



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

HYDRAULICKÉ BRZDNÉ SYSTÉMY

HYDRAULIC BRAKING SYSTEMS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vladimír Požár

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Roman Klas, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Vladimír Požár**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Roman Klas, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Hydraulické brzdné systémy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Bakalářská práce je zaměřena na rešerši dostupných systémů brzd pracujících obecně na hydraulickém principu, popis jejich hlavních částí a základní vztahy definující výkony či síly mařené nebo realizované brzdami. K výše uvedenému popisu připojuje také schéma brzdných okruhů s ozřejmením jejich funkce a uvádí rozdíly s ohledem na odlišnost funkčních principů brzd. V hlavních bodech jsou v rámci vypracování bakalářské práce zmíněny nejdůležitější oblasti, kterým je nutné se při návrhu brzd využívajících hydraulický princip věnovat.

Cíle bakalářské práce:

Student v bakalářské práci provede rešerši jednotlivých typů hydraulických brzd, zmíní její základní části a provede vzájemné srovnání. Rovněž uvede hlavní výhody a nevýhody kapalinových brzd a nastíní nejdůležitější body či základní vztahy týkající se hydraulického a konstrukčního návrhu brzdy. Dále bude popsán základní hydraulický okruh, ve kterém je zařízení brzdy zasazeno a provedena základní rozvaha, na jejímž podkladě vyplyne smysluplnost použití hydraulického brzdného systému v konkrétním dopravním prostředku.

Seznam doporučené literatury:

WOLF, Mauricio, Alois HEBKÝ a Josef FENCL. Hydraulické spojky a měniče. Praha: SNTL, 1965.

KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. Tekutinové mechanismy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2405-5.

LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Technika stlačeného vzduchu. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-010-1947-0.

VOSTROVSKÝ, Jiří. Hydraulické a pneumatické mechanismy. Druhé vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 1991. ISBN 80-01-00626-3.

ŠOB, František. Hydromechanika. Brno: CERM, 2002. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-21-2037-5.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je zaměřena na zpracování informací o hydraulickém brzdném systému. Popisuje základní části a různé typy brzd obsažené v hydraulickém brzdném systému. Vysvětluje princip brzd. Největší pozornost je věnována části hydraulického retardéru z pohledu principu a základních rovnic pro výpočet plnicího poměru. Poslední kapitola obsahuje srovnání brzd a využití hydraulického brzdného systému.

Klíčová slova

Hydraulický brzdný systém, brzdy, princip brzd, hydraulický retardér, plnicí poměr

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on processing information about the hydraulic braking system. It describes the basic parts and different types of brakes contained in the hydraulic braking system. It explains the principle of brakes. Most attention is paid to the hydraulic retarder part from the point of view of principle and basic equations for calculating the filling ratio. The final chapter includes a comparison of brakes and use of a hydraulic braking system.

Key words

Hydraulic brake system, brakes, brake's principle, hydraulic retarder, filling ratio

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POŽÁR, Vladimír. *Hydraulické brzdné systémy*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121678>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Roman Klas.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Hydraulické brzdné systémy** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Romanu Klasovi Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 HYDRAULICKÝ BRZDNÝ SYSTÉM.....	12
1.1 Hydraulický brzdý systém versus mechanický brzdý systém	12
1.2 Typy hydraulických brzdých systémů	12
1.3 Základní části hydraulické brzdy:.....	12
1.4 Činnost hydraulických brzd (obecně)	13
1.5 Varianty zapojení brzdových okruhů.....	13
1.6 Konstrukce a funkce hlavního brzdového válce	14
1.7 Omezovač brzdového tlaku.....	16
1.8 Rozdělení brzd podle konstrukce.....	16
1.8.1 Kotoučová brzda	17
1.8.2 Bubnová brzda	19
1.8.3 Srovnání bubnové a kotoučové brzdy	20
2 JEDNOTLIVÉ TYPY HYDRAULICKÝCH BRZD	21
2.1 Hydraulický retardér	21
2.1.1 Charakteristika a princip funkce	21
2.1.2 Hydraulický okruh retardéru	22
2.1.3 Modelový případ vozidla jedoucího z kopce	23
2.1.4 Základní vzorce pro matematický model (brzdý moment, plnicí poměr).....	25
2.1.5 Matematicko-fyzikální rozbor.....	29
2.1.6 Faktory ovlivňující brzdý moment.....	30
2.1.7 CFD simulace a experimentální	32
2.2 ZF-Intardér	33
2.2.1 Charakteristika a princip funkce	33
2.2.2 Speciální funkce	34
2.2.3 Výhody:.....	34
2.3 Voith aquatardér PWR.....	35
2.3.1 Charakteristika a princip funkce	35
2.3.2 Výhody	36
2.4 Voith aquatardér SWR.....	36
2.4.1 Charakteristika a princip funkce	36
3 SROVNÁNÍ BRZD, ROZVAHA	37
3.1 Vzájemné srovnání brzd	37
3.2 Rozvaha nad využitím hydraulického brzdého systému.....	37
ZÁVĚR.....	39
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	40
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	43
SEZNAM OBRÁZKŮ	44

ÚVOD

Od počátku světa, co člověk dokázal využívat sílu k pohybu, musel tento pohyb dokázat ovládnout a zastavit. Pohyb byl z počátku využíván na souši, později ve vodě, a nakonec i ve vzduchu. Tím pádem musel člověk vymyslet, jak dokázat tento pohyb usměrnit, zbrzdít a zastavit ve všech těchto prostředích. V prvních fázích lidstva se jednalo pouze o pohyb realizovaný člověkem např. táhnutí nebo tlačení předmětu. Při objevení kola se vytvářeli první primitivní dopravní prostředky v podobě vozů taženými koňmi, voly a dalšími druhy zvířat. Zvířata byla využívána k práci nebo dopravě. Při splašení zvířat bylo zapotřebí umět vůz zastavit, k čemuž sloužili opratě ke zkrocení a zpomalení. Ne vždy to bylo možné, a právě proto byli později vyvinuty první primitivní brzdy.

K brždění se z počátku využívalo špalků, které vytvářely brzdný účinek na valící se kolo tlačnou silou, která byla ovládaná pomocí páky. Později staří keltové vynalezli kovové obruče, které vytvářely třecí účinek a zpomalovali vůz. Opět přes páku. Poté se v průběhu let brzdy moc neměnily až do příchodu páry. Vznikaly první stroje, které využívaly přeměnu tepelné energie přehřáté páry na energii kinetickou. Ke zpomalování těchto strojů sloužily špalíkové brzdy nebo později brzdy pásové. Velkým problémem pásové brzdy byly klimatické podmínky, které ovlivňovali její účinnost. [36] Poté se brzdy vyvíjely od mechanických po vzduchové až kapalinové. Různé vývojové stupně se odvíjeli od jejich použití, výkonu, účinnosti a výrobní náročnosti.

Vzhledem k neustálému urychlování všeho dění kolem jako jsou např. přenosy dat, budování staveb je nutné i urychlit dopravu materiálu, lidí a zásob potravin. Proto bylo zapotřebí zkoumání lepších materiálů na stavbu budov, výkonnější a modernější telekomunikačních sítí a rychlejších dopravních prostředků. Rychlejší doprava obnáší i vyšší nebezpečí zavinění havárie vozidel nebo zranění dělníků při dopravě surovin, jak už lidským faktorem, tak závadou na vozidle. Proto je zapotřebí modernějších systémů, které by toto riziko snížili a jsou to bezpečnostní prvky do kterých patří také brzdy. Studium hydraulickým brzdných systémů lze dosáhnout základních poznatků jejich funkce, výhod a nevýhod apod. Díky těmto znalostem lze tyto systémy inovovat a dosáhnout tak lepších jízdních vlastností, zamezení dopravních nehod a pohodlnější dopravy.

1 HYDRAULICKÝ BRZDNÝ SYSTÉM

Je to typ brzdného systému, u kterého je využívána hydraulická kapalina k přenosu pohybu vyvozeného silou na pedál (brzdový) nebo brzdící páky na koncové bubnové patky nebo kotoučové třmeny k tomu, abychom dosáhli brzdného účinku. U tohoto typu brzdného systému je mechanická síla přenášena řidičem na brzdový pedál, který tlačí na tzv. hlavní válec a ten vyvine hydraulický tlak. Vzniklý hydraulický tlak je dopraven do koncového bubnu nebo disku třmenu, který umožňuje styk třecích ploch a vzniká zde potřebné tření k zastavení vozidla (pohybová/kinetická energie se mění na tepelnou). [1,2]

1.1 Hydraulický brzdový systém versus mechanický brzdový systém

Z hlediska bezpečnosti hraje brždění velikou roli. Požaduje se, co nejrychlejší možnost zabrzdit jedoucí vozidlo, což mechanický brzdový systém nesplňoval natolik jako hydraulický. Totiž brzdová síla vyvolaná hydraulickým brzdovým systémem dosahuje ve srovnání s mechanickým brzdovým systémem podstatně vyšších hodnot. Mezi další výhody hydraulického brzdného systému patří: [1,2]

- Menší šance selhání díky přímému spojení mezi ovladačem (brzdovým pedálem, pákou) a brzdovým kotoučem nebo bubnem
- Jednodušší konstrukce → snazší údržba

1.2 Typy hydraulických brzdových systémů

Tento systém je rozdělen podle dvou základních typů: [1,2]

a) Třecí kontaktní mechanismus:

- Bubnové brzdy nebo vnitřní expanzní brzdy
- Kotoučové nebo externí hydraulické brzdy s kontrakcí

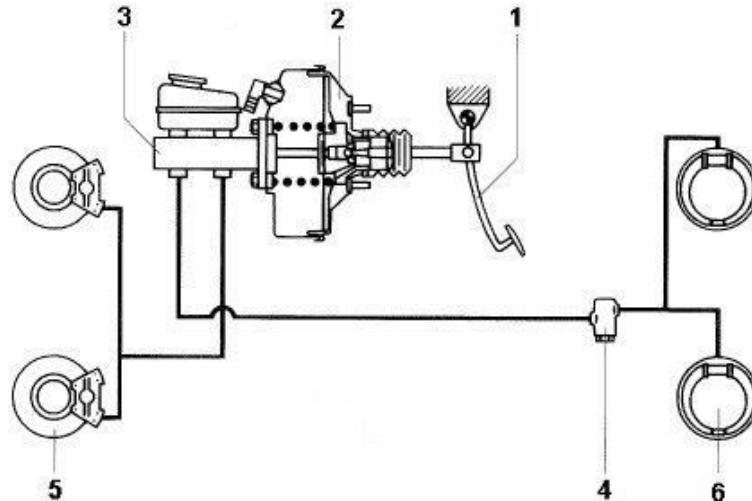
b) Rozdělení brzdné síly:

- Jednočinné hydraulické brzdy
- Dvojčinné hydraulické brzdy

1.3 Základní části hydraulické brzdy:

Na obr. (1) je znázorněna dvouokruhová hydraulická brzda. Hydraulický brzdový systém je složen z těchto částí: [1,2]

- 1) Brzdový pedál
- 2) Posilovač brzdné síly
- 3) Hlavní brzdový válec s nádobkou
- 4) Brzdové potrubí
- 5) Omezovače brzdného tlaku
- 6) Vlastní brzdy přední
- 7) Zadní náprava



Obr.1 Dvouokruhové hydraulické brzdy (převzato z [37])

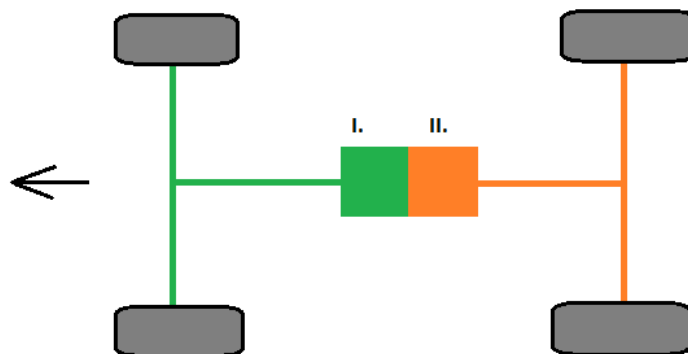
1.4 Činnost hydraulických brzd (obecně)

Jejich princip spočívá v přenosu sil podle Pascalova zákona. Řidič vyvíjí sílu, která působí na brzdový pedál a ten pak způsobí tlak vyvinutý na píst hlavního válce. Působícím tlakem na píst vzniká síla, která vytvoří tlak kapaliny a ten je rozšířen do celého systému. Díky tomu pak vznikají potřebné přitlačné síly. Pokud nastane porucha u prvního brzdného okruhu, lze využít druhého okruhu (náhradního), který není nějak závislý na prvním. [2]

1.5 Varianty zapojení brzdových okruhů

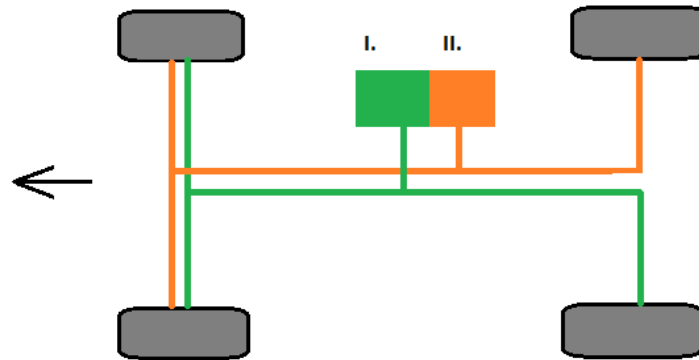
Jednotlivé varianty zapojení jsou znázorněny na obr. (2), (3), (4). [2]

- Zapojení II (přední náprava-zadní náprava)



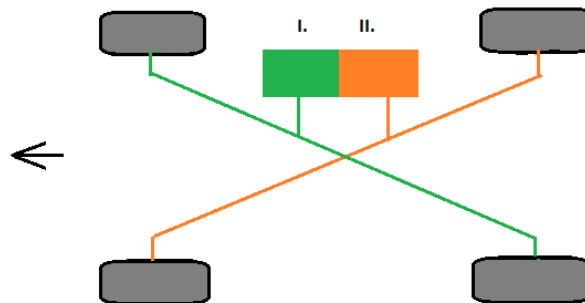
Obr. 2 Zapojení II

- Zapojení LL (trojúhelníkové)



Obr. 3 Zapojení LL

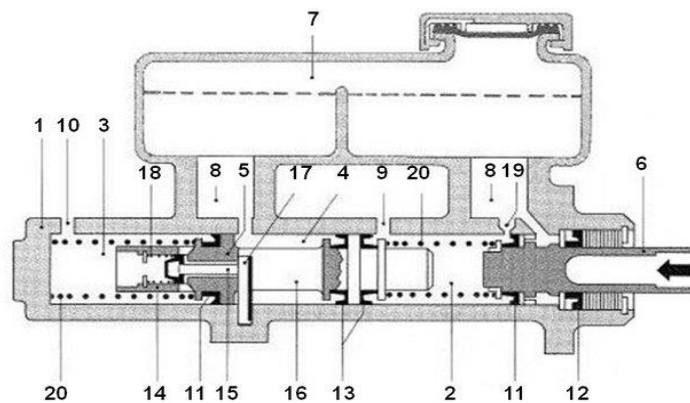
- Zapojení X (diagonální)



Obr. 4 Zapojení X

1.6 Konstrukce a funkce hlavního brzdového válce

Na obr. (5) je vidět řez hlavním brzdovým válcem.



- | | | |
|---------------------------------|---------------------------------|----------------------------------|
| 1 – těleso hlavního válce | 8 – kanálek do nádoby | 15 – kolík centrálního ventilu |
| 2 – pracovní prostor I. okruhu | 9 – výstup I. okruhu | 16 – drážka plovoucího pístu |
| 3 – pracovní prostor II. okruhu | 10 – výstup II. okruhu | 17 – dorazový kolík |
| 4 – mezikomora | 11 – primární manžeta | 18 – pružina centrálního ventilu |
| 5 – plovoucí píst | 12 – sekundární manžeta | 19 – vyrovnávací otvor |
| 6 – tlačná tyč - píst | 13 – manžeta | 20 – vratná pružina |
| 7 – vyrovnávací nádoba | 14 – těleso centrálního ventilu | |

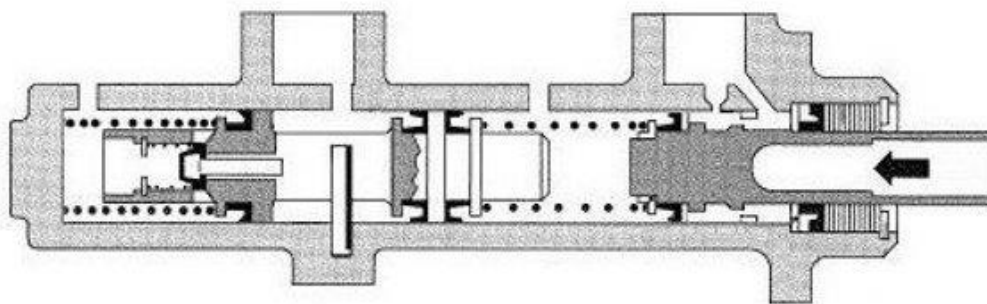
Obr. 5 Hlavní brzdový válec (převzato z [37])

Hlavní brzdový válec je zařízení, které slouží jako převodník síly na hydraulický tlak. Hlavní válec (master cylinder) má za úkol řídit pomocné válce. Obecně se využívá jak v brzdových, tak ve spojkových systémech. [2,3]

Pokud vozidlo obsahuje dva na sobě závislé brzdové okruhy je potřeba pro jejich správnou funkci dvouokruhový hlavní válec. Ten potom je ovládán brzdovým pedálem přes posilovač brzdné síly. [2,3]

Tento hlavní válec (dvouokruhový) má za sebou umístěné dva písty. Jeden píst je s tlačnou tyčí a druhý je plovoucí. Tyto písty ve válci tvoří dva oddělené tlakové prostory. [2,3]

- V klidové poloze pružiny přitlačují písty proti dorazům. Primární manžeta, umístěná na pístu s tlačnou tyčí slouží k uvolnění vyrovnávacího otvoru. Plovoucí píst se pak opře dorazový kolík. Otevírá se centrální ventil pomocí přiléhajícího kolíku a poté převezme funkci vyrovnávacího otvoru. Jak první, tak i druhý pracovní otvor jsou spojeny s vyrovnávací nádobou. [2]
- Při sešlápnutí brzdy na obr. (6) dochází k brždění a tím dochází k přemístění primární manžety přes vyrovnávací otvor a k utěsnění tlakového prostoru. Brzdová kapalina nám mírně posouvá plovoucí píst. Poté dochází k posunutí kolíku centrálního ventilu a uzavření tohoto ventilu. [2]

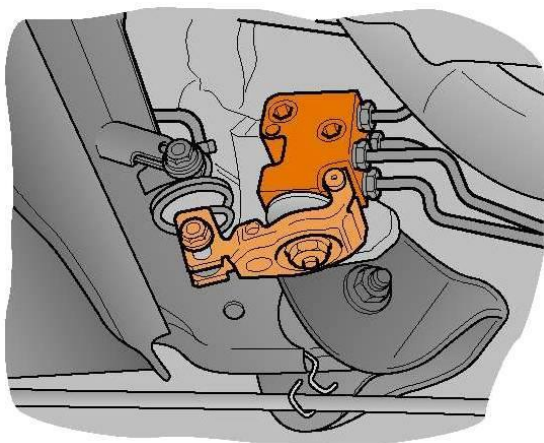


Obr. 6 Sešlápnutí brzdy (převzato z [37])

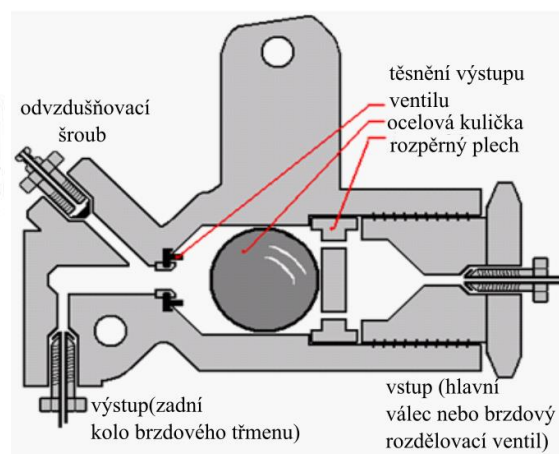
- Po odbrzdění je tlak od kapaliny a pružiny pístů vrácen písty do původní polohy. Primární manžeta znovu otevře/odkryje vyrovnávací otvor, dojde k doplnění brzdové kapaliny a otevření centrálního ventilu. Tlaky se v obou místech sníží a brzdy jsou uvolněny. [2]
- Výpadek prvního okruhu: „Píst s tlačnou tyčí se dostane až na plovoucí píst a mechanicky ho tlačí dopředu. Druhý okruh pak funguje zcela normálně.“ [2]
- Výpadek druhého okruhu: „Plovoucí píst se pod tlakem kapaliny z prvního okruhu přesune zcela dopředu a opře se o dno válce. Poté již okruh funguje zcela normálně.“ [2]

1.7 Omezovač brzdového tlaku

Uvnitř ovládací skřínky se nachází tlakový redukční ventil na obr. (8), který slouží pro omezení brzdového tlaku. Pracuje podobně jako systém ABS, který brání proti smyku vozidla (nedochází k blokaci). Jedná se pouze o mechanickou komponentu brzdového systému. Jeho funkce spočívá v nouzovém uzavření přítoku, kdy se uzavře směr přítoku hydraulické kapaliny. Uvnitř omezovacího ventilu je koule, která slouží jako uzavírací prvek ventilu. Při činnosti brzd dojde ke zvýšení tlaku, překonání gravitační síly působící na kouli a dochází k odpojení jedné z brzdových trubek, díky čemuž dojde k zastavení dvou ze čtyř pístů v zadním třmenu. Tím dojde ke snížení brzdné síly. V podstatě nám omezovač brzdového tlaku zobrazený na obr. (7) složí jako regulátor brzdných sil mezi přední a zadní nápravou podle toho, jak je vozidlo zatížené. [2,4]



Obr. 7 Omezovač brzdového tlaku [37]



Obr. 8 Tlakový redukční ventil [4]

1.8 Rozdělení brzd podle konstrukce

Pro hydraulický přenos brzdné síly z pedálu na brzdu pro automobilové a motocyklové brzdy rozlišujeme tyto brzdy. [2]

- Kotoučovou brzdu
- Bubnovou brzdu

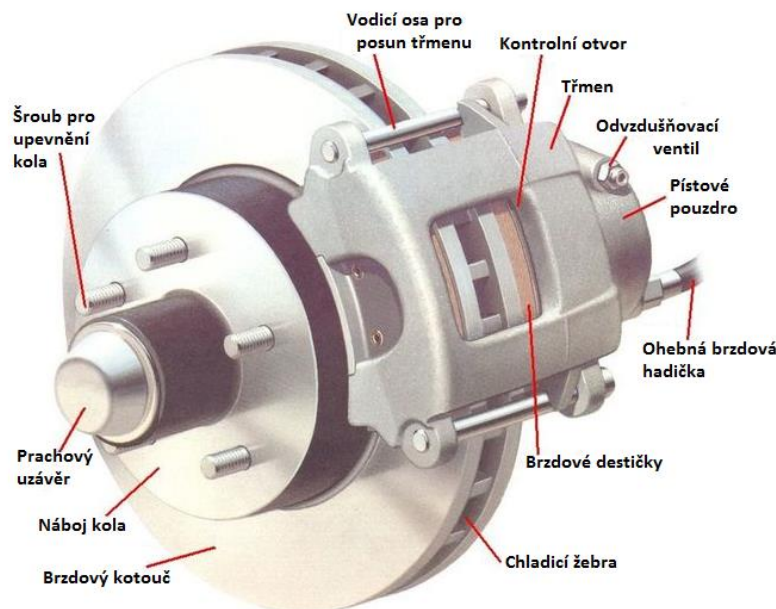
Tyto brzdy jsou pouze mechanické, ale jsou součástí hydraulického brzdného systému u vozidel (aut, motocyklů), proto jsou v mé práci alespoň krátce uvedeny.

1.8.1 Kotoučová brzda

„Jako kotoučová brzda je zde zahrnuta pouze hydraulicky ovládaná kotoučová brzda“. Tento typ brzdy využívá třmeny ke stlačení páru brzdových destiček, které svírají disk a tím vytvářejí potřebné tření. Třením je zpomalována hřídel nápravy vozidla, pro snížení rychlosti vozidla (otáček na kolech) nebo pro úplné zastavení. Třením vzniká teplo, jehož část se uvolní do okolí a část se musí ochladit, aby nedošlo k přehřátí brzd a k trvalému poškození. Její využití je jak pro brždění přední, tak i zadní nápravy. Používají se převážně pro motorová vozidla. [5]

Největší technologický pokrok nastal v roce 1953, kdy se začaly jezdit závody Le Mans. Tento závod vyžadoval časté brždění z vysokých rychlostí po dobu 24 h. Z toho důvodu byla velice důležitá spolehlivost a životnost brzd. Nehybná část kotoučové brzdy je tvořena z pevného nebo plovoucího třmenu s brzdovými písty a brzdovými deskami. Pohyblivou část tvoří brzdový kotouč, který je spojen s kolem. Zobrazeno na obr. 9. [6]

Jednotlivé části brzdy:



Obr. 9 Kotoučová brzda (převzato z [7])

Jednotlivé komponenty

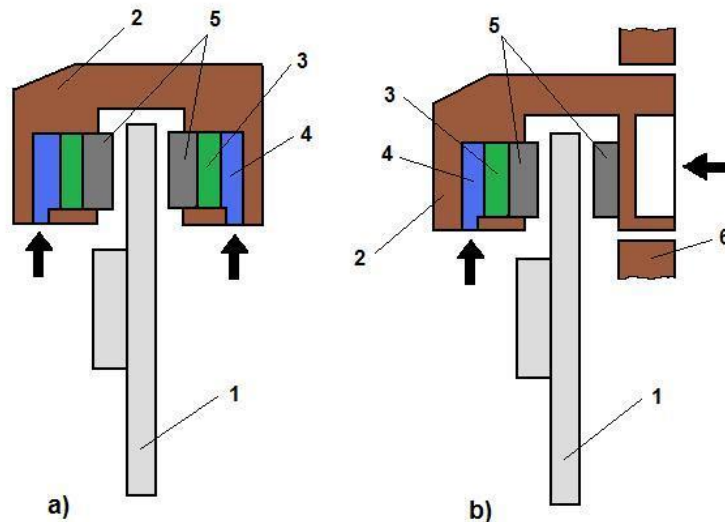
Rotující část celku kotoučové brzdy se nazývá brzdový kotouč. Na ten jsou použity brzdové destičky. Brzdové destičky jsou nejčastěji vyráběné z šedé litiny, která zajišťuje potřebné tření. [7,8]

Disky mají různorodou konstrukci, která zahrnuje jednoduché pevné disky a disky s výdutěmi osazené lopatkami pomocí žebér nebo lopatek, které jsou vytvořeny během procesu lití. Design disku s otvory tzv. větraný se díky lepšímu odvádění tepla používá u na přední nápravě, která je většinou mnohem více zatížená. Disky mohou být dále i drážkované nebo vrtané. Drážkování slouží pro odstranění vody a odplynění brzdových destiček. Tyto disky jsou vybaveny kanálky pro odstranění prachu a plynu. Drážkované disky se nehodí pro využití u běžných vozidel, nýbrž u závodních typů, u kterých nevádí rychlé opotřebování brzdových destiček. Díky tomu jsou podložky stále měkké a je zabráněno vitrifikaci jejich povrchu. Pro běžnou jízdu na silnici jsou vhodné vrtané nebo štěrbinové disky z hlediska účinku při vlhkých podmínkách. Tyto otvory, štěrbiny nám zabraňují vzniku vodní vrstvy mezi kotoučem a podložkami. [7,8]

Mezi další příklad disků patří dvoudílné disky, jejichž střední část (tzv. klobouk/zvon) je vyrobena odděleně od třecího kroužku, a to ze slitiny 7075, která je tvrdě eloxovaná. Mohou být ve variantách, buď jako pevné nebo jako plovoucí na obr. (10). [7,8]

Části pevného a plovoucího třmenu: [2]

- 1) brzdový kotouč
- 2) třmen
- 3) brzdový píst
- 4) brzdová kapalina
- 5) brzdové desky



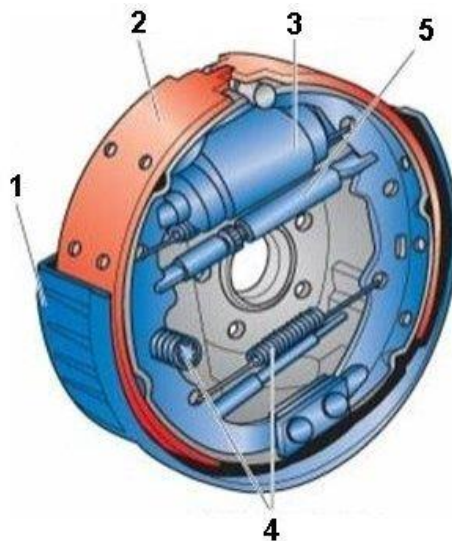
Obr. 10 Pevný (a) a plovoucí třmen (b) (převzato z [37])

1.8.2 Bubnová brzda

V dnešní době se bubnové brzdy používají u osobních automobilů jen pro brždění zadní nápravy. U tohoto typu brzdy dochází k třecímu účinku vlivem funkčních ploch bubnu, které jsou v kontaktu s čelistmi (přímo s jejich obložím). Buben koná rotační pohyb. Bubnových brzd existuje více druhů v závislosti na působení funkčních ploch. Brzdy dělíme na: Simplex (jednonáběžná brzda), Duplex (dvounáběžná brzda) a např. Duo-servo (brzda se spřaženými čelistmi obousměrná). Další typ je například pásová brzda využívající ohebného pásu, který tlačí na buben a tím vzniká tření. Pás může být i navinut kolem vnější strany bubnu. První zmínky o moderní bubnové brzdě jsou z roku 1900, kdy byla tato brzda použita v autě vyrobeném Maybachem. V prvních automobilech byly brzdy ovládány čistě mechanicky. Později v 30. letech 20. století se začalo pomalu využívat ovládání hydraulikou. V tomto počátečním stavu byly brzdy dost často rychle opotřebovány a potřebovaly nutně ruční seřízení, což vedlo k zavedení samočinně nastavitelné brzdy v 50. letech 20. století. Obr. (11) znázorňuje pohled na ústrojí brzdového bubnu. [9,10,11]

Jednotlivé části:

- 1) Brzdový buben
- 2) Brzdové čelisti s obložím
- 3) Brzdový váleček
- 4) Přidržovací a vratné pružiny
- 5) Rozpěrná páka



Obr. 11 Brzdový buben (převzato z [37])

Jednotlivé komponenty

Brzdový váleček je součástí, která slouží k ovládní brzdy. Na obou koncích válečku jsou písty, které ovládají čelisti. Přední čelist nazýváme jako primární. Zadní je sekundární. Podstatou je vyvození hydraulického tlaku z hlavního válce na pístovou misku. Ta působí dostatečným tlakem na písty, které přitlačí brzdové čelisti k rotujícímu bubnu a tím vznikne potřebný třecí moment. [11]

Brzdový buben bývá vyroben z šedé litiny, ocelolitiny nebo ze slitiny pevných kovů (je to proto, aby bylo dosaženo potřebné odolnosti proti otěru). Jejich plochy je třeba jemně

a přesně obrábět z důvodu zajištění precisiho styku s brzdovými čelistmi. Brzdový buben především slouží jako tzv. odvaděč tepla, které vzniká při brždění. Proto je třeba, aby byl tepelně i tvarově stálý. [11]

Brzdové čelisti jsou vyráběné z ocelového plechu. Většinou jsou to dva kusy plechu svařené k sobě. Brzdové obložení je k čelistem buď nýtované nebo lepené a je vyrobené z kompozitního materiálu-vyrobené práškovou metalurgií. Hlavní úkolem brzdových čelistí s obložením je zajistit potřebný třecí moment k dosažení brždění. [11]

1.8.3 Srovnání bubnové a kotoučové brzdy

Při srovnávání kotoučové a bubnové brzdy je nejprve zohledněno konstrukční provedení každé brzdy. Z konstrukčního hlediska je bubnová brzda jednodušší variantou brzdy. Materiály jednotlivých komponent jsou podobné. Co se týká spolehlivosti, kotoučová brzda je na tom podstatně lépe z hlediska chlazení a časů potřebných pro brždění, protože u předchozího typu brzdy vzniká příliš vysoké teplo na veliké ploše. Chlazení je podstatně horší. Z tohoto srovnání vychází kotoučová brzda podstatně lépe s ohledem na zužitkované vlastnosti. [12]

Dále lze uvést mnohem více prioritní typy brzd, a to jsou brzdy hydrodynamické. Tyto brzdy lze rozdělit podle konstrukce na: [13]

- Odlehčovací brzdy
- Hřídelové brzdy

2 JEDNOTLIVÉ TYPY HYDRAULICKÝCH BRZD

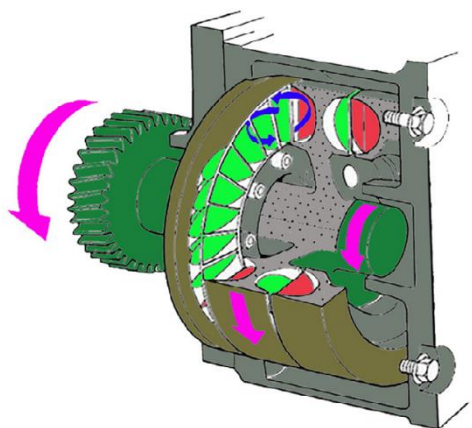
Mezi hlavní zástupce hydraulických brzd patří hydraulický retardér, aquatardéry, intardéry apod.

2.1 Hydraulický retardér

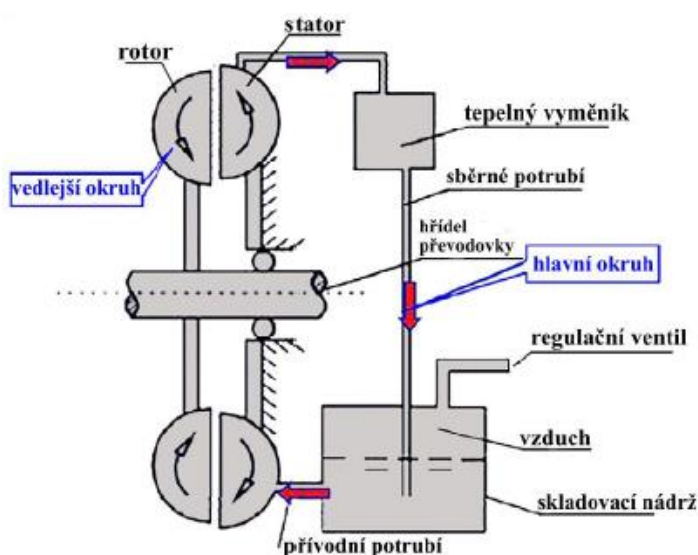
Hydraulický retardér je používán jako pomocná brzda, která je často využívána u těžkých vozidel pro plynulé brždění při dlouhé jízdě z kopce a zároveň je schopna vysokorychlostního brždění. [15, 16]

2.1.1 Charakteristika a princip funkce

Hydraulický retardér patří k tzv. odlehčovacím brzdám. Ve skutečnosti je to zařízení využívající hydraulického spojení, ve kterém dochází k disipaci¹ energie. Hydraulický retardér je složen ze statoru a rotoru. Stator je pevně spojen s rámem a rotor se otáčí podle otáček hřídele převodovky. V uzavřené pracovní komoře protéká přenosové médium, které je poháněno vysokorychlostním rotorem. Médium zde teče kruhově mezi rotorovou a statorovou oblastí, jak je vidět na obr. (12). Díky přesunu pracovního média z oblasti rotoru a statoru dochází ke zpomalení oběžného kola. [15, 16]



Obr. 12 Řez hydraulickým retardérem [14]

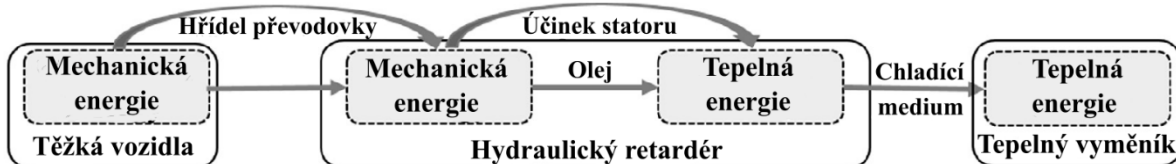


Obr. 13 Hydraulický okruh s popisky [14]

Po aktivaci manuálního přepínače nebo brzdy pedálu, obdrží retardér elektronický signál na vstupu od řídicí jednotky. Olejová, popřípadě vodní náplň (médium) je dopravována do přívodní klapky potrubí pomocí přívodní klapky. Pak je médium distribuováno do okruhu retardéru mezi rotor a stator. Znárodně na obr. 13. Rotor, který je připojen k hřídeli vozidla, umožní rychlejší vytvoření brzdného momentu. Při brždění je rotor přesunut do brzdné polohy spirálovým (šroubovým) mechanisme. Přes stator je olej přepouštěn zpět do rotoru. Díky tomu pak dochází ke zpomalení rotoru, hřídele retardéru a celkovému zpomalení vozidla. Během brždění dochází k přeměně kinetické energie na teplo a zároveň k disipaci energie do oleje, jak

¹ Disipace patří k procesům, ve kterých se energie (kinetická, vnitřní atd.) mění z prvotní do konečné formy. Je to v podstatě převádění mechanické energie na teplo, při přechodu z teplejšího prostředí na chladnější. (Francois Roddier) umístění patří k nevratným procesům. [38]

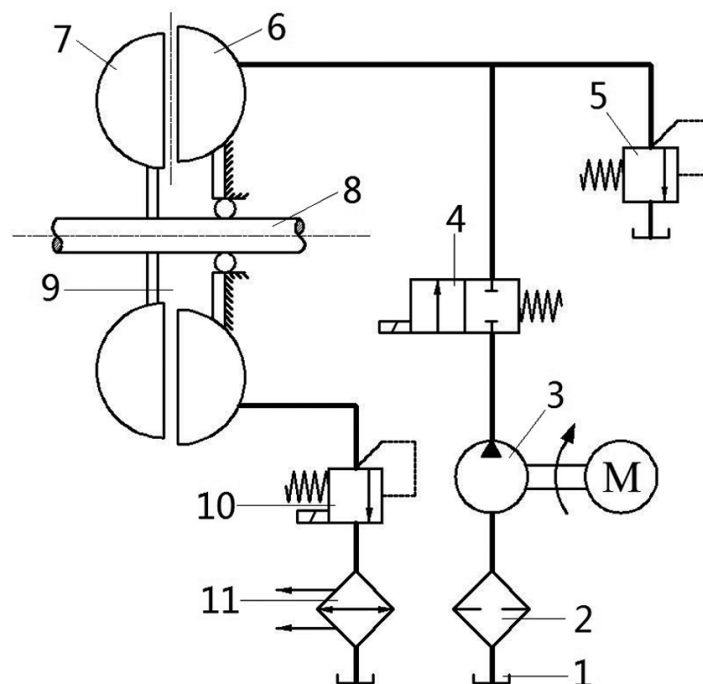
je vidět na obr. (14). Rozvod oleje umožňuje olejovodní měnič a chladicí systém vozidla. Po každém brždění je rotor přesunut zpět do volnoběžné polohy pomocí spirálového (šroubového) mechanismu. To platí pouze pro retardéry s pohyblivým rotorem. Přesun rotoru je proveden pomocí pružin mechanismu. Při brždění motor nespaluje část paliva, což znamená, že nedojde k dodatečnému spalovacímu ohřevu. Z toho plyne, že pro tuto brzdu je k dispozici výhradně chladicí kapacita motoru. Nebezpečí přehřátí je zajištěno pomocí teplotních senzorů a elektronických jednotek ECU, které monitorují systém. [15, 16]



Obr. 14 Změna energie v hydrodynamickém retardéru (upraveno z [14])

2.1.2 Hydraulický okruh retardéru

Hydraulický okruh na obr. 15 tohoto retardéru se skládá ze tří částí, jimiž jsou tělo retardéru, řídicího zařízení a elektrické řídicí jednotky. [17]

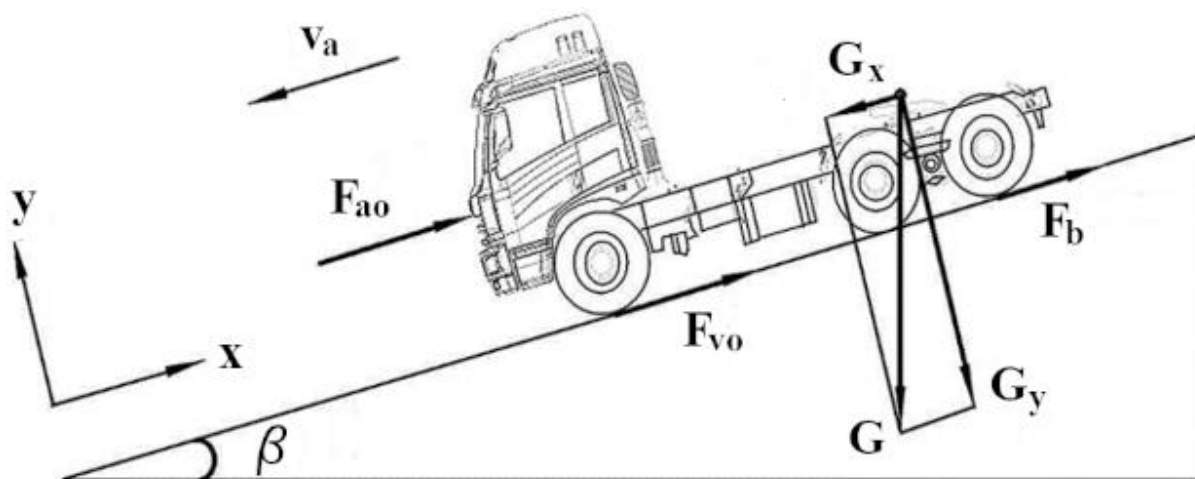


Obr. 15 Schematický hydraulický okruh retardéru pro těžká vozidla (převzato z [17])

Po aktivaci retardéru se 2/2 elektromagnetický ventil (4) přesune do pracovní polohy, díky elektrickému signálu z řídicí jednotky. Poté je pracovní olej dopravován do statoru (6) pomocí olejového čerpadla (3) z nádrže (1) přes olejový filtr (2). Následně je rotor (7) uveden do chodu a otáčí se s hnacím hřídelem (8), aby olej mohl cirkulovat. Regulaci tlaku hydraulického systému nám zajišťuje tlakový regulační ventil (5). Pak pracovní olej proudí přes

hydraulický retardér (9) a chladič (11) a vzniká brzdný moment, který umožní zpomalení vozidla. Poměr plnění retardéru umožňuje regulace elektromagnetický přepouštěcím ventilem. Funguje jako trvale otevřený a vytváří přibližně konstantní odpor. Díky tomu pak zajišťuje přibližně konstantní tlak v hydraulickém retardéru. Ten vytváří zpětný tlak pro omezení průtoku na výstupu i na řízení plnicího poměru pracovní komory hydraulického retardéru. Po vykonání úkonu je retardér zastaven a ventily se vrací do původní polohy pomocí vratných pružin. [17, 18]

2.1.3 Modelový případ vozidla jedoucího z kopce



Obr. 16 Rozklad sil na nakloněné rovině (upraveno z [17])

Pro lepší představu těžkého vozidla jedoucího z kopce slouží obr. (16). Je to praktický případ nakloněné roviny, kdy vozidlo využívá hydraulického retardéru k brždění při jízdě z kopce. Pro přesný výpočet je nutné využít znalosti valivého a aerodynamického odporu vozidla. Je výhodné si souřadný systém zavést rovnoběžně s nakloněnou rovinou. Dle Newtonova 2. zákona je dynamická rovnice jedoucího vozidla vyjádřena jako: [17]

$$m \frac{dv_a}{dt} = G_x - F_{vo} - F_{ao} - F_b \quad (1.0)$$

- G_x -x-ová složka gravitační síly v zavedeném souřadného. (N)

Pro G_y platí, že:

$$G_x = mg \sin \beta \quad (1.1)$$

Brzdná síla retardéru je pak vyjádřena jako:

$$F_b = \frac{M_r i_o \eta}{R} \quad (1.2)$$

Valivý odpor lze vyjádřit jako:

$$F_{vo} = G_y \cdot f = mg \cos \beta \cdot f \quad (1.3)$$

- G_y -ová složka gravitační síly v zavedeném souřadného systému (N)

Koeficient valivého odporu lze jednoduše určit jako $f = 0,00076 + 0,000056v_a$
Aerodynamický odpor je určen rovnicí:

$$F_{ao} = \frac{1}{2} C_D S \rho v_a^2 \quad (1.4)$$

Dále bude určen brzdný moment. Pro určení brzdného momentu je důležité znát otáčky rotoru a plnicí poměr pracovní komory. Vztah mezi brzdným momentem a plnicím poměrem je lineární. Zato s otáčkami rotoru má brzdný moment nelineární vztah a ten lze stanovit jako: [17]

$$M_r = \alpha \cdot M_{rmax} = \alpha \cdot \lambda \rho n_r^3 D^5 \quad (1.5)$$

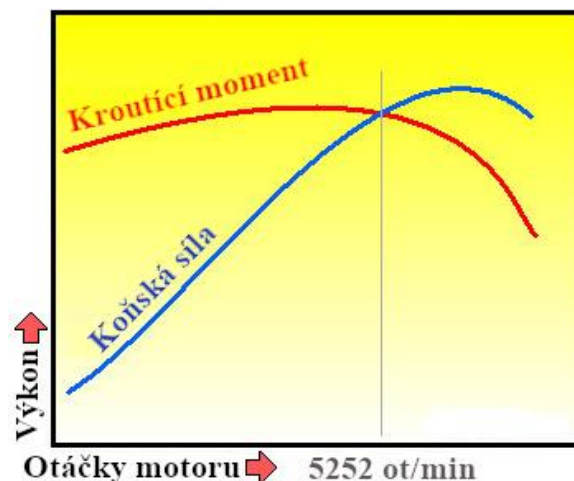
Pro n_r platí:

$$n_r = n_i g i_r \quad (1.6)$$

Brzdný výkon retardéru se pak vypočítá podle rovnice jako:

$$P_r = \frac{M_r \cdot n_r}{9549} = \frac{\alpha \lambda \rho n_r^3 D^5}{9549} \quad (1.7)$$

Číslo **9549** odpovídá převodu na SI. V grafu na obr. (17) jsou vyznačeny křivky kroučícího momentu a koňské síly. [18, 19]



Obr. 17 Závislost výkonu na otáčkách motoru (upraveno z [20])

- M_{rmax} -maximální brzdý moment při 100 % zaplnění pracovní komory (Nm)
- i_r -převodový poměr zvyšujícího se rychlostního stupně (-)
- i_g -převodový poměr převodovky (-) [19]

2.1.4 Základní vzorce pro matematický model (brzdý moment, plnicí poměr)

Lineární rovnice hybnosti

Newtonův 2. pohybový zákon je zákon síly. Pro těleso o hmotnosti m je $\sum \vec{F}$ vyjádřena jako: [22]

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} = m \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d}{dt}(m\vec{v}) \quad (1.8)$$

- $m\vec{v}$: lineární hybnost systému

Newtonův 2. zákon lze dále vyjádřit jako:

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{\text{systému}} \rho \vec{v} dV \quad (1.9)$$

- $\rho v dV$: hybnost diferenciálního prvku dV , který má hmotnost $dm = \rho dV$

Poté lze 2. Newtonův pohybový zákon označit jako součet všech vnějších sil působících na systém. Obecně platí, že síla F je rovna časové změně hybnosti. Takto to platí pro souřadné systémy, které jsou v klidu nebo se pohybují s konstantní rychlostí. Tyto systémy nazýváme inerciální souřadné systémy, inerciální vztažné soustavy nebo inerciální referenční rámec. Druhý typ je tzv. neinerciální (neboli akcelerační) souřadný systém, který je urychlován (např. vzlétající letadlo). Rovnici (1.9) lze aplikovat na pevná tělesa nebo tekutiny. Její využití je v hydromechanice omezené, jelikož většina průtočných systémů je řešena prostřednictvím tzv. kontrolních objemů. Pro přechod ze systému na kontrolní objem je využito Reynoldsova teorému². Reynoldsovým teorémem je vyjádřena lineární hybnost jako: [22]

$$\frac{d(m\vec{v})_{\text{systému}}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{KO} \rho \vec{v} dV + \int_{KP} \rho \vec{v} (\vec{v}_r \cdot \vec{n}_j) dA \quad (2.0)$$

Je možné zapsat obecnou formu lineární rovnice hybnosti, která je dále vztažena k pohybujícím nebo deformujícím se kontrolním objemům, jako: [22]

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{KO} \rho \vec{v} dV + \int_{KP} \rho \vec{v} (\vec{v}_r \cdot \vec{n}_j) dA \quad (2.1)$$

² Reynoldsova věta slouží jako trojrozměrné zobecnění Leibnizova integrálního pravidla. Slouží pro předělání derivátů integrovaných veličin. Dále je použitelná k formulaci základních rovnic spjitosti mechaniky. [21]

Rovnice vyjadřuje:

$$\begin{pmatrix} \text{suma všech} \\ \text{vnějších sil} \\ \text{působících} \\ \text{na KO}^3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{změna lineární} \\ \text{hybnosti v} \\ \text{KO podle} \\ \text{času} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \text{tok} \\ \text{lineární hybnosti} \\ \text{z KP}^4 \end{pmatrix}$$

$$\text{Tato } \vec{v}_r = \vec{v} - \vec{v}_{KP} \quad (2.2)$$

Což odpovídá rychlostním trojúhelníkům:

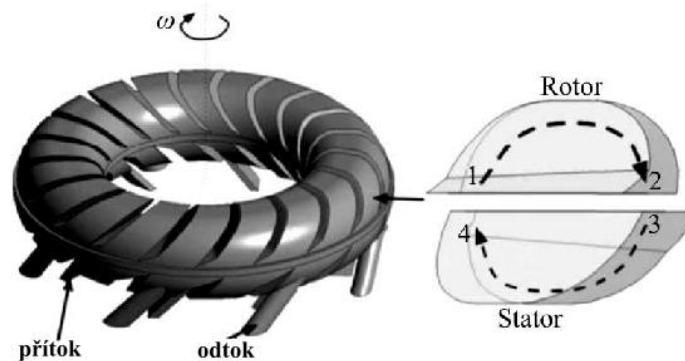
$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.3)$$

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{u} \quad (2.4)$$

- v-absolutní rychlost
- w-relativní rychlost
- u-unášivá rychlost
- v_r : rychlost kapaliny vzhledem ke kontrolní ploše (slouží pro výpočet hmotnostního průtoku ve všech místech, ve kterých kapalina prochází kontrolní plochou)
- v: je rychlost kapaliny z inerciálního referenčního rámce (absolutní rychlost)
- $\rho(\vec{v}_r \cdot \vec{n})dS$: reprezentuje prvek kontrolního průtoku skrze plochu dS do nebo z kontrolního objemu [22]

Těchto poznatků bylo zapotřebí k pochopení vznikající síly F_1 v hydrodynamickém retardéru.

Při provozu vm^5 retardéru vzniká brzdny moment. Zde je uvedena základní silová analýza v pracovní komoře z pohledu mechaniky tekutin. [23]



Obr. 18 Směr otáčení a směr průtoku v komoře (upraveno z [23])

³ KO: představuje kontrolní objem.

⁴ KP: představuje kontrolní plochu.

⁵ vm představuje pracovní (vodní) medium retardéru.

Pracovní tekutina vytéká z pozice 1 do pozice 2 na obr. (18) kvůli působení odstředivé síly točícího se rotoru. Z tohoto bodu teče medium do statoru z pozice 2 do pozice 3 a poté do pozice 4. Díky vzniklé setrvačné síle pak z pozice 4 proudí zpět do rotoru do pozice 1. Rotor je považován za kontrolní objem. Jako řízený povrch je bráno rozhraní mezi státorem a rotorem. Výsledná síla F_1 je vytvářena působením proudění pracovní tekutiny v komoře z pozice 1 (v_1) do pozice 2 (v_2). Prostřednictvím mechaniky tekutin lze vyjádřit rovnicí hybnosti podle (15): [22, 23, 24]

$$F_1 = d \frac{\int_{KO} \rho \vec{v} dV}{dt} + \int_{KP} \rho \vec{v} (\vec{v}_r \cdot \vec{n}_j) dA \quad (2.5)$$

- F_1 : výsledná síla ve směru rychlosti tekutiny
- v_r : rychlost tekutiny vzhledem ke kontrolní ploše

Proudění v HD brzdě je převážně nestacionární. To je však značně komplikované, a proto se uvažují jednodušší případy, kdy za ustálených otáček, lze přibližně uvažovat stacionární proudění. Při stacionárním proudění, vymizí lokální zrychlení $\partial y_j / \partial t$. Odpadne integrál pro kontrolní objem v (2.5). A_1 a A_2 jsou plochy, které obklopují kontrolní objem. Pracovní tekutina je považována za nestlačitelnou. Rovnice (2.4) je uvažována pro zahraniční literaturu. [23, 24]

Pro pevný kontrolní objem bude:

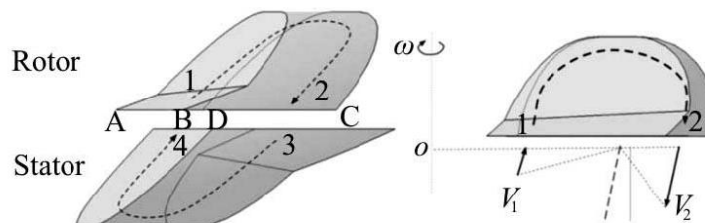
$$v_r = v \quad (2.6)$$

Z rovnice (15) pak vznikne (18):

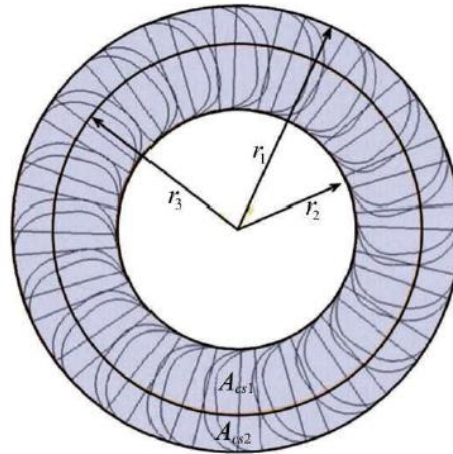
$$F_1 = \int \rho \vec{v} (\vec{v}_r \cdot \vec{n}) dA = \rho \vec{v}_{pr} A_2 \cdot \vec{v}_{pr} = \dot{m} \vec{v}_{pr} \quad (2.7)$$

- v_{pr} : průměrná rychlost pracovní tekutiny v rotoru

V oblasti A_1 probíhá proudění pracovní tekutiny do rotoru vlivem setrvačné síly zobrazeno na obr. (19). V oblasti A_2 vytéká proudící kapalina stejným principem, rozdíl je jen v tom, že kapalina oblast opouští a v A_1 je vtok. [23, 24]



Obr. 19 Zobrazení oblastí A_1 a A_2 (Body 1 a 4 leží na sobě stejně jako body 2 a 3)
[23, 24]



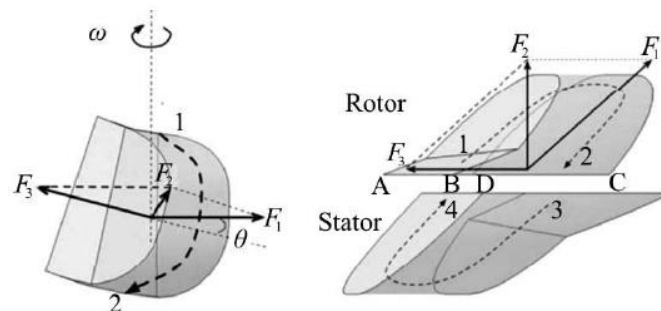
Obr. 20 Průřez rotoru [18]

Ze zákona zachování hmotnosti je zřejmé, že se oblasti A_1 a A_2 budou rovnat při uvážení konstantní hustoty a shodné absolutní velikosti relativních rychlostí na vstupu a výstupu: [23, 24]

$$A_1 = A_2, \pi(r_3^2 - r_2^2) = \pi(r_1^2 - r_3^2) \quad (2.8)$$

Rovnici (19) lze dále odvodit:

$$r_3 = \sqrt{\frac{r_1^2 + r_2^2}{2}} = f_1(r_1, r_2) \quad (2.9)$$



Obr. 21 Analýza jednotlivých sil [23]

$$F_3 = F_1 * \cos\theta \quad (3.0)$$

- F_3 : složka výsledné síly, rovnoběžná s povrchem rotoru
- r_3 : vzdálenost od středu k ose
- F_2 : je složka výsledné síly kolmá k povrchu rotoru

Povrch rotoru v tomto případě odpovídá volnému povrchu, na kterém dochází k vstupu a výstupu pracovní kapaliny z pracovní komory rotoru. Síla F_3 a poloměr r_3 zobrazeny na obr. (23) vytváří brzdňý točivý moment. Z rovnic (2.2), (2.3), (2.4) je brzdňý moment hydraulického retardéru roven: [23, 24]

$$M = mv_{pr} \cos \theta f_1(r_1, r_2) \quad (3.1)$$

Z Buckinghamova Π teorému⁶ lze sestavit:

$$\dot{m} = k\rho n [f_2(r_1, r_2)]^3 \alpha \quad (3.2)$$

$$v_{pr} = jnf_3(r_1, r_2) \quad (3.3)$$

- k, j: koeficienty
- f₁, f₂, f₃: funkce oběhového okruhu

Při proudění do polohy 3 v Obr. (21), roste kinetická energie s rychlostí otáčení, která způsobuje tlak P_{wc} na výstupu. [23, 24]

$$P_{wc} = m * \frac{v_{pr}}{A} = \frac{\alpha j k \rho n^2 f_2^3 f_3}{A} \quad (3.4)$$

Výstupní tlak se zvyšuje s plnicím poměrem a při konstantních otáčkách rotoru. Výstupní tlak se rovněž zvyšuje s otáčkami rotoru při konstantním plnicím poměru. Ze zdroje [22] vyplývají vztahy mezi otáčkami, výstupním tlakem a plnicím poměrem:

$$l = \left(\frac{\partial \alpha}{\partial P_{wc}} \right)_n \quad (3.5)$$

$$\kappa = \left(\frac{\partial n}{\partial P_{wc}} \right)_\alpha \quad (3.6)$$

Pokud dosáhne **l** vysoké hodnoty, pak je zapotřebí velká změna plnicího poměru k vyvolání malé změny tlaku na výstupu z pracovní komory. Otáčky zůstávají konstantní. Při vysoké hodnotě κ , nastane velká změna otáček rotoru, které jsou zapotřebí ke změně tlaku P_{wc} na výstupu z pracovní komory. Plnicí poměr v tomto případě zůstává neměnný. [23]

Retardéry vm dosahují různých hodnot **l** a **κ** . Pokud je požadován specifický plnicí poměr, lze jej ovládat pomocí regulačního ventilu. Ten je umístěn za výstupem a můžeme s ním jednoduše regulovat tlak, který požadujeme. Specifický plnicí poměr pracovní komory lze automaticky určit z rovnic (3.5) a (3.6). [23, 24]

2.1.5 Matematicko-fyzikální rozbor

Proudění je řízeno fyzikálními zákony včetně zákonu zachování hmoty, zákony zachování hybnosti a energie, což může být vyjádřeno následujícím způsobem: [25, 26]

⁶ Je to „metoda dimenzí“, kterou poprvé navrhl lord Rayleigh ve své knize „Theory of Sound“ (1877). Je založena na myšlence maticové algebry a konceptu „hodnosti“ nečtvercových matic. I když je připisována E. Buckinghamovi (1914), ve skutečnosti se objevila o několik let dříve v nezávislých publikacích. [25]

Rovnice kontinuity: [25, 26]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.7)$$

Pohybová rovnice: [25, 26]

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) + S_i \quad (3.8)$$

Energetická rovnice: [25, 26]

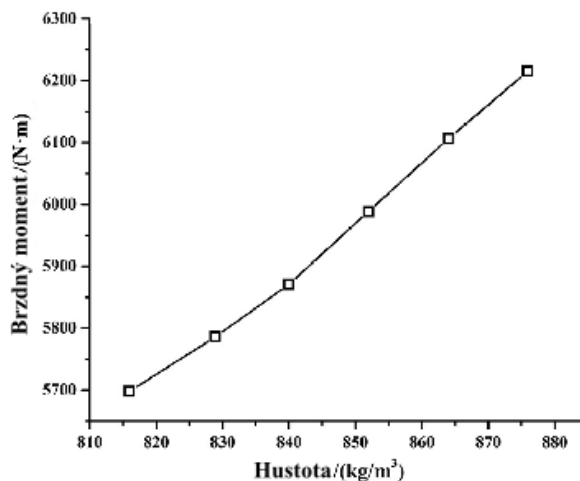
$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} [v_i [\rho E + p]] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \sum_j h_j J_j + v_j \tau_{ij} \right] + S_h \quad (3.9)$$

2.1.6 Faktory ovlivňující brzdný moment

Na základě různých numerických a experimentálních metod byly zjištěny fyzikální veličiny včetně hustoty, viskozity, měrné teploty a tepelné vodivosti ovlivňující brzdný moment. Testování proběhlo při provozním stavu (při 1500 ot/min při max. plnění). Každá z těchto veličin jinak ovlivňuje brzdný moment, což je zaznamenáno na jednotlivých grafech. [14, 28]

Hustota

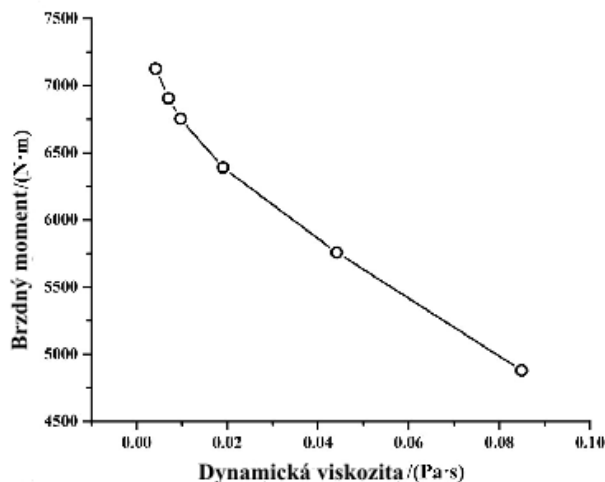
Z grafu na obr. (22) je patrné, že brzdný moment je přímo úměrný hustotě. Znamená to, že čím vyšší je hustota oleje, tím vyšší je brzdný moment. [14, 28]



Obr. 22 Graf závislosti brzdného momentu na hustotě [14]

Dynamická viskozita

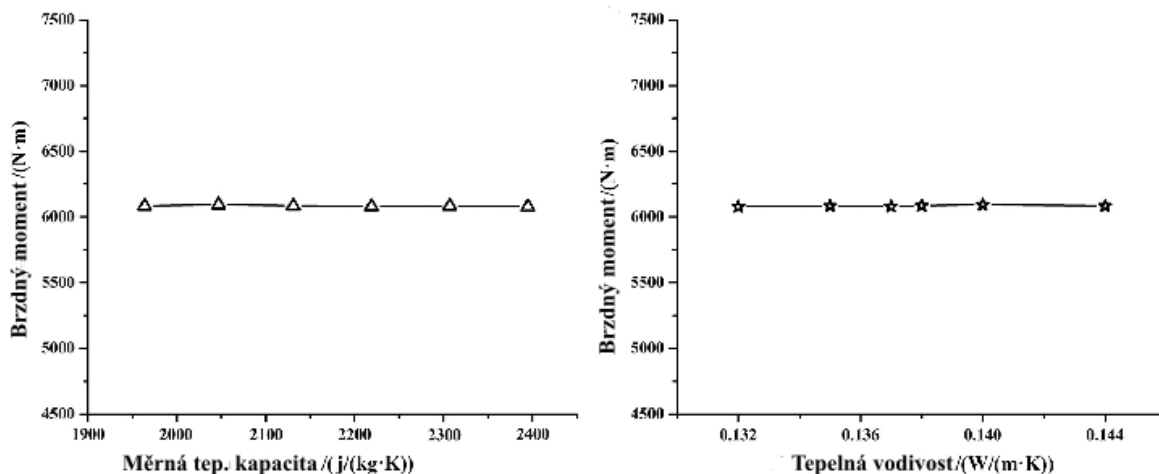
Teoreticky je známo, že čím menší je viskozita oleje, tím vyšší bude hodnota brzdného momentu. Podle grafu na obr. (23) je patrné, že závislost odpovídá přibližně klesající exponenciální funkci. [14, 28]



Obr. 23 Graf závislosti brzdného momentu na dynamické viskozitě [14,28]

Měrná tepelná kapacita a tepelná vodivost

Při testování bylo zjištěno, že tyto dvě fyzikální veličiny nemají zásadní vliv na brzdný moment, jak je vidět na obr. (24). Brzdný moment se nějak razantně neměnil, jak je vidět podle těchto grafů: [14, 28]

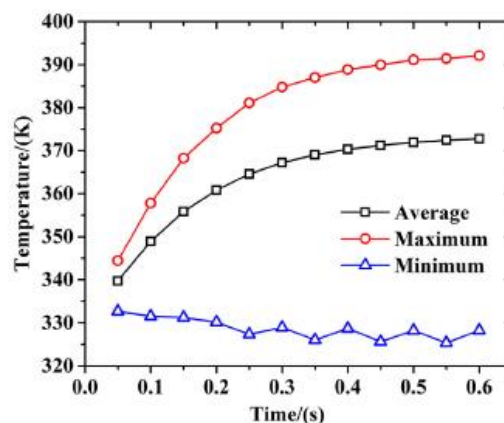
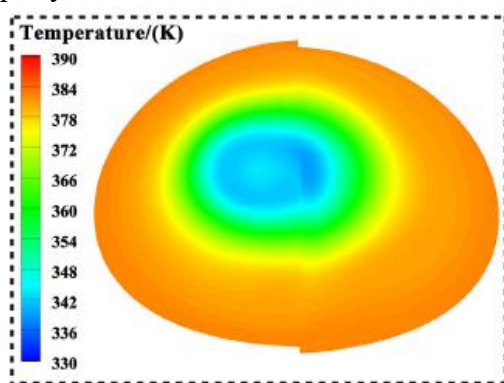


Obr. 24 Grafy záv. Brzdného momentu na měrné tep. kapacitě a tep. vodivosti [14,28]

Po srovnání těchto veličin je jednoznačně vidět, které veličiny mají zásadní vliv na brzdný výkon. Odpovídají tomu hustota a viskozita. Na rozdíl od těchto dvou měrná tep. kapacita a tepelná vodivost neměli téměř žádný vliv na brzdný účinek. [14, 28]

Teplota

Mezi další ovlivňující veličiny patří teplota. Vlivem odstředivé síly a třecí síly, vzniká vysoká teplota v oblasti pracovní komory, která dosahovala maximální hodnoty v poloze u zdi, jak lze vidět na obr. (25). Pro vytvoření oblasti s nízkou teplotou ve vnitřním kruhu byl do pracovní komory přiváděn převodový olej o nízké teplotě. Díky této hodnotě minimální teplota kolísala v podstatně menším rozmezí hodnot než rozmezí průměrné a maximální teploty. Jakmile motorový olej dosáhl dostatečně vysokých teplot, byl odebrán z výstupu tzv. systémem přenosu tepla, který umožní dosáhnout rovnováhy s disipací energie. Na obr. (26) je vidět závislost teploty na čase. [14, 28]



Obr.25 Zobrazení vznikající teploty [14] Obr.26 Graf závislosti teploty na čase [14]

2.1.7 CFD simulace a experimentální

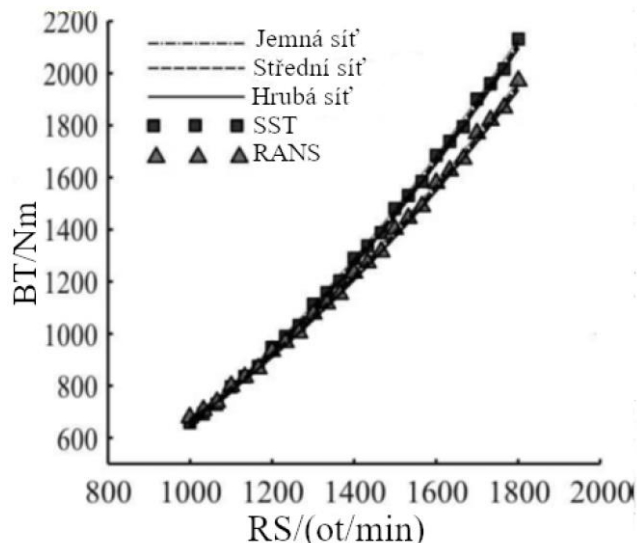
Simulace se provádí v pracovní komoře např. pomocí řešiče ANSYS CFX, jenž je založen na trojrozměrném metodě konečných objemů. Pro CFD simulace se rovněž využívají turbulentní modely LES, dynamický Smagorinského model⁷, RANS⁸ a SST⁹. Pro vygenerování nestrukturované výpočetní sítě a může být použit program ANSYS Meshing. Pro retardér je důležité stanovit stabilitu stavu, která má prioritu před stanovením toku. Právě proto se provádí analýza stability. [23]

Při provádění analýzy nezávislosti výpočetní sítě, je důležité se vyhnout chybám, které způsobuje hrubost mřížky. [23]

⁷ Je to nejznámější model vířivé viskozity podle Josepha Smagorinského. Byl to známý meteorolog a první ředitel americké národní zprávy oceánů a atmosféry. Model a jeho rovnice vyjadřuje galilejský invariant odhadu rychlostních rozdílů v délkových stupních Δ . V modelu je zahrnut empirický parametr (tzv. Smagorinského koeficient c_s). [27]

⁸ RANS rovnice souvisí obvykle s modelováním tenzoru napětí. [29]

⁹ SST rovnice slouží pro efektivní smíšení robustní a přesné formulace κ - ϵ modelu, který je převeden do modelu κ - ω . Je velice podobný běžnému modelu κ - ω . [30]



Obr. 27 Srovnání výsledků simulací pomocí hrubých, středních a jemných sítí s RANS a SST modely [23]

- Souřadnice x (RS)-otáčky rotoru
- Souřadnice y (BT)- brzdný moment

Podle malé chyby mezi turbulentními modely při malých otáčkách rotoru je patrné, že chyba se zvyšuje s otáčkami rotoru, jak je znázorněno na obr. (27). [23]

Experimentální měření

Pro analýzu brzdných účinků se vytvoří zkušební lože. Do tabulky se vypíšu nejistoty měřících zařízení a jejich specifikace. Experiment se skládá ze 3 kroků: [23]

- I. Motor je uveden do chodu. Otáčky motoru jsou nastaveny na 1200 ot/min. Průtok čerpadla odpovídá hodnotě 180 l/min.
- II. Pak se nastaví tlakový výstupní regulační ventil od úplného otevření do téměř zavřeného ventilu až do doby, kdy hodnota tlakového senzoru dosáhne požadované hodnoty. Další senzor nám zaznamenává hodnoty teploty a kroutícího momentu.
- III. Kroky 1 a 2 se opakují při dvou daných otáčkách. Záleží na experimentu.

2.2 ZF-Intardér

Jedná se o trochu odlišný typ retardéru než je samotný hydraulický retardér. [31]

2.2.1 Charakteristika a princip funkce

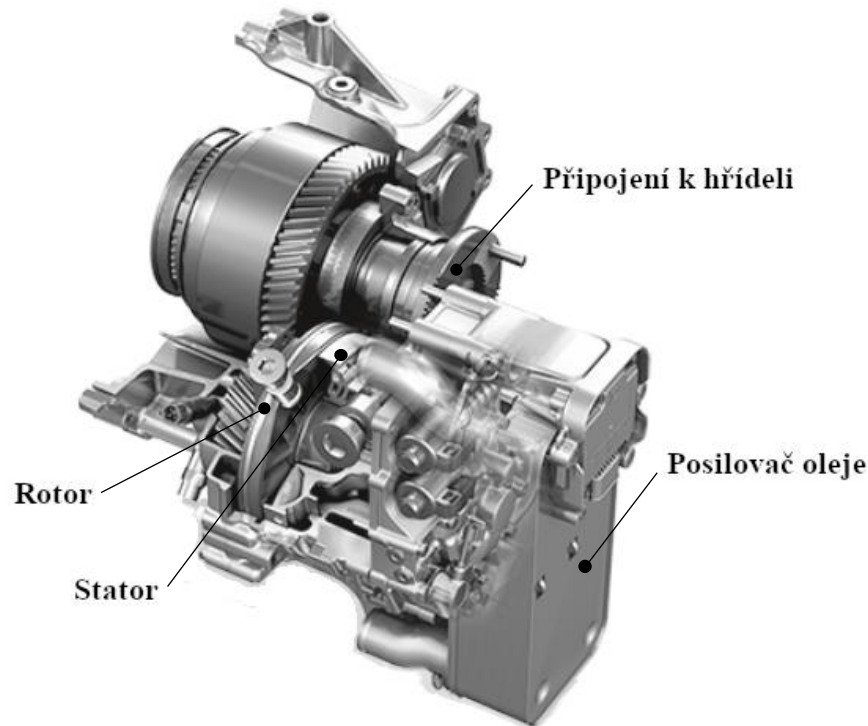
Intardér na obr. (28) je brán jako tzv. sekundární retardér. Je připojen na výstupní konec převodovky. Dodávku oleje sdílí s převodovkou, takže mají společný hydraulický okruh. [31,32]

I zde jsou lopatková kola rotoru a statoru obrácena k sobě. Spojení rotoru s hřídelem převodovky je pomocí stupňového převodu ($i = 1:2$). Otáčením rotoru je vytvořena odstředivá síla, která způsobuje radiální vnější tok a tangenciálně urychluje kapalinu mezi lopatkami. Jakmile kapalina dosáhne statorových lopatek, tok se odkloní. Odklon toku kapaliny způsobuje změnu hybnosti v tekutině a tím je poté generován brzdný moment rotoru. Důsledkem brzdného

momentu je pak zpomalování vozidla (brždění). Vytvořená brzdná energie se mění na tepelnou energii. Tepelná energie je pak dopravena pomocí výměníku tepla do chladicího okruhu. [31,32]

Při vypnutém intardéru je olej dopravován z převodovky pomocí čerpadla přímou cestou přes tepelný výměník intardéru. Díky tomu se olej zbytečně neohřívá a dosáhne vyšší životnosti stejně jako ostatní komponenty. [31,32]

Tyto retardéry můžeme najít v autobusech (i dálkových) nebo v kamionech DAF HIL navíc v kombinaci s ZF AS-Tronic převodovkou. [32, 33]



Obr. 28 Otevřený pohled na ZF-Intardér [32]

2.2.2 Speciální funkce

Speciální vlastností intardéru je jeho topná funkce. Při startování dochází k rychlejšímu ohřevu převodového oleje. Teplo chladicí kapaliny motoru je vedeno do chladicího oleje převodovky. Převodový olej dosahuje rychlejšího ohřevu a tím umožní celému systému pracovat rychleji při optimální teplotě a účinnosti. [31]

Při dosažení optimální teploty převodového oleje se režim výměny teploty nastaví na normální chlazení. Teplo, které vytvářel intardér během brždění, je pomocí převodového oleje vedeno zpět do chladicí kapaliny. [31]

2.2.3 Výhody:

- Nepřetržité brždění bez opotřebení
- Zvýšená bezpečnost
- Menší opotřebení brzd
- Kompatibilita s mnoha přenosy ZF

Převzato z [31]

2.3 Voith aquatardér PWR

Jedná se o jeden z nových typů retardérů využívající jako pracovní kapalinu vodu. [34]

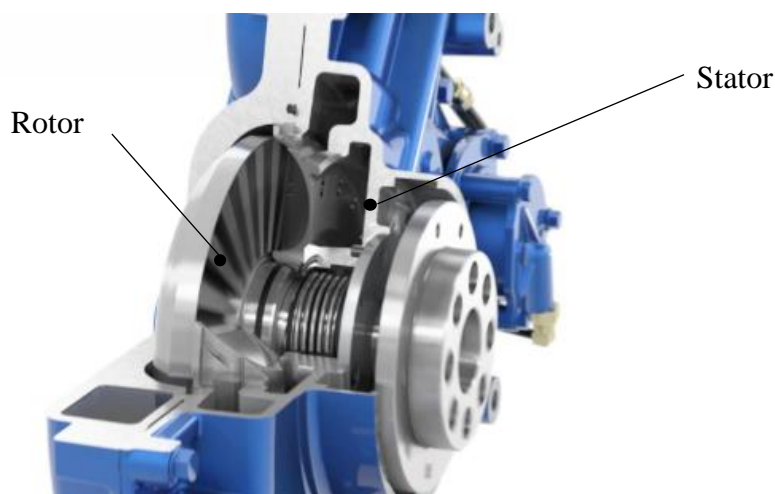
2.3.1 Charakteristika a princip funkce

Tento typ retardéru znázorněn na obr. (29), bývá instalován na přední straně motoru a přímo připojen ke klikovému hřídeli. Rozdíl mezi klasickým retardérem a tímto spočívá v provozním médiu, kterým je chladicí kapalina motoru. Díky tomu už není potřeba výměna oleje nebo seřizovací práce. [34]

Pracuje na podobném principu jako ostatní typy retardérů, kdy se kinetická energie mění na teplo, které je rozptýleno pomocí chladicího systému. Řídící jednotka retardéru je v přímém kontaktu s brzdým řídicím systémem vozidla. Jestliže je retardér aktivován, řídicí jednotka retardéru vyšle signál k ventilu retardéru. Ten pak přenáší kontrolní tlak do retardéru a do plnicího potrubí pro otevření retardéru. Chladivo pak proudí do statoru a cirkuluje mezi státorem a rotorem, který může konat pouze rotační pohyb. Rotor, který je vidět na obr. 30, poháněný klikový hřídelem, převede pohyb kapaliny na rotační a urychluje ji. Chladivo pak mění hybnost ve statoru a proudí zpět do rotoru. Díky tomu pak dochází k brždění vozidla. Tento typ se používá v konkrétních nákladních vozidlech MAN TGS a TGX. [34]



Obr. 29 Aquatardér PWR (převzato z [34])



Obr. 30 Aquatardér PWR s popisky (převzato z [34])

2.3.2 Výhody

- Vyšší bezpečnost než u ostatních typů
- Není nutná údržba
- Nízké náklady
- Menší spotřeba paliva
- Menší emise

Převzato z [34]

2.4 Voith aquatardér SWR

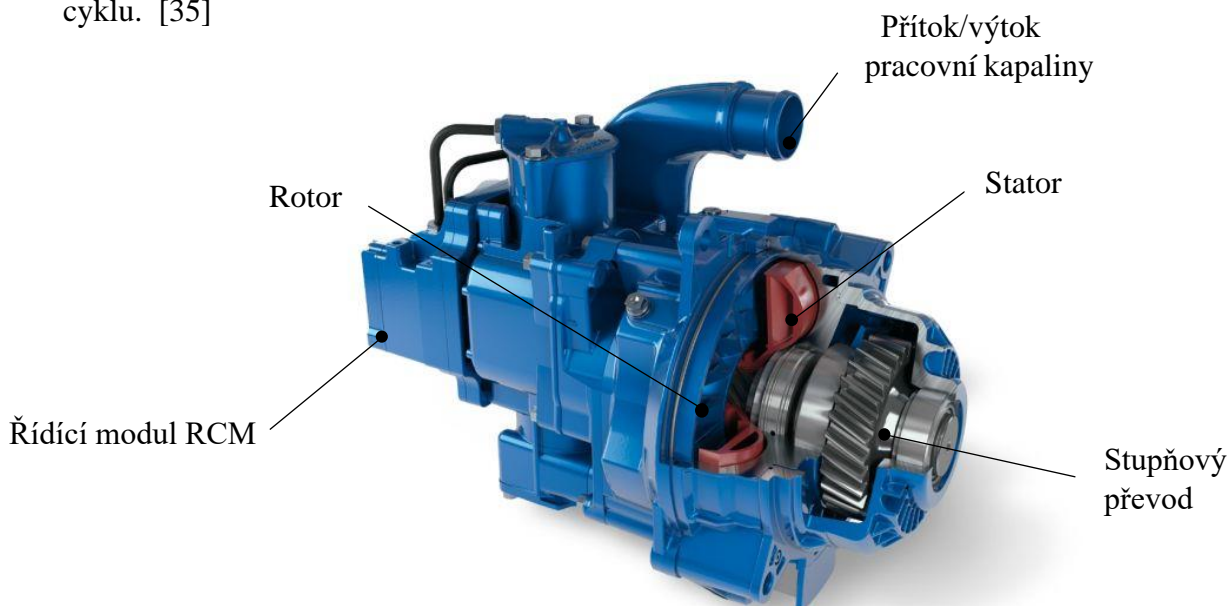
Jedná se o sekundární typ retardéru, pracující na stejné vodní bázi jako předchozí typ. To znamená, že pracovní médium je voda. [35]

2.4.1 Charakteristika a princip funkce

Retardér je připojen přímo k převodovce vozidla. Voda stejně jako v předchozím případě cirkuluje z chladiče do retardéru a z něj zase zpět. Z toho vyplývá, že není nutná další výměna oleje a další seřizovací práce. Díky své kompaktnosti zabírá o 50 % méně prostoru a je o 35 kg lehčí než jeho varianta využívající jako pracovní kapalinu olej. [35]

Tento typ obr. 31 je pevně spojený s chladícím okruhem vozidla a připojeným přímo s převodovkou přes převod ozubenými koly. Komunikaci mezi řídicím systémem vozidla a retardérem zajišťuje řídicí modul RCM. Je to elektronická řídicí jednotka retardéru. Při brždění dojde k odeslání signálu do RCM z řídicí palubního počítače. RCM začne ovládat tlak, který působí na ventil. Poté se otevře plnicí potrubí a pracovní tekutina proudí do pracovního okruhu statoru a rotoru. Pohybující rotor urychluje proudící kapalinu. Kapalina pak koná rotační pohyb. Ovládací zařízení pak přesouvá rotor z klidové polohy do polohy brždění. Poté kapalina cirkuluje mezi státorem a rotorem. Díky tomu dochází k brždění vozidla. Tento byl speciálně navrhnut pro těžké stroje značky Mercedes-Benz série Actros, Arocs a Antos. [35]

Po každém brždění je voda z retardéru vysáta a rotor je přesunut zpět do klidové polohy pomocí pružin. Pohyblivý rotor, který je mimo dosah statoru zabraňuje ztrátám v operačním cyklu. [35]



Obr. 31 Aquatardér SWR s popisky (převzato z [35])

Výhody tohoto typu aquatardéru jsou totožné s předchozím typem.

3 SROVNÁNÍ BRZD, ROZVAHA

3.1 Vzájemné srovnání brzd

Jednotlivé typy již zmíněných brzd se mohou lišit v nejrůznějších způsobech, jako může být např. konstrukční provedení, způsob brždění, použité materiály atd.

Z hlediska konstrukce jsou na tom obyčejné mechanické brzdy v hydraulickém okruhu podstatně lépe kvůli lepšímu přístupu k brzdě a jednoduššímu provedení. Konstrukce není tak složitá z hlediska realizace návrhu jako u odlehčovacích brzd, u kterých je nezbytné např. stanovit vliv plnění pracovní komory v závislosti na velikosti působících sil, momentů apod. Velice náročná je sama výpočtová část z pohledu mechaniky tekutin, kdy se zahrnují nejrůznější faktory ovlivněné procesem brždění. Může to být například nestacionární proudění, které je lepší, pokud to lze, nahradit stacionárním. Je potřeba ještě porovnat plochy, díky kterým dochází k brždění. U mechanických brzd to jsou třecí plochy, které vytváří brzdny moment. U odlehčovacích brzd (retardérů) to jsou lopatky statoru a rotoru, bez nich by vůbec nevznikla změna toku kapaliny, a tudíž ani žádný brzdny moment.

Z pohledu využitých materiálů je opět výhodnější mechanická brzda ovládaná hydraulikou. Náklady na výrobu třecích ploch nejsou tak velké jako u retardérů, ať už se jedná o olej nebo vodu jako pracovní kapalinu. Při špatném výběru materiálu by mohlo dojít k vyššímu poškození lopatek a následné nesprávné funkci, či dokonce k úplné nefunkčnosti retardéru.

Z termodynamického hlediska jsou na tom brzdy odlehčovací daleko lépe. A to díky chladicí kapalině proudící přímo přes konstrukci retardéru a pak do výměníku, který zajišťuje neustálou výměnu ohřívané kapaliny. Takže je ohřívána kapalina udržována při optimálních provozních podmínkách. U mechanických brzd jsou kontaktní plochy brzd pouze ochlazovány brzdovou kapalinou, která nezaručuje dostatečné ochlazování kontaktních ploch. Brzdové plochy se přehřívají a vzniká velké množství tepla. To se může negativně projevit na funkci brzd z hlediska velkého úběru materiálu třecích ploch a špatné funkce brzdy.

Při srovnání celkových nákladů a účinnosti jsou hydrodynamické brzdy (z osobního pohledu) výhodnější, jelikož náklady na výrobu převyšují dlouhodobá životnost a daleko vyšší účinnost těchto brzd.

Při celkovém srovnání jednotlivých typů brzd jsou nejvýhodnější hydraulické retardéry, které používají jako pracovní kapalinu vodu. Voda je z hlediska ekologie lepší volba než olej např. při havárii vozidla, kdy by došlo k poškození (proražení) retardéru. Jak už bylo zmíněno v části o aquatardérech není potřeba žádná další výměna oleje při různých opravárenských a seřizovacích pracích. Musí být při výrobě aquatardéru kladen důraz na kvalitnější výběr materiálu z důvodu možné vznikající koroze. Bohužel nelze úplně jednoznačně srovnávat v hydraulickém brzdném systému mechanické brzdy s brzdami hydrodynamickými, jelikož každá má trochu jinou funkci v systému.

3.2 Rozvaha nad využitím hydraulického brzdného systému

Hydraulické brzdné systémy jsou nezbytné v těžkých vozidlech, jako jsou např. kamiony.

Velkou výhodou hydrauliky je přenášení velkých sil a momentů, které by pneumatické systémy nezvládly, kvůli vysokému opotřebení, teplotnímu namáhání a stlačitelnosti v uzavřeném prostoru. Síly, které jsou mařeny hydraulikou, jsou nesrovnatelně větší s ostatními typy brzdnych systémů. Díky proudící kapalině v hydraulickém okruhu je zajištěna výměna

tepla při vykonané práci, kdy je teplo lépe rozptýleno do okolí. Při nedostatečném odvádění tepla by funkce brzd nesplňovala požadavky a mohlo by dojít ke zničení brzd a při nekontrolovatelné rychlosti k dopravní nehodě. Co se týká zatížených nákladních vozidel, je kladen daleko větší důraz na bezpečnost jízdy. Proto je třeba využít co možná nejkvalitnějších materiálů na výrobu jednotlivých komponent brzdy. Velice důležitá je i plynulost jízdy při brždění, kdy prudké zabrzdění na mokré nebo zledovatělé vozovce opět mohlo způsobit havárii. Důležitou součástí hydraulického brzdného systému jsou elektronické snímače kontroly tlaku, hladiny oleje apod. Díky tomu lze předejít problémům týkajících se jízdních vlastností vozidla.

Z toho důvodu je hydraulický brzdný systém nejlepší volbou k bezpečné jízdě při velkém zatížení na velké vzdálenosti.

ZÁVĚR

Během této práce bylo možné načerpat mnoho dalších poznatků o funkci, výrobě, používání a schopnostech brzd. Jedna z přínosných informací ohledně hydraulických brzdových systémů, byla různá varianta zapojení vzhledem k umístění ostatních částí vozidla. Pokud by nevyhovovala uspořádání první varianta lze využít jinou variantu uspořádání. Další zajímavostí zmíněnou v úvodní pasáži může být i informace o funkci hlavního brzdového válce. Kdy vykonává funkci přenášení síly na hydraulický tlak a je obsažen, jak v hydraulických, tak spojkových systémech. Za zmínku stojí i fakt, že do hydraulického systému patří i brzdy, které využívají kapalinu nejen k ovládní jejich pohybu. Ale také k vyvození velkých sil a momentů. K těmto brzdám patří například uvedená kotoučová nebo bubnová brzda. V dnešní době se převážně používají kotoučové brzdy na místo bubnových, kvůli jejich vyšší účinnosti a spolehlivosti.

Dále je práce zaměřena více na problematiku hydraulických retardérů, které patří do třídy odlehčovačích brzd. Tyto brzdy zajišťují klidné a plynulé brždění při dlouhých klesáních z kopce. Důležité je i poznání základních rovnic pro výpočet brzdných sil, momentů, plnicího poměru apod. Z pohledu numerické simulace retardéru bylo zjištěno, že by bylo obtížné řešit proudění jako nestacionární. Hydraulický systém, jako může být např. retardér, je možné popsat pomocí základních rovnic, jako je rovnice, kontinuity, pohybová rovnice nebo rovnice energetická. Uvažování všech členů při řešení rovnic by bylo velmi obtížné, a proto je výhodné si tyto rovnice upravit a vytvořit zjednodušený matematicko-fyzikální model. Zjednodušeným modelem může být např. velikost brzdného momentu. Bohužel takový model nezahrnuje všechny fyzikální vlivy a proměnné. Neuvažuje lokální zrychlení kapaliny, pouze stacionární proudění. Další možnosti můžou být CFD simulace, ve kterých lze zahrnout nestacionární proudění. Avšak samotná CFD simulace je dost často nestabilní a časově velmi náročná. Bližší poznání CFD simulací je lépe proveditelné při různých názorných pokusech. Při hledání lepšího způsobu brždění při dlouhé jízdě z kopce byli nalezeny aquardéry firmy Voith. Jejich zajímavostí je, že využívají jako pracovní médium vodu namísto oleje. Vodní médium je výhodnější z hlediska tepelné kapacity, kdy k ohřátí oleje dochází rychleji než u vody. Právě z toho důvodu jsou chladiče motoru převážně vodní a ne olejové.

Zahrnou-li se důležité podmínky, které musí brzdový systém splňovat, budou hydraulické systémy jedny z nejpoužívanějších, kvůli jejich bezpečnosti, spolehlivosti a účinnosti. Od prvních brzdových mechanismů, udělaly brzdy a celkově brzdový systém, velký krok kupředu. S vývojem nových technologií a objevováním nových možností, jak výroby, tak surovin je ještě velký krok čeká.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MISHRA, Pankaj. What is Hydraulic Braking System and How It Works? *www.mechanicalbooster.com* [online]. 13. srpen 2018 [cit. 2020-06-23].
Dostupné z: <https://www.mechanicalbooster.com/2018/08/what-is-hydraulic-braking-system.html>
- [2] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [3] Karim Nice "How Master Cylinders and Combination Valves Work". *HowStuffWorks.com* [online]. 17. srpen 2000 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://auto.howstuffworks.com/auto-parts/brakes/brake-types/master-brake1.htm>
- [4] PRESSURE LIMITING VALVE. *www.introcar.co.uk* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.introcar.co.uk/pressure-limiting-valve-i121>
- [5] DEATON, Jamie Page. How Brake Rotors Work. *auto.howstuffworks.com* [online]. 11. listopad 2008 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://auto.howstuffworks.com/auto-parts/brakes/brake-parts/brake-rotors.htm>
- [6] FEARNLEY, Paul. *A to Z of Sports Cars 1945–1990*. [online]. 1991. [cit. 2020-06-23]. ISBN 978-1-870979-81-8.
- [7] ŠIKA, Michal. *Brzdy – funkce a součásti* [online]. In: . 2017 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <http://www.bastler.cz/brzdy-funkce-a-soucasti/>
- [8] AP Racing - Race Car - Brake Discs - Ventilated Discs. *www.apracing.com* [online]. 2018 [cit. 2020-06-23].
- [9] Brake Failure Analysis. *www.crashforensics.com* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <http://www.crashforensics.com/brakefailure.cfm>
- [10] Drum brake. *En.wikipedia.org* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Drum_brake
- [11] HASSAN, F. *DRUM BRAKE: FUNCTION, COMPONENTS, WORKING PRINCIPLE AND TYPES* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.fahadhvassan.com/drum-brake-function-components-working-principle-and-types/>
- [12] Výhody a nevýhody bubnových brzd a kotoučových brzd. *cz.busparts-eco.com* [online]. 13. duben 2018 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <http://cz.busparts-eco.com/info/advantages-and-disadvantages-of-drum-brakes-an-27541720.html>
- [13] KRÍŽ, Rudolf a kol. *Stavba a provoz strojů I. - Části strojů*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1977.
- [14] Elsevier Ltd.: *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2017. [cit. 2020-06-23]. ISSN 0017-9310. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/journal/international-journal-of-heat-and-mass-transfer/vol/114/suppl/C?page=2>
- [15] BAI, L., N.K. MITRA a M. FIEBIG. *Computation of unsteady 3D turbulent flow and torque transmission in fluid couplings* [online]. [cit. 2020-06-23]. ISBN 978-3-540-49228-3. Dostupné z: https://link.springer.com/chapter/10.1007/3-540-59280-6_163
- [16] VOITH. *Voith Retarder Animation-Function Retarder VR123+ and VR119* [online]. In: . [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=bXai8z99IUg>
- [17] LEI, Y., P. SONG a H. ZHENG. *Application of fuzzy logic in constant speed control of hydraulic retarder* [online]. 7. února 2017, (9) [cit. 2020-06-23]. DOI: <https://doi.org/10.1177/1687814017690956>. Dostupné z: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1687814017690956>

- [18] Schematické značky. *www.souepl.cz* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.souepl.cz/wp-content/ucitele/moc/znacky/schematicke_znacky_1.htm
- [19] *Why Do Horsepower And Torque Cross At 5,252 RPM?* [online]. In: . 21. ledna 2018 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=lt7iUBE3_AE
- [20] CARLEY, Larry. Horsepower & Torque. *Www.aalcar.com* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.aalcar.com/library/horsepower_torque.htm
- [21] LEAL, L. Gary. *Advanced transport phenomena: fluid mechanics and convective transport processes* [online]. Cambridge: Cambridge University Press, 2012 [cit. 2020-06-23]. Cambridge series in chemical engineering. ISBN 978-0-521-84910-4.
- [22] *FLUID MECHANICS: FUNDAMENTALS AND APPLICATIONS* [online]. 3. vydání. McGraw-Hill Companies, 2014, 1221 s. [cit. 2020-06-23]. ISBN 978-0-07-338032-2.
- [23] ZHENG, H., Y. LEI a Song P. *Water medium retarders for heavy-duty vehicles: Computational fluid dynamics and experimental analysis of filling ratio control method* [online]. 2017, 1067-1075 [cit. 2020-06-23]. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60820-X](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60820-X).
- [24] LI, Xue-song, Xiu-sheng CHENG a Li-ying MIAO. *Large eddy simulation on internal flow field of hydraulic retarder and characteristics prediction* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTotal-ZNGD201205021.htm
- [25] TURNSTALL, R., D. LAURENCE, R. PROSSER a A. SKILLEN. *Large eddy simulation of a T-Junction with upstream elbow: The role of Dean vortices in thermal fatigue* [online]. 2016 [cit. 2020-06-23]. DOI: doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.011. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116311395>
- [26] *A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model with a global model coefficient* [online]. 2006 [cit. 2020-06-23]. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.2401626>. Dostupné z: aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.2401626
- [27] The Buckingham Pi Theorem in Dimensional Analysis. *ocw.mit.edu* [online]. 2013 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-25-advanced-fluid-mechanics-fall-2013/dimensional-analysis/MIT2_25F13_The_Buckingham.pdf
- [28] HE, Y., W. MA a C. LIU. *Numerical Simulation on CFD of Flow Field in Hydrodynamic Coupling and Characteristics Prediction* [online]. Asia-Pacific Power Energy Engineering Conference, 2009 [cit. 2020-06-23]. DOI: 10.1109/APPEEC.2009.4918546.
- [29] BAKER, C. J., Terry JOHNSON, Dominic FLYNN, Hassan HEMIDA, Andrew QUINN, David SOPER a M. STERLING. *Train aerodynamics: fundamentals and applications* [online]. Kidlington: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier, [2019] [cit. 2020-06-23]. ISBN 978-0-12-813310-1.
- [30] ANSYS, Inc. Shear-Stress Transport (SST) k-omega Model. *afs.enea.it* [online]. 23. ledna 2009 [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node67.htm>
- [31] ZF Friedrichshafen AG. Intarder for Truck Transmissions. *www.zf.com* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/trucks/products_29258.html
- [32] PACKER, M.B. *The Development of Hydrokinetic Retarders: Retarders for Commercial Vehicles*. [cit. 2020-06-23]. Leden 1974. IMech
- [33] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG. Intarder in Intercity Buses. *www.zf.com* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/buses/products_29249.html

- [34] Voith GmbH & Co. KGaA. Voith Aquatarder PWR – braking with water. *voith.com* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: http://voith.com/uk-en/braking-systems_retarders-trucks_voith-aquatarder-pwr.html
- [35] Voith GmbH & Co. KGaA. Voith Aquatarder SWR – the first secondary water retarder. *Www.voith.com* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <http://voith.com/corp-en/braking-systems/retarders-trucks/voith-aquatarder-swr-lkw.html>
- [36] MIHÁLIK, Miro. Vývoj automobilových brzd: Od dřevěného špalku po hi-tech kotouče Více na: <https://www.autorevue.cz/vyvoj-automobilovych-brzd-od-dreveneho-spalku-po-hi-tech-kotouce>. *www.autorevue.cz* [online]. 28.6. 2018n. 1. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://www.autorevue.cz/vyvoj-automobilovych-brzd-od-dreveneho-spalku-po-hi-tech-kotouce>
- [37] ELUC. Brzdy. *Eluc.kr-olomoucky.cz* [online]. [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1490>
- [38] HALLIDAY, David, Robert RESNICK, Jearl WALKER a Petr DUB. *Fyzika. Svazek 1*. 2. přeprac. vyd. Brno: VUTIUM, 2013, 1 sv. (různé stránkování) : obr., barev. fot., grafy. ISBN 978-80-214-4123-1

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
A	plocha průřezu	[m ²]
C _D	koeficient aerodynamického odporu	[-]
D	průměr profilu	[m]
E	energie	[J]
f	koeficient valivého odporu	[-]
F _b	brzdná síla	[N]
i _o	převodový poměr	[-]
l	Koeficient plnicího poměru	[-]
m	hmotnost vozidla	[kg]
v _a	rychlost vozidla	[km/h]
F _{vo}	valivý odpor	[N]
F _{ao}	aerodynamický odpor	[N]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg/s]
M _r	brzdný kroutící moment retardéru	[Nm]
n	otáčky motoru	[ot/min]
n _j	Jednotkový normálový vektor	[-]
n _r	otáčky rotoru	[ot/min]
P	tlak	[Pa]
P _{wc}	tlak na výstupu z pracovní komory	[Pa]
R	poloměr kola vozidla	[m]
S	plocha na kterou působí odpor větru	[m ²]
t	čas	[s]
v	rychlost tekutiny	[m/s]
V	objem	[m ³]
v _r	rychlost tekutiny vzhledem ke kontrolní ploše	[m/s]
α	plnicí poměr pracovní komory	[%]
β	úhel nakloněné roviny	[rad]
η	účinnost mezi retardérem a kolem	[%]
θ	úhel lopatek	[rad]
κ	Součinitel rychlosti otáčení	[-]
λ	výkonnostní faktor	[-]
ρ	hustota pracovní kapaliny	[kg/m ³]

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1: Dvoukruhové hydraulické brzdy
- Obr. 2: Zapojení II
- Obr. 3: Zapojení LL
- Obr. 4: Zapojení X
- Obr. 5: Hlavní brzdový válec
- Obr. 6: Sešlápnutí brzdy
- Obr. 7: Omezovač brzdového tlaku
- Obr. 8: Tlakový omezovací ventil
- Obr. 9: Kotoučová brzda
- Obr. 10: Pevný (a) a plovoucí třmen (b)
- Obr. 11: Brzdový buben
- Obr. 12: Princip hydraulického retardéru
- Obr. 13: Hydraulický okruh s popisky
- Obr. 14: Změna energie v hydrodynamickém retardéru
- Obr. 15: Schematický hydraulický okruh retardéru pro těžká vozidla
- Obr. 16: Rozklad sil na nakloněné rovině
- Obr. 17: Graf závislosti výkonu na otáčkách motoru
- Obr. 18: Směr otáčení a směr průtoku v komoře
- Obr. 19: Zobrazení oblastí A_1 a A_2
- Obr. 20: Průřez rotoru
- Obr. 21: Analýza jednotlivých sil
- Obr. 22: Graf závislosti brzděného momentu na hustotě
- Obr. 23: Graf závislosti brzděného momentu na dynamické viskozitě
- Obr. 24: Grafy záv. Brzděného momentu na měrné tep. kapacitě a tep. vodivosti
- Obr. 25: Zobrazení vznikající teploty
- Obr. 26: Graf závislosti teploty na čase
- Obr. 27: Srovnání výsledků simulací pomocí hrubých, středních a jemných sítí s RANS a SST modely
- Obr. 28: Otevřený pohled na ZF-Intardér
- Obr. 29: Aquatardér PWR
- Obr. 30: Aquatardér PWR s popisky
- Obr. 31: Aquatardér SWR s popisky