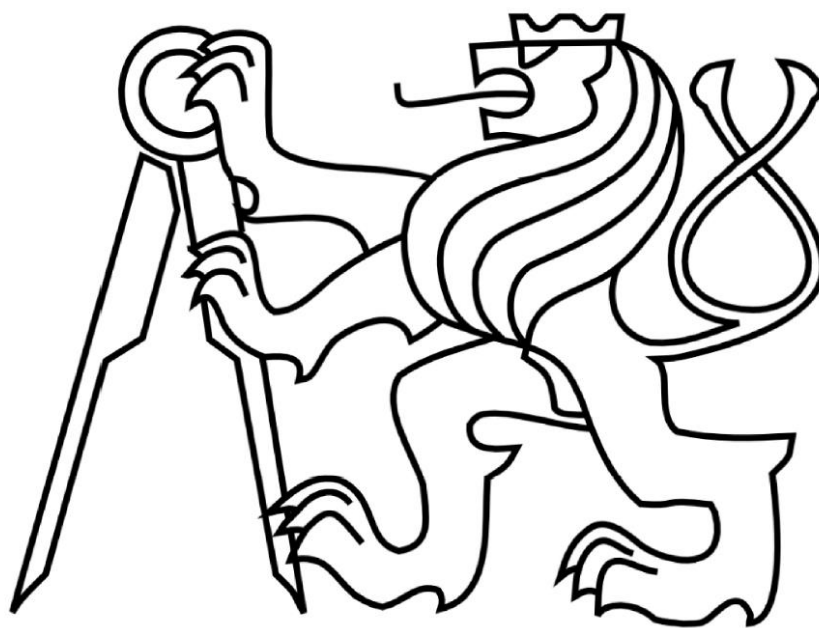


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE



FAKULTA STROJNÍ

12120 – ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ
A KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Bakalářská práce 2019

Kotoučová brzda pro nákladní vůz

Jan OLIVA

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Oliva** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **465508**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací 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:

Kotoučová brzda pro nákladní vůz

Název bakalářské práce anglicky:

A disc brake for freight wagon

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši koncepce řešení brzd nákladního železničního vozu a současný stav techniky.
2. Blokové schéma pneumatické a mechanické části brzdy nákladního vozu pro rychlost do 140 km/h.
3. Stanovte základní technické parametry kotoučové brzdy.
4. Rozbor silových účinků působících při brzdění kotoučovou brzdou a dvojkolí.
5. Výpočet šroubového spoje brzdového koutoče s nábojem.
6. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres běžného dvojkolí nákladního 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

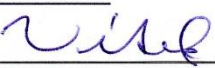
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:


Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

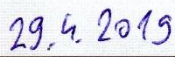

doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

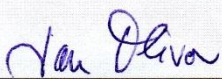

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


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.


Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „*Kotoučová brzda pro nákladní vůz*“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře CSc. K vytvoření práce jsem využil poznatky a materiály získané při konzultacích s firmou DAKO-CZ, a.s. a informace získané z literatury, jejíž seznam je uveden na konci práce.

V Jindřichově Hradci dne 1. června 2019

.....

Jan OLIVA

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za vedení této práce a za pravidelné konzultace přispívající k její tvorbě. Rovněž děkuji za odborné konzultace, podklady a informace technickému oddělení firmy DAKO-CZ, a.s. v Třemošnici, které mi poskytlo cenný vhled do světa konstrukce brzdové výstroje železničních vozidel.

V neposlední řadě děkuji své rodině a přítelkyni za jejich plnou podporu v mém dosavadním studiu.

Anotační list

Jméno autora:	Jan Oliva
Název práce:	Kotoučová brzda pro nákladní vůz
Name of thesis:	A disc brake for freight wagon
Akademický rok:	2018/2019
Studijní program:	B2342 - Teoretický základ strojního inženýrství
Studijní obor:	bez oboru
Ústav:	12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Konzultant:	Ing. Michal Kuna
Rozsah práce:	počet stran: 67 počet obrázků: 38 počet tabulek: 9 počet příloh: 1
Klíčová slova:	nákladní vůz, kotoučová brzda, brzdění, kotoučová brzdová jednotka, brzdový kotouč, nákladní vůz T3000eD
Keywords:	Freight wagon, disc brake, braking, disc brake unit, freight wagon T3000eD

Anotace

Práce je zaměřena na návrh kotoučové brzdy nákladního železničního vozu. Rešeršní část práce je věnována vývoji a způsobům brzdění železničních vozidel se zaměřením na nákladní vozy. Důraz je kladen na brzdu kotoučovou, u které jsou popsány její základní komponenty. Výpočtová část se zabývá modelovým brzdovým výpočtem kotoučové brzdy zadaného dvoučlankového kapsového vozu T3000eD. Dle vypočtených brzdových parametrů jsou následně vybrány vhodný brzdový kotouč a kotoučová brzdová jednotka a ověřeny jejich parametry pro konkrétní aplikaci na voze.

Abstract

The work is focused on the design of disc brake of freight wagon. The research part of the thesis is devoted to the development and ways of braking of railway vehicles with a focus on freight wagons. The focus is on the disc brake, with description of its basic components. The computational part deals with the model brake calculation of the disc brake of the entered two-piece pocket car T3000eD. According to the calculated braking parameters, a suitable brake disc and disc brake unit are subsequently selected and their parameters for a specific application on the vehicle are verified.

Obsah

1. Úvod.....	3
2. Principy brzdění nákladního vozu.....	4
2.1 Historický vývoj	4
2.2 Rozdělení a popis částí a druhů brzd	6
2.2.1 Dělení tlakové pneumatické brzdy	7
2.2.2 Části brzdové výstroje	10
2.2.3 Mechanické adhezní brzdy	11
2.2.4 Dělení mechanické adhezní brzdy.....	13
2.3 Současný stav techniky.....	16
2.3.1 Brzda zdržová s litinovými špalíky (GG – špalík).....	16
2.3.2 Brzdy s moderními třecími materiály.....	16
2.3.3 Kotoučová brzda DAKO nákladního vozu – dosud realizované projekty v rámci UIC sdružených železničních správ a železničních společností	18
3. Brzdová výstroj kotoučové brzdy DAKO v podvozku nákladního vozu.....	20
3.1 Brzdový válec DAKO	21
3.2 Stavěč odlehlosti.....	23
3.3 Signalizátor brzdění SB-1	23
3.4 Ukazatel brzdění UB-1	24
3.5 Indikátor opotřebení	26
4. Trendy a budoucí požadavky na brzdovou výstroj v konstrukci kotoučové brzdy nově vyráběných nákladních vozů.....	28
4.1 Požadavky na minimální hluk	29
4.2 Požadavky na minimální provozní náklady (LCC)	29
4.3 Požadavky na minimální hmotnost.....	30
4.4 Požadavky na pořizovací cenu a její rentabilitu	31

5.	Návrh kotoučové brzdy nákladního vozu T3000eD.....	32
5.1	Popis kapsového dvoučlankového nákladního vagónu T3000eD	32
5.2	Brzdový výpočet potřebných parametrů dle platných předpisů	34
5.2.1	Stanovení potřebné velikosti brzdícího procenta a zábrzdné dráhy	34
5.2.2	Výpočet kinetická energie vozu	36
5.2.3	Zábrzdna vzdálenost a průběh brzdící síly	38
5.2.4	Výpočet brzdící síly	39
5.2.5	Kontrola meze adheze a brzdících procent.....	40
6.	Konstrukce náprav vozu T3000eD s brzdovými kotouči.....	44
6.1	Síly působící na brzdový kotouč a dvojkolí	45
7.	Výpočet šroubového spoje brzdového kotouče.....	47
7.1	Stanovení parametrů šroubů brzdového kotouče.....	48
7.1.1	Výpočet sil působících na šrouby.....	48
7.1.2	Výpočet utahovacího momentu.....	49
7.1.3	Sestavení Rötšcherova diagramu	50
7.2	Pevnostní výpočet šroubů brzdového kotouče	52
8.	Konstrukce kotoučové brzdy DAKO pro nákladní vůz	54
8.1	Převodový poměr brzdové jednotky DAKO KBZ 10	54
8.2	Schéma brzdové výstroje vozu T3000eD	56
9.	Závěr.....	60
10.	Seznam použitých veličin.....	61
11.	Seznam obrázků	64
12.	Seznam tabulek	65
13.	Seznam grafů.....	65
14.	Seznam použité literatury	66

1. Úvod

Jedním z významných konstrukčních celků každého železničního vozidla je jeho brzdová výstroj. Na její správné a spolehlivé funkci závisí nejen možnost regulace pohybu vozu, ale rovněž bezpečnost samotného železničního provozu. Jako každý systém, tak i ten brzdový, prošel ne vždy různou cestou technického vývoje. Tomuto vývoji a základnímu popisu funkce železniční brzdy, zaměřené v souladu s tématem této bakalářské práce na nákladní vozy, bude věnována první část tohoto textu. Poznatky o konstrukci kotoučové brzdy pro nákladní železniční vůz budou využity v druhé polovině této práce. Proveden bude modelový brzdový výpočet nákladního vagónu a rovněž výpočet spojený s kontrolou parametrů šroubového spoje brzdového kotouče.

Výchozí parametry potřebné pro provedení zadaných výpočtů a volba nákladního kapsového dvoučlankového vozu T3000eD, rovněž jako metodika konstrukce brzdy vozu, byly konzultovány s firmou DAKO-CZ, a.s. sídlící v Třemošnici. Tato firma je jedním z předních světových výrobců a vývojářů brzd kolejových vozidel a mezi zástupce jejího portfolia patří rovněž konstrukce kotoučových brzd pro nákladní vagóny.



Obr. 1 – Letecký pohled na sídlo společnosti DAKO-CZ, a.s. v Třemošnici [13]

2. Principy brzdění nákladního vozu

2.1 Historický vývoj

K regulaci pohybu kolejových vozidel a k jeho zamezení dnes požíváme různé principy a různé brzdové systémy, které prošly historickým vývojem sahajícím k samotným počátkům železnice. Problematika brzdění vlaků adekvátně narůstala s dokonalejšími stroji schopnými dosahovat větších rychlostí a výkonů a se zvyšujícími se nároky na bezpečnost.

Nejdříve brzdící funkci vykonávala samotná lokomotiva, která byla brzděna ruční mechanickou brzdou anebo svým zpětným chodem (protipárou). Tento způsob nebyl vždy dostačující, a proto byly i další vozy ve vlaku osazovány ruční brzdou, kterou obsluhovali tzv. brzdaři dle návěstí od strojvedoucího. Ani toto řešení nebylo pro svoji nízkou účinnost a významnou závislost na lidském faktor ideální. V důsledku nerovnoměrného rozprostření účinku po délce vlaku taktéž docházelo k podélným rázům, které mnohdy způsobily i roztržení soupravy.

Cílem tedy bylo sestrojít takový brzdňý systém, který by umožňoval regulaci rychlosti celého vlaku nejlépe z jednoho místa (strojvedoucím), který by zaúčinkoval při použití záchranné brzdy v jakékoli části vlaku a který by samočinně zareagoval při roztržení vlaku.

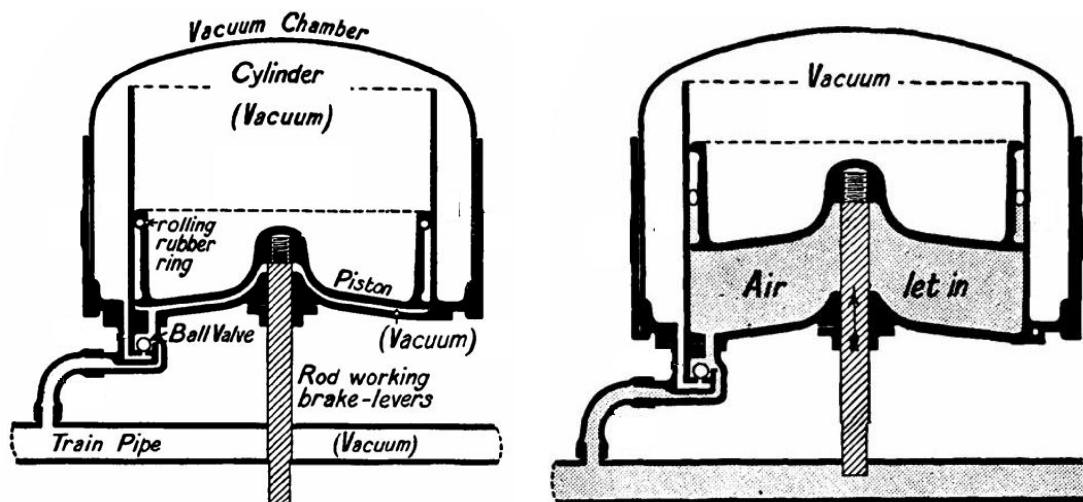
Tyto požadavky splňovala již provazcová brzda, která za své největší zdokonalení vděčí Heberleinovi. Ovládána byla vrátkem z lokomotivy pomocí provazce (lana) vedeným po střechách vozů. Jeho povolením byl regulován brzdící účinek vyvozovaný s využitím rotační nápravy. Rotace byla přenesena přes kotouč a buben s Gallovým řetězem na brzdové ústrojí, které přitlačovalo brzdové špalíky ke kolům. Stejný dopad, jako povolení provazce, mělo i úplné přerušování jeho vedení, které vedlo k samočinnému zabrzdění vlaku.

Sledovaný historický vývoj vychází ze zdroje [8].

Podtlaková (sací) pneumatická brzda

Současně byly vyvíjeny i jiné brzdňé systémy, které provazcovou brzdu nahradily už v jejím počátku. Jedním z nich je **brzda sací** pracující s rozdílem tlaků. Parní ejektor vyvolá podtlak v brzdovém potrubí, ke kterému je připojen brzdový válec s pístem. Válec je k brzdovému potrubí připojen takovým způsobem, aby se vzniklý podtlak projevil na obou stranách pístu, který se pak samotíží přemístí do odbrzděné polohy. V případě potřeby zabrzdit je podtlak pod pístem zředěn a píst je přitlačován v brzdící poloze tlakem, jehož velikost je

dána rozdílem tlaků před a za pístem - tedy rozdílem tlaků vytvořeného „vakua“ a atmosférického tlaku okolí. Maximální velikost rozdílu tlaků tak může „teoreticky“ dosáhnout pouze hodnoty atmosférického tlaku. Tento fakt je limitujícím pro velikost přitlaku zdrží a klade požadavky na větší rozměry válce a tedy pístu (popis jednoduché sací a sací brzdy Hardy uvádí literatura [9]).



Obr. 2– Princip sací brzdy: brzdový válec v odbrzděné poloze (vlevo) a v zabrzděné poloze (vpravo)¹.

Tlaková pneumtická brzda

Následujícím vývojovým stupněm a dodnes používaným brzdňmm systémem jsou brzdy tlakové, které jsou schopny splňovat požadavky na průběžnost a samočinnost. K ovládnání brzdy a k vývinu brzdňné síly je využíván stlačený vzduch. Stlačený vzduch působí na píst v brzdovém válci a vzniklá brzdňná síla se mechanicky přenáší do místa svého působení, tedy ke kolům či brzdovým kotoučům. [2]

S rozvojem železniční techniky nastala také potřeba řešit (jak uvádí a popisuje literatura [10]) vzájemnou slučitelnost různých technických systémů, které používaly různé železniční správy. V roce 1922 tak vznikla Mezinárodní železniční unie (UIC), která začala sdružovat železniční správy a která funguje dodnes. V rámci železniční problematiky, kterou se organizace UIC zabývá, disponuje i brzdovou subkomisí. Ta tvoří a dohlíží na dodržování předpisů vydaných pro brzdňné systémy a zároveň schvaluje nová technická řešení systémů brzd a jejich částí před uvedením do mezinárodního provozu.

¹ Autor: Archibald Williams – en:Project Gutenberg, Volné dílo,
<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=7157909>

Skoková změna kritérií UIC pro tlakovou brzdu tehdy již využívanou v mezinárodním provozu přišla po 2. světové válce. Tomuto zpřísnění dokázalo čelit již jen několik firem zabývajících se výrobou železničních brzd, které své výrobky distribuovaly i dalším železničním správám mimo svou „mateřskou“ zemi. Jednalo se o firmy KNORR-BREMSE (Německo), OERLIKON (Švýcarsko), WESTINGHOUSE (Itálie, Francie, Anglie) a DAKO² (Česká republika). [10]

V dnešní době můžeme najít na trhu už jen trojici výrobců schopné vzájemné konkurence s vlastním vývojem a vylepšováním brzdných systémů, a to firmy [10]:

- DAKO-CZ, a.s. (sídlo v Třemošnici, Česká republika)
- KNORR-BREMSE (Německo)
- WABTEC Corporation (ústředí v USA) - od roku 2016 spolupracuje s korporací FAIVELEY TRANSPORT, která v roce 2004 zahrnuje společnost SAB WABCO (SAB – Švédsko, Westinghouse – Itálie, Francie)

2.2 Rozdělení a popis částí a druhů brzd

Z dnešního pohledu můžeme provést dělení brzd kolejových vozidel na základě několika kritérií. Z hlediska umístění brzdy můžeme mluvit o dvou způsobech (dle [2]):

- 1) brzdách umístěných na kolejovém vozidle a z něj ovládaných, tj. brzdách vozidlových
- 2) brzdách mimo kolejové vozidlo, tj. brzdách kolejových, které jsou součástí dopravní cesty

Problematika kolejových brzd nespadá do tématu této práce, a proto se dále budu věnovat brzdám umístěným na kolejových vozidlech.

Základní rozdělení vozidlových brzd můžeme provést, zaměříme-li se na místo, kde působí vzniklá brzdná síla a jakým způsobem je z vozidla „přenesena“ na dráhu. Z tohoto hlediska mluvíme o brzdě (dle [2]):

- *neadhezni* – brzdná síla působí mimo styk kolejnice-kolo (příklad - brzdový trámec se tře o temeno hlavy kolejnice)
- *adhezni* – výsledná brzdná síla se přenáší ve styku kolejnice-kolo

² Firma DAKO byla následovníkem systému Božič – Škoda. [10]

Rozdělení můžeme rovněž provést na základě principu, kterým je brzdící síla vyvolávána, tj. jakým silovým účinkem brzdná síla vzniká. Podle principu vyvození brzdné síly rozdělím brzdy na:

- *mechanické (provazcové, ...)*
- *pneumatické (sací, přetlakové)*
- *hydraulické*
- *elektromagnetické (třecí magnetické kolejnicové brzdy)*
- *elektrodynamické (vířivá brzda)*

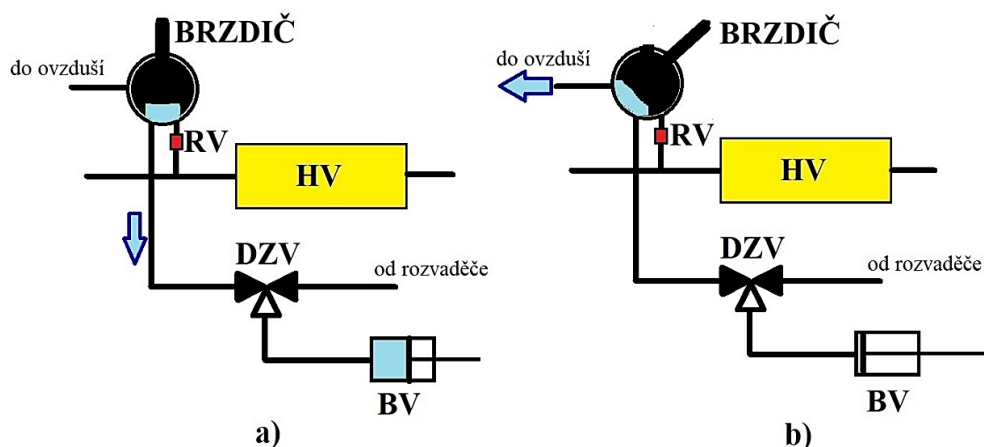
2.2.1 Dělení tlakové pneumatické brzdy

Nejrozšířenější druh brzd kolejových vozidel, kterým je vzduchová tlaková brzda, jsem podle způsobu ovládání vzduchu přiváděného do brzdových válců rozdělil dle literatury [2] na brzdy:

- přímočinné (též přídavné, přímoúčinkující)
- samočinné (též označované za průběžné, nepřímoučinkující)

2.2.1.1 Přímočinné tlakové brzdy

Regulace velikosti brzdícího účinku probíhá přímou regulací tlaku vzduchu, který vstupuje do brzdového válce. Děje se tak za pomoci brzdíče přídavné brzdy, který pouští stlačený vzduch z hlavního vzduchojemu přes redukční a dvojitý zpětný ventil přímo do brzdového válce. Dvojitý zpětný ventil odděluje systém přímočinné a samočinné brzdy na vozidle na základě porovnání tlaků, které působí na pístek v konstrukci ventilu. Při brzdění pouze přímočinnou brzdou je tak systém brzdy samočinné oddělen od brzdového válce. [2] [7]



Obr. 3 - Princip přímoúčinkující brzdy

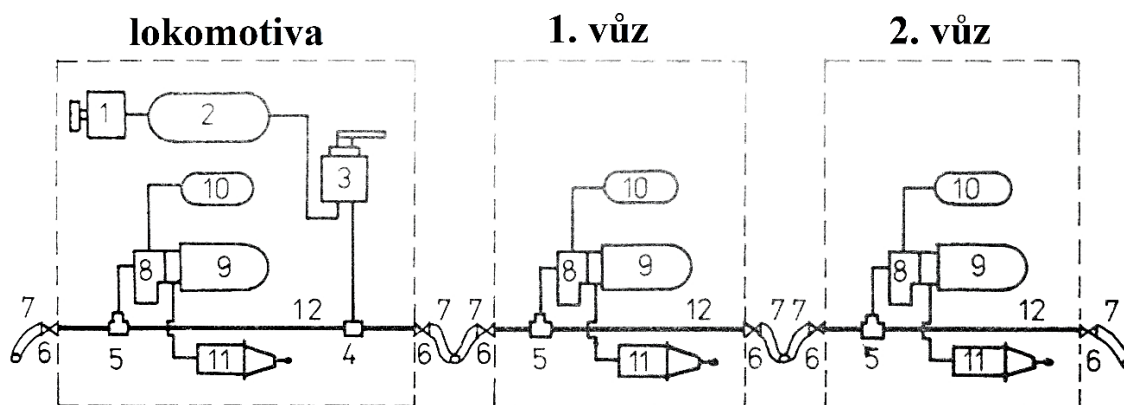
*HV – hlavní vzduchojem, RV – redukční ventil, DZV – dvojitý zpětný ventil, BV – brzdový válec,
 a) poloha zabrzděno, b) poloha odbřzděno*

Tuto brzdu lze použít pro brzdění samotných lokomotiv či moderních ucelených, tj. za provozu nerozpojovatelných, jednotek.

2.2.1.2 Samočinné tlakové brzdy

Regulace velikosti brzdícího účinku probíhá nepřímo pomocí brzdového rozvaděče, který reaguje na změnu tlaku vzduchu v hlavním brzdovém potrubí. Při poklesu přetlaku vzduchu ze jmenovité hodnoty 5 barů začne rozvaděč samočinně reagovat a započne plnit brzdové válce stlačeným vzduchem z pomocných vzduchojemů vozidla. Při odbrzdění je tento vzduch vypouštěn do atmosféry a v době mezi jednotlivými brzděními jsou přes rozvaděč a hlavní potrubí doplňovány pomocné vzduchojemy vozidla pro další brzdění. [2] [7]

Schéma samočinné tlakové brzdy na lokomotivě a 2 vozech znázorňuje následující obrázek:



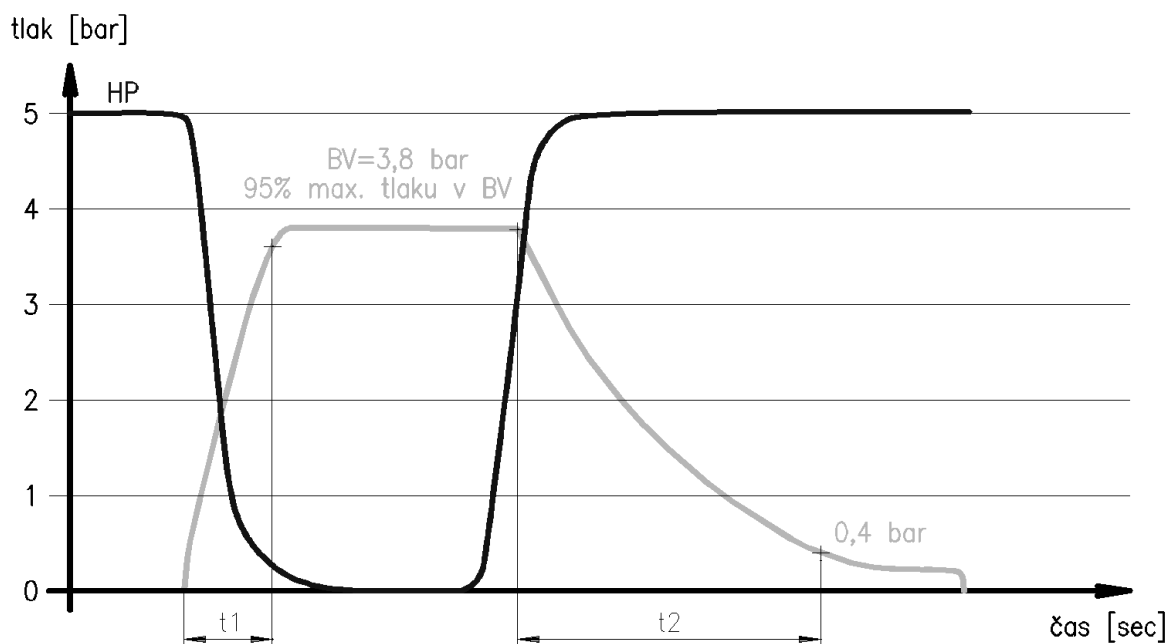
Obr. 4– Samočinná tlaková brzda na vlaku [11]

1 – kompresor, 2 – hlavní vzduchojem, 3 – brzdíč samočinné brzdy, 4 – odkapnice, 5 – odstředivý prachojem,
 6 – spojkový kohout, 7 – brzdová spojka, 8 – rozvaděč, 9 – pomocný vzduchojem, 10 – rozvodový vzduchojem,
 11 – brzdový válec, 12 – hlavní potrubí

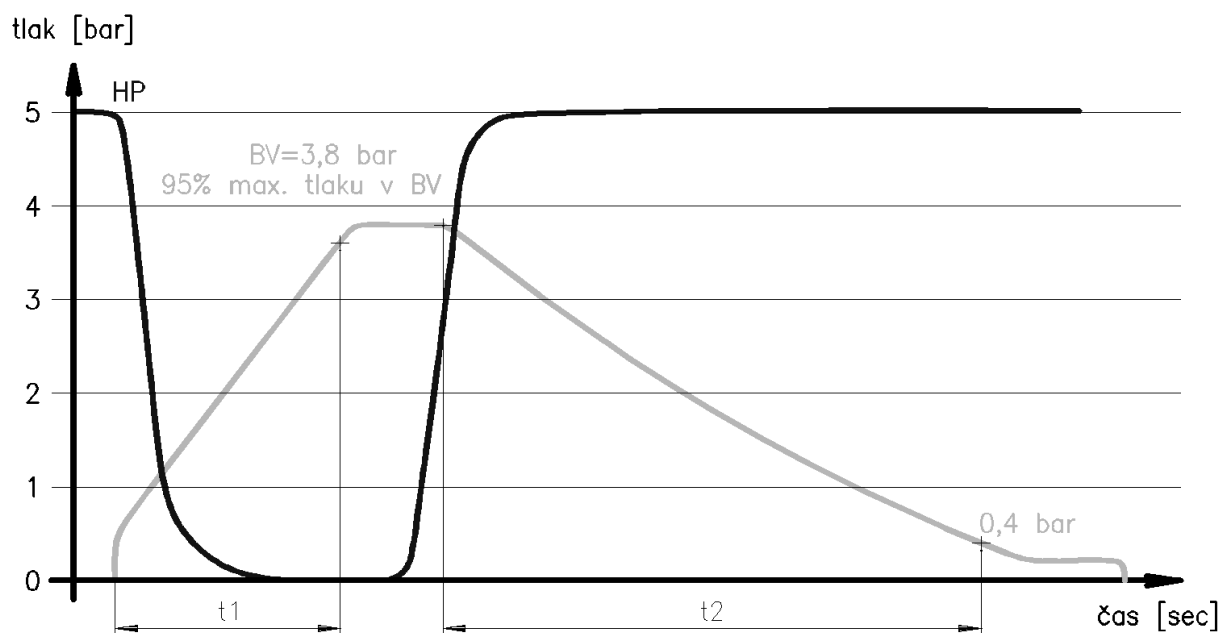
Dle rychlosti nárůstu tlaku v brzdovém válci při brzdění samočinnou brzdou rozlišujeme různé režimy brzdění. V principu existují dva režimy brzdění: [7] [3] [2]

- režim osobní** – doba plnění brzdových válců stlačeným vzduchem od okamžiku zabrzdnění je velmi rychlá (cca 3 až 5 sekund), a proto nachází uplatnění u osobních vlaků a rychlíků. Rovněž doba vyprázdnění brzdových válců při odbrzdění je pouze 15 – 20 s (viz Obr. 5).
- režim nákladní** – doba plnění brzdových válců stlačeným vzduchem od okamžiku zabrzdnění je delší (18 až 30 sekund); používá se u dlouhých nákladních vlaků, kdy pozvolná brzdící reakce eliminuje vznik podélných rázů v soupravě a tím její případné roztržení. Pozvolná je i doba vyprázdnění brzdových válců při odbrzdění, která dosahuje hodnoty 45 – 60 s (viz Obr. 6).

Rozdíl v časech režimů brzdění osobní – nákladní je patrný z níže uvedených obrázků pro vlakovou brzdu DAKO dle literatury [12] a [13]. Dále je z nich zřejmé, že brzdný účinek je pro oba režimy brzdění stejný, neboť se dosahuje stejných tlaků v brzdovém válci. Rozdíl v režimech je tedy tvořen pouze dobou plnění a vyprazdňování brzdových válců.



Obr. 5 – Brzda „osobní“. Rychlé zabrzdění a odbrzdění brzdíčem v jízdní poloze [12] a [13]
 HP – hlavní potrubí, BV – brzdový válec, t_1 – doba plnění BV, t_2 – doba vyprazdňování BV



Obr. 6 – Brzda „nákladní“. Rychlé zabrzdění a odbrzdění s brzdíčem v jízdní poloze. [12] a [13]
 HP – hlavní potrubí, BV – brzdový válec, t_1 – doba plnění BV, t_2 – doba vyprazdňování BV

Funkční stavy pneumatické tlakové samočinné brzdy zobrazuje následující tabulka: [2] [7]

Tabulka 1 – Základní funkční stavy nepřímochinné (samočinné) tlakové brzdy [2] [7]

FUNKČNÍ STAV	TLAK V HLAVNÍM POTRUBÍ	TLAK V BRZDOVÉM VÁLCI
Odbrzděno	normální provozní tlak 5 bar	0 bar
Provozní brzdění a odbrzďování	5 – 3,5 bar	0 – 3,8 bar
Úplné provozní zabrzdění	3,5 bar	Maximum 3,8 bar
Rychločinné brzdění (záchranná brzda)	0 bar	Maximum 3,8 bar

Pozn.: Uvedené hodnoty přetlaků pro brzdu jsou obvykle používány železničními správami v Evropě

2.2.2 Části brzdové výstroje

Výslednou brzdovou výstroj, kterou jsou nákladních vozy vybaveny, dále ještě rozdělím na dva bloky: [7]

- pneumatická část brzdy
- mechanická část brzdy

2.2.2.1 Pneumatická část brzdy

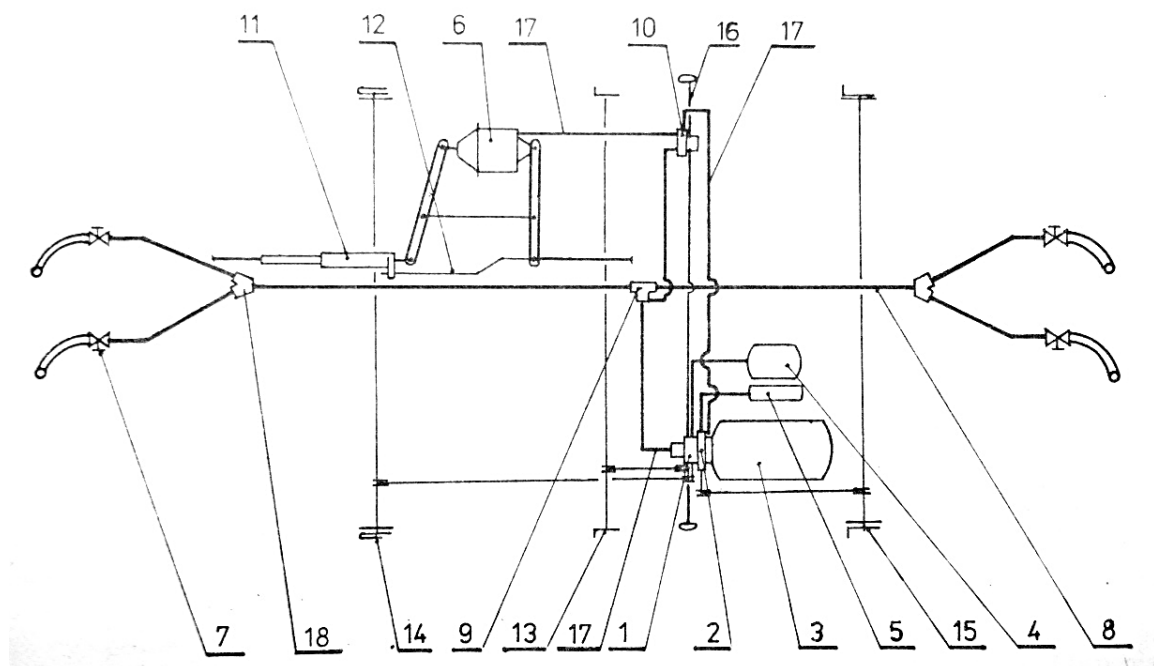
Rozbor pneumatické části tlakové brzdy navazuje na již popsané principy z předešlých kapitol. Pneumatická část tlakové brzdy zajišťuje výrobu, rozvod a ovládání stlačeného vzduchu, který je pro brzdění používán. Do této části tak spadá zařízení na jeho výrobu (kompresor) a následné „uskladnění“ - hlavní vzduchojem. Pomocí hlavního potrubí je pak nadále rozváděn k jednotlivým spotřebičům tlakové brzdy na jednotlivých vozech soupravy.

Nedílnou součástí je také ovládací zařízení brzdy – brzdič – zpravidla umístěný na stanovišti strojvedoucího. Brzdičem je ovládán tlak vzduchu v hlavním potrubí. Na změnu tlaku v hlavním potrubí reagují přístroje na vozidlech (např. brzdový rozvaděč) a tuto změnu převádí na odpovídající brzdový účinek.

K vyvození brzdícího účinku slouží vzduch z pomocných vzduchojemů na vozidlech. Stlačený vzduch je z nich vpuštěn do brzdových válců nebo sdružených brzdových jednotek, kde svým tlakem vyvozuje sílu potřebnou pro brzdění vozidla.

[6] [7]

Schéma konkrétní aplikace pneumatické části brzdové výstroje nákladního vozu uvádí Obr. 7.



Obr. 7 – Pneumatická výstroj tlakové brzdy nákladního vozu s brzdou DAKO-GP s rozvaděčem DAKO-CV 1 D [11]

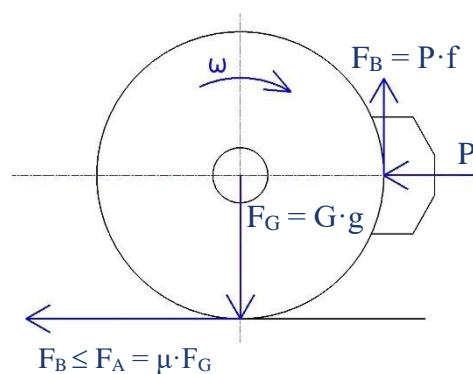
- 1 – Rozvaděč DAKO-CV 1 D, 2 – Přídavný ventil DAKO-D, 3 – pomocný vzduchojem,
 4 – rozvodový vzduchojem 9l, 5 – řídicí vzduchojem 2,5l, 6 – brzdový válec,
 7 – spojkový kohout s brzdovou spojkou, 8 – hlavní potrubí, 9 – prachojem,
 10 – samočinný odbrzdovač DAKO-DS 1, 11, 11 – stavěč odlehlostí zdrží, 12 – regulační tyč stavěče,
 13 – přestavovač zapnutý/vypnutý, 14 – přestavovač nákladní/osobní, 15 – přestavovač prázdný/ložený,
 16 – táhlo odbrzdovače, 17 – spojovací potrubí, 18 – odbočnice

2.2.3 Mechanické adhezni brzdy

Mechanické adhezni brzdy se vyznačují tím, že brzdny účinek je přenášen adhezniím způsobem v kontaktních plochách kol dvojkolí.

2.2.3.1 Mechanická část brzdy

Mechanická část tlakové brzdy slouží k distribuci síly od místa svého vzniku v brzdovém válci do místa působení výsledné brzdící síly F_B . Místem působení je v případě adhezniích brzd nákladního vozu místo kontaktu brzdového špalíku s jízdní plochu kola u brzdy zdržové anebo místo dotyku obloženi brzdových čelistí s kotoučem u brzdy kotoučové. Síla je tedy směřována k jednotlivým brzdovým elementům (brzdovým špalíkům nebo brzdovým čelistím). Silové poměry na bržděném kole zdržové brzdy pro ukázkou znázorňuje Obr. 8. [6] [11]



Obr. 8 - Silové poměry na bržděném kole špalíkovou brzdou (dle [11])

- P – síla na brzdový špalík, F_B – brzdící síla,
 F_A – adhezni síla, F_G – kolová síla,
 ω – úhlová rychlost otáčení kola
 G – hmotnost na kolo, g – tíhové zrychlení,
 μ – součinitel adhezni,
 f – součinitel smykového třeni

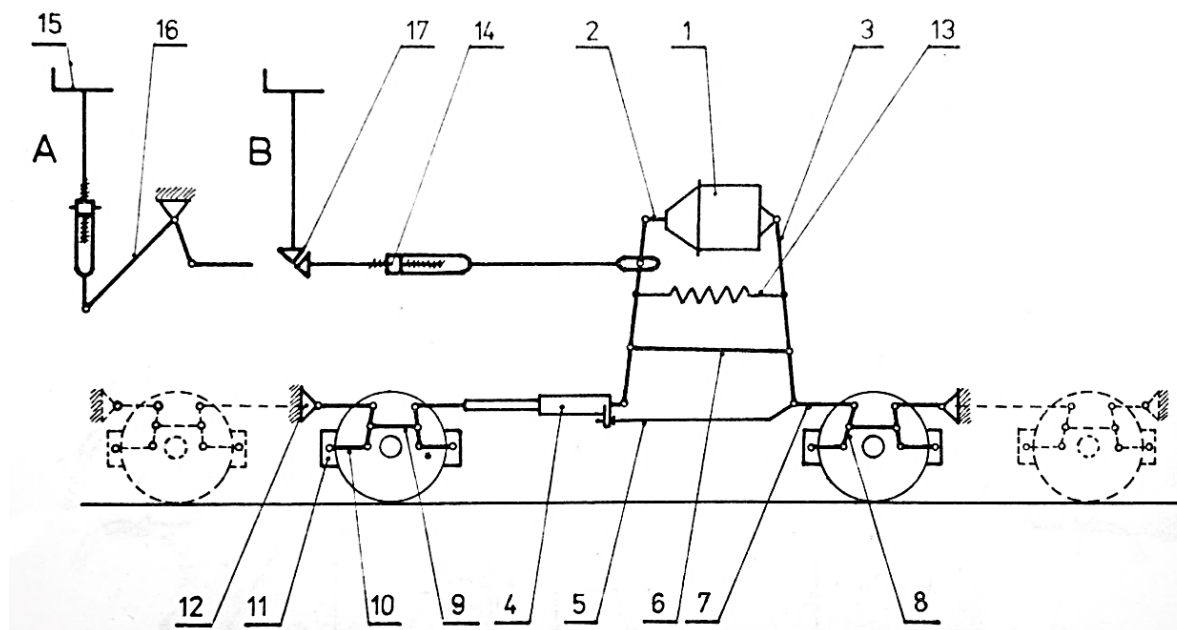
Přenos síly z pístnice brzdového válce k místu působení je v praxi realizován pomocí brzdového tyčového a pákoví. To zpravidla díky své konstrukci sílu násobí a taktéž zajišťuje její rovnoměrné rozložení na jednotlivé brzdové elementy, které jsou však provozem postupně opotřebovávány. Důležitou vlastností, kterou tedy po přenosovém tyčovém a pákoví požadujeme, je nezávislost na tomto opotřebování. Tu lze dosáhnout použitím stavěče odlehlosti zdrží nebo brzdových čelistí.

[7] [11]

Nákladní vůz může mít jeden i více brzdových válců, které slouží jako zdroje brzděné síly. Podle jejich počtu se liší i výsledné uspořádání mechanické části brzdy.

- Brzda nákladního vozu s jedním brzdovým válcem

Schéma možného uspořádání mechanické části brzdy zdržové u nákladního vozu s jedním brzdovým válcem ukazuje Obr. 9. Vyvinutá brzděná síla je tyčovým a pákovím přenesena k oběma kolům, popř. podvozkům. Jedná se o nejjednodušší a nejčastěji používané řešení u stávajících nákladních vozů. Toto řešení vykazuje nejmenší účinnost a míru spolehlivosti, neboť při netěsnosti brzdového válce přestává brzdit celý vůz.



Obr. 9 – Mechanická část brzdové výstroje nákladního vozu (se špalíkovou brzdou) [11]

1 – brzdový válec, 2 – pístnice, 3 – převodnice, 4 – nastavovač odlehlosti zdrží, 5 – regulační tyč,
 6 – spojnice převodnice, 7 – táhlo, 8 – svislá páka, 9 – spojnice svislých pák,
 10 – táhlo rozpory brzdových špalíků, 11 – špalík, 12 – kotevník, 13 – vratná pružina,
 14 – vřeteno s maticí ruční brzdy, 15 – rukověť (kolo) ruční brzdy, 16 – převodová páka, 17 – kuželový převod

- Brzda nákladního vozu s více brzdovými válci

Současným trendem je používání více brzdových válců v brzdných systémech vozů, které se tím tak stávají i bezpečnějšími (při poruše/netěsnosti některého z válců je vůz brzděn alespoň zbylými funkčními válci). Současně dochází ke zkrácení mechanického přenosu síly pomocí tyčové a pákové a zvýšení účinnosti brzdy.

Jednotlivé brzdové válce mohou brzdit dané podvozky vozu nebo i samostatná dvojkolí. Svým nezávislým brzdovým válcem bývá vybavena i kotoučová brzdová jednotka dnes již brzdící zpravidla svůj jediný kotouč. Kombinací těchto jednotek a kotoučů na nápravě je tak vytvořen ucelený brzdný systém vozu.

Příklad uspořádání moderní brzdové výstroje jednostranné špalíkové brzdy v podvozku nákladního vozu znázorňuje následující Obr. 10.



Obr. 10 – Integrovaná brzdová jednotka DAKO ITB pro podvozky nákladních vozů pro uspořádání jednostranné špalíkové brzdy [13]

2.2.4 Dělení mechanické adhezní brzdy

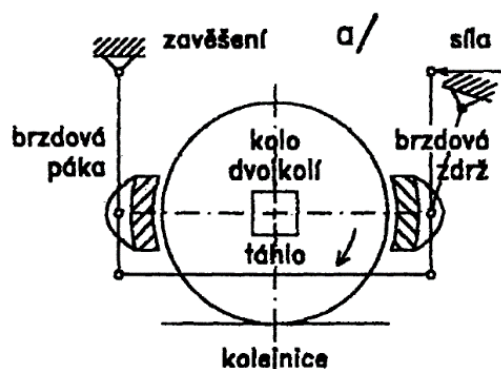
Pro brždění nákladních železničních vozů je využívána průběžná samočinná tlaková brzda doplněná o ruční brzdu, která se používá při odstavování a zajišťování vozů. Obě zmíněné brzdy lze zařadit mezi brzdy adhezní vozidlové s mechanicky vyvolanou brzdící silou,

které dále mohou rozdělit dle zařízení, kterým je brzdící síla vyvolávána. Rozeznáváme tak brzdy³: [2] [10]

- brzdy špalíkové (zdržové)
- brzdy kotoučové

2.2.4.1 Brzdy zdržové (špalíkové)

Zdrž (brzdový špalík) je přes systém tyčové a pákové vedoucích od brzdového válce přitlačována na jízdní plochu kola (viz Obr. 11). Kinetická energie se na základě tření mění na energii tepelnou. Ta je skrze zdrž a samotné kolo sdílena do okolí. S tímto principem souvisí tepelné zatížení nejen brzdové zdrže, ale i samotného kola, a tedy nutnost konstruovat brzdu tak, aby i při dlouhotrvajícím



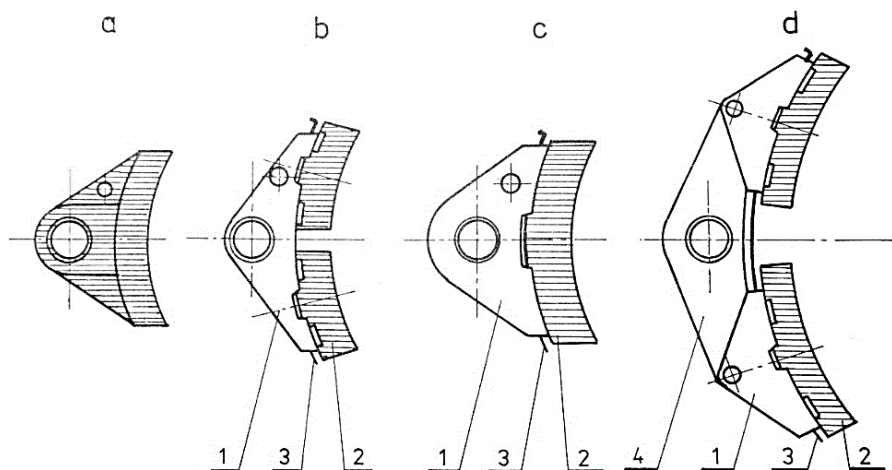
Obr. 11 - Schéma funkce brzdy zdržové [2]

brždění bylo toto tepelné zatížení pro kolo i zdrž únosné (a nedocházelo např. k vyhřátí obručí). Naproti tomu výhodou kontaktu zdrž-kolo je čistící a udržovací efekt jízdní plochy kola, avšak za cenu jejího rychlejšího opotřebení. Díky svému umístění a konstrukci špalíkové brzdy lze snadno pohledem zjistit také stav opotřebení brzdových špalíků. Obdobně jednoduše lze kontrolovat, zdali je brzda v odbrzděném či zabrzděném stavu (obvykle poklepem vozmitrovského kladívka). [1] [6]

Dle literatury [4] a [5] lze provést rozdělení zdrží dle typu konstrukce a dle počtu brzdových špalíků:

- Z hlediska konstrukce se zdrže rozdělují na zdrž celistvou, dvojčítou a dělenou. Celistvá zdrž je nejstarším a dnes již na nových vozech nepoužívaným typem konstrukce, kdy brzdový špalík a botka tvoří jeden celek. Dělené zdrže se skládají z botky, ke které je klínem vázán brzdový špalík.
- Podle počtu brzdových špalíků se zdrže dále klasifikují na jednošpalíkové, dvoušpalíkové a trojšpalíkové. Jednošpalíkovou zdrž lze nalézt u nákladních vozů pro rychlost do 100 km/h, dvoušpalíkové naopak pro rychlost vyšší než 100 km/h. Dvojčítou zdrž najdeme u podvozků osobních vozů.

³ V literatuře [2] lze v sekci mechanických brzd nalézt též brzdu čelistovou, u které silovým působením čelistí na brzdový buben dochází k vývinu brzdící síly. Samotný buben se často umísťuje přímo na hřídel brzděného elementu. V reálné konstrukci brzdných systémů nákladních vozů jsem tento typ brzdy neobjevil, proto v této práci není dále rozebírán.



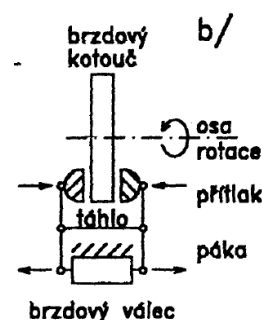
Obr. 12 - Brzdové zdrže [11]

a – celistvá brzdová zdrž, b – brzdová zdrž dělená dvoušpalíková, c – brzdová zdrž dělená jednošpalíková, d – brzdová zdrž dvojčitá
1 – botka (držák), 2 – špalík, 3 – klín, 4 - vahadlo

Důležitým parametrem zdržové brzdy je též materiál, ze kterého jsou brzdové špalíky vyrobeny (viz kapitola 2.3).

2.2.4.2 Brzdy kotoučové

Na brzdový kotouč působí přes systém pák, jež vedou od brzdového válce, axiálně čelisti s obložením, které svým třením o kotouč mění kinetickou energii na teplo. To je následně odváděno skrz materiál kotouče do okolí. Kotouč se umísťuje jako součást dříku nápravy, nebo je součástí disku kola.



Obr. 13 - Schéma funkce brzdy kotoučové [2]

Vhodnou volbou materiálů třecích ploch kotouče a obložení čelistí je součinitel tření u tohoto druhu brzdy téměř konstantní a větší než u brzdy zdržové. Z toho vyplývá možnost používat konstantní sílu přítlaku čelistí pro celé spektrum rychlostí. Pro výrobu brzdového kotouče je nejčastěji používána litina či ocel na odlitky. Zkoušeny jsou i odlehčené materiály na bázi slitin hliníku.

Výrazně lepší je i odvod vzniklého tepla do okolí a tím i vyšší brzdový výkon kotoučové brzdy ve srovnání s brzdou zdržovou. Navíc k samotnému tření dochází mimo jízdní plochu kola a ta není tak tepelně zatěžována. Nicméně ani není udržován její stav (čištění), jak tomu je u brzdy zdržové. Vzhledem k samotnému umístění brzdy je kontrola jejího opotřebení a provozního stavu náročnější, nezanedbatelné jsou také vyšší neodpružené hmoty. Výhodou je její nižší hlučnost.

[3] [6] [7]

2.3 Současný stav techniky

2.3.1 Brzda zdržová s litinovými špalíky (GG – špalík)

Nejčastěji používaným materiálem pro výrobu brzdových špalíků je šedá litina s perlitickou strukturou. Tu je možné legovat fosforem, jehož množství obsažené v litině má výrazný vliv na brzdové vlastnosti špalíku. Vznikly tak dva základní druhy litinových fosforem legovaných brzdových špalíků s doplňujícím označením P10 (obsah P je 0,9 – 1,1%) a P14 (obsah P je 1,35 – 1,55%). [5]

Litinové špalíky však vykazují klesající součinitel tření s rostoucí rychlostí kola a s ohledem na tento fakt musí být při větších rychlostech vyvíjena i vyšší síla přitlaku brzdových zdrží. Jistou nevýhodou je i velká provozní hlučnost při brzdění, kterou je dnes snaha snižovat a omezovat. [3]



Obr. 14 - Detail uchycení dělené jednošpalíkové litinové zdrže a uchycení botky. (vůz je umístěn na úzkorozchodném podvalníku)

2.3.2 Brzdy s moderními třecími materiály

Jako náhradu litiny pro výrobu brzdových špalíků zdržové brzdy lze použít moderní kompozitní materiály, které si kladou za cíl snížit provozní hluk při brzdění a dosahovat lepších součinitelů tření. Jejich výrazným nedostatkem je však špatné zajištění odvodu tepla, které při brzdění vzniká, a s tím související zvýšené tepelné namáhání kola, které vznikající teplo pohlcuje.

[3] [6]

V provozu lze nalézt tyto typy kompozitních brzdových špalíků s odlišnými vlastnostmi (popsaných dle literatury [6]):

2.3.2.1 Špalík typu L

L – špalík byl prvotní nástupce špalíku litinového. Avšak díky svému součiniteli tření ($f \approx 0,17$) ho nedokáže přímo nahradit v plném rozsahu rychlostí.

2.3.2.2 Špalík typu LL

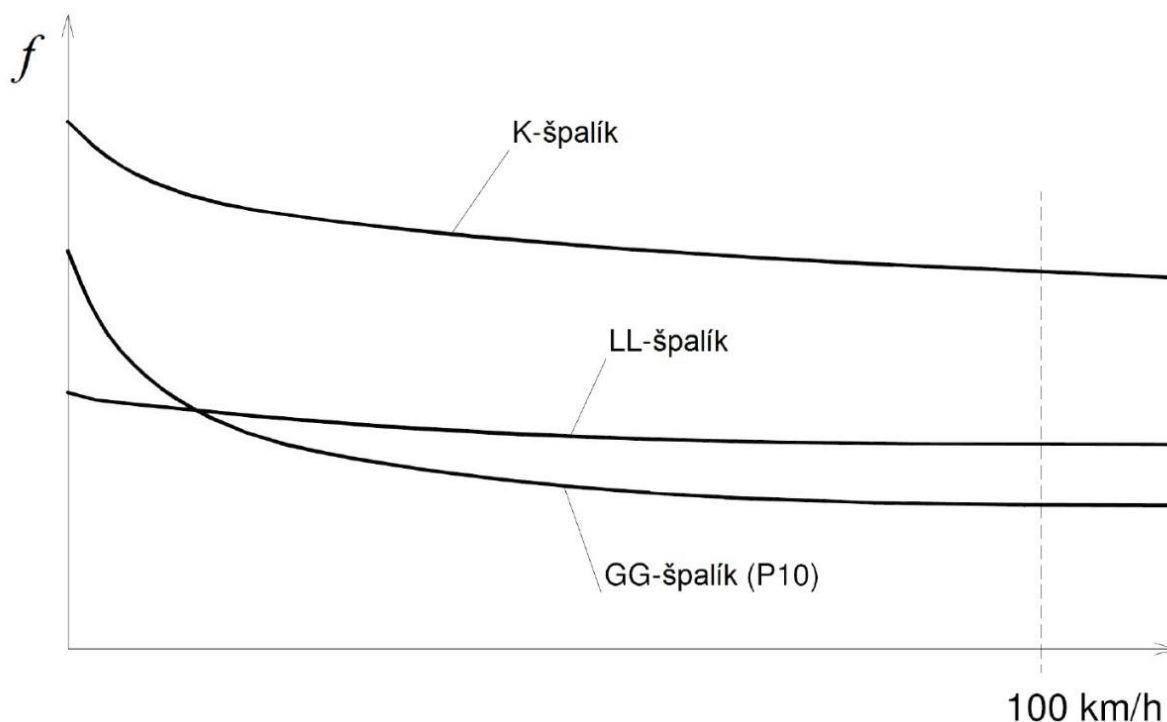
LL – špalík se stal základním nástupcem litinových špalíků. Lze ho použít i na vozech starší konstrukce bez nutnosti rekonstruovat brzdou vozu. Svými vlastnostmi se litinovému špalíku podobá (zejména v oblasti součinitele tření $f \approx 0,10-0,15$), avšak je při provozu méně hlučný, což je jeho hlavní výhodou.

2.3.2.3 Špalík typu K

K – špalík je používán zejména u nových vozových konstrukcí, neboť jeho použití u starších konstrukcí vozů vyžaduje přestavbu jejich brzdového systému. Přestavba je nutná díky vyššímu součiniteli tření, kterým se K – špalík vyznačuje a který tak dovoluje používat i menší přitlačné síly brzdových zdrží.

Srovnání závislosti součinitelů tření na rychlosti pro brzdové špalíky různých materiálů je na následujícím grafu:

Graf 1 – Srovnání závislosti součinitele tření f na rychlosti pro různé typy brzdových špalíků [6]



Moderní třecí materiály jsou používány i u brzdy kotoučové, a to zejména pro výrobu obložení brzdových čelistí. Velkou částí je zastoupeno obložení z kompozitních materiálů a obložení sintrované (spékané). Kompozitní prvky, které jsou schválené Mezinárodní železniční unií (UIC), v hojné míře zastupují výrobky značek Jurid a Becorit. Kompozitní komponenty železničních brzd produkuje rovněž i polský výrobce Frenoplast.



Obr. 15 –Kompozitní brzdového obložení kotoučové brzdy firmy Frenoplast⁴

2.3.3 Kotoučová brzda DAKO nákladního vozu – dosud realizované projekty v rámci UIC sdružených železničních správ a železničních společností

První osazování železničních vozů kotoučovou brzdou v rámci UIC sdružených železničních správ započalo v 80. letech minulého století, a to u osobních vagonů. Hlavním inovátorem a výrobcem tohoto druhu brzdy byla firma Knorr. Ta následně prodala roku 1990 licenci k výrobě kotoučové brzdy i do tehdejší Československé republiky, kde se výroba brzdového systému rozdělila mezi vagonku ve Studénce a firmu DAKO v Třemošnici. Studénská vagonka zajišťovala výrobu dílů mechanické části brzdy (tyčové, pákové, závěsky, ...) a třemošnické DAKO pak obstarávalo výrobu konstrukčně složitého brzdového válce. Kotoučovou brzdou tak byl mezi lety 1990 až 1992 vystrojen rychlíkový osobní vůz řady Bte vyráběný vagonkou Studénka. Z celkově vyrobených 350 vozů bylo ještě prvních 200 vagonů osazeno kotoučovou brzdou vyrobenou přímo firmou Knorr, zbylých 150 kusů již brzdou vyrobenou dle licenční dokumentace v Československu.

Licenční výroba, zejména výroba brzdového válce, však nebyla jednoduchá. Špatná dostupnost správných výrobních technologií a postupů tak měla za následek, že celá výroba byla stále závislá na firmě Knorr. Tato situace přivedla firmu DAKO k vývoji vlastního brzdového válce, ke kterému by nebyly potřeba cizí díly a který by byl rozměrově kompatibilní se zbylým brzdovým mechanismem. Tato snaha přinesla své ovoce a zrodila se tak rodina válců DAKO B. Nedlouho na to vznikla i samostatná rodina kotoučových brzd DAKO KB, která byla použita při vývoji motorového vozu řady 842 v roce 1992.

Přelomovým rokem pro konstrukci kotoučové brzdy DAKO nákladního vozu se stal rok 1998. Tehdejší firma AAE oslovila vagonku ve Studénce s požadavkem na konstrukci a výrobu lehkého kontejnerového poštovního vozu, který měl disponovat na svoji poměrně velkou délku pouze dvěma nápravami brzděnými právě kotoučovou brzdou. K samotnému návrhu vozu byla přizvána konstrukční kancelář Lužická konstrukce kolejových vozidel

⁴ Obrázek z katalogu firmy FRENOPLAST, <http://frenoplast.eu/files//tarczowki%20en%20nowe.pdf>

(LKKV), která nabídla firmě DAKO, aby provedla návrh brzdového systému vznikajícího vagónu. Ta návrh provedla a výsledkem byla výroba 253 kusů vozů řady Lgnss s kotoučovou brzdou, která disponovala kotouči o průměru 590 mm a šíře 170 mm z materiálu na bázi hliníku a keramiky.

Zhruba po tří letém provozu poštovních vozů došlo k projevu prvních komplikací s brzděním, kdy vlak nezastavil na požadované dráze. Vozy tak byly podrobeny novým zkouškám, jejichž výsledkem byla aplikace opatření pro zimní provoz, která spočívala např. ve zbroušení hran závěsek k lepšímu drcení případné ledové námrazy, ve vytvoření odkapových drážek pro vodu, ve výměně kalených pouzder za pouzdra plastová apod. Následně byly vozy opět schváleny pro provoz.

Za další 3 roky se však znovu objevily komplikace při brzdění, kdy opět nedošlo k zastavení vlaku na požadované dráze. Tento fakt vedl k opětovnému provedení přísných zkoušek, mezi nimiž nechyběly ani zimní jízdní zkoušky, neboť k problémům s brzdou docházelo, jak se již podruhé ukázalo, právě v zimních podmínkách. Na brzdový kotouč byl nanesen ledový film a následně bylo pozorováno a zjišťováno, jak bude vůz při brzdění reagovat. Bohužel se prvních cca 500 metrů od započetí brzdění nedělo „vůbec nic“, respektive obložení brzdových čelistí s ledovou vrstvou na brzdovém kotouči vykazovalo nulový součinitel tření. Ledová vrstvička tak setrvala na kotouči do svého náhlého narušení, po němž vozy teprve začaly brzdit požadovaným způsobem. Ze zjištění při jízdní zkoušce byl vyvozen závěr, že zvolená kombinace kotouče z materiálu na bázi hliníku a keramiky s brzdovým obložením používaným u osobních vozů nebude ta správná. A tak byl brzdový kotouč vyměněn za litinový a obložení bylo zvoleno sintrované v trojúhelníkových segmentech, jenž napomáhají svými hranami k drcení ledu. Toto řešení se ukázalo být funkčním a vozy jsou v provozu dodnes.

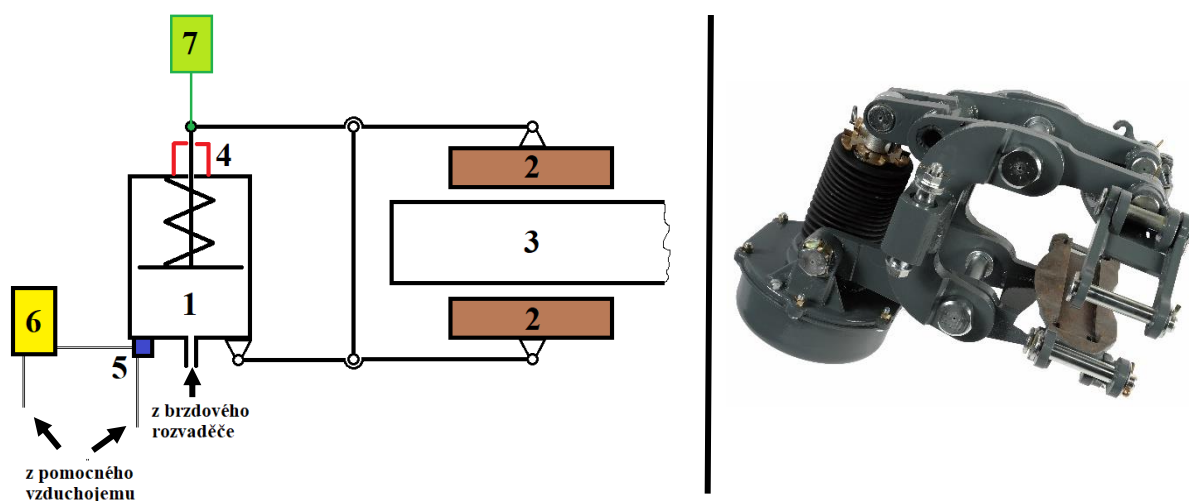
Následující roky byly osazovány (v rámci různých modernizací) nákladní vozy kotoučovou brzdou DAKO vesměs nahodile. Až roku 2006 byla větší dávka nákladních vozů vybavena novou kotoučovou brzdou. Jednalo se o 50 kusů vagónů z řady Sgnss, kterou vyráběla firma Legios.

Opět zlomový byl až rok 2008. Tehdy uzavřela firma AAE (dnes již VTG) s firmou DAKO-CZ, a.s. smlouvu o smlouvě budoucí. V ní se AAE zavazuje pro svoje nákladní vozy používat jen kotoučových brzd, a to těch které vyrábí a konstruuje právě firma DAKO-CZ, a.s. Naplnění této dohody v praxi probíhá až v těchto letech (po odeznění ekonomické krize).

[13]

3. Brzdová výstroj kotoučové brzdy DAKO v podvozku nákladního vozu

Následující kapitoly věnují popisu principu a významu základních součástí brzdové výstroje kotoučové brzdy nákladního vozu, která se nalézá v jeho podvozku. Pro popis použiji konkrétní, existující systémy a funkční celky od firmy DAKO-CZ, a.s. a vycházet budu z materiálů a konzultací ochotně poskytnutých firmou DAKO (viz [13][17][18][19][20]).



Obr. 16 (vlevo) - Schéma brzdové výstroje kotoučové brzdy v podvozku nákladního vozu
 Obr. 17 (vpravo) – Reálná podoba brzdové jednotky kotoučové brzdy [13]

Uspořádání součástí brzdové výstroje pro kotoučovou brzdovou jednotku nákladního vozu znázorňuje blokové schéma výše (Obr. 16). Stlačený vzduch určený k vyvození brzděné síly postupuje potrubím od brzdového rozvaděče do podvozku vozu a následně do brzdového válce⁵ (1). V brzdovém válci tlačí na píst a vyvozuje tím sílu, která je přes převodnice převáděna na přítlačnou sílu působící na brzdové čelisti (2) s brzdovým obložením. Brzdové obložení následně působí na kotouč brzdy (3). Jako příslušenství brzdového válce se dodávají další nezbytná zařízení: stavěč odlehlosti (4) a signalizátor brzdění (5). K signalizátoru brzdění je následně připojen ukazatel brzdění (6) ukazující provozní stav brzdy. Stav opotřebení brzdového obložení ukazuje indikátor opotřebení (7).

⁵ Vzduch před svým vstupem do brzdového válce může ještě procházet protismykovým zařízením.

3.1 Brzdový válec DAKO

Pomyslným „srdcem“ a hlavní součástí brzdové výstroje vozu je brzdový válec. Firma DAKO-CZ, a.s. disponuje vlastní rodinou brzdových válců čítající desítky různých typů se značením, které popíše na následujícím příkladu:

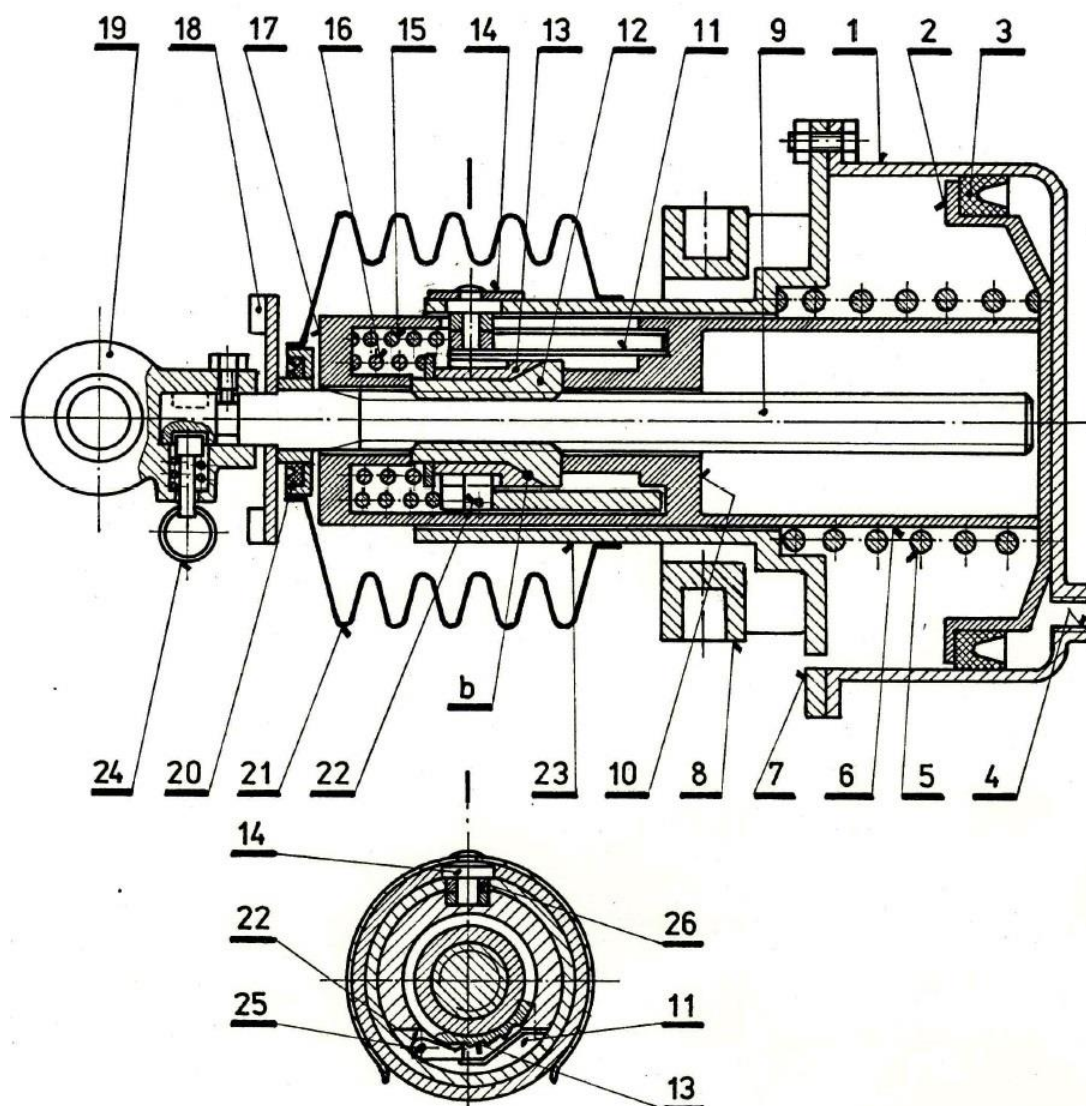
DAKO BS 8 J

B	označení brzdového válce	
S	písmeno značící typ válce	
8	číslo značící velikost, tj. průměr brzdového válce v palcích – varianty 8“ nebo 10“	
J	označení druhu válce:	J – jednoduchý JS – jednoduchý se signalizátorem R – válec vybaven ruční brzdou RS – válec vybaven ruční brzdou se signalizátorem

Kotoučové brzdové jednotky se značí obdobně jako brzdové válce. Navíc je u nich uváděná plocha brzdového obložení v cm^2 a písmeno k značící umístění kotouče v kole nápravy (příklad značení: DAKO KBZ 10 JS 350 k).

Důležitou veličinou brzdového válce je hodnota zdvihu pístu (tj. velikost jeho přímočarého pohybu) v brzdovém válci. Můžeme ho rozdělit na dvě části. Při vstupu vzduchu do válce a při jeho zaúčinkování na píst dojde nejprve k přilehnutí brzdových čelistí ke kotouči. Vzdálenost, kterou přitom píst ve válci urazil, je první částí jeho zdvihu. Se zvyšujícím se tlakem ve válci dojde k dalšímu posunu pístu, a to o velikost odpovídající elastické, tj. pružné deformaci tyčové. Tento pohyb tvoří druhou část zdvihu pístu. Výsledný pracovní zdvih úměrný hodnotě převodu a elasticity pákové v praxi nabývá hodnot kolem 10 mm.

Brzdový válec DAKO B se skládá z válce (1), ve kterém se nachází píst (2). Při brzdění dojde po vstupu vzduchu do válce hrdlem (4) k pohybu pístu na levou stranu. K pístu náleží pístní trubka (6) s vložkou (10) a vedením (17) přenáší pohyb pístu na regulační maticí (12). Ta přes svůj speciální závit přenesení pohyb na vřeteno (9) umístěné v ose válce a na levé straně zakončené okem (19) s aretační západkou (24). Oko vřetene je pomocí převodnic spojeno s brzdícími prvky. Současně se vlevo pohybuje i vačka (11) stavěče odlehlosti.



Obr. 18 – Konstrukce brzdového válce DAKO B kotoučové brzdy s vestavěným stavěčem odlehlosti [18]

Odbrzdní proces proběhne po poklesnutí tlaku v brzdovém válci. Na tento pokles reaguje píst pohybem vpravo, který je nejprve způsoben pružností tyčoví. V okamžiku, kdy dojde k odlehnutí brzdových elementů, tak vratná pružina (5) přetlačí píst do výchozí odbrzděné polohy. S pístem se do výchozí odbrzděné polohy vrátí rovněž i pístní trubka (6), regulační matice (12) a vřeteno (9).

Pro výkyvné uchycení brzdového válce k tyčové brzdě slouží dvě oka (nebo otvory) (8), které jsou součástí víka válce (7). Víko válce je protaženo a přechází ve válcové vedení (23) vložky (10).

3.2 Stavěč odlehlosti

Při provozu brzdy dochází k opotřebovávání její třecí části, tj. brzdového obložení a brzdového kotouče. V důsledku tohoto opotřebovávání narůstá i teoreticky potřebná velikost zdvihu pístu k vyvození brzdící síly. Aby velikost zdvihu pístu nebyla závislá na opotřebení třecích elementů brzdy, je používán stavěč odlehlosti. Ten udržuje konstantní vzdálenost obložení brzdových čelistí od kotouče v odbrzděném stavu (velikost této vzdálenosti je 2 ± 1 mm).

U brzdového válce DAKO B kotoučové brzdy (viz Obr. 18) můžeme nalézt vestavěný jednostranně účinkující stavěč odlehlosti. Skládá se z rohatky (13), západky (22), vačky (11), pružin (15) a (16) a objímky s čepem (14). Rohatka (13) a regulační matice (12) spolu tvoří třecí spojku.

Při brzdění se společně s pístem pohybuje i vačka (11), která je vybavená drážkou. Část drážky je přímá a část uspořádána ve šroubovici. Objímka s čepem (14), která je uložena ve vedení (23), zasahuje do drážky vačky a za pomoci její šroubové části natáčí vačku při jejím pohybu vlevo. Západka (22) přitom klouzá po hřbetech zubů rohatky (13).

Při odbrzdění dochází ke zpětnému natáčení vačky pomocí objímky s čepem a západka se vrací do výchozí polohy vůči rohatce. Dojde-li však k opotřebení čelistí, tak vačka (11) pootočí rohatku (13). Rohatka díky třecímu spojení (třecí spojka) s regulační maticí (12) pootočí touto maticí, která způsobí nepatrné vysunutí vřetene (9) z brzdového válce (cca 0,2 mm). Vysunutím vřetene se zmenší odlehlost mezi brzdovými čelistmi a brzdovým kotoučem.

Při výměně brzdového obložení (vypotřebování regulační vzdálenosti stavěče odlehlosti) se aretační západka uvolní a vřeteno se zašroubuje co nejvíce směrem do brzdového válce. Poté proběhne opětovné spojení a nastavení vřetene.

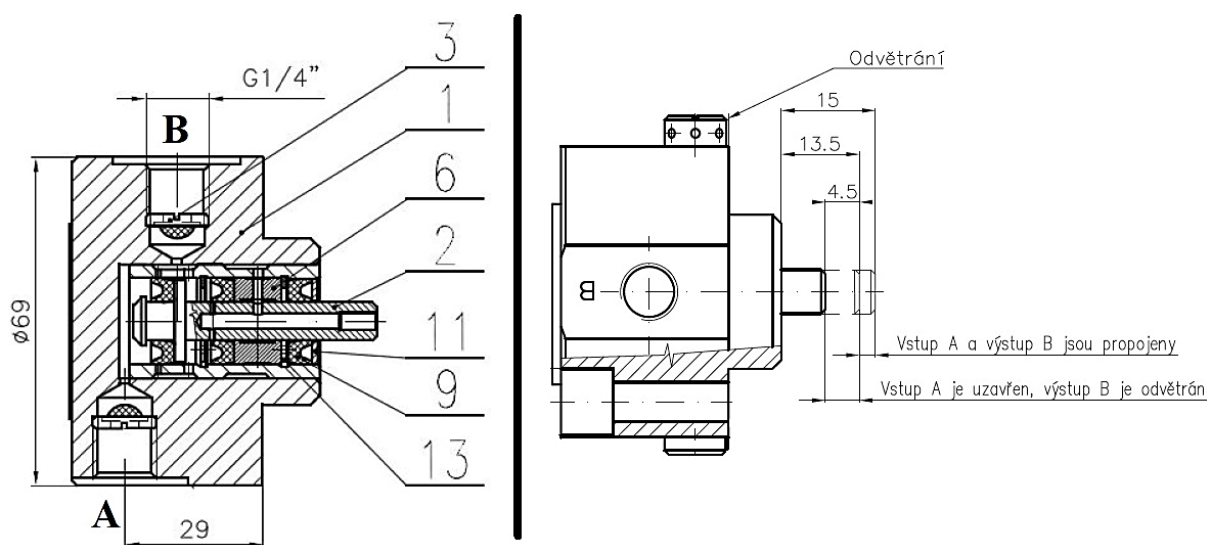
3.3 Signalizátor brzdění SB-1

Díky svému umístění kotoučové brzdy v podvozku vozu a malým pohybům brzdových čelistí je zjištění provozního stavu brzdy (odbrzděno/zabrzděno) „obvyklým“ způsobem (např. pohledem) téměř nemožné. Pro tyto účely slouží signalizátor brzdění. (viz Obr. 19)

Skládá se z tělesa (1) s přepouštěcím pístkem (2), které je montováno na návarek do dna brzdového válce. Pokud se píst brzdového válce nachází v odbrzděné poloze, tj. na dně

brzdového válce, přepouštěcí pístek signalizátoru brzdění přeruší vzduchové spojení pomocného vzduchojemu (vstup **A**) s potrubím vedoucím k ukazateli brzdění (vstup **B**) a odvětrá toto potrubí odvětrávací zátkou.

Naopak dojde-li k zabrzdění, tj. píst brzdového válce se nenachází u dna válce, přepouštěcí pístek (2) signalizátoru brzdění sleduje pohyb pístu v brzdovém válci až na svou narážku (13). Dojde tím k přepuštění vzduchu z pomocného vzduchojemu (vstup **A**) do potrubí (vstup **B**) vedoucí k ukazateli brzdění a zároveň k přerušení spojení tohoto potrubí s odvětrávací zátkou.



Obr. 19 – Signalizátor brzdění SB-1 [20]

1 – těleso signalizátoru, 2 – píst, 3 – sítko, 6 – kroužek, 9 – U-manžety, 11 – podložka, 13 – pojistné kroužky

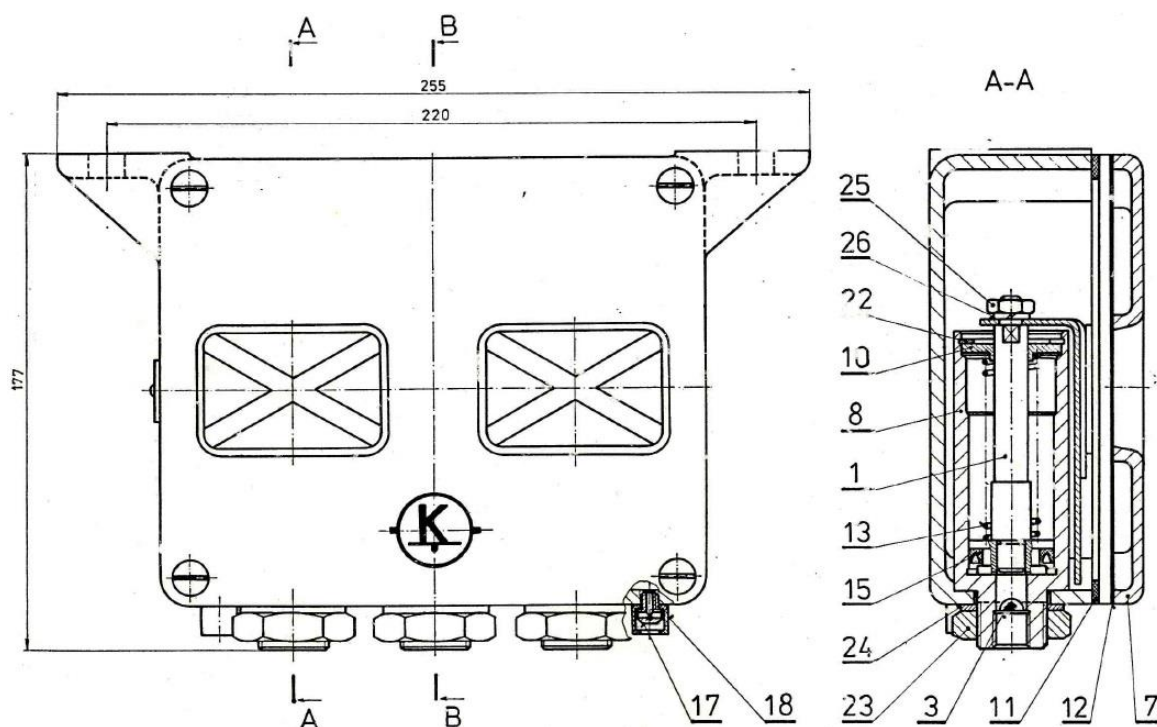
3.4 Ukazatel brzdění UB-1

Optickou signalizaci provozního stavu kotoučové brzdy zprostředkovává ukazatel brzdění umístění zpravidla na boku vozu. Jeho činnost je svázána se signalizátorem brzdění, od kterého je přivedeno vzduchové potrubí, na jehož základě je ukazatel brzdění ovládán.

Skládá se ze 3 pneumatických válců (8) umístěných v tělese ukazatele, ve kterých se pohybují písty (1). Na krajní dva válce jsou přišroubovány terče pro signalizaci stavu brzdy jednotlivých podvozků vozu, tj. odbrzděno nebo zabrzděno (zelená a červená barva). Pro střední válec nese terč signalizující vyřazení ukazatele z činnosti (černý kříž v bílém poli).

Dojde-li k zabrzdění brzdy, signalizátor brzdění přepustí vzduch z pomocného vzduchojemu do krajních válců ukazatele brzdění. Píst (1) se přemístí do své horní polohy a v okénku se objeví červený terč – zabrzděno.

Při odbrzdění dojde pomocí signalizátoru brzdění k odvětrání krajních válců (8) ukazatele brzdění a pomocí pružin (13) se písty (1) opět přesunou do své dolní krajní polohy. V okénkách ukazatele se objeví zelená pole signalizující odbrzděný stav.

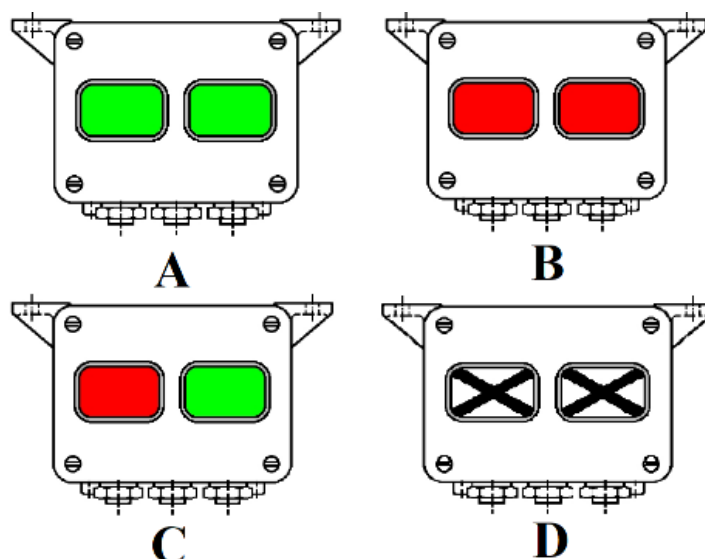


Obr. 20 – Ukazatel brzdění UB-1 [19]

1 – píst, 3 – sítko, 7 – víko, 8 – válec, 11 a 12 – těsnění, 13 – pružina ukazatele, 15 – U-manžeta

Výše popsany princip funguje pouze v případě, že je brzdový systém (zejména pomocný vzduchojem) naplněn provozními tlaky vzduchu. V případě úniku vzduchu ze systému (např. dlouhém odstavení vagónu) zaúčinkuje prostřední válec ukazatele brzdění. Ten je napojen přímo na pomocný vzduchojem vozidla. Při tlaku vzduchu v pomocném vzduchojemu, který je větší než $1,6 \pm 0,1$ bar, se píst prostředního válce nachází v koncové horní poloze. Tím dojde k odkrytí okének ukazatele pro signalizaci stavu zabrzděno/odbrzděno. Klesne-li však tlak v pomocném vzduchojemu pod hodnotu $0,8 \pm 0,1$ bar, prostřední píst (1) tlakem pružiny setrvává v dolní koncové poloze a okénka ukazatele jsou zakryta bílým polem s černými kříži.

Ukazatelem lze signalizovat i použití ruční brzdy. Na její utážení, tedy zabrzdění vozu, reaguje signalizátor a následně ukazatel brzdění stejně jako při provozním brzdění. Ruční brzdou bývá zpravidla opatřen jeden podvozek vozu, z čehož vyplývá, že červené pole (zabrzděno) se objeví při použití ruční brzdy pouze v okénku daného (zabrzděného) podvozku. Opět však platí, že při poklesu tlaku v pomocném vzduchojemu je ukazatel vyřazen z činnosti nezávisle na tom, zda je ruční brzda utážena či nikoliv.



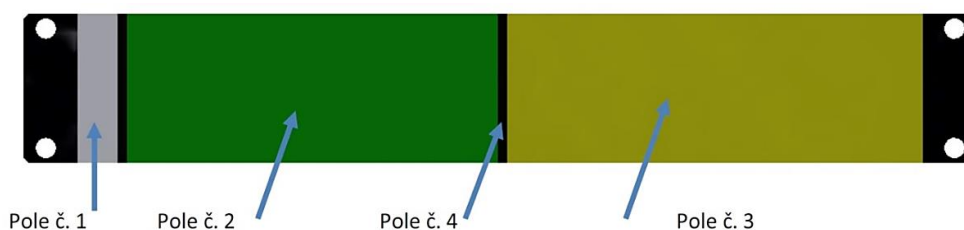
Obr. 21 – Ukazatel brzdění – funkční stavy [15]:

*A – odbrzděno, B – zabrzděno, C – zabrzděna ruční brzda (červená indikace blíže k zabrzděnému místu),
 D – hlavní potrubí bez tlaku (ukazatel mimo činnost)*

3.5 Indikátor opotřebení

Pro zjištění stavu opotřebení brzdového obložení je používán indikátor opotřebení. Tento stav je zjišťován v odbrzděné poloze, má informativní charakter a je zobrazován ukazatelem na boku vozu.

Zařízení pracuje se vzdáleností mezi čepem páky a víkem brzdového válce. Se zvyšujícím se opotřebením tato vzdálenost roste a je úměrná přesunu ukazatele v indikátoru, který se ze zeleného pole (stav brzdového obložení v pořádku) přesouvá do pole žlutého, které značí potřebnou výměnu opotřebovaného brzdového obložení.



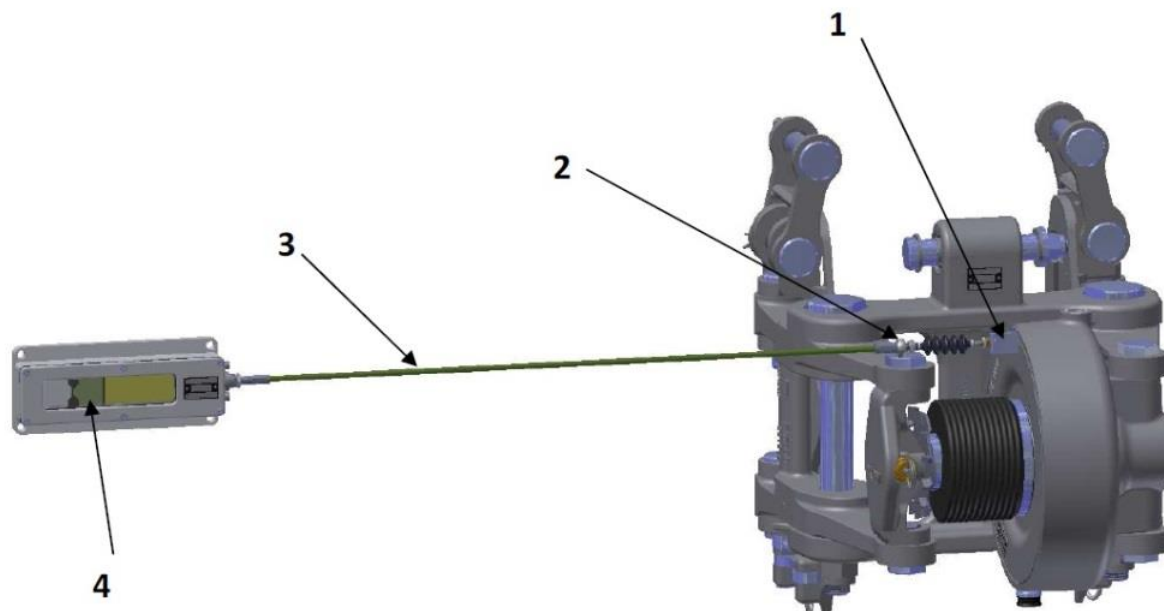
*pole č.1 – porucha (přetržení lanka), pole č. 2 - brzdové obložení v pořádku,
 pole č. 3 – brzdové obložení opotřebováno, pole č. 4 – hranice opotřebení*

Obr. 22 - Stupnice indikátoru opotřebení [17]

Změna vzdálenosti je přenášena prostřednictvím lanka. Jeden konec lanka táhla indikátoru je uchycen ve třmeni na víku brzdového válce (1). Dále je lanko vedeno přes kloubové

oko v čepu páky (2), kde je zachycena reakce táhla. Následně lanko míří bowdenem (3) s teflonovou vložkou k ukazateli indikátoru (4), kde se projevuje jeho pohyb na stupnici.

Indikátor opotřebení se nastavuje až po seřízení odlehlosti brzdového obložení (2 ± 1 mm). Jeho nastavení je tak třeba provést s každou výměnou obložení brzdy.



Obr. 23 - Schéma funkce indikátoru opotřebení [17]

1 – třmen uchycení lanka, 2 – kloubové oko, 3 – bowden, 4 – ukazatel indikátoru

4. Trendy a budoucí požadavky na brzdovou výstroj v konstrukci kotoučové brzdy nově vyráběných nákladních vozů

Současný trend vývoje a výroby nákladních železničních vozů lze shrnout do označení *5L*, které vychází z počátečních písmen slov charakterizující základní vlastnosti vozu. Dle [14] se jedná o:

- **Low-noise** – tichý
- **Lightweight** – lehký
- **Long-Distance** – velká vzdálenost
- **Logistics-Capable** – logisticky „schopný“
- **Life Cycle Costs-Oriented** – orientace na náklady životního cyklu

Způsob, jak naplnit smysl „5L“, hledá mimo jiné TIS (Technical Innovation Circle for Rail Freight Transport – Technický inovační kruh pro železniční nákladní dopravu): evropská zájmová skupina pro nové technologie nákladních vagonů, jejíž cílem je vytvořit inovativní železniční nákladní vůz.

Projekt rozvíjející a zkoušející možnosti aplikace „5L“ v praktickém provedení lze vysledovat již ve Švýcarsku pod hlavičkou společnosti SBB Cargo, která 16 nákladních testovacích vozů *5L Demonstrator* představila na mnichovském veletrhu v květnu roku 2017. Dle prezentace projektu 5L od firmy SBB Cargo jsem vytvořil i tuto kapitolu (viz [14]).

Obecně lze říci, že snaha společností je soustředěna na vývoj jediného typu vozu, který by byl schopen přepravy různých druhů nákladů. Toto řešení by tak přineslo oproti provozování různých konstrukcí nákladních vagonů hned několik výhod. Jedná se zejména o jednodušší způsob údržby a zjednodušení celkové správy vozů. Své opodstatnění má i již zmíněná víceúčelovost, tj. možnost přepravovat jedním typem vozů více druhů nákladu. Zvýšení efektivity vagonu s sebou přinese taktéž možnost zmenšit jejich potřebné množství pro dopravu. V neposlední řadě nelze opominout ani možnost optimalizovat vyvinutý typ vozu pro infrastrukturu a železniční produkci.

4.1 Požadavky na minimální hluk

Základním a nepřehlédnutelným parametrem moderního nákladního vozu je jeho nízká emisivita hluku do okolí, která nemá přesáhnout 73 dB. Tohoto parametru je dosahováno jednak úpravou aerodynamických vlastností vagónu, zejména se však jedná o vhodnou konstrukci podvozků, dvojkolí a brzdy vozu.

Pro brzdění vozů je navržena kotoučová brzda (v současné předváděcí verzi vozu 2 kotouče na nápravu), která pomocí své konstrukce a použitých materiálů snižuje celkovou provozní hlučnost a hlučnost při brzdění. Zároveň jsou kladeny požadavky na její další inovace, a to: rychlou reakční dobu a automatické provádění zkoušek brzdy včetně výpočtu brzdových parametrů při sestavování soupravy vlaku.

Neopominutelnými přednostmi brzdy kotoučové v „5L“ aplikaci jsou kromě nižší hlučnosti též ochrana dvojkolí a snížení míry opotřebování prvků brzdy.

V rámci zkušebního projektu „5L Demonstrator“ se na dodávce komponent pro sestavu vozu podílí přes 10 společností, včetně firmy DAKO-CZ, a.s. pracující na vývoji brzdového systému.

4.2 Požadavky na minimální provozní náklady (LCC)

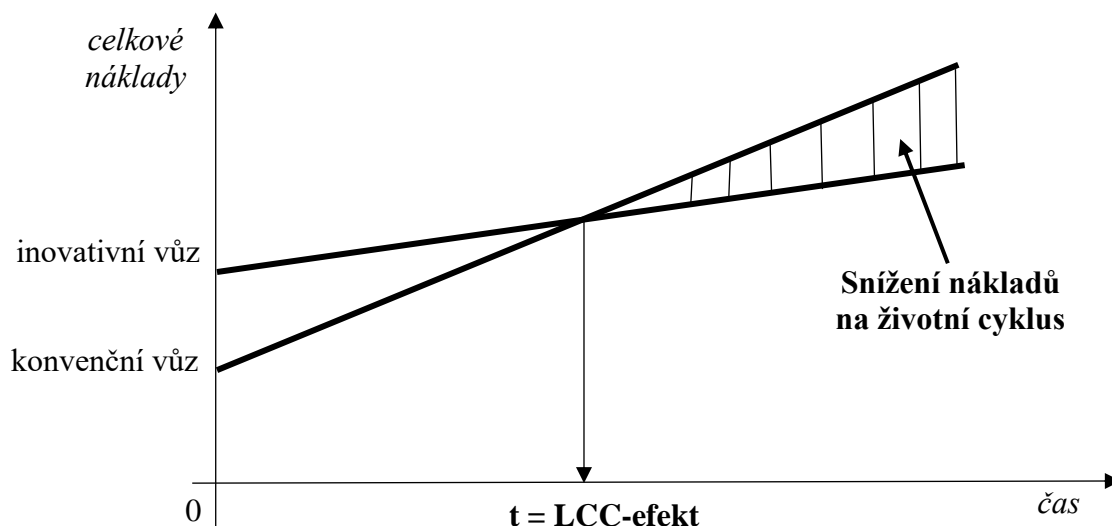
Moderní otázkou současnosti, nejen v konstrukci kotoučových brzd, je výše provozních nákladů vynaložených za životní cyklus výrobku (Life-Cycle-Cost). Snížením těchto nákladů za určitou dobu životnosti zařízení je možno dosáhnout značných úspor. Ty vycházejí nejen z provozních vlastností produktu, ale také z optimalizované a predikované údržby, která s sebou přináší cílové náklady na konkrétní prvky funkčního systému.

Pro kotoučovou brzdovou jednotku nákladního vozu s plánovanou celkovou životností 35 let je třeba do provozních nákladů jejího životního cyklu zahrnout následující položky, a to (dle [13]):

- *náklady na generální opravu* (provádí se po 12 letech provozu)
- *náklady na výměnu obložení brzdových čelistí* (provádí se po proběhu 600 000 km, což odpovídá cca 6 letem provozu)
- *náklady na výměnu brzdového kotouče* (provádí se po proběhu 1 200 000 km, což odpovídá cca 12 letem provozu)

Pro moderní „5L“ nákladní vůz se počítá, že celková výše LCC nákladů by neměla přesáhnout hodnotu 20 % z počáteční investice. Počáteční investice díky použitým technologiím je u nového typu nákladního vozu s kotoučovou brzdou vyšší než u vozu konvenčního, nicméně správnou kombinací životnosti a LCC nákladů lze ve výsledku dosáhnout úspory. Pro názornost je situace zobrazena na následujícím grafu⁶:

Graf 2 – Grafické zobrazení LCC efektu⁶



4.3 Požadavky na minimální hmotnost

S cílem zvýšit možnou hmotnost přepravovaného nákladu jsou kladeny zvýšené nároky na nízkou hmotnost samotné konstrukce nákladního vozu. Jedná se zejména o snížení hmotnosti hlavního rámu, rámů podvozků a dvojkolí.

Své zastoupení ve snižování hmotnosti nákladního vozu má i kotoučová brzda. Vhodným návrhem její brzdové jednotky lze ušetřit desítky kilogramů hmotnosti. Vezme-li v úvahu, že na jedno brzděné dvojkolí připadají průměrně 2 brzdové kotoučové jednotky a že typický vůz má 4 brzděná dvojkolí, úspora hmotnosti bude značná. Lze ji dosáhnout kombinací několika hlavních kritérií.

Jedná se především o vhodnou volbu konstrukčních materiálů pro výrobu brzdy. Vyráběné závěsky a pákoví lze zhotovovat z kompozitních materiálů stejně jako brzdový kotouč,

⁶ Uspořádáno dle obrázku v článku:

Hecht, Markus. (2015). Innovative rail freight wagons - A precondition to increase the market-share of rail freight. Archives of Transport. 29. 17-26. 10.5604/08669546.1146959.

který lze navrhovat ze slitin na bázi hliníku. Samotnou úpravou konstrukce brzdového válce je možné přispět k jeho odlehčení, a tak ke snížení hmotnosti celého systému.

I když správnou volbou všech vstupních konstrukčních, zejména pak materiálových, parametrů lze dosáhnout redukce hmotnosti celého brzdového systému montovaného na nákladní železniční vůz, nesmíme opomíjet ekonomické hledisko – kompozitní materiál bude sice lehčí než materiál konvenční, nikoliv však levnější. Proto je třeba hledat správný poměr mezi pořizovací cenou a výsledným efektem navrhnutého řešení.

4.4 Požadavky na pořizovací cenu a její rentabilitu

Jedno z důležitých kritérií při vývoji nového „5L“ nákladního vozu je jeho následná pořizovací cena a její návratnost. Dle SBB Cargo by takovýto vůz neměl svojí cenou přesáhnout částku 70 000 CHF⁷. Pomoci tomu mají nejen moderní komponenty jako takové (centrální automatické spráhlo, nové rámy, podvozky, dvojkolí a nové inteligentní brzdy), ale také přístup k jejich výrobě a vývoji. Důležitá je především vzájemná spolupráce zúčastněných subjektů, jež budou navrhovat a vyvíjet celistvé a cenově výhodné moduly (systémy) nového vozu namísto jednotlivých, dílčích komponentů. Využití pro tyto účely najdou moderní automatizované výrobní procesy, které budou zachovávat kvalitu a standardy jednotné pro jednotlivé zúčastněné výrobce. Úsporu výrobní ceny rovněž přinese velká sériovost produktu – nákladního vagónu.

Výše popsané myšlenky (včetně myšlenek předešlých podkapitol 4.x) lze aplikovat u kotoučové brzdy nákladního vagónu, která tvoří značnou část pořizovacích nákladů vozu. Pro dobrou návratnost počátečních investic je třeba rovněž snížit „prostoje“ v provozu vozu a zajistit jeho ideální kilometrický proběh⁸.

⁷ CHF – označení měnové jednotky: Švýcarský frank

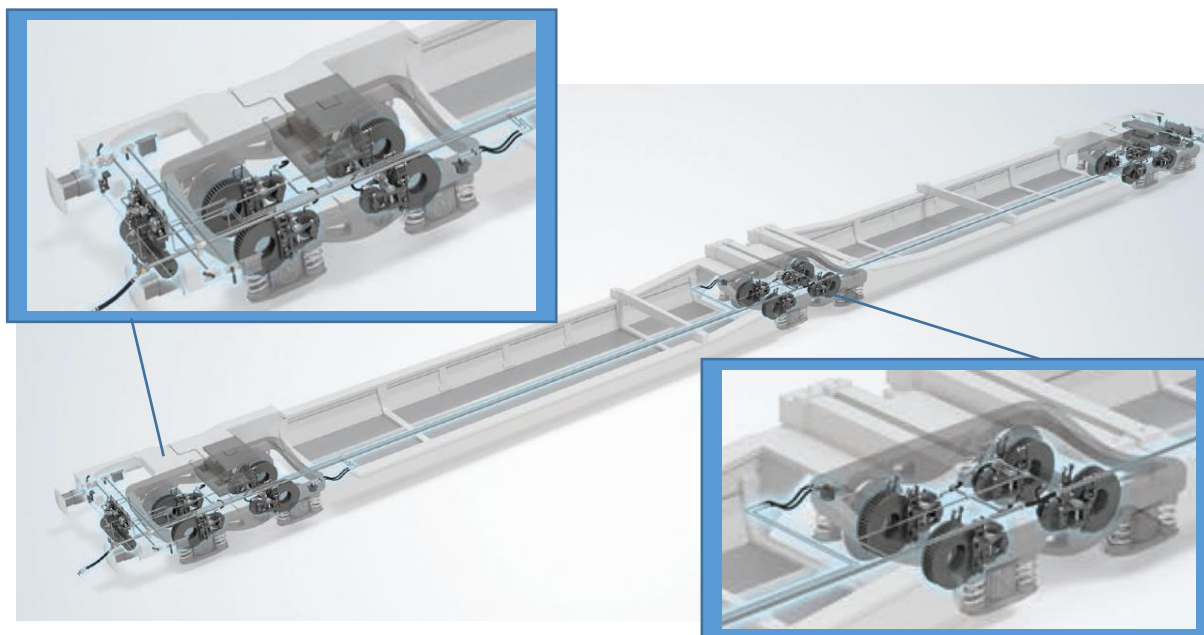
⁸ uvažovány jsou 2 miliony kilometrů za 20 let provozu pro „5L“ nákladní vůz [14]

5. Návrh kotoučové brzdy nákladního vozu T3000eD

Základním krokem při konstrukci brzdy železničního vozidla je stanovení potřebných zábrzdých parametrů a fyzikálních hodnot. Nutné je přitom vycházet z platných norem, vyhlášek a požadavků na brzdovou výstroj vozu. Ty nám svým zněním zajišťují nejen kompatibilitu nového vagónu (či jeho části) s dosud existujícími systémy, ale také funkčnost navrhnutého systému a jeho bezpečnost.

Pro účely bakalářské práce jsem brzdový výpočet a stanovení potřebných parametrů brzdy provedl na základě konzultací s firmou DAKO-CZ, a.s. pro vůz T3000eD.

5.1 Popis kapsového dvoučlánkového nákladního vagónu T3000eD



Obr. 24 – Model vozu Sdggmrss s detaily [16]

Aby bylo možné zpracovat brzdový výpočet vagónu, bylo třeba nejdříve provést jeho popis a uvést potřebné parametry k výpočtu. Vůz T3000eD jsem našel v produkci Tatra-vagónky Poprad jako model řady Sdggmrss. Z dostupných katalogů na jejich internetových stránkách (viz [16]) jsem vyhledal následující potřebné parametry.

Jedná se o kloubový kapsový vůz vybavený celkem 6 nápravami. Určen je k přepravě sedlových návěsů a normovaných výměnných kontejnerů (nádrží). Vůz disponuje třemi dvou-nápravovými podvozky, které jsou vybaveny kotoučovou brzdou. Každá náprava vozu pak

nese dva brzdové kotouče. Brzdové jednotky kotoučové brzdy pochází z produkce firmy DAKO-CZ, a.s., stejně jako ostatní komponenty samočinného brzdového systému vozu – rozvaděč DAKO CV1nD a přídatný ventil DAKO DS/DSS (případně ještě limitní ventil DAKO DLVHL3).

Tento vůz se svou maximální rychlostí 120 km/h vyhovuje současným požadavkům zákazníků na rychlost přepravy kontejnerových nákladů, a proto byl pro výpočet vybrán. Do budoucnosti se však již předpokládá rychlost větší, a to až 140 km/h. Bohužel zatím neexistuje konkrétní reálné řešení nákladního vozu s touto maximální rychlostí. Hlavní překážkou je nejen pořizovací cena takového vagónu, ale rovněž i nemalé zvýšení energetické náročnosti na dopravu nákladních vlaků touto rychlostí. Pro dopravce je tak zvyšování maximální provozní rychlosti nákladního vozu neekonomické.

Shrnující technické údaje vozu uvádí následující tabulka, kterou jsem doplnil o označení jednotlivých parametrů použitých při dalším výpočtu.

Tabulka 2 – Technické parametry vozu Sdggmrss (sestaveno dle údajů z [16])

	Označení pro výpočet	
Rozchod	----	1 435 mm
Vlastní hmotnost vozu	m_v	36,2 t
Hmotnost loženého vozu: režim S / SS	$m_{v20} / m_{v22,5}$	135 / 120 t
Maximální hmotnost na nápravu: režim S / SS	-----	22,5 / 20 t
Maximální ložná hmotnost: režim S / SS	-----	98,8 / 83,8 t
Maximální rychlost vozu	v_0	120 km/h
Délka přes nárazníky	-----	34 200 mm
Vzdálenost otočných čepů	-----	2 x 14 200 mm
Ložná délka	-----	2 x 16 185 mm
Využitelná délka prostoru mezi ochrannými nosníky	-----	10 490 mm
Šířka prostoru mezi podélníky	-----	min. 2 700 mm
Typ podvozku	-----	Y25 Lssif(D); Y25 Lssi(D)
Průměr / poloměr neopotřebovaných kol	d_k / r_k	920 / 460 mm

5.2 Brzdový výpočet potřebných parametrů dle platných předpisů

5.2.1 Stanovení potřebné velikosti brzdícího procenta a zábrzdné dráhy

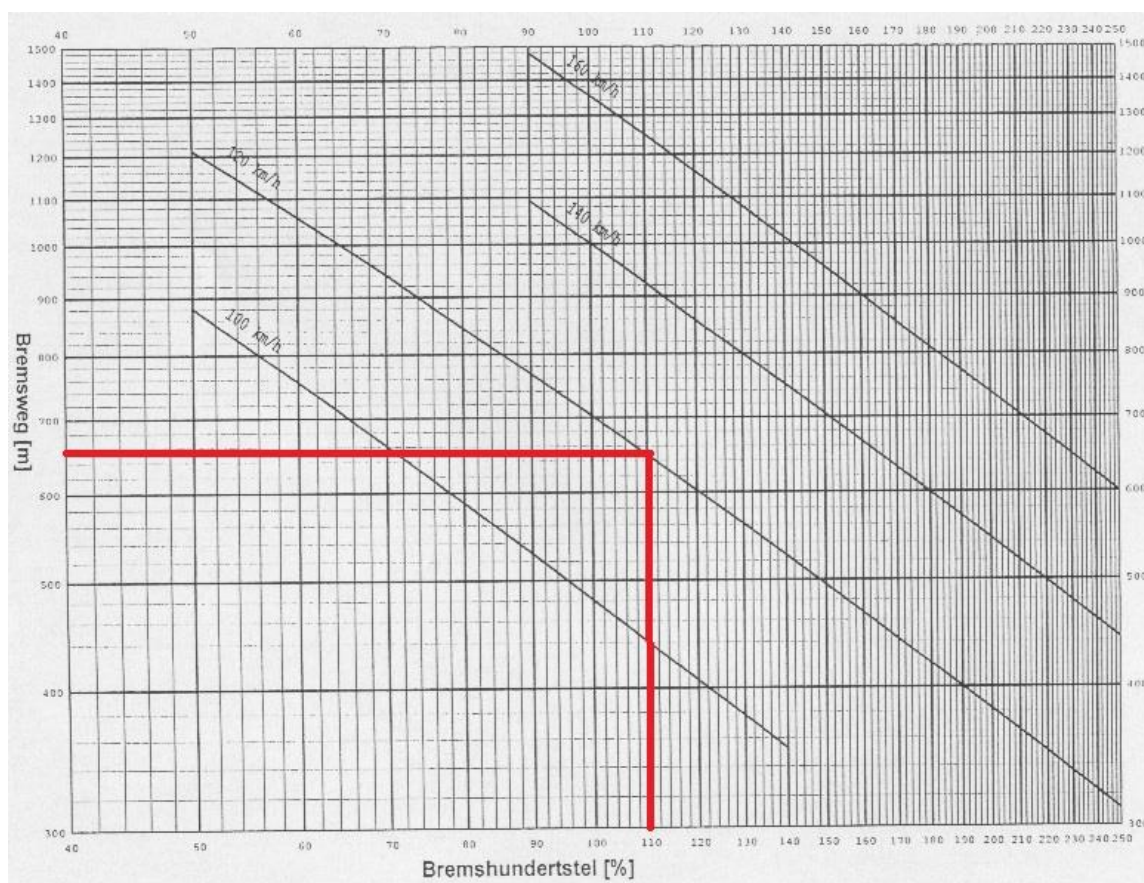
Účinek brzdy daného železničního vozidla lze vyjádřit pomocí *zábrzdné dráhy*. Ta udává, jakou vzdálenost ujelo vozidlo po zavedení rychločinného brzdění samočinnou brzdou až do jeho úplného zastavení. Splnění požadované zábrzdné dráhy se v praxi ověřuje tzv. odvěšovací zkouškou. Při ní je zkoušený vůz zařazen na konec zkušební soupravy a je uveden do pohybu a naveden na požadovanou rychlost, která je obvykle zároveň maximální konstrukční rychlostí vozu. Následně je z jedoucí soupravy odvěšen. To má za následek rozpojení brzdových spojek, což vede k odvětrání brzdového potrubí a k zavedení rychločinného brzdění samočinnou brzdou u odvěšeného vagónu. Poté, co se zbytek zkušební soupravy pokračující v pohybu dostatečně vzdálí od zabrzděného vozu, rovněž začne brzdit a zastaví. Pro již stojící zkoušený vůz se následně vrátí. Při zkoušce je měřena dráha zkušební soupravy, kterou urazila po odvěšení zkoušeného vozu do svého zastavení. Následně je měřena i její ujetá vzdálenost při návratu pro zabrzděný zkoušený vagón. Se znalostí takto ujetých drah se určí skutečná zábrzdná dráha zkoušeného vozu.

V běžném provozu je však používání hodnoty zábrzdné dráhy pro rychlé stanovení brzdného účinku nepraktické. Proto byla zavedena veličina *brzdící váha* B_v . S její pomocí lze jednoznačně a jednoduše vyjádřit *brzdící procento* λ , které nám charakterizuje požadované účinky brzdy jednotlivých vozidel a je rozhodující pro stanovení dovolené rychlosti vozidla (vlaku) na daném spádu trati. Jednoduchým výpočtem, dle vztahu (1), tak lze určit i celkové brzdící procento soupravy vlaku, která se skládá z různých druhů vozů s různou dopravní hmotností. V rovnici (1) značí člen B_v brzdící váhu vozu v tunách a člen M hmotnost vozu v tunách (pozn. pro výpočet brzdícího procenta celého vlaku se sečtou jednotlivé brzdící váhy vozidel s účinkující průběžnou brzdou a podělí se celkovou hmotností vlaku).

$$\lambda = \frac{B_v}{M} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1)$$

Závislost zábrzdné dráhy, brzdícího procenta a rychlosti vozu lze zobrazit pomocí diagramu (viz Obr. 25) dle vyhlášky UIC 544-1 (příloha B). Pro nákladní vozy s maximální dovolenou rychlostí 120 km/h a se zatížením 18 t na nápravu je stanoveno brzdící procento $\lambda = 100 - 120 \%$ (pro výpočet je použita střední hodnota, tedy $\lambda = 110 \%$). Pro zatížení vozu 20 t na nápravu musí mít vůz brzdící procento větší jak 90 %, při zatížení 22,5 t na nápravu pak

musí být hodnota brzdícího procenta alespoň 65 %. Splnění těchto podmínek se kontroluje zpětně na základě vypočtené maximální brzdící síly F_B , které bude dosaženo při zatížení vozu 18 t na nápravu (kontrola viz kapitola 5.2.5). Při nižším zatížení vozu, než je 18 t na nápravu, bude velikost brzdící síly F_B úměrná okamžité velikosti zatížení vozu. Úprava hodnoty brzdící síly proběhne pomocí plynulé regulace tlaku v brzdovém válci realizované přidavným ventilem DAKO DS/DSS.



Obr. 25 – Grafická závislost zábrzdné dráhy a brzdícího procenta na rychlosti dle UIC544-1⁹

Dle předchozích parametrů je odečtena (a při výpočtu použita) zábrzdna dráha z diagramu na Obr. 25 o velikosti 650 m. Odečtenou hodnotu lze ověřit výpočtem provedeným rovněž podle UIC 544-1 (příloha B), která uvádí následující rovnici (2).

$$s = \frac{C}{\lambda + D} = \frac{83\,634}{110 + 19} = 648,326 \text{ m} \quad (2)$$

V uvedeném výpočtu představuje s hledanou zábrzdnou dráhu při rychločinném brzdění, λ požadované brzdící procento a C , D jsou výpočtové konstanty dané vyhláškou UIC 544-1, které zobrazuje Tabulka 3.

⁹ Použito z přílohy „Anlage B – Bremsbewertung von Einzelfahrzeugen“ vyhlášky UIC544-1

Tabulka 3 – Hodnoty výpočtových konstant C a D dle UIC544-1

v [km/h]	C	D
100	52 840	10
120	83 634	19
140	119 179	19
160	161 280	19

5.2.2 Výpočet kinetická energie vozu

Kinetickou energii lze vyjádřit jako práci W potřebnou k uvedení tělesa z klidu do pohybu (v tomto případě, tj, při brzdění, k uvedení z pohybu rychlostí v do klidu). Je tedy třeba působit silou F po dráze s . Sílu vyjádřím pomocí hmotnosti m a zpomalení a , dráhu zpomaleného pohybu pak můžu vyjádřit pomocí zpomalení a a času t . Úpravou tak vznikne vztah (3) pro výpočet kinetické energie závisující na hmotnosti vozu a kvadrátu jeho rychlosti v .

$$E_K = W = F \cdot s = m \cdot a \cdot \frac{1}{2} a \cdot t^2 = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad (3)$$

Jelikož celý vůz koná pohyb posuvný a jeho dvojkolí s brzdovými kotouči navíc pohyb rotační, je třeba tuto skutečnost při výpočtu kinetické energie zohlednit pomocí vztahu (4), ve kterém navíc vystupuje moment setrvačnosti dvojkolí J_{DV} a poloměr kola r_K spolu s počtem dvojkolí vozu n . Člen m_C představuje celkovou hmotnost vozu včetně případného nákladu.

$$E_K = \frac{1}{2} m_C \cdot v^2 + n \cdot \frac{1}{2} J_{DV} \frac{v^2}{r_K^2} \quad (4)$$

Upravením výše uvedené rovnice jsem dostal výpočetní vztah pro kinetickou energii vozu ve tvaru rovnice (5).

$$E_K = \frac{1}{2} [m_C (1 + \xi_{DV})] \cdot v^2 = \frac{1}{2} m_C \cdot \delta \cdot v^2 \quad (5)$$

Koeficient ξ_{DV} se nazývá redukční součinitel rotačních hmot, δ je pak výsledný součinitel rotačních hmot. Svou hodnotou navyšuje výpočtovou hmotnost, a tím tak zohledňuje ve výsledné kinetické energii vozu rovněž i dílčí kinetické energie rotujících součástí vagónu. Lze ho určit empiricky nebo výpočtem dle rovnice (6). Skládá se z redukčního koeficientu ξ_{DV} , který vychází z úpravy rovnice (4) a který určíme pomocí znalosti hmotnosti vozu m_C

(včetně nákladu), poloměru kola r_K a momentu setrvačnosti¹⁰ dvojkolí J_{DV} . Při výpočtu bylo třeba zohlednit již zmiňovaný počet dvojkolí n , který u popisovaného vozu činí 6 kusů.

$$\delta = (1 + \xi_{DV}) = \left(1 + n \cdot \frac{J_{DV}}{m_C \cdot r_K^2}\right) \quad (6)$$

Před provedením výpočtu dle rovnice (6) bylo třeba určit, jaké hmotnosti budou při výpočtu použity. Jako mezní stavy, pro které jsem výpočet provedl, jsou uvažovány prázdný vůz a vůz ložený se zatížením 18 t na nápravu. Výsledné hmotnosti zobrazuje Tabulka 4.

Tabulka 4 – Výpočtové hmotnosti vozu v různých režimech ložení

PROVOZNÍ REŽIM	OZNAČENÍ	CELKOVÁ HMOTNOST VOZU [t]
Prázdný vůz	m_v	36,2
Ložený vůz 18 t / náprava	m_{v18}	108

Následně jsem dle výchozí rovnice (6) provedl výpočet součinitele rotačních hmot pro prázdný vůz (δ_V) a pro vůz se zatížením 18 t na nápravu (δ_{V18}).

$$\delta_V = 1 + n \cdot \frac{J_{DV}}{m_v \cdot r_K^2} = 1 + 6 \cdot \frac{1,1 \cdot 10^8}{36\,200 \cdot 460^2} = 1,086 [-]$$

$$\delta_{V18} = 1 + n \cdot \frac{J_{DV}}{m_{v18} \cdot r_K^2} = 1 + 6 \cdot \frac{1,1 \cdot 10^8}{108\,000 \cdot 460^2} = 1,029 [-]$$

Výsledné kinetické energie pro brzdění z maximální rychlosti vozu (viz Tabulka 2) na rychlost nulovou jsem obdržel následným dosazením hodnot do rovnice (5):

$$E_{K-prázdný} = \frac{1}{2} m_v \cdot \delta_v \cdot v_0^2 = \frac{1}{2} \cdot 36\,200 \cdot 1,086 \cdot \left(\frac{120}{3,6}\right)^2 = 21\,841 \text{ kJ}$$

$$E_{K-18t/nápr.} = \frac{1}{2} m_{v18} \cdot \delta_{v18} \cdot v_0^2 = \frac{1}{2} \cdot 108\,000 \cdot 1,029 \cdot \left(\frac{120}{3,6}\right)^2 = 61\,740 \text{ kJ}$$

Vypočtené kinetické energie E_K jsem využil při stanovení síly, která bude potřeba k úplnému zastavení vozu. Jelikož jsou si z fyzikálního hlediska energie a práce rovny, položíme danou kinetickou energii rovnu brzděné práci W_B . Práce je definována jako síla působící na určité dráze. V tomto případě síla představovala součet výsledné síly brzdící F_B a jízdních odporů vozidla O , které spolu působí na dráze l_B .

¹⁰ Moment setrvačnosti dvojkolí byl určen z vytvořeného počítačového 3D modelu.

$$E_K = W_B = \int_0^{l_B} [O + F_B] \cdot ds \quad (7)$$

5.2.3 Zábrzdná vzdálenost a průběh brzdící síly

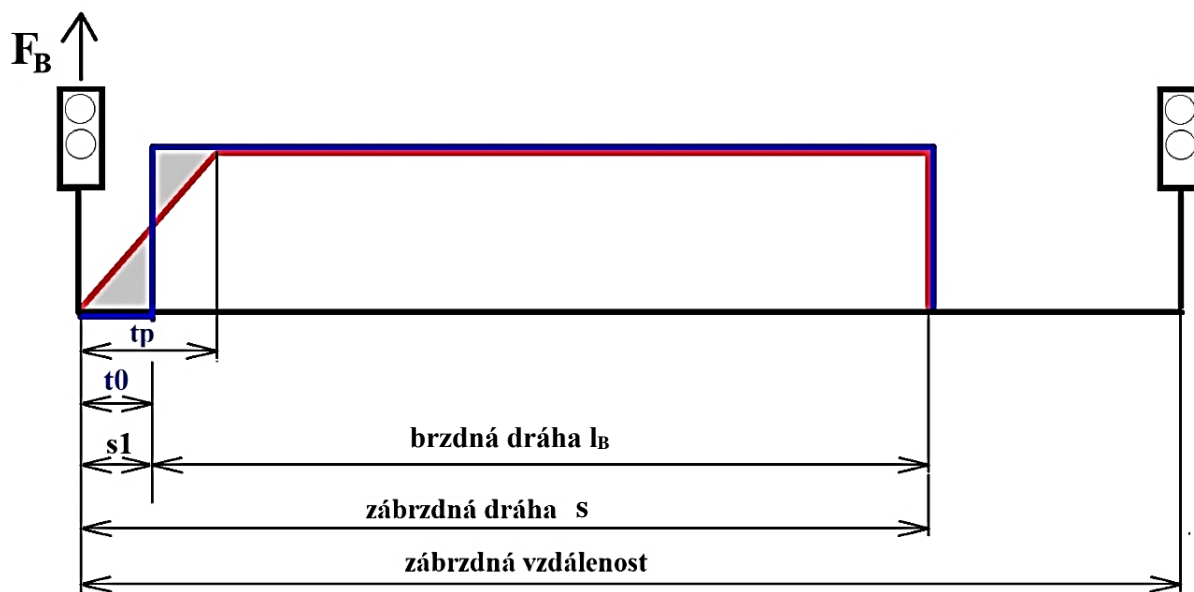
V předpisu „SŽDC D1 – Dopravní a návěstí předpis“ (účinnost od 1.7.2013) se nalézá pojem *zábrzdná vzdálenost*, který je definován následovně: „*Zábrzdná vzdálenost je vzdálenost, na které musí vlak bezpečně zastavit z rychlosti, kterou smí v daném úseku tratě jet.*“ Pro tratě s dovolenými rychlostmi 100 – 160 km/h je tato vzdálenost výše uvedeným předpisem stanovena na 1 000 metrů. Skutečná zábrzdná dráha vlaku tak musí být z bezpečnostních důvodů menší než hodnota zábrzdné vzdálenosti. Hodnota zábrzdné dráhy pro výpočet již byla stanovena v kapitole 5.2.1.

Průběh brzdící síly v čase a ujetou vzdálenost od počátku brzdění do úplného zastavení vagónu znázorňuje Obr. 26. Červená křivka představuje reálný průběh brzdící síly F_B , kdy od počátku brzdění dochází k jejímu nárůstu z nulové hodnoty na hodnotu maximální, které je dosaženo za čas t_P nazývaný jako doba plnění brzdy. Nárůst brzdící síly je odvislý od vývinu tlaku v brzdových válcích, který souvisí s použitým režimem brzdy (osobní / nákladní).

Na základě konzultací s firmou DAKO-CZ, a.s. je pro vůz stanoven režim brzdění pro brzdu osobní, tj. režim P, který je charakterizován dobou plnění brzdy $t_P \in (3 \text{ až } 5) \text{ s}$. Jedná se o čas, který uplyne od počátku brzdění do okamžiku dosažení alespoň 95 % z maximální hodnoty přetlaku v brzdovém válci (tj. 3,8 bar). Dále již následuje maximální provozní brzdění do úplného zastavení vlaku.

Modrá křivka znázorňuje zjednodušení průběhu brzdění. Pomocí rovnosti „šedých“ trojúhelníku lze rozdělit dobu plnění brzdy t_P na dvě poloviny a následně předpokládat, že první polovinu času t_P není vůz brzděn vůbec, druhou polovinu času t_P je již pak brzděn s maximálním brzdícím účinkem. Následně mohou určit celkový čas t_0 , po který jede vůz v nebrzděném stavu.

$$t_0 = \frac{1}{2} \cdot t_P = \frac{1}{2} \cdot 4 = 2 \text{ s} \quad (8)$$



Obr. 26 – Grafické schéma průběhu brzdění vozu – průběh brzdící síly na dráze a v čase (dle [7])
 (červeně – reálný průběh, modře – zjednodušení průběhu)

Z vypočteného času t_0 lze určit ujetou dráhu vozu s_1 v nebrzděném stavu maximální rychlostí dle vztahu (9). Pomocí získané hodnoty a maximální možné velikosti zábrzděné dráhy $s = 650$ m se stanoví příslušná velikost brzděné dráhy l_B , po kterou je vůz brzděn maximální brzdící silou.

$$s_1 = v_0 \cdot t_0 = \frac{120}{3,6} \cdot 2 = 66,67 \text{ m} \quad (9)$$

$$l_B = s - s_1 = 650 - 66,67 = 583,33 \text{ m} \quad (10)$$

5.2.4 Výpočet brzdící síly

Na základě vztahu (7) a již spočítaných parametrů (kinetické energie, brzděné dráhy l_B) jsem určil potřebnou brzdící sílu F_B . V daném výpočetním vztahu se mi však objevuje rovněž jízdní odporová síla O . Ta v sobě zahrnuje dílčí odpory vozidla O_V a odpory tratě O_T . Do vozidlových odporů mohou zahrnout odpor vzduchu O_{vz} , odpor valení O_f a odpor ložiskový $O_{lož}$. Mezi traťové odpory mohou zahrnout odpor průjezdu obloukem O_R a odpor tunelu O_{tunnel} . Výše zmíněné jízdní odpory působí celkově proti pohybu vozu, a tak snižují potřebnou brzdící sílu F_B . Dojde-li pro účely této práce k jejich zanedbání, vyjde potřebná brzdící síla vyšší, než by byla při uvažování jízdních odporů potřeba. Zanedbání tak nebude mít vliv na snížení bezpečnosti výsledného řešení.

Součástí traťových odporů je rovněž odpor ze stoupání O_s . Ten může v praxi negativně i pozitivně ovlivnit potřebnou velikost brzdící síly. Výpočet se však provádí pro stoupání trati o hodnotě 0 ‰ (tzn. pro jízdu po rovině), a tak nebude odpor ze stoupání rovněž uvažován.¹¹

$$E_K = \int_0^{l_B} F_B \cdot ds = F_B \cdot [s]_0^{l_B} = F_B \cdot l_B \quad (11)$$

$$F_B = \frac{E_K}{l_B} \quad (12)$$

$$F_{B-\text{prázdný}} = \frac{E_{K-\text{prázdný}}}{l_B} = \frac{21\,841 \cdot 10^3}{583,33} = 37,4 \text{ kN}$$

$$F_{B-\text{ložený}} = \frac{E_{K-18t/\text{nápr.}}}{l_B} = \frac{61\,740 \cdot 10^3}{583,33} = 105,84 \text{ kN}$$

5.2.5 Kontrola meze adheze a brzdících procent

Základním požadavkem a předpokladem správného brzdění je vyhnutí se oblasti smyku brzděných kol. Kola brzděných dvojkolí se tak nesmí po kolejnicích smýkat, ale musí se otáčet klesajícími otáčkami až do zastavení jejich pohybu. Brzdící síla F_B tedy musí být menší než síla adhezní F_A , která závisí na součiniteli meze adheze μ a síle zatěžující vůz G_V . Součinitel meze adheze vycházející ze styku jízdní plochy kola a kolejnice byl stanoven jako $\mu = 0,15$ [-]. Ukázkový výpočet jsem provedl pro prázdný vůz dle rovnice (13). Vypočtené hodnoty adhezní síly pro všechny režimy zatížení vozu přináší Tabulka 5.

$$F_B \leq F_A = \mu \cdot G_V = \mu \cdot (m_V + m_{\text{nákladu}}) \cdot g \quad (13)$$

$$F_{A-\text{prázdný}} = 0,15 \cdot (36\,200 + 0) \cdot 9,81 = 53\,268,3 \text{ N} = 53,3 \text{ kN}$$

Rovněž je třeba provést kontrolu splnění požadované velikosti brzdících procent pro nápravová zatížení 20 t a 22,5 t (viz kapitola 5.2.1) pro předpokládanou rychlost 120 km/h. Ze znalosti brzdící síly F_B a kinetické energie E_K lze určit hodnotu brzdné dráhy l_B a následně hodnotu zábrzdě dráhy s .

¹¹ V reálném provozu je pro daný spád trati a danou rychlost vlaku stanovena hodnota potřebných brzdících procent, kterou musí vlak splňovat. Pokud nemá vlak dostatek potřebných brzdících procent, dojde ke snížení jeho dovolené rychlosti pro daný úsek trati.

Podle vyhlášky UIC 544-1 za pomoci rovnice (14), která vznikla úpravou rovnice (2), nebo za pomoci diagramu na Obr. 27 se zpětně určí pomocí dané rychlosti a zábrzdné dráhy brzdící procento λ .

$$\lambda = \frac{c}{s} - D \quad [\%] \quad (14)$$

Ukázkový postup výpočtu jsem provedl pro zatížení vozu 22,5 t na nápravu (analogicky lze postupovat pro ostatní zatížení):

$$l_{B-22,5t} = \frac{E_{K-22,5t}}{F_B} = \frac{76\,725\,000}{105\,840} = 724,9 \text{ m}$$

$$s = l_{B-22,5t} + s_1 = 724,9 + 66,7 = 791,6 \text{ m}$$

$$\lambda = \frac{C}{s} - D = \frac{83\,634}{791,6} - 19 = 86,7 \%$$

Výsledné hodnoty pro všechny režimy krajních zatížení vozu T3000eD při jeho maximální rychlosti 120 km/h předkládá Tabulka 5.

Tabulka 5 – Výsledné hodnoty pro všechny provozní režimy vozu T3000eD při rychlosti $v=120$ km/h

PROVOZNÍ REŽIM	F_B [kN]	F_A [kN]	δ [-]	$E_{K(120)}$ [kJ]	l_B [m]	s [m]	λ [%]
Prázdný vůz	37,4	53,3	1,086	21 841	583,33	650	110
Zatížení 18 t / náprava	105,84	158,9	1,029	61 740	583,33	650	110
Zatížení 20 t / náprava	105,84	176,6	1,026	68 400	646,26	712,9	98,3
Zatížení 22,5 t / náprava	105,84	198,7	1,023	76 725	724,9	791,6	86,7

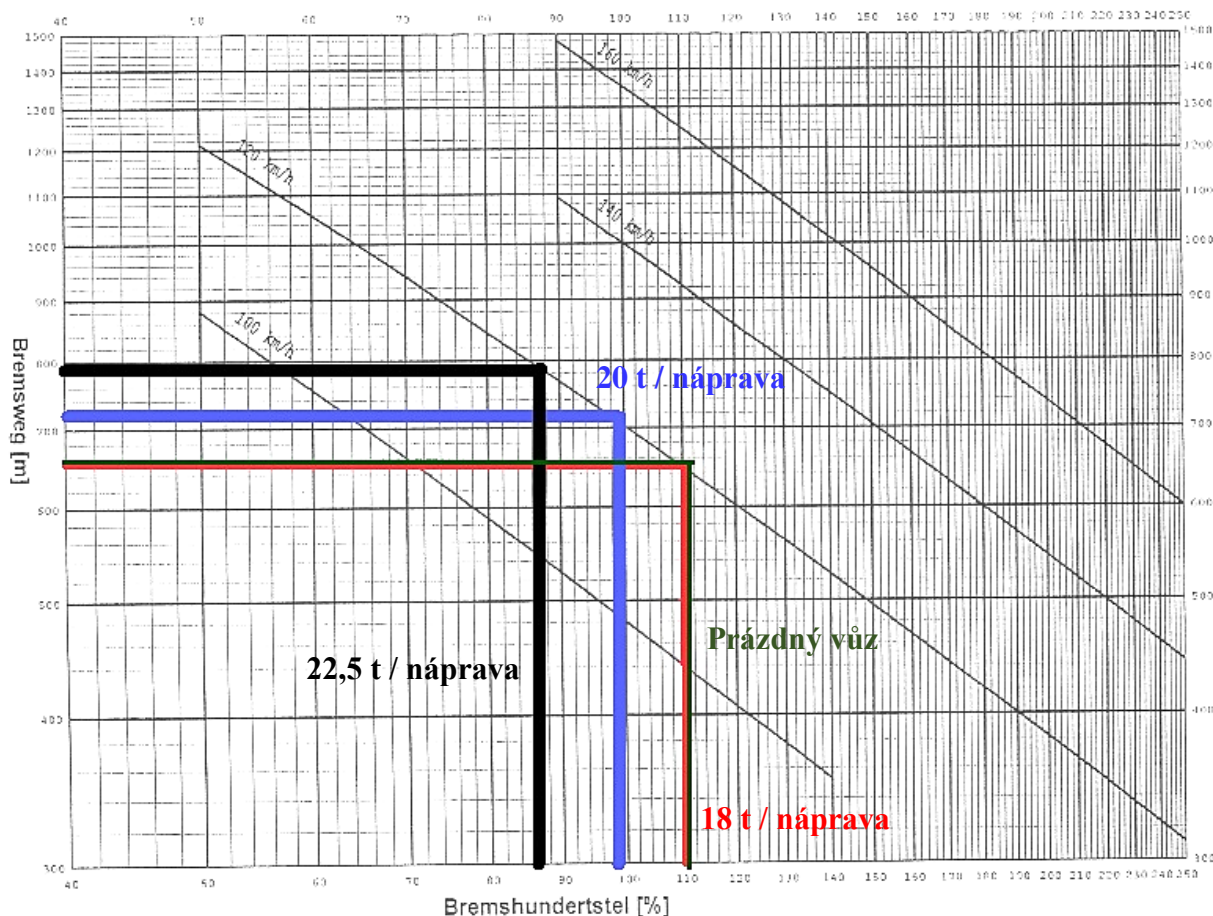
Stejným postupem, který byl výše aplikován na vůz T3000eD pro maximální rychlost 120 km/h, můžeme určit brzdící parametry i pro obdobný nákladní vůz s maximální rychlostí 140 km/h. Vypočtené údaje pro dané požadované brzdící procento $\lambda = 110 \%$ přináší první polovina Tabulka 6 (červeně). Druhá polovina této tabulky (modře) ukazuje velikost brzdné dráhy a brzdícího procenta, pokud by byla zvýšena maximální rychlost vozu T3000eD na 140 km/h při zachování brzdové výstroje navrhnuté pro rychlost nižší, a to pouze 120 km/h. Výsledné závislosti brzdícího procenta a zábrzdné dráhy pak zobrazuje Obr. 28, ve kterém červená křivka zobrazuje nový návrh brzdových parametrů. Modrá křivka pak ukazuje danou závislost při zachování brzdové výstroje vozu T3000eD pro maximální rychlost 120 km/h.“

Ve výpočtech pro maximální rychlost 140 km/h (viz Tabulka 6) je předpokládána vozba „lehkých“ surovin. Z tohoto předpokladu vyplývá i maximální nápravové zatížení pro vůz o velikosti 18 t / náprava.

Tabulka 6 - Výsledné hodnoty pro provozní režimy vozu s maximální rychlostí $v=140$ km/h

PROVOZNÍ REŽIM	F_B [kN]	F_A [kN]	δ [-]	$E_{K(140)}$ [kJ]	l_B [m]	s [m]	λ [%]
Prázdný vůz	35,13	53,3	1,086	29 728	846,22	924	110
Zatížení 18 t / náprava	99,3	158,9	1,029	84 035	846,22	924	110
Prázdný vůz	37,4	53,3	1,086	29 728	794,87	873	117
Zatížení 18 t / náprava	105,84	158,9	1,029	84 035	793,98	872	117

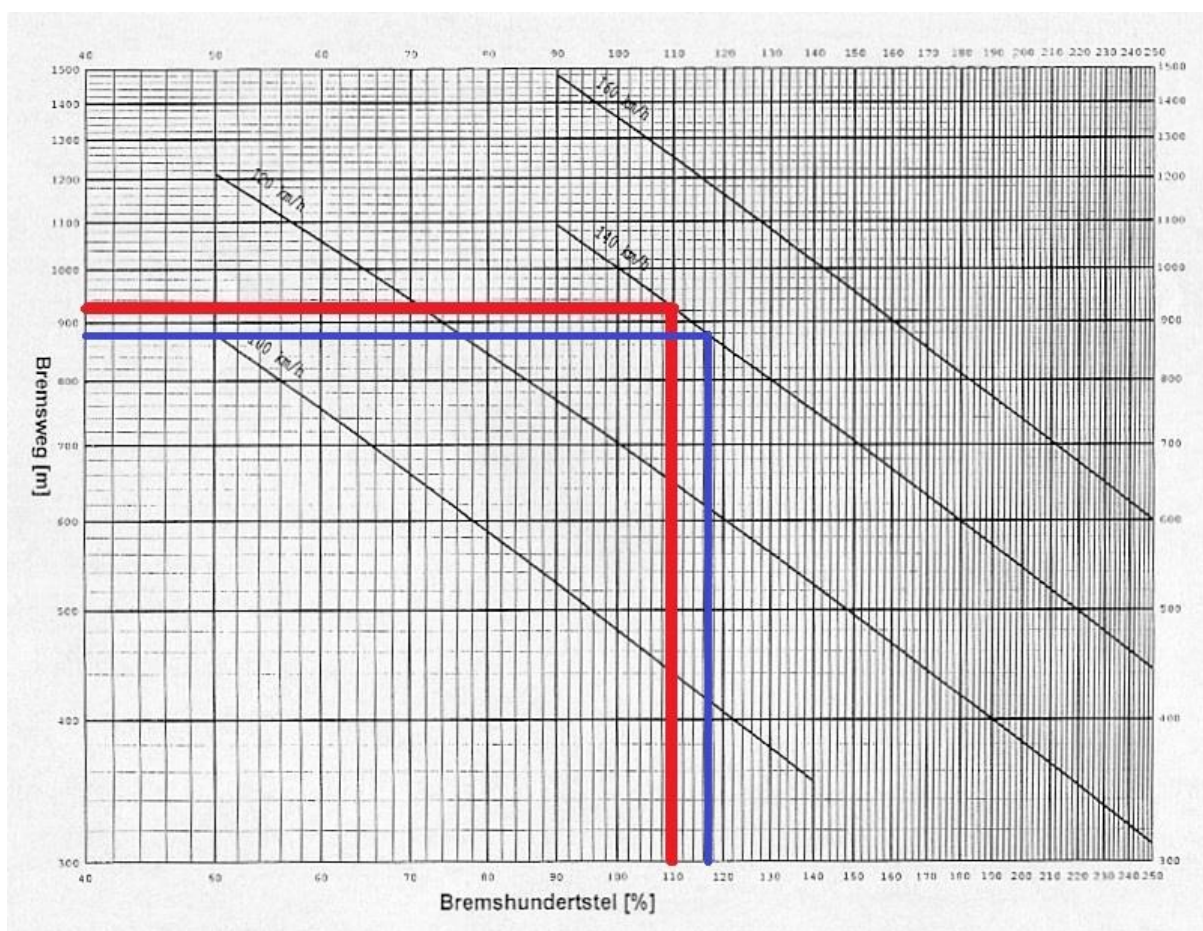
Poznámka: *červeně* – údaje pro nový výpočet vozu s požadavkem $\lambda = 110$ %
modře – údaje při zvýšení maximální rychlosti vozu T3000eD při zachování jeho stávajících brzdných parametrů (parametrů vycházejících z max. rychlost 120 km/h).



Obr. 27 - Grafická závislost zábrdné dráhy a brzdícího procenta na rychlosti dle UIC544-19 pro vůz T3000eD

Potřebné brzdicí síly F_B provozních režimů vozu T3000eD vyšly menší než síly adhezní F_A . Brzdění tedy proběhne pod mezí adheze ve všech režimech provozu vagónu a kola se za ideálních povětrnostních podmínek nedostanou do smyku. Rovněž je splněna podmínka pro požadovaná brzdicí procenta pro daná nápravová zatížení vozu.

Při uvažované teoretické maximální rychlosti vozu 140 km/h rovněž vypočtené brzdicí síly F_B vyšly menší jak síly adhezní F_A a brzdění by probíhalo pod mezí adheze. Stanovená zábrzdňá dráha s pro brzdicí procento $\lambda = 110 \%$ a rychlost $v = 140 \text{ km/h}$ je svou velikostí menší než příslušná zábrzdňá vzdálenost daná předpisem SŽDC D1, a tedy vyhovuje tomuto kritériu. Rovněž je vyhovující i zábrzdňá dráha vypočtená z výchozích brzdných parametrů vozu T3000eD pro maximální rychlost 140 km/h.



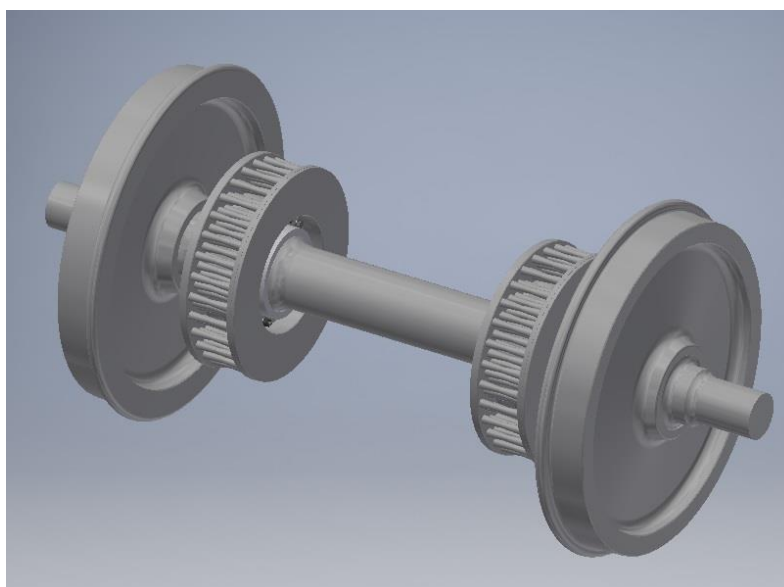
Obr. 28 - Grafická závislost zábrzdňé dráhy a brzdicího procenta na rychlosti dle UIC544-1⁰ pro $v = 140 \text{ km/h}$

6. Konstrukce náprav vozu T3000eD s brzdovými kotouči

Pro model dvojkolí a výpočet brzdy vozu T3000eD byly zvoleny parametry kola a nápravy vyráběné firmou GHH-BONATRANS. Průměr styčné kružnice celistvého kola d_K činí 920 mm. Příslušná náprava se vyrábí z materiálu EA4T. Brzdový kotouč jsem zvolil z produkce slovinské firmy KOVIS, konkrétně produkt „OZ590/325/170/10/150 QSK 0 206H6 285 12xM14“. Parametry kotouče uvádí následující tabulka.

Tabulka 7 – Parametry použitého typu brzdového kotouče

Hmotnost	137,75 kg
Průměr díry náboje	206 mm
Tolerance díry náboje	H6
Vnější průměr náboje	252 mm
Velký průměr kotouče	590 mm
Malý průměr kotouče	325 mm
Šířka kotouče	170 mm
Šířka náboje	150 mm
Počet a typ šroubů	12 x ŠROUB ISO 4014 – M14x100 – 10.9
Poloměr šroubového pole $r_{KŠ}$	142,5 mm
Střední třecí poloměr r_{BK}	225 mm



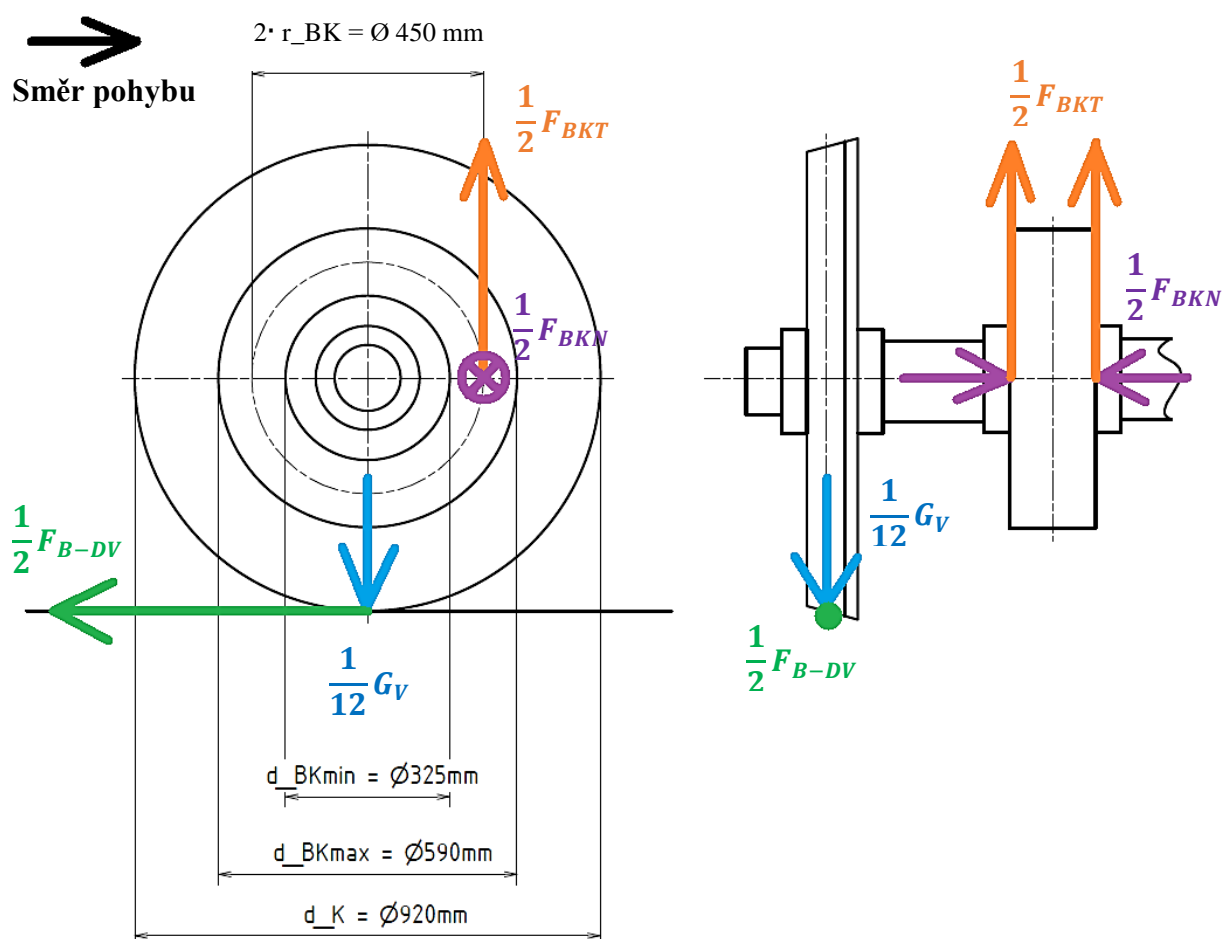
Obr. 29 – Model dvojkolí s brzdovými kotouči

6.1 Síly působící na brzdový kotouč a dvojkolí

Vypočtenou celkovou maximální brzdící sílu F_B (tj. brzdící sílu dosahovanou při zatížení vozu 18 t na nápravu a více), potřebnou k zabrzdění vagónu je třeba rozdělit mezi jednotlivá dvojkolí vozu (respektive brzdové kotouče). Jelikož má počítaný vagón 6 náprav, bude brzdící síla připadající na jedno dvojkolí určena dle následující rovnice (15).

$$F_{B-DV} = \frac{F_{B-ložený}}{6} = \frac{105\,840}{6} = 17\,640\,N \quad (15)$$

Potřebnou normálovou brzdící sílu F_{BKN} působící na brzdový kotouč nalisovaný na nápravě dvojkolí jsem určil z momentové rovnice (16) sestavené dle Obr. 30 k ose dvojkolí.



Obr. 30 – Síly na brzdovém kotouči a dvojkolí (pro polovinu dvojkolí)

V rovnici vystupuje tečná brzdící síla na kotouče F_{BKT} , kterou lze pomocí součinitele tření f obložení brzdových čelistí a normálové brzdící síly na kotouče F_{BKN} vyjádřit vztahem (17). Normálová brzdící síla F_{BKN} představuje celkovou sílu, kterou je nutno vytvořit za pomoci přetlaku vzduchu v brzdovém válci a vhodným převodem pák kotoučové brzdové jed-

notky a která pak působí prostřednictvím brzdových čelistí na brzdové obložení a brzdové kotouče.

$$F_{BKT} \cdot r_{BK} = F_{B-DV} \cdot r_K \quad (16)$$

$$F_{BKT} = f \cdot F_{BKN} \quad (17)$$

Tečná síla F_{BKT} v momentové rovnici (16) působí na rameni r_{BK} představující střední třecí poloměr brzdového kotouče, který je firmou DAKO-CZ, a.s. stanoven jako $r_{BK} = 225$ mm. Jeho velikost závisí nejen na rozměrech brzdového kotouče, ale také na tvaru brzdového obložení.

Levou stranu momentové rovnice (16) lze označit jako výsledný brzdny moment M_{BDV} , který musí být přenesen pomocí brzdových kotoučů na dvojkolí (resp. na hřídel dvojkolí). Jeho velikost vyjadřuje následující vztah (18).

$$M_{BDV} = F_{B-DV} \cdot r_K = 17\,640 \cdot 0,46 = 8\,114,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (18)$$

Rovněž lze po kombinaci vztahů (16) a (17) dopočítat normálovou brzdící sílu F_{BKN} , kterou je nutno působit na brzdové kotouče. Součinitel tření f pro zvolené brzdové obložení Jurid 707-11 je stanoven jako $f = 0,35$ [-].

$$F_{BKN} = \frac{F_{B-DV} \cdot r_K}{f \cdot r_{BK}} = \frac{17\,640 \cdot 0,46}{0,35 \cdot 0,225} = 103\,040 \text{ N}$$

7. Výpočet šroubového spoje brzdového kotouče

Tato kapitola se bude zabývat stanovením parametrů šroubového spojení mezi třecí částí a nábojem brzdového kotouče. Brzdový kotouč se skládá z více dílčích komponentů, které spolu tvoří jeden funkční celek. Pomocí lisovaného spojení mezi sedlem nápravy a nábojem kotouče dochází k upevnění kotouče na dvojkolí. Toto spojení rovněž přenáší potřebný brzdňý moment M_{BDV} z brzdového kotouče na dvojkolí vozu. Následně je na náboj pomocí kruhového šroubového pole přichycena třecí část kotouče. Vzniklé šroubové spojení musí být také schopno přenést brzdňý moment M_{BDV} vytvořený pomocí přitlaku brzdového obložení ke třecí části brzdového kotouče (disku).

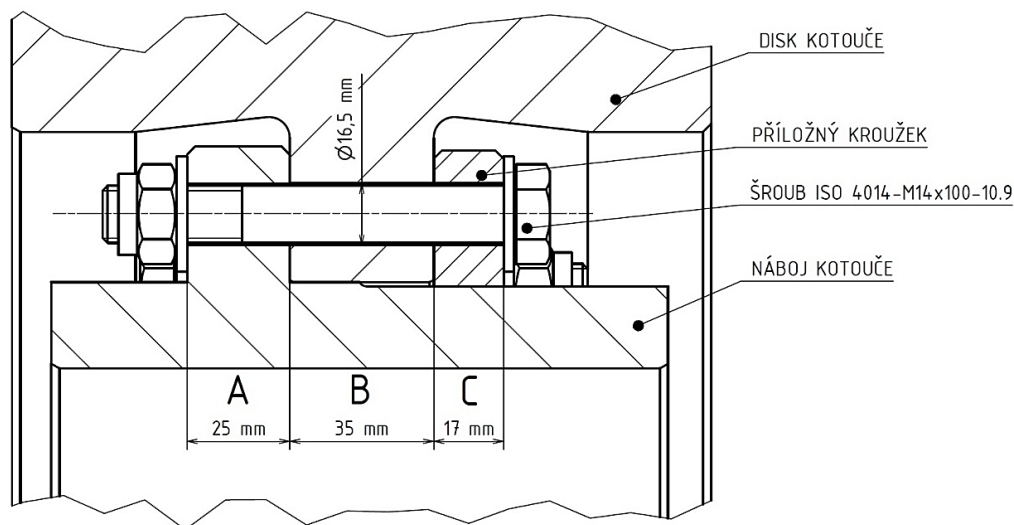
Třením mezi brzdovým obložením a kotoučem dochází ke vzniku tepla, a tedy k oteplování kotouče. Jeho teplota tak může při intenzivním brzdění dosahovat značně vysoké hodnoty. Je proto třeba počítat s teplotní roztažností dílů kotouče, a tedy i s jejich rozměrovými změnami. Z tohoto důvodu není vhodné použít pro spojení náboje kotouče s jeho diskem lícované šrouby s přesným uložením, ale šrouby s vůlí.

Potřebné vůle pro uložení šroubů musí být tedy větší, z čehož vyplývá, že nedojde k namáhání šroubů stříhem. Zvýšení teploty kotouče bude mít vliv i na síly působící ve šroubovém spoji. Pro přesné stanovení velikosti tohoto vlivu by bylo potřeba provést tepelnou analýzu brzdového kotouče, což dle vyjádření vedoucího bakalářské práce přesahuje rámec zadání této práce. V provedených výpočtech šroubového spoje jsem tak vliv zvýšené teploty brzdového kotouče při brzdění zanedbal.

K přenosu brzdňého momentu z disku na náboj kotouče je proto použita třecí síla. Ta vzniká mezi nábojem a diskem kotouče a mezi nábojem kotouče a příložným kroužkem po utažení použitých spojovacích šroubů s metrickým závitem. Šrouby tohoto typu jsou samosvorné, a proto se šroubové spojení při klidném zatížení nemůže dle literatury [22] samovolně uvolnit. K uvolnění může dojít (viz literatura [22]) v případě poklesu zatížení spoje za současného působení otřesů a rázů. Předpokládá-li se, že mohou nastat vhodné podmínky umožňující samovolné uvolnění spoje, lze spoj předem chránit pomocí pojištění. Dostupné podklady popisující konstrukci použitého brzdového kotouče však neposkytují informaci o tom, zda může k samovolnému povolení šroubů dojít a ani se nezmiňují o způsobech případného pojištění proti tomuto stavu. Z tohoto důvodu nebudou způsoby pojištění šroubového spoje proti uvolnění v této práci rozebírány.

(zpracováno dle literatury [21])

Výchozí parametry k výpočtu pro použitý brzdový kotouč uvádí Tabulka 7. Následující Obr. 31 znázorňuje popisovaný šroubový spoj.



Obr. 31 - Schéma šroubového spoje náboje a disku brzdového kotouče.

7.1 Stanovení parametrů šroubů brzdového kotouče

7.1.1 Výpočet sil působících na šrouby

Síly, kterými je šroubový spoj zatěžován, působí ve dvou na sebe kolmých rovinách, a to v rovině tečné a v rovině normálové. Síla působící na jeden šroub v rovině tečné $F_{\dot{s}t}$ závisí na velikosti brzdného momentu M_{BDV} , poloměru šroubového pole $r_{K\dot{s}}$ a počtu šroubů ve šroubovém poli $i_{\dot{s}}$. V tomto případě je použito dvanáct šroubů. Výpočet tečné síly jsem provedl dle rovnice (19).

$$F_{\dot{s}t} = \frac{M_{BDV}}{r_{K\dot{s}} \cdot i_{\dot{s}}} = \frac{8\,114,4}{0,1425 \cdot 12} = 4745,26 \text{ N} \quad (19)$$

Znám-li tečnou sílu $F_{\dot{s}t}$, mohu pomocí součinitele tření pod maticí f_M (za kterou bude šroubový spoj utahován) dopočítat normálovou sílu působící na šroub v jeho ose. Vypočtená osová síla $F_{\dot{s}o}$ představuje zároveň minimální montážní předpětí šroubu, kterého je třeba dosáhnout.

$$F_{\dot{s}o} = \frac{F_{\dot{s}t}}{f_M} = \frac{47453,26}{0,2} = 23\,726,3 \text{ N} \quad (20)$$

Součinitel tření f_M závisí dle literatury [22] na drsnosti stykových ploch, úpravě povrchu, použitém materiálu a případně na velikosti zatížení. Pro výpočet je volena doporučená hodnota $f_M \approx 0,2 [-]$.

7.1.2 Výpočet utahovacího momentu

Abychom byli schopni vyvodit potřebné předpětí šroubu z kapitoly 7.1.1, musíme na šroub působit utahovacím momentem M_{KK} pomocí momentového klíče. Jeho velikost je rovna součtu momentu v závitu M_Z a momentu tření pod maticí M_{tM} .

$$M_{KK} = M_Z + M_{tM} \quad (21)$$

Schéma výpočtu momentu v závitu M_Z uvádí vztah (22). Síla F_{ξ_0} představuje osovou sílu zatěžující šroub a d_2 je střední průměr šroubu. Do argumentu funkce tangens vstupuje součet úhlu stoupání šroubovice závitu γ a redukovaného úhlu tření v závitu φ^I .

$$M_Z = F_Z \frac{d_2}{2} = F_{\xi_0} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi^I) \quad (22)$$

Úhel stoupání šroubovice závitu γ lze dopočítat pomocí hodnoty stoupání závitu s a jeho středního průměru d_2 . Redukovaný úhel tření φ^I se spočítá jako podíl součinitele tření f_Z závitové plochy a kosinu úhlu β_n , což je úhel sklonu boku závitu v normálovém řezu.

Výpočet velikosti momentu tření pod maticí M_{tM} zobrazuje rovnice (23). Opět v ní vystupuje osová síla na šroub F_{ξ_0} doplněná o střední poloměr stykové plochy matice ρ_M , který lze přibližně stanovit dle literatury [22] jako $0,75 \cdot d_2$ (hodnota d_2 je střední průměr závitu). Vzorec uzavírá součinitel tření pod maticí f_M .

$$M_{tM} = \rho_M \cdot F_{\xi_0} \cdot f_M \quad (23)$$

Minimální potřebný utahovací moment pro šroub M14 tedy bude:

$$\begin{aligned} M_{KK} &= F_{\xi_0} \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi^I) + \rho_M \cdot f_M \right] = \\ &= 23\,726,3 \cdot \left[\frac{12,701}{2} \cdot \tan(2,87^\circ + 4,62^\circ) + 9,53 \cdot 0,2 \right] = 65 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

K zajištění bezpečnosti je žádoucí dle literatury [21] takto vypočítaný utahovací moment navýšit o hodnotu 5-10 %. Výsledný utahovací moment pro šroub tak volím:

$$\mathbf{M_{KK} = 72 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Zpětně je nutné z výsledného utahovacího momentu M_{KK} určit osovou sílu, tedy sílu předpětí $F_{\xi_0}^P$ dle následující rovnice:

$$F_{\xi_0}^P = \frac{M_{KK}}{\left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi^I) + \rho_M \cdot f_M \right]} = \frac{72\,000}{\left[\frac{12,701}{2} \cdot \tan(2,87^\circ + 4,62^\circ) + 9,53 \cdot 0,2 \right]} = \mathbf{26\,268 \text{ N}}$$

7.1.3 Sestavení Rötšcherova diagramu

Silové poměry šroubového spoje lze zobrazit a řešit i graficky. Často je pro tyto účely používán tzv. Rötšcherův diagram, který znázorňuje vztah mezi působící silou a vzniklou deformací. Pro sestavení diagramu je nejprve nutné rozdělit tělesa, která tvoří šroubový spoj, na dva typy. První z nich jsou součásti typu „1 - šroub“, která budou působením provozní síly natahována. Druhým zástupcem jsou součásti typu „2 - deska“, které jsou ve spoji stlačovány. Ve šroubovém spoji, který je popisovaný v této práci, tvoří použitý šroub M14 součást typu 1, svíraný náboj, disk a příložený kroužek brzdového kotouče součást typu 2 (pro zjednodušení nebudou uvažovány podložky použité pod hlavou šroubu a pod maticí).

Důležitým parametrem výše rozdělených součástí je jejich konstanta tuhosti C , která vyplývá z Hookeova zákona a lze ji spočítat dle následujícího vztahu:

$$C = \frac{E \cdot S}{l} \quad (24)$$

V rovnici figuruje Youngův modul pružnosti E , průřez součásti S a délka součásti l . Převrácenou hodnotu výsledné konstanty tuhosti, tj. poddajnost, pro různé součásti stejného typu pak určím jako součet převrácených hodnot dílčích konstant součástí, viz rovnice (26).

Šroub o velikosti M14 je vyroben z oceli s modulem pružnosti $E_{\xi} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Pro výpočet jeho průřezu je volen průměr jádra závitu $d_3 = 11,546 \text{ mm}$. Výpočet konstanty tuhosti proběhne pak následovně:

$$C_{\xi} = \frac{E_{\xi} \cdot S_3}{l_{\xi}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 11,546^2}{4}}{100} = 219,9 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Pro výpočet dílčích konstant tuhosti sevřených desek bude nejprve nutné provést náhradu těchto desek Rötšcherovou trubkou (respektive trubkami). Její vnitřní průměr d_o odpovídá velikosti otvoru pro šroub (zde pro M14). Stanovení vnějšího průměru d_e je však komplikovanější a vychází se při něm z vymezení napjatosti v deskách pomocí dvojice komolých kuželů. Pro zjednodušení bývá hodnota průměru d_e uvažována jako velikost otvoru pro klíč s_k zvětšená o polovinu celkové tloušťky svíraných desek $\frac{l_D}{2}$. Pomocí takto definovaných průměrů je možné přibližně určit redukovaný průřez spojovaných součástí S_r (tedy průřez stěny náhradní trubky pro desky) dle následujícího vztahu:

$$S_r \approx \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(s_k + \frac{l_D}{2} \right)^2 - d_o^2 \right] = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(21 + \frac{77}{2} \right)^2 - 16,5^2 \right] = 2\,567 \text{ mm}^2 \quad (25)$$

Pomocí redukovaného průřezu S_r lze následně vypočítat dílčí tuhosti desek dle vztahu (24):

$$C_A = \frac{E_A \cdot S_r}{l_A} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2\,567}{25} = 21\,563 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$C_B = \frac{E_B \cdot S_r}{l_B} = \frac{1,11 \cdot 10^5 \cdot 2\,567}{35} = 8\,141 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$C_C = \frac{E_C \cdot S_r}{l_A} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2\,567}{17} = 31\,710 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Plouščky a označení jednotlivých desek předkládá Obr. 31 v úvodu kapitoly 8. Disk brzdového kotouče (deska B) je vyroben ze šedé litiny o modulu pružnosti $E_B = 1,11 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Náboj a příložený kroužek kotouče (desky A a C) jsou vyrobeny z oceli s modulem pružnosti $E_A = E_C = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Pomocí dílčích konstant tuhosti lze dopočítat výslednou konstantu poddajnosti součástí typu deska dle následující rovnice:

$$\frac{1}{C_D} = \frac{1}{C_A} + \frac{1}{C_B} + \frac{1}{C_C} = \frac{1}{21\,563} + \frac{1}{8\,141} + \frac{1}{31\,710} = 2,01 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \cdot \text{kN}^{-1} \quad (26)$$

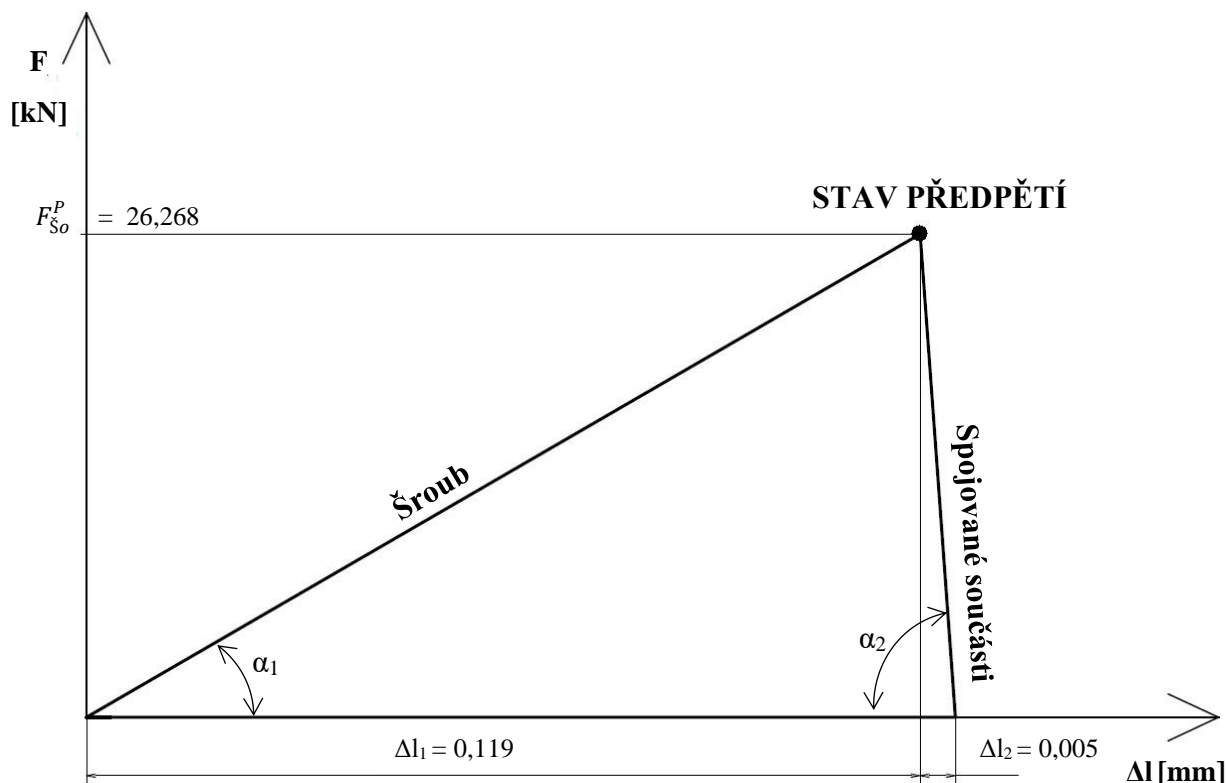
a z ní následně výslednou tuhost

$$\Rightarrow C_D = 4\,981 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$$

S vypočtenými konstantami tuhosti a se znalostí předpětí ve šroubu lze vypočítat dle rovnice (27) příslušné prodloužení šroubu a vztahem (28) hodnotu stlačení desek. Na jejich základě je následně sestrojen výsledný Rötšcherův diagram, který je zobrazen na Obr. 32.

$$\Delta l_1 = \frac{F_{\xi_0}^p}{C_{\xi}} = \frac{26,268}{219,9} = 0,119 \text{ mm} \quad (27)$$

$$\Delta l_2 = \frac{F_{\xi_0}^p}{C_D} = \frac{26,268}{4\,981} = 0,005 \text{ mm} \quad (28)$$



Obr. 32 – Rötscherův diagram síla-prodloužení šroubového spoje brzdového kotouče

7.2 Pevnostní výpočet šroubů brzdového kotouče

Pro výchozí parametry určené kapitolou 7.1 je třeba provést příslušné pevnostní kontroly. Bude se jednat o stanovení výsledné statické bezpečnosti šroubu, který je namáhán krutem a tahem osovou silou (silou předpětí).

Nejprve je nutné určit působící napětí, a to napětí v krutu τ a v tahu σ_t . Napětí v krutu závisí na velikosti krutícího momentu v závitu M_Z^P , kterým je šroub namáhán při zatížení silou předpětí $F_{S_0}^P$. Výpočet hodnoty krutícího momentu M_Z^P jsem provedl dle rovnice (22) s dosazením zmíněné výsledné síly předpětí $F_{S_0}^P$. Dále velikost napětí v krutu závisí na průřezovém modulu v krutu W_K , v jehož výpočtu se objevuje průměr jádra závitu šroubu d_3 . Výpočet zobrazuje následující vztah:

$$\tau = \frac{M_Z^P}{W_K} = \frac{M_Z^P}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{21\,932}{\frac{\pi \cdot 11,546^3}{16}} = 72,57 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (29)$$

Tahové napětí šroubu σ_t je rovněž závislé na osově síle $F_{\xi_0}^P$ představující sílu předpětí, která vychází z výsledného utahovacího momentu M_{KK} . Dále je velikost tahového napětí odvislá od průřezu jádra závitu šroubu S_3 a spočetl jsem ji dle následujícího vztahu:

$$\sigma_t = \frac{F_{\xi_0}^P}{S_3} = \frac{F_{\xi_0}^P}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{26\,268}{\frac{\pi \cdot 11,546^2}{4}} = 251 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (30)$$

Z takto stanovených napětí jsem určil výsledné redukované napětí σ_{red} . Následně jsem jej porovnal s dovoleným napětím meze kluzu σ_{Kt} daným pro konkrétní pevnostní třídu šroubu a určil konečnou statickou bezpečnost k_S úpravou vztahu (31).

Pro výpočet redukovaného napětí jsem použil teorii dle Trescy (32) a teorii HMM (33). Mez kluzu pro ocelové šrouby pevnostní třídy 10.9 nabývá hodnoty $\sigma_{Kt} = 900 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \leq \frac{\sigma_{Kt}}{k_S} \quad (31)$$

$$\sigma_{red}^{Tresca} = \sqrt{251^2 + 2^2 \cdot 72,57^2} = 290 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (32)$$

$$k_S^{Tresca} = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}^{Tresca}} = \frac{900}{290} = 3,1 [-]$$

$$\sigma_{red}^{HMH} = \sqrt{251^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot 72,57^2} = 280,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (33)$$

$$k_S^{HMH} = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}^{HMH}} = \frac{900}{280,7} = 3,21 [-]$$

Hodnoty vypočtených statických bezpečností z redukovaných napětí dle Trescovy teorie a teorie HMM jsou větší než 1, a tedy splňují základní předpoklad bezpečnosti šroubového spoje.

8. Konstrukce kotoučové brzdy DAKO pro nákladní vůz

Nezbytnými konstrukčními celky brzdové výstroje vozu s kotoučovou brzdou jsou kotoučové brzdové jednotky, jejichž prostřednictvím je dosahováno požadovaných brzdících parametrů (pro vůz T3000eD popisovaný v této práci jsou brzdící parametry stanoveny v kapitole 5). Pro kotoučovou brzdu nákladního vozu T3000eD jsem zvolil příslušnou brzdovou jednotku typu *DAKO KBZ 10*, která je konstruovaná a vyráběná firmou DAKO-CZ, a.s. v Třemošnici. Výpočtu převodového poměru pákové brzdy a schématu brzdové výstroje vozu je věnována tato kapitola.

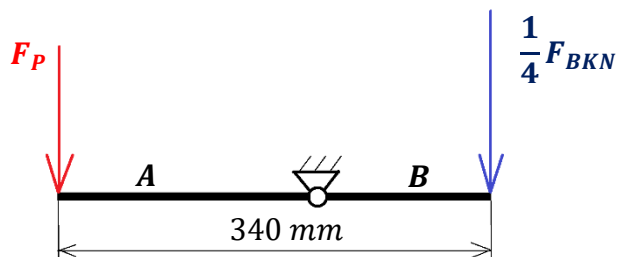
Technické údaje zvolené brzdové jednotky *DAKO KBZ 10* uvádí následující tabulka:

Tabulka 8 – Technické údaje brzdové jednotky *DAKO KBZ 10* [13]:

Typ brzdového válce	DAKO B
Velikost brzdového válce	10 “ (254 mm)
Účinná plocha pístu (S_p)	506,7 cm ²
Síla vratné pružiny ($F_{pruž}$)	1 300 N
Maximální zdvih pístu	20 mm
Pracovní zdvih	6 mm
Pracovní tlak (p_v)	3,8 bar
Maximální tlak	4,0 bar
Plocha obložení	2 x 200 cm ²
Velikost brzdového kotouče	D590 / 170
Hmotnost brzdové jednotky	cca 77 kg
Provozní teplota	-40°C až + 70°C
Rozsah převodu pákové (i)	1,0 – 1,5
Účinnost převodu (η)	0,96 [-]

8.1 Převodový poměr brzdové jednotky DAKO KBZ 10

Důležitým technickým parametrem kotoučové brzdové jednotky, který je třeba stanovit pro aplikaci na konkrétním voze, je hodnota převodového poměru i brzdového pákoví. Lze ho určit z následné úpravy momentové rovnice (34) vycházející z následujícího obrázku:



Obr. 33 – Schéma sil působící na polovinu brzdového pákovi

$$F_P \cdot A = \frac{1}{4} F_{BKN} \cdot B \quad (34)$$

Výsledná velikost síly F_P vystupující z brzdového válce se určí jako rozdíl tlakové síly F_{VZ} a síly vratné pružiny $F_{pruž}$, kterou je třeba překonat. Tlaková síla F_{VZ} vzniká v brzdovém válci působením přetlaku vzduchu o hodnotě $p_V = 3,8 \text{ bar}$ na píst o ploše S_P .

$$F_P = F_{VZ} - F_{pruž} = p_V \cdot S_P - F_{pruž} = 380 \cdot 0,05067 - 1,3 = 17\,955 \text{ N} \quad (35)$$

Úpravou předchozích vztahů a dosazením výsledků výpočtů získám výsledný převodový poměr i dle rovnice (36), ve kterém je rovněž zohledněna účinnost převodu η . Normálová brzdící síla F_{BKN} je zde vztažena na jednu brzdovou destičku přitlačovanou k třecí části brzdového kotouče.

$$i = \frac{A}{B} = \frac{\frac{1}{4} F_{BKN}}{F_P \cdot \eta} = \frac{\frac{1}{4} \cdot 103,04}{17,955 \cdot 0,96} = 1,49 [-] \quad (36)$$



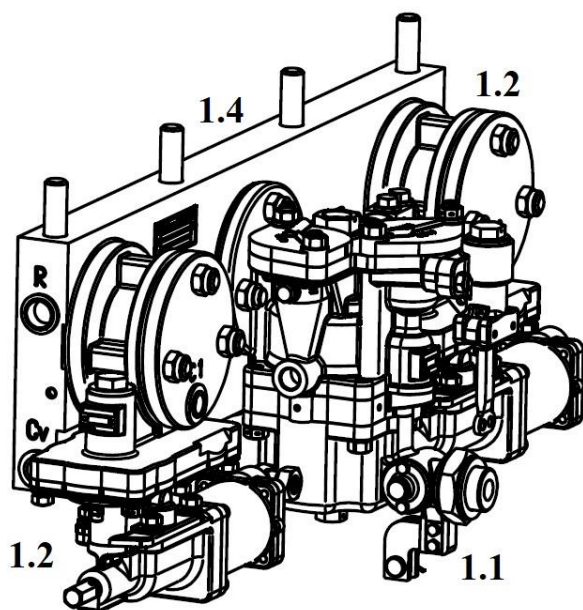
Obr. 34– Model brzdové jednotky kotoučové brzdy
DAKO KBZ 10 RS 170 [13]

Pro brzdění vozu T3000eD volím brzdové jednotky kotoučové brzdy DAKO KBZ 10 s převodovým poměrem $i = 1,49 [-]$. Dle tohoto převodového poměru je třeba určit poloha otvoru pro čep v převodové páce (vzdálenosti A a B), která má konstantní velikost z výroby rovnu 340 mm. Výsledné požadované rozměry pro polohu čepu jsem určil jako:

$$A = 203,5 \text{ mm} ; \quad B = 136,5 \text{ mm}$$

8.2 Schéma brzdové výstroje vozu T3000eD

Schéma vybavení kapsového dvoučlánekového šestnápravového vozu T3000eD potřebnou standardizovanou brzdovou výstrojí předkládá Obr. 37. Celý vůz lze rozdělit na dva články – vagón A a vagón B. Každý tento článek nese svou vlastní kompaktní brzdu (pozice 1 a 2) umístěnou na krajních podvozcích vozu, které jsou shodné. Prostřední Jakobsův podvozek je svou výbavou odlišný.



Obr. 35 - Kompaktní brzda DAKO (pro vagón A) [13]

Srdcem kompaktní brzdy je brzdový rozvaděč (1.1, 2.1) typu *DAKO CVInD16 G-P*. K němu náleží rozvodový vzduchojem (5), řídicí vzduchojem (6a, 6b) a pomocný vzduchojem (4a, 4b). Přídavný ventil (1.2, 2.2) typu *DAKO DSS* na základě informace o stavu ložení vozu ze snímače zatížení (15) upravuje hodnotu přetlaku vzduchu v brzdovém válci. Samočinný odbrzdovač (11) slouží po zatažení za oko táhla (14) k samočinnému odbrzdění vozu. Všechny součásti kompaktní brzdy jsou pak umístěny na nosiči (1.4, 2.4), který je upevněn k podvozku vozu.

K ovládání brzdového rozvaděče slouží přestavovače (12) a (13). Pro volbu režimu brzdění „osobní – nákladní“ je sestaven přestavovač (12), vypnutí (respektive zapnutí) brzdového rozvaděče z činnosti se provádí přestavovačem (13).

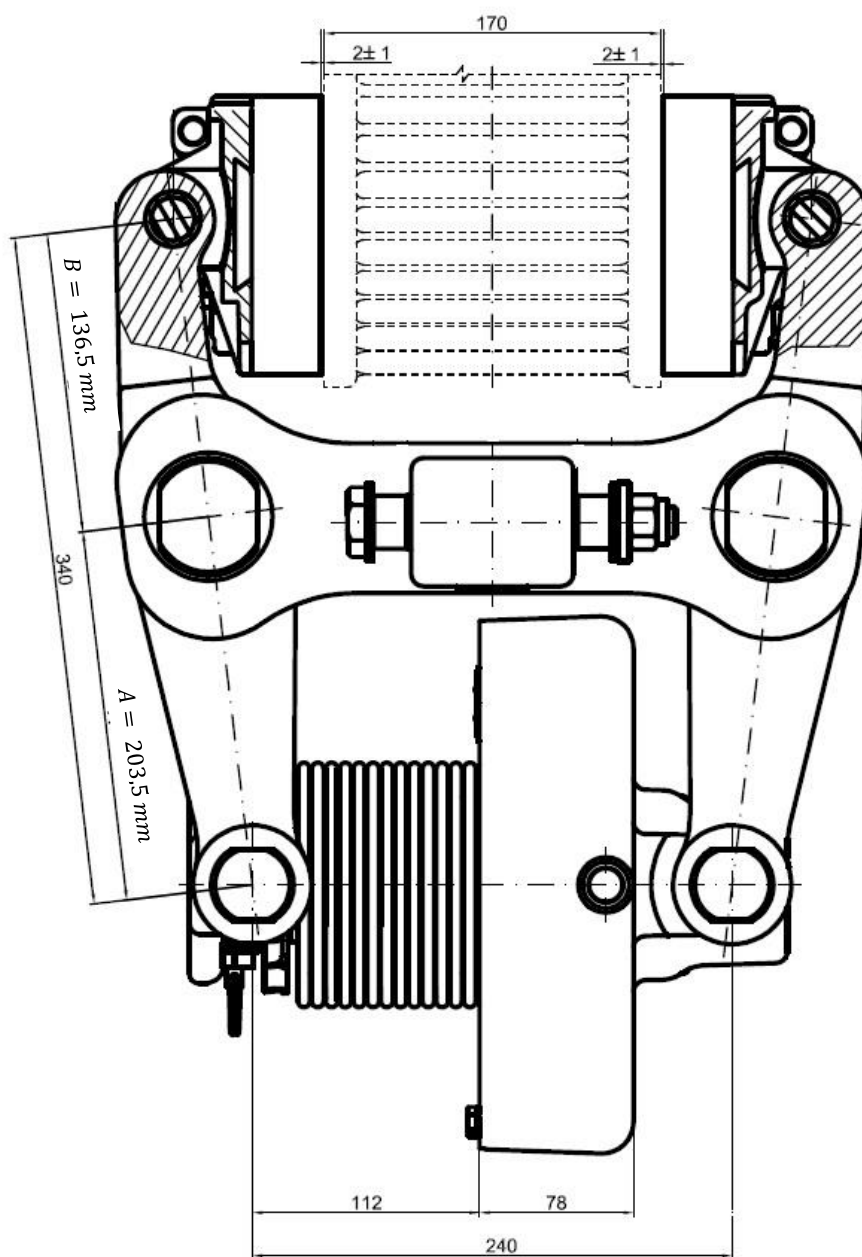
Přívod vzduchu z hlavního potrubí do kompaktní brzdy je zajištěn přes prachojem (10). Hlavní potrubí vozu je na koncích vybaveno spojkovými kohouty (17) a brzdovými spojkami (18). Mezi jednotlivými články vagónu je potrubí spojeno spojkou s opletem (19).

Přes přídavný ventil je kompaktní brzda napojena na brzdové jednotky kotoučové brzdy, které se na vozu nachází ve více provedeních. Základním typem je jednotka *DAKO KBZ 10 J* (pozice 30.1 a 30.2), kde „J“ v názvu značí jednoduché provedení. Oproti ní je jednotka (pozice 30.3) *DAKO KBZ 10 JS* navíc vybavena signalizátorem brzdění (funkce popsána v kapitole 3.3). Prostřední podvozek vozu je v souladu s platnými předpisy vybaven jednot-

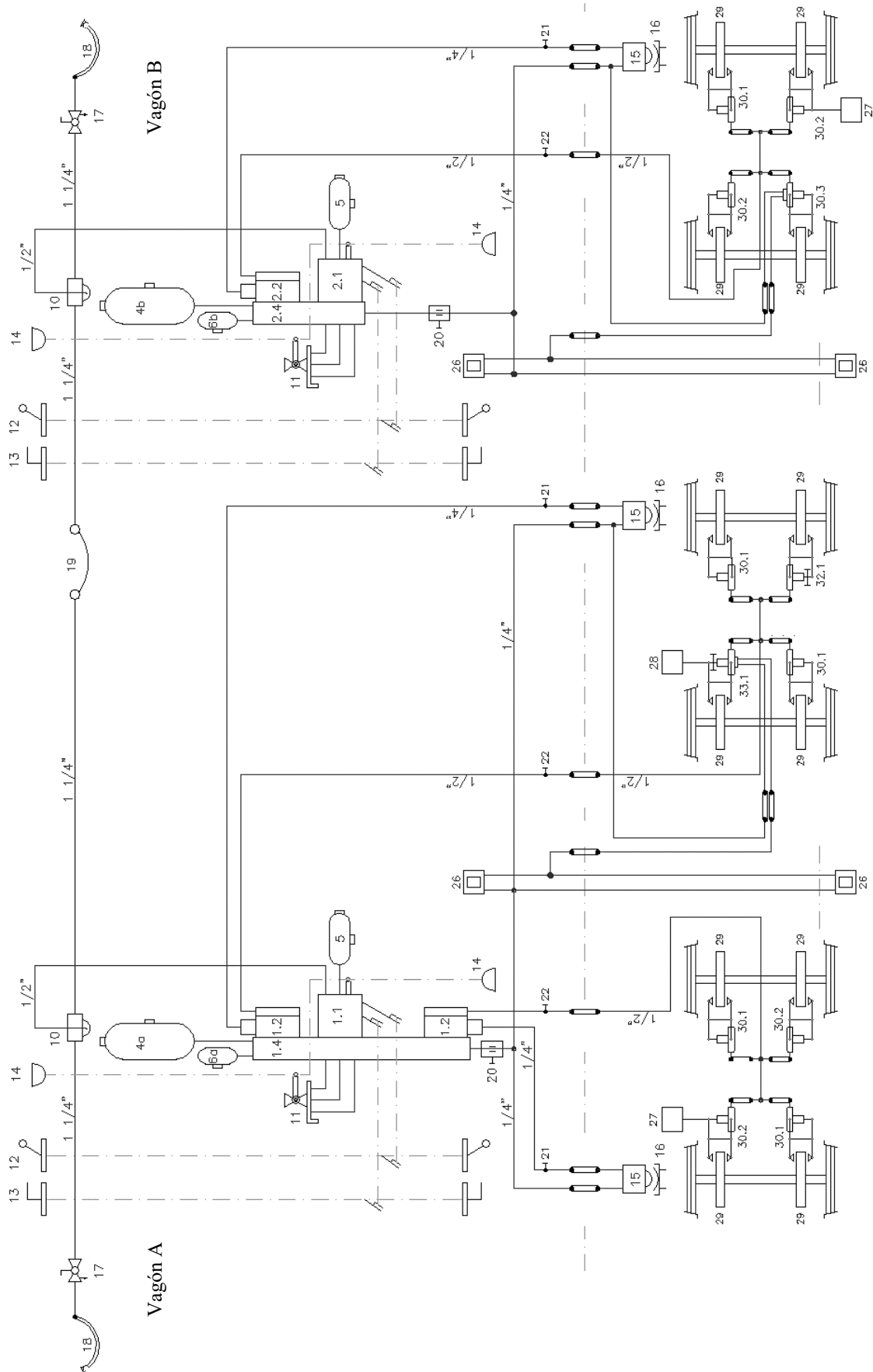
kou (pozice **32.1**) *DAKO KBZ 10 R* s ruční brzdou a jednotkou (pozice **33.1**) *DAKO KBZ 10 RS* vybavenou kromě ruční brzdy navíc ještě jejím signalizátorem.

Stav brzdy je přes signalizátor brzdění zobrazována ukazatelem brzdění (**26**), jehož popis je proveden v kapitole 3.4. Každý podvozek je rovněž vybaven indikátorem opotřebení (**27, 28**), který již byl rovněž popsán v kapitole 3.5.

Již dříve zvolený typ brzdové kotouče KOVIS, který je nalisovaný na nápravách, pak zobrazuje pozice (**29**).



Obr. 36 – Brzdová jednotka kotoučové brzdy *DAKO KBZ 10 J* [13]



Obr. 37 – Schéma brzdové výstroje vozu T3000eD [13]

Tabulka 9 – Kusovník brzdové výstroje vozu T3000eD (k Obr. 37) [13]

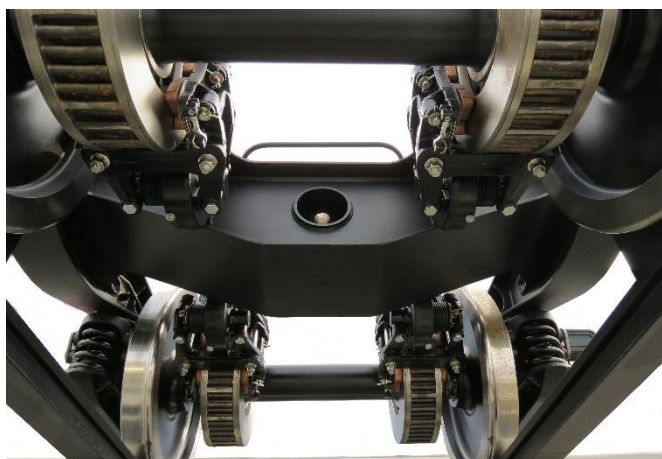
POZICE	POČET	NÁZEV	TYPOVÉ OZNAČENÍ
1	1	Kompaktní brzda	DAKO
1.1	1	Rozvaděč	DAKO CV1nD16 G-P
1.2	2	Přídavný ventil	DAKO DSS
1.4	1	Nosič	DAKO
2	1	Kompaktní brzda	DAKO
2.1	1	Rozvaděč	DAKO CV1nD16 G-P
2.2	1	Přídavný ventil	DAKO DSS
2.4	1	Nosič	DAKO
4a	1	Pomocný vzduchojem	75 l
4b	1	Pomocný vzduchojem	40 l
5	2	Rozvodový vzduchojem	9 l
6a	1	Řídící vzduchojem	2,2 l
6b	1	Řídící vzduchojem	2,5 l
10	2	Prachojem	DAKO 1¼"
11	2	Samočinný odbrzdovač	DAKO OS1
12	2	Přestavovač	DAKO G-P
13	2	Přestavovač "Z-V"	DAKO "..."
14	4	Oko táhla	---
15	3	Snímač zatížení	DAKO SL2 (type 1)
16	3	Vodící deska	DAKO
17	2	Spojkový kohout pravý	DAKO KK 1¼"
18	2	Brzdová spojka	UIC
19	1	Spojka s opletem	DAKO 1¼" 680 mm
20	2	Diagnostická přípojka s dýzou	DAKO DP 1/2"
21	3	Diagnostická přípojka	DAKO DP 1/4"
22	3	Diagnostická přípojka	DAKO DP 1/2"
26	4	Ukazatel brzdění	DAKO UB-2
27	2	Indikátor opotřebení	DAKO
28	1	Indikátor opotřebení	DAKO
29	12	Brzdový kotouč	KOVIS OZ590/325/170/10/150 QSK 0 206H6 285 12xM14
30.1	5	Brzdová jednotka kotoučové brzdy	DAKO KBZ 10 J 400
30.2	4	Brzdová jednotka kotoučové brzdy	DAKO KBZ 10 J 400
30.3	1	Brzdová jednotka kotoučové brzdy	DAKO KBZ 10 JS 400
32.1	1	Brzdová jednotka kotoučové brzdy	DAKO KBZ 10 R 400
33.1	1	Brzdová jednotka kotoučové brzdy	DAKO KBZ 10 RS 400

9. Závěr

Úvodní část bakalářské práce nastínila historický vývoj brzd železničních kolejových vozidel a nadále byla věnována jejich základnímu popisu a rozdělení se zaměřením na nákladní vozy. Dále byl popis věnován brzdové výstroji kotoučové brzdy z produkce firmy DAKO-CZ, a.s umístěné v podvozku nákladního vozu. Opominuto nebylo ani nastínění cesty, která vedla k zavádění kotoučových brzd DAKO do provozu. Následně byl vylíčen trend ve vývoji nákladních vagónů a jeho dopady na systém brzd.

Ve druhé polovině práce byly stanoveny brzdné parametry dle vyhlášek UIC pro kapsový dvoučlánkový šestinápravový nákladní vůz T3000eD. Při výpočtu byla uvažována nejen jeho současná maximální rychlost 120 km/h, ale výpočet byl proveden i pro teoretickou maximální rychlost 140 km/h. Z dané úvahy o zvýšení maximální rychlosti byl proveden návrh nejen nových brzdících veličin, ale ověřena byla taktéž možnost použití již těch stávajících určených pro rychlost 120 km/h.

Dle určených brzdných parametrů byl zvolen brzdový kotouč z produkce firmy KOVIS a určeny brzdné síly (respektive momenty), které na něj působí. Z těchto údajů pak byl proveden výpočet šroubového spoje zvoleného brzdového kotouče s jeho nábojem a ověřena tak byla funkčnost a bezpečnost tohoto technického řešení pro daný vůz.



Obr. 38 – Kotoučová brzda DAKO v podvozku vozu [13]

Závěrem byla vybrána kotoučová brzdová jednotka nákladního vozu *DAKO KBZ 10*, pro kterou byl dle všech předem určených specifik stanoven převodový poměr jejího pákoví. Daná brzdová jednotka byla ve svých variantních provedeních zakomponována do schématu brzdové výstroje popisovaného vozu T3000eD. V samotném zvoleném brzdovém schématu vozu byly pak popsány jeho jednotlivé komponenty.

Jako příloha práce byl vytvořen sestavný výkres dvojkolí vagónu T3000eD s brzdovými kotouči.

10. Seznam použitých veličin

Značka	Jednotka	Popis
β	[%]	obrzdní
β_n	[°]	úhel sklonu boku závitu v normálovém řezu
B_V	[t]	brzdící váha
γ	[°]	úhel stoupání závitu šroubu
C	[N · mm ⁻¹]	konstanta tuhosti
δ	[1]	součinitel rotačních hmot
Δl_1	[mm]	prodloužení šroubu šroubového spoje
Δl_2	[mm]	stlačení sevřených součástí šroubového spoje
d_0	[mm]	velikost otvoru pro šroub
d_2	[mm]	střední průměr závitu šroubu
d_3	[mm]	průměr jádra závitu šroubu
d_{BKmax}	[mm]	velký průměr brzdového kotouče
d_{BKmin}	[mm]	malý průměr brzdového kotouče
d_K	[mm]	průměr neopotřebovaného kola
η	[1]	účinnost převodu brzdové jednotky
E	[N · mm ⁻²]	Youngův modul pružnosti
E_K	[J]	kinetická energie
φ^I	[°]	redukovaný úhel tření v závitu
f	[1]	součinitel tření
F_A	[N]	adhezní síla
F_B	[N]	brzdící síla vozu
F_{BKN}	[N]	normálová brzdící síla
F_{BKT}	[N]	tečná brzdící síla
F_{B-DV}	[N]	brzdící síla na dvojkolí vozu
f_M	[1]	součinitel tření pod maticí
F_P	[N]	výsledná síla z brzdového válce kotoučové jednotky
$F_{pruž}$	[N]	síla vratné pružiny brzdového válce
$F_{\check{s}o}$	[N]	osová síla na šroub
$F_{\check{s}o}^P$	[N]	síla předpětí šroubu

$F_{\dot{s}t}$	[N]	tečná síla na šroub
F_{vz}	[N]	tlaková síla na píst v brzdovém válci
f_z	[1]	součinitel tření v závitě
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
G_V	[N]	tíhová síla vozu
i	[1]	převodový poměr kotoučové brzdové jednotky
i_ξ	[1]	počet šroubů šroubového pole brzdového kotouče
J_{DV}	[kg · mm ²]	moment setrvačnosti dvojkolí vozu
k_s	[1]	statická bezpečnost šroubového spoje
λ	[%]	brzdící procento
l_B	[m]	brzdná dráha
l_D	[mm]	tloušťka svíraných desek šroubového spoje
l_ξ	[mm]	délka šroubu šroubového spoje
M	[t]	hmotnost vlaku pro určení brzdících procent
m_v	[kg]	hmotnost vozu (pro různé režimy zatížení m_{v18}, m_{v20})
M_{BDV}	[N · m]	brzdňý moment dvojkolí
M_{KK}	[N · m]	utahovací moment šroubu
M_{tM}	[N · m]	moment tření pod maticí
M_Z	[N · m]	předběžný moment v závitě šroubu
M_Z^P	[N · m]	moment v závitě šroubu od výsledného předpětí
μ	[1]	součinitel meze adheze
O	[N]	jízdní odpory vozidla
P	[N]	přítlak na obvodu kola
p_V	[Pa]	přetlak v brzdovém válci
r_{BK}	[mm]	střední třecí poloměr brzdového kotouče
$r_{K\xi}$	[mm]	poloměr šroubového pole brzdového kotouče
ρ_M	[mm]	střední poloměr stykové plochy matice
s	[m]	zábrzdná dráha dle UIC
s_1	[m]	dráha, na které jede vůz nebrzděn
S_3	[mm ²]	průřez jádra závitu šroubu
s_k	[mm]	otvor pro klíč
S_P	[mm ²]	plocha pístu brzdového válce
S_r	[mm ²]	redukovaný průřez spojovaných součástí šroubového spoje

σ_{Kt}	$[N \cdot mm^{-2}]$	mez kluzu
σ_{red}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí
σ_t	$[N \cdot mm^{-2}]$	napětí v tahu
τ	$[N \cdot mm^{-2}]$	napětí v krutu
t_0	[s]	doba zpoždění brzdy
t_p	[s]	doba plnění brzdy
v_0	$[km \cdot h^{-1}]$	maximální rychlost vozu
W_K	$[mm^{-3}]$	průřezový modul v krutu
ξ_{DV}	[1]	redukční součinitel rotačních hmot

11. Seznam obrázků

Obr. 1 – Letecký pohled na sídlo společnosti DAKO-CZ, a.s. v Třemošnici [13]	3
Obr. 2 – Princip sací brzdy: brzdový válec v odbrzděné poloze a v zabrzděné poloze.	5
Obr. 3 - Princip přímoúčinkující brzdy	7
Obr. 4 – Samočinná tlaková brzda na vlaku [11]	8
Obr. 5 – Brzda „osobní“ [12] a [13].....	9
Obr. 6 – Brzda „nákladní“ [12] a [13].....	9
Obr. 7 – Pneumatická výstroj tlakové brzdy nákladního vozu s brzdou DAKO-GP s rozvaděčem DAKO-CV 1 D [11].....	11
Obr. 8 - Silové poměry na brzděném kole špalíkovou brzdou (dle [11])	11
Obr. 9 – Mechanická část brzdové výstroje nákladního vozu (se špalíkovou brzdou) [11]	12
Obr. 10 – Integrovaná brzdová jednotka DAKO ITB pro podvozky nákladních vozů pro uspořádání jednostranné špalíkové brzdy [13]	13
Obr. 11 - Schéma funkce brzdy zdržové [2]	14
Obr. 12 - Brzdové zdrže [11]	15
Obr. 13 - Schéma funkce brzdy kotoučové [2]	15
Obr. 14 - Detail uchycení dělené jednošpalíkové litinové zdrže a uchycení botky	16
Obr. 15 –Kompozitní brzdového obložení kotoučové brzdy firmy Frenoplast	18
Obr. 16 - Schéma brzdové výstroje kotoučové brzdy v podvozku nákladního vozu.....	20
Obr. 17 – Reálná podoba brzdové jednotky kotoučové brzdy [13].....	20
Obr. 18 – Konstrukce brzdového válce DAKO B kotoučové brzdy s vestavěným stavěčem odlehlosti [18].....	22
Obr. 19 – Signalizátor brzdění SB-1 [20]	24
Obr. 20 – Ukazatel brzdění UB-1 [19]	25
Obr. 21 – Ukazatel brzdění – funkční stavy [15]	26
Obr. 22 - Stupnice indikátoru opotřebení [17]	26
Obr. 23 - Schéma funkce indikátoru opotřebení [17].....	27
Obr. 24 – Model vozu Sdggmrss s detaily [16].....	32
Obr. 25 – Grafická závislost zábrzdě dráhy a brzdícího procenta na rychlosti dle UIC544-1	35
Obr. 26 – Grafické schéma průběhu brzdění vozu – průběh brzdě síly na dráze a v čase (dle [7])	39

Obr. 27 - Grafická závislost zábrzdne dráhy a brzdícího procenta na rychlosti dle UIC544-1 ⁹ pro vůz T3000eD	42
Obr. 28 - Grafická závislost zábrzdne dráhy a brzdícího procenta na rychlosti dle UIC544-1 ⁹ pro $v = 140$ km/h.....	43
Obr. 29 – Model dvojkolí s brzdovými kotouči	44
Obr. 30 – Síly na brzdovém kotouči a dvojkolí (pro polovinu dvojkolí).....	45
Obr. 31 - Schéma šroubového spoje náboje a disku brzdového kotouče.	48
Obr. 32 – Rötšcherův diagram síla-prodloužení šroubového spoje brzdového kotouče.....	52
Obr. 33 – Schéma sil působící na polovinu brzdového pákoví.....	55
Obr. 34 – Model brzdové jednotky kotoučové brzdy DAKO KBZ 10 RS 170 [13]	55
Obr. 35 - Kompaktní brzda DAKO (pro vagón A) [13].....	56
Obr. 36 – Brzdová jednotka kotoučové brzdy DAKO KBZ 10 J [13].....	57
Obr. 37 – Schéma brzdové výstroje vozu T3000eD [13].....	58
Obr. 38 – Kotoučová brzda DAKO v podvozku vozu [13]	60

12. Seznam tabulek

Tabulka 1 – Základní funkční stavy nepřímocinné (samočinné) tlakové brzdy [2] [7].....	10
Tabulka 2 – Technické parametry vozu Sdggmrss (sestaveno dle údajů z [16]).....	33
Tabulka 3 – Hodnoty výpočtových konstant C a D dle UIC544-1	36
Tabulka 4 – Výpočtové hmotnosti vozu v různých režimech ložení	37
Tabulka 5 – Výsledné hodnoty pro všechny provozní režimy vozu T3000eD	41
Tabulka 6 - Výsledné hodnoty pro provozní režimy vozu s max. rychlostí $v=140$ km/h.....	42
Tabulka 7 – Parametry použitého typu brzdového kotouče	44
Tabulka 8 – Technické údaje brzdové jednotky DAKO KBZ 10 [13]:	54
Tabulka 9 – Kusovník brzdové výstroje vozu T3000eD [13].....	59

13. Seznam grafů

Graf 1 – Srovnání závislosti součinitele tření f na rychlosti pro různé typy špalíků [6].....	17
Graf 2 – Grafické zobrazení LCC efektu	30

14. Seznam použité literatury

- [1] Zápisky a podklady z kurzu pro získání licence strojvedoucího
- [2] ŠIROKÝ, Jaromír, *Mechanika v dopravě I: kolejová vozidla*. Ostrava VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0536-7.
- [3] TRUBAČ, Pavel. *Návrh brzdové soustavy železničního vozu TAGNPPS 97M3 pro režim brzdy SS*. Brno, 2011. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [4] ZÍTKO, Martin. Brzdové zdrže. *Vagóny: technická řešení* [online]. Nové Město nad Metují [cit. 2018-12-16]. Dostupné z: <http://vagony.cz/pojezdy/brzda/zdrze.html>
- [5] MARUNA, Zdeněk. *Metodika konstruování kolejových vozidel. Osobní a nákladní podvozky: Doplnkové skriptum*. Praha: ČVUT, 1988
- [6] MĚRKA, Petr. *Trendy v konstrukci brzdových systémů kolejových vozidel*. Pardubice, 2009. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Martin Kohout.
- [7] Prezentace k předmětu *Úvod do dopravní techniky*, přednášející doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [8] ZÍTKO, Martin. Jak brzdí vlak. *Vagóny: technická řešení* [online]. Nové Město nad Metují [cit. 2019-01-30]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/brzda.htm>
- [9] JUST, Karel. *Parní lokomotivy na úzkorozchodných tratích ČSD*. Litoměřice: Vydavatelství dopravní literatury L. Čada, 2001. ISBN 80-902706-5-4.
- [10] ROKOS, Jiří. *Přídavný ventil samočinné brzdy*. Liberec, 2010. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
- [11] *Služební rukověť SR 15 (V): Popis brzd železničních vozidel*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1984.
- [12] FOŘT, Bohumil a Vladimír KUČERA. *Vlaková brzda DAKO*. 4. upravené vydání. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1971.
- [13] Poznámky z konzultací bakalářské práce ve firmě DAKO-CZ, a.s v Třemošnici a jejich firemní podklady, obrázky a předpisy (ZB 1531, ZB 514, ZB 517, ZB 518).
- [14] Prezentace *5L Supplier's Day*, SBB Cargo AG, Zurich: 22.5.2018. [en]
- [15] ČD V15/I: *Předpis pro provoz a obsluhu brzdových zařízení železničních kolejových vozidel*, České dráhy, a.s. 1997

- [16] Katalogy vozů Tatravagonky Poprad, dostupné ze stránek: <http://www.tatravagonka.sk>
- [17] DAKO-CZ, a.s. *Provozní předpis ZB 1531: Indikátor opotřebení*, účinnost od 24.8.2015
- [18] DAKO-CZ, a.s. *Provozní předpis ZB 514: Brzdové válce Dako B*
- [19] DAKO-CZ, a.s.. *Provozní předpis ZB 517: Ukazatel brzdění Dako UB-1*
- [20] DAKO-CZ, a.s. *Provozní předpis ZB 518: Signalizátor brzdění Dako SB-1*, účinnost od 19.5.2016
- [21] LHOTAN, Radek. *Studie řešení brzdy pro vozy metra*. Praha, 2018. Bakalářská práce. České vysoké učení technické, Fakulta strojní. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [22] BOLEK, Alfred, Josef KOCHMAN a kol. *Části strojů: 1. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989.