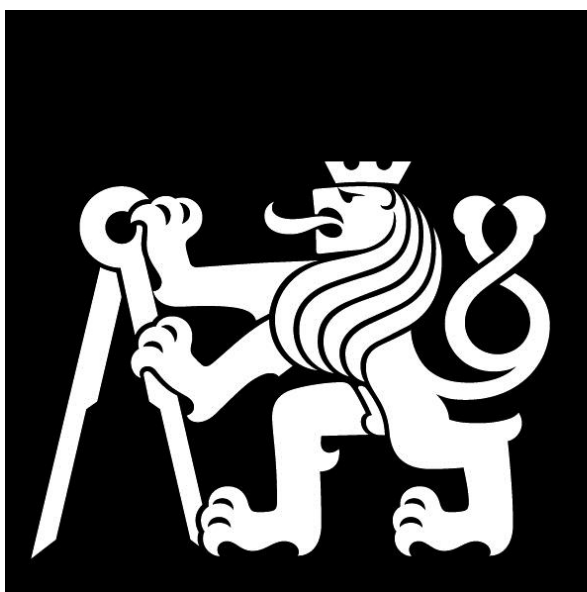


# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Náhrada brzdového kotouče průměru 590 mm za průměr 610 mm  
v podvozku GP 200 os. vozu

**Autor:**

**Michal Kasan**

**Vedoucí:**

**doc. Ing. Josef Kolář, CSc.**

**Rok:**

**2019**



## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kasan** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **465386**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Náhrada brzdového kotouče průměru 590 mm za průměr 610 mm v podvozku GP 200 os. vozu**

Název bakalářské práce anglicky:

**A substitute of the brake disc by diameter 590 mm behind the disc with diameter 610 mm in bogie GP 200 of a passenger rail wagon**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši koncepce řešení brzd osobního podvozku GP 200 a současný stav techniky.
2. Blokové schéma pneumatické a mechanické části brzdy osobního vozu pro rychlost do 200 km/h.
3. Rozbor silových účinků působících při brzdění koutoučovou brzdou na dvojkolí.
4. Výpočet lisovaného spoje náboje BK s nápravou a šroubového spoje BK s nábojem.
5. Průvodní technickou zprávou a sestavný výkres běžného dvojkolí osobního vozu s brzdovými kotouči.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II,

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II - pojezd

MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

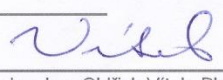
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Josef Kolář, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

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

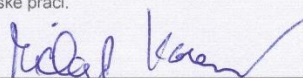
  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.4.2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## Anotační list

Jméno autora: Michal Kasan

Název BP: Náhrada brzdového kotouče průměru 590 mm za 610 mm v podvozku GP 200 os. vozu

Anglický název: A substitute of the brake disc by diameter 590 mm behind the disc with diameter 610 mm in bogie GP 200 of a passenger rail wagon

Rok: 2019

Studijní program: Teoretický základ strojího inženýrství

Obor studia: bez oboru

Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Vedoucí BP: doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Bibliografické údaje: počet stran: 63  
počet obrázků: 42  
počet tabulek: 15  
počet příloh: 1

Klíčová slova: podvozek GP 200, brzdový kotouč, lisovaný spoj, osobní vůz Bdpee<sup>231</sup>, brzdění, kotoučová brzda, šroubový spoj

Key words: bogie GP 200, brake disc, pressed joint, passenger rail wagon Bdpee<sup>231</sup>, braking, disc brake, bolted joint

## **Anotace**

Moje bakalářská práce se zabývá náhradou brzdového kotouče průměru 590 mm za kotouč průměru 610 mm. Na osobním voze Bdpee<sup>231</sup> se u stávajícího kotouče průměru 590 mm objevují nepřijatelné trhliny při řádově nižším nájezdu ve srovnání s podobným typem vozů.

Řešením je výměna stávajícího kotouče za nový o průměru 610 mm. Ve své práci počítám lisovaný spoj náboje brzdového kotouče s nápravou dvojkolí. Maximální povolená konstrukční rychlost je 160 km/h – od tohoto údaje se odvíjí následné výpočty silových účinků, ze kterých se stanoví brzdný krouticí moment, který musí nalisovaný spoj přenést.

Na závěr práce provádím kontrolu šroubového spoje věnce brzdového kotouče s nábojem, který je uskutečněn dvanácti šrouby M12.

## **Abstract**

My bachelor thesis deals with substitution of the brake disc diameter 590 mm by brake disc diameter 610. An inadmissible cracks were found on the current disc diameter 590 mm of passenger rail wagon Bdpee<sup>231</sup>, although the wagon has lower ridden mileage than similar carriages.

Suggested solution is replacing the current brake disc with new disc diameter 610 mm. Main point of my thesis is calculation of pressed joint. Highest allowed speed is 160 km/h – all force effects are calculated from this parameter, as well as braking torque.

In conclusion, I'm making control calculation for bolted joint, which consists of twelve bolts M12.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci Náhrada brzdového kotouče průměru 590 mm za 610 mm v podvozku GP 200 os. vozu vypracoval samostatně pod vedením pana doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a použil jsem pouze podklady uvedené v seznamu zdrojů.

V Praze dne 18.6.2019

.....

Michal Kasan

## **Poděkování**

Chci poděkovat vedoucímu mé práce, panu docentu Josefu Kolářovi, za nespočet rad a připomínek a také za trpělivost při našich konzultacích.

Nejvíce děkuji svým rodičům za podporu během studia.

# Obsah

1.	Seznam použitých jednotek a veličin .....	1
2.	Motivace.....	4
3.	Úvod .....	5
4.	Vlakové brzdy .....	6
4.1	Úkoly brzd.....	6
4.2	Rozdělení vlakových brzd .....	7
4.2.1	Špalíková brzda.....	8
4.2.2	Kotoučová brzda.....	9
4.2.3	Magnetická kolejnicová brzda.....	12
5.	Podvozek GP 200.....	14
5.1	Brzda podvozku GP 200 vozu Bdpee <sup>231</sup> .....	15
5.2	Brzdová soustava a výstroj .....	16
5.3	Pneumatická část vlakových brzd.....	17
5.3.1	Rozvaděče.....	19
5.3.2	Potrubí brzdy .....	22
5.3.3	Vzduchojemy .....	23
5.3.4	Záchranná brzda Dako PZ4 .....	23
5.3.5	Přídavný ventil Dako DSV .....	24
5.3.6	Elektronické protismykové zařízení Dako PE06 .....	25
5.3.7	Elektropneumatická brzda Dako EPB2 .....	26
5.4	Mechanická část vlakových brzd .....	28
5.4.1	Samostatná brzdová jednotka.....	28
5.4.2	Řešení brzdy s jedním brzdovým válcem na nápravu .....	30
6.	Výpočet brzdy.....	32
6.1	Kinetická energie vozu .....	32
6.2	Výpočet brzdné dráhy.....	33
6.3	Výpočet brzdné síly.....	35
6.4	Kontrola meze adheze .....	35
6.5	Výpočet sil působících na brzdový kotouč.....	36
6.6	Výpočet potřebného tlaku v brzdovém válci.....	40



6.7	Výpočet obrždění.....	42
7.	Výpočet lisovaného spoje brzdový kotouč – náprava.....	43
7.1	Výpočet minimálního potřebného tlaku v lisovaném spoji.....	43
7.2	Určení minimálního potřebného přesahu .....	44
7.2.1	Určení minimálního výrobního přesahu při lisování za studena.....	45
7.2.2	Určení minimálního výrobního přesahu při lisování za tepla .....	46
7.3	Maximální tlak v nalisovaném spoji.....	47
7.3.1	Nalisování za studena.....	47
7.3.2	Nalisování za tepla.....	48
7.4	Ztráta tlaku ve spoji vlivem odstředivých sil.....	48
8.	Výpočet šroubového spoje.....	51
8.1	Vnější silové zatížení spoje .....	51
8.2	Určení vlastností šroubu se závitem M12 .....	51
8.3	Výpočet spoje .....	53
8.4	Utahovací moment .....	54
8.5	Namáhání šroubu .....	54
9.	Závěr.....	56
10.	Seznam použitých zdrojů .....	59
11.	Seznam obrázků .....	62
12.	Seznam tabulek .....	63
13.	Seznam příloh.....	63

# 1. Seznam použitých jednotek a veličin

<u>Značka</u>	<u>Jednotka</u>	<u>Popis</u>
a	m	rameno pákového převodu
b	m	rameno pákového převodu
$\beta$	%	obrzdní
$\beta$	°	vrcholový úhel v osovému řezu
$\beta_N$	°	vrcholový úhel v normálovém řezu
$C_H$	-	geometrická konstanta pro hřídel
$C_N$	-	geometrická konstanta pro náboj
C	N/mm	konstanta tuhosti
$d_k$	m	průměr jízdni plochy kola
$d_v$	m	průměr válce
$\Delta d_{\min}$	$\mu\text{m}$	minimální potřebný přesah
$\Delta d_{\max}$	$\mu\text{m}$	maximální efektivní přesah
$D_N$	m	průměr náboje
$d_H$	m	průměr hřídele
$d_0$	m	průměr otvoru v hřídeli
$\Delta d_{w\min}$	$\mu\text{m}$	minimální výrobní přesah
$\Delta d_{w\max}$	$\mu\text{m}$	maximální výrobní přesah
$\delta_{\min}$	$\mu\text{m}$	minimální tabulkový přesah uložení
$\delta_{\max}$	$\mu\text{m}$	maximální tabulkový přesah uložení
d	mm	jmenovitý průměr závitu
$d_2$	mm	střední průměr závitu
$d_3$	mm	malý průměr závitu
$D_2$	m	průměr desek daný Roetscherovým rozdělení
$D_0$	m	průměr průchozí díry desek
$\Delta l_1$	mm	prodloužení šroubu
$\Delta l_2$	mm	prodloužení desek
$E_k$	J	kinetická energie pohybujícího se vozidla
$E_N$	MPa	modul pružnosti v tahu pro náboj
$E_H$	MPa	modul pružnosti v tahu pro hřídel
ei	$\mu\text{m}$	dolní mezní úchylka hřídele
es	$\mu\text{m}$	horní mezní úchylka hřídele
Ei	$\mu\text{m}$	dolní mezní úchylka náboje
ES	$\mu\text{m}$	horní mezní úchylka náboje
E	MPa	modul pružnosti v tahu
$F_B$	N	celková brzdná síla
$F_{Bdv}$	N	brzdná síla na dvojkolí
$F_{B1}$	N	brzdná síla na kotouči
$F_T$	N	tečná síla v nalisovaném spoji
$F_N$	N	normálová síla v nalisovaném spoji
$F_v$	N	celková síla ve válci
$F_v^*$	N	celková síla ve válci bez zahrnutí účinnosti

$F_{v1}^*$	N	celková síla ve válci bez zahrnutí účinnosti a síly vratné pružiny
$F_0$	N	odstředivá síla rotujícího kotouče
$F_{T\zeta}$	N	tečná síla na poloměru šroubového pole
$F$	N	normálová síla působící na šroub
$f$	-	součinitel tření
$f_M$	-	součinitel tření pod maticí
$\varphi'$	°	třecí úhel
$G_v$	N	tíha vozidla
$\gamma$	°	úhel stoupání
$i=a/b$	-	převod pákového mechanismu
$i$	-	počet chodů závitu
$i_\zeta$	-	počet šroubů
$J$	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$	moment setrvačnosti dvojkolí
$k$	-	součinitel bezpečnosti
$l$	m	zábrzdná dráha
$l_1$	m	dráha poloviny plnicí doby
$l_B$	m	skutečná brzdná dráha
$L_L$	m	délka lisovaného spoje
$l_n$	m	délka
$\lambda$	%	brzdící procenta
$m_v$	kg	hmotnost prázdného vozu
$m_{u\zeta}$	kg	užitečná hmotnost
$M_k$	$\text{N}\cdot\text{m}$	brzdný kroučící moment
$M_Z$	$\text{N}\cdot\text{m}$	moment závitu
$M_{kk}$	$\text{N}\cdot\text{m}$	moment na klíči
$M_{tM}$	$\text{N}\cdot\text{m}$	třecí moment pod maticí
$\mu$	-	součinitel adheze
$\mu_N$	-	Poissonovo číslo pro náboj
$\mu_H$	-	Poissonovo číslo pro hřídel
$\eta$	%	účinnost brzdové jednotky
$\omega$	rad/s	úhlová rychlost dvojkolí
$P$	N	celková přitlačná síla na kotouč
$P_1$	N	přitlačná síla jednou čelistí
$P_C$	N	celková přitlačná síla čelistí na celém vagonu
$p_v$	MPa	tlak ve válci
$p_{\min}$	MPa	minimální potřebný tlak ve spoji
$p_{\max}$	MPa	maximální tlak vzniklý nalisováním
$p_0$	MPa	tlak vzniklý odstředivou silou
$P$	mm	rozteč závitu
$Q_0$	N	montážní předpětí
$Q_1$	N	celková tahová síla
$q$	-	součinitel předpětí
$r_{stř}$	m	střední poloměr účinné brzdné plochy
$r_{\min}$	m	malý poloměr účinné brzdné plochy
$r_{\max}$	m	velký poloměr účinné brzdné plochy

$r_H$	m	poloměr hřídele
$r_{kš}$	m	poloměr šroubového pole
$Ra^H$	$\mu\text{m}$	střední aritmetická úchylka profilu náboje
$Ra^N$	$\mu\text{m}$	střední aritmetická úchylka profilu hřídele
S	N	vratná síla pružiny
$S_v$	$\text{m}^2$	plocha pístu válce
S	$\text{m}^2$	plocha nalisování
S	$\text{m}^2$	průřez
$\sigma_{pt}$	MPa	mez pevnosti
$\sigma_{kt}$	MPa	mez kluzu
$\sigma_{Q1}$	MPa	tahové napětí od síly $Q_1$
$\sigma_{red}$	MPa	redukované napětí
$\tau$	MPa	smykové napětí
v	km/h	provozní rychlost
w	$\mu\text{m}$	přesah stržený nalisováním za studena
$W_{k3}$	$\text{mm}^3$	průřezový modul v krutu

## 2. Motivace

Tato bakalářská práce vznikla na základě vstupních hodnot od firmy Pars nova a.s. ze Šumperka, která se zabývala rekonstrukcí osobních vozů Bdp<sup>231</sup> pro České dráhy. Zrekonstruováno bylo celkem 62 vozů. Součástí rekonstrukce bylo vybavení vozů kotoučovými brzdami průměru 590 mm. Při pravidelných kontrolách se po několika letech provozu objevily na kotoučích nepřípustné trhliny při řádově nižším nájezdu ve srovnání s podobným typem vozů. Z tohoto důvodu se uvažuje o přechodu na vyšší průměr brzdových kotoučů o průměru 610 mm. Vzhledem k tomu, že neznám podrobnější příčiny vzniku trhlin na kotouči a z bakalářského studia nemám potřebné oborové znalosti, je hlavním cílem této práce výpočet nalisování nového kotouče na stávající nápravu vozu Bdp<sup>231</sup> a kontrola šroubového spoje.

Vstupní hodnoty do výpočtové části jsem měl k dispozici od mého vedoucího a firmy Pars nova a.s. Veškeré výpočty jsem konzultoval pouze s mým vedoucím.

### 3. Úvod

Vlakové brzdy prošly ve své historii značným vývojem. V počátcích v době parních strojů, byly brzdy mechanické, nebo se využívalo zpětného pohonu parního motoru. S rostoucí hmotností a rozměry vlaků se ve vlcích objevilo stanoviště pro brzdaře. Ten ovládal dřevěné brzdové špalíky, které dosedly na jízdní plochu kol a brzdily celý vlak. Objevilo se i řešení s brzdovými budkami, kdy na každém vagonu byl brzdař, který ovládal brzdy konkrétního vagonu. Toto řešení nebylo moc dobré, protože se nedaly brzdné síly nijak kontrolovat a každý vagon brzdil jinak. Proto teoreticky při každém zpomalení hrozilo přetržení vlaku.

Pro moderní brzdy proto byl nutný vývoj brzd, které budou brzdit v každém místě stejně a budou ovládané jedním člověkem. Takto vznikly brzdy, jak je známe dnes. V modernizované podobě se používají u vlaků s nižší provozní rychlostí brzdy špalíkové. Nejpoužívanější jsou brzdy kotoučové, které mají širokou variabilitu použití - jeden nebo více brzdových kotoučů na nápravu, konstrukce kotouče z hlediska odvodu tepla (bez a s žebrováním), umístění na podvozku, využití magnetické kolejnicové brzdy jako doplňkové brzdy pro rychlosti vyšší než 160 kilometrů za hodinu (dle předpisu V15/1 Českých drah) – tyto možnosti dávají solidní rozsah využití ve vlcích všech druhů a různých rychlostí. [4] [10]

## 4. Vlakové brzdy

Z hlediska bezpečnosti jsou brzdy jednou z nejdůležitějších částí kolejových vozidel. Z tohoto důvodu jsou, co se týče konstrukce a funkčnosti, podrobeny přísnému doзору a musí splňovat řadu předpisů (o některých se ještě ve své práci zmíním). Nejjednodušší by bylo, aby byly brzdy co nejvíce konstrukčně sjednocené u všech typů vozidel, ale není tomu tak. U vlaků se fungování i konstrukce brzd liší například od automobilů – je to dáno tím, že vlaky jsou mnohem těžší a kolejový provoz se od silničního provozu značně liší (už jen z hlediska tření mezi kolem a jízdním povrchem). Nejpoužívanější jsou brzdy pneumatické třecí, u hnacích vozidel se používají i brzdy dynamické. [1]

### 4.1 Úkoly brzd

Brzdy jako takové slouží k zastavení vlaku nebo k regulaci rychlosti během jízdy. Takové brzdě se říká provozní. V případě jejího selhání je použita nouzová brzda. Po zastavení vlaku je potřeba vozidlo zajistit proti nechtěnému pohybu soupravy – brzda, která slouží k tomuto účelu, se nazývá parkovací, nebo také zajišťovací. Pro svoji důležitost jsou pro fungování a kontrolování funkčnosti brzd vydány příslušnými úřady předpisy. V České republice je to Předpis pro provoz a obsluhu brzdových zařízení železničních kolejových vozidel (ČD V15/1). Hlavní požadavek se klade na zábrzdnu dráhu vozidla, což je vzdálenost, kterou vlak ujede od začátku brzdění do úplného zastavení. Důležité pro provoz je také nepřekračovat provozní teplotu brzd a jejich tepelnou kapacitu, jinak hrozí ztráta brzdné síly, což by vedlo ke snížení brzdného účinku. Zároveň jsou na brzdu kladeny požadavky z hlediska přenosu síly k vyvození přitlaku, zachycení přitlaku brzdových elementů a zachycení tečné reakce síly.

[1] [2] [8] [16]

## 4.2 Rozdělení vlakových brzd

Jako základní rozdělení vlakových brzd se uvádí rozdělení podle přenosu brzdné síly z vozidla na dráhu. Tyto přenosy jsou dva, adhezní a neadhezní. V případě adhezních brzd dochází k využití styku kola s kolejnicí. Účinnost brzdění je pak přímo závislá na schopnosti přenosu tečné síly (= adhezní síly). Typickým příkladem těchto brzd jsou brzdy špalíkové, jinak nazývané zdržové, dalším typem jsou právě brzdy kotoučové.

U neadhezních brzd není brzdná síla závislá na kvalitě styku mezi kolem a kolejnicí (brzdná síla není přenášena jejich kontaktem). Zástupcem této skupiny je třecí kolejnicová brzda. Neadhezní brzdy se používají jako doplňkové brzdy k brzdám adhezním – více informací uvádím v kapitole 4.2.3.

Dalším hlediskem, podle kterého lze brzdy rozdělit, je dělení podle způsobu vyvození brzdné síly. U kolejových vozidel se používají hlavně tyto typy – pneumatická tlaková, hydraulická a elektromagnetická. U kotoučových brzd je brzdná síla vyvozována pneumaticky. Elektromagnetický princip se používá u třecí kolejnicové brzdy.

Přenos síly	Adhezní	Třecí - špalíková, kotoučová
		Dynamické – elektrodynamická, hydrodynamický retardér
	Neadhezní	Třecí kolejnicová
		Vířivá kolejnicová
Vyvození síly	Pneumatická tlaková	
	Hydraulická	
	Elektromagnetická	

**Tabulka 1 Rozdělení vlakových brzd z hlediska přenosu a vyvození síly**

Ve své práci se zabývám brzdou osobního vozu, konkrétně podvozku GP 200 železničního vozu Bdpee<sup>231</sup>. Proto se dále zmíním pouze o principech brzd špalíkových, kotoučových a magnetických kolejnicových. [1] [2]

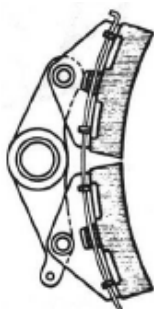


## 4.2.1 Špalíková brzda

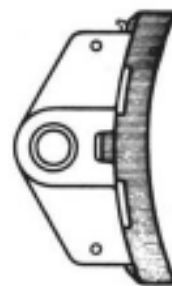
Špalíkové brzdy jsou jedním z nejstarších druhů vlakových brzd. V počátcích se používaly špalíky dřevěné, od kterých se přešlo k litinovým, které s v určitých modifikacích (například obohacení o fosfor za účelem zvýšení součinitele tření a životnosti) používají i dnes. V současnosti se používá i kompozitních špalíků na bázi pryskyřice a grafitů.

U špalíkové brzdy je kinetická energie mařena třením brzdových špalíku o jízdní plochy kol. Na tento jev se dá koukat pozitivně i negativně. Pozitivní je čištění jízdní plochy kola třením o špalíky. Nevýhodou ovšem je, že dochází k uvolňování materiálu do okolí a tedy ke znečišťování prostředí. Negativem je také vyšší hluk, který špalíkové brzdy produkují. Snížení hlučnosti je možné dosáhnout použitím kompozitních špalíků. V důsledku tření dochází také ke zvýšenému teplotnímu namáhání kol – pro špalíkové brzdy je vyžadována častá kontrola a údržba, zejména pro ty kompozitní, které mají nízkou teplotní vodivost. Dalším nepříjemným jevem je snižování součinitele tření u litinových (fosforem legovaných) kol, důsledkem čehož dochází ke snižování brzdné síly a brzdného výkonu při vyšších rychlostech. Z těchto důvodů je možné špalíkové brzdy používat pouze do maximální rychlosti 120 km/h. Jejich výhodou je snadná konstrukce a snadná kontrola jejich funkčnosti a opotřebení.

Z konstrukčního hlediska se používají špalíky jednoduché nebo dvojčité.



Obrázek 1 Dvojčítý brzdový špalík [1]



Obrázek 2 Jednoduchý brzdový špalík [1]

Na podvozek se montují oboustranně v páru proti sobě na každé kolo anebo pouze jeden špalík na kolo. [1] [2] [4] [16] [17]



Obrázek 3 Oboustranná špalíková brzda [2]

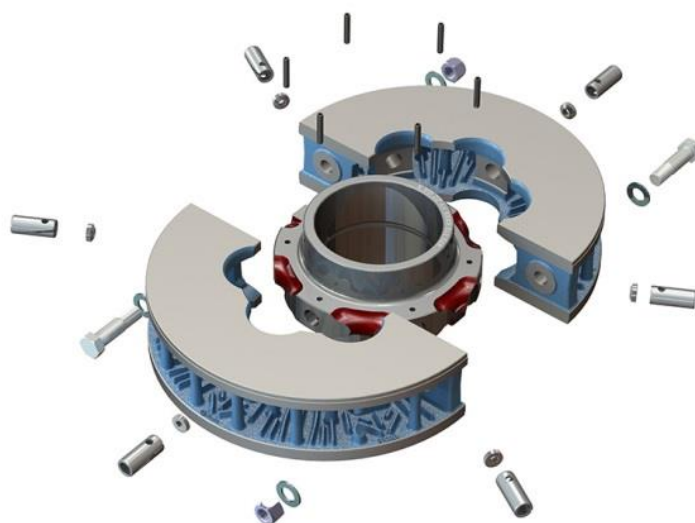
#### 4.2.2 Kotoučová brzda

Kotoučová brzda je asi nejpoužívanějším typem brzdy v rámci všech vozidel, nejen kolejových. Základem kotoučové brzdy je samotný kotouč, na který jsou brzdovými čelistmi přitlačovány brzdové destičky. Kotouče jsou nejčastěji litinové a pro lepší chlazení jsou opatřeny žebry. Nejčastěji se používají kotouče o průměru 590 mm nebo 610 mm. Šířka

kotouče bývá 110 mm. Náboj brzdového kotouče je nalisován na sedlo nápravy o průměru až 200 mm. Spojení náboje s věncem brzdového kotouče je realizováno pomocí šroubů, nebo pomocí čepů.

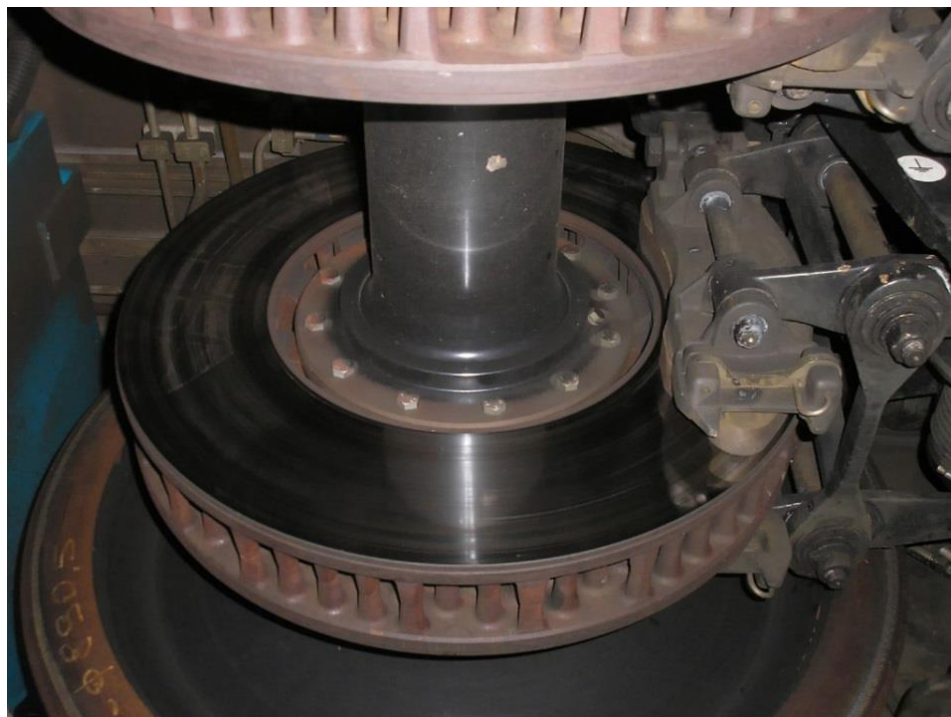


Obrázek 4 Brzdový kotouč [4]



**Obrázek 5 Brzdový kotouč Koveis – spojení náboje s věncem BK pomocí čepů [21]**

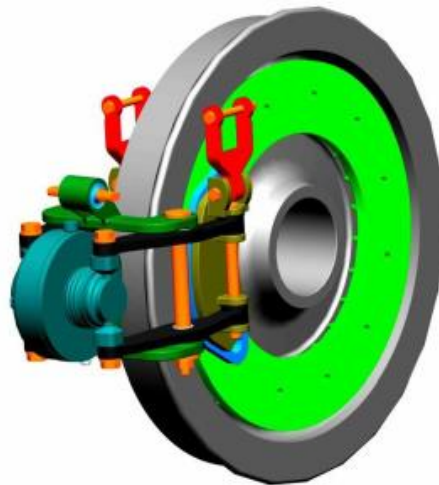
Oproti špalíkovým brzdám mají kotouče výhodu v lepším chlazení a tedy že nedochází k nadměrnému zahřívání kol. Zároveň je brzdný výkon vyšší. Hlučnost je zase naopak nižší. Kotoučová brzda je vhodná tam, kde je potřeba intenzivnější brzdění nebo při vyšších rychlostech. Je to způsobeno tím, že kotoučová brzda si udržuje téměř konstantní hodnotu součinitele tření při vyšší rychlosti i při vyšších teplotách.



**Obrázek 6 Detail spojení věnce BK s nábojem pomocí šroubů [11]**

Nepříjemností je, že vizuální kontrolou lze velmi obtížně odhalit opotřebení, což vede k tomu, že kotoučové brzdy musí být často kontrolovány v servisech. Mezi další nevýhody patří nemožnost čistit jízdní plochu kol tak jako špalíkovými brzdami, což vede ke zhoršení součinitele tření. To se dá řešit použitím jak špalíkové, tak kotoučové brzdy. V tomto případě přebírá špalíková brzda přibližně 30% brzdného výkonu a zároveň špalíky čistí jízdní plochu kola.

Konstrukčně je možno brzdu nalisovat přímo na nápravu. V tomto případě jsou na hřídeli sedla, na která se kotouče lisují. Nejčastěji se lisuje 1 až 4 kusy brzdových kotoučů na nápravu. Jiným řešením je upevnění brzdového kotouče přímo na disk kola dvojkolím, viz obrázek 7. [1] [4] [16] [17]



Obrázek 7 Brzdový kotouč upevněný do kola [1]

### 4.2.3 Magnetická kolejnicová brzda

Jedná se o brzdou neadhezní. Může se používat pouze jako doplňková brzda k brzdám adhezním. U kolejových vozidel s vyšší konstrukční rychlostí než 160 km/h je tato brzda vyžadována předpisy.

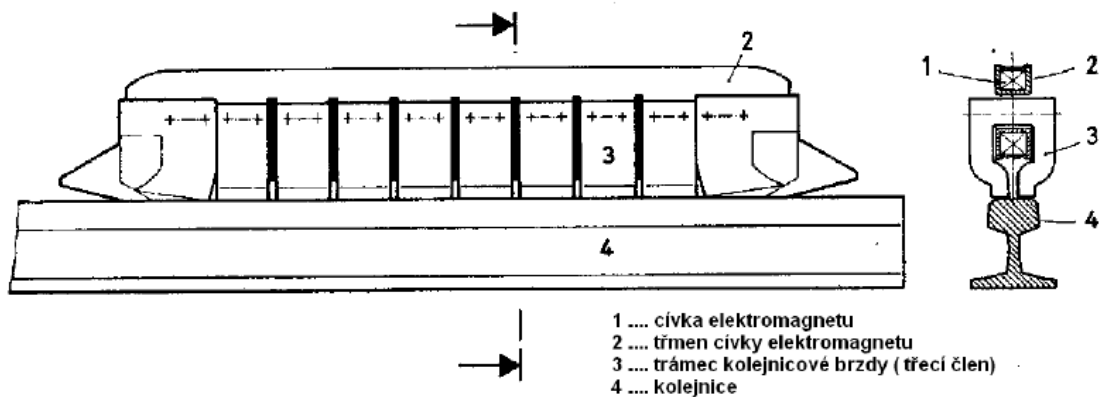


Obrázek 8 Kolejnicová brzda [4]

Části označené čísly **1**, **2** a **4** označují jednotlivé části trámce. Trámce jsou u brzdy dva, vzájemně spojeny dvěma rozchodnicemi **5**. Brzda je jako celek zavěšena mezi nápravami podvozku na jeho rámu. Číslo **6** označuje válec se zvedacími pružinami, které jsou v klidové poloze udržovány přibližně 100 mm nad kolejnicemi.

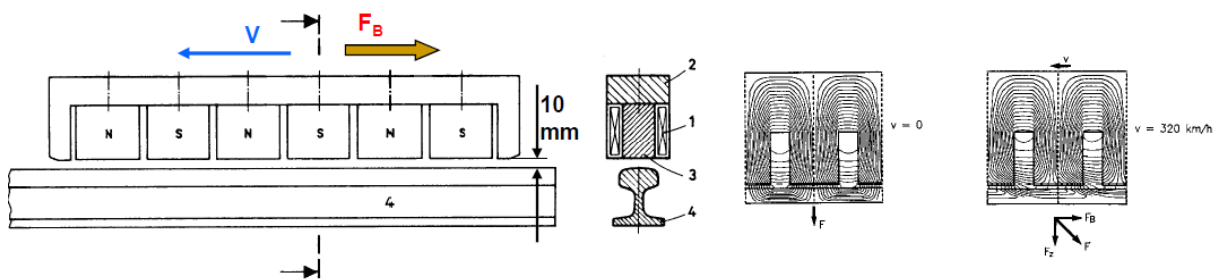
U třecích brzd je brzdící síla magnetické kolejnicové brzdy vyvozována třením brzdových trámců o kolejnice. Brzdové trámce jsou ke kolejnicím přitahovány magnetickým polem, které vyvolávají elektromagnety uvnitř trámců. Elektromagnety jsou napájeny z vozové baterie. Brzdná síla je konstantní a její velikost závisí na velikosti přitlačné síly trámce ke kolejnici. Jeden magnet dokáže vytvořit přitlačnou sílu až 70 kN. V klidové poloze je trámec držen pomocí síly zvedacích pružin. Při aktivaci brzdy je nutné tuto sílu překonat, k čemuž slouží stlačený vzduch ve zvedacích válcích (poznámka **6** na obrázku 8).

Třecí kolejnicovou brzdou lze nalézt ve výzbroji osobních vlaků pro nižší rychlosti, ale především se používá u tramvajových vozidel. U nich však je zavěšena přímo na ložiskové domky a nejsou použity pneumatické zvedací válce.



Obrázek 9 Třecí kolejnicová brzda [1]

U moderních vlaků s rychlostí vyšší než 160 km/h se v současnosti jako součást provozní brzdy používá magnetická vířivá brzda.



Obrázek 10 Princip vířivé kolejnicové brzdy [1]

Vířivá magnetická brzda se skládá z masivního železného jha **2** a několika pólových jader elektromagnetu **3**. Elektromagnety jsou obklopeny cívkami z mědi **1**. Vytváří se magnetické pole, které stále mění svůj severní **S** a jižní **J** pól, a které indukuje v kolejnici **4** vířivý proud, což za jízdy vede ke vzniku nestacionárního magnetického pole. Zde platí Lenzův zákon, a tedy že elektrický proud působí proti změně magnetického pole, která je jeho příčinou – neboli má opačný směr – při pohybu vozidla se vytváří brzdná síla ve směru proti pohybu vozidla. Jak kolejnice, tak vířivá brzda jsou silně zahřívány. [1] [2] [4]

## 5. Podvozek GP 200

Podvozek GP 200 vznikl v rámci společného projektu Výzkumného ústavu kolejových vozidel (VÚKV) a vagonky v německém městě Görlitz. Odtud pochází název GP, číslovka 200 udává maximální možnou konstrukční rychlost při použití magnetické kolejnicové brzdy. Smlouva o společném vývoji byla podepsána v roce 1975. Dle požadavků mělo jít o vývoj podvozku pro osobní vozy pro rychlost 200 km/h a mělo se jednat o podvozek dvounápravový s dvojitým vypružením kolébkové konstrukce. V následující tabulce jsou některé další technické požadavky vývoje.

Rozchod	1435 mm s možnou modifikací pro 1520 mm
Maximální hmotnost podvozku	7000 kg
Průměr kol	920 mm nebo 840 mm
Rozvor	2500 mm až 2600 mm
Rám podvozku	Svařovaný
Brzdové systémy	Špalíková, kotoučová, popřípadě jejich kombinace s možností doplnění magnetickou kolejnicovou brzdou

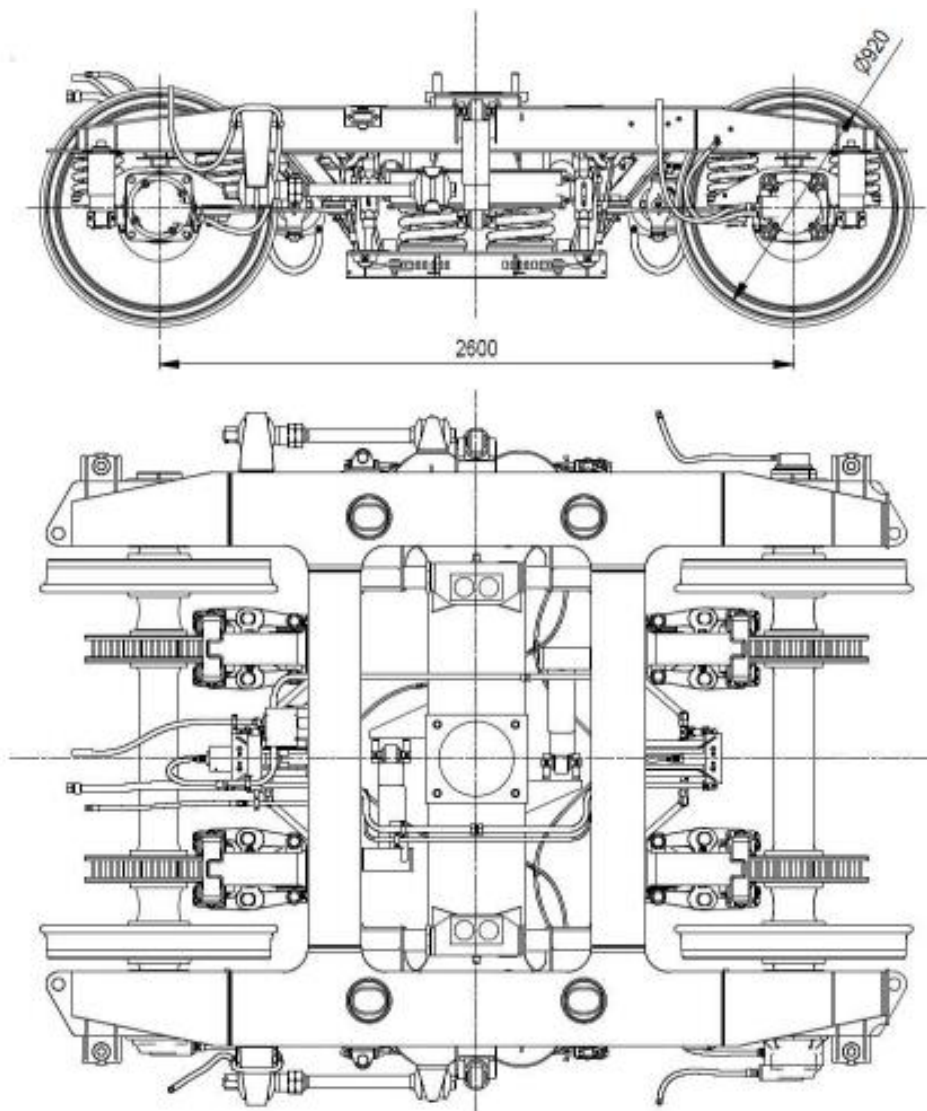
**Tabulka 2 Technické požadavky při vývoji podvozku GP 200**

Do roku 1980 proběhla výstavba prvních prototypů a jejich testování. Po vyhodnocení zkoušek byl podvozek uvolněn pro sériovou výrobu, která započala v roce 1983. Od roku 1984 začaly dodávky vozů s podvozkem GP 200 pro české železnice.

V České republice probíhala výroba vlaků s podvozkem GP 200 v podniku MSV Studénka. Jedním z vyráběných vozů byl poštovní vůz Postw s podvozkem GP 200 typ 8-819 s nejvyšší povolenou rychlostí 120 km/h a se špalíkovými brzdami.

V Německu probíhala výroba v podniku VEB Waggonbau Görlitz (v současnosti patří do koncernu Bombardier Transportation). Podvozky z Německa dostaly označení GP 200S, nejvyšší povolená rychlost byla 160 km/h.

Dlouhodobý spolehlivý provoz ukázal kvalitu konstrukce podvozku, což díky osvědčenému know-how pro výrobu, údržbu a provoz dává předpoklady k dalšímu uplatnění podvozku i v budoucnosti. [4] [6]

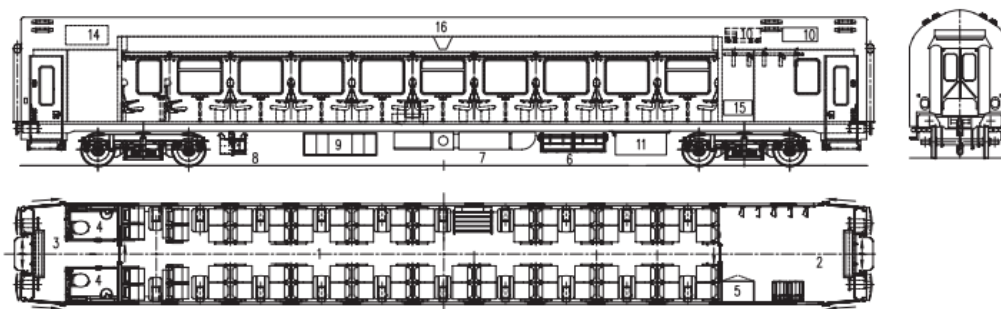


Obrázek 11 Podvozek GP 200 [6]

## 5.1 Brzda podvozku GP 200 vozu Bdpee<sup>231</sup>

Vůz Bdpee<sup>231</sup> s podvozem GP 200 je osobní vůz používaný společností ČD a.s. Vůz vznikl modernizací vozu Bp<sup>282</sup> v letech 2014-2016. U podvozku GP 200 se používá tlaková kotoučová brzda Dako v kombinaci s magnetickou kolejnicovou brzdou. Průměr brzdového kotouče je 590 mm. Systém brzdy doplňuje ruční brzda a záchranná brzda.





Obrázek 12 Vagon Bdppe<sup>231</sup> [5]

V následující tabulce uvádím některé technické údaje.

Rozchod	1435 mm
Rozvor podvozku	2600 mm
Rozvor vozu	19800 mm
Délka přes nárazníky	24500 mm
Konstrukční hmotnost vozu (reálná)	42600 kg
Průměr kol/sjetých	920/854 mm
Počet brzdových kotoučů	8 ks
Průměr brzdových kotoučů	590 mm
Materiál brzdových kotoučů	Litina EN-GJL-250
Brzdové obložení	Becorit V30
Koeficient tření	$\mu=0,35$
Počet brzdových jednotek na nápravu	1 ks
Maximální provozní rychlost	160 km/h

Tabulka 3 Technické parametry brzdy vozu Bdppe<sup>231</sup>

Tlaková brzda Dako je s rozvaděčem CV1nD-P a přidavným ventilem Dako – DSV. Záchranná brzda je typu Dako PZ4. Protismyk je též od firmy Dako, model PE06. [5] [19]

## 5.2 Brzdová soustava a výstroj

Brzdové soustavy kolejových vozidel lze rozdělit na přímočinné a samočinné průběžné. Přímočinná brzda je určena pouze k brzdění samotné lokomotivy nebo hnacího vozu. Její

výhodou je, že dochází k okamžitému plnění či vyprazdňování brzdových válců. Maximální přetlak v brzdových válcích je 5 barů (0,5 MPa). Ovládacím médiem je stlačený vzduch.

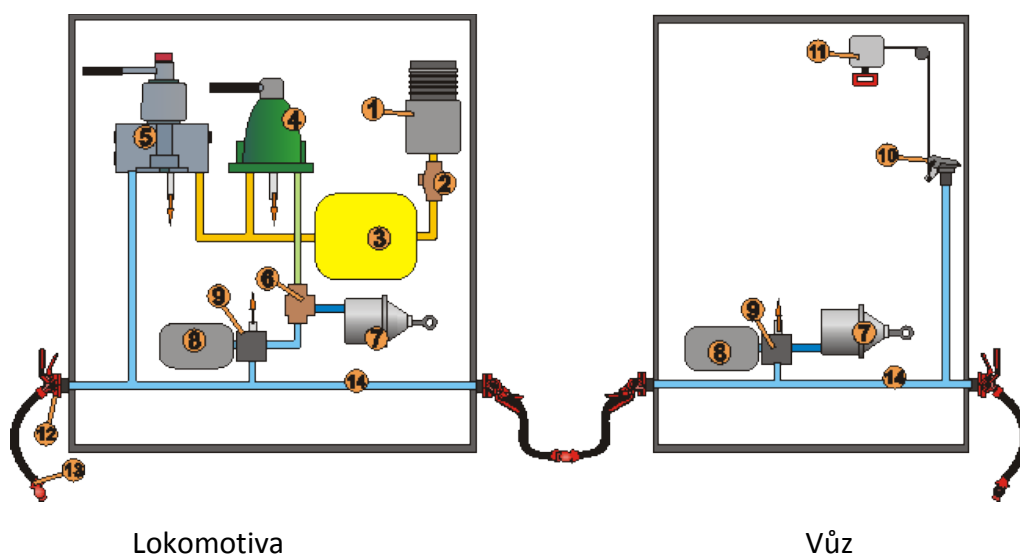
Z hlediska této práce je důležitý druhý typ, brzda samočinná průběžná. Průběžná brzda vyžaduje možnost ovládání všech brzd vozidla z jednoho místa (a zároveň umožňuje zastavit vlak z kteréhokoliv místa pomocí záchranné brzdy). Samočinná brzda znamená, že bude brzda samočinně uvedena do provozu (vozidlo začne brzdit), pokud dojde k roztržení vlaku, poškození nebo cílenému vypuštění vzduchu z hlavního potrubí pomocí brzdiče samočinné brzdy. Vyhláška Ministerstva dopravy 173/1995 Sb. ze dne 22. června 1995 říká, že vlak, jehož stanovená rychlost je vyšší než 40 km/h, musí být brzděn samočinnou průběžnou brzdou.

Brzdovou výstroj kolejového vozidla pak dělíme na pneumatickou a mechanickou část.

[1] [4] [8]

### 5.3 Pneumatická část vlakových brzd

Dle vyhlášky musí být všechny vlaky s vyšší provozní rychlostí než 40 km/h brzděny brzdou samočinnou průběžnou. Ta se používá i u podvozku GP 200. Na následujícím obrázku je vizualizace pneumatické části tohoto typu brzdy u vozidla s lokomotivou a jedním vagonem.

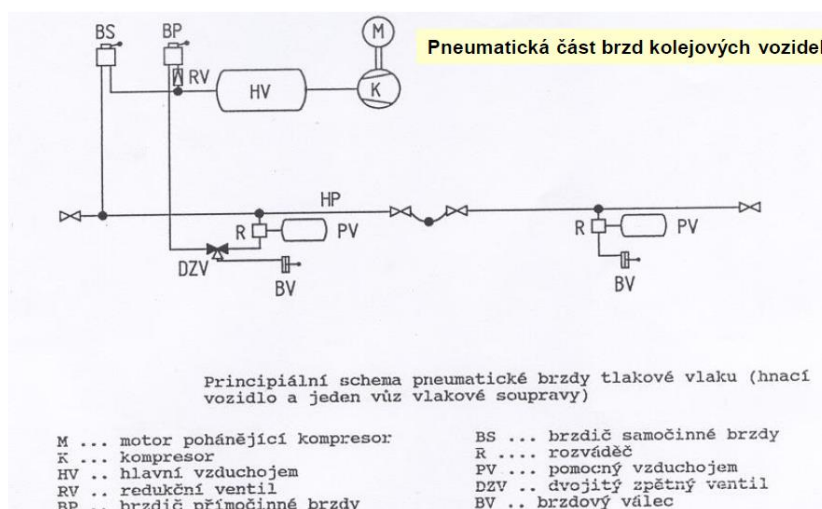


Obrázek 13 Pneumatická část vlakové brzdy [4]

Pneumatická část funguje následujícím způsobem. Hnací vozidlo je vybaveno kompresorem **1**, který vyrábí stlačený vzduch (slouží jako tlakové médium). Stlačený vzduch naplňuje přes zpětný ventil **2** hlavní vzduchojem **3**. Odtud je médium vedeno k ovladačům brzd (brzdíčům) v kabině strojvedoucího **4** a **5**. Brzdíč **4** je brzdíč přímočinné brzdy. Ten pouští stlačený vzduch z hlavního vzduchojemu **3** přes dvojitou záklopku **6** přímo do brzdového válce lokomotivy **7**. Dvojitá záklopka **6** od sebe odděluje systém přímočinné a samočinné brzdy. Druhý brzdíč **5** slouží k ovládání samočinné brzdy, čímž se rozumí ovládání velikosti tlaku v hlavním potrubí **14**. Hlavní potrubí prochází celou soupravou a mezi jednotlivými vozy musí být spojeno brzdovými spojkami **13** při otevřených brzdových kohoutech **12**. Toto propojení celé soupravy umožní vytvořit zásobu stlačeného vzduchu v pomocných vzduchojemech **8** na všech vozidlech včetně lokomotivy. Při pohybu vlaku dochází ovládáním samočinného brzdíče **5** ke snižování tlaku v potrubí. Toto je impulzem pro brzdové rozvaděče **9**, které podle rozdílu tlaků v rozvodovém vzduchojemu a v hlavním potrubí pustí příslušené množství tlakového vzduchu z pomocného vzduchojemu **8** do brzdového válce **7**. Po ukončení brzdění vrátí strojvedoucí samočinný brzdíč **5** zpět do výchozí polohy, což způsobí zvýšení tlaku v hlavním potrubí **14**, na což zareaguje brzdový rozvaděč **9** tak, že odvětrá přebytečný tlak z brzdového válce **7** do okolí.

Osobní vozy navíc musí být vybaveny záchrannými brzdami. V každém vagonu se nachází rukojeť záchranné brzdy **11**. Po jejím zatáhnutí dojde k otevření záklopký záchranné brzdy **10**, což vede k rychlému odvětrání přetlaku z hlavního potrubí **14** do ovzduší. Tento druh brzdění se označuje jako rychločinné brzdění.

Na následujícím obrázku je totéž znázorněno na pneumatickém schématu.



**Obrázek 14** Pneumatické schéma pneumatické části vlakové brzdy [1]

Při popisu fungování pneumatické části jsem zmiňoval změnu tlaku v hlavním potrubí a brzdových válcích. Tyto tlaky nejsou nahodilé, ale mají dané rozsahy, ve kterých se pohybují v závislosti na tom, co se právě s vozidlem děje (pokud brzdí tak stoupá tlak v brzdových válcích a klesá tlak v hlavním potrubí). Rozsahy tlaku pro různé funkční stavy proto uvádím v následující tabulce. [1] [4] [16] [17]

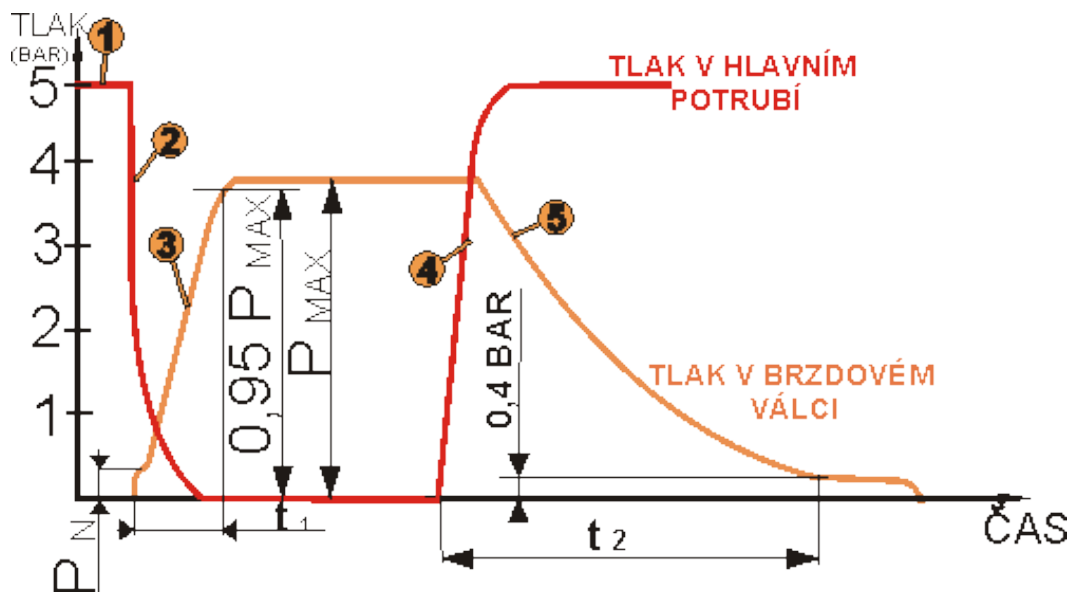
Základní funkční stavy samočinné pneumatické brzdy tlakové		
Funkční stav	tlak v hlavním potrubí	tlak v brzdovém válci
Odbrzděno	normální provozní tlak (5 barů)	(0 barů)
provozní brzdění a odbrzdování	(5 ÷ 3,5) baru	maximum (0 ÷ 3,8) baru
úplné provozní brzdění zabrzdní	(3,5 baru)	maximum (0 ÷ 3,8 ) baru
rychločinné brzdění, záchranná brzda	(0 baru)	maximum (0 ÷ 3,8) baru
Pozn. : Z závorek jsou uvedeny závazné jmenovité hodnoty , respektive rozmezí přetlaků pro brzdu používanou železničními správami v Evropě.		

Tabulka 4 Hodnoty tlaků v hlavním potrubí a brzdovém válci pro různé provozní stavy [1]

### 5.3.1 Rozvaděče

Základním prvkem pneumatické části samočinné průběžné brzdy je rozvaděč. Jedná se o hlavní činný přístroj brzdy vozidla, který plní řídicí vzduchojem v závislosti na poklesu tlaku v hlavním potrubí a současně zajišťuje nevyčerpatelnost brzdy doplňováním pomocného vzduchojemu. Hlavním předpisem týkajícím se rozvaděčů je nutnost splnit minimální průraznou rychlost. Průrazná rychlost je definována jako poměr délky hlavního potrubí od brzdiče samočinné brzdy, ze kterého je brzda ovládána, do koncového spojkového kohoutu posledního vozidla zapojeného vlakové soupravy, které je připojené na potrubí průběžné brzdy a času, za který se po započítání odvětrávání potrubí začne plnit brzdový válec posledního vozidla. Teoreticky je hodnota průrazné rychlosti rovna hodnotě rychlosti zvuku, tedy 330 m/s, z důvodu tření v potrubí bývá skutečná rychlost 250 – 280 m/s. Při dané délce

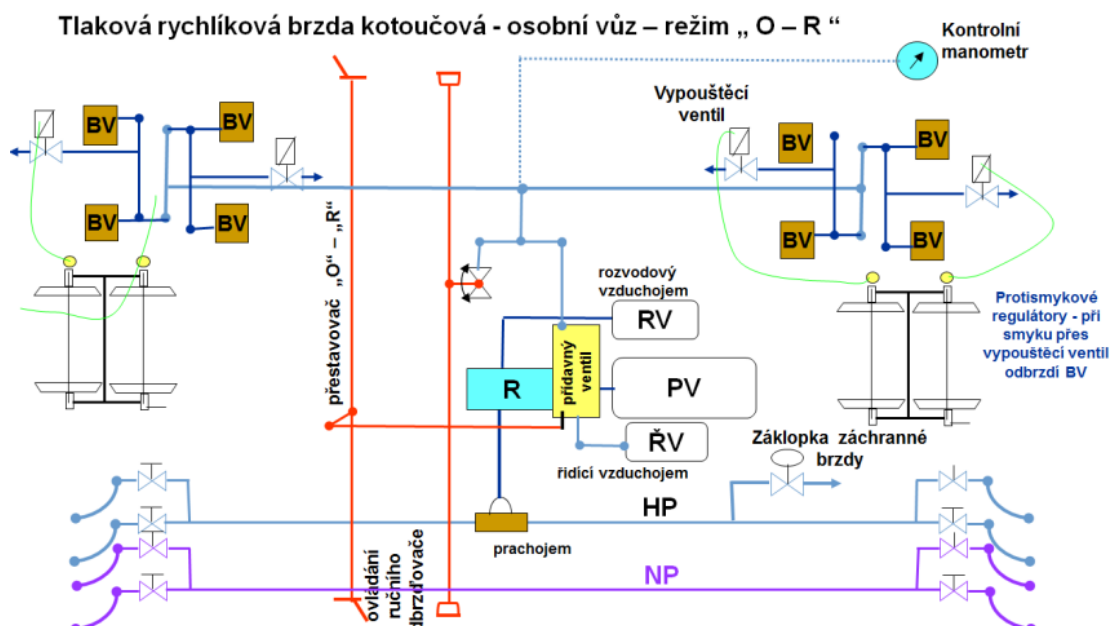
hlavního potrubí a známé průrazné rychlosti lze určit, s jakou časovou prodlevou začne které vozidlo brzdit. Na následujícím grafu jsou znázorněny průběhy tlaku v závislosti na čase.



Obrázek 15 Graf průběhu tlaků v hlavním potrubí a v brzdovém válci [4]

Průběh tlaku v hlavním potrubí popisuje červená křivka. V části 1 je vozidlo odbrzděno, v hlavním potrubí je přetlak 5 bar. Část 2 popisuje změnu tlaku od okamžiku, kdy je pomocí brzdiče prudce snížen tlak v hlavním potrubí. To je zároveň počátek plnění brzdového válce, ve kterém dochází k prudkému navýšení tlaku (část 3 oranžové křivky). Rychlý nárůst tlaku v brzdovém válci označený  $P_N$  se nazývá náskok brzdy. Regulaci tlaku v brzdovém válci v závislosti na změně tlaku v hlavním potrubí a následném opětovném plnění pomocného vzduchojemu zajišťuje na každém vozidle právě jeho brzdový rozvaděč. Čas  $t_1$  se označuje jako doba plnění brzdového válce a je to čas, za který se od počátku plnění naplní brzdový válec na 95% svého maximálního tlaku. Doba plnění brzdového válce odpovídá režimu brzdění, který je nastaven na každém vozidle podle jeho určení (doby plnění pro režim nákladní a režim osobní uvádím v tabulce 5).

Na podvozku GP 200 vozidla Bdpee<sup>231</sup> je použit rozvaděč Dako CV1nD. Jeho zapojení do pneumatické části je znázorněno na obrázku číslo 16 na následující straně.



Rozvaděč (**R**) má následující potrubní připojení:



- k hlavnímu potrubí (**HP**)
- k pomocnému vzduchojemu (**PV**)
- k rozvodovému vzduchojemu (**RV**)
- k řídicímu vzduchojemu (**ŘV**)
- k napájecímu potrubí (pokud jím vozidlo není vybaveno, musí být připojení zazátkováno) (**NP**)
- k samočinnému odbrzdovači (**ovládání ručního odbrzdovače**)

**Obrázek 17 Rozvaděč Dako CV1nD [3]**

V následující tabulce uvádím některé technické parametry. [1] [3] [4] [16]

Normální provozní tlak v hlavním potrubí	5 bar ± 0,05 bar
Maximální tlak v řídicím vzduchojemu	3,8 bar ± 0,1 bar
Doba plnění řídicího vzduchojemu do 95% provozního tlaku	Režim nákladní – 18 až 30 sekund Režim osobní – 3 až 6 sekund
Pracovní teplota	-40°C až +60°C
Hmotnost rozvaděče	27 kg

**Tabulka 5 Technické parametry rozvaděče Dako CV1nD**

### 5.3.2 Potrubí brzdy

Ve vlakových soupravách se vyskytují dva druhy potrubí – hlavní potrubí a napájecí potrubí. Tyto potrubí se nesmějí v žádném případě navzájem propojit, neboť by to způsobilo neovladatelnost brzdy. To je zamezeno zrcadlovou orientací spojek hlavního a napájecího potrubí (hlavní a napájecí potrubí díky tomu nelze náhodně spojit).

Hlavní potrubí je průběžné vzduchové potrubí sloužící k plnění a ovládání průběžných brzd jednotlivých vozidel vlaku. Na čelech vozidla je zakončeno spojkovými kohouty a brzdovými spojkami se spojkovými hlavicemi. Pro osobní vozy je doporučena světle červená barva spojkových kohoutů a spojkových hlavic.

Napájecí potrubí je samostatné průběžné potrubí, které slouží k zásobování vozidel stlačeným vzduchem přímo z hlavního vzduchojemu hnacího vozidla. U osobních vozů je z napájecího potrubí napájen například systém magnetické kolejnicové brzdy. Na čelech vozidel je zakončeno spojkovými kohouty a spojkami se spojkovými hlavicemi s nálitkem ve tvaru kříže.

U osobních vozů je barva také pouze doporučující, v případě napájecí potrubí je doporučena barva bílá nebo žlutá. [7]



Obrázek 18 Spojkové kohouty hlavního a napájecího potrubí [10]

### 5.3.3 Vzduchojemy

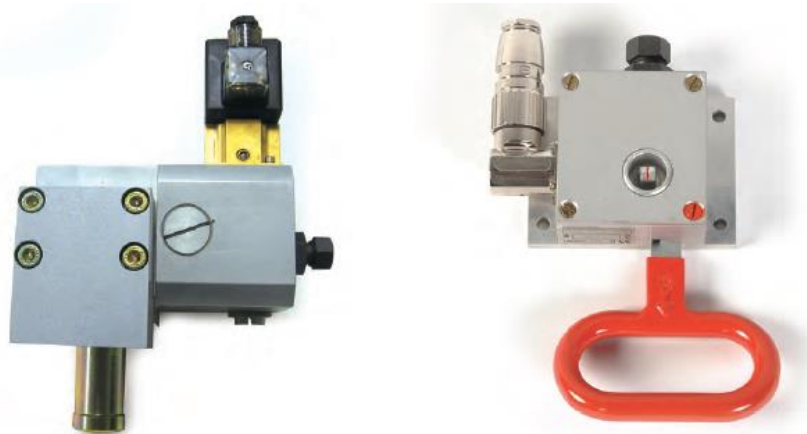
Vzduchojemy slouží na vozidlech jako zásobníky stlačeného vzduchu. Konstrukčně se jedná o svařované tlakové nádoby. Pro připojení ke zbytku pneumatické části vlakové brzdy jsou vybaveny připojovacími hrdly se závity nebo přírubami. Vyhláška Ministerstva dopravy 100/1995 Sb. ze dne 18. května 1995 stanovuje, že každý vzduchojem musí být označen štítkem s těmito údaji – označení výrobce, výrobní číslo vzduchojemu, rok výroby, nejvyšší pracovní přetlak, nejvyšší a nejnižší pracovní teplota, objem. Umístění vzduchojemů na vlakové soupravě je vidět na obrázku 12 v kapitole 5.3.

Hlavní vzduchojem se nachází na hnacím vozidle a je plněn stlačeným vzduchem z kompresoru. Ten je z něj rozváděn k brzdičům.

Pomocný vzduchojem se nachází na každém vozidle (hnacím i hnaném). Slouží jako zásobník stlačeného vzduchu. Vzduch z pomocného vzduchojemu je rozvaděčem přepouštěn do brzdového válce, kde tlakem na píst vyvozuje brzdou sílu. [4] [9]

### 5.3.4 Záchranná brzda Dako PZ4

Záchranná brzda Dako PZ4 je soustava elektropneumatických a elektrických zařízení sloužících k intenzivnímu vypouštění stlačeného vzduchu z hlavního potrubí při stržení záklopky záchranné brzdy. Díky vysoké intenzitě vypouštění tlakového média z hlavního potrubí se označuje jako brzda rychločinná. Při stržení záklopky dochází k odvětrávání stlačeného vzduchu z hlavního potrubí do ovzduší.



Obrázek 19 Záchranná brzda Dako PZ4 [3]



U moderních vozů lze účinek záchranné brzdy takzvaně přemostit, tj. strojvedoucí má možnost vyhodnotit místo zastavení jako nevhodné (most, tunel) a proto může účinek záchranné brzdy potlačit (přemostit). Potlačení se dosáhne přivedením elektrického napětí na elektromagnetický neutralizační ventil, který přeruší vypouštění stlačeného vzduchu z hlavního potrubí.

Následující tabulka obsahuje některé technické informace o záchranné brzdě Dako PZ4. [3]

Provozní tlak	5 bar
Pokles tlaku v hlavním potrubí při zaúčinkování	1,8 bar ± 0,2 bar
Napájecí napětí	24 V DC
Provozní teploty	Ventil záchranné brzdy -40°C až 70°C
	Základka záchranné brzdy -25°C až 70°C

Tabulka 6 Technické parametry záchranné brzdy Dako PZ4

### 5.3.5 Přídavný ventil Dako DSV

Přídavný ventil je tvořen tlakovým relé s plynule nastavitelným převodem a zajišťuje napájení brzdového válce stlačeným vzduchem v závislosti na výstupním tlaku snímače



Obrázek 20 Ventil Dako DSV [3]

zatížení nebo na signálu z pružin vzduchového vedení. Je určen pro samočinné brzdění vozidla pro osobní dopravu se vzduchovým vypružením. Ventil je v takovém případě proporcionálně řízen tlakovým vzduchem od vzduchového vypružení. Základní provedení je buď přírubové pro přímou montáž mezi přírubu pomocného vzduchojemu a přírubu rozvaděče, nebo nosičové určené pro samostatnou montáž do podvozku. Používá se v soupravě brzdy kolejových vozidel s proměnným tlakem vzduchu v brzdových

válcih. Tlak v brzdovém válci a dle toho odpovídající přítlak brzdových čelistí se mění automatickým přestavováním pístu v závislosti na výši řídicího tlaku. Vybrané technické údaje jsou v následující tabulce. [3]

Výstupní tlak vzduchu v brzdovém válci	3,8 bar
Minimální nastavitelný výstupní tlak vzduchu v brzdovém válci	Od 0,5 bar
Tolerance výstupního tlaku při normální teplotě	$\pm 0,1$ bar
Hmotnost	18 kg

**Tabulka 7 Technické parametry ventilu Dako DSV**

### 5.3.6 Elektronické protismykové zařízení Dako PE06

Elektronické protismykové zařízení je součástí pneumatické části brzdy. Jeho úkolem je chránit dvojkolí železničního vozidla před zablokováním při brzdění a optimalizovat brzdící účinek vozidla dle adhezních podmínek na styku kola s kolejnicí. Zařízení se skládá z generátoru, řídicí jednotky elektronického protismyku, třístavového vypouštěcího ventilu a tlakového spínače. Použití elektronického protismyku zabezpečuje kvalitativně vyšší ochranu dvojkolí proti vzniku plochých míst na jízdnicích plochách kol.



**Obrázek 21 Vypouštěcí ventil a generátor elektronického protismyku Dako PE06 [3]**

Generátor funguje jako snímač otáček dvojkolí vozu. Výstupem je napětí a kmitočet střídavého signálu, které jsou úměrné úhlové rychlosti dvojkolí vozu. Generátory jsou

montovány na čela ložiskových skříní dvojkolí (jeden generátor na nápravu). Řídící jednotka elektronického protismyku vyhodnocuje informace získané z generátorů a řídí chod vypouštěcích ventilů – dochází k vyhodnocování obvodové rychlosti všech dvojkolí vozidla. Při zjištění rozdílů v obvodových rychlostech vydá řídící jednotka pokyn pro snížení tlaku v příslušných brzdových válcích.

Protismyková ochrana může být vyřazena z činnosti a to v případech kdy dojde k nadměrnému vyčerpání pomocného vzduchojemu (pokles tlaku pod 50% provozního tlaku), poklesu rychlosti vozidla pod 10 km/h nebo nepřerušované dodávce proudu do některého z vypouštěcích ventilů po dobu delší než 6 sekund. Vybrané technické údaje uvádím v následující tabulce. [3] [4]

Teplota okolí	-40°C až +70°C
Rozsah rychlostí u kol průměr 920 mm, 60 impulsů/otáčku	Do 270 km/h
Napájecí napětí	24 V DC, 48 V DC nebo 110 V DC
Doba vypouštění brzdového válce z 3,8 na 0,5 bar	(0,4 ± 0,05) sekund
Doba plnění brzdového válce z 0 do 3,6 bar	(1,6 ± 0,1) sekund

Tabulka 8 Technické parametry elektronického protismyku Dako PE06

### 5.3.7 Elektropneumatická brzda Dako EPB2

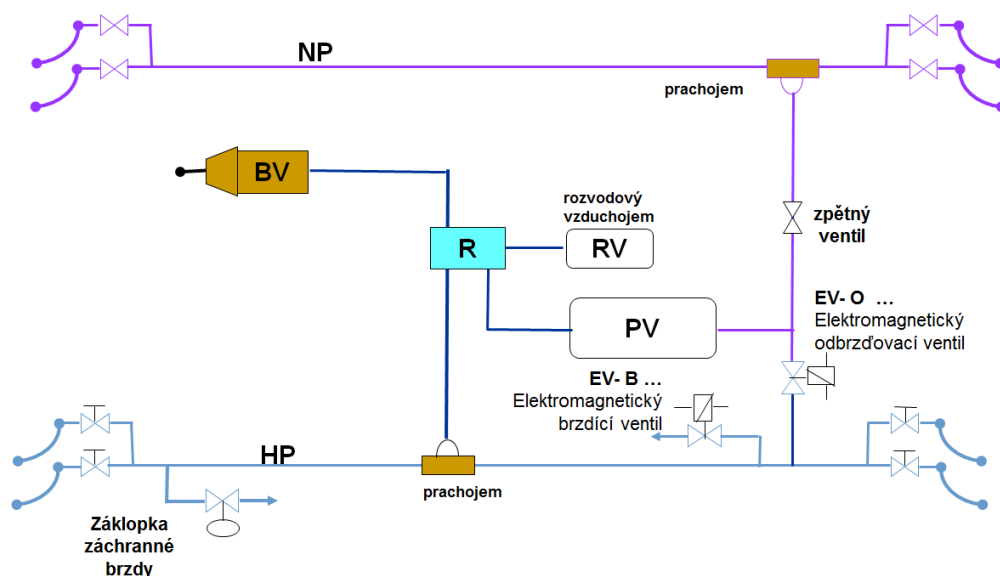


Obrázek 22 Elektropneumatická brzda Dako EPB2 [3]

Elektropneumatická brzda slouží k zajištění rovnoměrného brzdícího či odbrzdovacího účinku všech vozů při minimalizaci brzdících a odbrzdovacích časů. Signály k brzdění a odbrzdění se šíří nejen pneumatickou cestou, ale i pomocí elektrického signálu čímž se dosahuje rovnoměrného účinku všech brzd ve vlakové soupravě (nedochází k časovým prodlevám mezi aktivací brzd na jednotlivých vozidlech).

Elektropneumatická brzda zajišťuje rovnoměrný pokles respektive nárůst tlaku v hlavním potrubí celé soupravy po zadání brzdícího nebo odbrzdňovacího impulzu. Schéma elektropneumatické brzdy samočinného typu je na obrázku 23. K lokomotivě musí být připojeny všechny vozy nejen pomocí hlavního potrubí, ale také pomocí napájecího potrubí. Elektromagnetické ventily lze ovládat elektrickým signálem, což například při odbrzdňování zkrátí dobu plnění hlavního potrubí (otevře se elektromagnetický odbrzdňovací ventil, přes který se začne hlavní potrubí plnit také stlačeným vzduchem z napájecího potrubí). [1] [3] [4]

**Dvoupotrubní elektropneumatická brzda samočinného typu**



**Obrázek 23 Schéma pneumatického okruhu elektropneumatické vlakové brzdy [1]**

Technické parametry elektropneumatické brzdy Dako EPB2 uvádím v následující tabulce.

Provozní tlak	5 bar
Pokles tlaku v hlavním potrubí při ep brzdění z 5 bar na 3,5 bar	3,5 až 5 sekund
Zvýšení tlaku v hlavním potrubí při ep odbrzdění z 3,5 bar na 4,9 bar	7 až 10 sekund
Jmenovité napětí ventilů přídatného ústrojí	24 V DC, 72 V DC nebo 110 V DC
Hmotnost	9 kg
Pracovní teplota	Přídatné ústrojí ep brzdy -40°C až +70°C
	Jednotka ovládání -25°C až +45°C
Krytí přídatného ústrojí	IP 65

**Tabulka 9 Technické parametry elektropneumatické brzdy Dako EPB2**

## 5.4 Mechanická část vlakových brzd

Všechny dosud uvedené součásti spadají do pneumatické části vozidla. Pneumatická část nám zajistí přesun stlačeného vzduchu do brzdového válce. Brzdový válec se tedy dá označit za místo přechodu mezi pneumatickou a mechanickou částí brzdy. Zatím mám pouze potřebný tlak v brzdových válcích, který tlačí na píst. Sílu z pohybujícího se pístu je potřeba přenést na brzdové čelisti, jejichž stlačením k brzdovému kotouči dochází ke vzniku brzdící síly. Mechanická část brzdy má za úkol vyvolat dostatečně velkou třecí sílu, která povede k brzdění vlakové soupravy. Třecí síla ovšem nesmí být příliš vysoká, jinak by došlo k překročení meze adheze a smyku.

Brzda může být v podvozku uspořádána dvěma způsoby. Prvním je použití samostatné brzdové jednotky na každý brzdový kotouč. Druhým je použití jednoho brzdového válce pro více kotoučů. Samostatná brzdová jednotka má výhodu v jednodušší konstrukci a snížení hmotnosti ústrojí. Mechanická část se skládá z brzdového válce, tyčové a pákové (převodnice,



tyče), brzdových čelistí s upnutými brzdovými destičkami a brzdového kotouče. Tyčové slouží k přenosu sil z válce na brzdové čelisti. Ty se při dodání síly z válce sevřou a natlačí brzdové destičky na brzdový kotouč – třením destiček o kotouč vzniká brzdná síla. [17]

Obrázek 24 Brzdový válec Dako KB - samostatná brzdová jednotka [3]

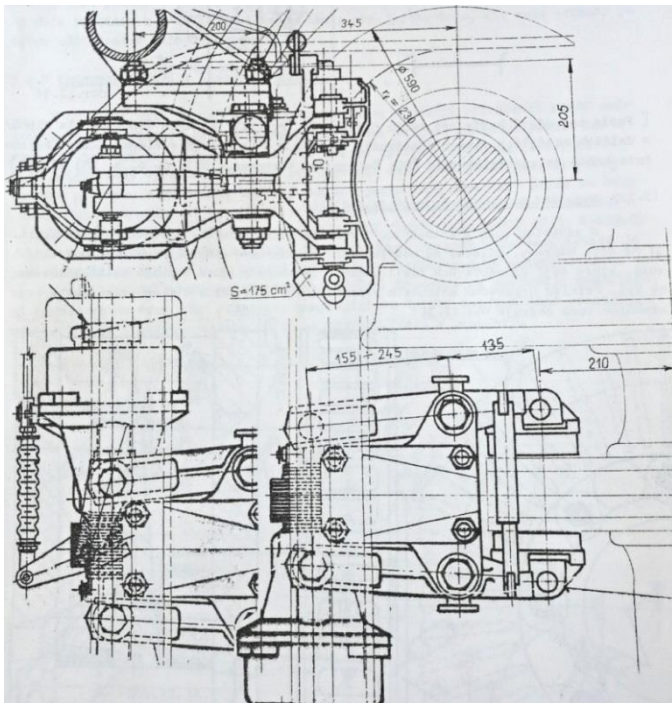
### 5.4.1 Samostatná brzdová jednotka

Stlačený vzduch je přes vypouštěcí ventil protismyku **2** veden z rozvaděče k brzdovému válci **1**. Stlačený vzduch vyvodí sílu na pístu válce, která je pomocí první převodnice **4** vedena k brzdové čelisti s obložením. Tahová síla z první převodnice **4** je převedena spojnicí převodnic **5** na druhou převodnici **6**, která je na opačné straně brzdového kotouče. Nejprve je tedy k brzdovému kotouči přitlačena brzdová čelist, která je přímo napojena na pohybující se píst brzdového válce.



Obrázek 25 Samostatná brzdová jednotka [4]

Díky pohybu této čelisti se přenese síla i na druhou čelist, která je následně také přitlačena k brzdovému kotouči.

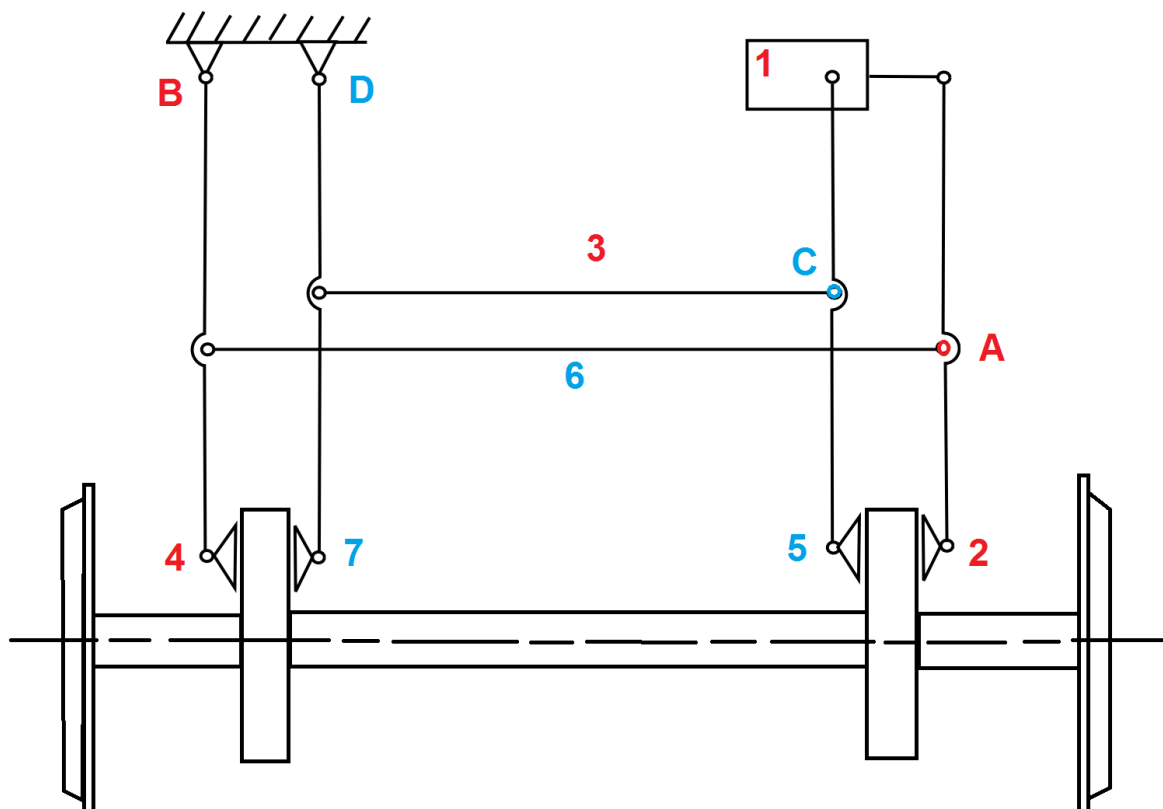


Na obrázku vlevo je příklad samostatné brzdové jednotky provedení BBW. Obrázek dobře ilustruje jednoduchost mechanismu (menší obestavěný prostor) oproti provedení s jedním brzdovým válcem na dva kotouče, síla z válce je přenášena na přitlačnou sílu v čelistích pouze přes 2 čepy, díky čemuž nedochází k takovým ztrátám kvůli čepovému tření, jako u jednotky s jedním válcem. [4] [14]

Obrázek 26 Výkres samostatné brzdové jednotky typu BBW [14]

## 5.4.2 Řešení brzdy s jedním brzdovým válcem na nápravu

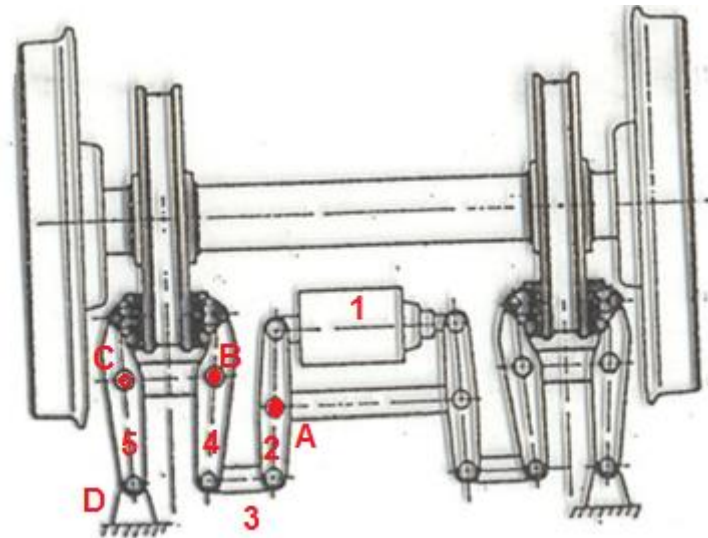
Jeden brzdový válec pro dva kotouče na dvojkolí je používán právě u soupravy Bdpee<sup>231</sup>. Stlačený vzduch je do brzdového **1** válce veden stejně jako u samostatné brzdové jednotky (z rozvaděče přes vypouštěcí ventil protismyku). Síla z pístu je vyvedena na první převodnici **2**, která se celá posouvá od brzdového kotouče směrem ke kolu. Zároveň se celá převodnice **5** posouvá opačným směrem (převodnice **5** je k válci připojena posuvnou vazbou). Přes táhlo **3** je posuvný pohyb přenášen i na převodnici **4** u druhého brzdového kotouče. Zde je však převodnice ukotvena k rámu podvozku rotační vazbou v místě **B**, proto dochází pouze k rotaci převodnice **4**, což má za následek dosednutí brzdového obložení na brzdový kotouč. V tuto chvíli je převodnice **4** pevně zapřena o brzdový kotouč a další pohyb pístu ve válci **1** už na převodnici **2** nezpůsobuje posuvný pohyb, ale rotační pohyb kolem čepu **A**. Důsledkem tohoto rotačního pohybu je dosednutí i druhé brzdové destičky k brzdovému kotouči.



Obrázek 27 Schéma mechanické části podvozku soupravy Bdpee<sup>231</sup>

Z převodnice **5** je posuvný pohyb přenášěn táhlem **6** na převodnici **7**, která je k rámu také uchycena rotační vazbou (místo **D**). Přiváděný posuvný pohyb způsobí rotaci převodnice **7** a přilehnutí brzdové destičky ke kotouči. V tuto chvíli je převodnice **7** pevně opřena o brzdový kotouč, takže další pohyb převodnice **5** už nezpůsobí posuvný pohyb, ale rotaci kolem čepu **C**. Důsledkem této rotace dojde k přilehnutí brzdové destičky ke kotouči.

Při řešení brzdy s jedním brzdovým válcem pro dva brzdové kotouče existují i jiné mechanismy, jako například ten na obrázku 28.



Obrázek 28 Jiný způsob uspořádání mechanické části [1]

Síla z válce **1** je vyvedena na převodnici **2**, která vysouváním pístu ve válci způsobuje rotaci převodnice **2** okolo čepu **A**. Přes tažnou tyč **3** je rotační pohyb přenášěn na převodnici **4**, která je spojena s převodnicí **5**. Převodnice **5** je uložena v místě **D** rotační vazbou na rám podvozku. Přivedený pohyb z převodnice **2** způsobí rotaci okolo čepu **D** a dosednutí brzdové destičky na brzdový kotouč. Po dosednutí se převodnice **5** zapře o brzdový kotouč a další pohyb pístu válce už způsobuje pouze rotaci převodnice **4** okolo čepu v místě **B**. Po malém natočení pak dojde k dosednutí destičky ke kotouči i v tomto místě. Mechanismus je symetrický, takže přítlak na druhý kotouč probíhá totožně. [1] [3] [4] [16] [19]



## 6. Výpočet brzdy

Úkolem této práce je výpočet nalisování brzdového kotouče na nápravu dvojkolí. Výpočet nalisování vychází ze znalosti krouticího momentu, který na kotouč působí při brzdění. K určení tohoto krouticího momentu musím znát silové účinky na kotouči vzniklé od brzdění vozidla. Při brzdění dochází k maření kinetické energie pohybujícího se vozidla.

### 6.1 Kinetická energie vozu

Pro základní určení potřebné brzdné síly na jednom vagonu se vychází ze znalosti kinetické energie pohybujícího se vozidla. Kinetická energie pohybujícího se vozidla je dána jako součet energie hmot pohybujících se posuvným pohybem a energie rotujících částí vozidla. Pro zjednodušení uvažujeme, že posuvným pohybem se pohybuje celková hmotnost vozidla (plného a prázdného) a rotujícími částmi jsou pouze 4 dvojkolí vozu. V následující tabulce uvádím parametry pro výpočet kinetické energie.

Provozní rychlost	v	160 km/h
Moment setrvačnosti dvojkolí (určen dle modelu v programu Autodesk Inventor)	J	93,8 kg*m <sup>2</sup>
Hmotnost prázdného vozu	m <sub>v</sub>	42 600 kg
Užitečná hmotnost	m <sub>už</sub>	5 760 kg
Průměr jízdní plochy kola	d <sub>k</sub>	0,92 m

Tabulka 10 Vstupní hodnoty pro výpočet kinetické energie pohybujícího se vozu

Kinetická energie pohybujícího se vozidla je dána vztahem:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 + 4 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2\right) \quad (1)$$

První člen vyjadřuje kinetickou energii částí konajících posuvný pohyb, druhý člen kinetickou energii rotujících částí. Číslo 4 před druhým členem je počet dvojkolí vozidla Bdp<sup>231</sup> (dva podvozky a na každém dvě nápravy).

Pro výpočet kinetické energie rotujících dvojkolí potřebujeme znát hodnotu úhlové rychlosti. Ta se určí jako poměr obvodové rychlosti jízdního kola k poloměru kola.

$$\omega = \frac{v}{r_k} = \frac{\frac{160}{3,6}}{\frac{0,92}{2}} = 96,6 \text{ rad/s} \quad (2)$$

Rychlost  $v$  je přepočítána na jednotky SI a poloměr  $r_k$  je vzat jako polovina průměru.

Pro prázdný vůz kinetická energie vychází:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v^2 + 4 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \right)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot 42600 \cdot \left( \frac{160}{3,6} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 93,8 \cdot 96,6^2 \right)$$

$$E_k = 43\,825\,473,1 \text{ J}$$

Pro plný vůz kinetická energie vychází:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot (m_v + m_{už}) \cdot v^2 + 4 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \right)$$

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot (42600 + 5760) \cdot \left( \frac{160}{3,6} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 93,8 \cdot 96,6^2 \right)$$

$$E_k = 49\,514\,361,9 \text{ J}$$

Výše vypočtené jsou hodnoty energie, kterou je potřeba zmařit v brzdách, aby vozidlo z rychlosti 160 km/h úplně zastavilo (rychlost 0 km/h).

## 6.2 Výpočet brzdě dráhy

Kinetická energie zmařená v brzdách je rovna součinu celkové brzdě síly a brzdě dráhy, tedy podle následujícího vztahu:

$$E_k = F_B \cdot l \quad (3)$$

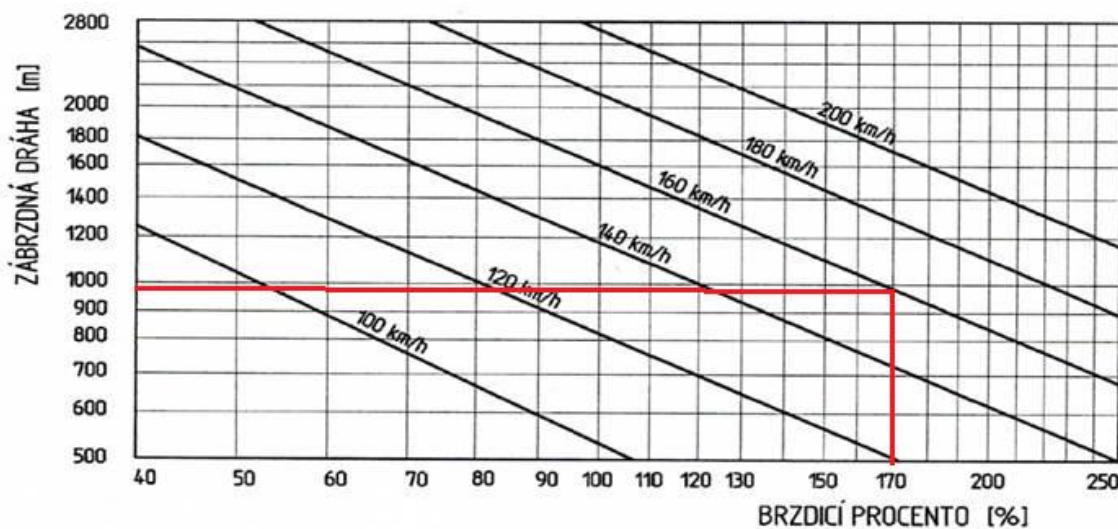
Platí, že u železničního vozidla se správně fungujícími brzdami musí být zábrzdě dráha  $l$  kratší než zábrzdě vzdálenost. Zábrzdě vzdálenost se označuje jako vzdálenost, na které musí být vlak jedoucí nejvyšší dovolenou rychlostí v daném úseku schopný zastavit. Od zábrzdě vzdáleností se odvíjí umístění návěstidel – zábrzdě vzdálenost musí být dodržena mezi hlavním návěstidlem a jemu příslušející předvěstí. Pro rychlost 160 km/h je zábrzdě vzdálenost 1000 metrů.

Jako zábrzdě dráha se označuje délka úseku, který vlak projede od počátku brzdě do úplného zastavení. Pro zábrzdě dráhu je potřeba definovat pojem brzdě procenta.

Jedná se o poměrnou veličinu, která porovnává brzdící váhu, což je číslo vyjadřující brzdící schopnost (mohutnost) brzd (jednotkami jsou tuny), s hmotností vozidla. Brzdící procento pak vyjadřuje schopnost vozidla zastavit z určité rychlosti na určité dráze při rychločinném brzdění z plného provozního tlaku.

$$\lambda = \frac{B}{G_V} \cdot 100 = \frac{\text{brzdící váha}}{\text{hmotnost vozidla}} \cdot 100 [\%] \quad (4)$$

Z brzdícího procenta lze pak pro maximální povolenou rychlost soupravy určit zábrzdnu dráhu.



Obrázek 29 Diagram pro určení zábrzdny dráhy [1]

Z diagramu vyplývá, že při maximální povolené provozní rychlosti 160 km/h při použití brzdícího procenta  $\lambda = 170 \%$  (hodnota pro rychlíkové vozy jedoucí rychlostí 120 až 160 km/h) bude zábrzdna dráha  $l = 970$  metrů. Je tedy splněn předpoklad, že zábrzdna dráha je kratší než zábrzdna vzdálenost.

Jak jsem ale uvedl v kapitole 5.3.1, šíření tlakového vzduchu hlavním potrubím trvá pro režim brzdy osobního vlaku 3 až 5 sekund (u tohoto vozu 5 sekund). Proto je potřeba zábrzdnu dráhu snížit o dráhu, kterou vozidlo projede, než dojde k naplnění všech brzdových válců na soupravě (během takzvané plnicí doby - polovinu plnicí doby jede nebrzděn – na dráze  $l_1$ ).

$$l_1 = \frac{v}{3,6} \cdot \frac{t}{2} = \frac{160}{3,6} \cdot \frac{5}{2} = 111,1 \text{ m} \quad (5)$$

Dráha rovnoměrně zpomaleného pohybu je pak vypočítána jako rozdíl zábrzdě dráhy a dráhy  $l_1$ .

$$l_B = l - l_1 = 970 - 111,1 = 859,9 \text{ m} \quad (6)$$

Dráha, na které se bude souprava pohybovat rovnoměrně zpomaleným pohybem je tedy 859,9 metrů.

### 6.3 Výpočet brzdě síly

Nyní již lze vypočítat potřebnou brzdě sílu úpravou vztahu (3):

$$F_B = \frac{E_k}{l_B}$$

Dosazením  $E_k$  pro prázdný vůz jsem obdržel:

$$F_B = \frac{43825473,1}{859,9} = 51\,026 \text{ N}$$

A pro plný vůz:

$$F_B = \frac{49514361,9}{859,9} = 57\,649 \text{ N}$$

Výpočet brzdě síly je uvažován bez jízdě odporů, jako například odpor vzduchu a odpor valení.

### 6.4 Kontrola meze adheze

Pro správnou funkci brzd je potřeba zkontrolovat, že při brzdě maximální silou nedojde překročení meze adheze a tedy následnému prokluzu kol (viz kapitola 5.3.6). Mez adheze je určena součinitelem adheze, který je pro styk ocelového kola na ocelovou kolejnici stanoven jako  $\mu = 0,15$ . Kontrola se provádí dle vztahu:

$$G_v \cdot \mu > F_B \quad (7)$$

kde  $G_v$  je tíha vozidla a  $F_B$  je vypočítaná potřebná brzdě síla pro danou hmotnost vozidla.

Pro prázdný vůz pak platí:

$$G_v \cdot \mu = 42600 \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 62\,686 \text{ N} > 51\,026 \text{ N}$$

Pro plný vůz obdobně:

$$G_v \cdot \mu = (42600 + 5760) \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 71\,162 \text{ N} > 57\,649 \text{ N}$$

Z provedeného výpočtu vyplývá, že v obou případech (zátěžových stavech), je zajištěno, že při brzdění maximální brzdou silou na dané zábrzdě dráze nedojde ke smyku vozidla, proto mohu v další části přejít k výpočtu potřebných silových účinků brzdové jednotky.

## 6.5 Výpočet sil působících na brzdový kotouč

Vůz Bdp<sup>231</sup> má dva podvozky a na každém dvě dvojkolí. Celková brzdná síla vagonu bude rovnoměrně rozdělena na jednotlivá dvojkolí.

$$F_{Bdv} = \frac{F_B}{4} \quad (8)$$

Pro prázdný vůz:

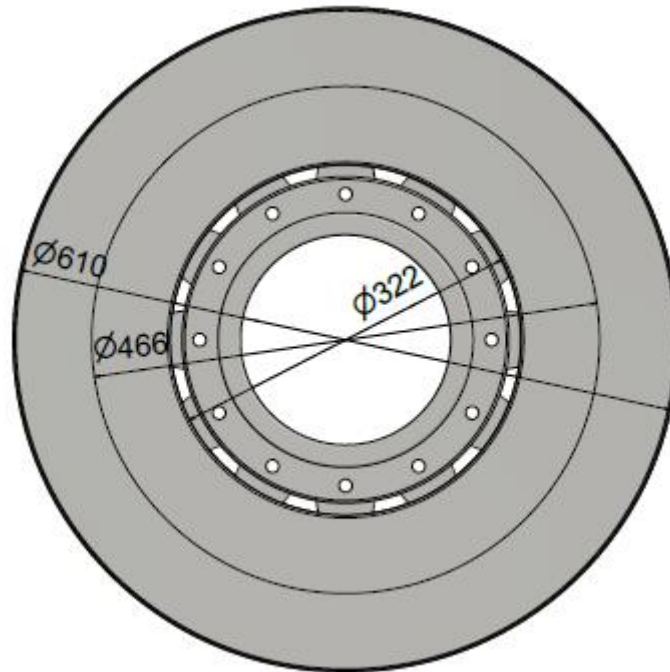
$$F_{Bdv} = \frac{F_B}{4} = \frac{51026}{4} = 12\,756 \text{ N}$$

Pro plný vůz:

$$F_{Bdv} = \frac{F_B}{4} = \frac{57649}{4} = 14\,412 \text{ N}$$

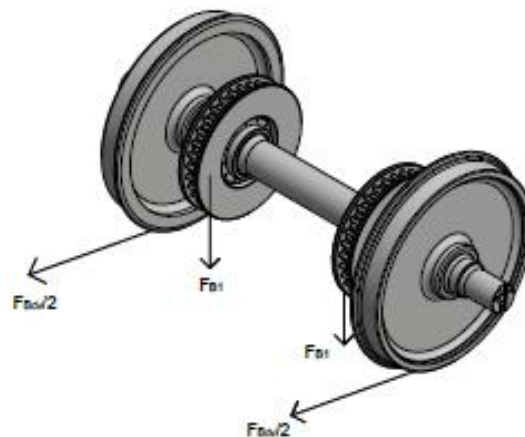
Vůz je brzděn kotoučovou brzdou, pro následující výpočty je proto třeba určit střední průměr účinné brzdě plochy. Pro kotouč průměru 610 mm je účinná brzdící plocha v mezikruží mezi poloměry 305 mm (vnější průměr) a poloměrem 161 mm. Střední průměr se pak stanoví jednoduše ze vztahu:

$$r_{stř} = \frac{r_{max} + r_{min}}{2} = \frac{305 + 161}{2} = 233 \text{ mm} \quad (9)$$



**Obrázek 30** Určení středního poloměru účinné brzdící plochy

Nyní již lze přistoupit k výpočtu brzdové síly působící na brzdový kotouč. Tu jsem stanovil z rovnováhy momentů mezi dvojkolím a brzdovým kotoučem.



**Obrázek 31** Momentová rovnováha sil na kole a brzdovém kotouči

Na průměru 920 mm kola působí brzdná síla  $F_{Bdv}$ , viz obrázek 31, kterou jsem určil na začátku této kapitoly dle vztahu číslo 8. Na průměru 466 mm na brzdovém kotouči pak působí dle momentové rovnováhy síla  $F_{B1}$ . Síla na brzdovém kotouči se určí z rovnováhy momentů.

$$F_{Bdv} \cdot \frac{d_K}{2} = \sum F_{B1} \cdot r_{stř} \quad (10)$$

Síla na jeden kotouč bude polovina celkové síly:

$$F_{B1} = \frac{\sum F_{B1}}{2} \quad (11)$$

Výpočet celkové síly na kotouče pro prázdný vůz:

$$\sum F_{B1} = F_{Bdv} \cdot \frac{d_K}{2 \cdot r_{stř}} = 12756 \cdot \frac{0,92}{2 \cdot 0,233} = 25\,184 \text{ N}$$

A síla na jeden kotouč:

$$F_{B1} = \frac{\sum F_{B1}}{2} = \frac{25184}{2} = 12\,592 \text{ N}$$

Toto už je výsledná síla působící na jeden brzdový kotouč.

Stejný postup se uplatní u plného vozu.

$$\sum F_{B1} = F_{Bdv} \cdot \frac{d_K}{2 \cdot r_{stř}} = 14412 \cdot \frac{0,92}{2 \cdot 0,233} = 28\,454 \text{ N}$$

a síla na jeden kotouč je:

$$F_{B1} = \frac{\sum F_{B1}}{2} = \frac{28454}{2} = 14\,227 \text{ N}$$

Nyní se musí tečná síla na obvodu kotouče přepočítat na přítláčnou sílu čelistí na kotouč. Výpočet se provede pomocí součinitele tření, jehož hodnota  $f = 0,35$  je dána materiálem brzdového kotouče a brzdového obložení. Celková přítláčná síla je dána vztahem:

$$P = \frac{F_{B1}}{f} \quad (12)$$

Přítláčná síla jednou čelistí je polovina celkového přítlaku.

$$P_1 = \frac{P}{2} \quad (13)$$

Pro prázdný vůz bude celková přítláčná síla na jeden kotouč:

$$P = \frac{F_{B1}}{f} = \frac{12592}{0,35} = 35\,978 \text{ N}$$

Přítláčná síla jednou čelistí:

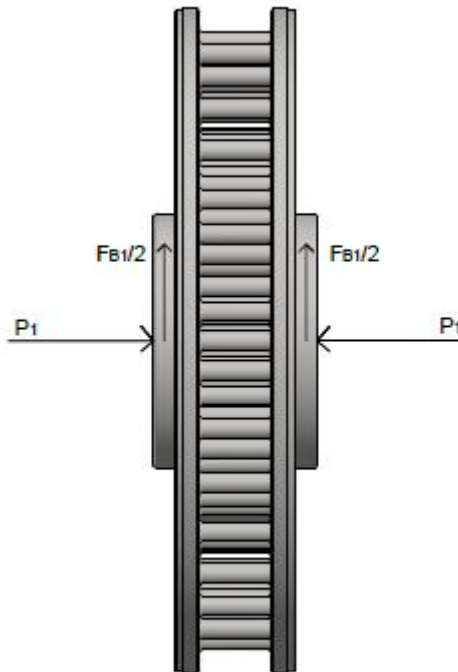
$$P_1 = \frac{P}{2} = \frac{35978}{2} = 17\,989 \text{ N}$$

U plného vozu je výpočet totožný, takže celková přítlačná síla je:

$$P = \frac{F_{B1}}{f} = \frac{14227}{0,35} = 40\,648\,N$$

Přítlačná síla jednou čelistí:

$$P_1 = \frac{P}{2} = \frac{40648}{2} = 20\,324\,N$$



Obrázek 32 Přepočet tečné síly na normálovou přítlačnou sílu

Pro výpočet nalisování je pak potřebný krouticí moment, který způsobuje brzdění vozidla.

Vypočítá se jako brzdná síla na středním poloměru účinné plochy brzdového kotouče.

$$M_k = F_{B1} \cdot r_{stř} = 14227 \cdot 233 = 3\,314\,891\,N \cdot mm \quad (14)$$

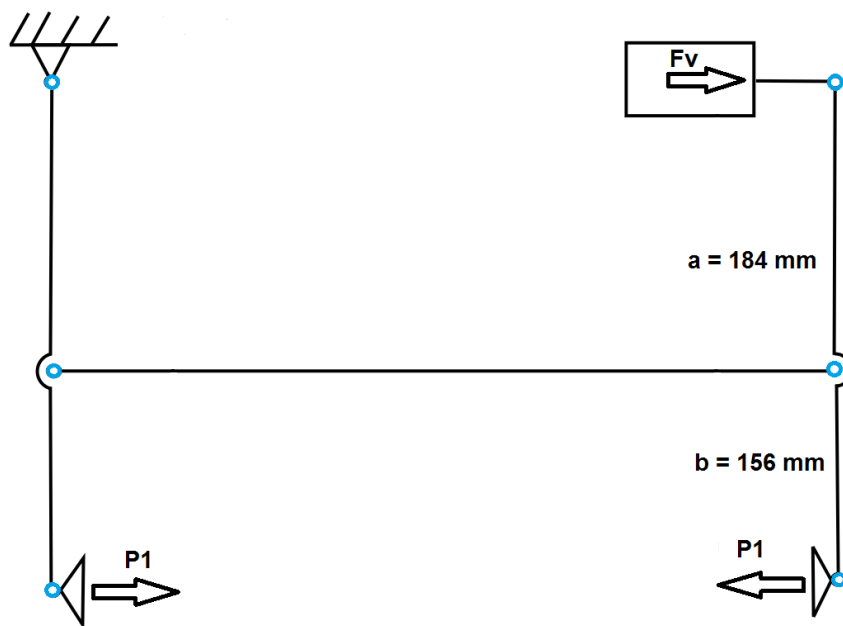


## 6.6 Výpočet potřebného tlaku v brzdovém válci

V předchozí kapitole jsem určil velikost přítlaču brzdovými destičkami na brzdový kotouč. Přítlak je vyvozován silou, která vzniká působením stlačeného vzduchu na píst v brzdovém válci. Přes mechanickou část (převodnice, tyče) je pak síla z válce přenášena do brzdových čelistí, kde vyvolává právě přítlačnou sílu. Díky znalosti rozměrů ( $a$ ,  $b$ ), přítlačné síly ( $P_1$ ) a účinnosti pak lze spočítat sílu v brzdovém válci. V následující tabulce jsou uvedeny základní parametry brzdového válce stanovené výrobcem.

Počet brzdových jednotek na vůz	4
Průměr válce $d_v$	10"
Vratná síla pružiny $S$	1300 N
Účinnost brzdové jednotky $\eta$	94%

Tabulka 11 Základní technické údaje kotoučové brzdy

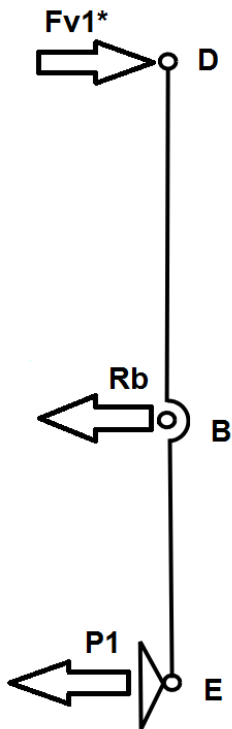


Obrázek 33 Schéma mechanické části brzdy pro určení síly ve válci

Tento mechanismus se dá vyřešit díky poznatkům ze statiky (silové a momentové účinky musí být v rovnováze) a to sice rozdělením na jednotlivé členy a nahrazením vazeb silovými účinky. Výpočet už provádím pouze pro plně ložený vůz.

Pro výpočet použijí pouze člen 4, k řešení mi stačí jediná rovnice a to momentová k bodu B.

$$F_{v1}^* \cdot a + P_1 \cdot b = 0 \quad (15)$$



Vyjádření síly z válce:

$$F_{v1}^* = -P_1 \frac{b}{a} = -20324 \cdot \frac{0,156}{0,184} = -17\,231 \text{ N}$$

Záporné znaménko pouze značí obráceně zvolený směr síly.

Obrázek 34 Rovnováha na páce pro určení síly ve válci

K vypočtené síle ve válci  $F_{v1}^*$  je potřeba ještě připočíst sílu potřebnou k překonání tlaku vratné pružiny v brzdovém válci.

K překonání síly pružiny je potřeba síla 1300 N. Proto síla ve válci bude:

$$F_v^* = F_{v1}^* + S = 17231 + 1300 = 18\,531 \text{ N} \quad (16)$$

Nyní je potřeba tuto sílu navýšit z důvodu ztrát v mechanismu, abych dostal výslednou sílu ve válci při uvažování ztrát a zahrnutí síly potřebné k překonání tlaku vratné pružiny. Účinnost mechanismu je 94%.

$$F_v = \frac{F_v^*}{\eta} = \frac{18531}{0,94} = 19\,714 \text{ N} \quad (17)$$

## 6.7 Výpočet obrzdění

Pneumatické brzdy kolejových vozidel jsou charakterizovány takzvaným obrzděním  $\beta$ . Jedná se o bezrozměrnou veličinu, která udává poměr celkového přítlaku brzdového obložení  $P_C$  k okamžité hodnotě tíhy vozidla. Celkový přítlak je vzat na celé vozidlo. V kapitole 6.5 jsem určil přítlačnou sílu u plného vozu jako  $P_1 = 20\,324$  N. Toto je síla která je vyvozována jen jednou čelistí, na každém kotouči jsou dvě čelisti a na každé nápravě dva kotouče. Vůz pak má dva podvozky, každý o dvou nápravách, celková přítlačná síla tedy je:

$$P_C = 16 \cdot P_1 = 16 \cdot 20324 = 325\,184 \text{ N} \quad (18)$$

Nyní již znám všechny potřebné hodnoty pro výpočet obrzdění. Pro plný vůz se určí z následujícího vztahu:

$$\beta = \frac{P_C}{(m_v + m_{už}) \cdot 9,81} \cdot 100\% \quad (19)$$

Dosazení číselných hodnot:

$$\beta = \frac{P_C}{(m_v + m_{už}) \cdot 9,81} \cdot 100\% = \beta = \frac{325184}{(42600 + 5760) \cdot 9,81} \cdot 100\% = 68,5\%$$

Vozidlo je vybaveno desetipalcovým brzdovým válcem (průměr válce 254 mm), proto se dá dopočítat i velikost přetlaku v brzdovém válci. Přetlak je dán jako síla na plochu brzdového válce.

$$p_v = \frac{F_v}{S_v} = F_v \cdot \frac{4}{\pi \cdot d_v^2} = 19714 \cdot \frac{4}{\pi \cdot 254^2} = 0,389 \text{ MPa} = 3,89 \text{ bar} \quad (20)$$

Moderní vozidla mají hodnotu obrzdění konstantní, proto lze dopočítat i tlak ve válci prázdného vozu.

$$\beta = \frac{16 \cdot (p_v \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} - S) \cdot i \cdot \eta}{m_v \cdot 9,81} \cdot 100\% \quad (21)$$

Číslo 16 dává celkový počet přítlačných sil,  $S$  je síla vratné pružiny,  $i$  je převod mechanismu

$\frac{a}{b} = \frac{0,184}{0,156} = 1,179$  a účinnost  $\eta = 94\%$ . Ze vztahu (21) vyjádřím tlak  $p_v$ :

$$p_v = \frac{\frac{\beta \cdot m_v \cdot 9,81}{i \cdot \eta \cdot 16} + S}{\frac{\pi \cdot d_v^2}{4}} = \frac{\frac{0,685 \cdot 42600 \cdot 9,81}{1,179 \cdot 0,94 \cdot 16} + 1300}{\frac{\pi \cdot 254^2}{4}} = 0,344 \text{ MPa} = 3,44 \text{ bar}$$

## 7. Výpočet lisovaného spoje brzdový kotouč – náprava

Pro správný přenos brzdícího momentu z brzdového kotouče na celou nápravu je potřeba vytvořit mezi nábojem brzdového kotouče a nápravou pevné spojení. U železničních vozidel je toto spojení realizováno nalisováním. Jedná se o silové spojení, jehož podstatou je tření ve stykové ploše spojovaných součástí. Pevného spojení je dosaženo pouze přesahem průměru hřídele proti průměru díry náboje, nepoužívají se žádné spojovací součásti. Výhodou je, že nedochází k zeslabení nosného průřezu hřídele (jako například u klínového spoje, kde vytvoření drážky zvýší náchylnost součásti k únavovému lomu materiálu).

Montáž spoje se provádí buď za studena, nebo za tepla. Při nalisování za studena dojde k násilnému natlačení náboje na hřídel. Přesah hřídele oproti náboji způsobí vznik pevného spoje. Přesahy se nesmí volit příliš velké, neboť by mohlo dojít při montáži k poškození obou součástí. Ke snížení tohoto rizika se mohou styčné povrchy naolejovat.

Pro nalisování za tepla je také potřeba vhodně zvolit přesah hřídele. Zde ovšem před samotnou montáží dojde k ohřátí náboje, nebo ohřátí náboje a zároveň k ochlazení hřídele. Ohřev náboje způsobí tepelné roztažení a tedy vymizení přesahu hřídele. V tuto chvíli se na sebe obě součásti nasunou (což jde vzhledem k chybějícímu přesahu snadno) a po vychladnutí se vytvoří pevný spoj. U nalisování za tepla se může vyskytnout mnoho problémů souvisejících s ohřevem – náboj nebude prohřátý rovnoměrně, což způsobí změnu tvaru, delší ohřev nebo ohřev na vyšší teplotu může způsobit změnu struktury materiálu a tím pádem i změnit jeho materiálové vlastnosti.

Návrh vhodného uložení náboje brzdového kotouče na nápravě provedu pro nalisování za studena i za tepla. [13]

### 7.1 Výpočet minimálního potřebného tlaku v lisovaném spoji

Při výpočtu se vychází z kroutícího momentu, kterým je brzdový kotouč zatěžován. Tento moment se navýší o bezpečnost  $k$ , kterou volím  $k = 2,5$ . Kroutící moment působící na náboj se dá vyjádřit jako tečná síla na poloměru hřídele (jeho velikost jsem vypočítal v kapitole 6.5 dle vztahu číslo (14)).

$$k \cdot M_k \leq F_T \cdot r_H \quad (22)$$

Tečná síla je pomocí součinitele tření mezi kolem a nápravou  $f$  přepočítána na normálovou sílu. Součinitel  $f$  volím  $f = 0,12$ . Obě hodnoty  $k$  i  $f$  jsou voleny spíše na straně bezpečnosti.

$$F_T = F_N \cdot f \quad (23)$$

Normálová síla se vypočítá jako tlak na stykovou plochu válce mezi nábojem a hřídelí.

$$F_N = p_0 \cdot \pi \cdot L_L \cdot d_h \quad (24)$$

Výsledný vztah tedy je:

$$k \cdot M_k \leq p_0 \cdot \pi \cdot L_L \cdot d_h \cdot r_H \quad (25)$$

Po úpravě a vyjádření  $p_0$  lze určit minimální potřebný tlak:

$$p_{min} = \frac{k \cdot M_k}{\pi \cdot d_H \cdot L_L \cdot f \cdot r_H} = \frac{2,5 \cdot 3314891}{\pi \cdot 193 \cdot 143 \cdot 0,12 \cdot \frac{193}{2}} = 8,25 \text{ MPa}$$

## 7.2 Určení minimálního potřebného přesahu

Na začátku této kapitoly jsem uvedl, že pro nalisování je potřeba přesah hřídele oproti náboji. Tento přesah se pro plnou hřídel určí ze vztahu:

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot d_H \cdot \left[ \frac{C_N + \mu_N}{E_N} + \frac{C_H - \mu_H}{E_H} \right] \quad (26)$$

V následující tabulce jsou uvedeny materiálové konstanty pro náboj (litina EN-GJL-250) a hřídel (ocel).

	Náboj	Hřídel
Modul pružnosti E	110 000 MPa	210 000 MPa
Poissonovo číslo $\mu$	0,26	0,33

Tabulka 12 Materiálové údaje pro výpočet nalisování

$C_N$  a  $C_H$  jsou geometrické konstanty. Pro náboj platí:

$$C_N = \frac{D_N^2 + d_H^2}{D_N^2 - d_H^2} = \frac{243^2 + 193^2}{243^2 - 193^2} = 5,26 \quad (27)$$

Stejný vztah se použije i pro hřídel, přičemž u hřídele bude  $d_0 = 0$  mm (plný hřídel):

$$C_H = \frac{d_H^2 + d_0^2}{d_H^2 - d_0^2} = \frac{193^2 + 0}{193^2 - 0} = 1 \quad (28)$$

Nyní znám všechny hodnoty a proto mohu spočítat minimální potřebný přesah.

$$\Delta d_{min} = p_{min} \cdot d_H \cdot \left[ \frac{C_N + \mu_N}{E_N} + \frac{C_H - \mu_H}{E_H} \right]$$
$$\Delta d_{min} = 8,25 \cdot 193 \cdot \left[ \frac{5,26 + 0,26}{110000} + \frac{1 - 0,33}{210000} \right] = 0,085 \text{ mm}$$

### 7.2.1 Určení minimálního výrobního přesahu při lisování za studena

Lisování za studena způsobuje mechanické poškození povrchu materiálu. Proto se k minimálnímu potřebnému přesahu připočte hodnota přesahu  $w$ , který se strhne při lisování. Pro určení přesahu  $w$  je potřeba znát drsnost náboje a hřídele. Výrobce stanovil obě drsnosti na Ra 1,6. Přesah  $w$  se pak vypočítá následovně:

$$w = 5,5 \cdot (Ra^H + Ra^N) \quad (29)$$

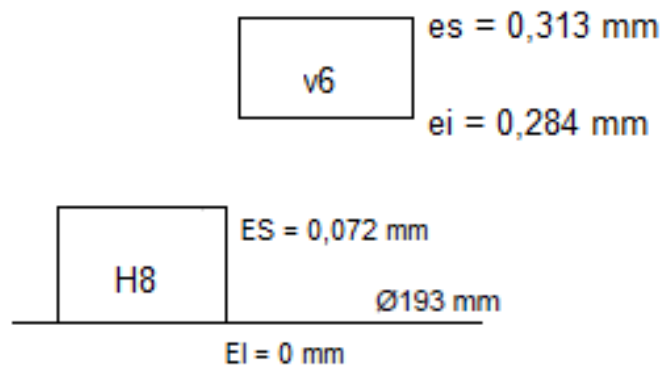
$$w = 5,5 \cdot (Ra^H + Ra^N) = 5,5 \cdot (1,6 + 1,6) = 17,6 \text{ } \mu\text{m}$$

Minimální přesah se pak o hodnotu  $w$  navýší a získáme hodnotu minimálního výrobního přesahu.

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w \quad (30)$$

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w = 0,085 \cdot 10^3 + 17,6 = 102,6 \text{ } \mu\text{m}$$

Uložení volím v soustavě jednotné díry  $\emptyset 193 \text{ H8/v6}$ .



Obrázek 35 Toleranční pole uložení zvoleného pro nalisování za studena

Minimální tabulkový přesah se určí jako rozdíl dolní mezní úchytky náboje a horní mezní úchytky díry.

$$\delta_{min} = |ei - ES| \quad (31)$$

$$\delta_{min} = |ei - ES| = |284 - 72| = 212 \mu m$$

Platí, že minimální tabulkový přesah musí být větší než minimální potřebný výrobní přesah, tedy:

$$\delta_{min} \geq \Delta d_{wmin} \quad (32)$$

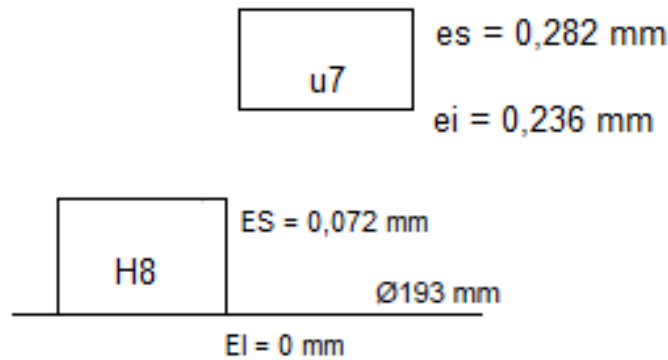
$$212 \geq 102,6 \dots \text{uložení vyhovuje}$$

## 7.2.2 Určení minimálního výrobního přesahu při lisování za tepla

U lisování za tepla k žádnému mechanickému stržení drsnosti povrchu nedochází, proto mohu napsat, že  $w = 0$ . Minimální výrobní přesah se vypočítá stejně jako u nalisování za studena dle vztahu (30):

$$\Delta d_{wmin} = \Delta d_{min} + w = 0,085 \cdot 10^3 + 0 = 85 \mu m$$

Uložení volím v soustavě jednotné díry  $\text{Ø}193 \text{ H8/u7}$ .



Obrázek 36 Toleranční pole uložení zvoleného pro nalisování za tepla

Minimální tabulkový přesah se určí jako rozdíl dolní mezní úchytky náboje a horní mezní úchytky díry dle vztahu (31).

$$\delta_{min} = |ei - ES| = |236 - 72| = 164 \mu m$$

Platí, že minimální tabulkový přesah musí být větší než minimální potřebný výrobní přesah, tedy dle vztahu (32).

$$\delta_{min} \geq \Delta d_{wmin}$$

$$164 \geq 85 \dots \text{uložení vyhovuje}$$

## 7.3 Maximální tlak v nalisovaném spoji

### 7.3.1 Nalisování za studena

Pro navržené uložení lisovaného spoje je potřeba vypočítat hodnotu maximálního tlaku ve spoji  $p_{max}$  při nejvyšší hodnotě přesahu. Maximální výrobní přesah se určí takto:

$$\Delta d_{wmax} = \delta_{max} = es - EI \quad (33)$$

Pro zvolené uložení Ø193 H8/x6 je maximální výrobní přesah:

$$\Delta d_{wmax} = \delta_{max} = es - EI = 313 - 0 = 313 \mu m$$

Toto je hodnota přesahu včetně přesahu  $w$ , který se mechanicky strhne při montáži. Proto se musí určit maximální efektivní přesah.

$$\Delta d_{max} = \Delta d_{wmax} - w \quad (34)$$

$$\Delta d_{max} = \Delta d_{wmax} - w = 313 - 17,6 = 295,4 \mu m$$



Nyní už je možné vypočítat maximální tlak ve spoji při maximálním přesahu podle vztahu (26).

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_H \cdot \left[ \frac{C_N + \mu_N}{E_N} + \frac{C_H - \mu_H}{E_H} \right]} = \frac{0,2954}{193 \cdot \left[ \frac{5,26 + 0,26}{110000} + \frac{1 - 0,33}{210000} \right]} = 28,70 \text{ MPa}$$

### 7.3.2 Nalisování za tepla

Postup je stejný jako u nalisování za studena, tedy že pro navržené uložení lisovaného spoje je potřeba vypočítat hodnotu maximálního tlaku ve spoji  $p_{max}$  při nejvyšší hodnotě přesahu. Pro zvolené uložení  $\varnothing 193 \text{ H8/v7}$  je maximální výrobní přesah určen dosazením do vztahu (33).

$$\Delta d_{wmax} = \delta_{max} = es - EI = 282 - 0 = 282 \text{ } \mu\text{m}$$

Při nalisování je hodnota přesahu  $w = 0$ , proto je maximální efektivní přesah stejný jako maximální výrobní přesah po dosazení do rovnice (34).

$$\Delta d_{max} = \Delta d_{wmax} - w = 282 - 0 = 282 \text{ } \mu\text{m}$$

Nyní už je možné vypočítat maximální tlak ve spoji při maximálním přesahu jako u nalisování za studena dosazením do rovnice (26).

$$p_{max} = \frac{\Delta d_{max}}{d_H \cdot \left[ \frac{C_N + \mu_N}{E_N} + \frac{C_H - \mu_H}{E_H} \right]} = \frac{0,282}{193 \cdot \left[ \frac{5,26 + 0,26}{110000} + \frac{1 - 0,33}{210000} \right]} = 27,40 \text{ MPa}$$

## 7.4 Ztráta tlaku ve spoji vlivem odstředivých sil

Minimální potřebný tlak ve spoji je 8,25 MPa, z tohoto hlediska obě navržená uložení vyhovují (při nalisování za studena je maximální tlak ve spoji 28,70 MPa, při nalisování za tepla 27,40 MPa). Ovšem při jízdě soupravy dochází v lisovaném spoji vlivem odstředivé síly rotujících částí k poklesu tlaku ve spoji. Proto je potřeba zkontrolovat, zda i při uvažování ztráty tlaku právě vlivem odstředivé síly bude tlak ve spoji vyšší než minimální potřebný tlak. Při výpočtu vlivu odstředivých sil uvažuji zjednodušenou geometrii brzdového kotouče, který rozdělím na 3 části. Dále předpokládám rovnoměrné rozložení tlaku v lisovaném spoji a

zanedbatelný vliv působení odstředivé síly na nápravu. V následující tabulce jsou hmotnosti každé ze tří částí zjednodušené geometrie (hmotnosti jednotlivých částí vychází z celkové hmotnosti skutečného kotouče, která byla určena programem Autodesk Inventor pro litinu EN-GJL-250 jako 126 kg).

$m_{O1}$	98 kg
$m_{O2}$	14 kg
$m_{O3}$	14 kg

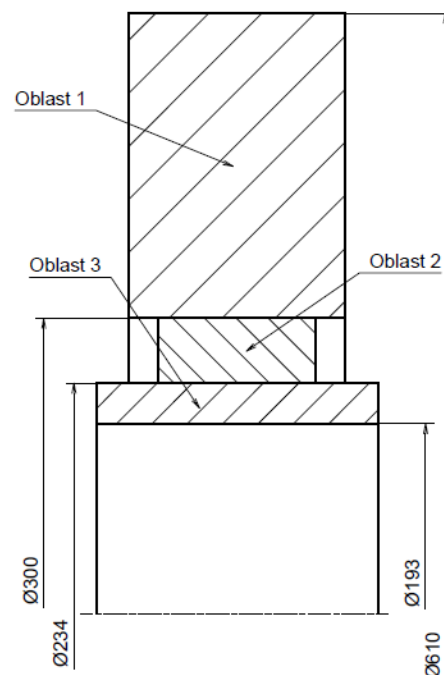
**Tabulka 13 Hmotnosti jednotlivých částí zjednodušené geometrie**

Na obrázku vpravo je mnou navržené zjednodušení geometrie brzdového kotouče včetně rozměrů potřebných k výpočtu odstředivé síly.

Tabulka s označením rozměrů:

D	610 mm
c	300 mm
d	234 mm
e	193 mm

**Tabulka 14 Rozměry jednotlivých částí zjednodušené geometrie**



**Obrázek 37 Zjednodušená geometrie brzdového kotouče**

Tlak vznikající vlivem odstředivé síly se počítá pro maximální rychlost soupravy, tedy 160 km/h. Odstředivá síla vznikající rotací brzdového kotouče se pak vypočítá takto:

$$F_0 = \left(\frac{v}{R}\right)^2 \cdot \left(m_{01} \cdot \left(\frac{D+c}{2}\right) + m_{02} \cdot \left(\frac{c+d}{2}\right) + m_{03} \cdot \left(\frac{d+e}{2}\right)\right) \quad (35)$$

Dosažení:

$$F_0 = \left(\frac{160}{3,6 \cdot 0,305}\right)^2 \cdot \left(14 \cdot \left(\frac{610+300}{2}\right) + 14 \cdot \left(\frac{300+234}{2}\right) + 14 \cdot \left(\frac{234+193}{2}\right)\right)$$

$$F_0 = 1\,089\,674 \text{ N}$$

Tlak ve spoji se pak spočítá jako síla na plochu (jedná se o válcovou plochu nalisování).

$$p_0 = \frac{F_0}{S} \quad (36)$$

$$p_0 = \frac{F_0}{S} = \frac{F_0}{\pi \cdot d_h \cdot L_L} = \frac{1\,089\,674}{\pi \cdot 193 \cdot 143} = 12,57 \text{ MPa}$$

Nyní lze ověřit, zda spoj vyhovuje i při uvažovaných odstředivých silách. Tlak ve spoji musí být i po poklesu tlaku vlivem odstředivé síly vyšší, než minimální potřebný tlak ve spoji.

$$p_{max} - p_0 > p_{min} \quad (37)$$

Pro nalisování za studena:

$$28,70 - 12,57 = 16,13 \text{ MPa} > 8,25 \text{ MPa}$$

Pro nalisování za tepla:

$$27,40 - 12,57 = 14,83 \text{ MPa} > 8,25 \text{ MPa}$$

Navržený spoj z hlediska velikosti tlaku, který vzniká nalisováním, vyhovuje i při uvažování odstředivých sil rotujícího brzdového kotouče. [15]

## 8. Výpočet šroubového spoje

Výpočtem šroubového spoje mám na mysli kontrolu namáhání použitých šroubů při zatížení silou vzniklou vyvozením brzdného momentu na brzdovém kotouči. Šroubové pole se skládá z dvanácti šroubů M12 pevnostní třídy 10.9, které spojují náboj s věncem brzdového kotouče na průměru 268 mm. Protože se však kotouč při brzdění intenzivně zahřívá a je z jiného materiálu (litina) než spojovací součásti (ocel), nelze použít spoj lícovaný, ale přenos síly musí být zajištěn předepjatým šroubovým spojením. [18] [19]

### 8.1 Vnější silové zatížení spoje

Z brzdného momentu na brzdovém kotouči mohu spočítat sílu, která působí na šroub v tečné rovině. Tato síla působí na poloměru daném kružnicí roztečného pole  $r_{kš}$ :

$$F_{Tš} = \frac{M_k}{r_{kš}} = \frac{3314,9}{0,134} = 24\,738\,N \quad (38)$$

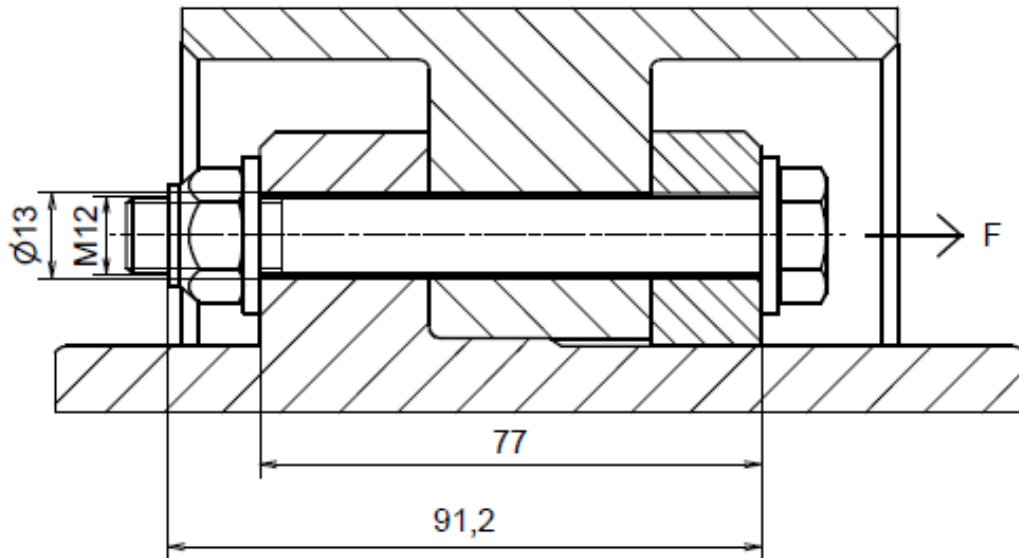
Nyní je potřeba třecí síla přepočítat na normálovou pomocí součinitele tření pod maticí  $f_M = 0,2$  (styk ocel na ocel). Síla se rozdělí mezi všechny šrouby v poli  $i_š = 12$ .

$$F = \frac{F_{Tš}}{i_š \cdot f_M} = \frac{24738}{12 \cdot 0,2} = 10\,308\,N \quad (39)$$

[20]

### 8.2 Určení vlastností šroubu se závitem M12

Použité šrouby jsou pevnostní třídy 10.9, což udává jejich pevnostní vlastnosti. Pro průměr závitu M12 pak z tabulek odečítám hodnoty potřebné pro výpočet. Na obrázku 38 na následující straně je schéma šroubového spoje s potřebnými rozměry pro výpočet.



Obrázek 38 Šroubový spoj náboje s věncem brzdového kotouče

V následující tabulce uvádím rozměry odečtené z tabulek pro šroub M12 třídy 10.9.

<i>mez pevnosti ... <math>\sigma_{pt}</math></i>	1040 MPa
<i>mez klutu ... <math>\sigma_{kt}</math></i>	940 MPa
<i>jmenovitý průměr ... <math>\Phi d</math></i>	12 mm
<i>střední průměr ... <math>\Phi d_2</math></i>	10,863 mm
<i>malý průměr ... <math>\Phi d_3</math></i>	9,853 mm
<i>počet chodů ... <math>i</math></i>	1
<i>rozteč ... <math>P</math></i>	1,75 mm
<i>vrcholový úhel v osovém řezu ... <math>\beta</math></i>	30°

Tabulka 15 Údaje potřebné pro výpočet šroubového spoje

Nyní znám všechny potřebné hodnoty pro výpočet třecího úhlu  $\varphi$  a úhlu stoupání závitu  $\gamma$ .

Úhel stoupání:

$$\gamma = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left( \frac{1 \cdot 1,75}{\pi \cdot 10,863} \right) = 2^{\circ}57' \quad (40)$$

Vrcholový úhel v normálovém řezu:

$$\beta_N = \operatorname{tg}^{-1}(\operatorname{tg}\beta \cdot \cos\gamma) = \operatorname{tg}^{-1}(\operatorname{tg}30^{\circ} \cdot \cos2^{\circ}57') = 29^{\circ}58' \quad (41)$$

Třecí úhel:

$$\varphi' = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{f}{\cos\beta_N}\right) = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{0,15}{\cos 29^\circ 58'}\right) = 9^\circ 49' \quad (42)$$

$f$  je hodnota součinitele tření v závitu (0,15 pro styk ocel – ocel).

### 8.3 Výpočet spoje

Nejprve je potřeba určit konstanty tuhosti jednotlivých částí. První konstanta bude pro šroub (natahovaná část), druhá konstanta pro desky (zkracovaná část). Tuhost se určuje ze vztahu:

$$C = \frac{E \cdot S}{l_n} \quad (43)$$

$E$  je modul pružnosti materiálu,  $S$  zatěžovaný průřez,  $l_n$  je délka součásti.

Pro šroub (materiál ocel, průměr 12 mm,  $l_1$  je délka spojovaných součástí + výška matice):

$$C_1 = \frac{E_1 \cdot S_1}{l_1} = \frac{210000 \cdot \frac{\pi \cdot 12^2}{4}}{91,2} = 260\,422 \text{ N/mm}$$

Pro desky (obě ze stejného materiálu - litiny, průřez vypočítán dle Roetscherova kužele kde  $D_2 = 2 \cdot D_0$ ,  $l_2$  je délka spojovaných součástí):

$$C_2 = \frac{E_2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_0^2)}{l_2} = \frac{110000 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (26^2 - 13^2)}{77} = 568\,857 \text{ N/mm}$$

Díky znalosti tuhostí jednotlivých částí mohu vypočítat předpětí ve spoji. K tomu je potřeba zvolit součinitel předpětí  $q$  (pro statické zatížení doporučeno volit v rozsahu 0,5 až 1,5), jehož hodnotu volím  $q = 1$ .

Vnější síla působící na šroub je  $F = 10\,308 \text{ N}$ . Předpětí pak vypočtu jako:

$$Q_0 = \left(q + \frac{C_2}{C_1 + C_2}\right) \cdot F = \left(1 + \frac{568857}{260422 + 568857}\right) \cdot 10803 = 18\,215 \text{ N} \quad (44)$$

Vzhledem k tomu, že mě zajímá namáhání šroubu, potřebuji znát tahovou sílu, která na něj působí. Ta je dána součtem předpětí a části vnějšího zatížení.

$$Q_1 = Q_0 + \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot F = 18215 + \frac{260422}{260422 + 568857} \cdot 10803 = 21\,608 \text{ N} \quad (45)$$

## 8.4 Utahovací moment

Pro dosažení správného předpětí ve spoji je potřeba šroub správně utáhnout při montáži. K tomu se používá momentový klíč, na kterém si nastavím maximální moment, při jehož dosažení přestane klíč utahovat. Celkový potřebný moment na klíči je pak dán jako součet momentu závitů a třecího momentu pod maticí.

$$M_{KK} = M_Z + M_{tM} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma) + Q_0 \cdot 0,75 \cdot d_2 \cdot f_M \quad (46)$$

$$M_{KK} = 18215 \cdot \frac{0,010863}{2} \cdot \operatorname{tg}(9^\circ 49' + 2^\circ 57') + 18215 \cdot 0,75 \cdot 0,010863 \cdot 0,2$$
$$M_{KK} = 50,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 8.5 Namáhání šroubu

Celková tahová síla, která na šroub působí je  $Q_1 = 21\,608 \text{ N}$ . Napětí se vypočítá jako tahová síla na plochu (v případě šroubu je to plocha určena malým průměrem  $d_3$ ).

$$\sigma_{Q1} = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{21608}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} = 283,4 \text{ MPa} \quad (47)$$

Při utahování vzniká ve šroubu také smykové napětí od krutu.

$$\tau = \frac{M_Z}{W_{k3}} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma)}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (48)$$

$$\tau = \frac{M_Z}{W_{k3}} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \gamma)}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{18215 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \operatorname{tg}(9^\circ 49' + 2^\circ 57')}{\frac{\pi \cdot 9,853^3}{16}} = 112,5 \text{ MPa}$$

Jedná se o kombinované namáhání, proto se musí spočítat redukované napětí, pro spojovací šrouby dle teorie HMH.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q1}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{283,4^2 + 3 \cdot 112,5^2} = 343,9 \text{ MPa} \quad (49)$$

Nutným výstupem z pevnostní kontroly je výpočet součinitele bezpečnosti k vůči mezi kluzu.

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{940}{343,9} = 2,7 \quad (50)$$

Minimální bezpečnost je stanovena na 1,1 až 1,5. V mém případě vyšla bezpečnost 2,7, která je vyšší než minimální dovolená hodnota. Zvolený šroub M12 pevnostní třídy 10.9 pevnostně vyhovuje namáhání, které vzniká při brzdění vozidla. Na závěr přikládám diagram předepjatého spoje (trojúhelníkový diagram). V něm je znázorněna závislost mezi silou a prodloužením. Vlivem předpětí  $Q_0$  dochází k prodloužení šroubu a zkrácení desek. Pak předepjatý spoj zatížíme vnější silou  $F$ . Ta způsobí prodloužení obou částí. Vnější síla se rozdělí na složky  $F_1$  (šroub) a  $F_2$  (desky) dle tuhostí. Platí vztah:

$$F = F_1 + F_2 \quad (51)$$

Pro úplnost (hodnoty potřebné k sestavení trojúhelníkového diagramu) uvedu i výpočty prodloužení/zkrácení jednotlivých částí vlivem montážního předpětí.

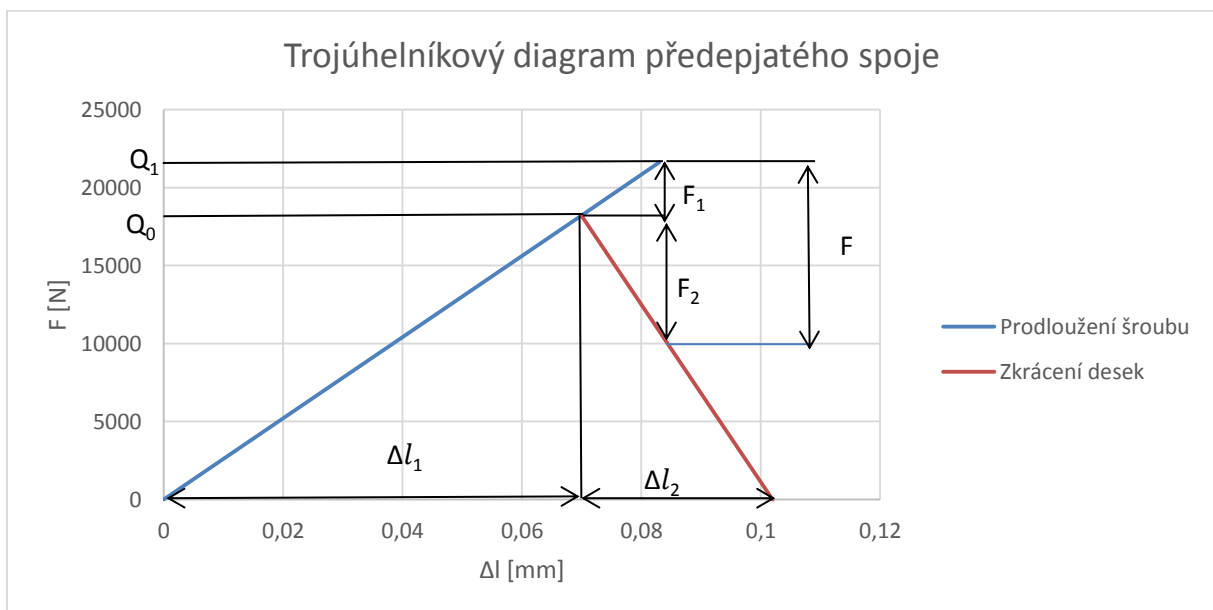
$$\Delta l = \frac{Q}{C} \quad (52)$$

Prodloužení šroubu:

$$\Delta l_1 = \frac{Q_0}{C_1} = \frac{18215}{260422} = 0,070 \text{ mm}$$

Zkrácení desek:

$$\Delta l_2 = \frac{Q_0}{C_2} = \frac{18215}{568857} = 0,032 \text{ mm}$$



Obrázek 39 Trojúhelníkový diagram předepjatého šroubového spoje

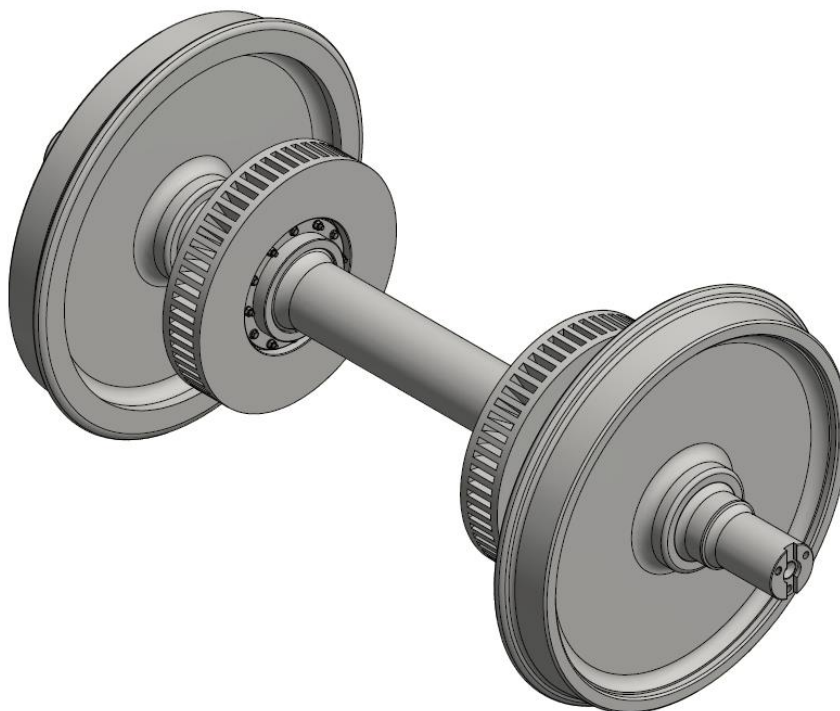
[12] [13]



## 9. Závěr

Osobní vozidlo Bdp<sup>231</sup> je v současnosti provozováno s brzdovými kotouči o průměru 590 mm. Na těchto kotoučích se ovšem projevuje nadměrná koncentrace trhlin při řádově nižším nájezdu než ve srovnání s podobným typem vozů. Z tohoto důvodu se uvažuje o přechodu na kotouč průměru 610 mm. Kotouče průměru 610 mm jsou vyráběny s válečky jako chladícími elementy (u kotouče průměru 590 mm jsou chladícím elementem žebra).

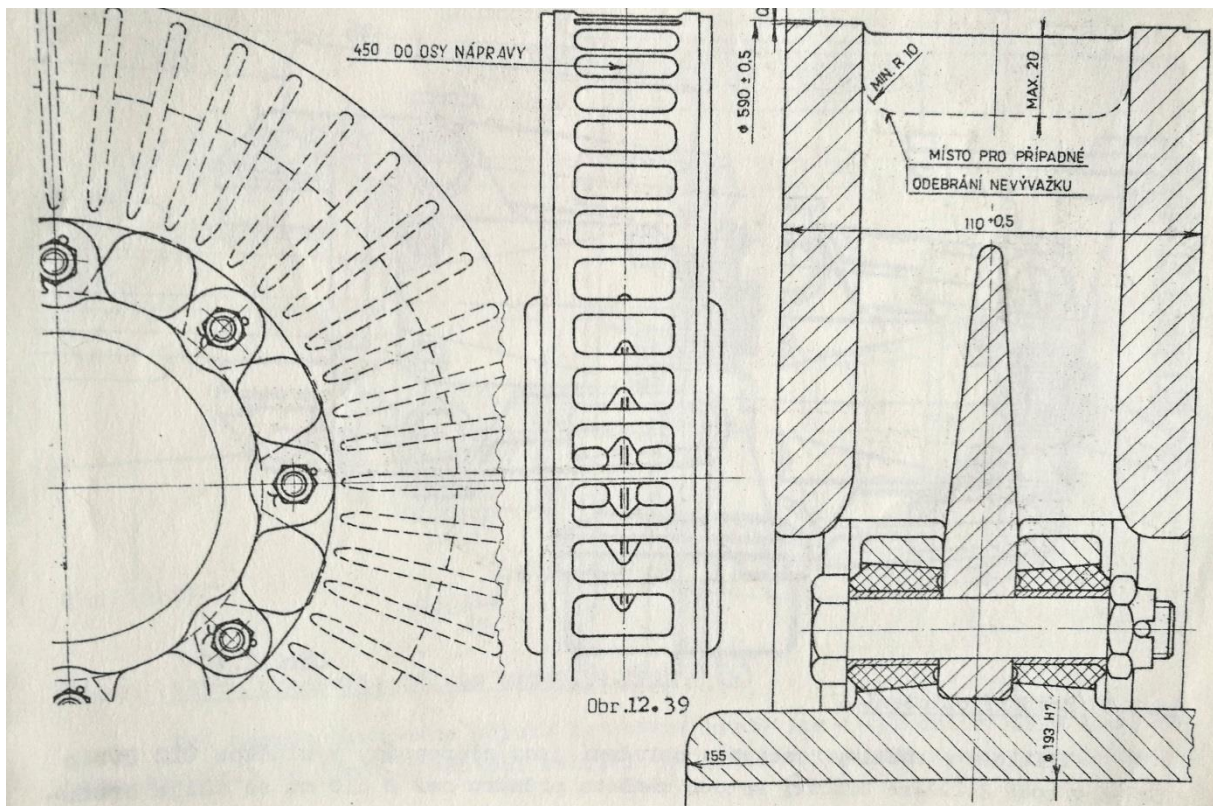
Navýšením průměru brzdového kotouče se zvětší účinná brzdící plocha. Zároveň nový typ chladících elementů umožní efektivnější odvod tepla. Toto jsou ovšem pouze teoretické předpoklady, které by bylo třeba konkrétně spočítat, což už ovšem není předmětem této bakalářské práce a ani nemám potřebné znalosti k provedení takového výpočtu.



Obrázek 40 Starý brzdový kotouč průměru 590 mm

Předmětem této práce je výpočet nalisování brzdového kotouče a kontrola šroubového spoje mezi nalisovaným nábojem a věncem brzdového kotouče. Potřebné uložení pro nalisování jsem spočítal jak pro nalisování za studena ( $\text{Ø}193 \text{ H8/v6}$ ), tak pro nalisování za tepla ( $\text{Ø}193 \text{ H8/u8}$ ). Protože se jedná o soupravu pro rychlosti do 160 km/h, bude mít značný

vliv pokles tlaku vlivem odstředivých sil rotujícího brzdového kotouče. Tento pokles tlaku jsem do svého výpočtu také zahrnul dle modelu se zjednodušenou geometrií. Mnou navržené hodnoty uložení vyhovují i při uvažování ztráty tlaku vlivem odstředivé síly.



**Obrázek 41 Detail spojení náboje BK s věncem BK u starého kotouče průměru 590 mm[14]**

Jak jsem již zmínil, náboj nalisovaný na nápravu je spojen s věncem brzdového kotouče dvanácti šrouby M12 pevnostní třídy 10.9. Z důvodu rozdílného materiálu kotouče a spojovacích součástí (litina a ocel mají rozdílnou teplotní roztažnost což je u silně zahřívaného brzdového kotouče problém) jsou spojovací šrouby předepjaté a nikoliv lícované. Vnější zatížení šroubu je dáno vznikajícím brzdovým momentem při brzdění. Kontrolu jsem provedl dle mých znalostí z předmětu Části a mechanismy strojů. Závěrem je, že šroubový spoj vyhovuje s bezpečností  $k = 2,7$ .



**Obrázek 42 Nový brzdový kotouč průměru 610 mm**

Dalším postupem navazujícím na tuto práci by mohlo být určení napjatosti vzniklé nalisováním a kontrola takto vzniklého redukovaného napětí a již zmíněný výpočet oteplení kotouče. Vliv tepla by se počítal i u šroubového spoje, u kterého by mohl být vliv tepla možná i značnější než u samotného kotouče. [18] [19]

## 10. Seznam použitých zdrojů

- [1] KOLÁŘ, Josef. *Úvod do dopravní techniky, přednášky* [online]. 2014 [cit. 2019-04-16].  
Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211083/>
- [2] HEPTNER, Tomáš. *Pojezdy kolejových vozidel, přednášky* [online]. 2011 [cit. 2019-04-16].  
Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211145/prednasky/>
- [3] DAKO - CZ, a.s. *Výrobky pro kolejová vozidla - katalog* [online]. [cit. 2019-04-16].  
Dostupné z: <https://docplayer.cz/3154755-Vyrobky-pro-kolejova-vozidla.html>
- [4] ZÍTKO, Martin. *Vagony.cz* [online]. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/>
- [5] ŠKODA TRANSPORTATION, a.s. *Osobní vůz Bdpce231 - katalog* [online]. [cit. 2019-04-16].  
Dostupné z: <https://www.skoda.cz/data/catalog/6/236/2311.pdf>
- [6] HEPTNER, Tomáš. *GP 200: Minulost, současnost a budoucnost* [online]. 15.6.2011  
[cit. 2019-04-16].  
Dostupné z: [http://www.czech-raildays.cz/2011/seminare/trendy\\_heptner.pdf](http://www.czech-raildays.cz/2011/seminare/trendy_heptner.pdf)
- [7] ČD CARGO. *Provoz a obsluha brzdových zařízení železničních kolejových vozidel: Příloha 2 - Pojmy vztahující se k brzdovému zařízení a jeho činnosti*[online]. 1.10.2010  
[cit. 2019-04-16]. Dostupné z: [http://fsczocb.sweb.cz/predpisy/CD\\_Cargo/KVs3-B-2010/P%C5%99%C3%ADloha%2002%20ke%20KVs3-B-2010.pdf](http://fsczocb.sweb.cz/predpisy/CD_Cargo/KVs3-B-2010/P%C5%99%C3%ADloha%2002%20ke%20KVs3-B-2010.pdf)
- [8] ČD. *V15/I Předpis pro provoz a obsluhu brzdových zařízení železničních kolejových vozidel* [online]. 1.1.2002 [cit. 2019-04-16].  
Dostupné z: <http://www.predpisy.cd.wz.cz/data/V15.pdf>
- [9] *Vyhláška č. 100/1995 Sb., o stanovení podmínek pro provoz, konstrukci a výrobu určených technických zařízení a jejich konkretizace* [online]. 18.5.1995 [cit. 2019-04-16].  
Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/1995-100#p1>

[10] HOSPODARZ, Petr. *Brzdění vlaků - základní pojmy*[online]. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3737084/>

[11] ŠVESTKA, David. *Atlas lokomotiv* [online]. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/>

[12] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

[13] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.

[14] MARUNA, Zdeněk, Vilém HOFFMANN a Jiří KOULA. *Metodika konstruování kolejových vozidel: osobní a nákladní podvozky*. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-01-00815-0

[15] VRBA, Jan. *Výpočet lisovaného spoje náboje kola na nápravě hnacího dvojkolí elektrické lokomotivy: Minulost, současnost a budoucnost*[online]. Praha, 2017. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/70663/F2-BP-2017-Vrba-Jan-Bakalarska%20prace.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Josef Kolář.

[16] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.

[17] DOKOUPIL, Jindřich. *Návrh a realizace modelu tlakové vzduchové brzdy*. Ostrava, 2010. [cit. 2019-04-16].

Dostupné z: [https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/81499/DOK045\\_FS\\_B2341\\_2301R002\\_2010.pdf?sequence=1](https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/81499/DOK045_FS_B2341_2301R002_2010.pdf?sequence=1). Bakalářská práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Jaromír Široký.

[18] *Poznatky, informace a vědomosti získané během konzultací s vedoucím práce doc. Ing. Josefem Kolářem, CSc.*

[19] *Informace a podklady získané od Ing. Miroslava Klimeše ze společnosti Pars nova a.s.*

[20] LHOTAN, Radek. *Studie řešení brzdy pro vozy metra*. Praha, 2018. [cit. 2019-04-16].

Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/77406?show=full>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Josef Kolář.

[21] KOVIS, d.o.o. *Brake discs products* [online]. [cit. 2019-04-16]. Dostupné z:

<https://www.kovis-group.com/kovis/en/products/brake-discs/>

## 11. Seznam obrázků

Obrázek 1 Dvojčítý brzdový špalík [1] .....	8
Obrázek 2 Jednoduchý brzdový špalík [1] .....	8
Obrázek 3 Oboustranná špalíková brzda [2] .....	9
Obrázek 4 Brzdový kotouč [4] .....	9
Obrázek 5 Brzdový kotouč Kovis – spojení náboje s věncem BK pomocí čepů [21] .....	10
Obrázek 6 Detail spojení věnce BK s nábojem pomocí šroubů [11] .....	10
Obrázek 7 Brzdový kotouč upevněný do kola [1].....	11
Obrázek 8 Kolejnicová brzda [4].....	12
Obrázek 9 Třecí kolejnicová brzda [1] .....	13
Obrázek 10 Princip vířivé kolejnicové brzdy [1] .....	13
Obrázek 11 Podvozek GP 200 [6] .....	15
Obrázek 12 Vagon Bdpee <sup>231</sup> [5].....	16
Obrázek 13 Pneumatická část vlakové brzdy [4].....	17
Obrázek 14 Pneumatické schéma pneumatické části vlakové brzdy [1] .....	18
Obrázek 15 Graf průběhu tlaků v hlavním potrubí a v brzdovém válci [4] .....	20
Obrázek 16 Umístění rozvaděče v pneumatické soustavě osobního vozu [1].....	21
Obrázek 17 Rozvaděč Dako CV1nD [3].....	21
Obrázek 18 Spojkové kohouty hlavního a napájecího potrubí [10].....	22
Obrázek 19 Záchranná brzda Dako PZ4 [3] .....	23
Obrázek 20 Ventil Dako DSV [3] .....	24
Obrázek 21 Vypouštěcí ventil a generátor elektronického protismyku Dako PE06 [3] .....	25
Obrázek 22 Elektropneumatická brzda Dako EPB2 [3] .....	26
Obrázek 23 Schéma pneumatického okruhu elektropneumatické vlakové brzdy [1] .....	27
Obrázek 24 Brzdový válec Dako KB - samostatná brzdová jednotka [3].....	28
Obrázek 25 Samostatná brzdová jednotka [4] .....	29
Obrázek 26 Výkres samostatné brzdové jednotky typu BBW [14] .....	29
Obrázek 27 Schéma mechanické části podvozku soupravy Bdpee <sup>231</sup> .....	30
Obrázek 28 Jiný způsob uspořádání mechanické části [1] .....	31
Obrázek 29 Diagram pro určení zábrzdné dráhy [1] .....	34
Obrázek 30 Určení středního poloměru účinné brzdící plochy.....	37
Obrázek 31 Momentová rovnováha sil na kole a brzdovém kotouči.....	37
Obrázek 32 Přepočtení tečné síly na normálovou přitlačnou sílu .....	39
Obrázek 33 Schéma mechanické části brzdy pro určení síly ve válci.....	40
Obrázek 34 Rovnováha na páce pro určení síly ve válci .....	41
Obrázek 35 Toleranční pole uložení zvoleného pro nalisování za studena .....	46
Obrázek 36 Toleranční pole uložení zvoleného pro nalisování za tepla .....	47
Obrázek 37 Zjednodušená geometrie brzdového kotouče.....	49
Obrázek 38 Šroubový spoj náboje s věncem brzdového kotouče .....	52

Obrázek 39 Trojúhelníkový diagram předepjatého šroubového spoje .....	55
Obrázek 40 Starý brzdový kotouč průměru 590 mm .....	56
Obrázek 41 Detail spojení náboje BK s věncem BK u starého kotouče průměru 590 mm[14]	57
Obrázek 42 Nový brzdový kotouč průměru 610 mm .....	58

## 12. Seznam tabulek

Tabulka 1 Rozdělení vlakových brzd z hlediska přenosu a vyvození síly.....	7
Tabulka 2 Technické požadavky při vývoji podvozku GP 200 .....	14
Tabulka 3 Technické parametry brzdy vozu Bdpee <sup>231</sup> .....	16
Tabulka 4 Hodnoty tlaků v hlavním potrubí a brzdovém válci pro různé provozní stavy [1] ..	19
Tabulka 5 Technické parametry rozvaděče Dako CV1nD.....	21
Tabulka 6 Technické parametry záchranné brzdy Dako PZ4 .....	24
Tabulka 7 Technické parametry ventilu Dako DSV .....	25
Tabulka 8 Technické parametry elektronického protismyku Dako PE06.....	26
Tabulka 9 Technické parametry elektropneumatické brzdy Dako EPB2 .....	27
Tabulka 10 Vstupní hodnoty pro výpočet kinetické energie pohybujícího se vozu.....	32
Tabulka 11 Základní technické údaje kotoučové brzdy .....	40
Tabulka 12 Materiálové údaje pro výpočet nalisování .....	44
Tabulka 13 Hmotnosti jednotlivých částí zjednodušené geometrie.....	49
Tabulka 14 Rozměry jednotlivých částí zjednodušené geometrie.....	49
Tabulka 15 Údaje potřebné pro výpočet šroubového spoje.....	52

## 13. Seznam příloh

Sestavný výkres dvojkolí

BP-01-0001-01