

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Analýza a návrh bubnové třecí brzdy

Autor: Marek Havlín

Vedoucí práce: Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.

Akademický rok 2012/2013

Údaje, potřebné k vyplnění formuláře zadání kvalifikační práce

Typ práce (bakalářská, diplomová): bakalářská

Student: Marek Havlín

Název práce – česky: Analýza a návrh bubnové třecí brzdy.

Název práce – anglicky: Analysis and design of fiction drum brake.

Vedoucí práce: doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.

Pracoviště vedoucího: Katedra konstruování strojů ZČU

Konzultant: doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.

Pracoviště konzultanta: Katedra konstruování strojů ZČU

Základní požadavky: Zpracujte teorii návrhu a kontroly bubnové třecí brzdy. Aplikujte tyto informace pro konkrétní parametry brzdy a vypracujte konstrukční návrh vybrané části této brzdy.

Osnova práce:

1. Úvod do problematily
2. Teorie výpočtů bubnové třecí brzdy
3. Aplikace pro konkrétní parametry brzdy
4. Konstrukční návrh vybrané části brzdy
5. Shrnutí, závěr.

Literatura :

LIMPERT,R.: Brake Design and Safety. SAE Inc., 1992

HOSNEDL,S.,KRÁTKÝ,J.: Příručka strojního inženýra 1, Brno: Computer Press, 1999

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Havlín	Jméno Marek		
STUDIJNÍ OBOR	23-35-8 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ		Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Analýza a návrh bubnové třecí brzdy			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	38	TEXTOVÁ ČÁST	30	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS	<p>Tato bakalářská práce se zabývá analýzou základních typů bubnových třecích brzd, základními výpočty a konstrukčním řešením bubnové brzdy na praktickém příkladu. Tato práce má dvě základní části. V první části je věnována základním informacím jednotlivých brzd a jejich výpočtům. Druhá část je zaměřena na konstrukci vybrané brzdy. Veškeré 3D modely a výrobní výkresy byly vytvořeny pomocí programu NX Unigraphics 7.5.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA	bubnová brzda, štít brzdy, obložení, čelist, model

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Havlín	Name Marek	
FIELD OF STUDY	23-35-8 “Transport vehicles and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec,CSc.	Name Ladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Bus-body Design		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	38	TEXT PART	30	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	<p>This bachelor thesis analyzes the basic types of friction drum brakes, basic calculations and design solutions of drum brakes on a practical example. This work has two basic parts. The first part is devoted to the basic information of the brakes and their calculations. The second part is focused on the design of the selected brake. All 3D models and manufacturing drawings were created using Unigraphics NX 5.7</p>
KEY WORDS	drum brake, backing plate, lining, shoe brake, model

Obsah

I. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	8
1. Úvod.....	9
1.1 Rozdělení bubnových brzd.....	9
1.1.1 Bubnové brzdy jednonáběžné (simplex).....	10
1.1.2 Bubnové brzdy dvounáběžné (duplex).....	10
1.1.3 Bubnové brzdy obousměrné dvounáběžné se spřaženými čelistmi (duo-servo).....	10
1.1.4 Bubnové brzdy s S-vačkou.....	11
1.1.5 Bubnové brzdy klínové.....	11
1.2 Používání bubnových brzd.....	11
1.2.1 Z hlediska výskytu.....	11
1.2.2 Z hlediska jízdních podmínek.....	11
1.3 Seřizování brzdových čelistí bubnové brzdy.....	12
1.3.1 Manuální seřizovače.....	12
1.3.2 Automatické seřizovače.....	12
1.4 Bubnové parkovací brzdy.....	13
1.5 Materiály brzdového obložení.....	13
1.5.1 Struktura materiálu obložení.....	13
1.5.2 Tření a klasifikace obložení.....	14
1.5.3 Funkční požadavky na obložení.....	15
2. Teorie výpočtů bubnové třecí brzdy.....	17
2.1 Rozložení tlaku na obložení.....	17
2.2 Opotřebením obložení.....	19
2.3 Analýza brzdového momentu bubnových brzd.....	21
2.3.1 Samoposilující a samouzamykatelný účinek.....	21
2.3.2 Brzdový faktor dvounáběžné brzdy s čepem na každé čelisti.....	23
2.3.3 Brzdový faktor Duo-servo brzdy s kluznou podpěrou.....	25
2.3.4 Brzdový faktor vzduchové S-vačkové brzdy.....	26
3. Aplikace pro konkrétní parametry brzdy.....	27
4. Konstrukční návrh vybrané části brzdy.....	32
4.1 Štít brzdy.....	32
4.2 Náběžná a úběžná čelist.....	33
4.3 Vačka brzdy.....	34

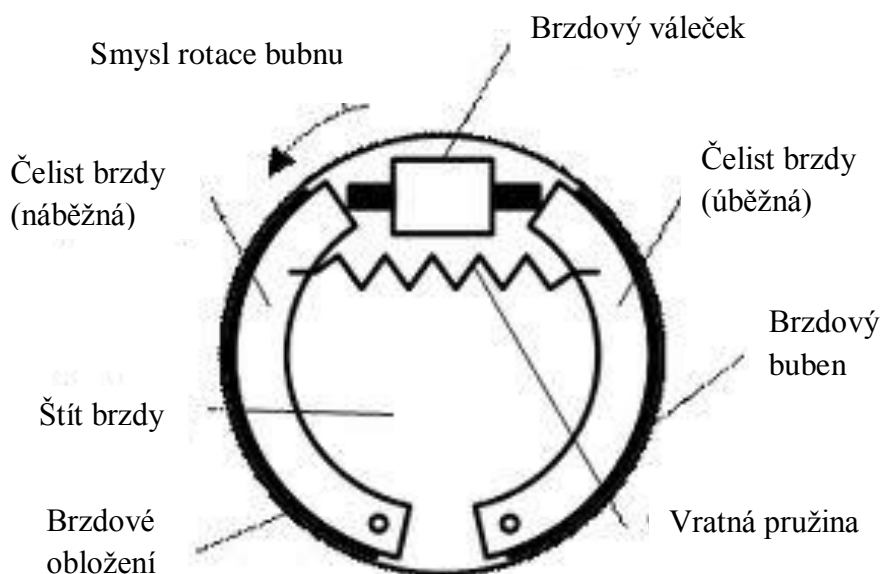
4.4	Rozpěrná páka.....	34
5.	Shrnutí, závěr.....	35
II.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	36
III.	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	37
IV.	SEZNAM PŘÍLOH.....	38

II. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

ε	[-]	poměrné stlačení
dL	[m]	stlačení obložení
dL_0	[m]	původní tloušťka obložení
p	[Pa]	tlak
E	[Pa]	modul elasticity
k	[-]	konstanta pro určení rozložení tlaku mezi bubnem a obložením
c	[Pa]	konstanta maximálního tlaku mezi bubnem a obložením
α	[°]	úhel obložení
φ	[rad]	úhel na čelisti
F_n	[N]	normálová síla
F_t	[N]	třecí síla
F_p	[N]	síla pružiny
S_o	[m ²]	plocha obložení
k_1	[sm ⁴ /N]	konstanta opotřebení
v_1	[m/s]	kluzná rychlost
w_1	[m ³]	opotřebení obložení
μ_L	[-]	třecí koeficient bubnu
k_2	[sm ⁴ /N]	konstanta opotřebení
F_a	[N]	aplikační síla
BF	[-]	brzdový faktor
S	[-]	citlivost brzdového bloku
m	[kg]	hmotnost
m_n	[kg]	jmenovitá nosnost paletového vozíku
m_v	[kg]	vlastní hmotnost paletového vozíku
f	[-]	koeficient tření
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
a	[m]	charakteristický rozměr
b	[m]	charakteristický rozměr
c	[m]	charakteristický rozměr
h	[m]	charakteristický rozměr

1. Úvod

Bubnová třecí brzda je nedílnou součástí mnoha dopravních a manipulačních prostředků. V následujících kapitolách budou mnohokrát uvedeny základní části bubnové brzdy znázorněné na obrázku 1. Tedy štít brzdy, vratná pružina, brzdové obložení, brzdový váleček a čelisti brzdy. Čelisti brzdy se dále rozlišují na náběžnou a úběžnou v závislosti na smyslu rotace bubnu a jejich uložení.



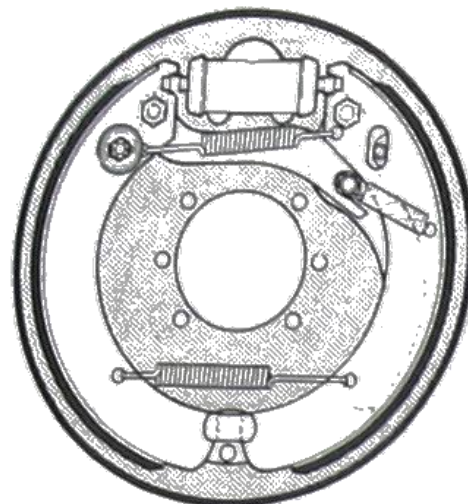
Obrázek 1 Základní schéma s popisem jednotlivých částí brzdy. [5]

1.1 Rozdělení bubnových brzd

Třecí brzdy používané v dopravním průmyslu a jako součást manipulační techniky mohou být rozděleny na radiální nebo bubnové a axiální nebo kotoučové. Podle brzdových čelistí se dále dělí v závislosti podle uspořádání na jednonáběžné, dvounáběžné a obousměrné dvounáběžné se spřaženými čelistmi a další. Bubnové brzdy jsou dále děleny v závislosti podepření nebo ukotvení čelistí na čelisti podepřené souběžně, nakloněné posuvnými podpěrami nebo na otočné. Posuvná podpěra podepírá vrchol čelistí, ale umožňuje jejich posuv vzhledem k pevně uchycené podpěře. Ovládání brzdového ústrojí může být seskupeno do ovládání hydraulického válce kola, klínu, vačky a mechanických pák. [1]

1.1.1 Bubnové brzdy jednonáběžné (simplex)

Brzda tohoto typu má čelisti ukotvené na štítu brzdy nebo má každá z čelistí vlastní podpěru. Hlavní součásti jsou dvojčinný brzdový váleček, písty, těsnicí manžeta, pryžová zátka, brzdové čelisti, rozpěrka ruční brzdy, lano ruční brzdy, samonatačecí výstředník brzdové čelisti a vratná pružina. Základní schéma je zobrazeno na obrázku 1. Tato konstrukce je značně používána u zadních brzd osobních automobilů a lehkých nákladních vozidel. Do určité doby u vozidel s přední řídicí nápravou byly používány tyto brzdy na zadních kolech poměrně často, v dnešní době je toto uspořádání na ústupu. Výhodou

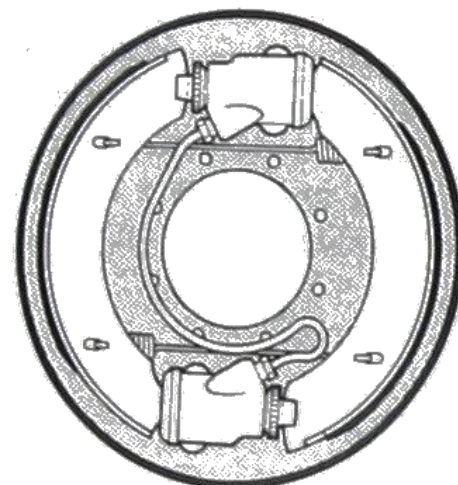


Obrázek 2 Schéma jednonáběžné bubnové brzdy simplex. [1]

tohoto konceptu je nízká citlivost obložení na třecí změny, a tudíž stabilní produkce brzdného točivého momentu. Tyto brzdy mají stejnou účinnost brzdění pro oba směry rotace. [1]

1.1.2 Bubnové brzdy dvounáběžné (duplex)

Stejně jako u jednonáběžné brzdy jsou její čelisti buď ukotvené na štítu brzdy, nebo má každá vlastní podpěru. Hlavní části jsou zde brzdové válečky, písty, těsnicí manžeta, zátka-prachovka, brzdové čelisti, stranové upevnění čelisti, vratné pružiny, samonatačecí výstředník brzdové čelisti a spojovací trubice brzdových válečků. Schéma je uvedeno na obrázku 2.

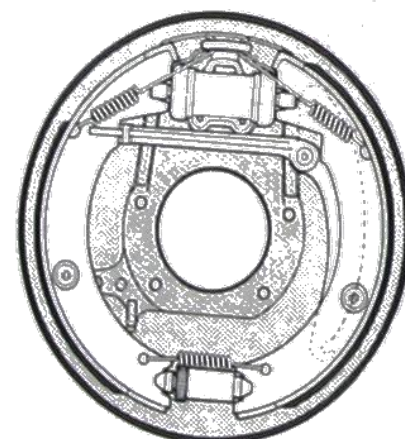


Součásti jsou zde stejné jako u brzdy simplex až na to, že má dva brzdové válečky namísto jednoho, které přitlačují každou čelist zvlášť, a zároveň tvoří každý váleček oporu pro druhou čelist. Brzdný účinek při jízdě vpřed je zde větší než u jednonáběžných, ale při jízdě vzad menší. [1]

Obrázek 3 Schéma dvounáběžné bubnové brzdy duplex. [1]

1.1.3 Bubnové brzdy obousměrné dvounáběžné se spřaženými čelistmi (duo-servo)

Základní schéma je uvedeno na obrázku 3. U této brzdy je na nosném kotouči ukotvena pouze sekundární čelist, nejčastěji pomocí čepu. Primární čelist je tlačena proti spodku sekundární a tím se zvyšuje efektivita točivého momentu. Reakce síly primární čelisti na její spodek je využita jako síla působící na sekundární čelist tlačení skrz seřizovací mechanismus. Hlavní výhodou této brzdy je její vysoký brzdný točivý moment nebo brzdný faktor pro danou vstupní sílu z brzdového válečku, který tlačí čelisti od sebe. Hlavní nevýhodou je velké kolísání brzdného momentu pro malé změny třecího



Obrázek 4 Schéma duo-servo brzdy.[1]

koeficientu obložení. Například, zvýší-li se třecí koeficient obložení o 15 % kvůli vlhkosti, termálním podmínkám nebo jiným faktorům může to vyústit ve zvýšení točivého momentu o 40 až 50 %. Toto drastické nechtěné zvýšení brzdového momentu může způsobit předčasné „zaseknutí“, brzd, a tudíž ztrátu kontroly vozidla během brzdění. [1]

1.1.4 Bubnové brzdy s S-vačkou

S-vačka používá konstrukci jednonáběžných brzd. Zde čelisti konají pohyb pomocí mechanického ústrojí, které se uvádí do pohybu pomocí rotačního pohybu vačky ve tvaru S, která je patrná na obrázku 5. Hlavní součásti této brzdy jsou náběžná a úběžná

čelist, S-vačka, volný automatický seřizovač a brzdová vzduchová komora. Rotace vačky tlačí válečky, upnuté na hrotech čelistí, od sebe. Díky geometrii vačky bude mít působící síla na náběžnou čelist

od její osy rotace kratší rameno než u úběžné čelisti, což má za následek téměř jednotné opotřebení obou čelistí a tím i delší životnost brzdového obložení. S-vačkové brzdy jsou jednoduché a silné. Mohou být velmi snadno kontrolovány a udržovány. Hlavními nevýhodami jsou slabé zastavování, omezený brzdový faktor a nutnost velmi těsného seřízení. [1]



Obrázek 5 S-vačková bubnová brzda. [2]

1.1.5 Bubnové brzdy klínové

Klínová brzda je znázorněna na obrázku 6. Používá buď jednonáběžné schéma čelistí nebo dvounáběžné.

Klín zde působí na špičky obou čelistí a tím tlačí brzdové obložení proti bubnu. Jednonáběžná schémata brzdy používají jednu brzdovou komoru, dvounáběžné dvě. Jedním z přínosů této brzdy je ucelený automatický seřizovač, který zajišťuje

optimální vůli mezi bubnem a obložení. Další výhodou oproti S-vačkovým brzdám je vyšší brzdový faktor, a tudíž větší kompaktní velikost a menší hmotnost. [1]



Obrázek 6 Bubnová klínová brzda. [3]

1.2 Používání bubnových brzd

1.2.1 Z hlediska výskytu

Bubnové brzdy se převážně vyskytují ve vzduchovém provedení na středních a těžkých nákladních vozidlech, traktorech a přívěsech. Přes 90 % těžkých vozidel vybavených vzduchovými brzdami používají buď S-vačkové, nebo klínové základní schéma ovládání. V některých případech se používají brzdy s plochými vačkami. Ty jsou primárně umístěny na přední nápravě. [1]

1.2.2 Z hlediska jízdních podmínek

Když je seřizovač (viz níže) na kritické úrovni, která často nezjistí ani technik, tepelná roztažnost bubnu a zeslabené brzdové obložení může způsobit neúčinnost brzdění u

nákladních vozidel. Tepelné podmínky nemusí zahrnovat výhradně brzdné teploty spojené s jízdou nákladního vozidla z kopce. Prosté opouštění dálnice při rychlosti 80 až 100 km/h může být dostatečné na to, aby vozidlu takzvaně “došly brzdy“ nebo více specificky došel zbývající pojezd táhla. Získání odpovídajícího pojezdu táhla může být zajištěno pomocí automatických seřizovačů. Automatické seřizovače jsou standardní výbavou na všech S-vačkově vybavených nákladních vozidlech a přívěsech. [1]

1.3 Seřizování brzdových čelistí bubnové brzdy

Seřizovače slouží k tomu, aby se udržovala optimální vzdálenost mezi brzdovým obložením a bubnem nebo mezi podložkou a rotorem. Seřizování je nutné z důvodu opotřebování obložení. Jelikož vratné pružiny zatáhnou čelisti až na doraz do jejich plně zasunuté polohy, s přibývajícím opotřebením obložení se zvyšuje vůle mezi čelistmi a bubnem. Proto se nastavováním pohybuje dorazem směrem k bubnu, aby se zabránilo nadměrným zpátečním pohybům čelistí. [1]

1.3.1 Manuální seřizovače

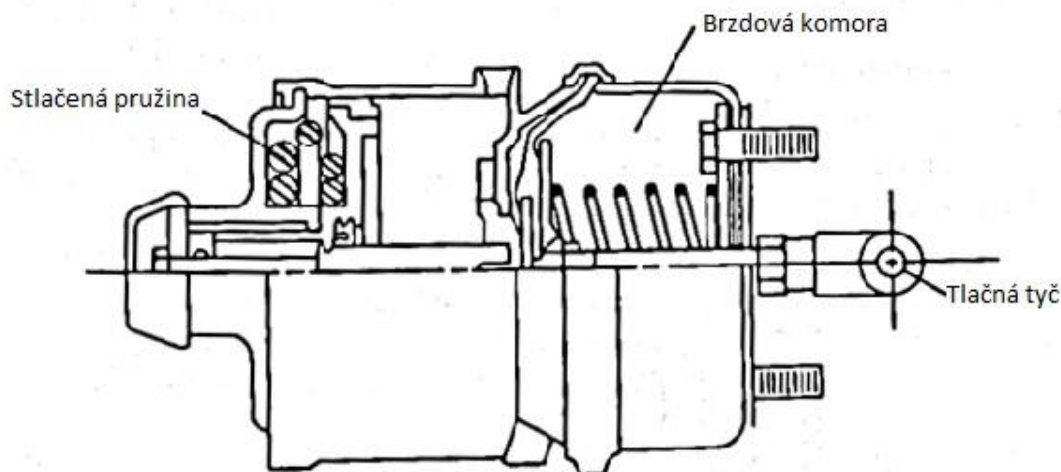
Manuální seřizovače by měli být nastavovány pouze, když je brzda vychladlá a je uvolněná ruční brzda. Seřizovací mechanismus může být umístěn na čelisti u brzdového válečku nebo u pevné či pohyblivé podpěry. Časté točení šroubu dovnitř nebo ven posouvá konce zdvihátek k brzdovým čelistem. Manuální seřizovače jsou v dnešní době používány vzácně. [1]

1.3.2 Automatické seřizovače

Automatické seřizovače jsou navrženy tak, aby udržovaly vůli mezi bubnem a obložením v optimální hodnotě. Některé bubnové brzdy využívají bimetalické teplotní senzory, aby zabránily nechtěnému nadměrnému seřízení při dočasném rozpínání bubnu vlivem teploty. Několik různých mechanismů včetně jednoduchého západkového typu byly navrženy, aby zajistily minimální vůli k zabránění povytažení bubnu, když jsou brzdy uvolněny. Až 50 seřízení může být nutných k udržení patřičné vůle během životního cyklu obložení. S patřičnou údržbou každých 30 až 50 tisíc mil snižují potřebu rutinního manuálního seřízení, snižují dobu zastavení vozidla a zvětšují bezpečnost. [1]

1.4 Bubnové parkovací brzdy

Hlavním účelem obecné parkovací brzdy je zabránění samovolnému pohybu vozidla obzvláště na svahu. Parkovací brzdy obvykle používají stejné bubnové součásti a součásti obložení jako provozní brzdy, ale mají různé části pro používání brzdových čelistí. Bubnové brzdy jsou vhodné k použití jako parkovací. Díky vysokému výkonu točivého momentu jsou duo-servo (viz kapitola 1.1.3) velmi vhodné pro těžká vozidla. V minulosti používala středně těžká nákladní vozidla vnitřní čelisti namontované na hnacím hřídeli nebo vnější pásové brzdy. Vzduchové S-vačkové nebo klínové brzdy používají stlačené mechanické pružiny jako zdroj síly pro parkovací účely, jak je znázorněno na obrázku 7. Dvojitá komora se skládá z řádné provozní brzdové komory a komory obsahující stlačenou pružinu. Když stlačený vzduch, který pružinu stlačuje, povolí nebo je vypuštěn, pružina se roztáhne a začne tlačit čelist proti bubnu. Vzduchové brzdy s pružinou neposkytují vozidlu žádné brzdové schopnosti, pokud nejsou brzdy řádně seřizené. Klínové pružinové brzdy se používají ve spojení s hydraulickými bubnovými brzdami pro nákladní vozidla jen výjimečně. [1]



Obrázek 7 Brzdová komora s pružinovou brzdou. [1]

1.5 Materiály brzdového obložení

Materiály brzdového obložení jsou důležitou součástí pro bezpečnost a konzistentní výkon brzdového systému vozidla. Jelikož mnoho údajů je součástí obchodního tajemství, následující kapitoly udávají pouze základní přehled.

1.5.1 Struktura materiálu obložení

Dnešní automobilová obložení jsou buď azbestová (organická), polokovová nebo bezazbestové materiály. Následující definice jsou běžně používány pro klasifikaci různých složení obložení:

Azbestová obložení obsahují alespoň nějaké množství azbestového materiálu, ale jako matice používají organické pojivo. Avšak vzhledem k jejich nepříznivým účinkům na lidské zdraví je používání těchto obložení od poloviny devadesátých let zakázáno. [1]

Bezazbestová obložení se skládají ze tří základních částí: z vlastní hmoty nebo matice, která drží obložení pohromadě (fenolové materiály); z vláken zajišťujících sílu (ocelová vlákna nebo vlákna jiných kovů) a z modifikátorů pro kontrolu tepelné vodivosti (měď nebo podobné kovy). Vzhledem k jejich kovovému obsahu jsou bezazbestová obložení běžně označovány jako polokovové. [1]

Základní struktura složení obložení spadá do následujících čtyř skupin:

Vlákna zajišťují potřebnou tuhost a pevnost obložení. Pro vysoko teplotní třecí materiály zajišťují také teplotní pevnost. Vláknové materiály mohou být složeny z azbestu, ocelové vlny nebo aramidových vláken. [1]

Plniva jsou laciné minerály, které prodlužují životnost obložení, vyplňují prostor a snižují náklady. Materiály plniva jsou baryt, jíl, uhličitán vápenatý nebo v případě kovových obložení jemně mleté kovové prášky. Plniva mohou způsobit poškrábání a udělat rýhy na třecím povrchu rotoru. [1]

Pojiva jsou lepidla, která drží materiál obložení pohromadě. Jako pojivé materiály jsou nejčastěji používány fenol formaldehydy. K vytvrzování pojiva dochází při teplotách až do 230°C po dobu několika hodin. Není-li dosaženo úplného vytvrzení, vede to ke snížení tepelné odolnosti. [1]

Třecí modifikátoři jsou většinou elastomery, které zlepšují mechanické vlastnosti a vlastnosti opotřeбенí, vulkanizační činidla a jiná ovlivnění třecí úrovně. Aby se kontrolovaly abrazivní vlastnosti a vyčistily se povrchy rotoru, přidávají se mosaz, zinek nebo jiné kovy. [1]

1.5.2 Tření a klasifikace obložení

Všechna obložení se začínají opotřebovávat na třecím povrchu kvůli vysokým teplotám, které vznikají z procesů generujících teplo. Vzhledem k nerovnoměrnému rozložení tlaku mezi bubnem a obložení nebudou ani rovnoměrné teploty mezi kontaktními plochami. Oblasti s vyššími teplotami budou mít nižší úroveň tření, než ty s nižšími teplotami. Přesné určení třecího koeficientu rotoru není v současné době možné. Ačkoliv již existují přesné odhady založené na testovaných datech. [1]

Základní návrh brzdového systému je založen na výkonu brzdového momentu dosaženého s brzdami při chladných teplotách. Brzda je považována za chladnou je-li její teplota menší než 366K. Většina třecích koeficientů obložení se zvýší, když teplota brzdy vyrostе zhruba na 432K až 473K. Při zvýšených teplotách kolem 523K až 588K a vyšších mají obložení tendenci slábnout. To znamená, že jejich třecí koeficient klesne pod svoji chladnou hodnotu. A protože brzdový systém musí bezpečně fungovat za všech předvídatelných provozních podmínek, výběr vhodného materiálu pro obložení může být problém, zejména pro bubnové brzdy. [1]

Byly vyvinuty zkušební postupy pro měření tření obložení při různých teplotách. Postup SAE J661 se používá k určení chladných (366K) a teplých (588K) úrovní tření materiálových vzorků. K označení chladných a teplých třecích koeficientů se používají dvě písmena. První

písmeno označuje průměrnou hodnotu normálního (chladného) tření, druhé teplého tření. Čím vyšší písmeno, tím vyšší koeficient tření:

C odkazuje na třecí koeficienty nižší než 0,15

D 0,15 až 0,25

E 0,25 až 0,35

F 0,35 až 0,45

G 0,45 až 0,55

H nad 0,55

Z nezařazené

Na příklad, hrana obložení s kódovým označením FE označuje, že normální třecí koeficient je v rozmezí 0,35 až 0,45, a když je zahřátá na 588K tak mezi 0,25 až 0,35. [1]

Je důležité uznat, že klasifikace obložení SAE J661 se používá pro poměrně široké rozsahy třecích koeficientů a to může způsobit chyby při použití v návrhové analýze existujícího brzdového systému. Výpočty určující sekvenci zaseknutí brzdy vyžadují přiměřeně přesné výpočty brzdového faktoru, a tudíž i třecího koeficientu obložení. Prosté použití nějaké hodnoty v stanoveném rozsahu písma (viz výše) je nepřijatelné, protože minima skutečně měřených průměrů třecích koeficientů použitých k stanovení třecího rozsahu, by měly být stanoveny v návrhové analýze. Jelikož jsou testovány pouze vzorky obložení o rozměrech 2,54 na 2,54 mm (1 palec na 1 palec), mohou existovat další rozdíly mezi klasifikací a efektivitou třecího koeficientu obložení vyzkoušeným na bubnové brzdě. [1]

Na účinnost třecího koeficientu má také vliv vlhkost. Třecí koeficient je vyšší při zvýšené vlhkosti než suchých podmínkách a je nižší při smočení brzd vodou. [1]

1.5.3 Funkční požadavky na obložení

Opotřebení obložení by mělo být minimální, ale bude se to lišit od řidiče k řidiči. V běžných jízdních podmínkách se očekává, že obložení bubnových brzd vydrží 50 000 až 80 000 km. Ovšem určité množství malého opotřebení je žádoucí, aby možné zbytky od koroze a materiálové usazeniny vzniklé prudkým brzděním byly odstraněny během normálního brzdění. [1]

Brzdová obložení by měla mít určité množství pórovitosti, aby se snížil efekt vody na koeficient tření. Tyto porézní otvory by neměly ukládat nečistoty jako například sůl nebo částice opotřebení, které by mohly ovlivnit tření. Kovové součásti materiálu obložení ve spojení s vodou budou korodovat povrch rotoru. Ačkoliv u vozidel, která jsou používána každý den, brzdové teploty vypaří jakoukoliv přítomnost vody, u vozidel, která nejsou dlouhou dobu používána, může prostředí bohaté na vlhkost způsobit závažné korozivní problémy brzdových rotorů. Elektrochemické reakce proniknou do dostatečné hloubky a změni povrch rotorů. Výsledkem jsou hlasité brzdy a vibrace nebo pulzace brzdového pedálu,

kteřé se dají odstranit pouze instalací nových rotorů. U většiny případů, soustružení nebo broušení rotoru neodstraní problém natrvalo. [1]

Třecí modifikátory, přidané do základního materiálu obložení pro zlepšení výkonu brzd, se mohou za určitých lokálních tepelných podmínek nahromadit jako usazeniny v třecím povrchu obložení. Jsou dlouhé až do 6 mm a přibližně 1,5 mm široké. Jelikož jsou tvrdé, bude povrch rotoru vykazovat známky značné abraze, což zapříčiní brzkou výměnu obložení. Problém může být zmírněn používáním méně agresivních modifikátorů a zlepšením metod produkce materiálů obložení. Mechanická pevnost obložení má dvojnásobnou důležitost, jmenovitě pevnost odolat vnějšímu zatížení a zajištění strukturální integrity. [1]

Mechanická pevnost obložení, často měřená pomocí své smykové pevnosti, je určena hlavně obsahem vláken a povrchovou oblastí na jednotku hmotnosti. Azbest má povrchovou oblast až do 30 m²/g. Náhradní vlákna byla vyvinuta, aby se dosáhlo poloviční ceny azbestových, nicméně za poměrně vysoké náklady. Strukturální integritou se dosahuje minimalizace zbytkových pnutí a tepelné roztažnosti a zvýšení tepelné odolnosti. Ačkoliv jsou azbesty nahrazovány bezazbestovými materiály, mají většinu uvedených požadavků. [1]

Vibrace jsou během brzdění způsobeny kolísáním brzdového momentu, které vychází z rotoru brzdy s nestejnou tloušťkou nebo z bubnu. Změny tloušťky jsou způsobeny mnoha faktory včetně výroby nebo údržby defektů, materiálovými usazeninami na povrchu rotoru, který přichází do kontaktu s obložení, a lokalizovanými metalurgickými změnami, které vyúsťují v nehladký povrch způsobený extrémními termálními podmínkami. Celé to potom může skončit ztrátou kontroly nad vozidlem kvůli kolísání brzdového momentu blízkého vlastní frekvenci materiálu. Obecně, při pomalém brzdění po dlouhý časový úsek z vysokých rychlostí vznikne více vibrací než při efektivním prudkém zabrzdění za krátký časový úsek. U tlumících materiálů se schopností potlačit vibrace jsou brzdy hlučné a skřípají. Dokonce i u materiálů s optimální tlumící charakteristikou se může skřípot částečně objevit za suchých jízdních podmínek. [1]

2. Teorie výpočtů bubnové třecí brzdy

2.1 Rozložení tlaku na obložení

Buben nebo rotor by měl vydržet 2 až 3 řady obložení než jsou natolik opotřebované, aby byly vyměněny. Za předpokladu, že buben a brzdové čelisti jsou tuhé a dochází k deformaci uvnitř materiálu obložení, stlačení obložení ústí v posuv čelisti proti bubnu. To se měří pomocí úhlu rotace čelisti okolo jejího čepu a souvisí se zatížením a původní tloušťkou obložení d_{L0} podle:

$$\varepsilon = \frac{d_L}{d_{L0}} \quad (2.1_1)$$

kde d_L = stlačení obložení [mm]

d_{L0} = původní tloušťka obložení [mm]

ε = poměrné stlačení materiálu obložení [1]

Pokusy ukázaly, že tlak p je přibližně přímo úměrný napětí. To znamená, že Hookův zákon je platný za předpokladu, že nebudou působit příliš velké tlaky. Skutečné rozložení tlaku mezi obložení a bubnem je dáno vztahem:

$$p = E\varepsilon = E(a\varphi/d_{L0}) \sin \varphi \quad (2.1_2)$$

a

$$p = c \left(e^{\frac{k a \varphi \sin \varphi}{d_{L0}}} - 1 \right) \quad (2.1_3)$$

kde a = brzdový rozměr [mm]

c = konstanta maximálního tlaku mezi bubnem a obložení [N/m²]

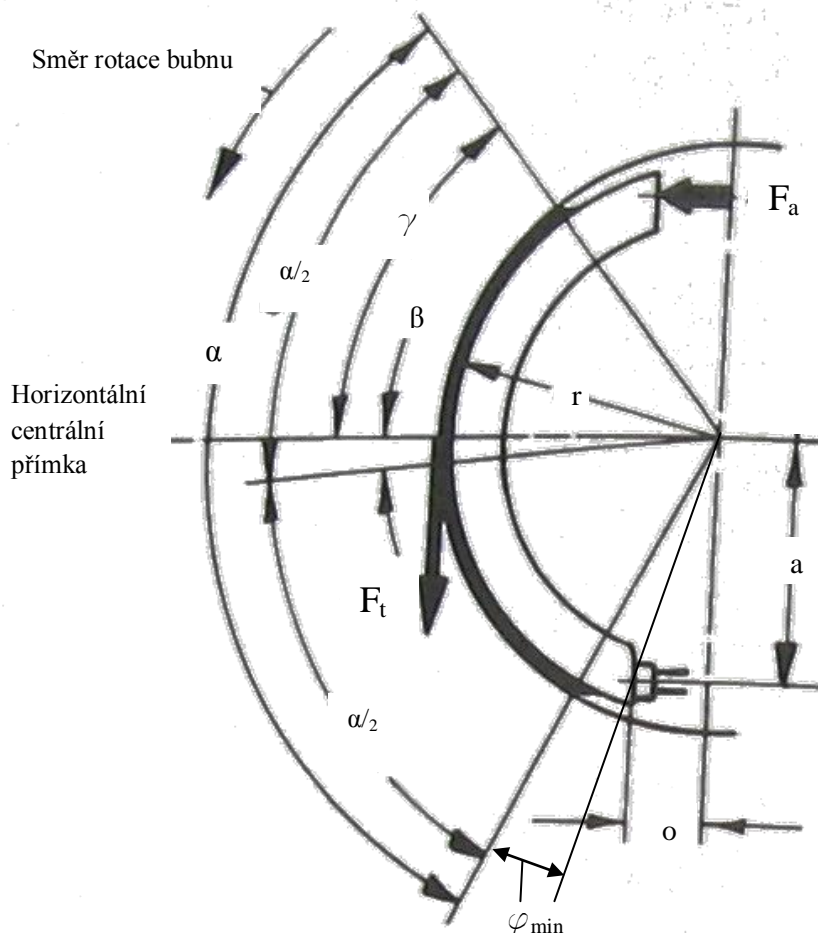
E = modul elasticity [N/m²]

k = konstanta pro určení rozložení tlaku mezi bubnem a obložení

ε = poměrné stlačení materiálu obložení

α = úhel obložení [°]

φ = úhel na čelisti [rad] [1]



Obrázek 8 Znázornění některých prvků z (1.4_2) a (1.4_3) na náběžné čelisti s rovnoběžnou kluznou podpěrrou. [1]

Obrázek 8 udává, co znamenají veličiny α , a , a φ . Zde je pouze uvedeno φ_{\min} , ale kdyby bylo potřeba znát φ_{\max} , tak je to součet α a φ_{\min} . Samotné obecné φ leží mezi těmito hodnotami. Hodnota φ_{\min} se obvykle pohybuje lehce nad 10° a maximální hodnota φ je při 90° , jelikož se tlak podél čelisti rozkládá sinusově a při $\sin(90^\circ)$ má nejvyšší hodnotu. Na obrázku jsou také uvedeny veličiny β , γ , F_t , F_a a o , které jsou blíže popsány v jiné kapitole. Při vyhodnocování výsledků rozložení tlaku se předpokládá, že rameno brzdové čelisti je tuhé a že tlak je přímo závislý na vzdálenosti od čepu popřípadě podpěry nebo jiného počátečního uchycení. [1]

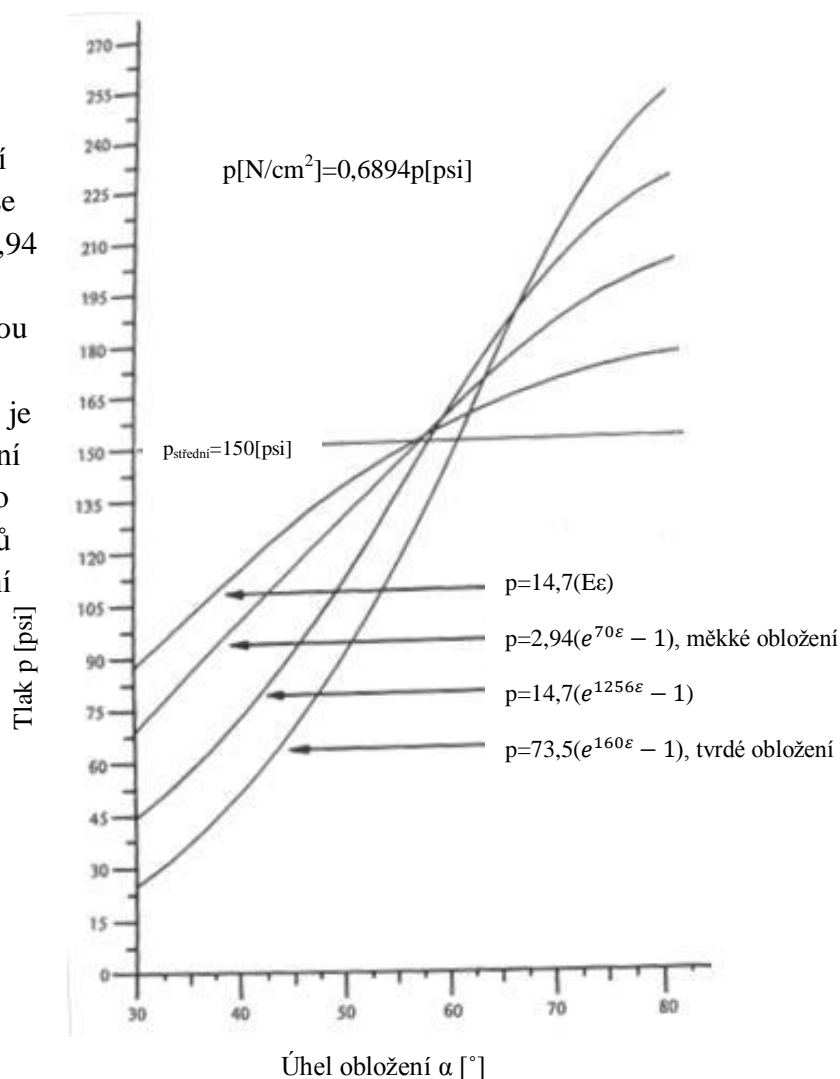
Pro celkový tlak mezi bubnem a obložením platí vztah:

$$p = \frac{F_n}{S_o} \quad (2.1_4)$$

kde F_n = normálová síla působící na plochu obložení

S_o = plocha obložení, která se dotýká s bubnem

Výsledky získané pro několik obkladových materiálů s různým elastickým chováním jsou graficky znázorněny na obrázku 9. Zkoumání tohoto grafu odhalí, že konstanta c se mění v rozsahu $0,2$ a $5 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ ($2,94$ a $73,5 \text{ psi}$) pro testovaná obložení. Informace získané z obrázku 9 mohou být použity na spočítání přibližných hodnot napětí. Při úhlu obložení 50° je poměrné stlačení ε měkkého obložení zhruba $0,05$, u tvrdého obložení je to $0,005$. Odpovídající hodnoty modulů elasticity pro měkká a tvrdá obložení se pohybují v rozmezí $165 - 1200 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ ($2400 - 17\,500 \text{ psi}$). [1]



Obrázek 9 Změřená různá rozložení tlaků přes úhel obložení pro různá obložení. [1]

2.2 Opotřebení obložení

Pokud je známo chování opotřebení materiálu obložení, může se určit rozložení tlaku podél obložení. Detaily analýzy jsou složité, proto jsou zde uvedena pouze některá základní fakta. Pro opotřebení otočné náběžné čelisti platí vztah:

$$w_1 = k_1 \mu_L p v_1 \quad (2.2_1)$$

kde k_1 = konstanta opotřebení [sm^4/N]

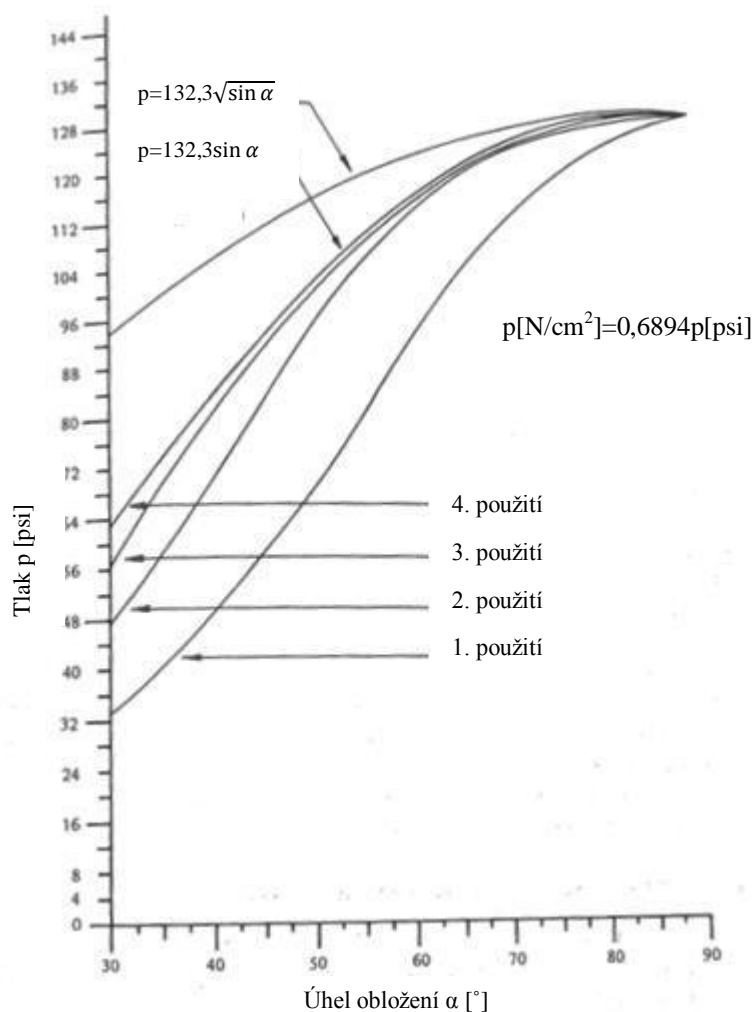
p = tlak [N/m^2]

v_1 = kluzná rychlost [m/s]

w_1 = opotřebení obložení [m^3]

μ_L = třecí koeficient obložení bubnu

Rovnice (2.1_3) udává, že sinusově rozložený tlak se vyskytuje podél brzdového obložení. Rozložení tlaku je získané analyticky po následném brzdění, a proto je na obrázku 10 znázorněno opotřebení. Zkoumání tohoto grafu ukazuje, že sinusové rozložení $p=9,1 \times 10^5 \sqrt{\sin \alpha} \text{ N/m}^2$ ($p=132,3\sqrt{\sin \alpha} \text{ psi}$) vzniká po 11 brzdovém obložení. [1]



Obrázek 10 Spočítané rozložení tlaků jako funkce opotřebení po následném brzdění. [1]

Pro opotřebení platí vztah:

$$w = k_2 \mu_L p^2 v_1^2 \quad (2.2_2)$$

kde $k_2 =$ konstanta opotřebení [$\text{s}^2 \text{m}^5 / \text{N}^2$]

$w =$ opotřebení obložení [m^3]

$v_1 =$ kluzná rychlost [m/s]

Zkoumání křivek z obrázku 10 ukazuje, že nové brzdy budou mít jiné rozložení tlaku než brzdy v provozu. Pro přesnou předpověď rozložení tlaku, a tudíž i brzdového momentu, je nezbytné znát jak vztah pro opotřebení tak elastické chování materiálu obložení. Je to založené na faktu, že se rozložení tlaku mění během doby záběhu. [1]

Nové nebo nevyleštěné (někdy řečené zelené) brzdy mohou mít drastický efekt na stabilitu vozidla. Částečně ve spojení se zadními duo-servo brzdami, kde variace rozložení tlaku s opotřebením může zvýšit brzdný moment, a tím pádem i možnost předčasného zaseknutí

zadní brzdy. Zelené nebo ne zcela vyleštěné bubnové brzdy často vykazují vyšší brzdový moment než ty vyleštěné. [1]

2.3 Analýza brzdového momentu bubnových brzd

2.3.1 Samoposilující a samouzamykatelný účinek

Na obrázku 11 je znázorněn jednoduchý brzdový blok s náběžnou čelistí. Síla F_a tlačí na špičku čelisti, která následně tlačí brzdový blok proti bubnu. Následnou rotací bubnu proti směru hodinových ručiček vzniká třecí síla F_t . [1]

Momentová rovnováha kolem čepu čelisti (bodu A) se vyjádří

$$-F_a h - F_t c + \frac{F_n b}{\mu_L} = 0 \quad (2.3_1)$$

kde b = brzdový rozměr [mm]

c = brzdový rozměr [mm]

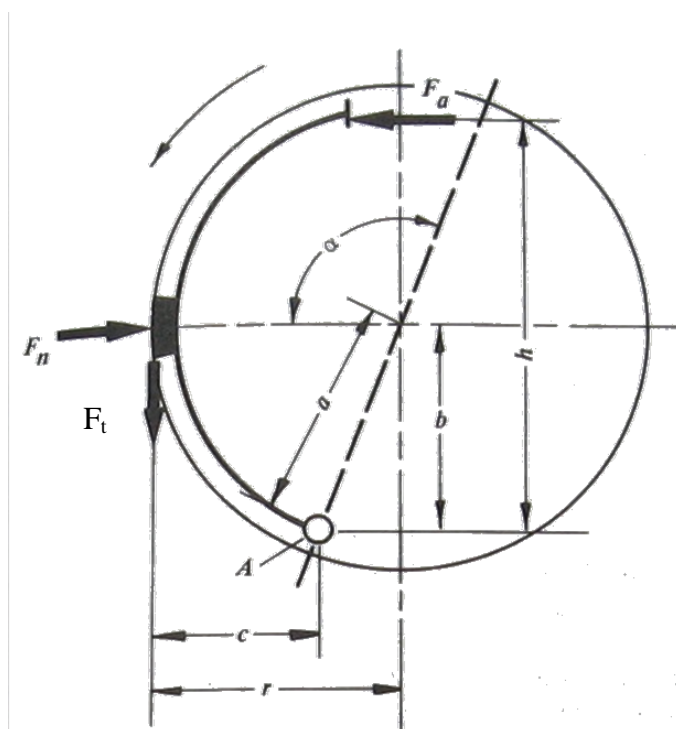
h = brzdový rozměr [mm]

μ_L = třecí koeficient na rozhraní čelist buben [1]

Poměrem třecí síly F_t a aplikační síly F_a se vyjadřuje brzdový faktor BF náběžné čelisti jako:

$$BF = F_t / F_a = \mu_L h / (b - \mu_L c) \quad (2.3_2)$$

Zkoumání obrázku 11 odhaluje, že bubnové tření pootáčí brzdovou čelistí tak, že se zvýší normálová síla brzdové čelisti tlačící proti bubnu. Toto dodatečné zvýšení normálové síly se nazývá samoposilující účinek brzdy. [1]



Obrázek 11 Schéma pro samoposilovací efekt v bubnové brzdě. [1]

Třecí koeficient obložení, při kterém je jmenovatel rovný 0, je pro brzdovou geometrii dán poměrem b/c (viz obrázek 11) označený jako μ_{Linf} . Pokud skutečný třecí koeficient bude rovný tomuto μ_{Linf} , pak bude v brzdě působit stále rostoucí samoposilující účinek dokud se brzda zasekne. Dokonce ani odstranění aplikační síly by neuvolnilo čelist od bubnu. Ačkoliv zaseknutí není problém dokud je $b > c$, je třeba dbát na to, aby třecí faktory ani geometrie brzdy neumožnily vznik tohoto jevu. [1]

Pro opačnou rotaci než jak je znázorněno na obrázku se náběžná čelist změni na úběžnou. Třecí síla by směřovala opačným směrem a měla by tendenci oddalovat čelist od bubnu a tím snižovat účinek aplikační síly F_a . Brzdový faktor úběžné čelisti je dán rovnicí (2.3_2) až na to, že ve jmenovateli je znaménko mínus nahrazeno znaménkem plus. To vyjadřuje snížení brzdového faktoru při zvýšení třecích koeficientů. [1]

Totální brzdový faktor jednonáběžného brzdového bloku je dán přidáním brzdových faktorů každé čelisti tedy:

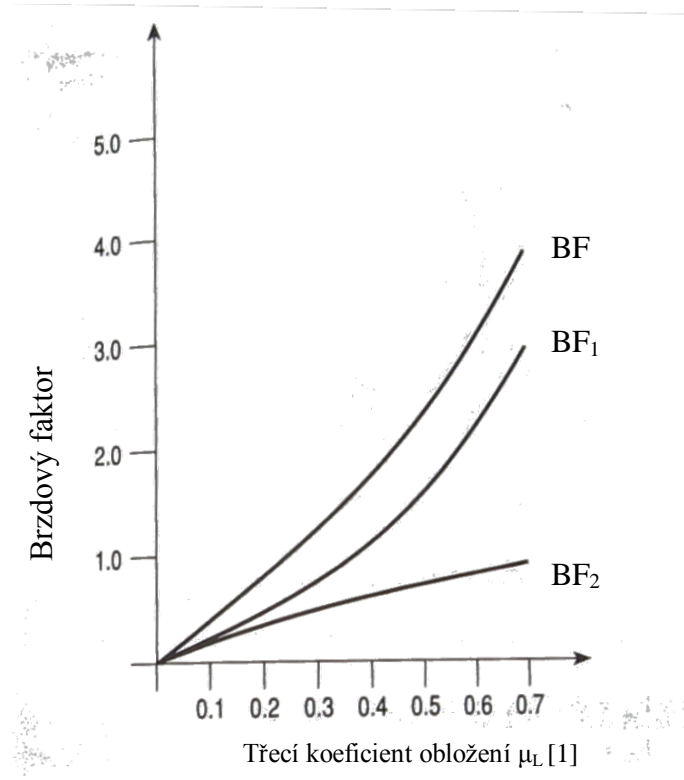
$$BF = \frac{2\mu_L h/b}{1 - (\mu_L c/b)^2} \quad (2.3_3)$$

Koeficient tření, při kterém brzdový faktor celé brzdy bude nekonečný, je stejný jako pro samotnou náběžnou čelist tedy $\mu_L = b/c$. Toto je očekáváno, jelikož úběžná čelist se nepodílí na efektu zaseknutí. [1]

Citlivost brzdového bloku S je dána derivací brzdového faktoru třecím koeficientem:

$$S = \frac{d(BF)}{d(\mu_L)} = \frac{2h/b[1 + (\mu_L c/b)^2]}{[1 - (\mu_L c/b)^2]^2} \quad (2.3_4)$$

Brzdový faktor pro křivku s parametry $h=200$ mm, $b=100$ mm a $c=75$ mm je znázorněn na obrázku 12. Samoposilující účinek je jasně znatelný jako zvýšení rostoucího průběhu křivky. [1]



Obrázek 12 Brzdový faktor pro náběžnou čelist BF_1 , úběžnou čelist BF_2 a celkový BF. [1]

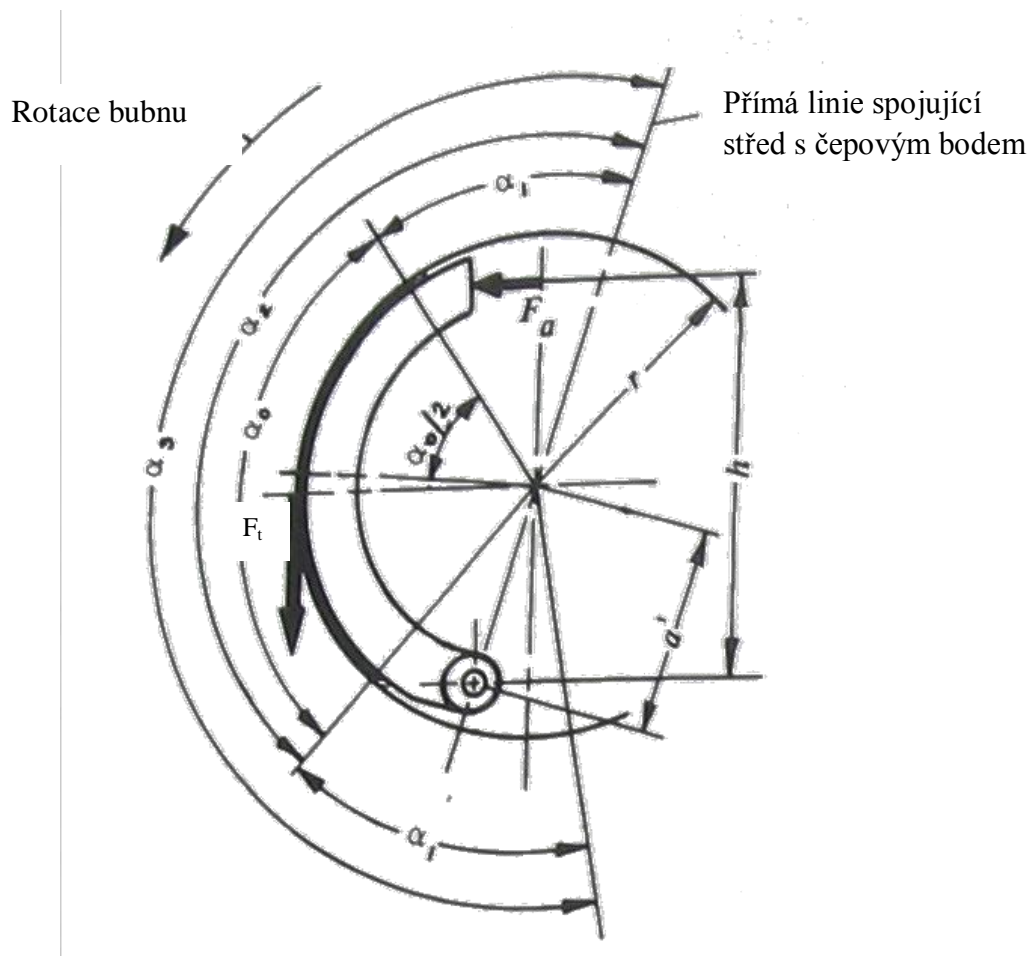
2.3.2 Brzdový faktor dvounáběžné brzdy s čepem na každé čelisti

Schéma jedné čelisti je znázorněno na obrázku 13. Totální brzdový faktor je souhrnem všech dílčích brzdových faktorů náběžné čelisti BF_1 a úběžné čelisti BF_2 . [1]

$$BF = BF_1 + BF_2 = F_{t1}/F_a + F_{t2}/F_a \quad (2.3_5)$$

kde F_{t1} = třecí síla náběžné čelisti [N]

F_{t2} = třecí síla úběžné čelisti [N] [1]



Obrázek 13 Schéma náběžná čelist s čepem. [1]

Brzdový faktor náběžné čelisti je dán následujícím výrazem se znaménkem mínus ve jmenovateli, úběžná čelist má znaménko mínus:

$$BF_1 = F_{t1}/F_a = \frac{\mu_h h/r}{(a'/r) \left[\frac{(\tilde{\alpha}_0) \cdot \sin \alpha_0 \cos \alpha_3}{4 \sin(\alpha_0/2) \sin(\alpha_3/2)} \right] \pm \mu_L (1 + (a'/r) \cos(\alpha_0/2) \cos(\alpha_3/2))} \quad (2.3_6)$$

kde a' = rozměr brzdy [mm]

$\tilde{\alpha}_0$ = oblouk úhlu α_0 [rad]

α_1 = úhel mezi začátkem obložení a přímkou procházející středem brzdy a středem čepu (dle obrázku 13) [°]

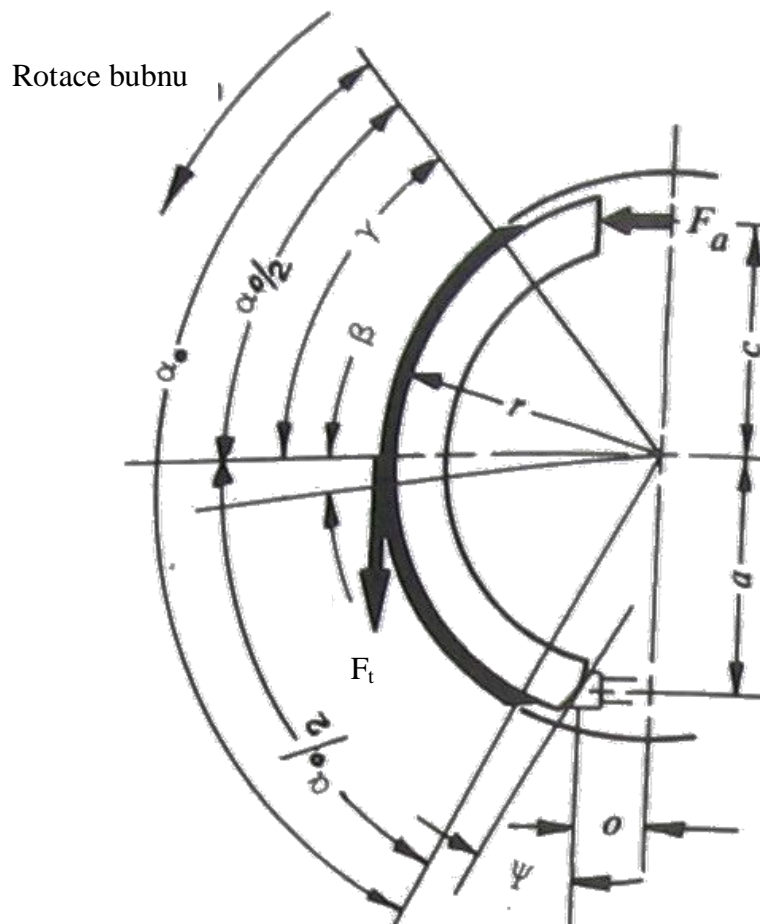
$$\alpha_2 = \alpha_1 + \alpha_0 \text{ [°]}$$

$$\alpha_3 = \alpha_1 + \alpha_2 \text{ [°] [1]}$$

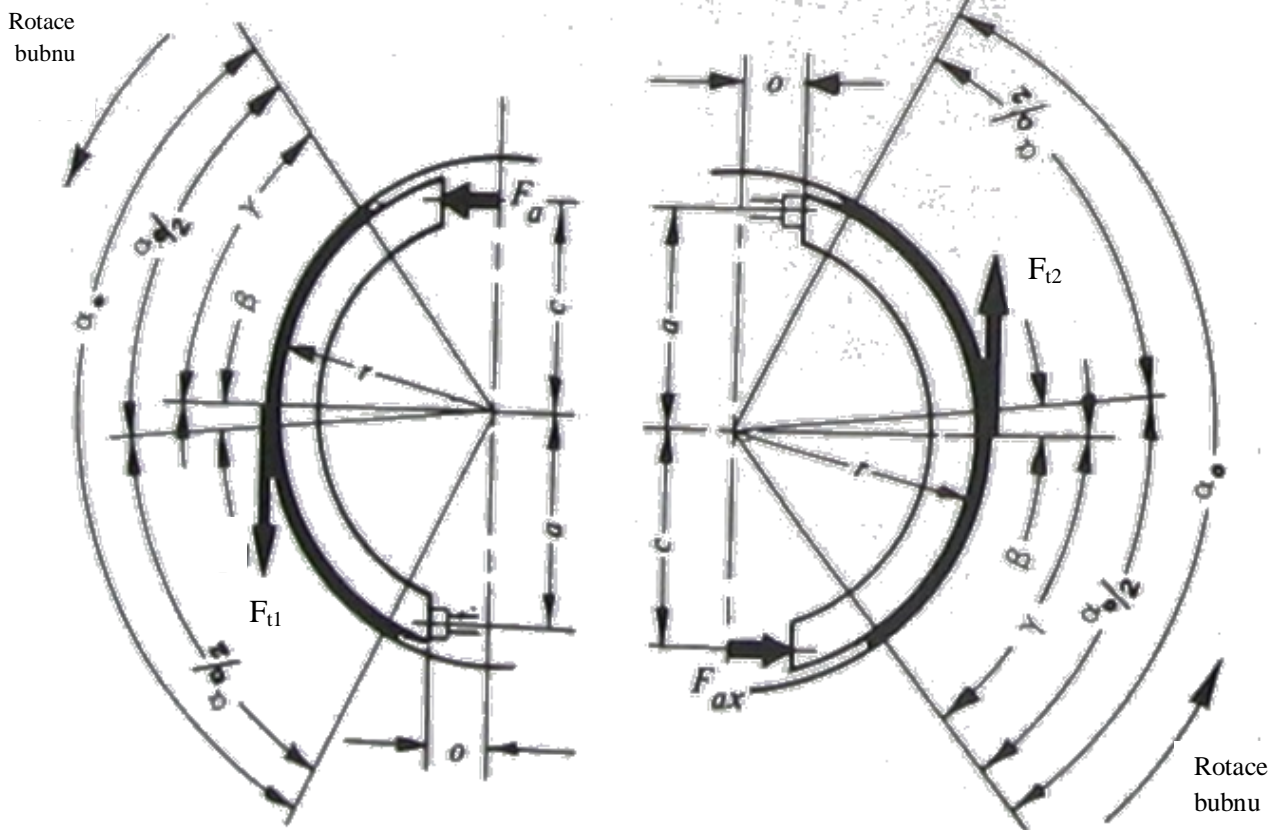
2.3.3 Brzdový faktor Duo-servo brzdy s kluznou podpěrou

Schéma je znázorněné na obrázku 14. Zde se dá brzdový faktor určit ze vztahu (2.3_7). Avšak v tomto případě se aplikační síla F_{ax} primární čelisti stává ovládací silou sekundární čelisti.

[1]



Obrázek 14 Schéma náběžná čelist s kluznou podpěrou. [1]



Obrázek 15 Schéma dou-servo brzdy s kluznou podpěrou. [1]

Totální brzdový faktor BF tohoto schéma se určí:

$$BF = BF_1 + BF_2 = F_{t1}/F_a + F_{t2}/F_a = F_{t1}/F_a + (F_{t2}/F_{ax})(F_{ax}/F_a) \quad (2.3_7)$$

Jednotlivé složky této rovnice jsou popsány v předchozích kapitolách.

2.3.4 Brzdový faktor vzduchové S-vačkové brzdy

Reakční síly mezi vačkou a válečky jsou orientovány tak, že se sníží účinnost náběžné čelisti, zatímco se zvýší účinnost úběžné. Brzdový faktor je zde:

$$BF = \frac{4(BF_1)(BF_2)}{BF_1 + BF_2} \quad (2.3_8)$$

kde BF_1 = brzdový faktor náběžné čelisti určený rovnicí , používající znaménko mínus ve jmenovateli

BF_2 = brzdový faktor úběžné čelisti určený rovnicí , používající znaménko plus ve jmenovateli [1]

3. Aplikace pro konkrétní parametry brzdy

Zjistěte třecí sílu F_T , normálovou sílu F_N , moment bubnu M_B , celkový tlak mezi bubnem a čelistí brzdy p , brzdový faktor BF úběžné čelisti působící v brzdě umístěné na paletovém vozíku dle obrázku 17, aby bylo zabráněno jeho pohybu. Tento paletový vozík je maximálně naložen (uvažujte i vlastní hmotnost vozíku) a umístěn na svah se sklonem φ . Dále vypočtete sílu na rameni rozpěrné páky F_{rp} . Veškeré valivé odpory a vnější síly působící na vozík neuvažujte.

Počáteční údaje:

$$m_n = 2300 \text{ kg jmenovitá nosnost paletového vozíku}$$

$$m_v = 75 \text{ kg hmotnost samotného paletového vozíku}$$

$$m = m_n + m_v = 2375 \text{ kg celková hmotnost}$$

$$\varphi = 10^\circ \text{ úhel sklonu svahu}$$

$$D_k = 175 \text{ mm vnější průměr kola}$$

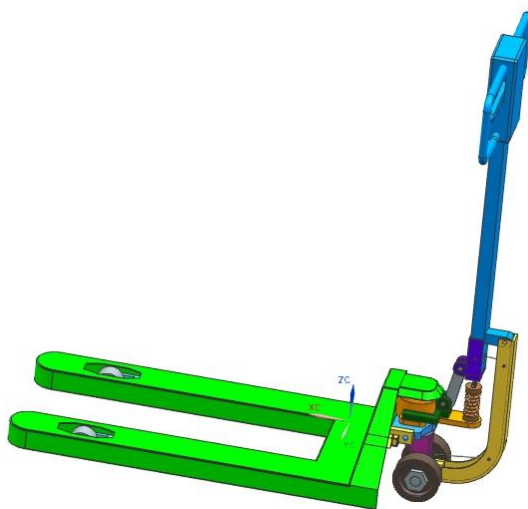
$$D_b = 135 \text{ mm vnější průměr brzdy (vnitřní průměr kola)}$$

$$f = 0,45 \text{ koeficient tření mezi vnitřním povrchem kola a obložením brzdy}$$

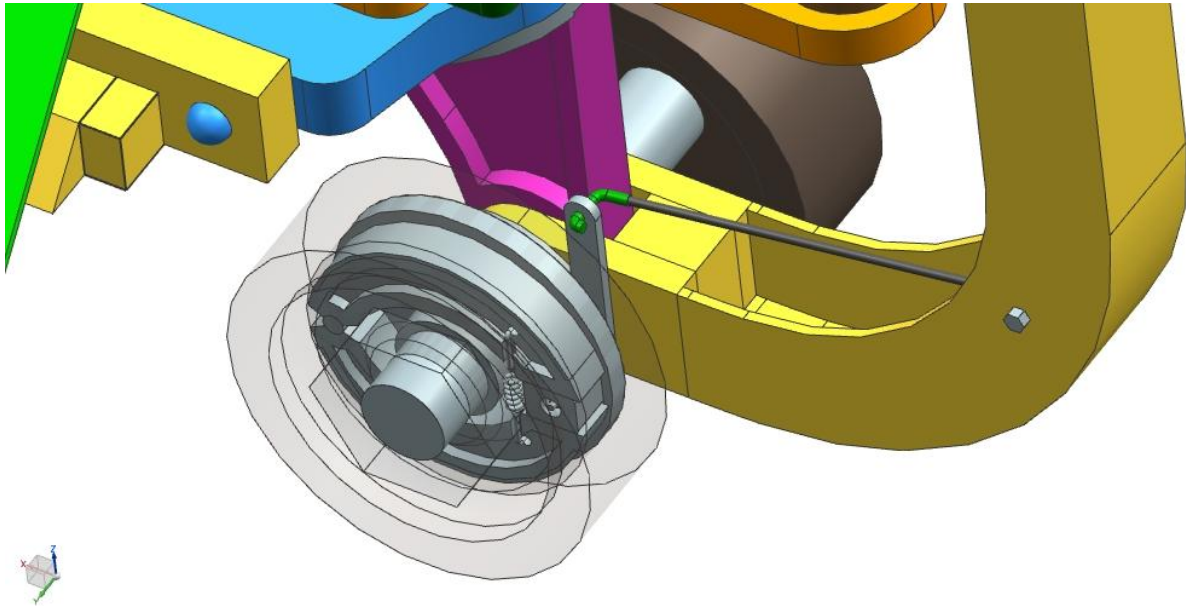
$$g = 9,81 \text{ ms}^{-2} \text{ gravitační zrychlení}$$

$$b = 20 \text{ mm šířka čelisti}$$

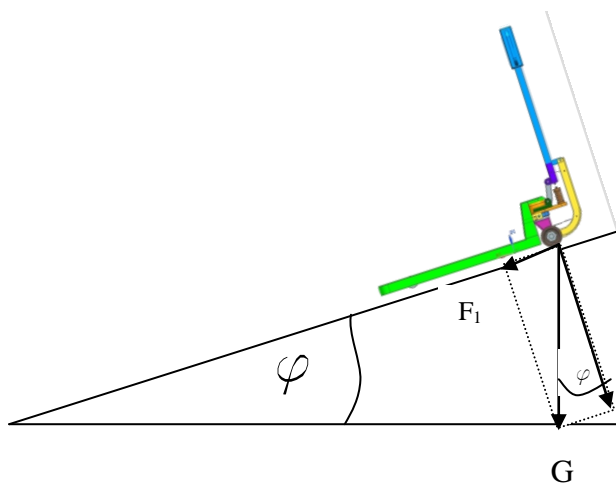
$$F_p = 80 \text{ N síla pružiny při maximálním záběru brzdy}$$



Obrázek 16 3D model paletového vozíku.



Obrázek 17 Umístění bubnové třecí brzdy na paletovém vozíku.

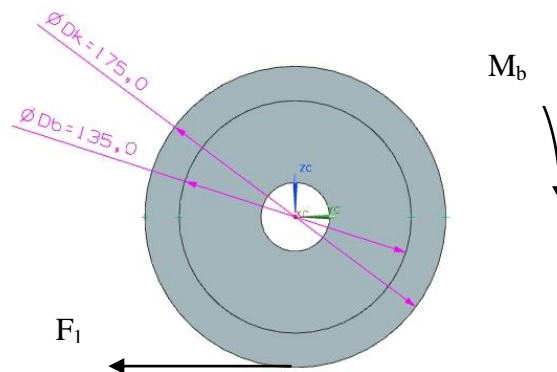


Obrázek 18 Schéma pro rozklad tíhové síly G na složky.

$$G = m \cdot g = 2375 \cdot 9,81 \cong 23300 \text{ N}$$

$$F_1 = G \cdot \sin \varphi = 23300 \cdot \sin 10 \cong 4046 \text{ N}$$

F_1 = trakční síla



Obrázek 19 Znárodnění síly F_1 , momentu M_b a vnitřního a vnějšího průměru D_k a D_b na řídicím kole vozíku.

$$M_b = F_1 * \frac{D_k}{2} = 4046 * \frac{0,175}{2} \cong 354 \text{ Nm}$$

Moment bubnu (respektive moment kola) je tedy rovný přibližně 354 Nm.

V následujícím vzorci je třecí síla F_T znázorněna dvakrát, jelikož jsou v brzdě 2 čelisti.

$$M_b = 2 * F_T * \frac{D_b}{2}$$

$$F_T = \frac{M_b}{D_b} = \frac{354}{0,135} \cong 2622 \text{ N}$$

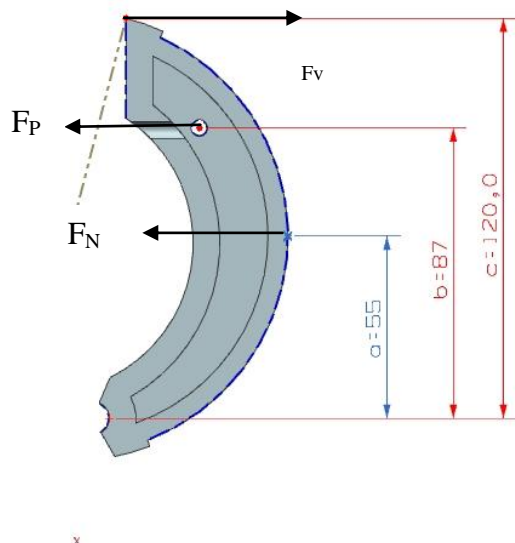
$$F_T = F_N * f$$

$$F_N = \frac{F_T}{f} = \frac{2622}{0,45} = 5830 \text{ N}$$

$$p = \frac{F_N}{S} = \frac{F_N * 180}{\pi * D_b * b * \alpha} = \frac{5830 * 180}{\pi * 0,135 * 0,02 * 135} \cong 0,9 \text{ MPa}$$

Celkový tlak působící mezi bubnem a obložením je rovný zhruba 0,9 MPa.

Aby mohla být zjištěna velikost síly na rameni rozpěrné páky F_{rp} , musí se nejprve určit síla působící na vačce F_v viz obrázek 20. Z této síly se poté určí moment vačky M_v . Tento moment je shodný s momentem na rameni rozpěrné páky M_{rp} a určí se z něj požadovaná síla F_{rp} .

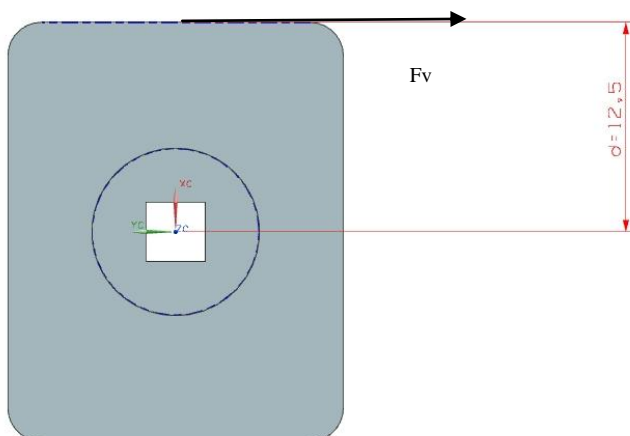


Obrázek 20 Znárodnění jednotlivých sil a jejich umístění na úběžné čelisti.

$$F_V \cdot c = F_P \cdot b + F_N \cdot a$$

$$F_V = \frac{1}{c} \cdot (F_P \cdot b + F_N \cdot a) = \frac{1}{120} \cdot (80 \cdot 87 + 5830 \cdot 55)$$

$$F_V = 2730 \text{ N}$$

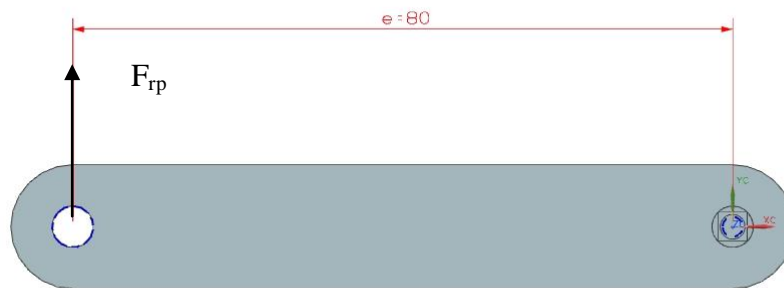


Obrázek 21 Znárodnění působící síly a jejího umístění na vačce brzdy.

$$M_v = F_V \cdot d = 2730 \cdot 12,5$$

$$M_v = 34125 \text{ Nmm}$$

Síla F_V (viz obrázek 21) je rovna přibližně 2730 N a moment vačky je roven zhruba 34 124 Nmm.



Obrázek 22 Znázornění výsledné síly F_{rp} a jejího umístění na rozpěrné páce.

$$M_v = M_{rp}$$

$$M_v = F_{rp} \cdot e$$

$$F_{rp} = \frac{M_v}{e} = \frac{34125}{80}$$

$$F_{rp} = 430 \text{ N}$$

Síla působící na rozpěrné páce podle obrázku 22 je rovna přibližně 430 N.

Brzdový faktor BF pro tuto úlohu se určí jako poměr mezi silou F_v a F_t .

$$BF = \frac{F_v}{F_t} = \frac{2730}{2622}$$

$$BF = 1,04$$

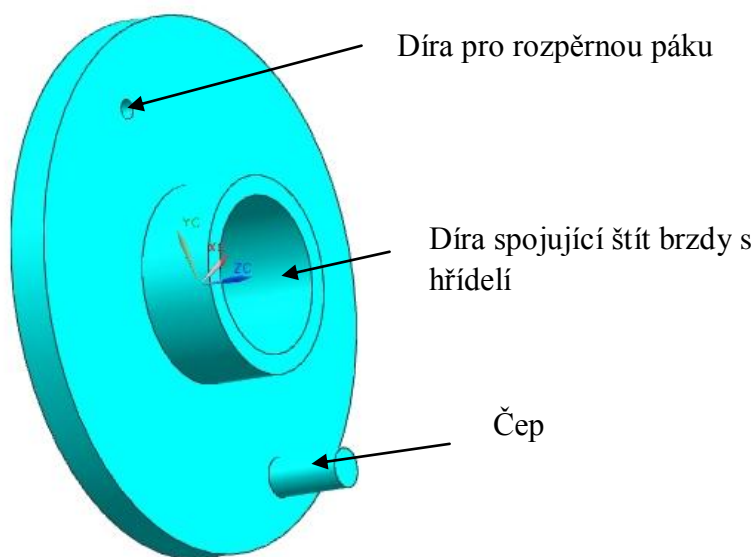
Brzdový faktor aplikovaný na úběžnou čelist je pro zadané podmínky rovný přibližně 1,04.

4. Konstrukční návrh vybrané části brzdy

V následující kapitole jsou zobrazeny jednotlivé vybrané součásti bubnové třecí brzdy zkonstruované pro paletový vozík zobrazený v předchozí kapitole. Jsou zde znázorněny pouze 3D modely a jejich stručný popis. Výrobní výkresy jsou umístěny v příloze.

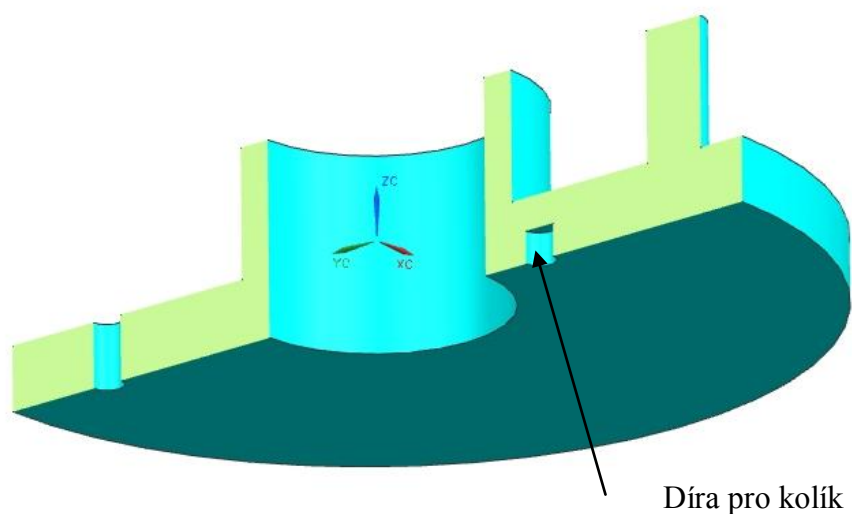
4.1 Štít brzdy

Štítem brzdy se označuje ta část brzdy, která drží většinu součástí pohromadě na požadovaných místech. Zároveň je to ta část brzdy, která jí spojuje s ostatními částmi dopravního prostředku, v tomto případě je to hřídel paletového vozíku (viz obrázek 17). V této části (díře ve středu součásti) je vzhledem k ostatním místům, s výjimkou čepové části, prodloužen okraj díry dle obrázku 23. Je to z důvodu lepší souososti mezi štítem brzdy a hřídelí. Dalšími důležitými prvky jsou zde díra pro rozpěrnou páku a čep, který slouží jako střed otáčení pro obě čelisti.



Obrázek 23 Štít brzdy.

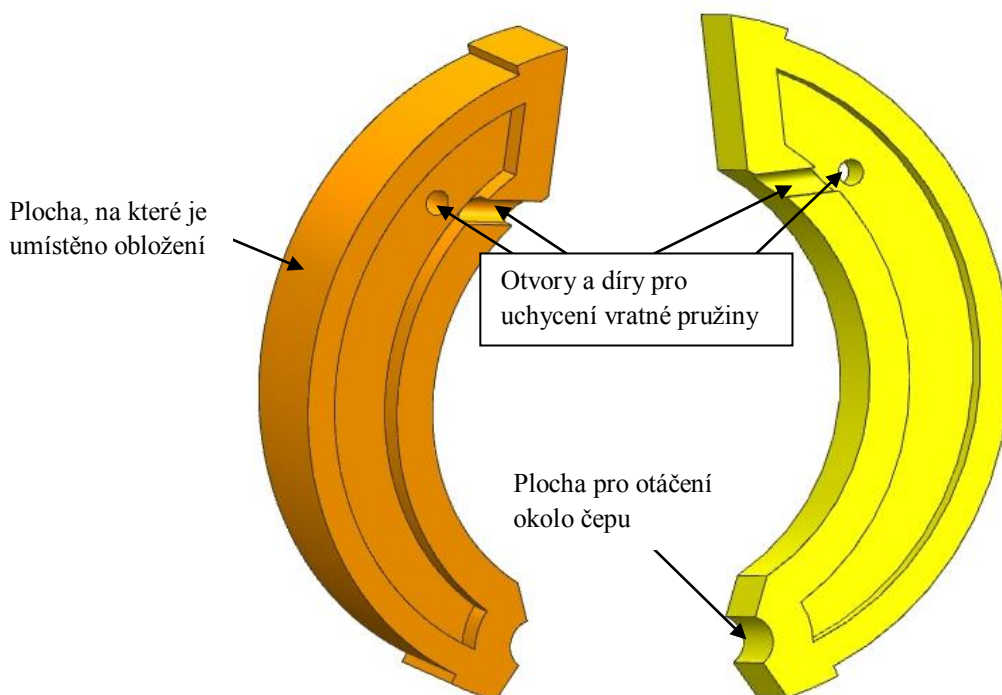
Dalším prvkem, který se v této součásti nachází, je neprůchozí díra pro kolík viz obrázek 24. Tato díra se zároveň nachází v osazení hřídele. Kolík umístěný v těchto dírách zabraňuje rotaci štítu a tím pádem celé brzdy okolo hřídele.



Obrázek 24 Řez štitu brzdy rovinou symetrie.

4.2 Náběžná a úběžná čelist

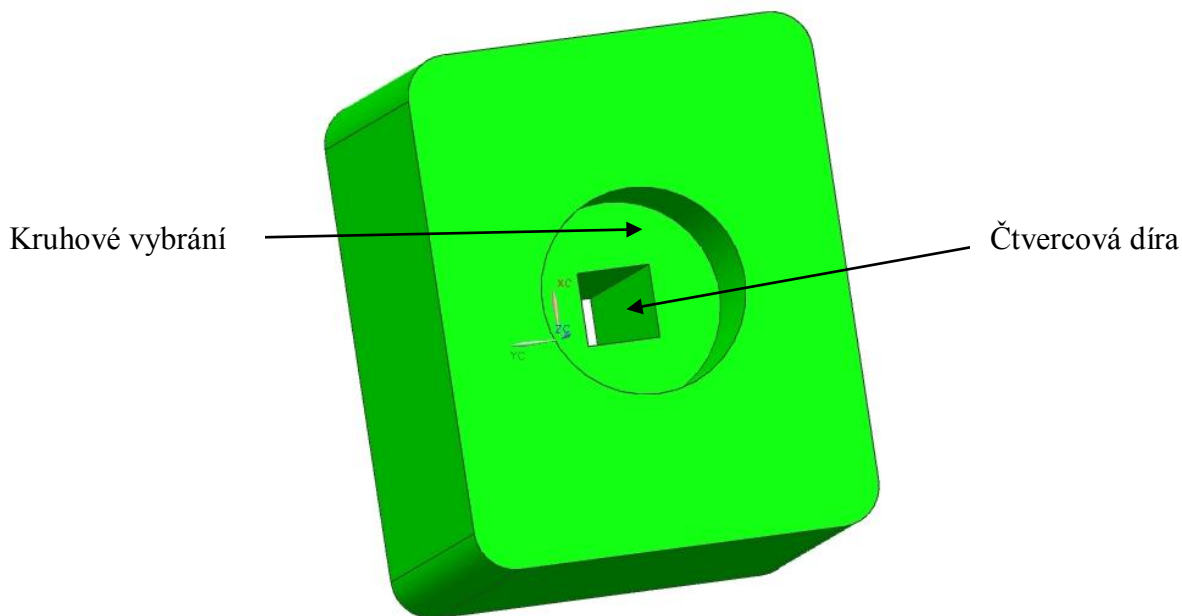
V tomto případě je náběžná čelist rovině symetrická s úběžnou. Obě čelisti mají na svém vnějším poloměru plochy, na kterých jsou umístěny vlastní obložení. Dále mají speciální otvory a díry pro uchycení vratné pružiny a plochy určené pro otáčení okolo čepu. Vše je znázorněno na obrázku 25.



Obrázek 25 Náběžná (vlevo) a úběžná (vpravo) čelist bubnové třecí brzdy.

4.3 Vačka brzdy

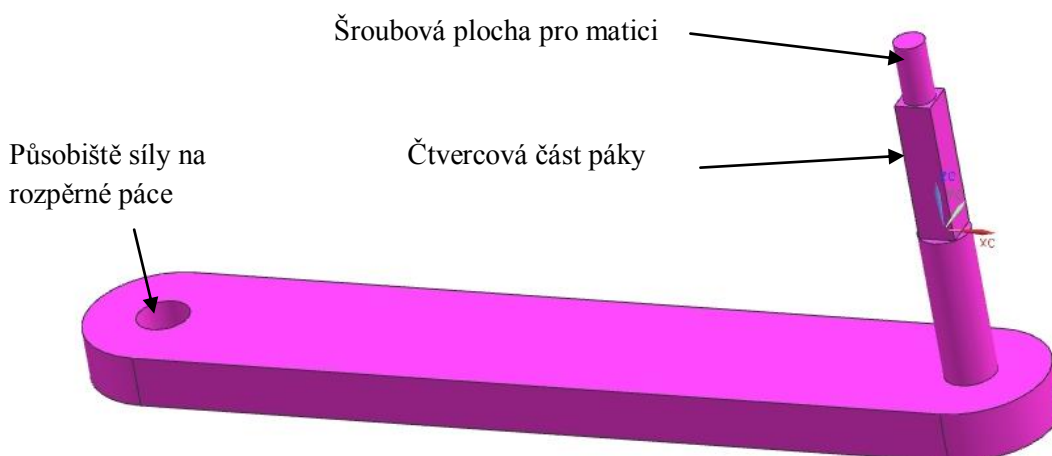
Vačka brzdy převádí moment, který vzniká působením rozpěrné páky, na sílu, která působí na čelisti brzdy, pomocí čtvercové díry uprostřed součásti dle obrázku 26. Tato díra má zároveň kruhové vybrání do určité hloubky, které slouží jako prostor pro matici na rozpěrné páce. Šroubovitá plocha, na které je tato matice uložena, je znázorněna na obrázku 27.



Obrázek 26 Vačka bubnové třecí brzdy s čtvercovou dírou a kruhovým vybráním.

4.4 Rozpěrná páka

Rozpěrná páka přenáší svůj točivý moment na vačku prostřednictvím čtvercové části. Součást je zajištěna proti axiálnímu posuvu na této části pomocí matice, která je umístěna na šroubové ploše dle obrázku 27. Působí síla se nachází v díře na této součásti.



Obrázek 27 Rozpěrná páka bubnové třecí brzdy.

5. Shrnutí, závěr

Cílem práce bylo analyzovat základní typy bubnových brzd, uvést jejich základní výpočty a zkonstruovat vlastní brzdu pro praktickou úlohu. Velká část textu pochází z anglického zdroje a je tudíž možné, že se v práci vyskytují nejednoznačné výrazy vzniklé nepřesným překladem nebo neexistujícím českým ekvivalentem pro dané sousloví. První teoretická část pojednává o bubnových brzdách samotných, o jejich složení a vlastnostech, použití z různých hledisek a analýzou některých jejích částí. Poté se teoretická část zaměřuje na různé typy výpočtů, které se týkají bubnových brzd. Dalším úsekem je aplikace těchto na konkrétním příkladu. V tomto případě je to bubnová brzda typu simplex umístěná na paletovém vozíku, který má zadané okrajové podmínky. Tyto podmínky vozíku se převedou na podmínky brzdy a aplikují se jednotlivé výpočty. Tento vozík a brzdy byly vytvořeny pomocí softwaru NX Unigraphics 7.5. Samotná brzda je poté důkladněji zkoumána prostřednictvím jejích vybraných částí. Tyto části jsou stručně popsány a zobrazeny pomocí 3D modelů. Vlastní brzda byla zkonstruována speciálně pro paletový vozík, který byl přibližně vytvořen podle parametrů vozíku BT Pro lifter od firmy JK SPED získaných ze zdroje [4]. Podle výsledků získaných z výpočtů v kapitole 3 by s největší pravděpodobností tato brzda byla schopná vozík ubrzdit, jestliže síla na rameni rozpěrné páky F_{rp} bude rovna přibližně 430 N nebo více.

II. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LIMPERT, R. *Brake Design and Safety*. Newcomb: SAE Inc., 1992.
- [2] Dostupné na internetu
<http://www.meritor.com/products/brakes/truck_drum/default.aspx>
- [3] Dostupné na internetu <<http://www.motor-talk.de/bilder/mb-814-90-federspeicher-bremszylinder-wechseln-aber-wie-g40987153/wedge-brake-i204127268.html>>
- [4] Dostupné na internetu <<http://feba-praha.cz/rucni-paletizacni-voziky-bt.htm>>
- [5] Dostupné na internetu <<http://kds.vsb.cz/mhd/konstrukce-brzdy.htm>>

III. SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obrázek 1 Základní schéma s popisem jednotlivých částí brzdy.
Obrázek 2 Schéma jednonáběžné bubnové brzdy simplex.
Obrázek 3 Schéma dvounáběžné bubnové brzdy duplex.
Obrázek 4 Schéma duo-servo brzdy.
Obrázek 5 S-vačková bubnová brzda.
Obrázek 6 Bubnová klínová brzda.
Obrázek 7 Brzdová komora s pružinovou brzdou.
Obrázek 8 Znázornění některých prvků z (1.4_2) a (1.4_3) na náběžné čelisti s rovnoběžnou kluznou podpěrou.
Obrázek 9 Změřená různá rozložení tlaků přes úhel obložení pro různá obložení.
Obrázek 10 Spočítané rozložení tlaků jako funkce opotřebení po následném brzdění.
Obrázek 11 Schéma pro samoposilovací efekt v bubnové brzdě.
Obrázek 12 Brzdový faktor pro náběžnou čelist BF_1 , úběžnou čelist BF_2 a celkový BF.
Obrázek 13 Schéma náběžná čelist s čepem.
Obrázek 14 Schéma náběžná čelist s kluznou podpěrou.
Obrázek 15 Schéma duo-servo brzda s kluznou podpěrou.
Obrázek 16 3D model paletového vozíku.
Obrázek 17 Umístění bubnové třecí brzdy na paletovém vozíku.
Obrázek 18 Schéma pro rozklad tíhové síly G na složky.
Obrázek 19 Znázornění síly F_1 , momentu M_b a vnitřního a vnějšího průměru D_k a D_b na řídicím kole vozíku.
Obrázek 20 Znázornění jednotlivých sil a jejich umístění na úběžné čelisti.
Obrázek 21 Znázornění působící síly a jejího umístění na vačce brzdy.
Obrázek 22 Znázornění výsledné síly F_{rp} a jejího umístění na rozpěrné páce.
Obrázek 23 Štít brzdy.
Obrázek 24 Řez štítu brzdy rovinou symetrie.
Obrázek 25 Náběžná (vlevo) a úběžná (vpravo) čelist bubnové třecí brzdy.
Obrázek 26 Vačka bubnové třecí brzdy s čtvercovou dírou a kruhovým vybráním.
Obrázek 27 Rozpěrná páka bubnové třecí brzdy.

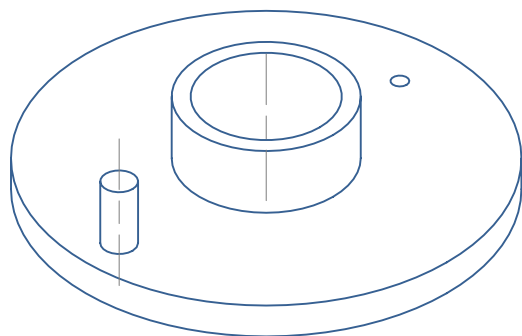
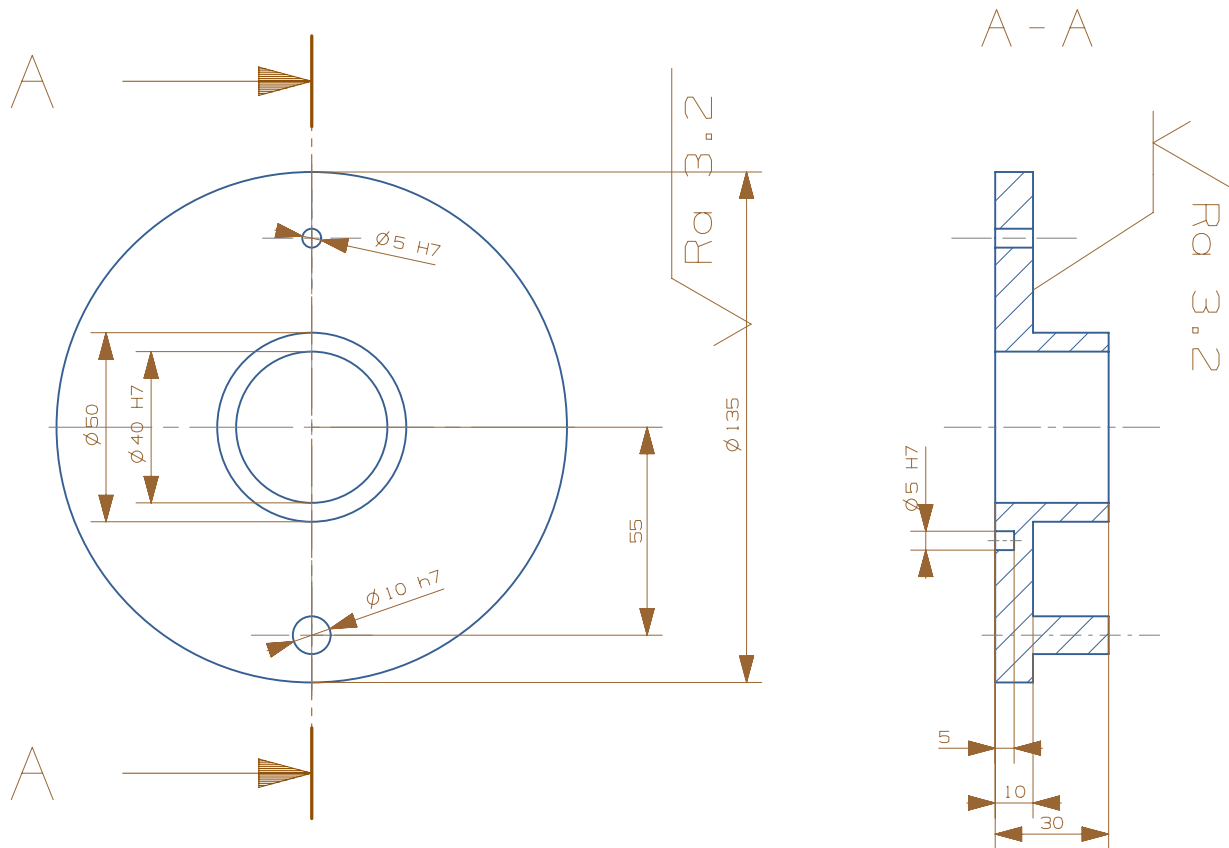
IV. SEZNAM PŘÍLOH

P I.- příloha obsahuje


- výrobní výkres štítu brzdy
- výrobní výkres náběžné čelisti
- výrobní výkres úběžné čelisti
- výrobní výkres vačky brzdy
- výrobní výkres rozpěrné páky

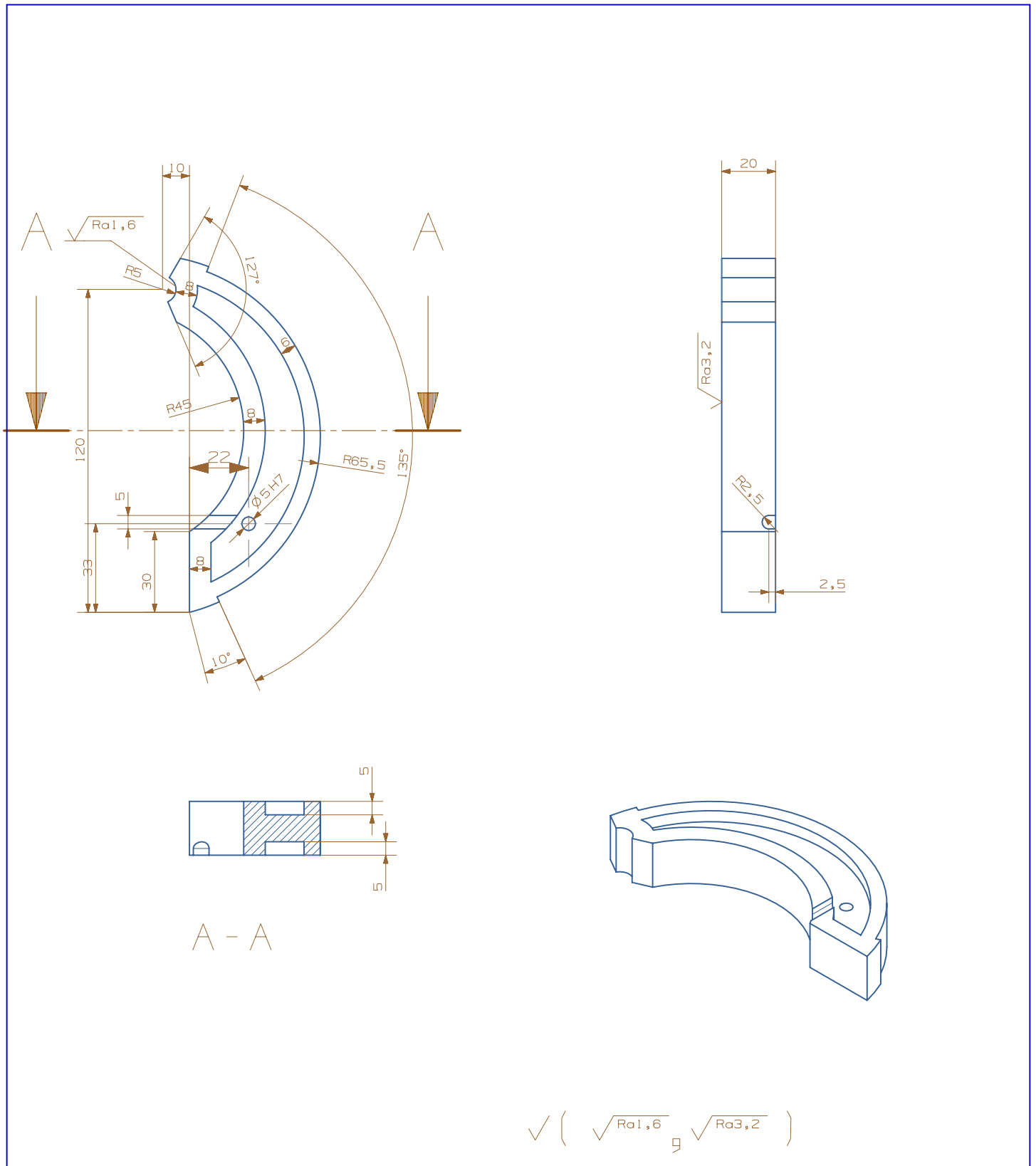
P II.- CD příloha obsahuje

- modely jednotlivých částí brzdy, sestavu brzdy
- textovou část bakalářské práce



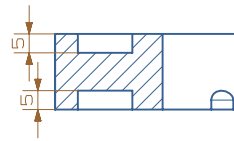
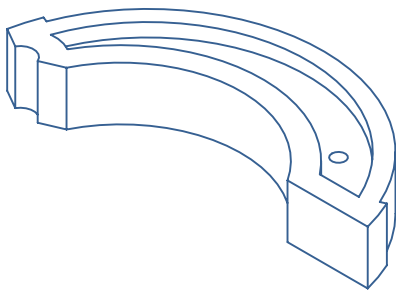
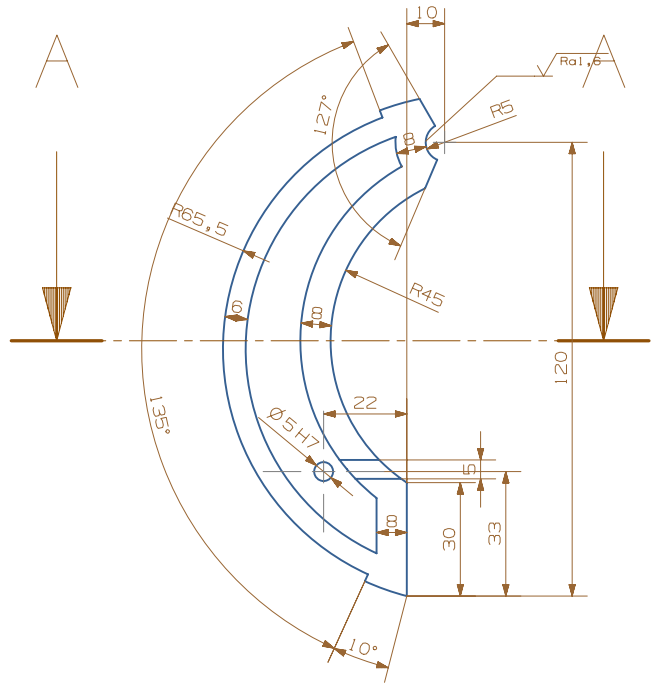
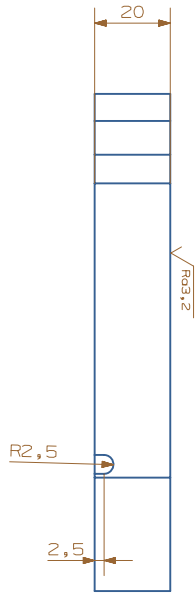
✓ (✓ Ra 3.2)

Promítání (ISO E1)		Neoznačené drsnosti Ra	Tolerování podle ISO 8015	Přesnost ISO 2768 mK
Navrhl	Marek Havlin		Polotovar	
Kreslil	Marek Havlin		Sestava	
Schválil			Kusovník	
Projekt	Skupina	Material	Hmotnost	
		11 373	1.14 kg	
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI	Název			Meritko
	Stit brzdy			1 : 2
Číslo výkresu			čís. listu:	A4
model22			poc. listu:	



$$\sqrt{\left(\sqrt{Ra_{1,6}}^2 + \sqrt{Ra_{3,2}}^2 \right)}$$

Promítání (ISO E1)		Neoznačené drsnosti Ra	Tolerovani podle ISO 8015	Přesnost ISO 2768 mK
Navrhl	Marek Havlin		Polotovár	
Kreslil	Marek Havlin		Sestava	
Schválil			Kusovník	
Projekt	Skupina	Material	Hmotnost	
		11 373	0,45 kg	
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI	Název			Meritko
	Nabežná celist			1 : 2
Číslo výkresu			čís. listu:	A4
model 23			poc. listu:	



A - A

$\sqrt{\left(\sqrt{Ra3,2} \text{ g } \sqrt{Ra1,6} \right)}$

Promítání (ISO E1)		Neoznačené drsnosti Ra	Tolerovani podle ISO 8015	Přesnost ISO 2768 mK
Navrhl	Marek Havlin		Polotovár	
Kreslil	Marek Havlin		Sestava	
Schválil			Kusovník	
Projekt	Skupina	Material	Hmotnost	
		11 373	0,45 kg	



ZÁPADOČESKÁ
UNIVERZITA
V PLZNI

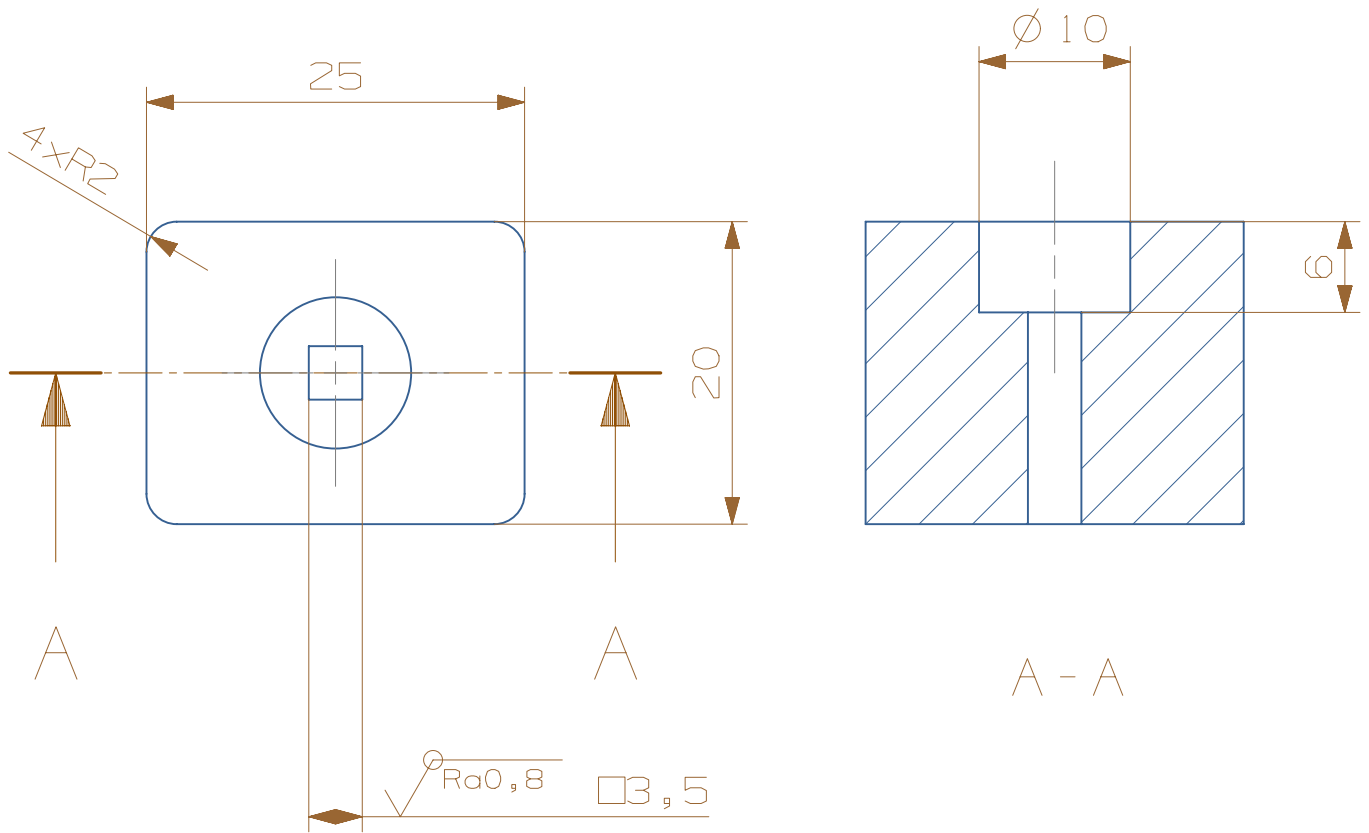
Název
Ubezna celist

Meritko
1 : 2

Číslo výkresu
model27

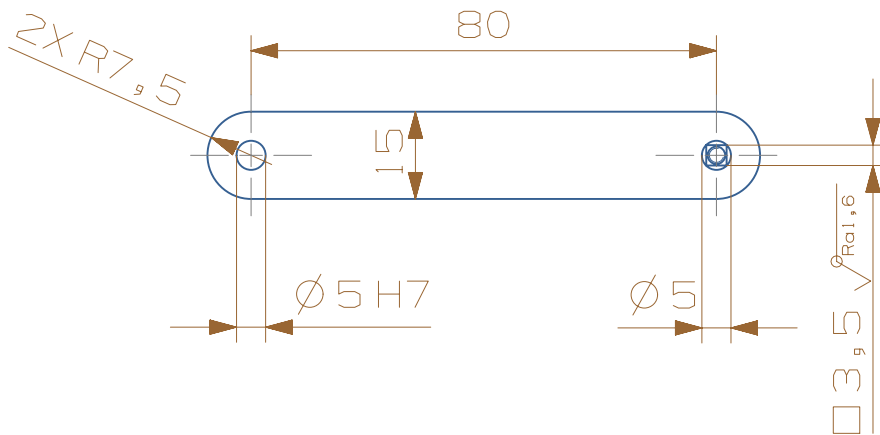
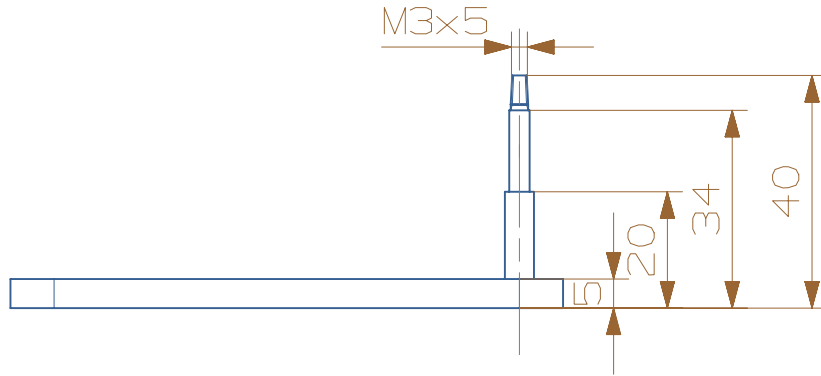
čís. listu:
1
poc. listu:
1

A4





✓ (✓ Ra0,8)

Promítání (ISO E1)		Neznacene drsnosti Ra	Tolerovani podle ISO 8015	Presnost ISO 2768 mK
Navrhil	Marek Havlin		Polatovar	
Kreslil	Marek Havlin		Sestava	
Schvalil			Kusovnik	
Projekt	Skupina	Material	Hmotnost	
		11 373	0,07 kg	
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI	Nazev			Meritko
	Vacka brzdy			2 : 1
Cislo vykresu			cis. listu:	A4
model 24			poc. listu:	



√ (√ Ra1,6)

Promítání  (ISO E1)		Neznacene drsnosti Ra	Tolerovani podle ISO 8015	Presnost ISO 2768 mK
Navrhil	Marek Havlin		Polotovar	
Kreslil	Marek Havlin		Sestava	
Schvalil			Kusovník	
Projekt	Skupina	Material	Hmotnost	
		11 373	0,06 kg	
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI	Název			Meritko
	Rozperna paka			1:1.3
	Číslo výkresu model 25			cis. listu: ↓ poc. listu: ↓