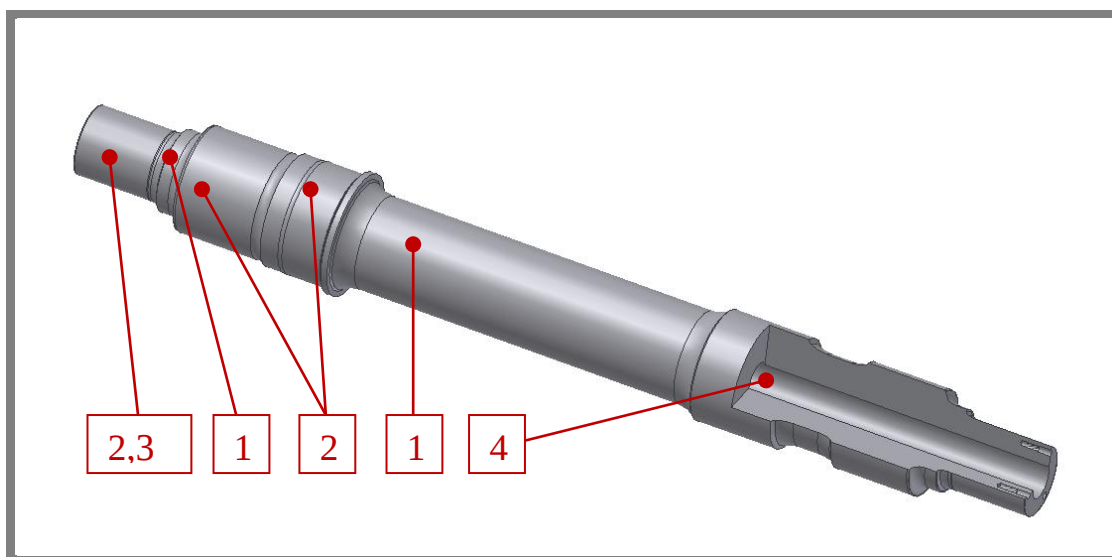
Hnací nápravy s vývrtem:				
Bez možnosti ochrany proti nárazům a korozi a s nalisovaným hnacím kolem na nápravě.				
Materiál/oblast	1	2	3	4
EA1N	133	73	63	53
EA4T	145	80	68	58
Bez možností ochrany proti nárazům a korozi bez nalisovaného hnacího kola na nápravě.				
EA1N	154	85	72	62
EA4T	167	92	78	67
S možností ochrany proti nárazům a korozi.				
EA1N	200	110	94	80
EA4T	240	132	113	96

Tab. 4 Meze únavy ocelí jednotlivých částí nevrtaných běžných náprav v [MPa].

Běžné nápravy plné:		
Bez možnosti ochrany proti nárazům a korozi.		
Materiál/oblast	1	2
EA1N	166	100
EA4T	180	110
S možností ochrany proti nárazům a korozi.		
EA1N	200	120
EA4T	245	145

Tab. 5 Meze únavy ocelí jednotlivých částí vrtaných běžných náprav v [MPa].

Běžné nápravy s vývrtem:				
Bez možnosti ochrany proti nárazům a korozi.				
Materiál/oblast	1	2	3	4
EA1N	166	92	78	67
EA4T	180	99	85	72
S možností ochrany proti nárazům a korozi.				
EA1N	200	110	94	80
EA4T	240	132	113	96

**Obr. 5** Model hnací nápravy s vrtáním v ose.

2.3.2 Výroba náprav

Polotovár je předválek čtvercového průřezu o hraně 150 nebo 300 mm. Výroba začíná ohřevem na 1250 °C a po vyjmutí z pece (Obr. 6) jsou mechanicky zbaveny okují. Po té následuje kování, kde nejprve je vykován přibližně válcový tvar (Obr. 6), dále následuje kování sedel, čepů a dříků. Pro dosažení lepších

mechanických vlastností jsou výkovky tepelně zpracovány normalizačním žháním, kalením popřípadě popouštěním [14].



Obr. 6 Vlevo: ohřátý předvalek, Vpravo: kování [14].

Dalším krokem je obrábění (Obr. 7), kde jsou vytvořeny provizorní středící důlky, pak následuje hrubování, zhotovení čel, děr se závity a opracování na čisto. Nakonec jsou nápravy broušeny a dokonce jsou někdy nápravy válečkovány, popřípadě je na povrch nanese cca 0,3 mm silná vrstva molybdenu, aby byla zajištěna vyšší odolnost materiálu proti vzniku vad v podobě únavových trhlin [10].



Obr. 7 Vlevo: pohled na obrábění nápravy, Vpravo: detail obrábění [14].

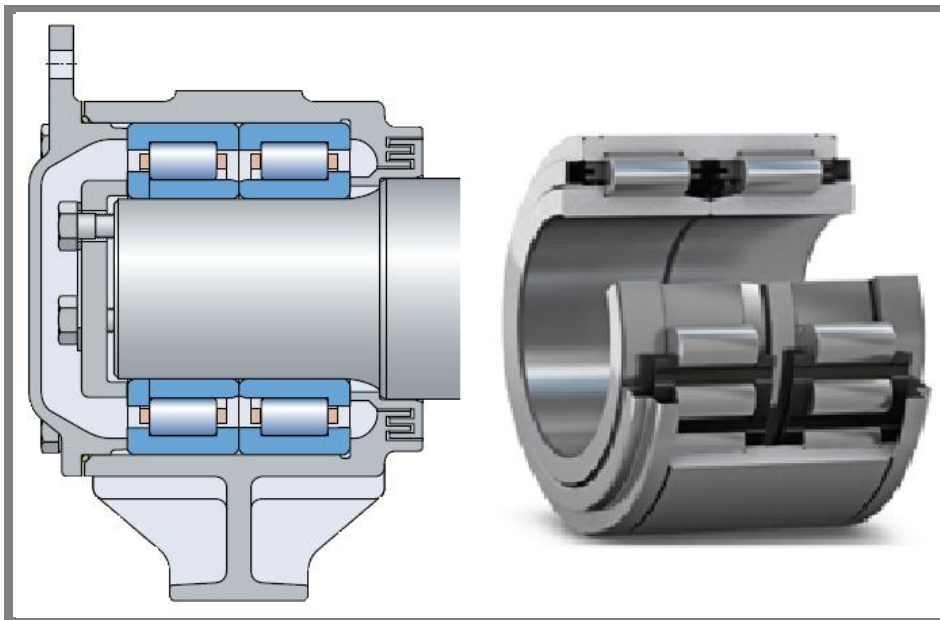
2.3.3 Nápravová ložiska

Umožňují otáčení nápravy, přenášejí silové účinky ve všech směrech (svislý, příčný a podélný) a částečně mohou realizovat relativní pohyb mezi ložiskovou skříní a dvojkolím. Nápravová ložiska mohou být tato [3]:

- dvouřadá soudečková naklápěcí
- dvojité uspořádaná jednořadá válečková
- dvouřadá kuželíková s uspořádáním proti sobě
- kompaktní ložiskové jednotky (TBU,CBU).

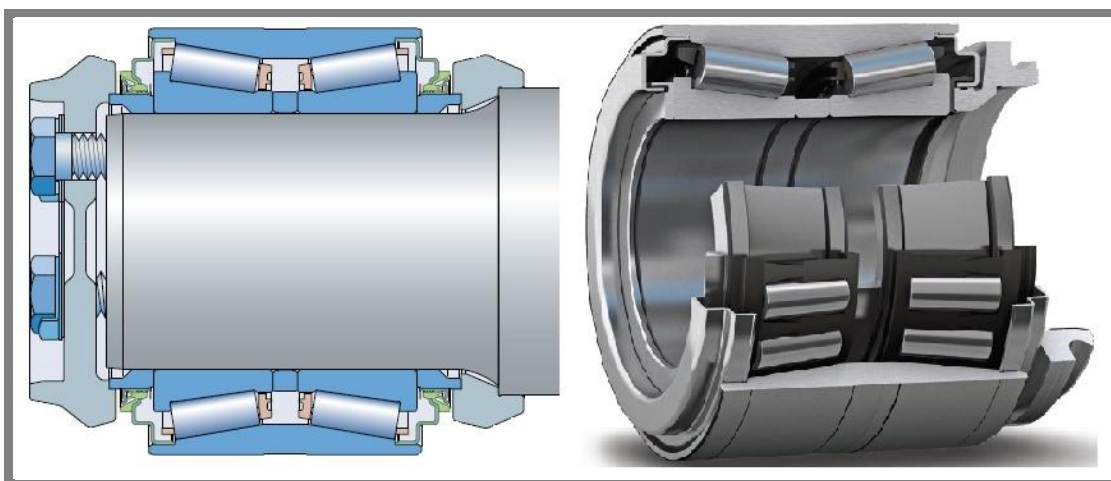
Dvouřadá soudečková naklápěcí ložiska se využívala pro zachycení kolébatvého pohybu ve svislé rovině. Avšak jejich nevýhoda spočívá v omezení otáček a velikosti [3].

Dvojitě uspořádaná jednořadá válečková ložiska jsou používány u kolejových vozidel pro menší rychlosti do cca 140 km/h, kde jedno je použito jako axiálně vodící a druhé jako axiálně volné. Tento způsob uspořádání je proto, aby mohly být přenášeny radiální i axiální síly (Obr. 8) [3], [15].



Obr. 8 Vlevo: Dvojitě uspořádaná jednořadá válečková ložiska na nápravě, Vpravo: Detail nápravového válečkového ložiska [15].

Dvouřadá kuželíková ložiska s uspořádáním proti sobě (Obr. 9) mohou přenášet velké radiální a zároveň vysoké axiální síly a ve srovnání s válečkovými se méně zahřívají [3], [15].



Obr. 9 Dvouřadá kuželíkové ložisko na nápravě, Vpravo: Detail dvouřadého kuželíkového ložiska [15].

Kompaktní ložiskové jednotky (TBU – Tapered Bering unit (Obr. 9), CBU – Cylindrical Bering unit) jejichž základem je dvouřadé kuželíkové nebo válečkové ložisko. Ložiska jsou, před vnikáním nečistot, spolu s celoživotní náplní maziva dokonale utěsněna. Pro zajištění lepších přenosů axiálních sil z boků valivých tělísek na kroužek a polymerovou klec obsahuje jednotka polymerové vložky, jejíž funkcí je tlumení rázů a zajištění tiššího chodu. Velkou výhodou jsou části vyrobené z polymeru, z nich se v případě poškození oddělí malé kousky, které se stanou součástí maziva, a nedojde k zadření ložiska [3], [15].

2.4

2.4 Výpočet náprav

Z provozu železničních vozidel vyplývá, že zatížení působící na nápravy, je především dynamického charakteru a použitý konstrukční materiál, návrh a výroba musí být tomu přizpůsobena a to tak, že u navržené nápravy se objeví trhлина až, když počet cyklů je v oblasti trvalé únavové pevnosti (10^7 cyklů). Problematikou výpočtu náprav včetně jejich doporučeného tvaru některých částí, se zabývají normy ČSN EN 13103 a ČSN EN 13104. Normy popisují základní rozložení sil, od nevypružených hmot vozu a komponent dvojkolí, při průjezdu obloukem a přímé trati, kdy je jedna strana ložiskového čepu přetíženější, a stanovuje jejich hodnoty. Dále definuje síly vzniklé od brzdění pro tyto případy: brzdění špalíkovou brzdou z jedné nebo obou stran, brzdný kotouč v kole a brzdný kotouč/e na nápravě. Uvádí materiálové vlastnosti ocelí jakosti EA1N a EA4T a jejich dovolené napětí vzhledem k meznímu stavu únavového poškození.

Norma ČSN EN 13103 se zaměřuje na nápravy běžných vozů v těchto konstrukčních řešeních s rozlišením standardního a širokého rozchodu a úzkého rozchodu: nápravy vodící – vozy bez naklápění pro první a ostatní dvojkolí v podvozku vozu, vozy s možností naklápění skříně vozu pro první a ostatní dvojkolí v podvozku vozu.

Druhá norma ČSN EN 13104 se zabývá nápravami hnacích kolejových vozidel v těchto konstrukčních řešeních s rozlišením standardního a širokého rozchodu a úzkého rozchodu: nápravy vodící – vozy bez naklápění pro první a ostatní dvojkolí v podvozku vozu, vozy s možností naklápění pro první a ostatní dvojkolí v podvozku vozu.

Firmy zabývající se výrobou dvojkolí (např. Bonatrans Group a.s, Lucchini RS, atd.) musí, při návrhu a výrobě, vycházet z platných norem. Rozdíly výrobků vyplývají z výzkumných činností pomocí, kterých se vyvíjí nové koncepce nebo odladují různé konstrukční uzly, rozdílnost může být rovněž v použité technologii výroby. V dnešním ostrém konkurenčním boji si každá firma chrání své know – how, proto nelze získat více informací pro porovnání.

To rovněž platí i o možnostech získání informací týkající se softwaru, který je zaměřen pouze na pevnostní analýzy náprav, každá z firem si tyto informace pečlivě střeží a nikomu neposkytuje.

Software umožňující vytváření pevnostních analýz lze rozdělit na numerický, jež využívá metody konečných prvků – MKP nebo analytický. Software využívající MKP např. ANSYS, obsahuje tyto části: možnost vytváření geometrie analyzovaného objektu nebo importování jeho geometrie, volbu materiálu nebo definování vlastního. Pro správné řešení je důležité správné vytvoření konečno prvkové sítě, definování okrajových podmínek a zatížení a v závislosti na předmětu

výpočtu (napětí, deformace) jsou vyhodnoceny výsledky. Ve firmě Bonatrans jej využívají pro výpočet průhybu zatížených náprav.

Další software, pro tvorbu pevnostních analýz, je aplikace MitCalc. Tento analytický řešič je vytvořen v prostředí MS Office Excel s podporou maker ve Visual Basic a dokáže provádět výpočty např. pro ozubená kola, hřídele, pružiny, skořepiny apod. Jelikož je nutné heslo pro spuštění Visual Basic, nelze zcela přesně určit algoritmy ovládající samotné výpočty. Jeho velkou předností je možnost vytvářet modely ve 3D a importovat je např. do Inventoru.

Na trhu existují i jiné aplikace, které lze použít pro pevnostní analýzy, jelikož výše uvedené výpočtové normy náprav dvojkolí definují pouze jediný možný způsob provádění pevnostních analýz a to analytický, nejsou vhodné numerické aplikace využívající MKP. Analytické řešiče pevnostních analýz zase neobsahují části požadované výpočtovými normami náprav dvojkolí, např. meze únavy jednotlivých částí náprav, součinitel koncentrace napětí, jež je definován výpočtovými normami náprav, apod. Z toho plyne, že na trhu neexistuje software určený pro pevnostní analýzy náprav dvojkolí, z toho plyne potřeba vytvoření nového řešiče, jež bude v souladu s planými výpočtovými normami EN 13 103 a EN 13 104.

2.4.1 Únavové zkoušky náprav

Mezní stav únavy je proces, kdy na těleso působí časově proměnná napjatost, která může být důsledkem časově proměnlivého vnějšího zatížení nebo pohybem tělesa tzv. stacionární zatížení (ohyb za rotace). Zatěžování může být silové, deformační nebo objemové (tepelná dilatace). Příčinou únavového poškození je pružně – plastická deformace, která má při cyklickém zatěžování kumulativní charakter. Nejčastěji se trhlina objeví na povrchu součásti v místě vrubu, prvotní fáze únavového lomu je nukleace, pak dochází k stabilnímu a nestabilnímu šíření [22], [23].

Únavové zkoušky náprav jsou prováděny dle norem ČSN EN 13 260 a ČSN EN 13 261.

Únavová zkouška, podle normy EN 13 260 – kritérium F3, se zabývá únavovou odolností zkušebního vzorku sestavy kola a nápravy, přičemž se zohledňuje vliv lisovaného spoje na oblast přechodu dříku a sedla kola. Tato zkouška se provádí tak, že sestava půl dvojkolí je ve vertikální poloze, celek je uchycen k odpruženému roštu. Na část, která je volná, je umístěna rezonanční hlava s rotujícím nevyvázkem, ta zkušební těleso zatěžuje ohybovým momentem až 500 KNm při pásmu 15÷23 Hz. [13]

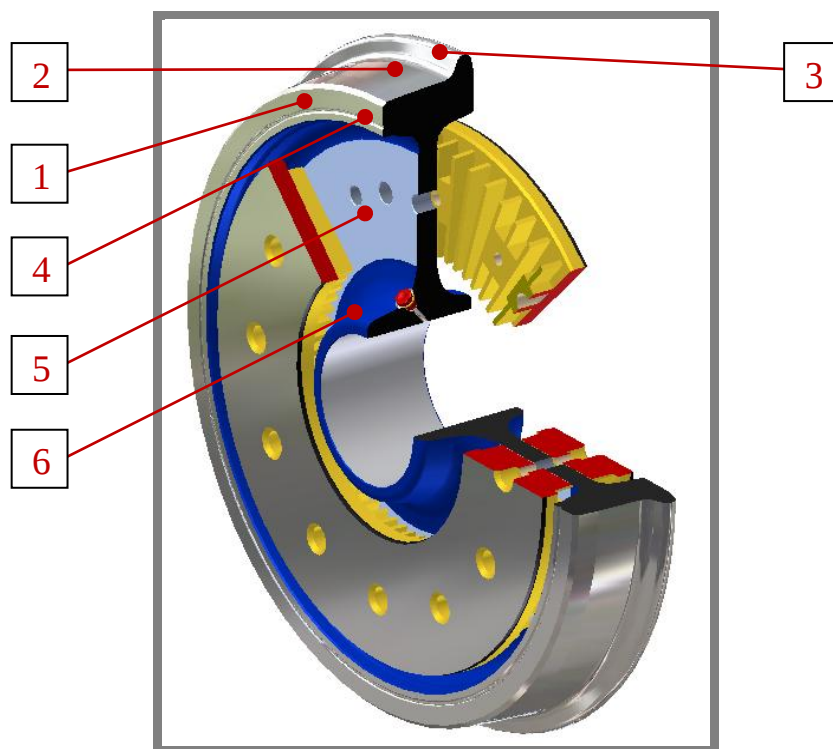
Únavové zkoušky, dle EN 13 261, jsou prováděny pouze na samostatném tělese. Pod pojmem samostatné těleso se považuje redukovaný vzorek nebo vzorek nápravy, jež má rozměry a technologii výroby, velmi podobnou s vyráběným kusem. Redukovaných zkušebních vzorků musí být alespoň 15, které mají alespoň průměr 10 mm a délka pětinašobek jeho průměru. Tyto vzorky mohou být bez nebo s definovaným vrubem a slouží ke zjišťování vrubové citlivosti materiálu. Druhý zkušební vzorek, který je v měřítku 1:1 s vyráběnou nápravou, je osazen řetízovým tenzometrem na povrchu přechodu sedla kola a dříku, v případě náprav s vývrtem i na povrchu vývrtu. Naměřené napětí na povrchu tělesa, dle kritéria F1, nesmí překročit maximální povolené napětí 200 MPa a na povrchu vývrtu, dle kritéria F2 je maximální povolené napětí 80 MPa.

2.5 Železniční kola

Jsou základní komponenty sestavy dvojkolí a dle konstrukčního provedení jsou rozeznávány tři základní typy: celistvá neboli monobloková, obručová a pryží odpružená kola. Obručová kola se používají např. u některých typů lokomotiv, jejich výhodou je, že po opotřebení obruče až k drážce sjetí, se vymění jen obruč, ale vyznačují se náročnější výrobou, větší hmotností kola, atd. Výrobci, dnešních moderních kolejových vozidel, častěji využívají kola monobloková a tak jsou obručová kola spíše na ústupu [16].

Obrázek 10 popisuje základní části kol, které jsou pro všechny typy kol společné:

Číslo (1) označuje věnec kola – ten se skládá z jízdní plochy a dle normy UIC ORE jsou v Evropě rozlišovány tři základní typy jízdních profilů. Pro snadnější průjezd zatáčkou je v automobilní dopravě využíván diferenciální mechanismus, v kolejové dopravě je tento problém částečně odstraněn právě jízdním profilem kola (2), který byl dříve jen kuželovitý. Věnec kola dále tvoří okolek (3), ten zabraňuje vykolejení vozu. Na čele věnce je drážka sjetí (4), která označuje maximální opotřebení kola. Mezi věncem a nábojem (6) je deska (5), která má tloušťku 15 ÷ 40 mm. Pro snadnější rozlisování kola ze sedla nápravy, slouží tzv. Brattův otvor (6). Což je otvor v radiálním směru náboje skrze, který je vháněna pod tlakem kapalina během probíhající demontáže [16].

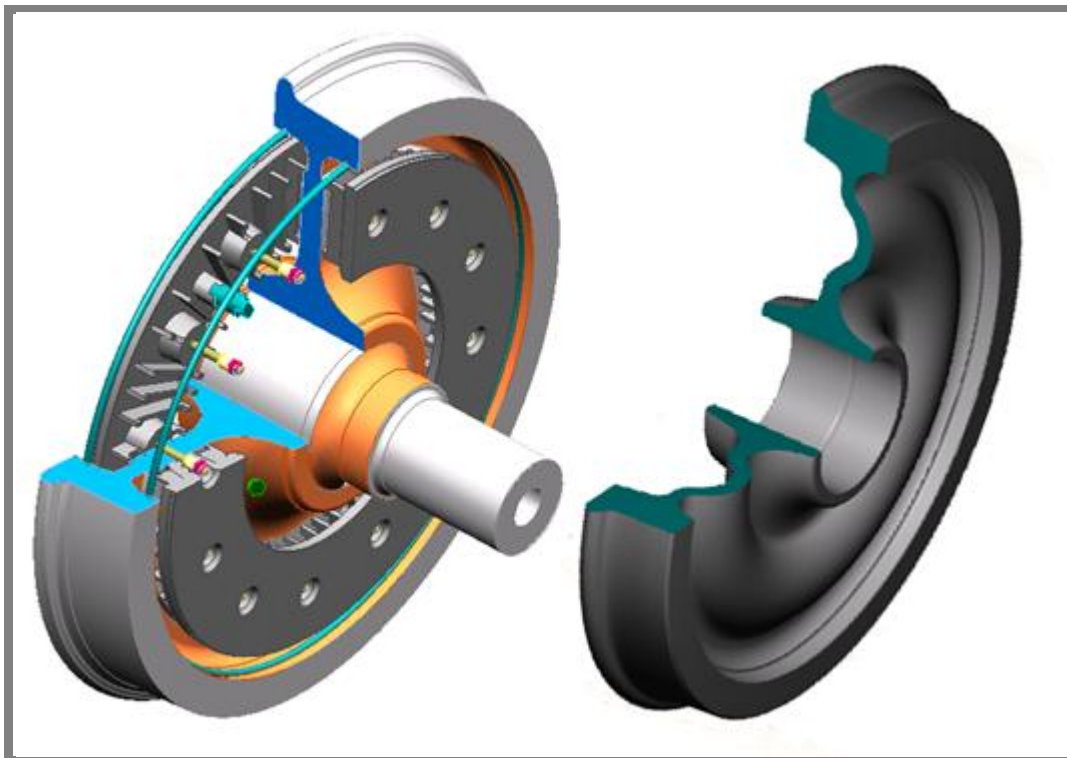


Obr. 10 Monoblokové kolo [12].

2.5.1 Celistvá kola

Deska kola se vyskytuje ve dvou provedeních přímá a prohnutá (obr. 11). Kolo s přímou deskou nebo mírně prohnutou (Obr. 11 vlevo) je nejčastěji u vozů v kombinaci s brzdným kotoučem, který je k desce kola přišroubován. Prohýbaná deska (Obr. 11 vpravo) je často v kombinaci se špalíkovou brzdou, ta může být jednostranná nebo oboustranná. Kolo s prohnutou deskou se používá u kolejových

vozidel, kde se předpokládá intenzivní brzdění (špalíková brzda), u kterého se věnec kola může ohřát až na teplotu 500°C, přičemž náboj kola má pouze okolo 40 °C. Což vede k velkým deformacím desky, to je eliminováno právě takto tvarovanou deskou – tepelně optimalizované kolo. [16]

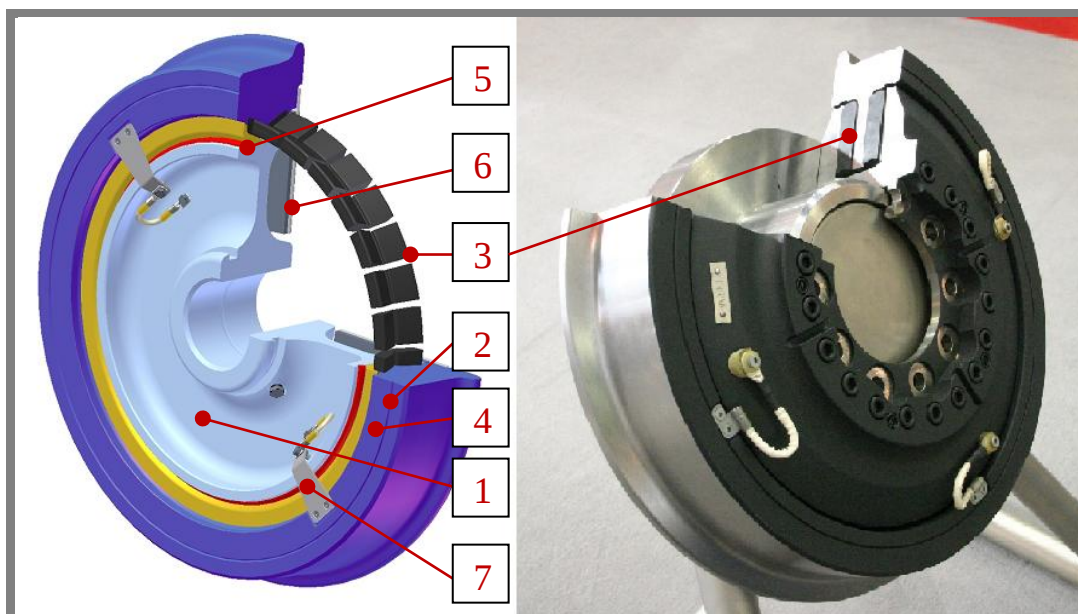


Obr. 11 Model celistvých kol, vlevo s přímou deskou a brzdným kotoučem v kole, vpravo s prohýbanou deskou [12]

2.5.2 Pryží odpružená kola

Jedná se o speciálně vyvinutá kola pro tramvaje a metro, u kterých je požadováno snížení hlukových emisí vznikající během jízdy vozidla. Obecně se problematikou hluku se zaměřením na železniční kola zabývá norma ČSN EN 13979. Bonatrans Group a.s. během návrhu kol zohledňuje tyto požadavky a samotný výpočet provádí v softwaru Ansys, Sysnois, Virtuallab a Matlab.

Tlumení hluku zajišťují pryžové segmenty, které snižují úhel náběhu obruče, tím se sníží hluk cca o 2÷3 dB. Dále, ke snížení valivého a kvílivého hluku vzniklého jízdou, pomáhá i tlumič hluku, který je ke kolu připevněn, to sníží hluk až o 15 dB. Pryžové segmenty mohou být na kolech rozloženy ve dvou uspořádáních. Proto se rozdělují na hyper elastická kola (Obr. 12 vpravo), ty mají pryžové segmenty umístěny tak, že tíha vozidla pryžové segmenty zatěžuje především na stříh a na standardní pryžová kola, kde jsou pryžové segmenty zatěžovány na tlak (Obr. 12 vlevo). Tlumící účinek vibrací zvyšuje životnost vozu, jízdního profilu kol, apod. K nevýhodám patří především vysoká cena, větší jízdní odpor a omezené použití špalíkové brzdy [17].

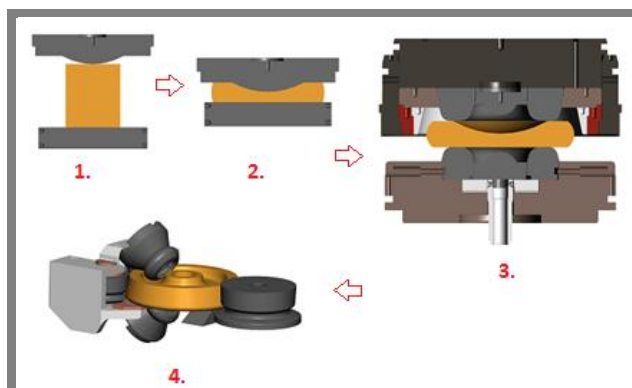


Obr. 12 Model pryží odpruženého kola Bonatrans, vlevo segmenty v radiálním směru, vpravo v axiálním. 1. Kotouč kola, 2. Obruč, 3. Pryžový segment, 4. Přítlačný kroužek, 5. Pojistný kroužek, 6. Tlumič hluku, 7. Zemníci můstek [17]

2.5.3 Výroba železničních kol

Norma ČSN EN 13262 definuje postup a požadavky na výrobu kol tvářením za tepla, dříve bylo běžnou praxí, že kola byla odlévána, dnes je podíl odlévaných kol mnohem menší a setkat se s nimi můžeme například v Anglii, Polsku, Švédsku, Rakousku v USA [14].

Výrobní proces začíná ohřevem špalků v karuselové peci až na kovací teplotu (1200 °C). Následně jsou takto zahřáté špalky vyjmuty a jejich povrch je mechanicky zbaven okují. V této fázi je zahřátý špalek připraven ke kování v kovacím lisu (Obr. 13, čísla 1,2, 3), kde se vytvoří základní tvar kola. Vytvořený výkovek je přemístěn do válcovačky kol (Obr. 13, čísla 4), kde je pomocí rotujících válců, zde je prvně vyválcován věnec kola a finální operací je prohýbání, které je prováděno v prohýbacím lisu její tvar zhotoven [14].



Obr. 13 Postup tváření železničních kol [14].

Po tepelném zpracování jsou kola obráběna, to se v Bonatransu provádí na CNC obráběcích centrech. Pro docílení předepsaných rozměrů a drsností je povrch kol broušen [14].

2.6 Brzdy železničních vozidel

2.6

Patří k hlavním částem podvozku nebo dvojkolí, ty se dle knihy Konstrukce kolejových vozidel II rozdělují [18]:

Brzdy, u kterých nastává omezení adheze mezi koly a kolejnicemi:

- Špalíková brzda
- Kotoučová brzda
- Elektrodynamické a hydrodynamické brzdy

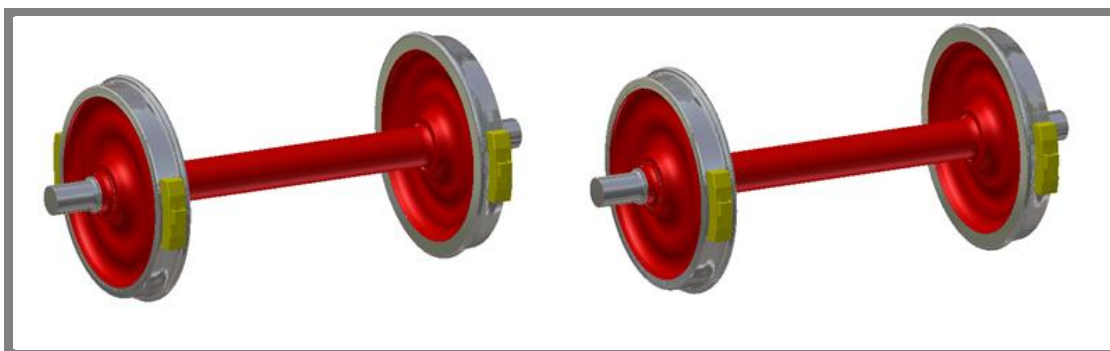
Brzdy, u kterých nenastává omezení adheze:

- Elektromagnetické kolejové brzdy
- Elektrodynamické brzděné lineární motory či vířivými proudy

V následujících kapitolách budou popsány špalíkové a kotoučové brzdy. Důvodem je, že ostatní způsoby brzdění nejsou v normách ČSN EN 13 103 A 13 104 uvedeny a nejsou předmětem zadání diplomové práce.

2.6.1 Špalíková brzda

Tento typ brzdy se vyskytuje na dvojkolí buď v páru (Obr. 14 vlevo) a špalíky působí proti sobě. Přičemž nesymetrické působení brzdících sil, které se může objevit jejich špatným seřazením, je zohledněno v 15% rozdílu brzděné síly levé a pravé brzdové destičky. Nebo je špalíková brzda pouze na jedné straně (Obr. 14 vpravo). Oboustranná špalíková brzda má, v porovnání s jednostrannou, větší nároky na zástavbový prostor a zvyšuje hmotnost vozu. Avšak při brzdění nemá tak velký nepříznivý účinek namáhání nápravy od vzniklého ohybového momentu [18].



Obr. 14 Vlevo oboustranné uspořádání špalíkové brzdy, Vpravo: jednostranné uspořádání. [19]

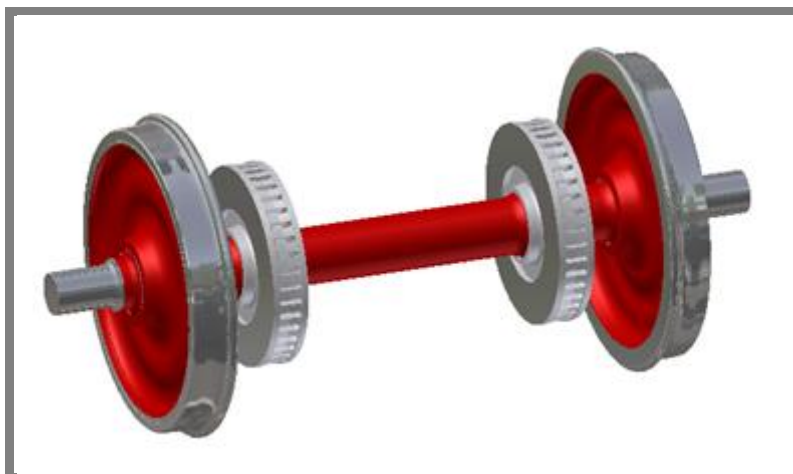
Dle užitého typu materiálů jsou špalíky vyráběny z kovových nebo kompozitních materiálů [18].

Kovové špalíky jsou vyráběny především z litiny a pro zvýšení součinitele tření a životnosti lze kovové špalíky obohatit o fosfor. K jejich přednostem patří i čištění jízdního profilu kol. Za nevýhodu lze považovat jejich častou výměnu v důsledku rychlého opotřebování a tepelně mechanické ovlivňování obručí kol. Špalíkové brzdy jsou schopny zajistit potřebný brzdný výkon i odvod tepla do 140÷160 km/h [18].

Výrobou kompozitních špalíků se zabývají např. tito výrobci Cobra, Necto, Cosid a Rubos. Použité materiály jsou na bázi pryskyřice, minerálů a grafitů. K jejich výhodám, v porovnání s kovovými špalíky, patří nižší hmotnost při vysokém součiniteli tření a pomalejší opotřebování špalíku, ale na druhou mají nižší tepelnou vodivost, a proto více tepla vchází do věnce kola [18] (18).

2.6.2 Kotoučová brzda

Základem brzdy jsou kotouče, které mohou být nalisovány přímo na nápravě (1 ÷ 4 kusy) (Obr. 15), v kolech (Obr. 11 vlevo) nebo na předlohovém hřídeli (2 ÷ 3 kusy), který je připojen k nápravové převodovce. Poslední zmíněný konstrukční uzel využívá například lokomotiva Taurus řady 1216 [18], [12].



Obr. 15 Dvojkolí se dvěma brzdovými kotouči na nápravě. [19]

Brzdové kotouče jsou nejčastěji litinové a pro ideálnější chlazení vzduchem, jsou opatřeny žebry. Kotouče v kole jsou obvykle montovány tak, aby osa díry kotouče, pro uchycení šrouby k desce kola, byla o milimetr níže než osa díry železničního kola, z důvodu tepelné dilatace, která vzniká vlivem brzdění. Dále musí být, během návrhu železničního kola, brán zřetel na prostor mezi kotoučem a kolem pro zajištění dostatečné cirkulace vzduchu a zabránění přehřátí kotouče popřípadě kola, aby nedošlo k degradaci mechanických vlastností materiálu a následnému poškození [18], [19].

Brzdové kotouče obvykle využívají kolejová vozidla jezdící nad cca 150 km/h nebo jsou použity tam, kde se předpokládá intenzivnější brzdění např. metro, nákladní vozy. V porovnání se špalíkovými brzdami mají vozidla nižší spotřebu vzduchu, který je potřebný k vytvoření dostatečného tlaku k sevření čelistí brzd. Je to díky menší vůli 1÷2 mm mezi brzdovým obložím a kolem. Dalším pozitivem je, že součinitel tření není závislý na rychlosti ani zahřátí, jelikož se jeho hodnota téměř nemění. Za nevýhodu lze považovat možné vyšší znečištění jízdní plochy kol

a následné zhoršení koeficientu tření, jelikož nedochází, jakou špalíkových brzd, k jeho čištění [18].

2.7 Nápravové převodovky

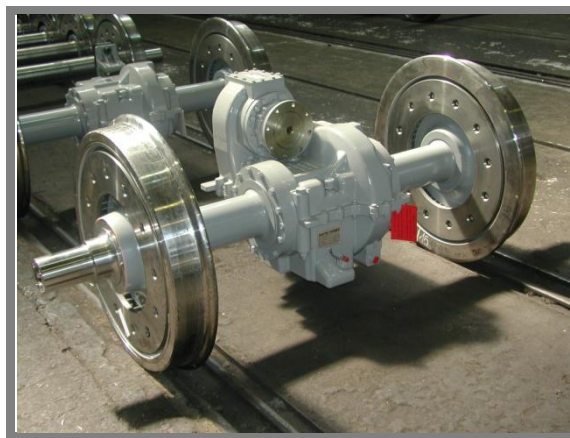
2.7

U moderních hnacích kolejových vozidel je výkon přenášen hydrodynamicky nebo elektricky a pro přenos krouticího momentu na dvojkolí se nejčastěji můžeme setkat s těmito variantami řešení.

- Převodovka s kuželovými koly
- Tlapový motor
- Plně odpružený motor
- Dutým kardanovým hřídelem.

2.7.1 Převodovka s kuželovými ozubenými koly

Tato převodovka (Obr. 16) se používá především u motorových vozů a lokomotiv s hydrodynamickým přenosem výkonu. Přičemž převodovka může být i jako průběžná tzn., obsahuje jeden vstupní a jeden výstupní kardanový hřídel.



Obr. 16 Převodovka kuželovými koly [12]

2.7.2 Tlapový motor

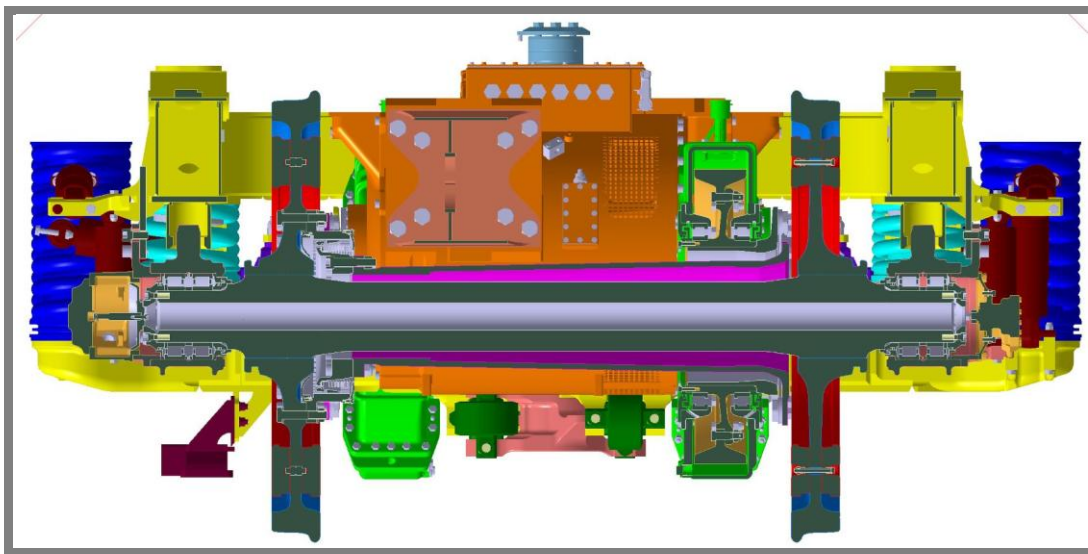
Nejčastěji využívaný motor (Obr. 17), u kterého může být přenášení krouticího momentu zprostředkováno jedním nebo dvěma ozubenými koly s čelním ozubením, jež jsou nalisována na nápravě. Sice je konstrukce jednodušší, v porovnání s ostatními konstrukcemi pohonů, ale téměř celá jeho hmotnost spočívá na nápravě, což se negativně projevuje na jejím namáhání.



Obr. 17 Tlapový motor [12]

2.7.3 Plně odpružený motor

Motor je připevněn k rámu podvozku a přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí kardanu. Připevnění motoru k rámu má za následek snížení zatížení působící na nápravu od hmotností. Toto konstrukční uspořádání se objevuje především u lokomotiv, které se pohybují vyšší rychlostí. Celkové konstrukční uspořádání je na obrázku 18.



Obr 18 Plně odpružený motor [12]

2.7.4 Dutý kardanový hřídel

Tento koncept pohonu patří, v porovnání s výše uvedenými, k těm novějším. Snahou je snížit počet komponentů v pohonu a zamezení působení ohybového momentu, který působí na nápravu od motoru.

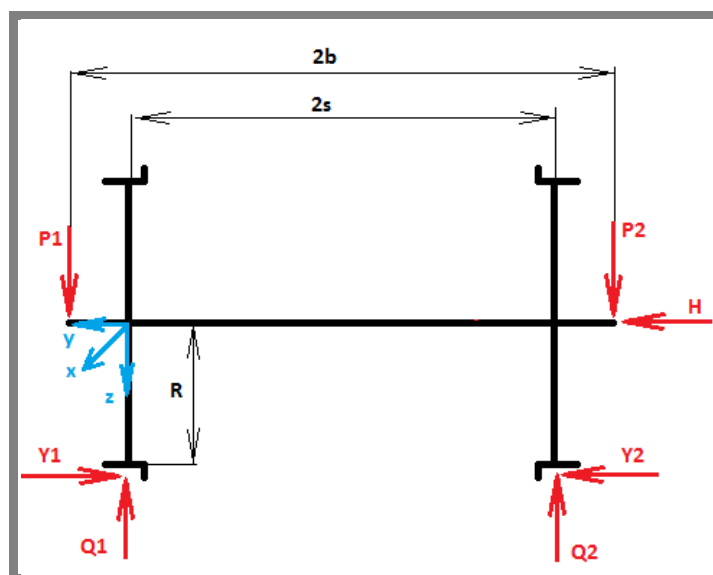
3. FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA 3

Z jednotlivých kapitol rešerše vyplývá, že nápravy jsou jednou z nejvíce namáhaných celků kolejových vozidel. Dominantním namáháním náprav je ohyb za rotace s proměnlivou frekvencí zatížení. Proto jsou nápravy, během pevnostní analýzy, posuzovány k meznímu stavu únavového poškození v různých jízdních režimech. Během návrhu geometrie jsou kladeny vysoké nároky na eliminaci vrubových účinků od nábojů kol, ložisek a mezi přechody jednotlivých sedel. V současné době se problematikou pevnostních analýz zabývají normy ČSN EN 13 103 a 13 104, dříve UIC 515 – 3.

Výše uvedené normy rozdělují nápravy kolejových vozidel do různých kategorií, přičemž to nejzákladnější je na hnací a běžné.

U hnacích i běžných náprav se dále rozlišuje rozchod tratě, který může být standardní nebo úzký, dále jsou vozy bez možnosti naklápění nebo bez naklápění skříň vozidla, kterým se kompenzuje nedostatečná kompenzace vlivu převýšení kolejí a dosahuje vyšší rychlosti průjezdu obloukem.

Běžné nápravy mají obdobné rozdělení, přičemž se navíc zohledňuje, zda dvojkolí je na voze umístěno jako první, tj. první, které projíždí obloukem, jelikož je, v porovnání s dalšími v pořadí, více namáhavější. Toto rozdělení zásadně ovlivňuje velikost výsledných sil $P_1, P_2, Q_1, Q_2, Y_1, Y_2$ a H (Obr. 19), definice těchto sil je v kapitole 6.2 „Pevnostní analýza nápravy“, jejichž velikost je stanovena na základě výše uvedených norem. Z těchto základních sil a dalších sil od hmotností komponent dvojkolí F_i se vypočte ohybový moment v ose x . Poté následuje výpočet sil vzniklých od brzdění nebo od pohonu. Z nich jsou stanoveny ohybové momenty od brzdění nebo od pohonu v osách x a z a krouticí momenty v ose y . Z těchto momentů je stanovena velikost výsledného redukovaného momentu. Výpočet momentů se provádí zároveň tak, že je vždy jedna strana nápravy zatížena větší silou. Toto se provádí kvůli nesymetrii zatížení náprav z důvodu odstředivých sil při průjezdu obloukem. Průběhy výše uvedených ohybových a krouticích momentů jsou zobrazeny v kapitolách, jež se zabývají problematikou jednotlivých jízdních režimů.



Obr. 19 Síly působící na nápravy od vypružených hmot.

Normy EN 13 103 a EN 13 104 a příslušné drážní úřady vyžadují pouze analytický postup provádění pevnostních analýz náprav dvojkolí. Z tohoto důvodu není software využívající MKP zcela vhodný pro pevnostní analyzování náprav dvojkolí. Analytický řešič jako je například MitCalc, neobsahuje části, jež jsou ve výpočtových normách definovány, jako příklad lze uvést rozdílné meze únavy jednotlivých částí náprav (viz kapitola 2.3.1), stanovení součinitele koncentrace napětí v závislosti na konstrukčním řešení nápravy (viz kapitola 6.3.5) apod. Dále tyto analytické řešiče neobsahují potřebné formální náležitosti výpočtové zprávy například: výpis rovnic pro výpočet daných sil a momentů, vykreslování grafů průběhů momentů od zatížení (viz kapitola 6.2), definování jednotlivých jízdních režimů (viz kapitola 6.2) atd. Pevnostní analýza náprav dvojkolí je poněkud specifická a dostupné aplikace pro pevnostní analýzy neobsahují výše uvedené náležitosti, jež jsou výpočtovými normami náprav i drážními úřady požadovány.

Z toho plyne potřeba vytvoření nového řešiče pevnostních analýz náprav dvojkolí, jež bude vytvořen v souladu s normami EN 13 103 a EN 13 104 a zároveň bude splňovat i formální náležitosti výpočtové zprávy určené pro drážní úřady. Z tohoto pohledu se jeví, jakožto vhodný software například MathCAD, ale nelze jej aplikovat pro rozdílné konstrukční návrhy dvojkolí, jelikož výpočtové zprávy, které by byly v tomto řešiči vytvořeny, by se vztahovaly jen pro omezený počet možných variant konstrukčních řešení, a aby tento řešič obsáhl celou problematiku rozdílných návrhů, muselo by být vytvořeno více aplikací. Proto byl vybrán MS Excel, který obsahuje Visual Basic, v němž lze definovat vlastní funkce, procedury, atd., které mohou být využity pro rozdílné konstrukční návrhy náprav.

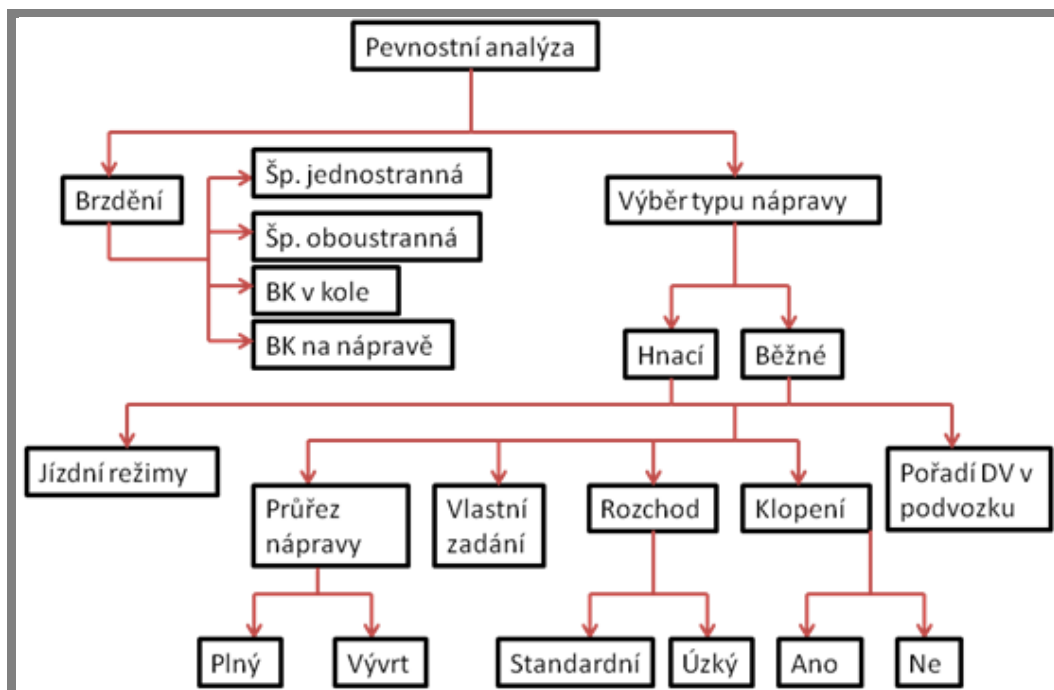
Z pohledu pevnostní analýzy náprav je základní rozdělení na běžné a hnací nápravy. Toto rozdělení je vyžadováno výpočtovými normami proto, aby pevnostní analýzou bylo lépe vystiženo zatížení nápravy a součinitele bezpečnosti pro jednotlivé druhy náprav.

Dále je zapotřebí, z hlediska pevnostní analýzy, zohlednit následující parametry vozu a tratě: rozchod, klopení, pořadí dvojkolí v podvozku. Rozchod tratě může být standardní nebo úzký. Dále je zapotřebí rozlišovat možnost naklápění skříně vozu, toto konstrukční řešení se objevuje u vozů určených pro rychlosti nad 150 km/h a cílem snížení účinků odstředivých sil na cestující během průjezdu obloukem. Toto rozdělení je platné pro hnací i běžné nápravy, ale u běžných náprav je navíc rozlišováno jejich pořadí v podvozku tzn. první a ostatní. Někdy dojde k situaci, kdy nejsou použity rovnice pro výpočet sil definované ve výpočtových normách a je zapotřebí jejich hodnoty vyplnit ručně.

V případě, že nápravy mají vývrt, který slouží ke snížení hmotnosti a pro potřeby kontroly ultrazvukem, je zapotřebí stanovit hodnotu napětí na povrchu vývrtu.

V současné době existují čtyři základní druhy brzd, jež dvojkolí může obsahovat špalíková brzda umístěná z jedné nebo obou stran, popřípadě kotoučová brzda, která může být v kole nebo na nápravě.

Všechny výše uvedené informace slouží pro pevnostní analýzu, která se u běžných náprav provádí pouze pro jeden jízdní režim – záchranná brzda. Hnací nápravy jsou analyzovány navíc v těchto jízdních režimech – rozjezd, dlouhodobý rozjezd, brzdění při průjezdu obloukem a zkrat. Výše uvedené informace jsou graficky znázorněny obrázkem 20.



Obr. 20 Schéma znázorňující možné parametry, které zásadním způsobem ovlivňují pevnostní analýzu náprav dvojkolí.

4. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cíle diplomové práce lze rozdělit do dvou základních oblastí:

1. Návrh dvojkolí pro lokomotivu.
2. Vytvoření analytického řešiče pevnostních analýz náprav dvojkolí a jeho verifikace.

První část práce bude vytvoření návrhu hnacího dvojkolí pro železniční elektrickou lokomotivu s nápravovým zatížením 22 tun a maximální rychlostí 145 km/h. K tomuto projektu bude zpracována výkresová dokumentace: výkres nápravy, kola, sestavy kola s brzdovým kotoučem a sestavy dvojkolí. Návrh bude proveden dle technických specifikací zákazníka a platných norem EN 13 104, EN 13 260, EN 13 261 a EN 13 262.

Analytický řešič pevnostních analýz bude vytvořen, dle metodiky platných norem ČSN EN 13 103 a 104, pro běžné a hnací nápravy dvojkolí v prostředí MS Excel s podporou Visual Basicu. Takto vytvořený řešič musí být přehledný, aby uživatel snadno zadal všechny potřebné vstupní parametry. Zadavatel diplomové práce požaduje, aby uživatel kromě základních úkonů nezbytných pro výpočet, nemusel nijak zasahovat do struktury vykreslování momentů, výpočtů, rovnic apod. Dvojkolí navržené společnosti Bonatrans jsou velmi často vyváženy za hranice republiky, je také požadováno, aby výpočtové zprávy, které jsou vytvářeny v tomto řešiči měly i možnost vybírání mezi anglickou a českou mutací. Vytvořené zprávy jsou spolu s projektovou dokumentací zasílány zákazníkům a příslušným drážním úřadům, proto musí být i celkový vzhled zpráv zcela jasný a přehledný.

5. NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

5.1 Oblast řešení

Pro správné řešení práce a pochopení problematiky, byla nastudována problematika mechaniky těles, programování a orientace v MS Office Excelu, dále detailní znalost platných norem zabývajících se dvojkolím a jeho částmi.

5.2 Návrh dvojkolí

Návrh dvojkolí vychází z technických požadavků zákazníka v souladu norem ČSN EN 13104, 13 260, 13 261 a 13 262. Dvojkolí, které je obsahuje tlakový motor a brzdné kotouče v kolech, bude určeno pro lokomotivu, jež bude jezdit po tratích v Turecku. Součástí přílohy bude výkresová dokumentace a to: výkres nápravy, kola, sestavy kola a brzdného kotouče a sestavy dvojkolí. Výkresová dokumentace bude vytvořena dle zvyklostí společnosti Bonatrans.

5.3 Návrh analytického řešiče

Jak již bylo zmíněno, využití produktu MS Excel se jeví, jako nejvhodnější varianta, pro vytváření pevnostních analýz náprav, jelikož umožňuje vytvoření analytického řešiče s možností výpočtu více konstrukčních variant řešení náprav. Za pomoci vytvořených procedur, funkcí a dalších částí bude tento řešič vytvořen.

5.4 Pevnostní analýza navržené nápravy

Funkčnost a verifikace řešiče bude ověřena na návrhu dvojkolí pro Turecko, součástí přílohy bude i výpočtová zpráva pevnostní analýzy.

6

6. ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

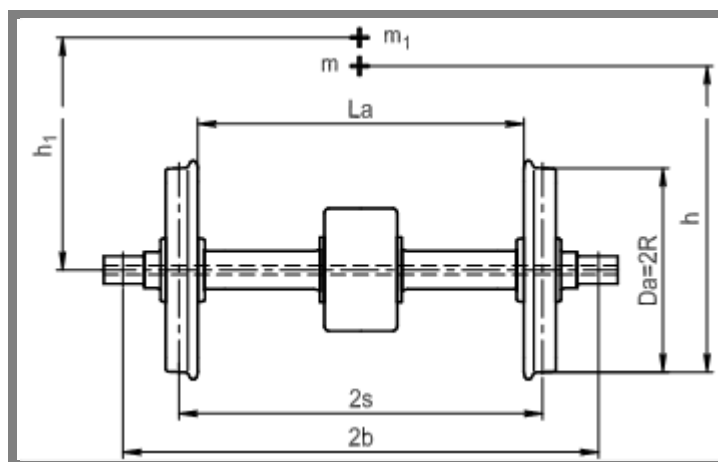
6.1

6.1 Návrh dvojkolí

Konstrukční řešení dvojkolí a jeho částí byl proveden na základě technických požadavků zákazníka a dle příslušných norem vztahujících se k daným konstrukčním celkům: EN 13 104 – Nápravy, EN 13 260 – Dvojkolí, EN 13 261 – Nápravy, EN 13 262 – Kola.

Dvojkolí této lokomotivy je navrženo na standardní rozchod tratě, skříň vozu je bez možnosti naklápění. Náprava dvojkolí neobsahuje vývrt a brzdění je prováděno brzdovými kotouči v kolech.

Obrázek 21 a tabulka 6 udávají základní geometrické požadavky na dvojkolí definované zákazníkem.



Obr. 21 Rozměrové schéma dvojkolí.

Tab. 6 Číselné hodnoty rozměrů výše uvedeného rozměrového schéma.

Parametr	hodnota	Jednotka
2b	2076	[mm]
2s	1500	[mm]
La	1360	[mm]
h1	1443	[mm]
h	1786	[mm]
Da	Ø 1250	[mm]

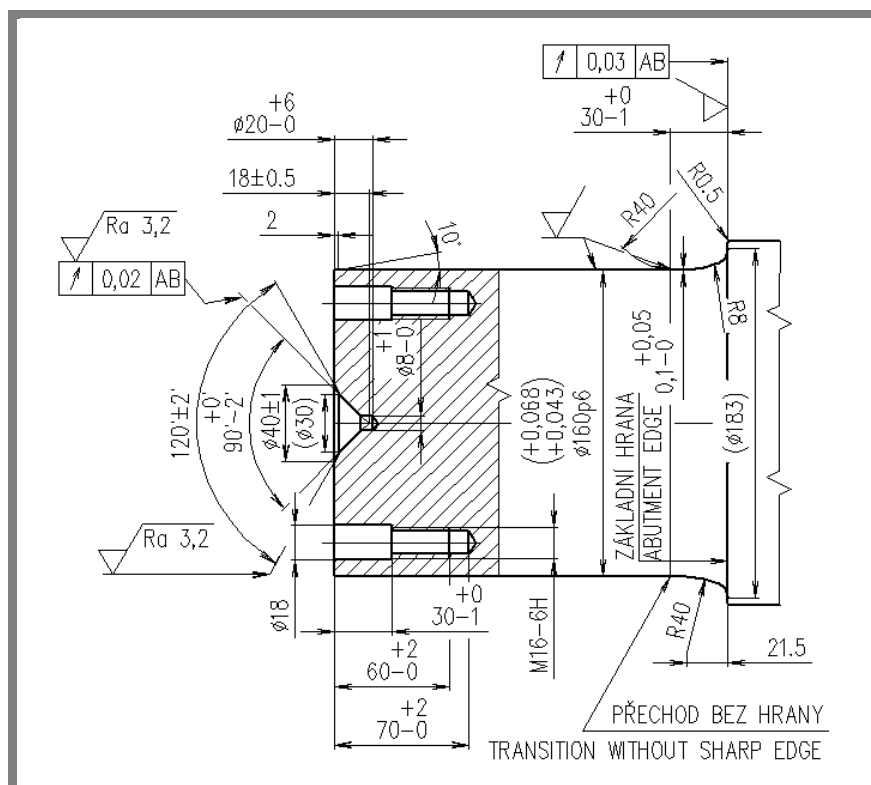
kde:

- 2b [mm] je vzdálenost středů nápravových ložisek
 2s [mm] – vzdálenost styčných kružnic kol
 La [mm] – rozkolí
 h1 [mm] – výška těžiště vozu
 Da [mm] – jmenovitý průměr kola.

6.1.1 Návrh nápravy dvojkolí

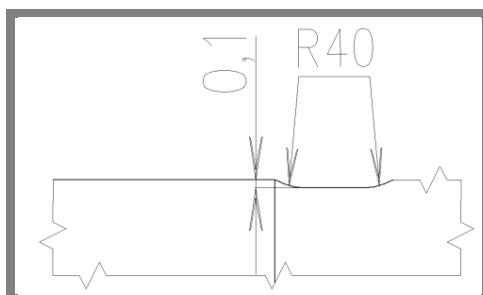
Čep nápravy

Z technických specifikací vyplývá, že náprava bude osazena jednořadými dvojité uspořádanými válečkovými ložisky, která budou dodána společností SKF. Ložiska budou k ložiskové skříni připevněna pomocí čtyř šroubů, díry pro tyto šrouby jsou umístěny na čelech nápravy, na tomto místě se rovněž nachází i středící důlek, výsledný návrh čepu nápravy je znázorněn na obrázku 22 včetně detailu vybrání, které je na obrázku 23.



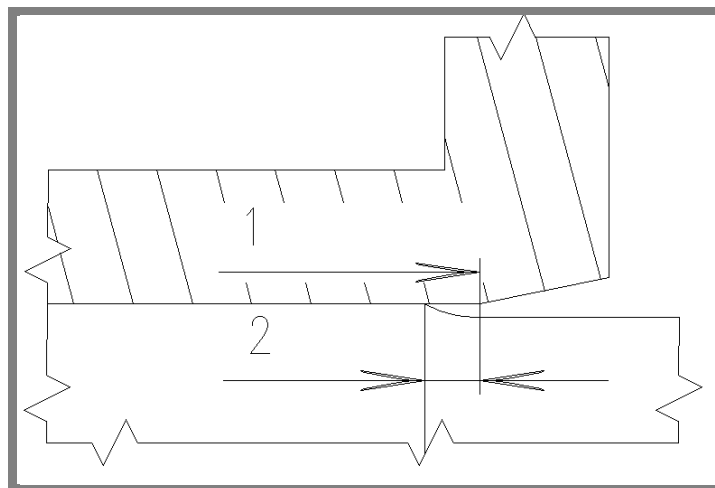
Obr. 22 Detail čepu nápravy.

K zamezení vlivu koncentrace napětí na nápravě od hrany kroužku ložiska se provádí vybrání, dle metodiky návrhu normy EN 13 104, které je v rozmezí $x = 0,1 \div 0,2$ mm. Přejchod mezi čepem a válcové částí vybrání je provedeno se zaoblením $R40$ mm. Na níže uvedeném obrázku je znázorněno schéma tohoto vybrání.



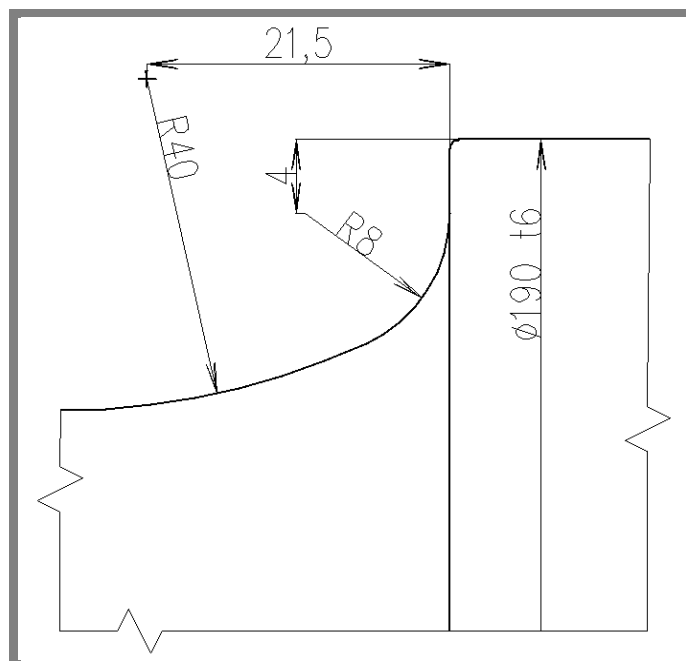
Obr. 23 Detail přechodu mezi čepem a sedlem těsnícího kroužku.

Celková délka válcové části čepu je stanovena na základě rozměrů geometrie nápravového ložiska. Těleso v řezu (obr. 24) představuje vnější kroužek nápravového ložiska, druhé těleso je náprava. Na obr. 24, kóta s číslem 1, představuje délku válcové části ložiska, kóta s číslem 2, pak znázorňuje hodnotu přesazení ložiska. Toto přesazení má být v rozmezí 2÷3 mm.



Obr. 24 Schéma pro určení rozměrů vybrání.

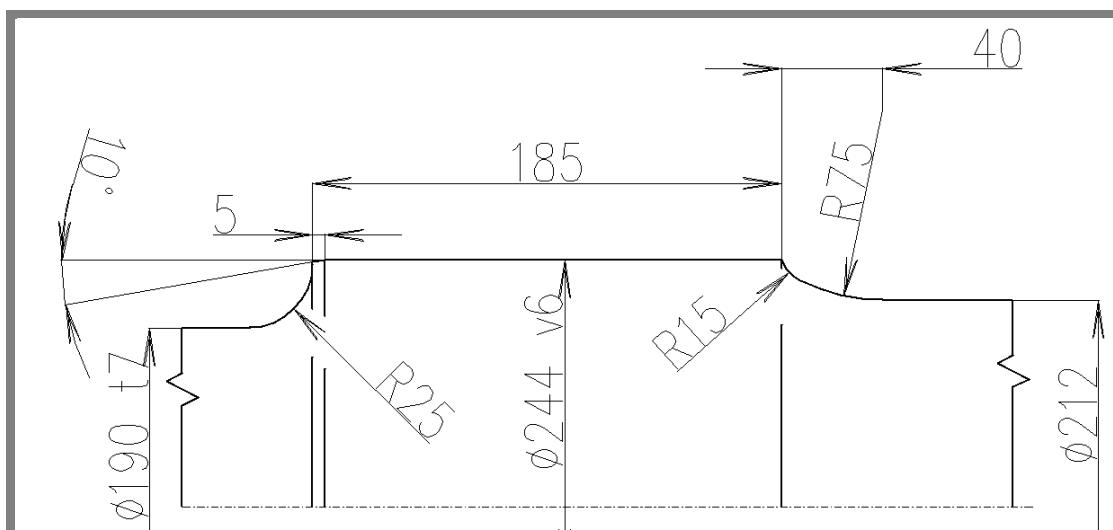
Přechod mezi vybráním a sedlem těsnícího kroužku je proveden se zaoblením o různých hodnotách R40 a R8 mm. Celkový pohled na přechod mezi těmito částmi nápravy popisuje obr. 25. Tvar přechodu je definován normou EN 13 104.



Obr. 25 Detail přechodu mezi čepem a sedlem těsnícího kroužku.

Sedlo kola

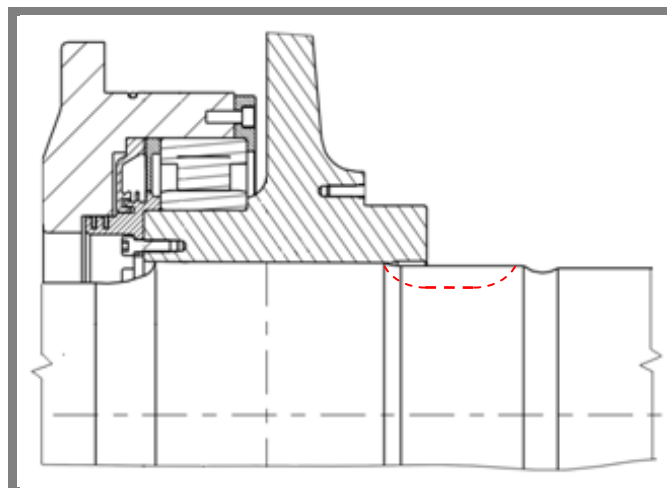
Přechod mezi sedlem těsnícího kroužku a sedla kola (Obr. 26) se, dle normy EN 13 104, provádí zaoblením R25 a z montážních důvodů – lisování kola, se hrana sedla kola sráží v délce 5 mm o úhel 10° , toto sražení je navrženo, s přihlédnutím k zamezení koncentrace napětí od vzniklého ostrého přechodu, a proto bude hrana na přechodu odstraněna během obrábění. Přechod mezi sedlem kola a dříkem je prováděn dvěma poloměry R15 a R75. Podle normy EN 13 104, by střed poloměru R75, měl být od hrany sedla kola 35 mm, avšak bylo zapotřebí nalézt vhodnější vzdálenost tohoto středu, jelikož byl tento přechod příliš ostrý, a jako takový by byl potenciálním místem nadměrné koncentrace napětí. Vhodnější variantou vzdálenosti středů, se zaoblením R75 je 40 mm, je na obr. 26. Průměr dříku je stanoven na základě průměru sedla kola a jeho doporučená hodnota je nejméně 1,15 při porovnání průměrů sedla kola a dříku. Na základě této podmínky je průměr dříku stanoven na hodnotu 212 mm. Povrch válcové části sedla kola omezuje horní a dolní mez drsnosti R_a 1,6 a 0,8, tyto hodnoty jsou dostatečné pro zamezení případně vzniklých ostrých hran vzniklých během obrábění.



Obr. 26 Sedlo kola.

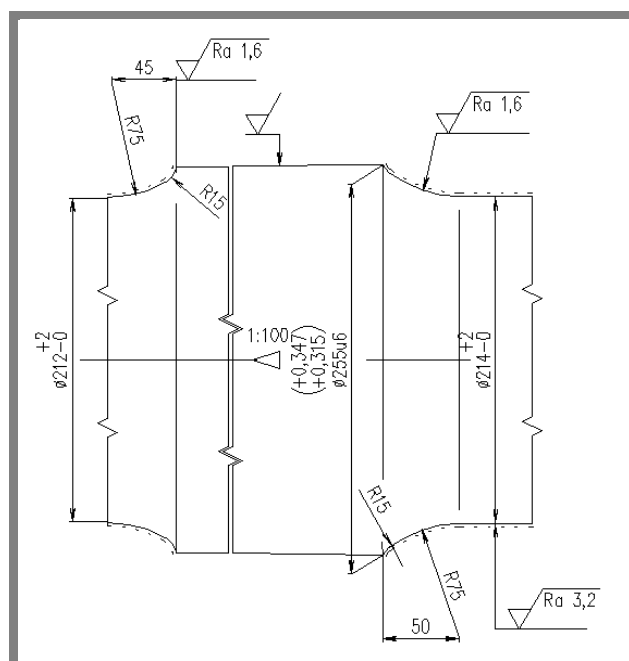
Sedlo ozubeného kola

Z výkresu převodovky, který byl poskytnut zákazníkem, plynou potřebné informace o připojovacích rozměrech tlapového motoru, které byly potřebné pro návrh sedla ozubeného kola. Z výkresu tlapového pohonu vyplynulo, že toto sedlo je rozděleno na dvě a rozděleno zaoblením. Jak lze vidět toto rozdělení sedla na dvě části není potřebné, proto jedna z jeho částí z návrhu vynechána, tento krok je znázorněn červenou čárkovanou čarou (obr. 27)



Obr. 27 Sedlo ozubeného kola navržené zákazníkem.

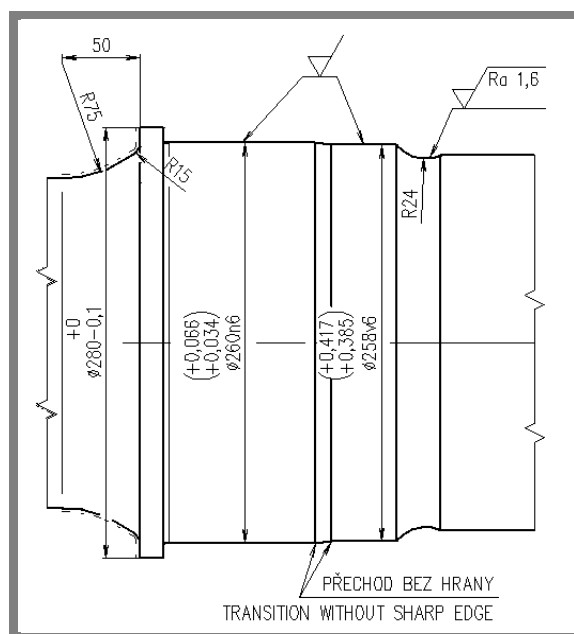
Sedlo (obr. 28) ozubeného kola má kuželovitý tvar s kuželovitostí 1:100. Přejchody mezi tímto sedlem a dříkem jsou na obou stranách vytvořeny se zaoblením R75 a R15 tak, aby v těchto místech nedocházelo ke zvýšené koncentraci napětí.



Obrázek 28 Výsledné sedlo ozubeného kola.

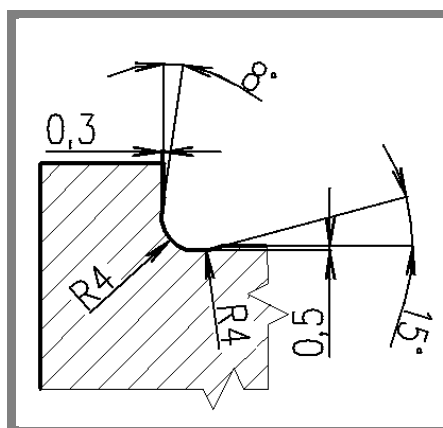
Sedlo tlapového ložiska

Tlapové ložisko je umístěno na sedle (Obr. 29) o průměru 260 mm a proti posunutí v jednom směru je zabráněno osazením. Na vnitřní straně tohoto osazení je zápich, který snižuje účinky od hrany vnějšího kroužku tlapového ložiska, na druhém konci tohoto sedla a ze samých důvodů snížen průměr sedla. Přejchod mezi sedly ložiska a kola je provedeno zaoblením R24 tak, aby opět nedocházelo k velkým koncentracím napětí.

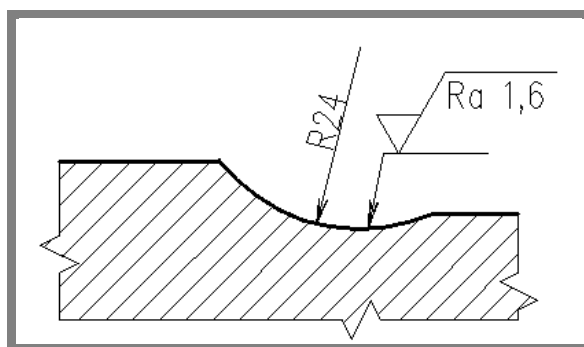


Obr. 29 Detailní znázornění sedla tlapového ložiska.

Na obrázku 30 je detail zachycující konstrukční řešení zápichu na čele osazení. Na dalším obrázku je detail přechodu mezi sedly tlapového ložiska a kola.



Obr. 30 Detail osazení se zápichem v místě tlapového ložiska.



Obr. 31 Přechod mezi sedlem tlapového ložiska a kola.

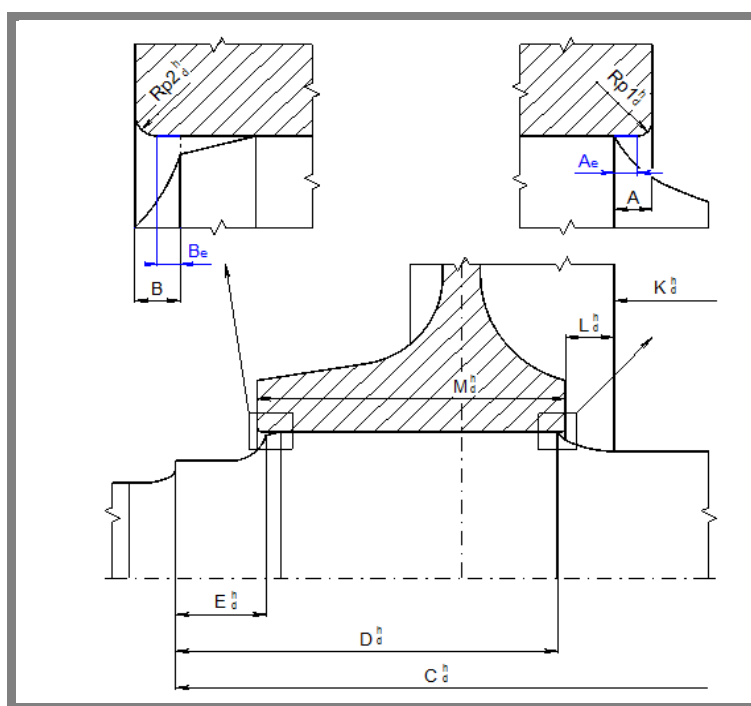
6.1.2 Návrh kola

Jednotlivé konstrukční uzly kola: náboj, deska a věnec, je navržen na základě platných norem vztahující se k této problematice a na základě technických specifikací zadavatele. V kapitolách níže je popsán výsledný návrh konstrukčního řešení kola s přímou deskou, jež je brzděno brzdovým kotoučem umístěným v kole.

Náboj kola

Ke stanovení celkové délky náboje kola bylo zapotřebí, stanovení pomocí rozměrového obvodu podmínkou maxima a minima, rozmezí hodnot vnějšího a vnitřního efektivního převisu. Norma uvádí, že tato hodnota může být $0 \div 5$ mm, avšak tyto hodnoty musí být stanoveny s ohledem na délkové tolerance ostatních částí. Schéma rozměrového obvodu a číselné hodnoty jednotlivých částí jsou znázorněny níže.

- Výpočet efektivních převisů A_e a B_e mezi sedlem nápravy a nábojem kola.



Obr. 32 Rozměrové schéma pro výpočet efektivních převisů A_e a B_e .

Tab. 7 Číselné hodnoty jednotlivých rozměrů z výše uvedeného schéma a jejich rozměrové tolerance.

	NOMINÁLNÍ HODNOTA	H-HORNÍ	D-DOLNÍ	JEDNOTKA
K	1360	1	-1	[mm]
L	10,5	0,3	-0,3	[mm]
M	194	1	0	[mm]
C	1866	0,4	-0,4	[mm]
D	238,5	0	-0,5	[mm]
Rp1	2	0,2	-0,2	[mm]
Rp2	1	0,2	-0,2	[mm]
E	52,5	1	0	[mm]

Efektivní převis na vnitřní straně:

$$A_{\max} = C_h/2 - D_d - K_d/2 - L_d = 1866,4/2 - 238 - 1359/2 - 10,2 = 5,5 \text{ [mm]}$$

$$A_{e \max} = A_{\max} - R_{p1d} = 5,5 - 1,8 = \mathbf{3,7 \text{ [mm]}}$$

$$A_{\min} = C_d/2 - D_d - K_h/2 - L_h = 1865,6/2 - 238,5 - 10,8 - 1361/2 = 3,5 \text{ [mm]}$$

$$A_{e \min} = A_{\min} - R_{p1h} = 3,5 - 2,2 = \mathbf{1,3 \text{ [mm]}}$$

Efektivní převis na vnější straně:

$$B_{\max} = C_d/2 - E_h - K_h/2 - L_h - M_h = 1865,6/2 - 53,5 - 1361/2 - 10,8 - 195 = 7 \text{ [mm]}$$

$$B_{e \max} = B_{\max} - R_{p2d} = 7 - 0,8 = \mathbf{6,2 \text{ [mm]}}$$

$$B_{\min} = C_h/2 - E_d - K_d/2 - L_d - M_d = 1866,4/2 - 52,5 - 1359/2 - 10,2 - 194 = 3 \text{ [mm]}$$

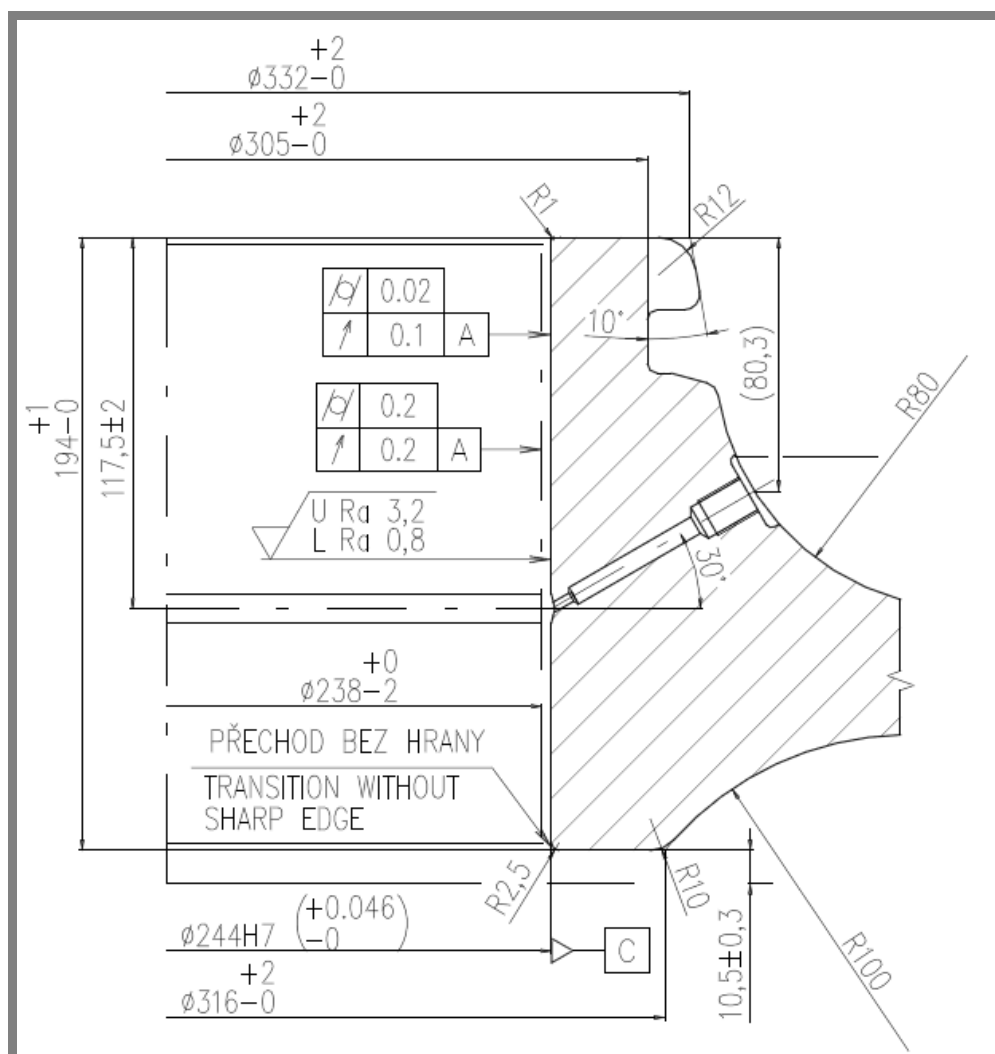
$$B_{e \min} = B_{\min} - R_{p2h} = 3 - 1,2 = \mathbf{1,8 \text{ [mm]}}$$

Tab. 8 Výsledné maximální a minimální hodnoty převisů.

A_{max}	5,5	[mm]
A_{e max}	3,7	[mm]
A_{min}	3,5	[mm]
A_{e min}	1,3	[mm]
B_{max}	7	[mm]
B_{e max}	6,2	[mm]
B_{min}	3	[mm]
B_{e min}	1,8	[mm]

Na základě tohoto výpočtu byly zvoleny tyto hodnoty: $A_e = 1,5$ a $B_e = 4,5$.

Na Obr. 33 je výsledné konstrukční řešení náboje kola s ukázkou řešení napojení náboje na desku kola. To je provedeno zaoblením R80 na vnější straně kola a R100 na vnitřní straně kola, napojení je provedeno tečně k náboji a desce kola tak, aby nikde nevznikl ostrý přechod, kde by docházelo ke koncentraci napětí.

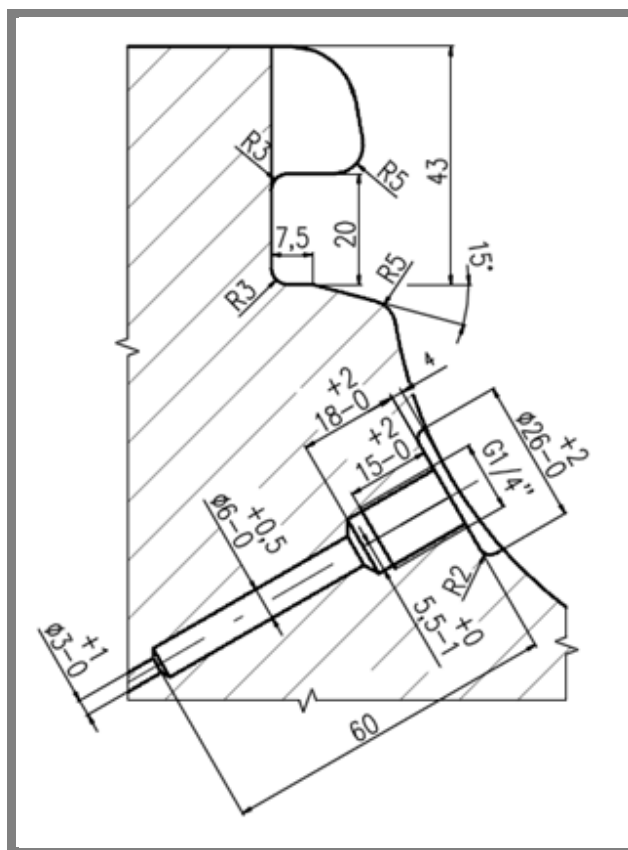


Obr. 33 Náboj kola.

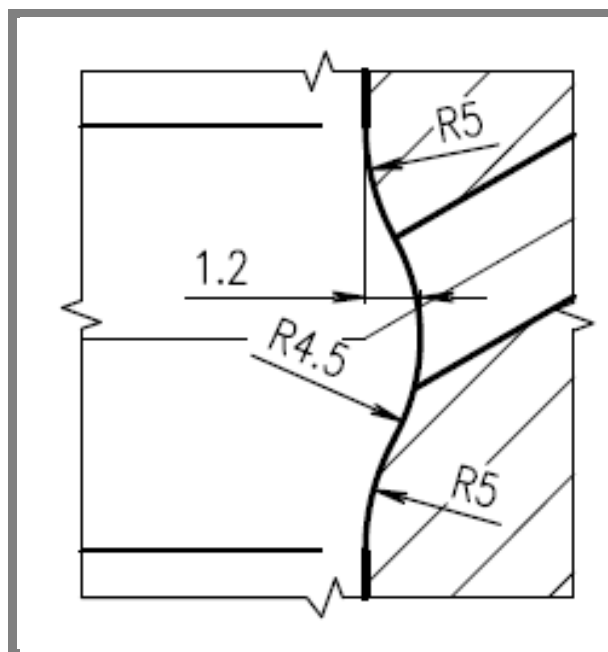
- Brattův otvor

Tento otvor (Obr. 34) slouží k přívodu kapaliny pod tlakem na sedlo nápravy, kapalina snižuje tření mezi kontaktními povrchy díry náboje kola a sedla nápravy a zabraňuje zadření během rozlisování kol. Tento otvor je umístěn 80,3 mm od levé vnější hrany náboje se sklonem 30° .

Dále bylo zapotřebí vyřešit detail konce vývrtu (Obr. 35), který se nachází v díře náboji kola tak, aby nedocházelo k vrubové koncentraci napětí na sedlo. Toto řešení je znázorněno na detailu níže, lze na něm vidět, že všechny hrany jsou nahrazeny zaoblením a přechod je tedy bez hran.



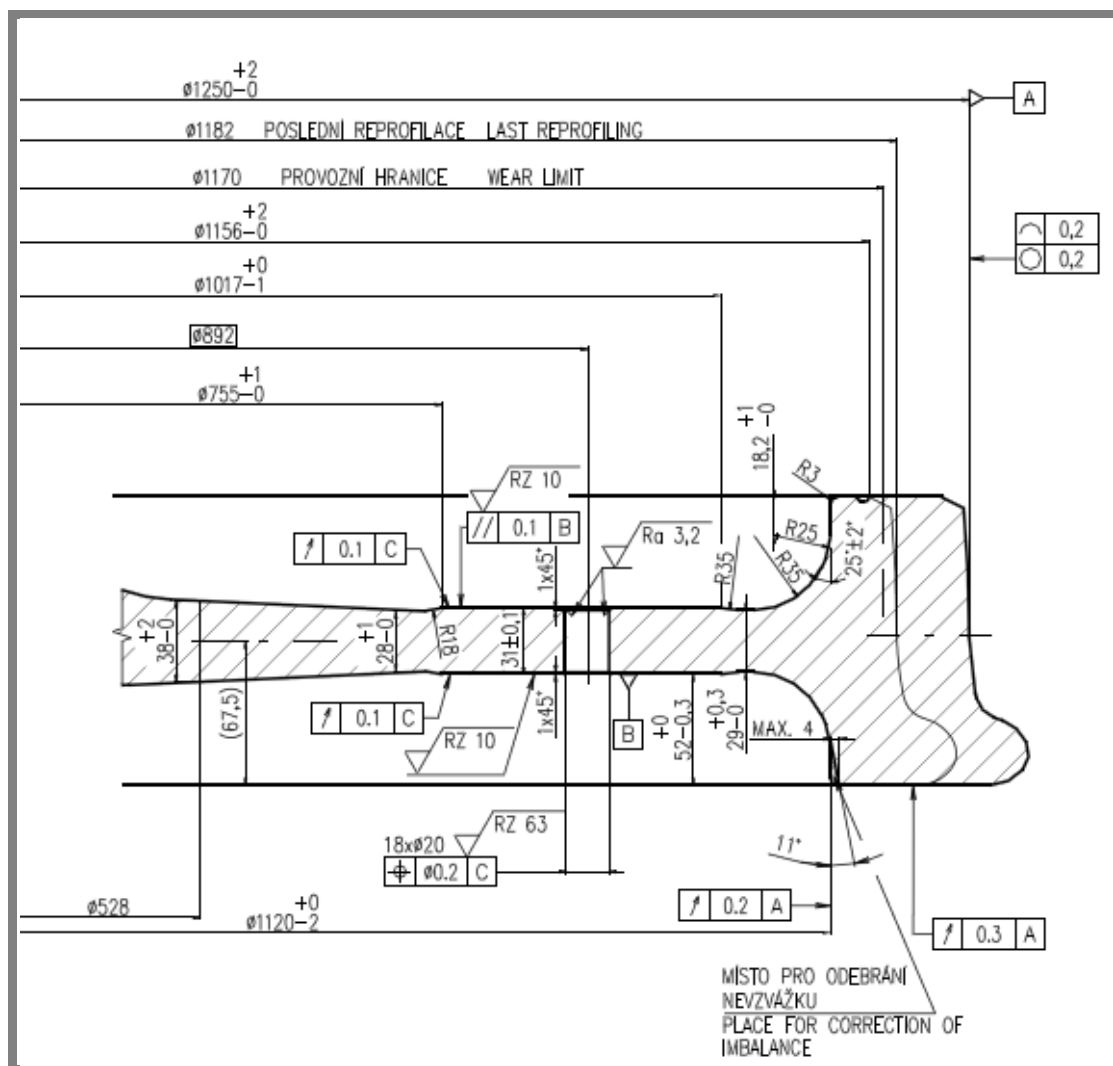
Obr. 34 Brattův otvor.



Obr. 35 Detail konce vývrtu v náboji kola.

Deska kola

Deska kola (Obr. 36) byla navržena, dle požadavků zákazníka a platných. Brzdný kotouč je umístěn na rovné části, kde je ke kolu připevněn šrouby a kolíky. Jednotlivé části jsou navrženy bez ostrých přechodů tak, aby v těchto místech nedocházelo k vyšším koncentracím napětí.

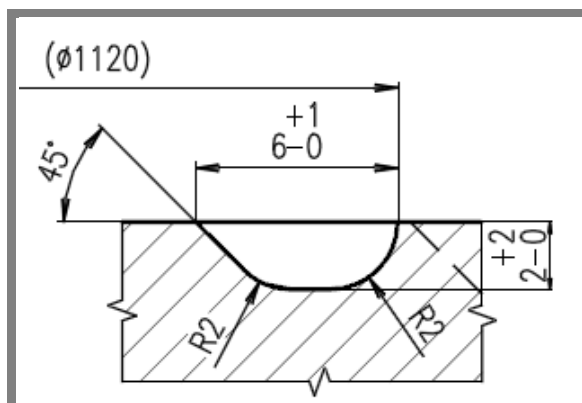


Obr. 36 Deska kola s věncem.

Věnc kolo

Je složen z okolků, jízdního profilu (Obr. 38) a drážky sjetí (Obr. 37). Tvar jednotlivých částí (Obr. 36) je vytvořen na základě platných norem a podmínek zákazníka. Na jedné spodní části věnce je válcová část, která slouží k upnutí kola do obráběcího stroje, na opačné straně je místo pro odebrání nevyvážky během vyvažování kola.

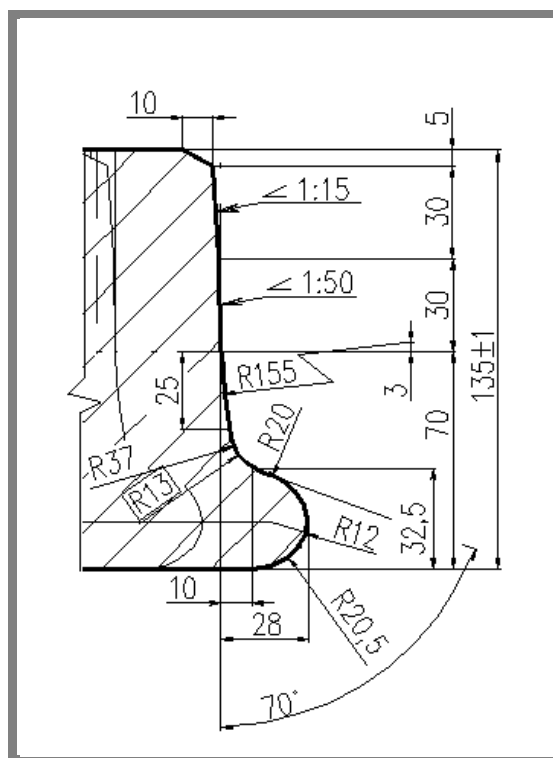
Na obrázku níže je detail drážky sjetí, jejíž tvar je definován normou EN 13 262. Maximální hranice sjetí je 1120 mm.



Obr. 37 Drážka sjetí.

- **Jízdní profil**

Vývoj jízdního profilu (Obr. 38) je v Turecku trochu odlišný od standardizovaných profilů v Evropě. Jeho podoba je znázorněna na obrázku ze zadávacího protokolu.



Obr. 38 Detail jízdního profilu a okolku.

6.2 Pevnostní analýza nápravy

6.2

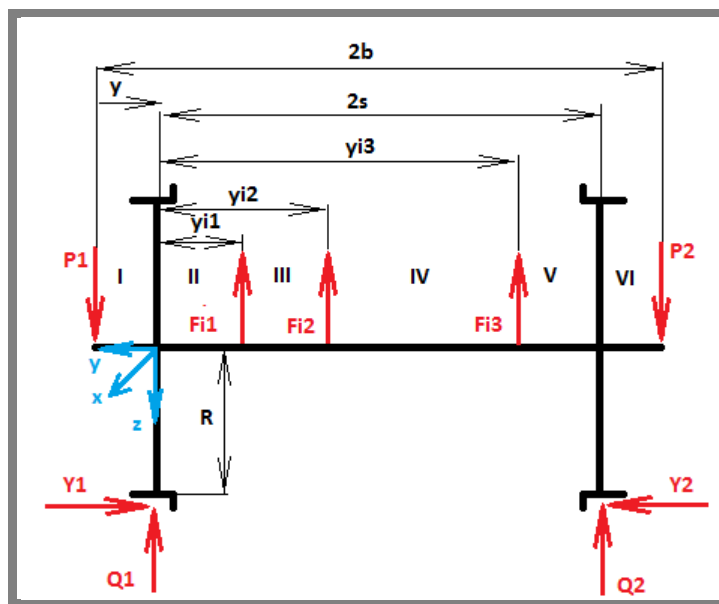
Tato kapitola se zabývá formulací zátěžných stavů a definici zatížení vzniklé od sil vypružených hmot, brzdění brzdícím kotoučem v kole a od tlakového pohonu.

Slouží také k posouzení vypočtených hodnot jednotlivých částí ve výpočtové zprávě, tzn. k verifikaci výsledků zprávy, která je produktem analytického řešiče.

Výsledné hodnoty momentů jsou v tabulkách jednotlivých jízdních režimů.

6.2.1 Síly vyvolané vypruženými hmotami

Tento typ sil je definován výpočtovými normami náprav dvojkolí a na nižším obrázku je schematicky znázorněno jejich rozložení na nápravě. Obrázek popisuje stav, kdy je přitížena levá strana nápravy, to je důsledek průjezdu kolejového vozidla zatáčkou, v důsledku nesymetrické zatížení od obecných hmotnostních sil F_i , které odpovídají zatížení od hmotností např. od brzdných kotoučů umístěných na nápravě nebo pohonu. Proto je zapotřebí stanovit hodnoty sil a momentů přitížením i pravé strany nápravy.



Obr. 39 Síly od vypružených hmot zatěžující nápravu s přitížením levého čepu nápravy.

Výpočet sil vyvolané vypruženými hmotami

Před samotným výpočtem těchto sil, je zapotřebí stanovit hmotnost zatěžující čepy ložisek m_1 a výšku těžiště hmot nesených dvojkolím nad osou nápravy h_1 .

$$m_1 = m - m_2 = 22\,000\text{ kg} - 4\,345\text{ kg} = 17\,655\text{ [kg]}$$

$$h_1 = (h - R) \cdot \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) = (1782\text{ mm} - 625\text{ mm}) \cdot \left(1 + \frac{4345\text{ kg}}{17655\text{ kg}}\right) = 1\,442\text{ [mm]},$$

kde:

m [kg] je hmotnost působící na kolejnice

m_2 [kg] – hmotnost dvojkolí

h [mm] – výška těžiště vozidla

R [mm] – poloměr kola.

Níže jsou vypočteny síly od vypružených hmot, které jsou stanoveny výpočtovou normou EN 13 104, vyplývající ze zadání – hnací vozidlo, standardní rozchod a bez naklápění skříně vozu.

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) m_1 \cdot g = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{1442\text{ mm}}{1038\text{ mm}}\right) \cdot 17655\text{ kg} \cdot 9,81\text{ ms}^{-2} = 129\,296\text{ [N]}$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) m_1 \cdot g = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{1442 \text{ mm}}{1038 \text{ mm}}\right) 17655 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = \mathbf{87\,198 \text{ [N]}}$$

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 17639 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = \mathbf{60\,618 \text{ [N]}}$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 17639 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = \mathbf{30\,309 \text{ [N]}}$$

$$H = Y_1 - Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 60\,564 \text{ N} - 30\,382 \text{ N} = \mathbf{30\,309 \text{ [N]}}$$

kde:

- P_1 [N] je svislá síla na přitíženém ložiskovém čepu nápravy
 P_2 [N] – svislá síla na odlehčeném ložiskovém čepu nápravy
 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
 H [N] – příčná síla jako rozdíl Y_1 a Y_2
 g [ms^{-2}] – gravitační zrychlení
 b [mm] – vzdálenost mezi osou symetrie nápravy a osy čepu ložiska.

Hmotnostní síly působící na nápravu od tlakového motoru:

$$F_{i1} = m_h \cdot g = 120 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = \mathbf{1\,177 \text{ [N]}}$$

$$F_{i2} = m_{sl1} \cdot \frac{g}{2} = 1215 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \text{ ms}^{-2}}{2} = \mathbf{1\,1919 \text{ [N]}}$$

$$F_{i3} = m_{sl2} \cdot \frac{g}{2} = 762 \text{ kg} \cdot \frac{9,81 \text{ ms}^{-2}}{2} = \mathbf{7\,475 \text{ [N]}}$$

kde:

- F_{i1} [N] je doplňující síla od hmotnosti ozubeného kola
 F_{i2} [N] – doplňující síla od hmotnosti pohonu působící v místě prvního ložiska pohonu
 F_{i3} [N] – doplňující síla od hmotnosti pohonu působící v místě druhého ložiska pohonu.
 m_h [kg] – hmotnost ozubeného kola nalisovaného na nápravu
 m_{sl1} [kg] – neodpružená hmotnost převodovky
 m_{sl2} [kg] – neodpružená hmotnost převodovky.

Odvození rovnic pro síly Q_1 , Q_2 , Q_{1r} a Q_{2r}

Síly Q_1 a Q_2 jsou svislé reakce na kolo umístěné na straně přitíženého levého a odlehčeného pravého ložiskového čepu náprav. Níže je rozepsáno jejich odvození pro případ, kdy je:

- a) Přitížena levá strana nápravy Q_1 a Q_2 , silovému rozložení odpovídá obrázek 39:**

Silová rovnováha v osách z a y :

$$z: P_1 - Q_1 - F_i - Q_2 + P_2 = 0$$

$$y: -Y_1 + Y_2 + H = 0 \Rightarrow H = Y_1 - Y_2$$

Ohybový moment M_x :

$$M_x: P_1 \cdot (b + s) - Q_1 \cdot 2s + Y_1 \cdot R - \sum F_i \cdot (2s - y_i) - Y_2 \cdot R - P_2 \cdot (b - s) = 0$$

Výsledná síla Q_1 :

$$Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + R \cdot (Y_1 - Y_2) - \sum F_i \cdot (2s - y_i)] = \frac{1}{1500 \text{ mm}} \cdot [129296 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} + 750 \text{ mm}) - 87196 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} - 750 \text{ mm}) + 625 \text{ mm} \cdot (60618 \text{ N} - 30309 \text{ N}) - 1177 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 296 \text{ mm}) - 11919 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 348,5 \text{ mm}) - 7475 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 1338,5 \text{ mm})] = 139\,108 \text{ [N]}$$

$$Q_2 = P_1 - Q_1 - \sum F_i + P_2 = P_1 + P_2 - \sum F_i - \frac{P_1}{2s} \cdot (b + s) - \frac{R}{2s} \cdot (Y_1 - Y_2) + \frac{P_2}{2s} \cdot (b - s) - \frac{\sum F_i}{2s} \cdot (2s - y_i)$$

$$P_1 = \left[\frac{2s}{2s} - \frac{b+s}{2s} \right] = > P_1 (2s - b - s) \cdot \frac{1}{2s} = > P_1 \cdot (s - b) \cdot \frac{1}{2s}$$

$$P_2 = \left[\frac{2s}{2s} + \frac{b-s}{2s} \right] = > P_2 (2s + b - s) \cdot \frac{1}{2s} = > P_2 \cdot (s + b) \cdot \frac{1}{2s}$$

$$\sum F_i = \left[\frac{2s}{2s} - \frac{2s-y_i}{2s} \right] = > \sum F_i (2s - 2s + y_i) \cdot \frac{1}{2s} = > \sum F_i \cdot (-y_i) \cdot \frac{1}{2s}$$

Výsledná síla Q_2 :

$$Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot [-P_1 \cdot (b - s) + P_2 \cdot (s + b) - R \cdot (Y_1 - Y_2) - \sum F_i \cdot y_i] = \frac{1}{1500 \text{ mm}} \cdot [-129296 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} - 750 \text{ mm}) + 87196 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} + 750 \text{ mm}) - 7475 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 1338,5 \text{ mm}) - 1177 \text{ N} \cdot 296 \text{ mm} - 11919 \text{ N} \cdot 348,5 \text{ mm} - 7475 \text{ N} \cdot 1338,5 \text{ mm}] = 63\,485 \text{ [N]}$$

b) Síly způsobené vypruženými hmotami Q_{1r} a Q_{2r}

Síly Q_{1r} a Q_{2r} jsou svislé reakce na kolo umístěné na straně přitíženého pravého a odlehčeného levého ložiskového čepu nápravy, jsou obdobou sil Q_1 a Q_2 . V případě, kdy na nápravu působí síla F_i nesymetricky, neplatí rovnost $Q_{1r} = Q_1$ a $Q_{2r} = Q_2$. Níže je detailně rozepsáno jejich odvození včetně výpočtu.

Silová rovnováha v osách z a y :

$$z: P_2 - Q_{2r} - \sum F_i - Q_{1r} + P_1 = 0$$

$$y: Y_1 - Y_2 - H = 0 \Rightarrow H = Y_1 - Y_2$$

Ohybový moment M_x :

$$M_x: P_2 \cdot (b - s) - Q_{1r} \cdot 2s - Y_1 \cdot R + F_i \cdot y_i + Y_2 \cdot R - P_1 \cdot (b + s) = 0$$

Výsledná síla Q_{1r} :

$$Q_{1r} = \frac{1}{2s} \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + R \cdot (Y_1 - Y_2) - \sum F_i \cdot y_i]$$

$$= \frac{1}{1500 \text{ mm}} \cdot [129296 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} + 750 \text{ mm}) - 87196 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} - 750 \text{ mm}) + 7475 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 1338,5 \text{ mm}) - 1177 \text{ N} \cdot 296 \text{ mm} - 11919 \text{ N} \cdot 348,5 \text{ mm} - 7475 \text{ N} \cdot 1338,5 \text{ mm}] = \mathbf{140\,336 \text{ [N]}}$$

$$Q_{2r} = P_2 - Q_{1r} - F_i + P_1 = P_1 + P_2 - \sum F_i - \frac{P_1}{2s} \cdot (b + s) - \frac{R}{2s} \cdot (Y_1 - Y_2) + \frac{P_2}{2s} \cdot (b - s) + \frac{F_i}{2s} \cdot y_i$$

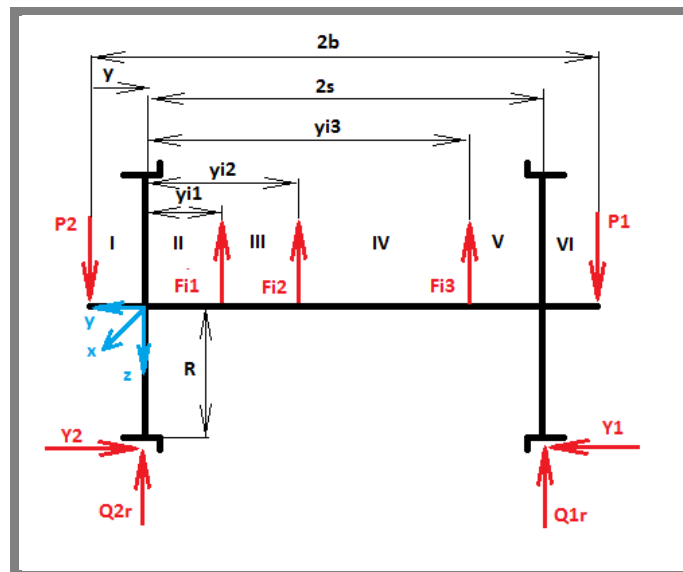
$$P_1 = \left[\frac{2s}{2s} - \frac{b+s}{2s} \right] = > P_1 (2s - b - s) \cdot \frac{1}{2s} = > P_1 \cdot (s - b) \cdot \frac{1}{2s}$$

$$P_2 = \left[\frac{2s}{2s} + \frac{b-s}{2s} \right] = > P_2 (2s + b - s) \cdot \frac{1}{2s} = > P_2 \cdot (s + b) \cdot \frac{1}{2s}$$

$$F_i = \left[-\frac{2s}{2s} - \frac{y_i}{2s} \right] = > \sum F_i (-2s + y_i) \cdot \frac{1}{2s} = > F_i \cdot (-2s + y_i) \cdot \frac{1}{2s}$$

Výsledná síla Q_{2r} :

$$Q_{2r} = \frac{1}{2s} \cdot [-P_1 \cdot (b - s) + P_2 \cdot (s + b) - R \cdot (Y_1 - Y_2) - \sum F_i \cdot (2s - y_i)] = \frac{1}{1500 \text{ mm}} \cdot [-129296 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} - 750 \text{ mm}) + 87196 \text{ N} \cdot (1038 \text{ mm} + 750 \text{ mm}) - 625 \text{ mm} \cdot (60618 \text{ N} - 30309 \text{ N}) - 1177 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 296 \text{ mm}) - 11919 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 348,5 \text{ mm}) - 7475 \text{ N} \cdot (1500 \text{ mm} - 1338,5 \text{ mm})] = \mathbf{55\,587 \text{ [N]}}$$



Obr. 40 Síly od vypružených hmot zatěžující nápravu
S přitížením pravého čepu.

kde:

- Q_1 a Q_{1r} je svislé reakce na kolo umístěné na straně přitíženého ložiskového čepu nápravy
 Q_2 a Q_{2r} – svislé reakce na kolo umístěné na straně odlehčeného ložiskového čepu nápravy.

6.2.2 Ohybový moment M_x

Tento moment vzniká jakožto důsledek zatížení setrvačnými silami (Obr. 39 a 40) od vypružených hmot, tj. síly $P_1, P_2, Y_1, Y_2, Q_1, Q_2, Q_{1r}, Q_{2r}$ a F_i . Na obrázku je schéma

rozložení jednotlivých sil, které ovlivňují tento ohybový moment včetně jednotlivých intervalů, jež jsou označeny římskými čísly. V tomto případě jich je celkem šest, pro výpočet hodnot momentu M_x v analytickém řešiči je vytvořena funkce, která dokáže pracovat až s 15 silami F_i , následný výpočet M_x je pak závislý na umístění analyzovaného kritického průřezu v intervalu nápravy.

Odvození momentu M_x pro jednotlivé intervaly

Tyto rovnice jsou platné pro případ, kdy je přitížen levý čep nápravy.

- Interval I, $y < 0; b - s$)

$$M_x = P_1 \cdot y$$

- Interval II, $y < b - s; [b - s] + y_{i1}$)

$$M_x = P_1 \cdot y + Y_1 \cdot R - Q_1 \cdot (y - b + s)$$

- Interval III, $y < [b - s] + y_{i1}; [b - s] + y_{i2}$)

$$M_x = P_1 \cdot y + Y_1 \cdot R - Q_1 \cdot (y - b + s) - F_{i1} \cdot (y - b + s - y_{i1})$$

- Interval IV, $y < [b - s] + y_{i2}; [b - s] + y_{i3}$)

$$M_x = P_1 \cdot y + Y_1 \cdot R - Q_1 \cdot (y - b + s) - F_{i1} \cdot (y - b + s - y_{i1}) - F_{i2} \cdot (y - b + s - y_{i2})$$

- Interval V, $y < [b - s] + y_{i3}; [b - s] + 2 \cdot s$)

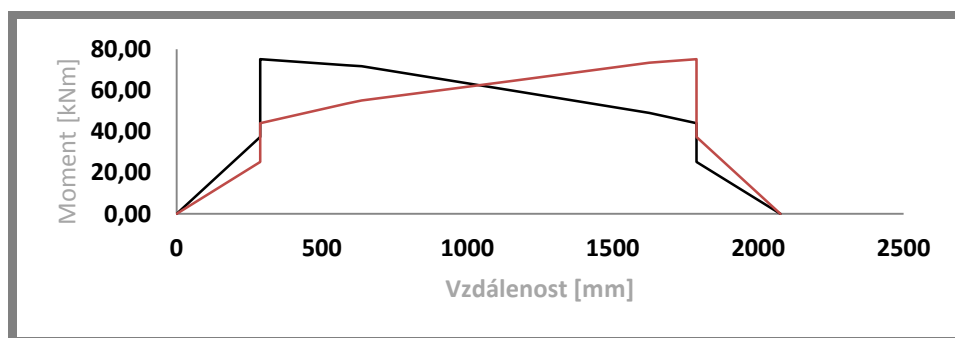
$$M_x = P_1 \cdot y + Y_1 \cdot R - Q_1 \cdot (y - b + s) - F_{i1} \cdot (y - b + s - y_{i1}) - F_{i2} \cdot (y - b + s - y_{i2}) - F_{i3} \cdot (y - b + s - y_{i3})$$

- Interval VI, $y < [b - s] + 2 \cdot s; 2 \cdot b$)

$$M_x = P_2 \cdot (2 \cdot b - y)$$

Poslední momentová rovnice byla zjednodušena, na základě podmínky momentové rovnováhy.

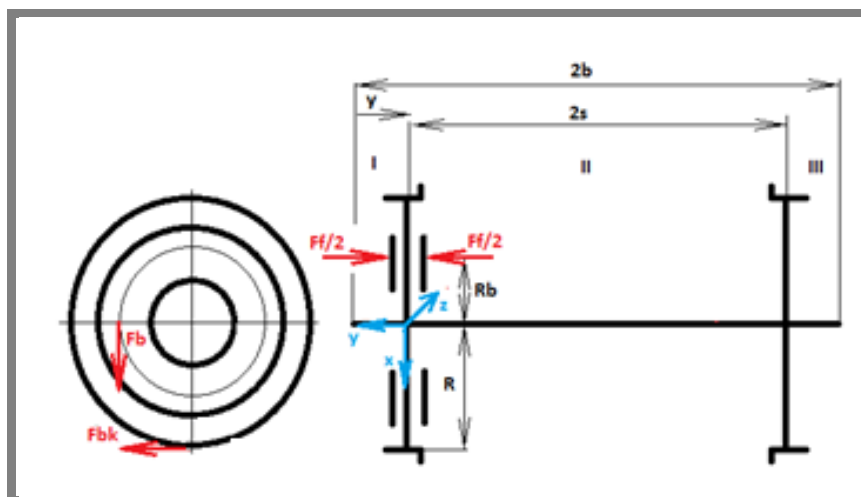
Ohybový moment M_x má odlišný průběh, když je přitížen levý a pravý čep nápravy, jakožto důsledek nesymetrického zatížení od sil F_i . Proto jsou oba průběhy momentu rozlišeny barevně. Černou barvou je označen stav, kdy je přitížen levý čep nápravy a červenou barvou pravý čep, jak lze vidět na grafu 1.



Graf 1 Průběh ohybových momentů od zatížení vypružených hmot, červeně – přitížen levý čep, černě – přitížen pravý čep.

6.2.3 Momentové rovnice pro brzdění brzdícím kotoučem v kole

Brzdění namáhá nápravu (Obr. 41) dvěma ohybovými momenty M'_x , M'_z a kroutícím momentem M'_y . Níže jsou rozepsány rovnice pro výpočet těchto momentů platné v daných intervalech.



Obr. 41 Síly od brzdění kotoučovou brzdou v kole.

- Interval I, $y < 0; b - s$)

$$\begin{aligned} M'_x &= F_f \cdot y \cdot \Gamma \\ M'_z &= F_f \cdot y \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \\ M'_y &= 0 \end{aligned}$$

- Interval II, $y < b - s; [b - s] + 2 \cdot s$)

$$\begin{aligned} M'_x &= F_f \cdot (b - s + y_i) \cdot \Gamma \\ M'_z &= F_f \cdot (b - s) \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \\ M'_y &= 0,3 \cdot P' \cdot R \end{aligned}$$

- Interval III, $y < [b - s] + 2 \cdot s; 2 \cdot b$)

$$\begin{aligned} M'_x &= F_f \cdot (2 \cdot b - y) \cdot \Gamma \\ M'_z &= F_f \cdot (2 \cdot b - y) \cdot \Gamma \cdot \frac{R_b}{R} \\ M'_y &= 0, \end{aligned}$$

kde:

F_f	[N]	je maximální přítláčná síla na jeden brzdný kotouč
F_b	[N]	– brzdna síla
F_{bk}	[N]	– brzdna síla dvojkolí mezi kolem a kolejemi
Γ	[–]	– součinitel tření
R_b	[mm]	– brzdny radius
y_i	[mm]	– vzdálenost brzdneho kotouče, pro případ, kdy je nalisován na náboj kola
P'	[N]	– část kolové síly P jako podíl vlivu účinku mechanického brzdového systému.

6.2.4 Moment M_R

Tento moment je, stejně jako všechny momenty, počítán pro každý průřez nápravy. Jedná se o výsledný neboli celkový moment zatěžující nápravu a pro jízdní režim „záchranná brzda“ se skládá z těchto složek M'_x , M'_y a M'_z . Pro ostatní jízdní režimy, kdy je zohledněno zatížení pohonem, je moment M_R složen z ohybových momentů M''_x , M''_z a krouticího momentem M''_y . Výpočet momentu M_R je vyjádřen touto rovnicí.

$$M_R = [(M_x + M'_x)^2 + M_y'^2 + M_z'^2]^{1/2}$$

Do výpočtu je vždy brána vyšší z hodnot jednotlivých momentů v daném průřezu nápravy. Tato problematika je v analytickém řešiči vyřešena za pomoci podmínek, které jsou umístěny ve funkcích počítající jednotlivé momenty. Funkce počítá hodnoty momentů zároveň pro přetížený levý i pravý čep nápravy, následně porovnává hodnoty a do tabulky vyhodnocující momenty a napětí vypisuje vyšší z těchto dvou hodnot.

6.2.5 Zatížení nápravy tlakovým pohonem

Síly od pohonu, jejichž rozložení a působení na nápravu a závěsku pohonu, lze vidět na spodním obrázku. Všechny tyto síly jsou důležité pro výpočet ohybových momentů M''_x , M''_z a krouticího momentem M''_y .

$$\begin{aligned} M_h &= M \cdot i \\ F_{ht} &= \frac{M_h}{R} \\ F_t &= \frac{M_h}{R_h} \\ F_r &= \frac{M_h}{R_h} \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ F_{xv} &= \frac{M_h}{x_t} \\ R_{vl1} &= \frac{F_t}{(y_{l2} - y_{l1})} \cdot (y_{l2} - y_{mh}) \\ R_{vl2} &= F_t - R_{vl1} \\ R_{hl1} &= \frac{F_r}{(y_{l2} - y_{l1})} \cdot (y_{l2} - y_{mh}) \\ R_{hl2} &= F_r - R_{hl1} \\ F_{xvl1} &= \frac{F_{xv}}{(y_{l2} - y_{l1})} \cdot (y_{l2} - y_t) \\ F_{xvl2} &= F_{xv} - F_{xvl1} \\ R_{xv1} &= \frac{F_{xvl1} \cdot (b + s - y_{l1}) + F_{xvl2} \cdot (b + s - y_{l2})}{(2 \cdot b)} \\ R_{xv2} &= F_{xvl1} + F_{xvl2} - R_{xv1}, \end{aligned}$$

kde:

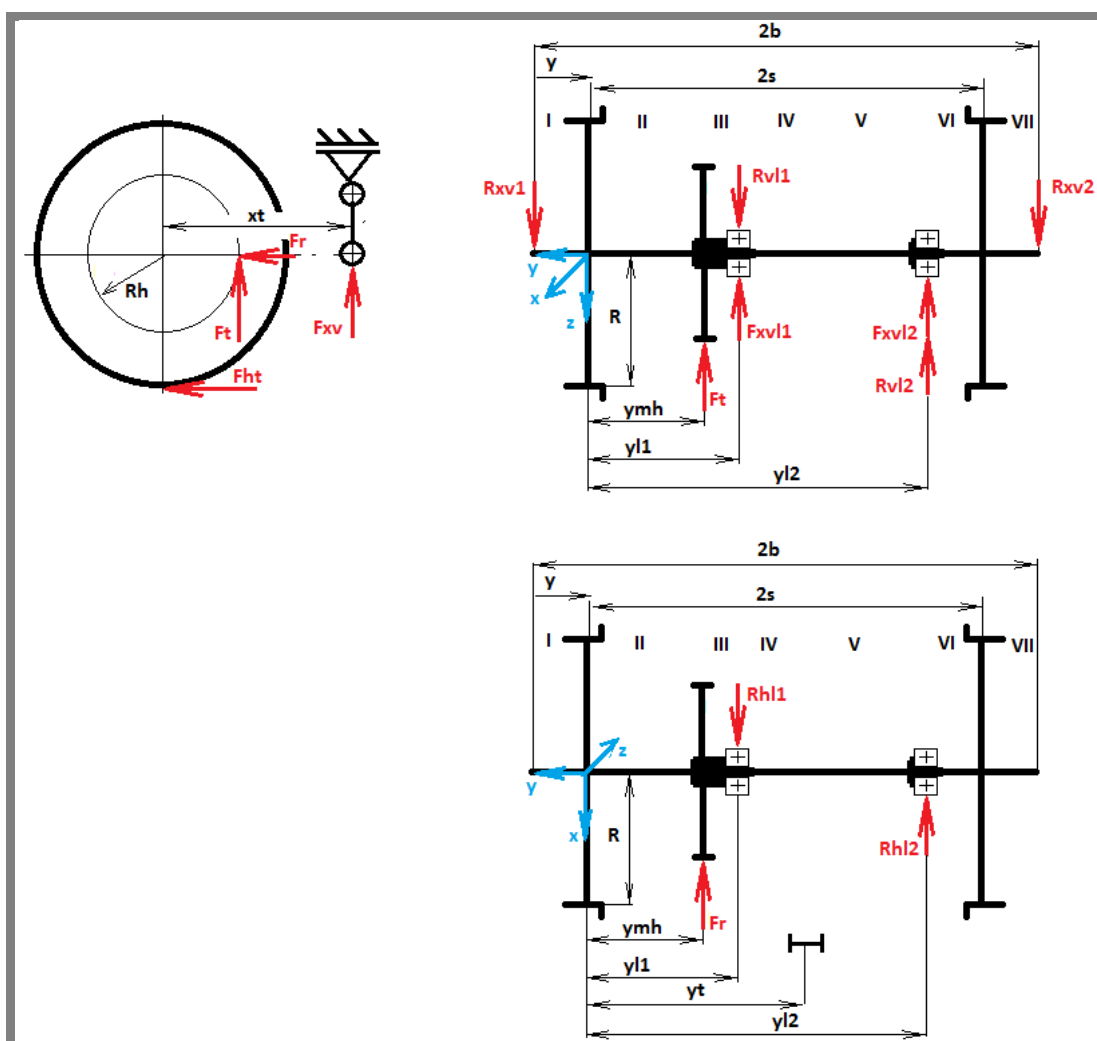
M	[Nmm]	je hnací moment
i	[—]	— celkový převodový poměr tlakového pohonu
M_h	[Nmm]	— hnací moment dvojkolí mezi koly dvojkolí a koleji
F_{ht}	[N]	— hnací síla dvojkolí mezi koly dvojkolí a koleji
α	[°]	— úhel záběru ozubeného převodu s čelním ozubením

R_h	[mm]	– hnací rádius
y_t	[mm]	– vzdálenost mezi osou čepu závěsné tyče převodovky a osou nápravy
y_{l2}	[mm]	– střed druhého ložiska pohonu
y_{l1}	[mm]	– střed prvního ložiska pohonu
y_{mh}	[mm]	– střed ozubeného kola
x_t	[mm]	– podélná vzdálenost mezi osou čepu závěsné tyče převodovky a osou nápravy
F_t	[N]	– hnací tečná složka síly působící na ozubené kolo nalisované na nápravu
F_r	[N]	– radiální složka síly působící na ozubené kolo nalisované na nápravu
F_{xv}	[N]	– síla působící na závěsku pohonu
R_{vl1}	[N]	– reakční síla působící na první ložisko převodovky
R_{vl2}	[N]	– reakční síla působící na druhé ložisko převodovky
R_{hl1}	[N]	– reakční síla působící na první ložisko převodovky
R_{hl2}	[N]	– reakční síla působící na druhé ložisko převodovky
F_{xvl1}	[N]	– síla působící na první ložisko převodovky
F_{xvl2}	[N]	– síla působící na druhé ložisko převodovky
R_{xv1}	[N]	– Síla působící na levý čep nápravy
R_{xv2}	[N]	– Síla působící na pravý čep nápravy.

Hodnoty výše uvedených sil jsou závislé na velikosti krouticího momentu od pohonu, jejich výsledné hodnoty jsou vypočteny v tabulce 9, na základě výše uvedených rovnic, pro tyto jízdní režimy: rozjezd, zkratový moment a brzdění pohonem. Rozložení jednotlivých sil je znázorněno na schématu dvojkolí (obr. 42).

Tab. 9 Hodnoty momentů v [Nmm] a sil v [N] pro jednotlivé jízdní režimy působící na nápravu od pohonu.

	Rozjezd	Zkratový moment	Dlouhodobý rozjezd	Motorová brzda
M	9 605 000	45 092 000	8 004 000	4 707 000
M_h	46 305 705	217 388 532	38 587 284	22 692 447
F_{ht}	74 089	347 822	61 740	36 308
F_t	96 972	453 838	80 558	47 375
F_r	35 186	165 186	29 321	17 243
F_{xv}	42 482	199 439	35 401	20 819
R_{vl1}	101 798	477 905	84 830	49 887
R_{vl2}	– 5 127	– 24 067	– 4 272	– 2 521
R_{hl1}	37 052	173 946	30 876	18 158
R_{hl2}	– 1 866	– 8 760	– 1 555	– 914
F_{xvl1}	20 271	95 167	16 892	9 934
F_{xvl2}	20 211	105 272	18 509	10 885
R_{xv1}	18 865	88 566	15 721	9 245
R_{xv2}	23 617	110 873	19 680	11 574



Obr. 42 Zatížení nápravy silami od pohonu – tlapový motor.

Odvození rovnic ohybových momentů M''_x , M''_z a krouticího M''_y pro jednotlivé oblasti dvojkolí.

- Interval I, $y < 0$; $b - s$)

$$M''_x = R_{xv1} \cdot y$$

$$M''_z = F_{ht} \cdot y \cdot \frac{1}{2}$$

$$M''_y = 0$$

- Interval II, $y < b - s$; $[b - s] + y_{mh}$)

$$M''_x = R_{xv1} \cdot y$$

$$M''_z = (b - s) \cdot F_{ht} \cdot \frac{1}{2}$$

$$M''_y = F_t \cdot R_h \cdot \frac{1}{2}$$

- *Interval III*, $y < [b - s] + y_{mh}; [b - s] + y_{l1})$

$$M''_x = R_{xv1} \cdot y - F_t \cdot [y - (b - s) - y_{mh}] - F_{xv1} \cdot [y - (b - s) - y_t]$$

$$M''_z = (b - s) \cdot F_{ht} \cdot \frac{1}{2} - (y - b + s - y_{mh}) \cdot F_r$$

$$M''_y = -F_t \cdot Rh \cdot \frac{1}{2}$$

- *Interval IV*, $y < [b - s] + y_{l1}; [b - s] + y_t)$

$$M''_x = R_{xv1} \cdot y - F_t \cdot [y - (b - s) - y_{mh}] - F_{xv1} \cdot [y - (b - s) - y_t] + R_{vl1} \cdot [y - (b - s) - y_{l1}]$$

$$M''_z = (b - s) \cdot F_{ht} \cdot \frac{1}{2} - (y - b + s - y_{mh}) \cdot F_r$$

$$M''_y = -F_t \cdot Rh \cdot \frac{1}{2}$$

- *Interval V*, $y < [b - s] + y_t; [b - s] + y_{l2})$

$$M''_x = R_{xv1} \cdot y - F_t \cdot [y - (b - s) - y_{mh}] - F_{xv1} \cdot [y - (b - s) - y_t] + R_{vl1} \cdot [y - (b - s) - y_{l1}]$$

$$M''_z = (b - s) \cdot F_{ht} \cdot \frac{1}{2} - (y - b + s - y_t) \cdot F_r + (y - b + s - y_{l1}) \cdot R_{hl1}$$

$$M''_y = -F_t \cdot Rh \cdot \frac{1}{2}$$

- *Interval VI*, $y < [b - s] + y_{l2}; [b - s] + 2 \cdot s)$

$$M''_x = R_{xv1} \cdot y$$

$$M''_z = (b - s) \cdot F_{ht} \cdot \frac{1}{2} - (y - b + s - y_{mh}) \cdot F_r + (y - b + s - y_{l1}) \cdot R_{hl1}$$

$$M''_y = -F_t \cdot Rh \cdot \frac{1}{2}$$

- *Interval VII*, $y < [b - s] + 2 \cdot s; 2 \cdot b)$

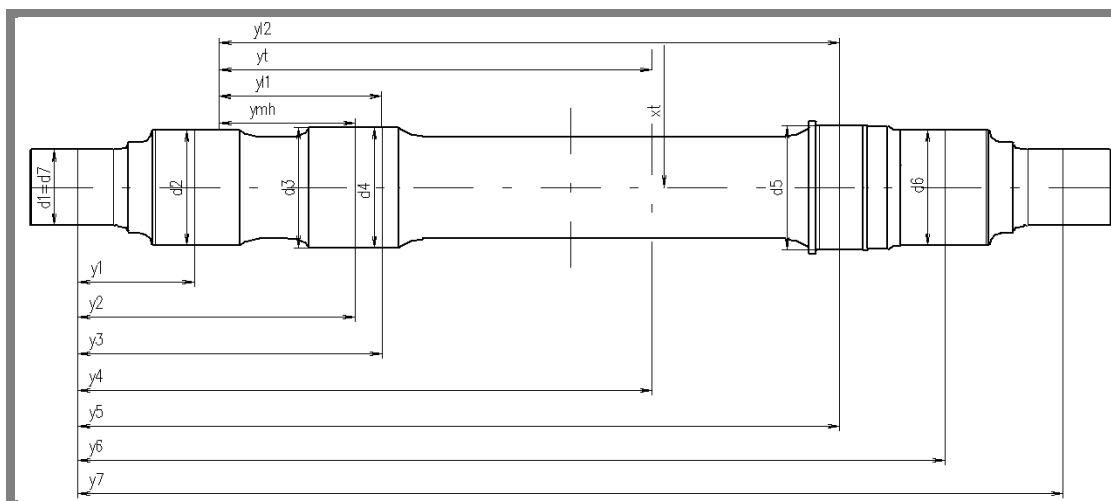
$$M''_x = R_{xv2} \cdot (2 \cdot b - y)$$

$$M''_z = (b - s) \cdot F_{ht} \cdot \frac{1}{2}$$

$$M''_y = 0$$

6.2.6 Jízdní režimy

Obr. 42 znázorňuje hranice intervalů nápravy zatížení pohonem, hodnoty jednotlivých momentů jsou vypočteny pro každou z těchto částí všech níže uvedených jízdních režimů.



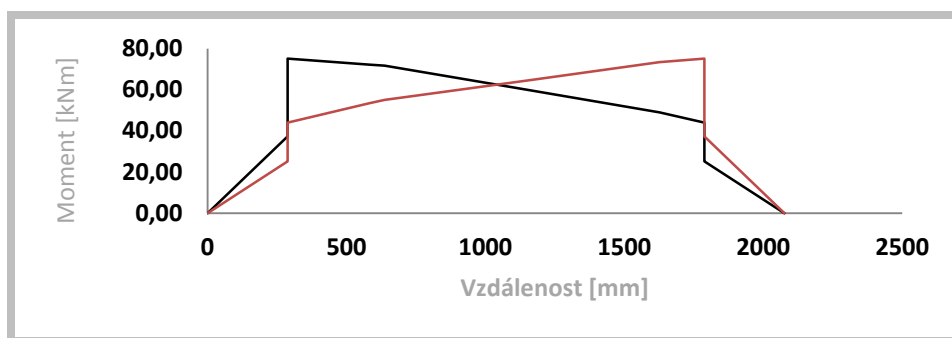
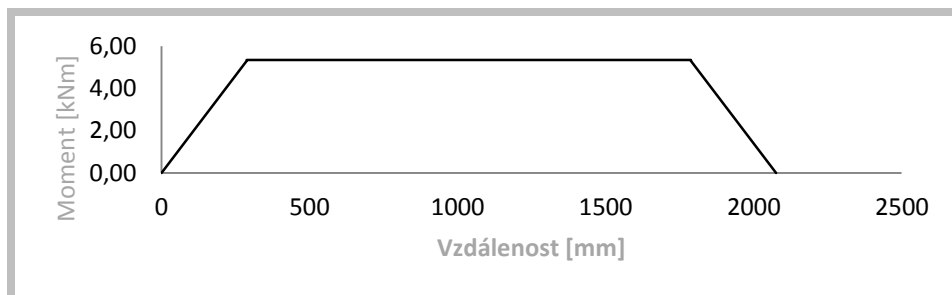
Obr. 43 Znáznornění hranic intervalů zatížení nápravy.

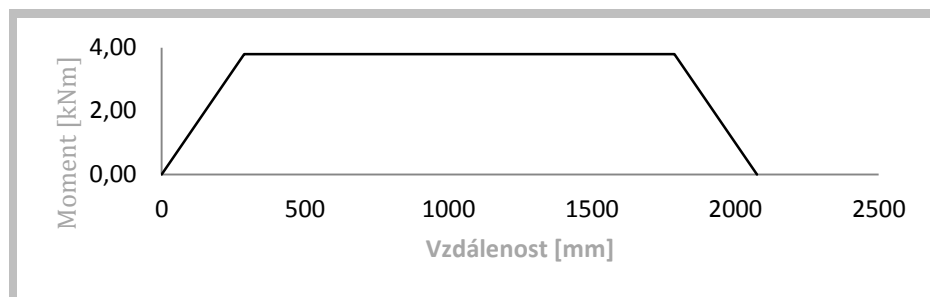
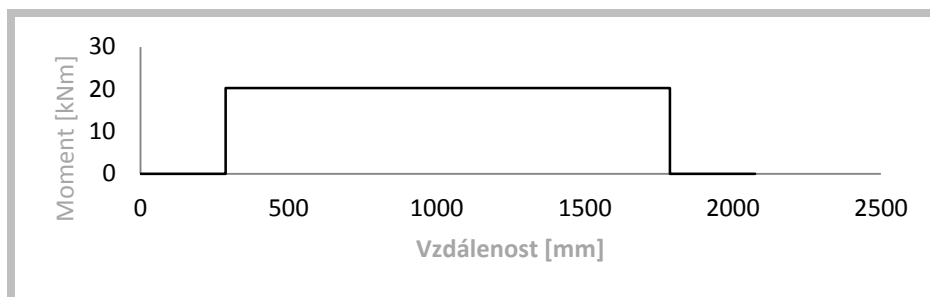
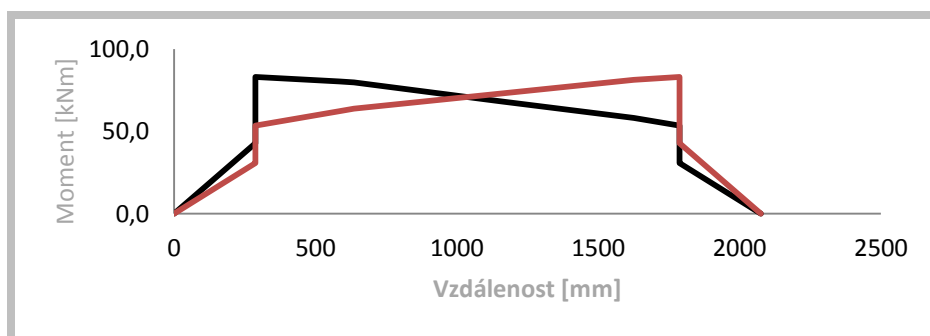
Záchranná brzda

Tento jízdní režim je charakteristický tím, že je zohledněn stav, kdy dojde, při průjezdu obloukem, k vyvinutí maximální přitlačné síle mechanické brzdy se zohledněním přitížení jednoho a následně druhého čepu nápravy.

Zatížení nápravy je rozděleno, dle výpočtové normy, do dvou částí, první část zohledňuje samotný průjezd zatáčkou a zatížení hmotnostními silami – moment M_x , druhá část zastupuje zatížení od brzdění: momenty M'_x , M'_z a M'_y .

Černou barvou jsou rozlišeny momenty, které odpovídají stavu, kdy je přitížen levý čep nápravy a červenou barvou je znázorněn průběh momentů pro případ, kdy je přitížen pravý čep nápravy.

Graf 2 Průběh momentu M_x , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.Graf 3 Průběh momentu M'_x .

Graf 4 Průběh momentu M'_z .Graf 5 Průběh momentu M'_y .Graf 6 Výsledný moment M_R , černě – přetížený levý čep nápravy,
červeně – přetížený pravý čep nápravy.

Rozjezd

Tímto jízdním režimem je zohledněna situace, kdy se kolejové vozidlo rozjíždí na přímé trati z nulové rychlosti, a pohon musí vyvinout maximální krouticí moment k překonání statických a dynamických odporů, aby uvedlo kolejové vozidlo do pohybu. V tomto případě dochází ke změně rovnic, které charakterizují zatížení hmotnostními silami, a výpočet těchto sil se řídí výpočtovou normou EN 13 104.

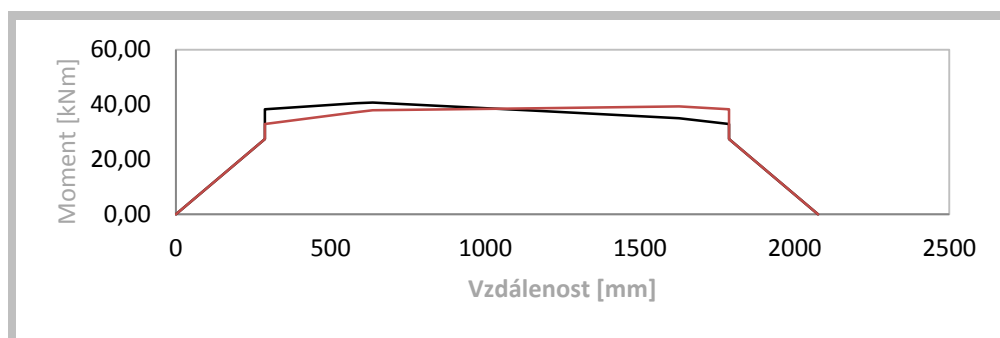
$$P_1 = 0,55 \cdot m_1 \cdot g = 0,1 \cdot 17655 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = 95\,258 \text{ [N]}$$

$$P_2 = 0,55 \cdot m_1 \cdot g = 0,1 \cdot 17655 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = 95\,258 \text{ [N]}$$

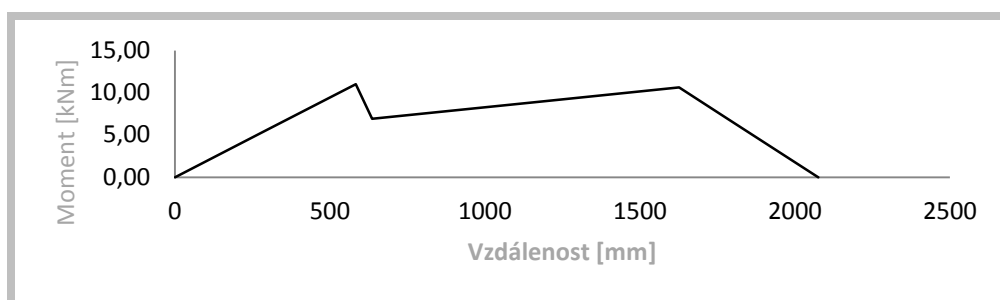
$$Y_1 = 0,1 \cdot m_1 \cdot g = 0,1 \cdot 17639 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = 17\,320 \text{ [N]}$$

$$Y_2 = 0,05 \cdot m_1 \cdot g = 0,05 \cdot 17639 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = 8\,660 \text{ [N]}$$

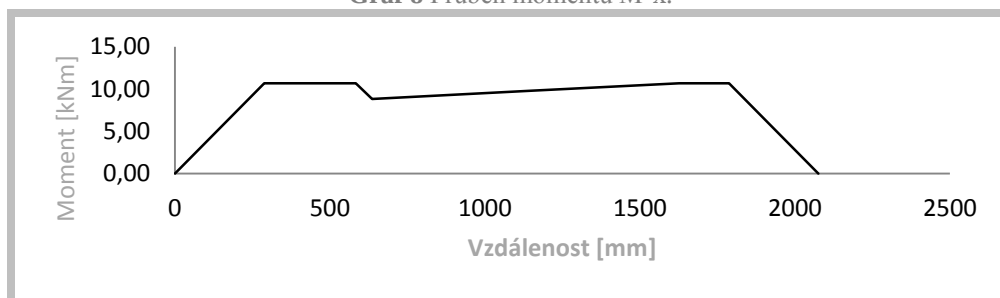
$$H = Y_1 - Y_2 = 0,05 \cdot m_1 \cdot g = 17320 \text{ N} - 8660 \text{ N} = 17\,320 \text{ [N]}$$



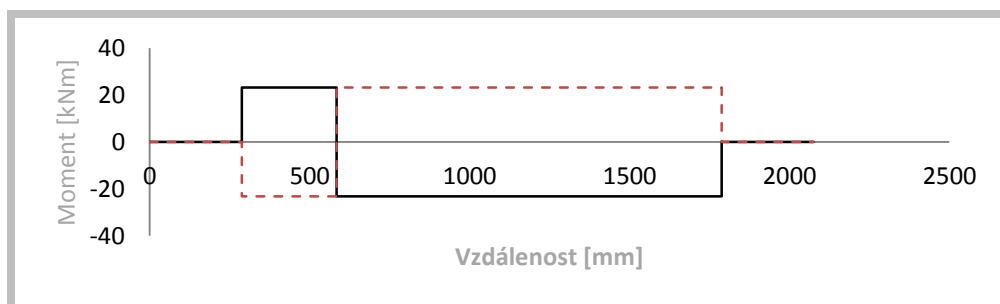
Graf 7 Průběh momentu M_x , černě – zatížený levý čep nápravy,
červeně – zatížený pravý čep nápravy.



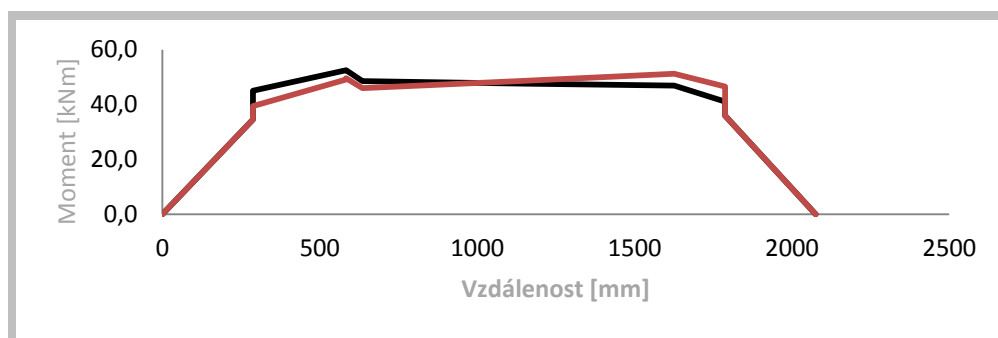
Graf 8 Průběh momentu M''_x .



Graf 9 Průběh momentu M''_z .



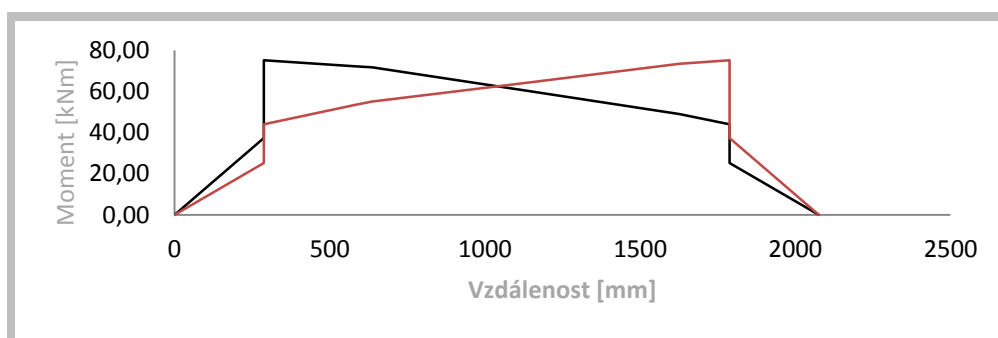
Graf 10 Průběh momentu M''_y .



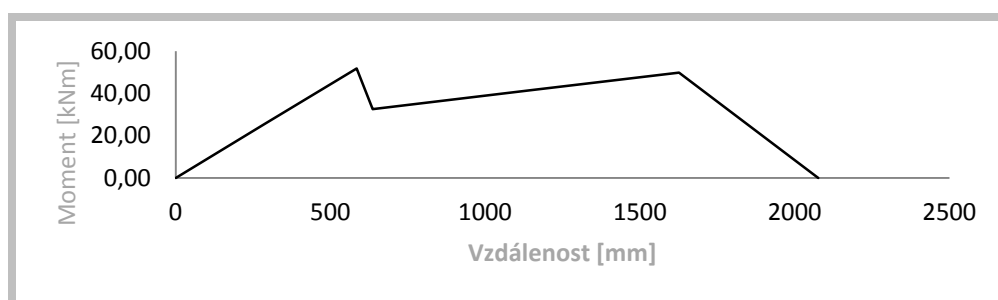
Graf 11 Výsledný moment M_R , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.

Zkratový moment

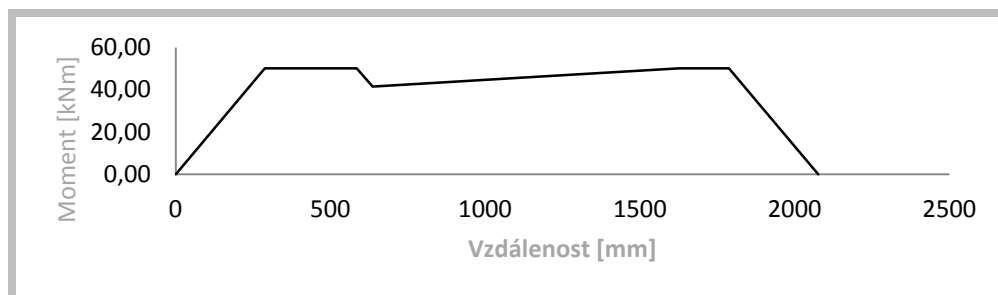
V důsledku zkratu na pohonu může dojít ke zvýšení zatížení na nápravu krouticím momentem od pohonu. Protože k tomu dochází ojediněle, je náprava posuzována k mezi kluzu.



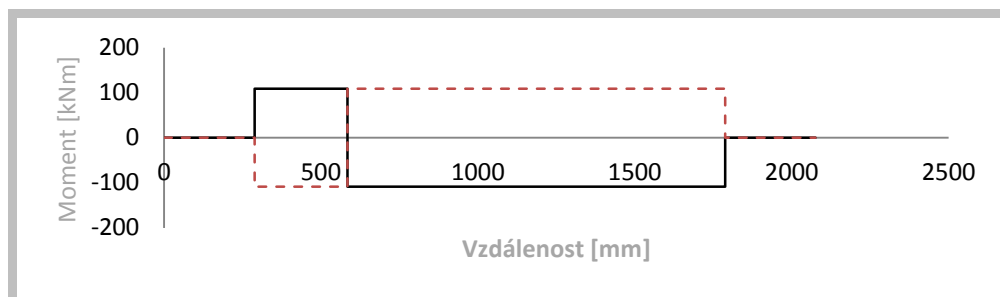
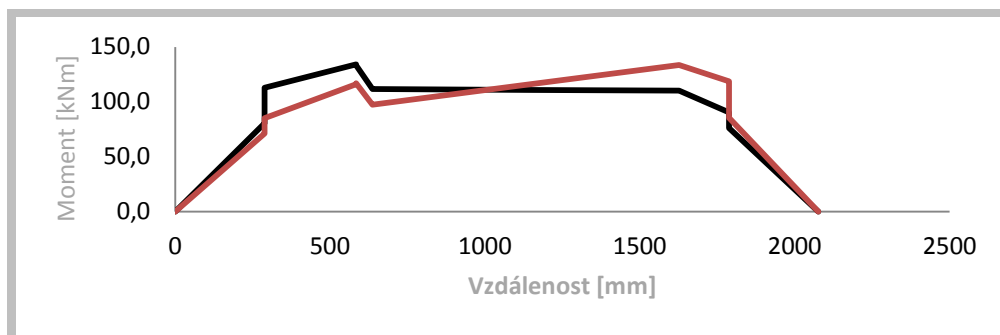
Graf 12 Průběh momentu M_x , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.



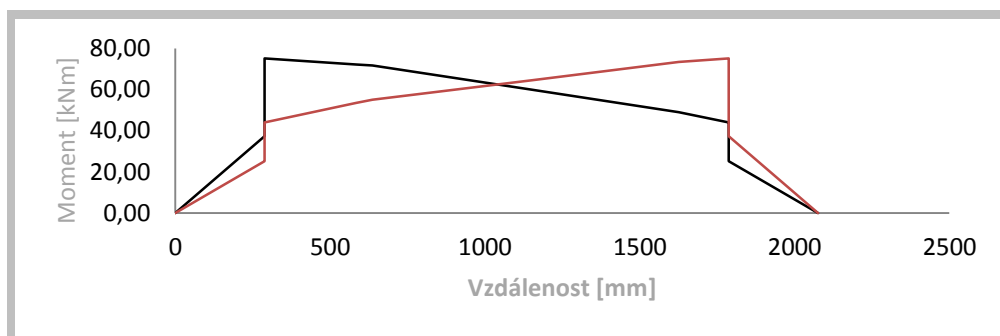
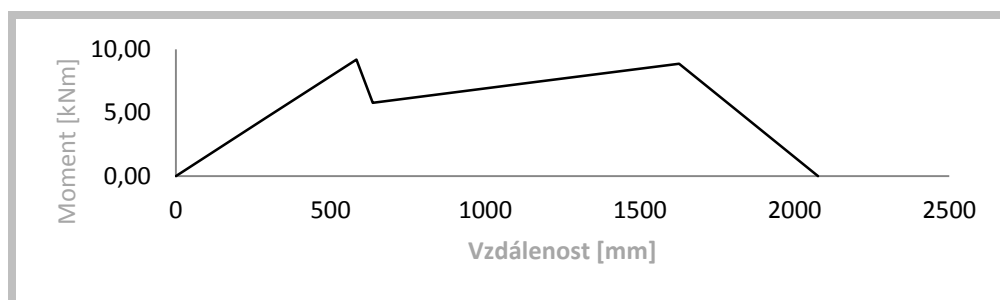
Graf 13 Průběh momentu M''_x .

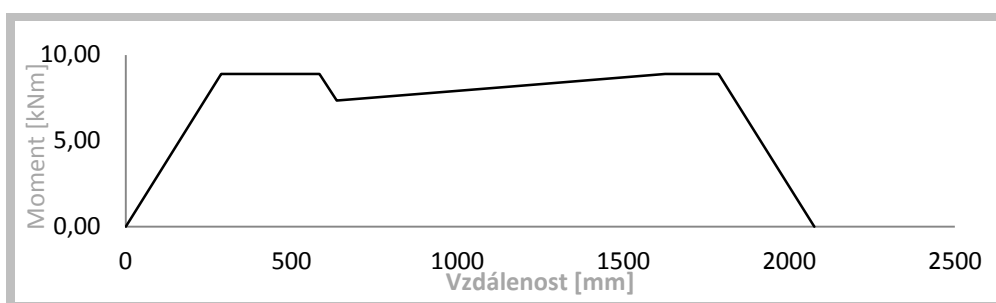
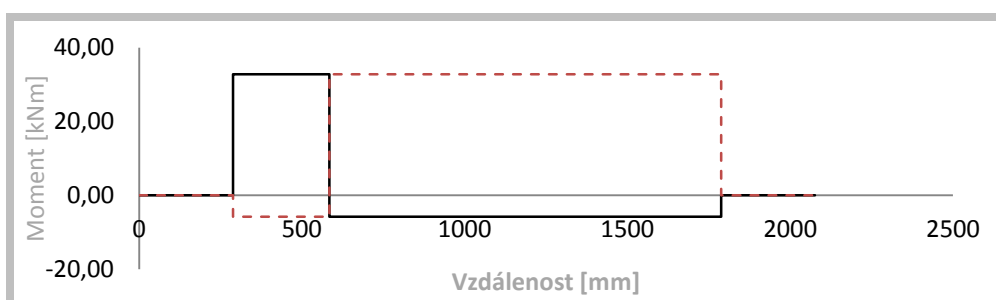
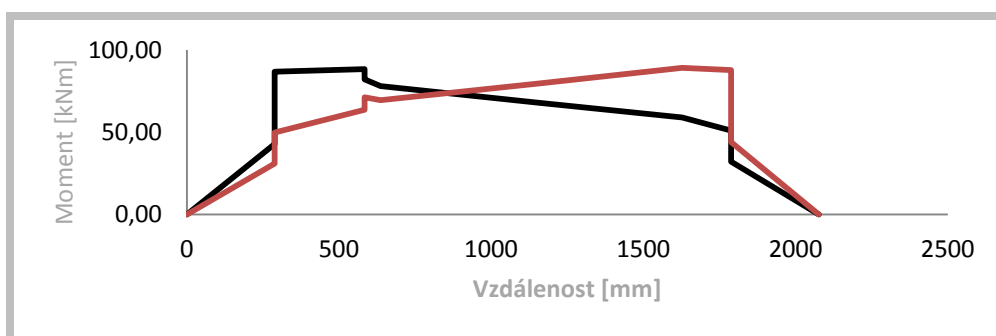


Graf 14 Průběh momentu M''_z .

Graf 15 Průběh momentu $M''y$.Graf 16 Výsledný moment M_R , černě – přetížený levý čep nápravy,
červeně – přetížený pravý čep nápravy.**Dlouhodobý rozjezd**

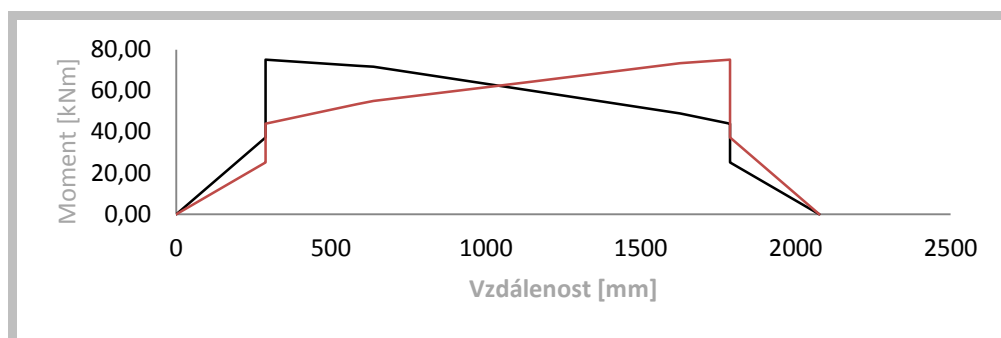
Popisuje situaci, kdy kolejové vozidlo zrychluje v oblouku, ke složce krouticího momentu je zapotřebí zohlednit i krouticí moment vzniklý mezi koly a kolejiemi právě z průjezdu oblouku, jehož hodnota je mezi koly vozidla konstantní a má velikost $0,2 \cdot P \cdot R$.

Graf 17 Průběh momentu M_x , černě – přetížený levý čep nápravy,
červeně – přetížený pravý čep nápravy.Graf 18 Průběh momentu $M''x$.

Graf 19 Průběh momentu $M''z$.Graf 20 Průběh momentu $M''y$.Graf 21 Výsledný moment M_R , černě – přetížený levý čep nápravy,
červeně – přetížený pravý čep nápravy.

Motorová brzda

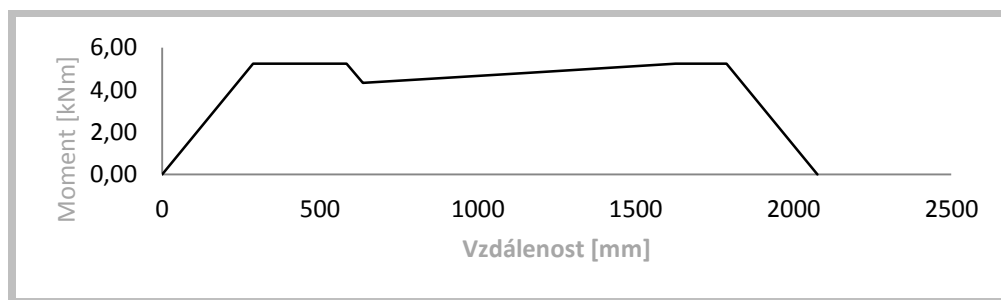
Tento jízdní režim popisuje další způsob brzdění a to pomocí změny krouticího momentu od pohonu. K tomuto krouticímu momentu od pohonu je zapotřebí zohlednit i krouticí moment, který vzniká mezi koly a kolejnicí v důsledku průjezdu kolejového vozidla obloukem, tento krouticí moment má velikost $0,2 \cdot P \cdot R$ mezi koly vozidla.



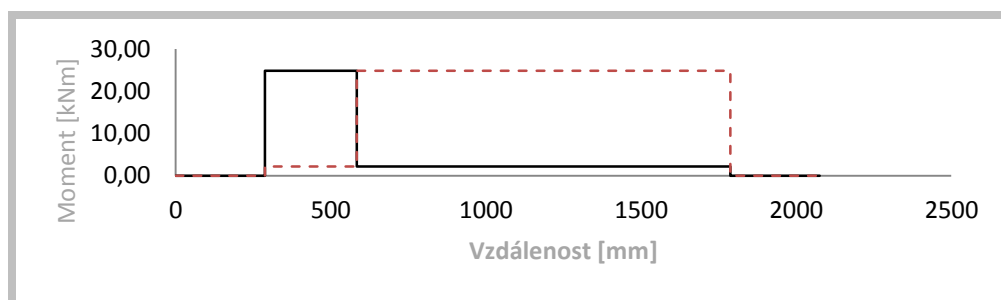
Graf 22 Průběh momentu M_x , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.



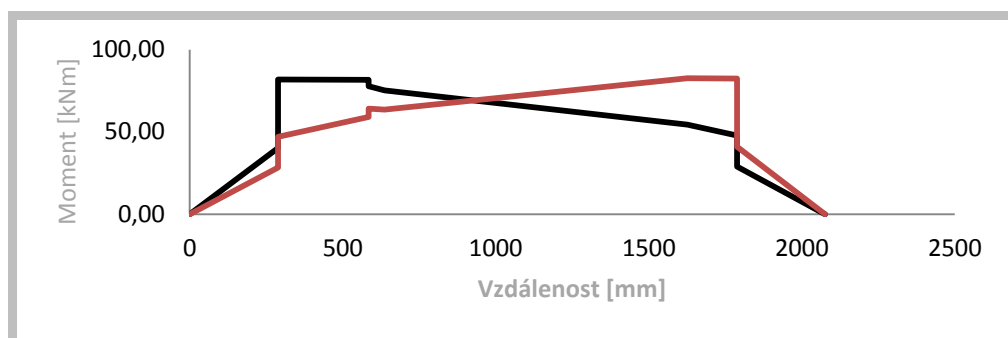
Graf 23 Průběh momentu M''_x .



Graf 24 Průběh momentu M''_z .



Graf 25 Průběh momentu M''_y .



Graf 26 Výsledný moment M_R , černě – přetížený levý čep nápravy, červeně – přetížený pravý čep nápravy.

6.2.7 Výsledné hodnoty redukovaného momentu

V Tab. 10 jsou hodnoty výsledných momentů, přičemž moment M_{RL} je redukovaný moment, který popisuje stav, kdy je přetížen levý čep nápravy, analogicky moment M_{RP} je moment, který odpovídá stavu přetížení pravého čepu nápravy.

Z výsledných hodnot plyne, že náprava je nejvíce namáhána v důsledku zkratového momentu od pohonu, avšak tento stav je ojedinělý a vypočtené napětí je porovnáváno s mezí kluzu daného materiálu. Z pohledu mezního stavu únavového porušení je náprava nejvíce namáhána, když zrychluje v oblouku, jelikož je zohledněn i moment vzniklý mezi kolem a kolejnicí při průjezdu obloukem, tento stav popisuje jízdní režim „Dlouhodobý rozjezd“. Nejmenší namáhání nápravy je během rozjezdu kolejového vozidla, jelikož se rozjíždí na přímé trati a čepy nejsou tak zatěžovány.

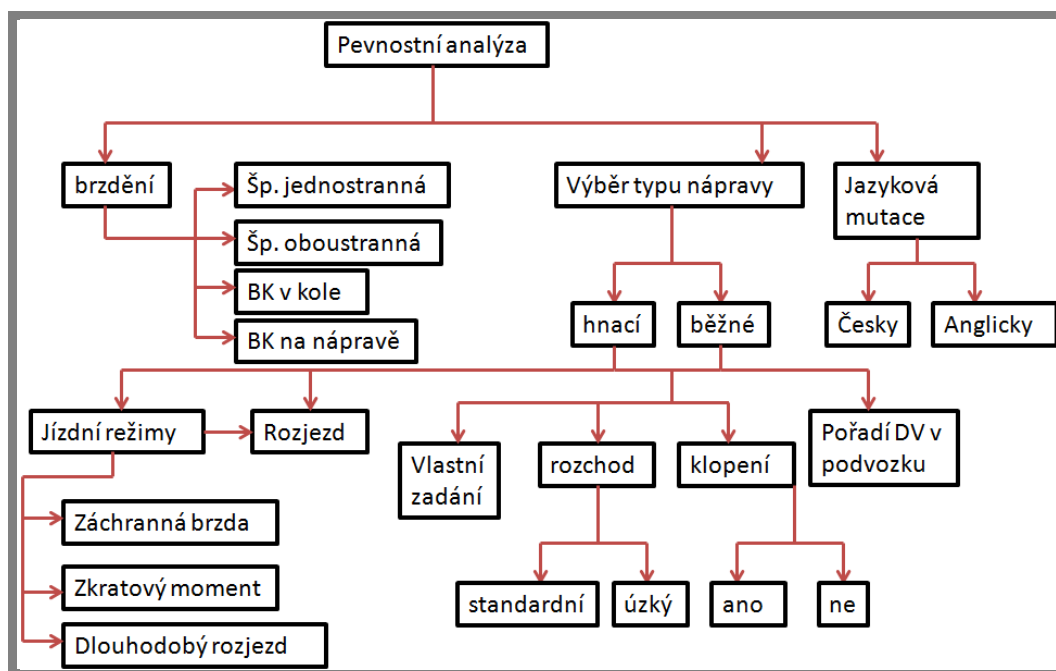
Skokové změny v průběhu momentu jsou v místech (v Tab. 10 označeno *), vlivem ohybového momentu od sil Y_1 a Y_2 nebo v místě ozubeného kola, umístěného na nápravě, vlivem krouticího momentu od pohonu.

Tab. 10 Hodnoty výsledných momentů všech jízdních režimů.

Jízdní režim		Záchranná brzda		Rozjezd		Zkratový moment		Dlouhodobý rozjezd		Motorová brzda	
Moment [kNm] Vzdálenost [mm]		M_{RL}	M_{RP}	M_{RL}	M_{RP}	M_{RL}	M_{RP}	M_{RL}	M_{RP}	M_{RL}	M_{RP}
y0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
y1	288	42,7	30,6	34,6	34,6	80,3	71,2	42,7	31	40,2	28,3
y1*	288	83,1	53,5	45	39,4	113	85,1	86,6	49,7	81,8	47,1
y2	584	80,2	62,3	52,5	49,1	134,1	116	88,2	63,5	81,7	59,1
y2*	584	80,2	62,3	52,5	49,6	133,3	116,9	83,1	71,2	77,8	64,1
y3	637	79,7	63,8	48,5	45,9	111,6	97,4	78	69,5	75,2	63,6
y4	1154	68,3	72,9	47,6	48,7	110,8	116,2	68	79,5	64,3	73,4
y5	1627	58,1	81,3	46,8	51,2	110,3	133,4	58,8	88,9	54,5	82,5
y6	1788	53,5	83,1	41,1	46,6	90,4	118,7	50,9	87,6	47,7	82,5
y6*	1788	30,6	42,7	35,9	35,9	75,9	85,4	32,1	43,8	28,9	40,9
y7	2076	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

6.3 Analytický řešič

Obr. 44 znázorňuje parametry či oblasti, které analytický řešič dokáže řešit. Pomocí nastavovací tabulky (Obr. 45) a dalších tlačítek se seznamem umožňuje provádění pevnostních analýz hnacích a běžných náprav včetně možnosti definování vlastních silových účinků, pokud jsou stanoveny jinak než výpočtovými normami. Dále umožňuje provádět pevnostní ověřování náprav pro případy, kdy je dvojkolí brzděno brzdovým kotoučem nebo špalíkovou brzdou. Rovněž jsou v něm definovány meze únavy jednotlivých částí nápravy pro oceli jakosti EA1N a EA4T, také v něm je předdefinováno pět jízdních režimů, ve kterých jsou prováděny pevnostní analýzy (výpočet silových účinků, momentů, napětí, bezpečnosti) apod. Další podmínkou bylo, aby bylo možné zhotovenou analýzu vytisknout a následně předat pro schvalování příslušným drážním úřadům, podoba takovéto zprávy je součástí přílohy, ta se vztahuje k problematice návrhu hnacího dvojkolí pro lokomotivu osazenou tlakovým motorem. Rovněž bylo požadováno, aby navrhovaný řešič byl snadno ovladatelný a konstruktér nemusel zasahovat do struktury programu. Konstruktér zadává pouze geometrické, hmotnostní, základní silové parametry dvojkolí a definuje kritické průřezy na nápravě (Tab. 11). V následujících kapitolách jsou popsány části analytického řešiče, který není součástí přílohy.



Obr. 44 Znáznornění oblasti, pro které je analytický řešič navržen.

6.3.1 Nastavení výpočtu

Základní nastavení výpočtu se řídí, dle tabulky (Obr. 44), která se zobrazí stisknutím tlačítka „zadání“, jež je umístěno v tabulkovém prostředí MS Excel. Toto nastavení slouží k výběru příslušných rovnic pro výpočet sil dle norem EN 13 103 a 104, přičemž jejich hodnoty jsou závislé na rozchodu tratě a možnosti kompenzace odstředivých sil za pomoci naklápění skříně vozu. Toto rozdělení je společné pro běžné a hnací kolejové vozidla, u běžných vozidel se dále rozlišuje pořadí dvojkolí v podvozku.

Tato tabulka je vytvořena ve Visual Basicu v části Forms a pomocí pole se seznamem uživatel zvolí okruh výpočtu. Jednotlivé názvy v poli se seznamem obsahují globální proměnné, jimž jsou přiřazeny hodnoty, tyto hodnoty slouží pro identifikaci základních rovnic jednotlivých sil, které vznikají od hmotnosti kolejového vozidla. Stisknutím tlačítka „OK“ je výběr ukončen a tabulka zmizí, ale ještě než tento výběr parametrů zmizí, provede se automaticky přepočítání všech hodnot a to díky procedury, která vrací tu samou hodnotu jedné z buněk nazpět. Tento krok byl potřebný proto, že po provedení základního výběru nedocházelo k automatickému přepočtu celého listu.

Obr. 45 Tabulka pro nastavení výpočtu.

Protože jsou hnací nápravy pevnostně analyzovány v několika jízdních režimech, bylo zapotřebí v kódu, ve kterém jsou definovány síly od vypružených hmot, zavést i lokální proměnnou „identifikátor“. Změnou jeho hodnoty mohou nastat tyto možnosti: výpočet se řídí globálními proměnnými a hodnoty sil odpovídají silám vzniklých při rozjezdu nebo průjezdu obloukem, popřípadě může uživatel zadat do zadávacího pole (input box) vlastní hodnoty těchto sil, což rozšiřuje oblast použitelnosti tohoto analytického řešiče.

Další globální proměnnou je i „Norma“, která se nachází v tabulkovém prostředí listu Excelu, uživatel vybírá mezi normou EN 13 103 a EN 13 104, pomocí kterých se rozlišují hnací a běžné nápravy.

Požadavkem zadavatele diplomové práce bylo, aby analytický řešič umožňoval tvorbu výpočtových zpráv v českém i v anglickém jazyce, jelikož v současné době dodává své výrobky zhruba do osmdesáti zemí světa. Tato problematika je vyřešena za pomoci funkce „KDYŽ“ s podmínkami, které v závislosti na výběru jazykové mutace vyberou buď českou, nebo anglickou. Tato funkce je včetně podmínek zavedena do všech buněk, které obsahují text.

Na řádku níže je ukázka struktury jedné textové části i s podmínkami, které se řídí výběrem jazykové mutace:

`„=KDYŽ(J=1;"Síly od pohonu";KDYŽ(J=2;"Forces from gear unit";"error"))“`

6.3.2 Zadávání vstupních parametrů

Pomocí nastavení podbarvení aplikací v nastavení operačního systému MS Windows, lze snadno rozlišit, která políčka se musí vyplnit (rozlišena bílou barvou) a která ne. Toto zcela jednoduché nastavení má za následek možnost vytištění hotové zprávy pouze s bílým pozadím, což šetří barvu tiskárny, ale také snadnou orientaci uživatele, který snadno rozpozná to co skutečně vyplnit má a přitom nepoškodil strukturu řešiče.

K základním údajům, které uživatel vyplňuje, patří hmotnosti: kola, nápravy, nápravové zatížení, pokud jsou součástí dvojkolí tak hmotnost brzdného kotouče, ozubeného kola, popřípadě pohonu.

Dále je zapotřebí zadat základní geometrické údaje nápravy tzn. jmenovitý průměr kola, vzdálenost styčných kružnic, vzdálenost mezi působišti svislých sil na čepích nápravy, pokud jsou součástí dvojkolí tak třecí poloměr brzdného kotouče, roztečné kružnice ozubeného kola, výšky těžiště vozidla, vzdálenosti ložisek pohonu umístěných na nápravě, vzdálenost osy náboje a osy ozubeného kola a vzdálenost v x a y ose závěsky pohonu.

6.3.3 Výběr materiálu

Normy EN 13 103 a 104 definují dva druhy materiálu EA1N a EA4T včetně jejich mezí únavy a kluzu. Výběr hodnot mezí únavy pro materiály se řídí pomocí pole se seznamem (Obr. 46), ale hodnoty mezí únavy pro jednotlivé úseky nápravy jsou různé, navíc jejich hodnoty jsou rovněž odlišné pro případ, kdy je náprava brána jakožto náprava s vývrtem. Tato problematika byla vyřešena pomocí několika funkcí, jejichž kód je zapsán ve Visual Basicu v části module. Tyto funkce porovnávají a vyhodnocují jednotlivé podmínky plynoucí z výběru materiálu a hodnot poměru průměrů čepu a sedla kola s průměrem vývrtu, poté vrací zpět do příslušné buňky hodnotu meze únavy.

EA4T		typ materiálu	EA4T
oblast 1		σ _c	mez únavy
σ _c	145	MPa	
σ _{max}			
oblast 2		σ _c	
σ _c	87	MPa	
σ _{max}			
oblast 3		σ _c	
σ _c	68	MPa	
σ _{max}			
oblast 4		σ _c	
σ _c	58	MPa	
σ _{max}			

$\frac{\sigma_c}{\sigma_{max}} = 1,66$

Obr. 46 Výběr konstrukčního materiálu v řešiči.

6.3.4 Zadání parametrů pohonu

V části řešiče „Parametry pohonu“ musí uživatel zadat tyto parametry, jež jsou pro výpočet důležité: vzdálenost prvního a druhého ložiska pohonu měřené od levé styčné kružnice kola, vzdálenost ozubeného kola, hnací rádius, převodový

poměr, x a y souřadnici závěsky pohonu, úhel pohonu mezi osou x dvojkolí a pohonu, úhel sklonu zubů ozubeného kola a součinitel tření. Pro případ, kdy osa náboje není totožná s osou kola, tak i tuto vzdálenost. Pro tuto variantu pohonu jsou ve funkcích, pro výpočet momentů a sil, připraveny proměnné, které jsou připraveny i na toto konstrukční řešení.

6.3.5 Tabulka rozměru nápravy

Tato tabulka, níže uvedený obrázek, slouží k definování kritických míst nápravy, jako jsou přechody mezi sedly, různá vybrání, atd. Uživatel vyplní vzdálenost (y) od osy nápravového ložiska umístěného na levé straně, jmenovitý průměr (d) aktuálního průřezu, pro případ, kdy se jedná o nápravu s vývrtem, vyplní jednu buňku pro průměr (d') díry vývrtu, tato hodnota se pak automaticky vyplní do níže umístěných buněk. Dále, pokud se nejedná o volnou válcovou plochu, vyplní hodnoty průměru (D) a hodnotu zaoblení (r) mezi sedly. Z těchto hodnot jsou následně vypočteny poměry r/d a D/d , které jsou důležité pro stanovení hodnoty koncentrace napětí.

Tab. 11 Tabulka pro definování kritických průřezů nápravy.

n	y [mm]	d [mm]	d_n/d_{n+1} [-]	d' [mm]	D [mm]	r [mm]	r/d [-]	D/d [-]		K [-]	Oblast	W [cm ²]
1	75,0	160,0	-	0	-	-	-	-	K0	1,000	2	402,1
2	83,5	159,8	-	0	190	40	0,250	1,189	k1	1,026	1	400,6
3	100,4	167,3	-	0	190	8	0,048	1,136	K1	1,169	1	459,7
4	105,0	190,0	-	0	-	-	-	-	K0	1,000	2	673,4
5	132,0	190,0	-	0	332	30	0,160	1,747	k1	1,209	1	673,4
6	342,0	239,0	0,948	0	-	-	-	-	k0	1,000	2	1340,3
6r	342,0	244,0	1,151	0	-	-	-	-	k0	1,000	2	1426,2
7	349,8	226,6	-	0	316	15	0,066	1,395	k1	1,307	1	1142,3
8	382,0	212,0	-	0	316	75	0,354	1,491	k1	1,031	1	935,4
9	441,5	212,0	-	0	350	75	0,354	1,651	k1	1,043	1	935,4
10	479,3	232,4	-	0	350	15	0,065	1,506	k1	1,376	1	1232,3
11	486,5	253,1	-	0	-	-	-	-	k0	1,000	2	1591,8
12	676,5	255,0	-	0	-	-	-	-	K0	1,000	2	1627,9
13	680,5	245,5	-	0	340	15	0,061	1,385	K1	1,323	1	1452,6
14	726,5	212,0	-	0	350,0	75	0,354	1,651	k1	1,043	1	935,4
15	1490,5	212,0	-	0	280	75	0,354	1,321	K1	1,019	1	935,4
16	1536,5	245,5	-	0	280	15	0,061	1,141	K1	1,137	1	1452,6
17	1555,5	280,0	-	0	-	-	-	-	k0	1,000	2	2155,1
18	1559,2	259,0	-	0	280	4	0,015	1,081	k1	1,305	1	1705,7
19	1559,2	259,0	-	0	365	4	0,015	1,409	k1	2,007	1	1705,7
20	1653,5	260,0	-	0	-	-	-	-	k0	1,000	2	1725,5
21	1660,4	257,5	-	0	305	20	0,078	1,184	k1	1,137	1	1676,2
22	1663,5	258,0	-	0	-	-	-	-	k0	1,000	2	1686,0
23	1705,5	258,0	-	0	-	-	-	-	k0	1,000	2	1686,0
24	1724,3	248,7	-	0	370	24	0,097	1,488	k1	1,254	1	1510,2

Výpočet součinitele koncentrace napětí (K) se řídí hodnotou z předešlé buňky. Celkem mohou nastat tři možné varianty pro výpočet součinitele koncentrace napětí: hodnota $K0$ odpovídá části bez koncentrace napětí a je roven jedné, $K1$ je uložení, kdy dochází v daném místě ke koncentraci napětí a náboje sousedících kol se nedotýkají a poslední možností je stav, kdy dva sousední náboje kol se

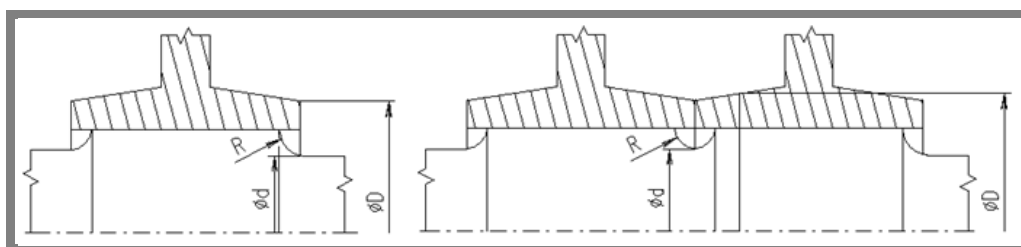
dotýkají. Níže jsou uvedeny rovnice pro výpočet součinitelů K1 a K2, které jsou stanoveny na základě měření, tyto rovnice jsou definovány výpočtovými normami náprav dvojkolí. Níže je také uveden obrázek (Obr. 47), kde jsou znázorněny uložení pro K1 a K2.

$$K1 = \left[\frac{\left(4 - \frac{D}{d}\right) \cdot \left(\frac{D}{d} - 1\right)}{5 \cdot \left(10 \cdot \frac{r}{d}\right)^{\left(2,5 \cdot \frac{r}{d} + 1,5 - 0,5 \cdot \frac{D}{d}\right)}} \right] + 1$$

$$K2 = \left[\frac{\left(4 - \frac{D}{d}\right) \cdot \left(\frac{D}{d} - 1\right)}{5 \cdot \left(10 \cdot \frac{r}{d}\right)^{\left(2,5 \cdot \frac{r}{d} + 1,5 - 0,5 \cdot \frac{D}{d}\right)}} \right] \cdot \left[\frac{\left(-1,2 \cdot \left(\frac{r}{d}\right)^2 + 37 \cdot \frac{r}{d}\right)}{\left(\frac{D}{d}\right)^6} + 1,74 \right] + 1,$$

kde:

r mm rádius
d mm jmenovitý průměr nápravy
D mm jmenovitý průměr náboje kola.



Obr. 47 Vlevo sedlo nesousedí s dalším sedlem – K1, vpravo dvě sousedící sedla – K2.

Sloupec s názvem „oblast“ slouží pro rozlišení hodnoty meze únavy dané části nápravy. Tyto hodnoty jsou převzaty z výpočtových norem náprav dvojkolí, hodnoty jednotlivých částí jsou popsány v kapitole 2.3. Celkem se rozlišují čtyři možné varianty oblasti náprav: volný povrch, lisovaný spoj, otvor a čep. Jednotlivé buňky ze sloupce „oblast“ jsou propojeny s buňkami v části „výběr materiálu“ a dle podmínek přiřadí meze únavy do tabulky „napětí v nápravě“.

6.3.6 Funkce pro výpočet sil a momentů

Síly od vypružených hmot, jež jsou stanoveny ve výpočtových normách náprav, se rozdělují dle několika kritérií, a bylo potřeba definovat podmínky, kterými se výpočet těchto sil řídí. V základní výběrové tabulce jsou tyto kritéria rozdělena a uživatel vždy vybírá z několika variant. Proto, aby zadávací tabulka ovládala okruh nastavení výpočtu, jsou jednotlivé varianty definovány jakožto globální proměnné ve Visual Basicu (Obr. 48). Dále bylo zapotřebí přiřadit každé proměnné z „ComboBoxu“ hodnotu, která následně plní funkci v kódu sil od vypružených hmot jakožto podmínka (Obr. 49). Podoba části kódu je znázorněna na síle P₁ a také na způsobu přiřazení hodnoty pro definici rozchodu, který je vybírán pomocí příkazu „Select case“.

Rovněž byla vytvořena sub rutina, která má za úkol vypisování vzorců sil od vypružených hmot, ze kterých byly vypočteny.

Rovnice pro výpočet sil pohonu nebylo zapotřebí definovat ve Visual Basicu a, tak byly definovány přímo v příslušných buňkách v listu Excelu.

```
Function silaP1(h1, IIB, m1, g, identifikator) As Double

    Dim A As Double, b As Double

    If rozchod = 1 And klopeni = 1 And identifikator = 1 Then
        A = 0.625: b = 0.0875
        silaP1 = (A + b * (2 * h1 / IIB)) * (m1 * g)
    ElseIf rozchod = 1 And klopeni = 2 And identifikator = 1 Then
        A = 0.625: b = 0.275
        silaP1 = (A + b * (h1 / IIB)) * (m1 * g)
    ElseIf rozchod = 2 And klopeni = 1 And identifikator = 1 Then
        A = 0.65: b = 0.114
        silaP1 = (A + b * (2 * h1 / IIB)) * (m1 * g)
    ElseIf identifikator = 2 Then
        silaP1 = 0.55 * m1 * g
    ElseIf identifikator = 3 Then
        silaP1 = InputBox("číslna hodnota síly P1")
    End If

End Function
```

Obr. 48 Využití globálních proměnných pro nastavení výpočtu.

```
Public Sub SetGlobalVariables()
    Select Case cbRozchod.ListIndex
        Case 0: rozchod = 1
        Case 1: rozchod = 2
    End Select
End Sub
```

Obr. 49 Přiřazení hodnoty globální proměnné.

Poněkud složitou částí práce, bylo definování funkcí pro výpočet ohybových a krouticích momentů pro tolik možných variant, které mohou nastat. Prvním krokem bylo se rozhodnout mezi tím, zda vytvořit klasickou funkci, která by se řídila podmínkami nebo použitím cyklu. Jelikož výpočet daného momentu je závislá na intervalu, ve kterém se počítaný průřez nápravy nachází, bylo zapotřebí, za pomoci podmínek, toto rozlišit. Z toho plyne fakt, že pro každý interval je platná jiná momentová rovnice, užitím cyklu nedojde ke zjednodušení funkce, proto jsou rovnice definovány přímo ve funkcích. Funkce pro výpočet ohybového momentu M_x , který je důsledkem sil od vypružených hmot, je definována na základě požadavků výpočtových norem a počet sil F_i je rozšířen až na 15. Hodnota momentu M_x je v daném průřezu porovnávána mezi momentem od přetíženého levého a pravého ložiskového čepu a dále je používána, pro výpočet výsledného redukovaného momentu M_R , vyšší z těchto dvou.

6.3.7 Grafy momentů

Vykreslování jednotlivých grafů momentů je prováděno v listu Excelu. Jednotlivé úseky grafu odpovídají intervalům na nápravě, tyto intervaly slouží jako podmínka v naprogramované funkci pro výpočet hodnot momentů. Jelikož dochází ke skokovým změnám vlivem momentů, musely být definovány dvě funkce pro výpočet téhož momentu s odlišnými podmínkami, které rozpoznávají, zda krajní hodnota vzdálenosti do intervalu ještě patří či nikoliv. Tímto krokem bylo dosaženo možnosti vykreslení i skoku pro tu samou hodnotu vzdálenosti.

Krajní hodnoty intervalů byly rozděleny do tří celků, první a poslední část je vždy stejná, jelikož se jedná o vzdálenost od středu ložiska ke styčné kružnici kola. Poněkud obtížnější bylo stanovení rozhodovacích kritérií pro definování intervalů mezi styčnými kružnicemi kol, protože funkce pro výpočet ohybových momentů dokáže pracovat s celkem až 15 silami F_i a zároveň bylo zapotřebí definovat i krajní hodnoty intervalů pro zatížení pohonem tak, aby všechny tyto meze byly v jednom sloupci. Za pomoci funkce „KDYŽ“ jsou definovány podmínky, které rozhodují, které intervaly jsou nenulové a zároveň dokážou vypisovat hodnoty navazujících intervalů dalších intervalů tak, že na sebe navazují od nejmenšího po největší.

Funkce, které pro výpočet všech momentů, jsou umístěny v jedné tabulce a dle jakéhosi „identifikátoru“, vyberou správný sloupec pro vykreslení příslušného grafu.

6.3.8 Tabulka stanovující součinitel bezpečnosti

Tato tabulka (Tab. 12) slouží k vyhodnocování pevnostně analyzovaných průřezů, v této tabulce jsou, pro každý z těchto průřezů číselné hodnoty momentů, ze kterých je následně vypočten výsledný redukovaný moment M_R . Tento moment následně vstupuje do výpočtu napětí, které je porovnáváno s hodnotou meze únavy nebo meze kluzu a následně stanovena bezpečnost S . V této tabulce si lze povšimnout dvou nevyplněných sloupců, tyto sloupce se vztahují k výpočtu napětí na povrchu vývrtu nápravy a definici meze únavy v této části nápravy.

Pro všechny výše uvedené momenty v tab. 12 jsou vytvořeny funkce, které na základě podmínky umístění analyzovaného průřezu, vyhodnotí jejich hodnoty. Funkce pro výpočet ostatních momentů, kromě M_x a M_R , obsahují, v jejich kódu, jakousi rozpoznávací část, která má za úkol identifikovat o jaký jízdní režim se jedná, a následně přiřazovat požadované rovnice pro výpočet momentů.

Tab. 12 Tabulka vyhodnocující momenty, napětí a bezpečnosti v jednotlivých průřezích.

n	y [mm]	M _x [kNm]	M' _x [kNm]	M' _z [kNm]	M' _y [kNm]	M _R [kNm]	σ [MPa]	σ _{max} [MPa]	σ' [MPa]	σ' _{max} [MPa]	s [-]	
1	75	9,70	1,378	0,988	0	11,12	27,7	87			3,146	OK
2	84	10,80	1,534	1,1	0	12,38	31,7	145			4,573	OK
3	100	12,98	1,845	1,322	0	14,89	37,8	145			3,831	OK
4	105	13,58	1,929	1,383	0	15,57	23,1	87			3,763	OK
5	132	17,07	2,425	1,739	0	19,57	35,1	145			4,128	OK
6	342	74,59	5,338	3,793	20,23	82,54	57,9	87			1,503	OK
6r	342	74,59	5,338	3,793	20,23	82,54	61,6	87			1,413	OK
7	350	74,52	5,338	3,793	20,23	82,47	94,3	145			1,537	OK
8	382	74,20	5,338	3,793	20,23	82,16	90,6	145			1,601	OK
9	442	73,62	5,338	3,793	20,23	81,59	90,9	145			1,594	OK
10	479	73,25	5,338	3,793	20,23	81,24	90,7	145			1,599	OK
11	487	73,18	5,338	3,793	20,23	81,17	51,0	87			1,706	OK
12	677	70,73	5,338	3,793	20,23	78,80	48,4	87			1,797	OK

6.3.9 Vyhodnocování pevnostní analýzy

Tato část výpočtové zprávy je vytvářena automaticky, vypisuje závěr z pevnostní analýzy. Vypíše důležité údaje o kolejovém vozidle např. nápravové zatížení, výpočtovou normu, nakonec vypíše údaj o tom, zda všechny zkoumané průřezy nápravy vyhovují podmínce $\sigma < \sigma_{\max}$ nebo ne.

7. ZÁVĚR

Na základě zadávacích parametrů výrobce lokomotivy a norem EN 13 104, EN 13 260, EN 13 261 a EN 13 262 bylo navrženo dvojkolí pro lokomotivu, která je určena pro provoz na tureckých železnicích. Tato lokomotiva má nápravové zatížení 22,5 tun, maximální provozní rychlost 145 km/h a je poháněna tlapovým motorem. Pro tento projekt byla zpracována výkresová dokumentace (součást přílohy): výkres kola, výkres nápravy, výkresy sestava kola a brzdového kotouče a sestavy dvojkolí, dle standardů společnosti Bonatrans Group a.s. se sídlem v městě Bohumín, jež je i zadavatelem této diplomové práce.

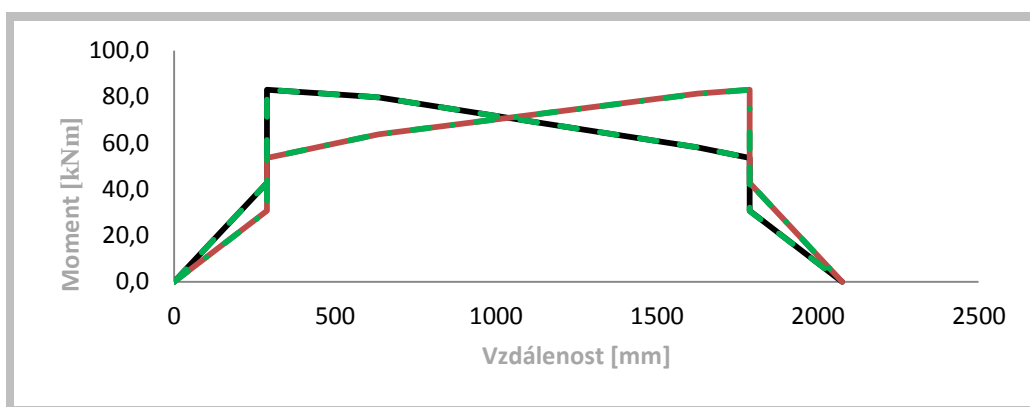
Další části této práce bylo zpracování analytického řešiče, který bude sloužit pro potřeby konstrukčního oddělení výše zmíněné firmy, ke zhotovování pevnostních analýz různých konstrukčních řešení náprav dvojkolí pomocí, kterého budou návrhy náprav verifikovány. Pro tento účel byl vytvořen analytický řešič v prostředí MS Excel s podporou Visual Basic tak, aby byl snadno ovladatelný i ostatními pracovníky konstrukčního oddělení a také, aby takto vytvářené pevnostní analýzy byly ve formě vhodné ke schvalovacímu řízení příslušných drážních úřadů, jak v české, tak anglické jazykové mutaci, kterou uživatel nastaví za pomoci tlačítka se seznamem. Jednoduchost ovládání tohoto řešiče spočívá v ovládacím prvku, který využívá globálních proměnných k nastavení výpočtu, jež je v souladu s výše uvedenými výpočtovými normami náprav dvojkolí, tato tabulka (Obr. 45) pro nastavení výpočtu rozlišuje základní parametry ovlivňující průběh výpočtu (kapitola 3), rovněž uživatel může pomocí identifikátorů měnit lokální nastavení jednotlivých jízdních režimů, to rozšiřuje jeho oblast (Obr. 44) využitelnosti nejen pro výpočet, který je proveden ve výpočtové zprávě č. 23 – 1136 (součást přílohy). Uživatel vyplňuje pouze hmotnostní, geometrické parametry dvojkolí dále musí definovat kritická místa nápravy a jejich charakteristiky a nakonec hodnotu brzdné síly nebo hodnotu momentu pohonu, zbylé části pevnostní analýzy zpracovává tento řešič sám.

Takto vytvořený řešič byl použit pro zhotovení pevnostní analýzy výše zmiňovaného návrhu hnací nápravy a zároveň tím byla ověřena jeho funkčnost. Na nápravě bylo vybráno 30 míst – kritických průřezů (výpočtová zpráva č. 23 – 1136), které jsou v místech přechodů mezi jednotlivými částmi nápravy nebo v místech lisovaného spoje. Náprava byla pevnostně analyzována celkem v pěti jízdních režimech: záchranná brzda, rozjezd, zkratový moment, motorová brzda a dlouhodobý rozjezd, vypočtené hodnoty napětí v jednotlivých průřezech byly porovnány s hodnotami mezi únavy jednotlivých částí nápravy s výjimkou jízdního režimu „rozjezd“, kde je vypočtené napětí porovnáváno s mezí kluzu. Z takto provedené analýzy byl stanoven součinitel bezpečnosti v jednotlivých definovaných průřezech nápravy se závěrem, že všechny průřezy tohoto konstrukčního řešení hnací nápravy dvojkolí splňují podmínku $\sigma < \sigma_{\max}$ i pro případ, kdy je průměr sedla kola po rozlisování kol zmenšen o 5mm.

Pro ověření správnosti výpočtu jednotlivých sil a momentů byl v této práci jejich výpočet proveden nezávisle na výpočtech v analytickém řešiči, pro tento účel byly použity rovnice uvedené v kapitole 6.2. Hodnoty silových účinků od sil, které jsou vyvolané vypruženými hmotami, brzděním a pohonem, byly vypočteny v kapitole 6.2. Porovnání hodnot sil z kapitoly 6.2 s hodnotami ve výpočtové zprávě 23 –

1136 vyplývá, že jsou správné, tzn. analytický řešič počítá výše uvedené silové účinky správně.

Hodnoty jednotlivých momentů jsou rovněž vypočteny v kapitole 6.2, nezávisle na analytickém řešiči. Správnost řešiče lze znázornit na průběhu celkového redukovaného momentu M_R – „záchranná brzda“, kde je zelenou čárkovanou čarou (Graf 27) znázorněn průběh tohoto momentu, který byl vypočten v kapitole 6.2, černá a červená barva znázorňuje výpočet tohoto momentu v řešiči. Lze vidět, že se jednotlivé čáry překrývají, z toho plyne, že tento vytvořený řešič provádí pevnostní analýzy náprav dvojkolí správně. Případné odchylky ve výpočtu mohou nastat z důvodu zaokrouhlovací chyby.



Graf 27 Průběh celkového redukovaného momentu M_R – jízdní režim „Záchranná brzda“

8 8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Mayer, D, *Magnetická levitace a její využití*. ELEKTRO. 2003.
- [2] Autor neznámý. *Maglev*. Wikipedie. [Online] 2012. <http://en.wikipedia.org/wiki/Maglev>
- [3] Lata, M, *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2004. stránky 49-54. ISBN 80-7194-6 55-769-04.
- [4] Inventors. *About*. [Online 2012] <http://inventors.about.com/library/inventors/blrailroad8.htm>.
- [5] Kuře, G, Defosse, M, *High speed in railways*. Technology. 2008.
- [6] Roylance, D. *Fatigue*. Department of Material Science and Engineering. Cambridge. 2001.
- [7] Zima, R. Janoš, P. *Dvojkolí*. Bohumín : Bonatrans Group a.s., 2012. stránky 6-7.
- [8] Dostál, J ,Heller, P. *Kolejová vozidla I*. Plzeň : Západočeská Univerzita, 2007. stránky 8-9. ISBN 978-807043-520-5.
- [9] Zima, R. Janoš, P. *Dvojkolí*. Bohumín : Bonatrans Group a.s., 2012, 2, str. 43.
- [10] Zima, R. Janoš, Petr. *Dvojkolí*. Bohumín : Bonatrans Group a.s., 2012, 9, stránky 166-177.
- [11] Dostál, J, Heller, P. *Kolejová vozidla I*. Pzeň : Západočeská Univerzita, 2007, stránky 67-83.
- [12] Zima, R, Janoš, P, *Dvojkolí*. Bohumín : Bonatrans Group a.s., 2012, stránky 14-83.
- [13] Zima, R, Janoš, P, *Dvojkolí*. Bohumín : Bonatrans Group a.s., 2012, 10, stránky 179-213.
- [14] Zima, R, Janoš, P., *Dvojkolí*. Bohumín : Bonatrans Group a.s., 2012, stránky 149-162.
- [15] Railway technical handbook. SKF Group, 2011. ISBN 978-91-978966-1-0/ PUB 42/97 10987/1 EN.
- [16] Dostál, J, Heller, P. *Kolejová vozidla I*. Plzeň : Západočeská Univerzita, 2007. stránky 67-72. ISBN 978-80-7043-520-5.
- [17] Zima, R, janoš P. *Dvojkolí*. Bohumín : Bonatrans Group a.s., 2012, stránky 97-111.
- [18] Lata, M. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2004, stránky 165-175.
- [19] Databáze BTG.
- [20] *Wikipedia*. [Online] 2011. <http://cs.wikipedia.org/wiki/Maglev>.
- [21] wöhler zkouseni. [Online] http://en.wikipedia.org/wiki/File:Tender_fatigued_axle.JPG.
- [22] ONDRÁČEK, E, VRBKA, J, JANÍČEK, P, BURŠA, J. *MECHANIKA TĚLES – PRUŽNOST A PEVNOST II*. CERM, 2006. 262 s. ISBN 80 – 80 – 214 – 3260 – 8.
- [23] SHINGLEY, J. E, MISCHKE, Ch. R, BUDYNAS, R. G. *KONSTRUOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ*. VUTIU, 2008. 1300 s. ISBN 978 – 80 – 214 – 2629 – 0.

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN**9****Seznam zkratek:**

CBU	Tapered Bering Unit
TBU	Cylindrical Bearing Unit
MKP	Metoda konečných prvků

Seznam veličin:

Ae	[mm]	vnější efektivní převis
Bmax	[mm]	vnější maximální převis
Bmin	[mm]	vnější minimální převis
b	[mm]	vzdálenost mezi osou symetrie nápravy a osy čepu ložiska
Be	[mm]	vnitřní převis
Bmax	[mm]	vnější maximální převis
Bmin	[mm]	vnější minimální převis
d	[mm]	jmenovitý průměr nápravy
D	[mm]	jmenovitý průměr náboje kola
Da	[mm]	jmenovitý průměr kola
d'	[mm]	jmenovitý průměr díry vývrtu nápravy
F _b	[N]	brzdná síla
F _{bk}	[N]	brzdná síla dvojkolí mezi kolem a koleji
F _f	[N]	maximální přitlačná síla na jeden brzdný kotouč
F _{ht}	[N]	hnací síla dvojkolí mezi koly dvojkolí a koleji
F _i	[N]	obecná doplňující síla od hmotnosti
F _{i1}	[N]	doplňující síla od hmotnosti ozubeného kola
F _{i2}	[N]	doplňující síla od hmotnosti pohonu působící v místě prvního ložiska pohonu
F _{i3}	[N]	doplňující síla od hmotnosti pohonu působící na nápravu v místě druhého ložiska pohonu
F _r	[N]	radiální složka síly působící na ozubené kolo nalisované
F _t	[N]	hnací tečná složka síly působící na ozubené kolo nalisované
F _{xv}	[N]	síla působící na závěsku pohonu
F _{xv1}	[N]	síla působící na první ložisko převodovky
F _{xv2}	[N]	síla působící na druhé ložisko převodovky
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
h	[mm]	výška těžiště vozidla
H	[N]	příčná síla jako rozdíl Y ₁ a Y ₂
h ₁	[mm]	výška těžiště hmot nesených dvojkolím nad osou nápravy
i	[—]	celkový převodový poměr tlakového pohonu
K0	[—]	součinitel koncentrace napětí válcové plochy
K1	[—]	součinitel koncentrace napětí, kdy čela nábojů v místě sousedících sedel se nedotýkají
K2	[—]	součinitel koncentrace napětí, kdy čela nábojů v místě sousedících sedel se dotýkají
La	[mm]	rozkolí
M	[Nm]	hnací moment

m	[kg]	je hmotnost působící na kolejnice
M_h	[Nm]	hnací moment dvojkolí mezi koly dvojkolí a kolejem
m_h	[kg]	hmotnost ozubeného kola nalisovaného na nápravu
m_{sl1}	[kg]	neodpružená hmotnost převodovky
m_{sl2}	[kg]	neodpružená hmotnost převodovky.
M_x	[Nm]	ohybový moment od zatížení silami od vypružených hmot
M_R	[Nm]	celkový redukovaný moment
M_{RL}	[Nm]	celkový redukovaný moment pro přetížený levý čep nápravy
M_{RP}	[Nm]	celkový redukovaný moment pro přetížený pravý čep nápravy
m_2	[kg]	hmotnost dvojkolí
m_1	[kg]	hmotnost působící na čepy nápravových ložisek
M'_x	[Nm]	ohybový moment vzniklý brzděním
M'_y	[Nm]	krouticí moment vzniklý brzděním
M'_z	[Nm]	ohybový moment vzniklý brzděním
M''_x	[Nm]	ohybový moment od zatížení pohonem
M''_y	[Nm]	krouticí moment od zatížení pohonem
M''_z	[Nm]	ohybový moment od zatížení pohonem
P	[N]	polovina svislé síly působící na dvojkolí
P_1	[N]	svislá síla na přetíženém 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
Q_1	[N]	svislé reakce na kolo umístěné na straně přetíženého ložiskového čepu nápravy
Q_{1r}	[N]	svislé reakce na kolo umístěné na straně přetíženého ložiskového čepu nápravy
Q_2	[N]	svislé reakce na kolo umístěné na straně odlehčeného ložiskového čepu
Q_{2r}	[N]	svislé reakce na kolo umístěné na straně odlehčeného ložiskového čepu
r	mm	rádius
R	[mm]	poloměr kola
R_b	[mm]	brzdový rádius
R_h	[mm]	hnací rádius
R_{hl1}	[N]	reakční síla působící na první ložisko převodovky
R_{hl2}	[N]	reakční síla působící na druhé ložisko převodovky
R_{xv1}	[N]	síla působící na levý čep nápravy
R_{xv2}	[N]	síla působící na pravý čep nápravy
R_{vl1}	[N]	reakční síla působící na první ložisko převodovky
R_{vl2}	[N]	reakční síla působící na druhé ložisko převodovky
S	[–]	součinitel bezpečnosti, poměr maximálního dovoleného a vypočteného napětí
t	[°C]	teplota
x_t	[mm]	podélná vzdálenost mezi osou čepu závěsné tyče převodovky a osou nápravy
y_i	[mm]	vzdálenost brzdového kotouče, pro případ, kdy je nalisován na náboj kola
y_{l1}	[mm]	střed prvního ložiska pohonu

y_{l2}	[mm]	střed druhého ložiska pohonu
y_{mh}	[mm]	střed ozubeného kola
y_t	[mm]	vzdálenost mezi osou čepu závěsné tyče převodovky a osou nápravy
Y_1	[N]	vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v přetíženém styku kolo/ kolejnice
Y_2	[N]	vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice v odlehčeném styku kolo/ kolejnice
$2s$	[mm]	vzdálenost styčných kružnic kol
α	[°]	úhel záběru ozubeného převodu s čelním ozubením
Γ	[–]	součinitel tření
σ	[MPa]	výsledné napětí nápravy dvojkolí pro oblasti 1÷3
σ_C	[MPa]	mez únavy
$\sigma_{\max}$	[MPa]	maximální dovolené platné napětí na povrchu nápravy dvojkolí pro oblasti 1÷3
σ'	[MPa]	výsledné napětí nápravy dvojkolí na povrchu vývrtu
$\sigma'_{\max}$	[MPa]	maximální dovolené napětí dvojkolí na povrchu vývrtu

10. SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK

Obr. 1 Sestava hnacího železničního dvojkolí [3].	15
Obr. 2 Lisování kol na nápravu. Zleva lis s lisovací silou až 1,8 MN, napravo s lisovací silou až 5 MN [10].	16
Obr. 3 Únavový lom na sedle nápravy [11]	16
Obr. 4 Model hnací nápravy pro tlapový motor.	17
Obr. 5 Model hnací nápravy s vrtáním v ose.	19
Obr. 6 Vlevo: ohřátý předvalek, Vpravo: kování [14].	20
Obr. 7 Vlevo: pohled na obrábění nápravy, Vpravo: detail obrábění [14].	20
Obr. 8 Vlevo: Dvojité uspořádaná jednořadá válečková ložiska na nápravě, Vpravo: Detail nápravového válečkového ložiska [15].	21
Obr. 9 Dvouřadá kuželíkové ložisko na nápravě, Vpravo: Detail dvouřadého kuželíkového ložiska [15].	21
Obr. 10 Monoblokové kolo[12].	24
Obr. 11 Model celistvých kol, vlevo s přímou deskou a brzdým kotoučem v kole, vpravo s prohýbanou deskou [12]	25
Obr. 12 Model pryží odpruženého kola Bonatrans, vlevo segmenty v radiálním směru, vpravo v axiálním. 1. Kotouč kola, 2. Obruč, 3. Pryžový segment, 4. Přítlačný kroužek, 5. Pojistný kroužek, 6. Tlumič hluku, 7. Zemnicí můstek [17]	26
Obr. 13 Postup tváření železničních kol [14].	26
Obr. 14 Vlevo oboustranné uspořádání špalíkové brzdy, Vpravo: jednostranné uspořádání. [19]	27
Obr. 15 Dvojkolí se dvěma brzdovými kotouči na nápravě. [19]	28
Obr. 16 Převodovka kuželovými koly [12]	29
Obr. 17 Tlapový motor [12]	30
Obr. 18 Plně odpružený motor [12]	30
Obr. 19 Síly působící na nápravy od vypružených hmot.	31
Obr. 20 Schéma znázorňující možné parametry, které zásadním způsobem ovlivňují pevnostní analýzu náprav dvojkolí.	33
Obr. 21 Rozměrové schéma dvojkolí.	36
Obr. 22 Detail čepu nápravy.	37
Obr. 23 Detail přechodu mezi čepem a sedlem těsnícího kroužku.	37
Obr. 24 Schéma pro určení rozměrů vybrání.	38
Obr. 25 Detail přechodu mezi čepem a sedlem těsnícího kroužku.	38
Obr. 26 Sedlo kola.	39
Obr. 27 Sedlo ozubeného kola navržené zákazníkem.	40
Obrázek 28 Výsledné sedlo ozubeného kola.	40
Obr. 29 Detailní znázornění sedla tlapového ložiska.	41

Obr. 30 Detail osazení se zápichem v místě tlapového ložiska.	41
Obr. 31 Přejít mezi sedlem tlapového ložiska a kola.	41
Obr. 32 Rozměrové schéma pro výpočet efektivních převisů A_e a B_e .	42
Obr. 33 Náboj kola.	44
Obr. 34 Brattův otvor.	45
Obr. 35 Detail konce vývrtu v náboji kola.	45
Obr. 36 Deska kola s věncem.	46
Obr. 37 Drážka sjetí.	47
Obr. 38 Detail jízdního profilu a okolku.	47
Obr. 39 Síly od vypružených hmot zatěžující nápravu s přitížením levého čepu nápravy.	48
Obr. 40 Síly od vypružených hmot zatěžující nápravu	51
Obr. 41 Síly od brzdění kotoučovou brzdou v kole.	53
Obr. 42 Zatížení nápravy silami od pohonu – tlapový motor.	56
Obr. 43 Znázornění hranic intervalů zatížení nápravy.	58
Obr. 44 Znázornění oblasti, pro které je analytický řešič navržen.	66
Obr. 45 Tabulka pro nastavení výpočtu.	67
Obr. 46 Výběr konstrukčního materiálu v řešiči.	68
Obr. 47 Vlevo sedlo nesousedí s dalším sedlem – K1, vpravo dvě sousedící sedla – K2.	70
Obr. 48 Využití globálních proměnných pro nastavení výpočtu.	71
Obr. 49 Přiřazení hodnoty globální proměnné.	71
Graf 1 Průběh ohybových momentů od zatížení vypružených hmot, červeně – přitížený levý čep, černě – přitížený pravý čep.	52
Graf 2 Průběh momentu M_x , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.	58
Graf 3 Průběh momentu M'_x .	58
Graf 4 Průběh momentu M'_z .	59
Graf 5 Průběh momentu M'_y .	59
Graf 6 Výsledný moment M_R , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.	59
Graf 7 Průběh momentu M_x , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.	60
Graf 8 Průběh momentu M''_x .	60
Graf 9 Průběh momentu M''_z .	60
Graf 10 Průběh momentu M''_y .	60
Graf 11 Výsledný moment M_R , černě – přitížený levý čep nápravy, červeně – přitížený pravý čep nápravy.	61

Graf 12 Průběh momentu M_x , černě – přetížený levý čep nápravy, červeně – přetížený pravý čep nápravy.	61
Graf 13 Průběh momentu M''_x .	61
Graf 14 Průběh momentu M''_z .	61
Graf 15 Průběh momentu M''_y .	62
Graf 16 Výsledný moment M_R , černě – přetížený levý čep nápravy, červeně – přetížený pravý čep nápravy.	62
Graf 17 Průběh momentu M_x , černě – přetížený levý čep nápravy, červeně – přetížený pravý čep nápravy.	62
Graf 18 Průběh momentu M''_x .	62
Graf 19 Průběh momentu M''_z .	63
Graf 20 Průběh momentu M''_y .	63
Graf 21 Výsledný moment M_R , černě – přetížený levý čep nápravy, červeně – přetížený pravý čep nápravy.	63
Graf 22 Průběh momentu M_x , černě – přetížený levý čep nápravy, červeně – přetížený pravý čep nápravy.	64
Graf 23 Průběh momentu M''_x .	64
Graf 24 Průběh momentu M''_z .	64
Graf 25 Průběh momentu M''_y .	64
Graf 26 Výsledný moment M_R , černě – přetížený levý čep nápravy, červeně – přetížený pravý čep nápravy.	65
Graf 27 Průběh celkového redukovaného momentu M_R – jízdní režim „Záchranná brzda“	75
Tab. 1 Mechanické vlastnosti konstrukčních materiálů náprav.	17
Tab. 2 Meze únavy ocelí jednotlivých částí nevrtaných hnacích náprav v [MPa].	18
Tab. 3 Meze únavy ocelí jednotlivých částí vrtaných hnacích náprav v [MPa].	18
Tab. 4 Meze únavy ocelí jednotlivých částí nevrtaných běžných náprav v [MPa].	19
Tab. 5 Meze únavy ocelí jednotlivých částí vrtaných běžných náprav v [MPa].	19
Tab. 6 Číselné hodnoty rozměrů výše uvedeného rozměrového schéma.	36
Tab. 7 Číselné hodnoty jednotlivých rozměrů z výše uvedeného schéma a jejich rozměrové tolerance.	42
Tab. 8 Výsledné maximální a minimální hodnoty převisů.	43
Tab. 9 Hodnoty momentů v [Nmm] a sil v [N] pro jednotlivé jízdní režimy působící na nápravu od pohonu.	55
Tab. 10 Hodnoty výsledných momentů všech jízdních režimů.	65
Tab. 11 Tabulka pro definování kritických průřezů nápravy.	69

Tab. 12 Tabulka vyhodnocující momenty, napětí a bezpečnosti v jednotlivých průřezích. 73

11. SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Výkres dvojkolí	D – 16 – 3 - 00769
Výkres brzdného kotouče a kola	D – 16 – 3 - 00770
Výkres nápravy	D – 16 – 3 - 00772
Výkres kola	D – 16 – 3 - 00771

Výpočtová zpráva:

Výpočtová zpráva	23 – 1136
------------------	-----------