



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Analýza těsnosti dílu řídicí skupiny podtlakového brzdového posilovače
motorového silničního vozidla**

**Analysis of Tightness of the Control Group Part of the Vacuum Brake
Booster Used in a Road Motor Vehicle**

bakalářská práce

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Vojtěch Klír Ph.D.

Jan Šana



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Byl jsem seznámen s mými právy a povinnostmi, které mi ukládá zákon č 121/2000 Sb., o právu autorském podle § 60 vztahující se na školní díla.

Souhlasím se zveřejněním práce za podmínek utajení dat, které jsou v této práci uvedeny. Tato práce je v plném znění na vyžádání u společnosti Continental Automotive Czech Republic s.r.o. sídlem v Jičíně.

Datum.....

.....

Jan Šana



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat společnosti Continental Automotive Czech Republic s.r.o., že mi umožnila vypracování této práce. Jmenovitě bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Kašparovi Ph.D. za jeho cenné rady, studijní materiály a čas, který mi věnoval. Také bych chtěl poděkovat panu Ing. Vojtěchu Klírovi Ph.D., pod jehož vedením jsem mohl tuto práci realizovat. Velice bych také chtěl poděkovat rodině, přátelům a blízkým, kteří mě ve studiu podporovali a byli mi po celý čas oporou.

Abstrakt

Tato práce je zaměřena na brzdový posilovač, který je již nepostradatelnou součástí dopravních vozidel. Konkrétněji na posilovač podtlakový, ve kterém je pomocí vnějšího systému vytvořen podtlak, který následně v kombinaci s atmosférickým tlakem vytváří posilovací efekt. Vytvoření podtlaku je závislé na přesnosti a funkčnosti každého dílu, ale hlavně na těsnosti, která bude hlavní sledovanou problematikou této práce.

Teoretická část se zabývá popisem funkce posilovače, jeho rozdělení, přenos a stanovení sil. Výsledkem práce je rozbor a analyzování vlivů podílející se na netěsnosti a návrh řešení vedoucí ke snížení netěsnosti.

Abstract

The bachelor thesis is dealing with a vacuum brake booster, which is nowadays a necessary part of the vehicles. The vacuum is produced by an external unit and the booster effect is in fact created by the difference to an atmospheric pressure. The tightness, the exactness and the right function of every component provides the creation vacuum. Therefore, the main target of thesis is focused to tightness of relevant components. The booster effect can be created just only in defined level of tightness.

The thesis also describes its working principle. Force distribution for common type of the brake booster is also mentioned. The results of thesis are analysis of tightness influences and proposals how a potential leakage could be minimized.

Obsah

Úvod	9
Teoretická část.....	10
1. Historický vývoj brzdového posilovače	10
2. Části brzdového posilovače	11
2.1. Funkce podtlakové části posilovače	12
2.1.1. Těsnost podtlakové části posilovače	15
3. Rozdělení brzdových posilovačů	17
4. Síly v brzdovém posilovači.....	20
4.1. Reakční síla	20
4.2. Síla odskoku	21
4.2. Převodový poměr	23
4.3. Schéma sil v podtlakovém brzdovém posilovači	24
5. Vytyčení cíle práce.....	25
Praktická část.....	26
6. Analýza dílů zajišťující těsnost.....	26
6.1. Talířový ventil.....	26
6.2. Píst ventilu	27
6.3. Řídící jednotka.....	28
6.4. Komponenty s nepřímým vlivem.....	29
6.4.1. Zpětná pružina.....	29
6.4.2. Pružina talířového ventilu	30
6.5. Přehled vlivů	30
7. Systémy kontroly.....	30
7.1. Na výrobní lince	31
7.2. Pravidelné kontroly	32
7.3. Rozbor kontrol	33
8. Montážní proces dílů řídicí skupiny.....	33
9. Další vlivy.....	34
9.1. Vliv maziva	34
10. Rozbor výsledků a návrhy řešení.....	35
11. Závěr.....	38
Seznam použité literatury	40
Seznam použitých zkratk, značek a veličin	41

Úvod

Lidé v celé své historii přemýšleli, jak si zjednodušit práci, jak se co nejméně namáhat a jak nahradit nutnost použití lidské síly. Vždy k tomu pomáhaly vynálezy a objevy. Také to, co inspirovalo lidstvo pro nová technická řešení, byla pohodlnost. Řekl bych, že celý automobilový průmysl a hlavně jeho vývoj byl založen na myšlence „Jak to udělat, aby to šlo rychleji, spolehlivěji, levněji, dál a hlavně pohodlněji a s co nejmenší námahou“. Proto také vznikl brzdový podtlakový posilovač, který zesiluje sílu řidiče a umožňuje mu brzdit s větším účinkem než by fyzicky byl schopný. Pro svoji činnost využívá rozdíl tlaku v komorách.

V brzdovém posilovači je nezbytnou podmínkou utěsnit komoru s podtlakem oproti komoře s tlakem atmosférickým a také vůči vnějšímu tlaku. Na první pohled je rozdíl tlaků mezi dvěma hlavními komorami zajištěn jen membránou, která po svém obvodu těsní také úniky vůči vnějšímu tlaku. Avšak dalším a to výrazně menším těsnícím prvkem, ale o to důležitějším pro správný chod posilovače je tzv. talířový ventil. Netěsnost pro tento ventil je znatelnější a více kontrolovanější.

Se zvyšováním rychlostí, výkonů vozidel a zvláště s rostoucím provozem, je také nutnost zvýšení brzdného účinku. Posilovací efekt vytvořený v brzdovém posilovači zesiluje sílu, kterou řidič ovládá jízdu. Bez brzdového posilovače je možné brzdit, ale i tak mohou při jeho náhlé nefunkčnosti, vzniknout situace životu nebezpečné. Netěsnost může způsobit nízký posilovací efekt a v nejhorším případě nízkou hodnotu síly přivedenou na hlavní brzdový válec.

Snaha dosáhnout co nejmenších hodnot úniku a v nejlepším případě žádných úniků, zajišťuje konkurenceschopnost na trhu, na němž je automobilový průmysl je jedním z největších. Eliminace problému je cílem každého výrobce, protože každý nefunkční výrobek je nejen ztrátou, ale také špatnou vizitkou pro odběratele.

Teoretická část

1. Historický vývoj brzdového posilovače

Již od prvního použití dopravních prostředků bylo nutností vyřešit nejen pohyb, ale také zastavení vozidla. Se zvyšující se výkonností a rychlostí rostl také požadavek na účinnější brzdění. Vznikaly nové typy brzd: pásová, bubnová, kotoučová. A právě se vznikem kotoučové brzdy je spojován také požadavek na vznik větší síly, protože síla řidiče již nebyla dostačující a také nebylo žádoucí, aby se řidič při brzdění naprosto vyčerpal. Již předtím vznikaly pákové systémy a mechanické převody pro zesílení této síly. Dalším vylepšením byly hydraulické posilovače. Pro osobní automobily se hledalo jednodušší řešení, které se našlo v podtlakovém posilovači. Podtlakový posilovač, jehož pracovním médiem je vzduch, který je ideální z hlediska použití a ekologie a jehož pracovní schopnost zajišťuje podtlak, který vytváří sání motoru.

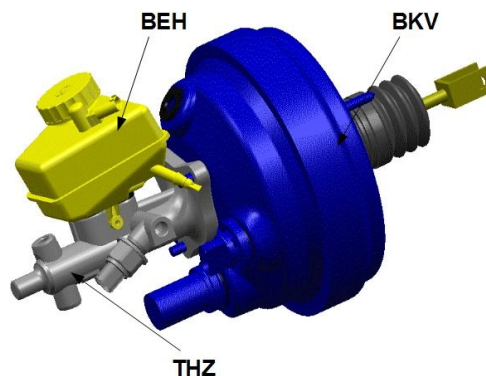
Vznik podtlakového posilovače se datuje do 30. let 20. století, ale k jeho pevnému a nepostradatelnému umístění do brzdového systému vozidel se dostává až později. A to v šedesátých letech 20. století. Za dobu používání posilovače prošel mnoha obměnami, ani ne tak vzhledovými, jako technickými. Od konce 20. století se posilovače používají již s přídatnými asistenty, které umožňují rychlejší posilovací efekt.

Se vznikem a nárůstem počtu vozidel využívajících pro pohon elektromotor, nebo hybridní technologie bylo nutné vyřešit otázku zdroje podtlaku. Proto poslední a nejaktuálnější změnou pro brzdový posilovač je využití vakuové pumpy.

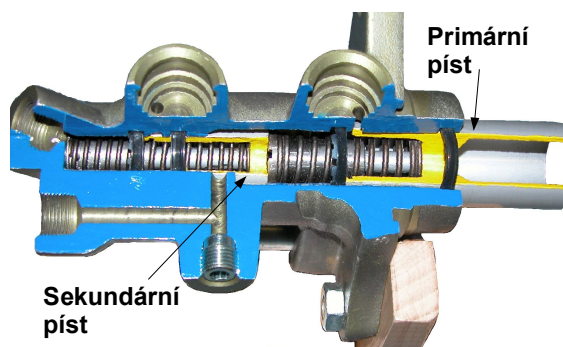
2. Části brzdového posilovače

Základní části podtlakového brzdového posilovače jsou uvedeny na obr. 1. Každá z komponent má svoji, přesně danou funkci a při jejich bezchybné činnosti společně vytvářejí sofistikovaný systém umožňující snížení potřebné ovládací síly na brzdový pedál. Podtlakový vzduchový posilovač **BKV** (Bremskraftverstärker) je hlavní částí kde dochází k zesílení vstupní síly od řidiče podtlakovým efektem. Tomuto tématu se budu věnovat v další kapitole této publikace.

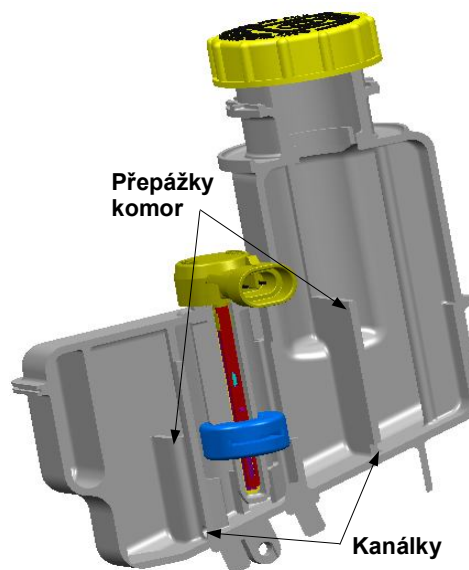
Další částí je hlavní brzdový válec **THZ** (Tandem Hauptcylinder). Úkolem brzdového válce je přeměna mechanické síly vystupující z **BKV** na tlak v kapalině. Hlavní brzdový válec obsahuje dnes již dva písty. První píst ve směru od **BKV** se označuje jako píst primární, na který je vytvářen tlak od tlačné tyče. Druhý píst je nazýván sekundární a je pohyblivý. Zajišťuje stejný brzdový tlak v obou okruzích brzdového systému. Brzdový systém dnes z důvodu bezpečnosti obsahuje dva okruhy navzájem nepropojené, aby v případě poruchy jednoho okruhu byl druhý okruh schopný fungovat.



Obrázek 1: Základní rozdělení brzdového posilovače [4]



Obrázek 2: Řez hlavním brzdovým válcem [4]

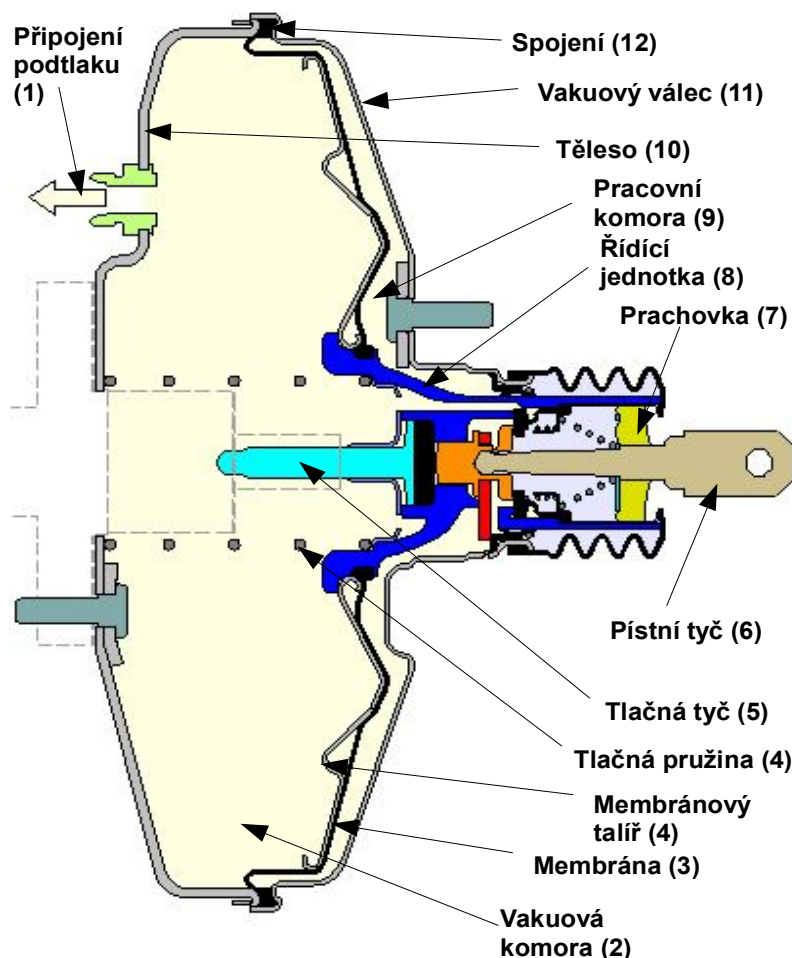


Obrázek 3: Řez nádržkou [6]

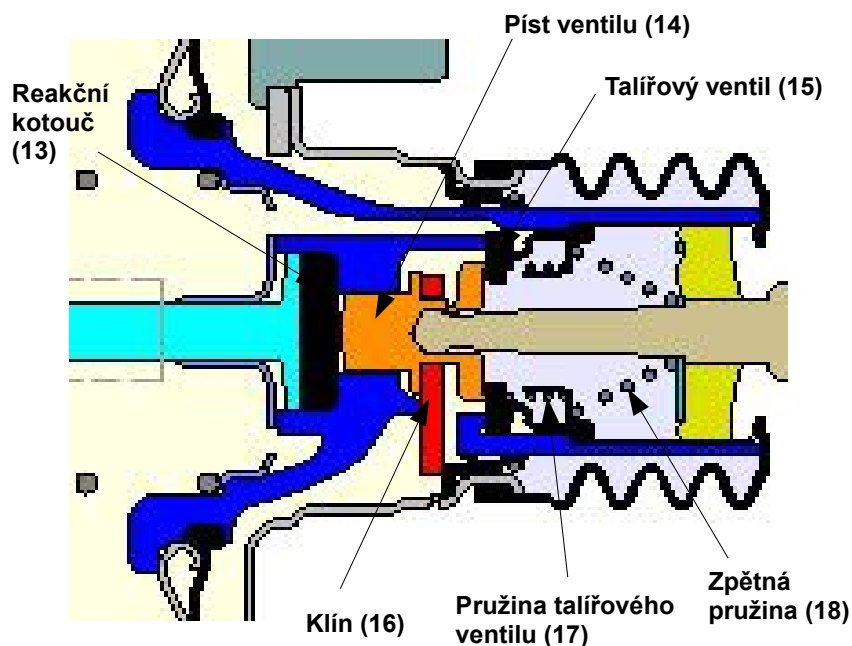
Poslední částí je nádržka na brzdovou kapalinu **BEH** (Behälter). Brzdové nádržky se dělí na mnoho typů. Každý výrobce vozidel ji má jinak specifickou z důvodu umístění v motorovém prostoru, avšak hlavním a důležitým společným faktorem je udržení minimální hladiny pro správné fungování THZ-tu. Toho je docíleno skupinou komor s přepážkami, které při pohybu vozidla, akceleraci a brzdění zajišťují přelévání kapaliny, aby nedošlo k vniku vzduchu do hlavního brzdového válce. [6]

2.1. Funkce podtlakové části posilovače

Podtlaková část posilovače je složena z mnoha součástí. Základní prvky jsou popsány na obrázku č. 4, kde je zobrazen brzdový posilovač v klidové poloze. Pro popis funkce slouží navíc následující obrázky 5 - 10. Posilovač je rozdělen membránou (3) a membránovým talířem (4) na dvě komory. Membrána je pevně umístěna v místě spoje *tělesa (10)* a *vakuového válce (11)*, na *řídící jednotce (8)* a zajišťuje utěsnění obou komor. Přepouštění podtlaku, nebo utěsnění *pracovní*

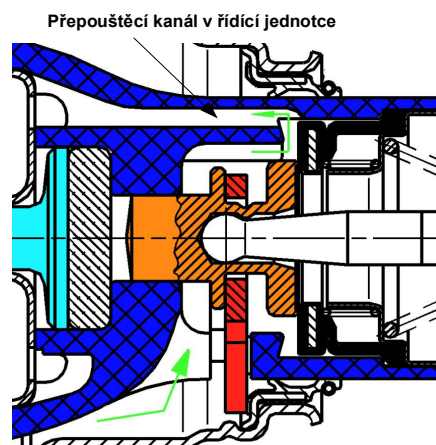


Obrázek 4: Základní prvky BKV [4]

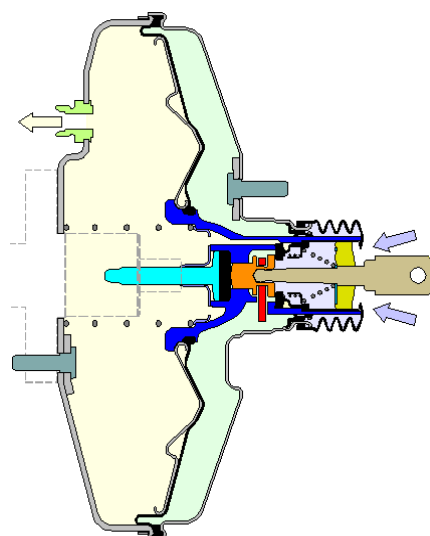


Obrázek 5: Detail řídicí jednotky [4]

komory (9) od vakuové komory (2) zajišťuje taliřový ventil (15). Taliřový ventil (15) dosedá na těsnící plochu řídicí jednotky (8) a na píst ventilu podle polohy pístu ventilu (8). V řídicí jednotce jsou dvě pružiny, zpětná pružina (18) zajišťuje společně s tlačnou pružinou (4) zpětný chod posilovače a pružina taliřového ventilu (17) zaručuje dostatečné přitlačení a opření taliřového ventilu. Pístní tyč (6) je vložena do pístu ventilu (14) a nerozebíratelně pojištěna deformací pístu ventilu, ale toto spojení umožňuje natočení, které je nutné kvůli pákovému převodu, který na pístní tyč netlačí vždy kolmo. Píst ventilu pak přenáší sílu řidiče (vstupní síla) na reakční kotouč, na který také dosedá řídicí jednotka, která přidává sílu vzniklou tlakovým rozdílem obou komor a reakční kotouč tyto síly přenáší na tlačnou tyč, která působí na primární píst hlavního brzdového válce.



Obrázek 6: Detail BKV v klidové poloze [4]

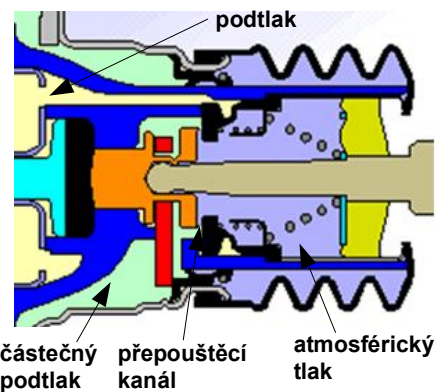


Obrázek 7: Částečné brzdění [4]

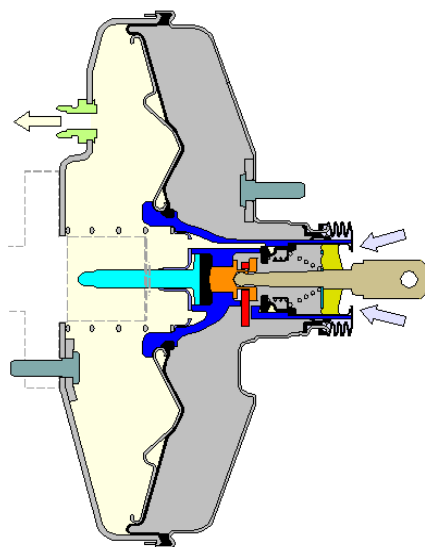
Brzdový posilovač má definované polohy ve svém pracovním cyklu. Je to klidová poloha, částečné brzdění, plné brzdění a uvolnění. Při běhu motoru dochází k neustálému vytváření podtlaku v brzdovém posilovači přes *Připojení podtlaku (1)*. Vzduch je odsáván podle polohy talířového ventilu z obou komor, nebo jen z *vakuové komory (2)*.

V první poloze dochází k odsávání vzduchu z obou komor, protože talířový ventil dosedá jen na píst ventilu, jak můžeme vidět na obrázku č. 6, a vytváří přepouštěcí kanál mezi oběma komorami. V této poloze nepůsobí na posilovač žádná akční (vstupní) síla, tedy nedochází k brzdění. Při sešlápnutí brzdového pedálu dochází nejprve k dosednutí talířového ventilu na řídicí jednotku a k uzavření přepouštěcího kanálu. Naopak píst ventilu odsedne od talířového ventilu a vytváří přepouštěcí kanál mezi vnějším prostředím a pracovní komorou. Tím vzniká rozdíl tlaků mezi oběma komorami a posilovač začíná plnit svoji funkci. Tato poloha částečného brzdění (obrázek 7) plynule přechází do polohy plného brzdění (obrázek 9) a to zvětšováním přepouštěcího kanálku a plného vyrovnání tlaků mezi pracovní komorou a vnějším atmosférickým tlakem. Při plném brzdění dosedá na reakční kotouč píst ventilu i řídicí jednotka. Součet sil od pístu ventilu a řídicí jednotky se rovná výstupní síle BKV. Při

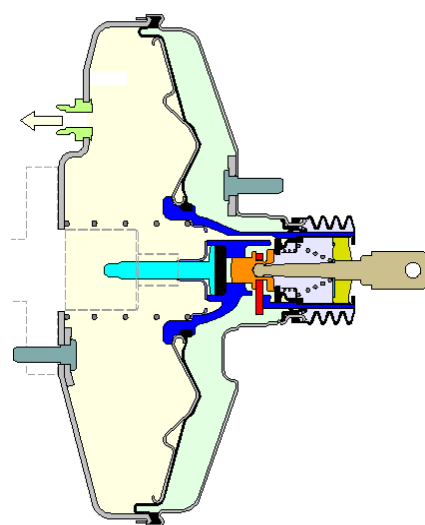
povolení pedálu tj. ukončení brzdění dochází vlivem pružin k zpětnému chodu



Obrázek 8: Detail částečného brzdění [4]



Obrázek 9: Plné brzdění [4]



Obrázek 10: Zpětný chod [4]

posilovače (obrázek 10), který se dostává tímto do poslední polohy svého pracovního chodu. K navrácení do výchozí polohy nedochází okamžitě, ale postupně. Při uvolnění síly dojde k odsednutí pístu ventilu od reakčního kotouče a dosedne na talířový ventil. Tím se uzavře přepouštěcí kanálek s vnějším prostředím. Poté talířový ventil odsedne z dosedací plochy řídicí jednotky a vytváří propojovací kanálek mezi oběma komorami. Posilovač přechází do klidové polohy s postupným vznikem podtlaku v obou komorách.

Brzdové podtlakové posilovače se vyrábí v různých modifikacích a s mnoha asistenty, ale tento popis funkce na tomto konvenčním typu je v zásadě stejný pro všechny.

2.1.1. Těsnost podtlakové části posilovače

Těsnost brzdového posilovače je definována povolenými úniky při měřicím procesu, který je přesně definován.[8] Únik je nežádoucím jevem, který je sledován. V případě velikých úniků se stává posilovač nefunkčním a jeho účel není splněn a může být ohrožena bezpečnost řidiče.

Tabulka 1: Tabulka Povolených úniků BKV při kontrole v zkušební laboratoři [4]

[REDACTED]		
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]	[REDACTED]

Zamezení úniku zajišťuje několik součástí. Při chodu posilovače navíc dochází k dynamickému namáhání dílů, které se jednoduše řečeno pohybují. Nejvíce je dynamicky namáhané *těleso (10)* a *vakuový válec (11)*. Tyto dvě součásti jsou utěsněny *lemem membrány (3)*. Zabránit pulzování BKV můžeme konstrukčním řešením, kterému se budu věnovat v další kapitole. Dalším místem pro nutnost těsnění je místo spoje mezi BKV a THZ. Toto místo je utěsněno těsnícím kroužkem. Důležitým místem může být také utěsnění průchozích kolíků (tyčí), které jsou těsněny o-kroužkem. Avšak nejvíce sledované místo je řídicí

jednotka, v níž dochází k jednotlivému přetěsňování průchozích kanálků talířovým ventilem.

Důležitým faktorem je také vliv času a okolí na těsnicí materiál. Tento problém je velice obsáhlý a zahrnuje se do něj jak časové stárnutí a křehnutí materiálu, zvláště gumových prvků, ale také vliv teploty na jednotlivé díly.

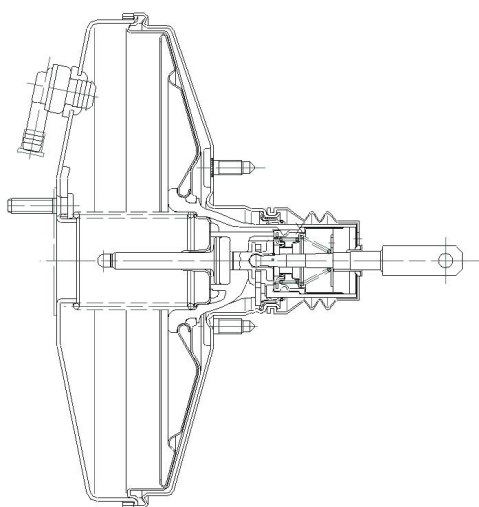


Obrázek 11: Potenciální místa netěsnosti [4]

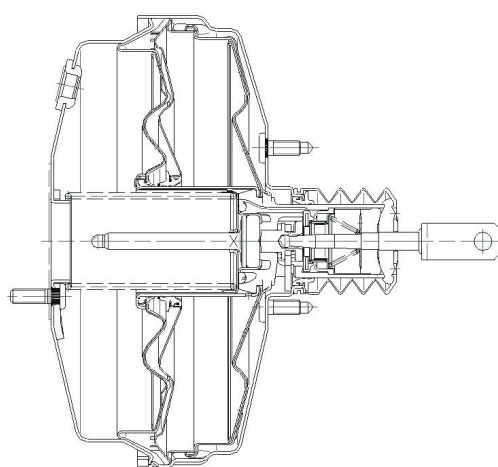
3. Rozdělení brzdových posilovačů

Podtlakové brzdové posilovače můžeme dělit podle mnoha kritérií. Základním kritériem pro pozorovatele může být velikost. Základní rozměr pro určení velikosti je průměr *vakuového válce (11)*. Tento průměr se udává v palcích a rozeznáváme velikosti 8“ 9“ 10“ a 11“. Velikost můžeme také určit ve směru hlavní síly a osy hlavního brzdového válce. Podle potřeby výstupní síly BKV se vyrábí single – dvoukomorový, nebo tandem – čtyřkomorový, můžeme vidět na obrázku č. 12. [6]

Single booster - dvoukomorový



Tandem booster - čtyřkomorový

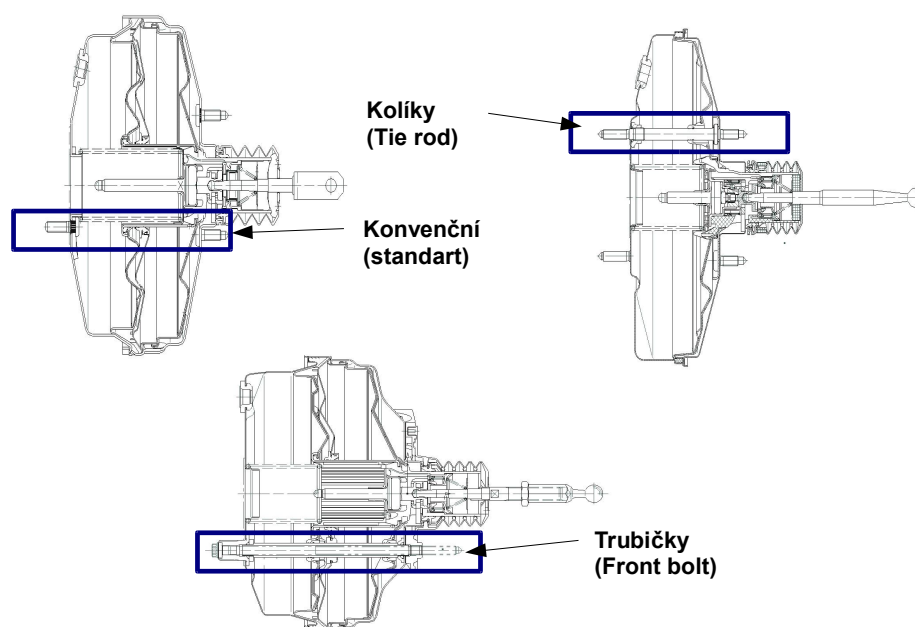


Obrázek 12: Rozdělení podle velikosti [4]

V předešlé kapitole bylo zmíněno, že pulzování lze odstranit konstrukčním řešením, které je dalším kritériem na rozdělení posilovačů. Toto řešení určuje, která součást nebo spoj bude přenášet osovou sílu posilovače. Existují 3 základní typy (obrázek 13). Konvenční řešení je jednodušší z hlediska složitosti součástí, utěsnění kolíků a montáže, ale naopak síly jsou přenášeny tělesem a vakuovým válcem, proto je také volený tlustší plech. Přesto je pulzování posilovače jevem, které odstraňuje až následující řešení. To je naznačeno na obr. 13 a využívá spojovacích kolíků (Tie rod), nebo trubiček (Front bolt).

Popis funkce BKV byl popsán na jednoduchém konvenčním řešení, kde v posilovači existuje jen jeden převod. Více informací je uvedeno v kapitole 4: Síly v brzdovém posilovači. Dalším z možných způsobů je řešení s dvojitým převodem (dual ratio) viz obrázek 14, kde tlak v závislosti na vstupní síle narůstá nejprve se

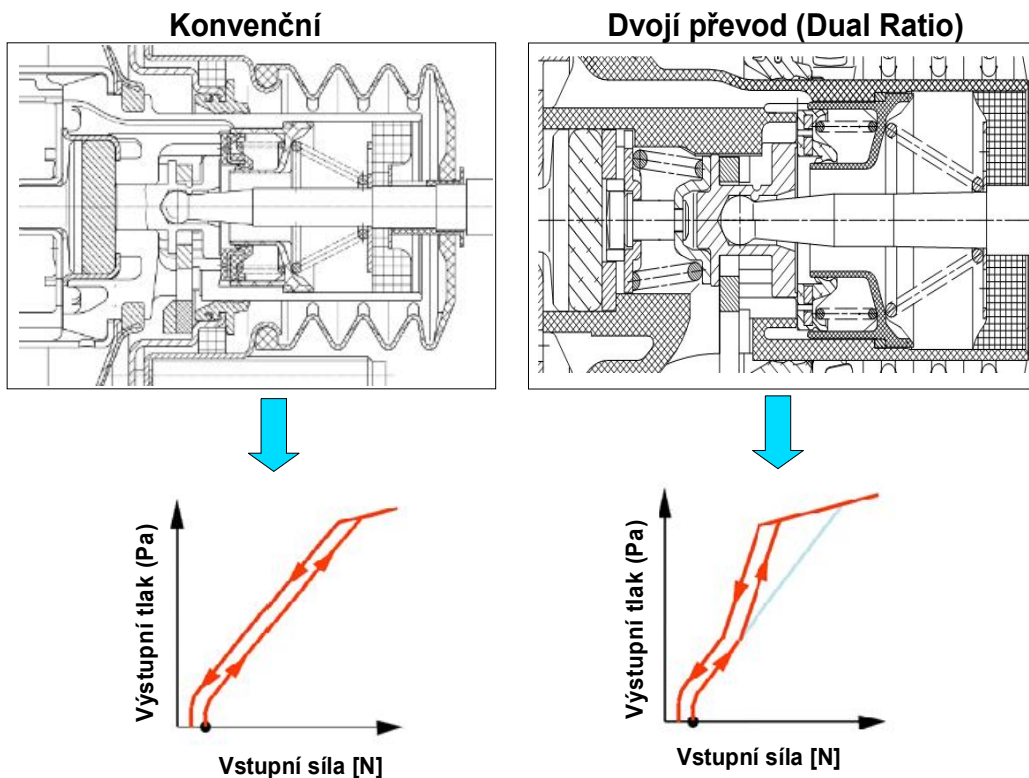
směrnicí danou jedním převodem a po změně dosedacích ploch se směrnicí druhého převodu, než dojde k ustálení tlaků v obou komorách tzv. bod nasycení. Po jeho dosažení posilovací síla nenarůstá a je konstantní. Tyto dvě řešení pracují jen mechanicky a používají princip poměru dosedacích ploch přenášené síly.



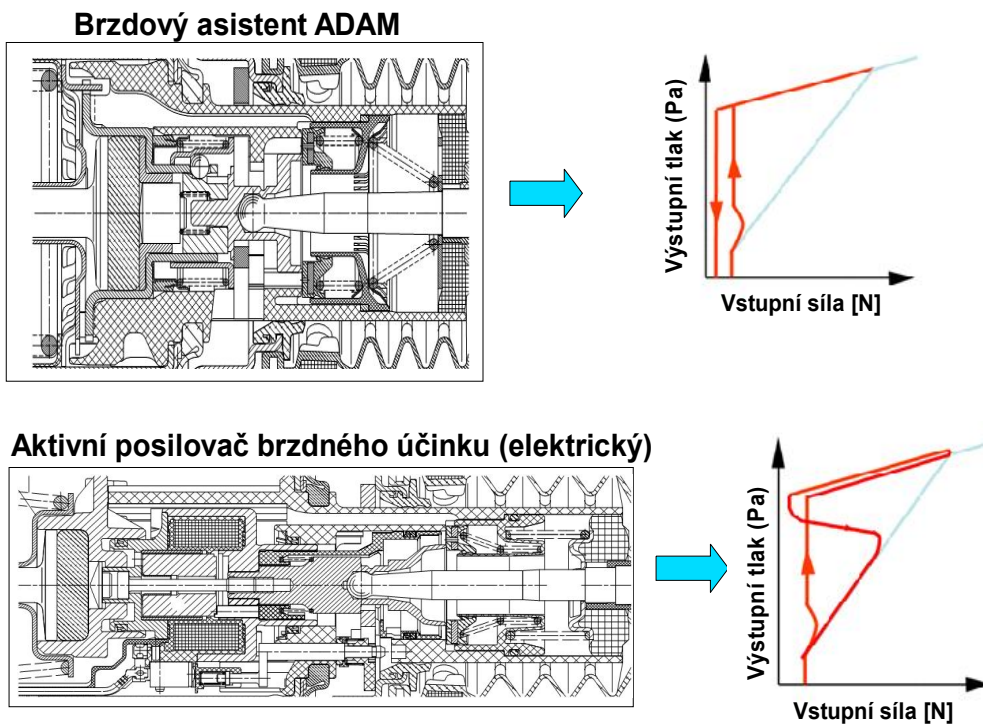
Obrázek 13: Konstruktivní řešení přenosu osově síly [4]

V případě prudkého sešlápnutí pedálu (nepředvídatelné panické brzdění) dochází k relativně pomalému „naběhnutí“ posilovače do provozního brzdění tj. vznik rozdílných tlaků v komorách. Existují proto různí asistenti, kteří umožňují rychlejší otevření přepouštěcího kanálku a tím i rychlejší posilovací efekt.[6] Podle funkce rychlosti a síly na pedálu se vyhodnocuje tzv. prahová hodnota, která určuje, kdy se systém bude chovat jako konvenční (běžné brzdění), nebo jako systém s asistentem (panické brzdění). Všechna tyto řešení se užívají ve většině případů s protiblokovacím systémem ABS. Výsledkem je kontrola zablokování kol kvůli velikému nárůstu tlaku a tím i brzděného účinku.[3] Odlišná provedení se projevují ve výstupní charakteristice posilovače¹. Uvádím zde dva asistenty, první je zcela mechanický, jedná se o systém ADAM. Druhý je elektrický tzv. Aktivní posilovač brzděného účinku. Charakteristiky a řezy řídicí jednotkou můžeme vidět na obrázku č. 15.

¹ Výstupní charakteristika BKV je síla x síla (síla na pedálu x síla na tlačné tyči), výstupní charakteristika celého posilovače i s hlavním brzdovým válcem je síla x tlak (síla na pedálu x hydraulický tlak vystupující z THZ-tu do brzdového rozvodu.



Obrázek 14: Konstrukční řešení a charakteristiky mechanických převodů v řídicí jednotce BKV [4]



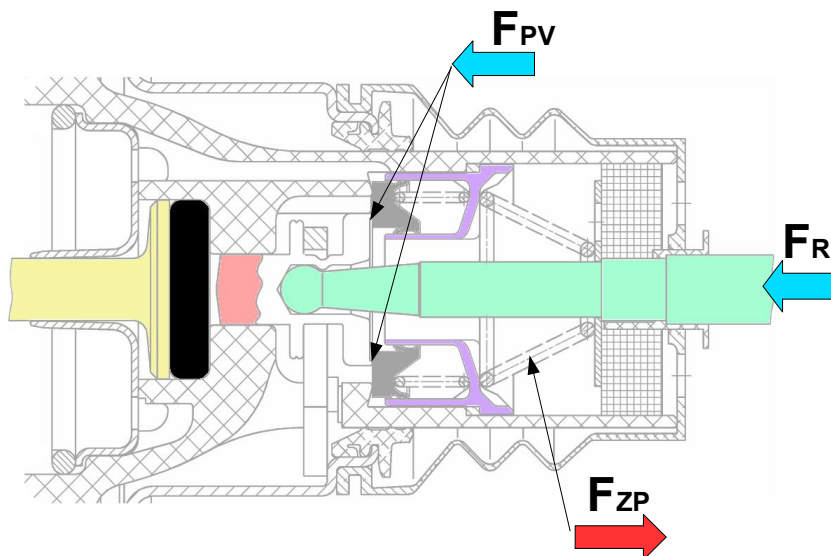
Obrázek 15: Konstrukční řešení a výstupní charakteristiky brzdových asistentů [4]

4. Síly v brzdovém posilovači

Základním účelem brzdového posilovače a ve své podstatě jediným je zesílení vstupní síly (fyzické síly řidiče). V brzdovém posilovači dochází ke vzniku přídavné síly rozdílem tlaků v komorách. Jedná se o pracovní komoru a vakuovou komoru. Ve vakuové komoře je optimálně hodnota podtlaku 0,8 baru, v pracovní komoře se hodnoty mění, v klidové poloze je zde stejný tlak jako ve vakuové komoře, protože jsou propojeny, ale při brzdění je komora propojena s okolím a vzniká v ní atmosférický tlak.

4.1. Reakční síla

V brzdovém posilovači je několik pružin, podle provedení, avšak většina z nich až na výjimky zajišťují zpětný chod posilovače. Při zmáčknutí pedálu uvádíme na pedál sílu, která se hned neprojeví jako tlak v brzdovém systému, ale dojde při ní k vymezení vůlí a dosednutí dílů, tento jev se nazývá mrtvá dráha posilovače. Následným zvyšováním síly přivádíme do posilovače sílu, která je potřeba pro aktivaci mechanismů zajišťující správný chod. Pro uvedení posilovače do provozní pozice (brzdění) je potřeba stanovit hodnotu potřebné síly. Tato síla se nazývá **reakční silou** a je definovaná jako síla, která uvádí posilovač do provozního brzdění.



Obrázek 16: Síly pro popis Reakční síly [6]

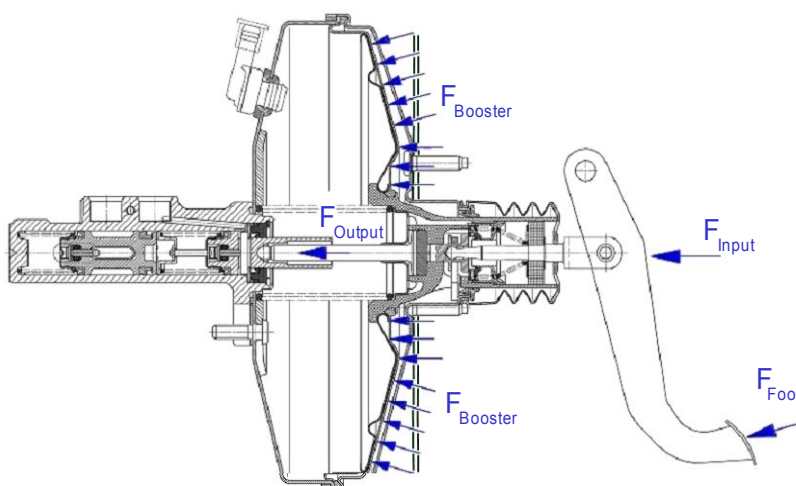
$$\mathbf{F}_R = \mathbf{F}_{ZP} - \mathbf{F}_{PV} \quad [6] \quad \mathbf{F}_{PV} = S_{pV} \cdot p_{TV} \quad \mathbf{F}_{ZP} = k_{ZP} \cdot \Delta_{y_{ZP}}$$

V jiném pohledu je to síla, která uvolňuje píst ventilu z talířového ventilu. Na pístní tyč tlačíme silou F_r , která se rovná rozdílu síly zpětné pružiny F_{ZP} a síly F_{PV} , kterou působí talířový ventil na pístový ventil. Síla F_{ZP} je přímo definovaná součinem tuhostí k_{ZP} a rozdílu délky stlačené a nestlačené pružiny Δy_{ZP} . Síla F_{PV} je dána dosedací plochou S_{PV} a tlakem p_{TV} na ní působící, tento tlak je závislý na síle talířové pružiny F_{TP} , která v případě dosednutí talířového ventilu na řídicí jednotku vytváří tlak působící jak na píst ventilu, tak na řídicí jednotku. [6]

4.2. Síla odskoku

Když začneme vstupní sílu navyšovat a přesáhneme reakční sílu, tak se pístní tyč uvede do pohybu. Síla na zpětné pružině roste s výchylkou a síla F_{PV} klesá z důvodu uvolňování pružiny. Pružina talířového ventilu se uvolní o vzdálenost danou polohou talířového ventilu a řídicí jednotky v klidové poloze. Síla v talířové pružině poklesne s již zmíněnou výchylkou. Poté co talířový ventil dosedne na řídicí jednotku, skokově poklesne síla F_{PV} až na nulovou hodnotu a o to skokově naroste síla talířového ventilu na řídicí jednotku – čímž utěsní spojovací kanálek mezi oběma komorami. V tu chvíli je vstupní síla rovna síle zpětné pružiny F_{ZP} a vzniká přepouštěcí kanálek mezi pracovní komorou a vnějším prostředím a rychle narůstá rozdíl tlaků v komorách.

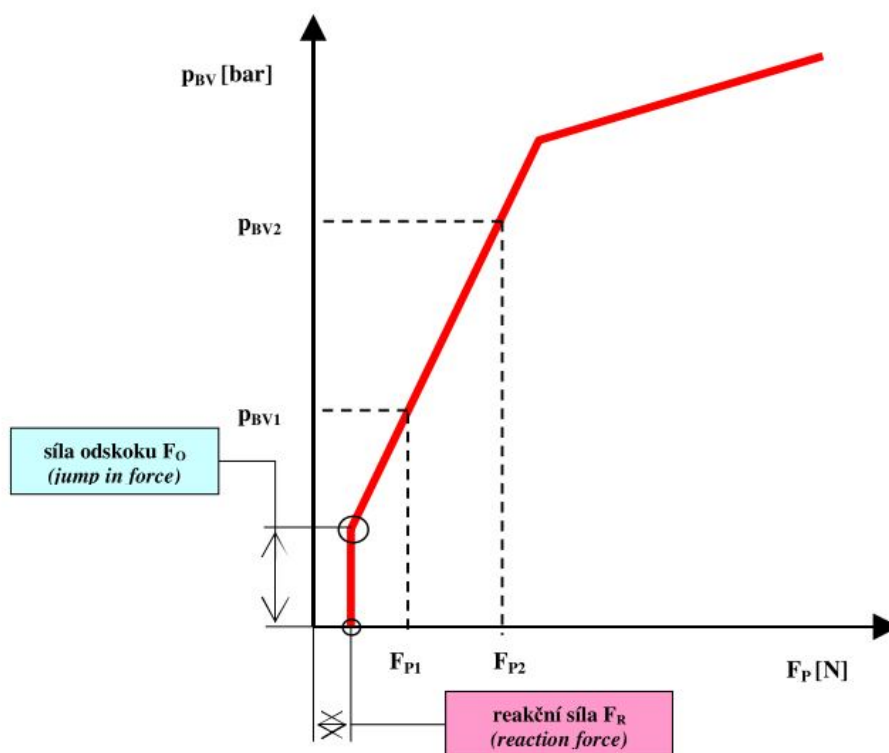
Když píst ventilu ještě nedosedá na reakční kotouč, začíná nabíhat posilovací síla ($F_{BOOSTER}$) vznikající rozdílem tlaků působících na plochu membránového talíře (v případě tandemového provedení – na dva talíře)



Obrázek 17: Schéma působení posilovací síly [4]

(viz obrázek 17). Membránový talíř je upevněn na řídicí jednotce, proto je síla přenášena řídicí jednotkou na reakční kotouč, v tu chvíli působí také na řídicí jednotku síla zpětné pružiny a síla talířového ventilu dosedajícího na řídicí jednotku. Síla talířového ventilu je konstantní od odsednutí pístu ventilu, síla zpětné pružiny se mění se stlačením, dokud nedosedne píst ventilu na reakční kotouč, pak se stává také konstantní. Síla membránového talíře je proměnná, dokud nedojde k ustálení rozdílu tlaků.

Síla odskoku se nejlépe určí z charakteristik posilovače. Zcela nejjednodušeji se odečte z výstupní charakteristiky $F_{OUT} = f(F_{IN})^2$. Výše uvedený popis vymezuje hranice a důvod „odskoku“ síly. Sílu odskoku si nejlépe zavedeme jako hodnotu síly, která vstupuje do hlavního brzdového válce (síla na tlačné tyči) těsně před dosednutím pístu ventilu na reakční kotouč. Pro podrobný popis viz obrázek 18.



Obrázek 18: Určení síly odskoku [6]

$$F_O = p_{F_O} \cdot S_{HV}$$

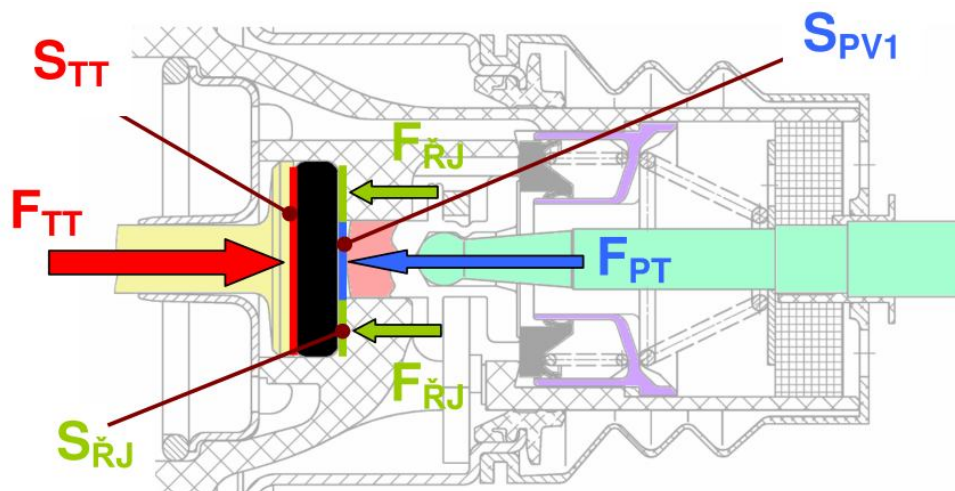
$$p_{F_O} = p_{BV1} + \frac{p_{BV2} - p_{BV1}}{F_{P2} - F_{P1}} (F_R - F_{P1})$$

² Charakteristika $F_{OUT} = f(F_{IN})$ je závislost mezi vstupní silou (silou na pístní tyči) a výstupní silou na tlačné tyči.

Výsledný vztah (dříve uvedený) pro určení síly odskoku vychází z určení hodnoty tlaku v hlavním brzdovém válci a poté vynásobením s plochou průřezu hlavního brzdového válce. Na obrázku 18 je zavedena kóta síla odskoku F_o , avšak tato kóta určuje hodnotu tlaku v charakteristice síla x tlak. Hledanou sílu určíme podle průměru hlavního brzdového válce.

4.2. Převodový poměr

Píst ventilu, reakční kotouč, řídicí jednotka a dosedací plocha tlačné tyče zajišťují určitý převod posilovače ($i_{\text{posilovač}}$), který je dán poměrem dosedacích ploch těchto dílů. Převodový poměr vstupní a výstupní síly posilovače nastává až po dosednutí pístu ventilu na reakční kotouč. Jak je patrné na obrázku 19, součet sil na reakčním kotouči je roven nule. Výsledný převodový poměr se udává jako



Obrázek 19: Schéma sil pro výpočet převodového poměru [6]

$$F_{TT} = F_{RJ} + F_{PT} \quad [6]$$

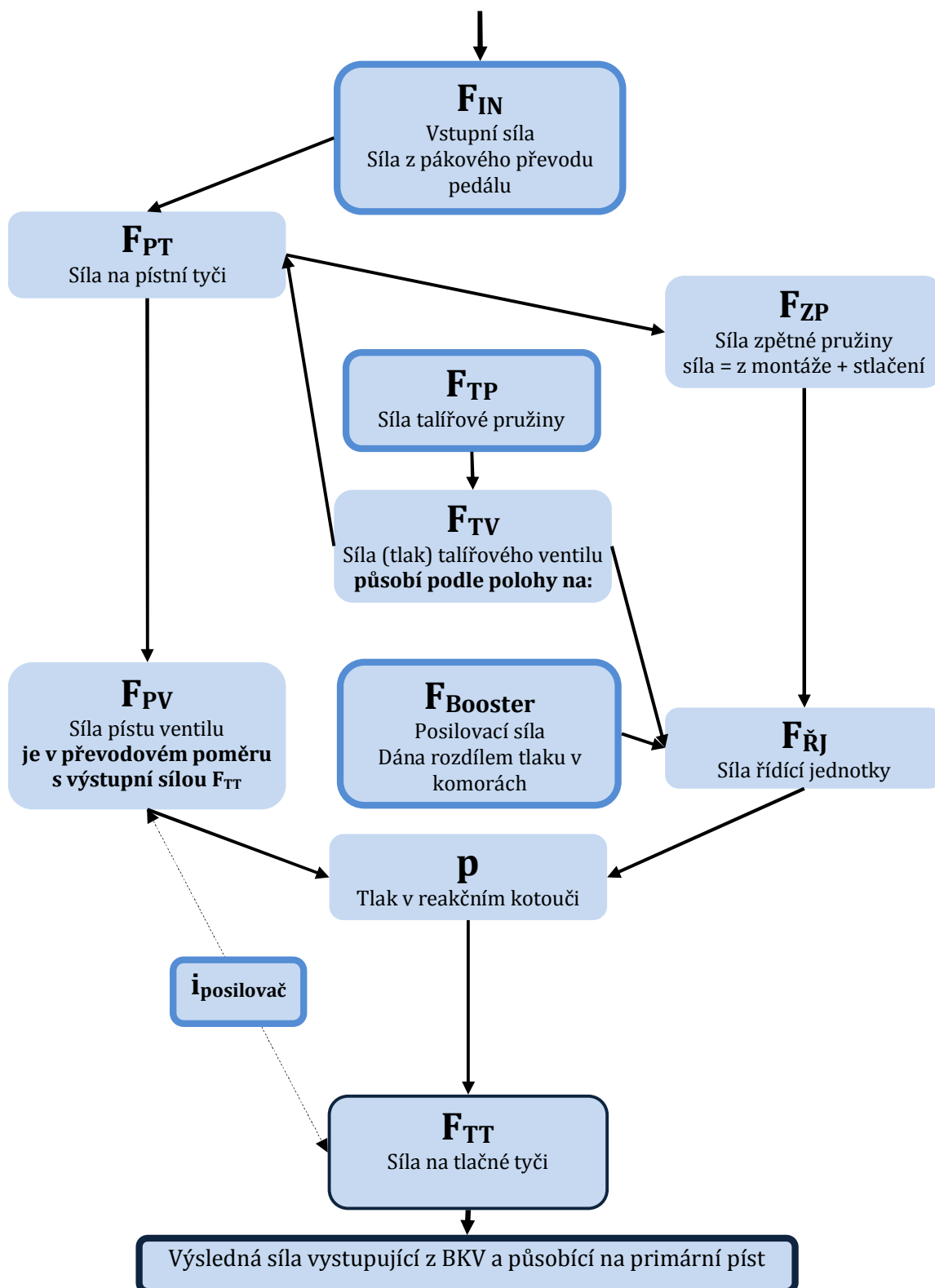
$$S_{TT} \cdot p = S_{PV1} \cdot p + S_{RJ} \cdot p \quad F_{RJ} = F_{\text{BOOSTER}} + F_{ZP} + F_{TV} \quad F_{PT} = F_{IN} - F_{ZP}$$

$$i_{\text{posilovač}} = \frac{F_{TT}}{F_{PT}} = \frac{S_{TT} \cdot p}{S_{PV1} \cdot p} = \frac{S_{TT}}{S_{PV1}} \quad [6]$$

převod brzdového posilovače. Síla F_{PT} má hodnotu, která začne být přenášena pístní tyčí po překonání síly zpětné pružiny. Síla F_{RJ} je celková síla řídicí jednotky, kterou zajišťuje síla F_{BOOSTER} , síla F_{ZP} a F_{TV} (síla talířového ventilu). Síla řídicí jednotky se na určité hodnotě ustálí a přestává být proměnná se vstupní silou. Tato hodnota je závislá na ustálení tlaků v komorách a dosednutí pístu ventilu na reakční kotouč.

[6]

4.3. Schéma sil v podtlakovém brzdovém posilovači



Obrázek 20: Schéma působících sil v BKV

5. Vytyčení cíle práce

První část práce se zaměřuje na popis obecných mechanismů v podtlakové části brzdového posilovače. Popisuje funkci a úkol jednotlivých částí pro zajištění správného chodu. Definiuje těsnost s odkazem na hodnocení problému těsnosti. Součástí je také studium sil a jejich přenosu.

Druhá část se zaměřuje na zpracování problematiky těsnosti podtlakového brzdového posilovače. Oblast zkoumání je podtlaková část s konkrétním zaměřením na řídicí skupinu. Práce se věnuje popisu a studiu těsnosti a analyzování jednotlivých dílů sestavy řídicí skupiny. Hlavními cíli jsou specifikace vlastností dílů a hodnocení jednotlivých konstrukčních řešení zapojených součástí. Popis funkčních zkoušek a vnějších vlivů je také podkladem pro výsledné hodnocení a možné návrhy změn v celém systému výroby, montáže a konstrukčního řešení.

Praktická část

6. Analýza dílů zajišťující těsnost

Řídící jednotka podtlakového brzdového posilovače je konstrukčně řešena z množství dílů závisející na funkčním provedení celého posilovače. Jak jsem se zmínil již v teoretické části, díl zajišťující utěsnění komor v řídicí jednotce je talířový ventil. Tento ventil je v základním provedení funkčně stejný pro všechny typy a zajišťuje těsnost vždy stejným způsobem. V následujících kapitolách se budu zabývat rozbořem jednotlivých dílů podílející se na utěsnění jak přímým, tak i nepřímým způsobem.

6.1. Talířový ventil

Při chodu posilovače tento komponent dosedá různými plochami na jednotlivé díly a jejich těsnící plochy. Nejedná se o statický díl, ale naopak mechanicky se pohybující, na svém vnitřním a vnějším průměru se nacházejí těsnící bříty, které při pohybu zamezují únikům po jeho vnitřním a vnějším okraji, jak je znázorněno na obrázku 21.

- Na talířový ventil působí pružina talířového ventilu (dále PTV), která určuje tlak, kterým talířový ventil dosedá na těsnící hrany. V klidové poloze na vnější těsnící hranu dosedá píst ventilu a tím je utěsněn kanálek mezi vnějším prostředím a



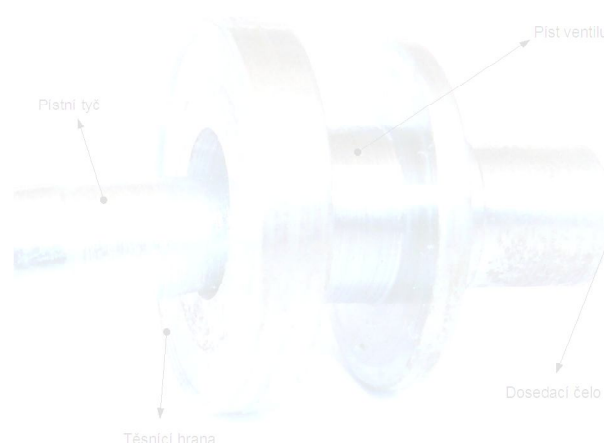
Obrázek 21: Talířový ventil

pracovní komorou. Tento těsnící spoj je řešený dosedací hranou pístu ventilu, který můžete vidět na obrázku 22. Tato hrana se tlakem vtiskne do talířového ventilu, jehož hloubku vniknutí určuje tvrdost materiálu talířového ventilu a síla PTV. Při částečném a plném brzdění talířový ventil dosedá vnější těsnící plochou na řídicí jednotku a utěšňuje vakuovou komoru od pracovní komory. V tomto těsnícím spoji je talířový ventil přisáván podtlakem a přitlačován PTV, která vlivem povolení tlačí menší silou než v klidové poloze na píst ventilu.

- Důležité je zajištění správného a rovnoměrného dosednutí talířového ventilu. Z hlediska výkresové dokumentace je pro těsnící plochu určena rovinnost 0,1 a rovnoběžnost s kovovým tělem talířového ventilu. Je zde také stanovena mikrotvrdost, která zaručuje adaptabilitu materiálu.
- Talířový ventil je výrazně ovlivňován dalšími díly, které společně mohou vytvořit jednotku funkční i nefunkční. Jednotlivé vlivy se mnohou sčítat nebo vzájemně vylučovat. Na těsnost talířového ventilu mohou mít vliv tvary dosedacích ploch a rozměry v hraničních hodnotách tolerančních polí. Nejvíce ovlivňující součást je PTV, která určuje tlak a správné dosednutí těsnících ploch.

6.2. Píst ventilu

Na pístní tyč, která je zakončena kulovitou plochou, dosedá součást s vnitřním kuželem, který umožňuje vyosení součásti vůči ose tyče. Tato součást se jmenuje píst ventilu. Deformací pístu ventilu jsou tyto dvě součásti nerozebíratelně spojeny. Tento díl má svoji polohu přesně vymezenou a jeho rozměry a tvar dosedacího čela určují výstupní charakteristiku brzdového posilovače.



Obrázek 22: Píst ventilu s Pístní tyčí

- V předešlé kapitole jsem zmínil, že se píst ventilu v klidové poloze vtlačuje do talířového ventilu a utěšňuje pracovní komoru od vnějšího prostředí. Jiný těsnící účel píst ventilu nemá. V situaci, kdy píst ventilu dosedá na talířový ventil, je v obou komorách vytvořen podtlak a na píst ventilu působí vnější tlak, který snižuje reakční sílu, ale také odtlačuje píst ventilu od talířového ventilu, avšak tato síla je vůči síle PTV zanedbatelná. Při uvolnění síly na pedálu píst ventilu odskočí od reakčního kotouče do vzdálenosti určené vůči klínu a dosedne na talířový ventil. Malé radiální vůle dílů a vyosení způsobují nesouosé dosednutí těsnících prvků, které je ale vyřešeno širokou dosedací

plochou talířového ventilu. Nesouosá poloha může způsobit také nerovnoměrný tlak na díl, kde může dojít k naklonění dílu a tím pádem k nerovnoměrnému tlaku na těsnicí spoj od PTV.

- Z hlediska konstrukčního řešení je na výkrese stanovena kolmost dosedací hrany vůči ose válce čela. Je také stanovena souosost vnějšího průměru vůči zmíněné základně. Tyto geometrické tolerance zajišťují správný pohyb a

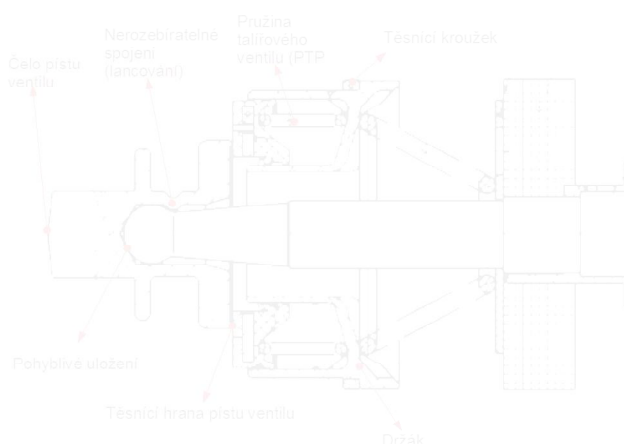
utěsnění. Z hlediska konstrukce a pak následně i montáže je velice obtížné zajištění souososti pístu ventilu a pístní tyče.

- Utěsnění pístu ventilu zajišťuje tlak, který vytváří PTV, která tlačí na talířový ventil. Správná funkce je určena souosostí dílů a rovnoměrným tlakem na těsnicí hranu. V případě nezajištění těchto podmínek dochází k nerovnoměrnému rozložení sil a tím i k špatnému utěsnění.

6.3. Řídící jednotka

Nejdůležitější a nejsložitější součástí je řídicí jednotka. Těsnících míst na řídicí jednotce je mnoho. Řídící jednotka je utěsněna ve vakuovém válci, na řídicí jednotce těsní membrána. Pro těsnost s hlediska talířového ventilu je dosedací hrana na řídicí jednotce.

- Těsnicí spoj na řídicí jednotce je velice sledován, protože při chodu posilovače tj. při částečném a plném



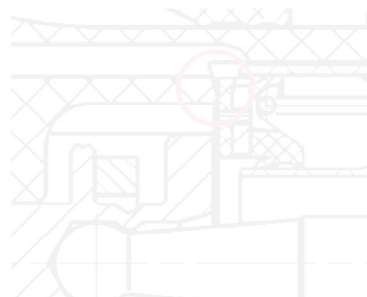
Obrázek 23: Řez „Indiánem“ [4]



Obrázek 24: Řídící jednotka

brzdění dosedá na tuto hranu talířový ventil a utěsňuje vakuovou komoru. Při této situaci je nejdůležitější, aby žádné úniky nenastaly. V řídicí jednotce se nacházejí přepouštěcí kanálky, které spojují vakuovou a pracovní komoru.

- Těsnící hrana je s mírným zkosením a se zaoblením z důvodu lepšího vtisknutí do talířového ventilu. Je zde definováno axiální házení. Pro zajištění sousostí řídicí jednotky a talířového ventilu slouží vedení držáku, který zajišťuje uložení v řídicí jednotce a dosedá na specifickou hranu, která je dotěsněna těsnícím kroužkem.



Obrázek 25: Těsnící spoj Talířového ventilu a Řídicí jednotky[4]

- „Indián“ je sestava dílů zajištěné pístní tyčí s pístem ventilu. Tato sestava se vkládá do řídicí jednotky a je zajištěna klínem. Sousost těchto dílů je naprosto nezbytná. Dalším vlivem je rovinnost dosedací plochy a také vliv pružin, kterými se budu zabývat v další kapitole.

6.4. Komponenty s nepřímým vlivem

Dříve zmíněný „Indián“ je složen ze dvou pružin. Funkce těchto pružin je popsána výše, ale z hlediska těsnosti mají jeden z nejdůležitějších vlivů.

6.4.1. Zpětná pružina

Zpětná pružina je při montáži stlačena a po celou její životnost v brzdovém posilovači je předepjatá. Únava pružiny a její další materiálové vlastnosti nejsou pro těsnost výrazně důležité. Nejdůležitějším a velice problematickým řešením pro těsnost je zakončení pružiny. Jedná se o pružinu kuželovou (nebo válcovou) se zakončeným nebroušeným koncem. V dřívějších kapitolách jsem zmiňoval sousost součástí a rovnoměrné rozložení tlaku. Zpětná pružina s nebroušenými konci při stlačení nerovnoměrně



Obrázek 26: Zpětná pružina

vytváří tlak na dosedací plochu, dochází k nerovnoběžnosti dílů a nesouososti. Vybočení pružiny a výsledné natočení je také jedním z vlivů nebroušených konců. Druhým problémem je přeskočení závitů.

6.4.2. Pružina talířového ventilu

Pružina talířového ventilu má stejné vlastnosti jako zpětná pružina, její nebroušené konce se opírají o držák a o talířový ventil. Přeskočení u této pružiny neuvažujeme z důvodu nízkého počtu činných závitů, kterých má (podle řešení) 1,5. V minulých kapitolách jsem zmiňoval PTV jako jeden z nejdůležitějších dílů pro zajištění těsnosti. Souosost a rovnoběžnost dosedacích ploch závisí totiž nejvíce na PTV. Poloha nebroušených konců vůči sobě není dána.



Obrázek 27: Pružina talířového ventilu

6.5. Přehled vlivů

Tabulka 2: Přehled vlivů jednotlivých dílů na problematiku těsnosti

	Jednotlivé díly				
	Talířový ventil	Píst ventilu	Řídící jednotka	Zpětná pružina	Pružina talířového ventilu
Vysoký vliv	rovinnost kolmost	souosost rovinnost	souosost rovinnost	nebroušená nesouměrná přeskočení	Nebroušená nesouměrná
Nízký vliv	mikrotvrдость				

7. Systémy kontroly

K zjištění funkčnosti a těsnosti slouží kontroly na linkách a pravidelné testování celého posilovače s výstupní charakteristikou síla x tlak. Pro jednotlivá testování jsou zavedené parametry zkoušky a tolerance naměřených hodnot. Při jakékoliv hodnotě, která nevyhovuje specifikaci, je výrobek stažen z výroby,

přepracován a znovu zkontrolován. A pokud i poté nevyhoví specifikaci, je recyklován. Z hlediska firemních analýz a měření nelze jednoznačně stanovit po kontrole chybný díl, často je proto recyklován téměř celý posilovač. Těsnost je jeden z hlavních důvodů vyřazení pro nefunkčnost.

7.1. Na výrobní lince

Ve výrobním procesu montáže dojde k smontování kompletního brzdového posilovače, který se skládá z podtlakové části (BKV), Hlavního brzdového válce (THZ) a nádržky na brzdovou kapalinu (BEH). Kontroly na netěsnost a správnou funkčnost jsou prováděny v průběhu montáže. Na výrobní lince jsou prováděny dvě kontroly na těsnost. První kontrola je provedena hned po smontování podtlakové části. Druhá kontrola je provedena po přimontování THZ-tu.

- Výstupní charakteristika BKV je síla x síla. Na první kontrole je kontrolována výstupní síla podle dané charakteristiky vyráběného posilovače. Díl na stanovišti je zaaretován, zatěsněn otvor pro THZ, připojeno odsávání a je vytvořen podtlak. Poté je pístní tyč stlačována a je snímána charakteristika výstupní síly na vstupní síle. Při určité hodnotě vstupní síly je ověřena hodnota výstupní síly. Tato kontrola stanovuje funkčnost posilovače, ne však jeho únik. Určuje pouze chyby zamezující správnému chodu. Netěsnost by se zde projevila jen při velice výrazném úniku, který by snížil výstupní sílu pod tolerovanou hodnotu.

Tabulka 3: Přehled hodnot při kontrole síla x síla

[REDACTED]	
	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED] [REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED] [REDACTED]
[REDACTED] [REDACTED]	[REDACTED] [REDACTED]

Obrázek 28: Kontrolní stanice síla x síla

- K zjištění úniku slouží druhá kontrola tzv. Funkční zkouška. Na této stanici je kontrolován únik tj. změna tlaku za určitý čas po odsátí na specifikovanou hodnotu. Je zde kontrolována podtlaková část s THZ-tem. Nejprve je vytvořen podtlak ve vakuové komoře, následně je posilovač stlačen do plného brzdění a uvolněn. Je měřena doba uvolnění. Dalším krokem je vytvoření vakua a jeho stabilizace – stlačení do polohy částečného brzdění a měření úniku. V poloze částečného brzdění je kontrolován spoj talířového ventilu a řídicí jednotky. Dalším krokem zkoušky je uvolnění a měření úniku. V poloze uvolnění je kontrolován spoj pístu ventilu a talířového ventilu.

Tabulka 4: Přehled hodnot při Funkční zkoušce

[REDACTED]	
	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]
[REDACTED]	[REDACTED]

Obrázek 29: Funkční zkouška

7.2. Pravidelné kontroly

Pravidelné kontroly jsou prováděny, pokud dojde k změně typu posilovače na lince, tj. linka se přestaví a vyrábí se jiný typ, nebo při jiné směně. Jedná se o první jeden nebo dva vyrobené kusy. Tento kus sice projde kontrolami na lince, ale je poté zkontrolován ve zkušební laboratoři. Zkouška je specifická tím, že je THZ připojen a zalit brzdovou kapalinou a dochází ke kompletní simulaci brzdění. Výstupem této zkoušky je charakteristika síla x tlak. Tato zkouška má vyšší vypovídající hodnotu, závislosti jsou pravdivější z důvodu vlivu všech odporů a tření. Hodnoty odpovídající této zkoušce jsem uvedl v kapitole Těsnost podtlakové části posilovače. Důležitým faktorem je čas zkoušky. Ve výrobním procesu se takt výroby neustále zkracuje, proto i zkoušky jsou prováděny jen nejnutnější dobu. Při pravidelných kontrolách je brzdový posilovač kontrolován časy několikanásobně delšími.

7.3. Rozbor kontrol

Jednotlivé díly jsou při montáži pouze usazeny do správné pozice, posilovač není „procvičen“ tj. není několikrát za sebou uveden do pracovního cyklu. V pořadí první zkouška probíhá hned po smontování, díly jsou hned uvedeny do chodu. U druhé následné zkoušky je posilovač uveden do plného brzdění a povolen a poté dochází až k měření těsnosti. Rychlost zkoušky má veliký vliv na výsledné hodnoty, jedná se hlavně o rychlost pístní tyče. Rychlost je také stanovena ve velikém rozmezí. U Funkční zkoušky je rychlost dána tlakem v pneumatickém řídicím obvodu. Dalším vlivem může být také neodpovídající hodnota Funkční zkoušky, kde odporem vůči stlačení pístní tyče jsou pouze pružiny a tření těsnících manžet, není zde vytvořen tlak kapaliny.

Přehled vlivů:

- Brzdový posilovač není „procvičen“ před kontrolou – díly se neusadí
- Rychlost pístní tyče
- Chybějící odpor u Funkční zkoušky

8. Montážní proces dílů řídicí skupiny

Montážní proces řídicí skupiny se skládá z několika stanovišť. Zaměřím se na montážní proces jednotky „Indián“, která byla již dříve zmíněná, a jejího vložení do řídicí jednotky.

- Montáž „Indiána“ je provedena na jednom stanovišti. Jedná se o díly: pístní tyč, objímka, filter, sedlo pružiny, zpětná pružina, držák, těsnící kroužek, pružina talířového



Obrázek 20: Složený „Indián“

ventilu, talířový ventil, píst ventilu. Nejprve je vložen píst do lancovacího³ stroje, na něj je vložen talířový ventil s PTV a poté je shora vložen již sestavený komplet, jak můžeme vidět na obrázku. Lancovací stroj sjede do pozice, kdy

³ Lancování od německého slova lancieren je firemní název pro deformaci dílu k zajištění nerozebíratelného spoje dvou dílů

naplno dosedne pístití tyč na kuželovou plochu pístitu ventilu, poté dojde k lancování na obvodu pístitu ventilu a komplet je nerozebíratelně spojen. Správné nastavení pozice nožů zajišťuje vůli spoje, která je pro posilovač nezbytná. Jednotlivé díly jsou před smontováním mazány. Podle výkresové dokumentace je množství maziva přesně definováno. Mazaná je kuželová plocha pístitu ventilu, talířový ventil na svém vnitřním a vnějším obvodu a stejně tak i držák.

Obrázek 31: Lancovací stroj

- Následujícím krokem je vložení „Indiána“ do řídicí jednotky. Řídicí jednotka je předmontována, je na ni umístěn membránový talíř a membrána. Řídicí jednotka je na vnitřním průměru namazána a je do ní vložen „Indián“. Je přitlačen až na dosedací hranu těsnícího kroužku a lehce přitlačen. Dalším krokem je zasunutí klínu. Klín zajišťuje stálou pozici v řídicí jednotce a utěsnění „Indiána“ v řídicí jednotce, také vymezuje axiální vůli pístitu ventilu.

9. Další vlivy

Vlivů, které se mohou projevit jako netěsnost brzdového posilovače, může být mnoho. Těsnost musí být řešena jako komplexní problém, lze však stanovit procesy, které mohou mít potenciálně špatný vliv.

9.1. Vliv maziva

V brzdovém posilovači je mazáno mnoho spojů, zajišťují menší tření. V případě řídicí jednotky zajišťují také správné dosednutí dílů. Na jednotlivá místa v řídicí jednotce je přesně předepsaná hodnota maziva. Z hlediska pohybu je mazivo přínosem, ale z hlediska těsnosti tomu je naopak. Pro těsnící spoje je potřeba odmaštěných ploch. Talířový ventil je po svém obvodu mazán, ve výrobě je mazán automatickou maznicí. Je vložen do mazacího lůžka. Při tomto postupu může dojít ke kontaktu těsnících ploch a maziva. A to především vnitřní a vnější těsnící plochy talířového ventilu. K namazání těchto ploch může dojít také při nadměrném mazání spoje kužel – kulovitá plocha (spoj pístití tyče a pístitu ventilu) – mazivo může být vytlačeno ven a dostat se na těsnící plochy.

10. Rozbor výsledků a návrhy řešení

V této kapitole uvádím shrnutí možných výsledků a jejich uplatnitelnost. Některé z návrhů by mohly být dalším bodem šetření, ověřování a měření, která by vedla ke komplexnímu vyhodnocení problému.

Tabulka 5: Přehled návrhů a řešení pro Pružinu talířového ventilu

Díl	Návrh	Řešení	Zhodnocení	Efektivita a uplatnitelnost
Pružina Talířového ventilu (PTV)	Pootočení konců	Konce pružiny v poloze 180° vůči sobě	Částečné snížení vlivu nebroušených konců – tím i rovnoměrnější tlak	Ekonomicky nenáročné, změny v počtu závitů, větší kontrola
	Zbroušení	Zbroušené konce pružiny	Rovnoměrný tlak, sousost, redukce vybočení	Ekonomicky náročné
	Větší síla	Změna volné délky pružiny	Změna výstupní charakteristiky, větší tlak na těsnící plochy	Změna výkresové dokumentace, přepracování výstupních parametrů
	Vypodložení	Vypodložení pružiny měkkou podložkou (guma)	Větší síla, změna charakteristik, rovnoměrnější tlak na těsnící plochy	Směr dalšího zkoumání a měření

- Nejefektivnější je zbroušení pružiny, ale toto řešení je ekonomicky nepřijatelné, cena kusu by mohla narůst až dvojnásobně. Nejpřijatelnější je natočení konců pružiny. Počet činných a všech závitů zakončené na -0.5 a zavedení W^4 značky na

⁴ W značka znamená důležitost tohoto údaje – z německého slova wichtig

tento údaj. Další návrhy jsou podmíněné nutností zkoumání a měření, jestli by byly efektivní a přínosné.

Tabulka 6: Přehled návrhů a řešení pro Zpětnou pružinu

Díl	Návrh	Řešení	Zhodnocení	Efektivita a uplatnitelnost
Zpětná pružina	Zbroušení	Zbroušené konce pružiny	Souosost, rovnoměrný tlak, redukce vybočení	Ekonomicky náročné
	Pootočení konců	Konce pružiny v poloze 180° vůči sobě	Částečné řešení nebroušených konců	Změny v počtu závitů – větší kontrola

- Vhodnou konstrukční změnou pro zpětnou pružinu by bylo zavedení počtu závitů jako pro pružinu talířového ventilu a s tím i zavedení do výkresové dokumentace důležitost tohoto rozměru.

Tabulka 7: Přehled návrhů a řešení pro Talířový ventil

Díl	Návrh	Řešení	Zhodnocení	Efektivita a uplatnitelnost
Talířový ventil	Správné mazání	Navýšení množství maziva na třecích plochách	Nižší tření dílu – rychlejší usazení dílů	Jednoduché řešení a ekonomicky nenáročné
		Není konkrétní řešení, nutnost ověření	Zamezení namazání těsnících ploch	Další zkoumání

Tabulka 8: Přehled návrhů a řešení pro výrobní linku

Proces	Návrh	Řešení	Zhodnocení	Efektivita a uplatnitelnost
Výrobní linka	„Procvičení“ brzdového posilovače	Na kontrolách uvést posilovač několikrát do stavu brzdění a uvolnit	Díly se lépe usadí – lepší výsledky u zkoušky	Prodloužení taktu linky

- Prodloužení taktu linky je negativní odezva, která v procesu zkracování výrobního času, je velice těžko přijatelná.

Celkové zhodnocení

Zavedení pootočení konců pružin je jedním z nejpříjemnějších řešení. Pružina s nebroušenými konci má negeometrické a nepředvídatelné chování, touto úpravou výkresové dokumentace by mohl dojít k jejímu zpřesnění. [REDACTED]

[REDACTED] „Procvičení“ posilovače je používaný způsob, pokud posilovač nevyhoví kontrolám. Zavedení jako preventivní opatření při funkční zkoušce by prodloužilo čas výroby o několik sekund, pokud by se jednalo např. o dvě stlačení. Zamezení mastnosti těsnící plochy je požadavkem běžně známým, tato záležitost však nebyla nijak podrobněji zkoumána a testována, aby uvedla reálné hodnoty projevení se při těsnosti a netěsnosti. Zjištění, zda se mastnota nachází na těsnící ploše talířového ventilu u recyklovaných posilovačů, by mohlo být potvrzující informací. Zbroušení konců pružiny by bylo sice nejefektivnější provedení, které je však ekonomicky těžko přijatelné. Navýšení přitlačné síly, nebo vypodložení jsou jen teoretické návrhy, které by pro bližší hodnotu efektivity potřebovaly další podrobnější rozbor, zkoumání a měření.

11. Závěr

V této práci jsem se zaměřil na těsnost dílu řídicí skupiny podtlakového brzdového posilovače a to přesně na talířový ventil. Tento ventil je součástí řídicí jednotky, která má na funkci velký vliv. Provedl jsem rozdělení práce na dvě hlavní části z důvodu popisu základních mechanismů posilovače. Podrobněji jsem studoval také síly působící v brzdovém posilovači, protože vznik, přenos a zvětšení síly řidiče je jedinou a důležitou funkcí posilovače. Rozbor již konkrétního problému těsnosti řídicí skupiny uvádím v druhé části.

Hlavním cílem bylo provést analýzu komponentů podílejících se na těsnosti a vyhodnotit možné negativní vlivy, které by mohly způsobit netěsnosti. Výchozími dokumenty pro mě byly měření, výsledky statistik, technická dokumentace a samotné zkoumání výrobního procesu, měřících a kontrolních metod. Rozbor jsem rozdělil do několika kategorií.

První kategorie zkoumala konstrukční řešení a vlivy s tím spojené. Na jednotlivý díl jsem musel pohlížet jako na prvek, který je ovlivněn ostatními komponenty. Výsledkem bylo vyhodnocení, která vlastnost může způsobovat netěsnost a která je naopak nepostradatelná pro těsnost.

V druhé kategorii jsem studoval kontrolní mechanismy. Jak je zkouška prováděna a jaká je její vypovídající hodnota. Posledním tématem byl montážní proces.

Výsledkem práce tedy bylo vyhodnocení a následné uvedení změn, které by pomohly ke snížení netěsnosti. Na navrhovaná řešení jsem pohlížel z hlediska složitosti aplikace, ekonomického uskutečnění a přínosu. Základními myšlenkami, na které mě přivedlo studium brzdového posilovače, je zajištění souososti dílů, vzájemné rovnoběžnosti a rovnoměrného tlaku na těsnící díly. Největším vliv na těsnost v řídicí jednotce mají pružiny. Zpětná pružina, která zajišťuje polohu pístní tyče a utěsnění držáku a pružina talířového ventilu, která určuje tlak na těsnících plochách. Tyto komponenty jsou problematické a nejsou nijak zvláště specifikované. Jejich důležitost a kontrola je zaměřená pouze na silovou charakteristiku. Proto jedním z hlavních výsledků je zavedení jiného počtu závitů tak, aby došlo k natočení konců pružin o 180° a uvedení v dokumentaci jako důležitý údaj, který by měl být kontrolován. Další navrhovaná provedení týkající se

pružin jsou buďto ekonomicky nepřijatelná nebo neprobádaná a mohou být dalším cílem zkoumání tohoto problému.

Při výrobním procesu je brzdový posilovač zkoušen, aniž by byl před tím uveden do chodu. Nové součásti, které ještě nebyly správně uvedeny do pozice, jsou zkoušeny na těsnost. Mnoho dílů, které byly vyhodnoceny jako netěsné, vykazovaly po tzv. procvičení těsnost a pokračovaly ve výrobním procesu. Pro tento problém bych navrhoval změnu při funkční zkoušce, kdy by byl posilovač několikrát stlačen a poté zkoušen na těsnost.

Špatné mazání dílů může být problematické. K tomu vede skutečnost, že při mazání talířového ventilu automatickou maznicí dojde také k vniku maziva na těsnící plochy, které pak nezajišťují požadovanou těsnost, ale tento problém nebyl podrobně zkoumán a může být také dalším cílem ke snížení netěsnosti. Pro snížení tření dílů je vhodné navýšení maziva na spoj talířový ventil a držák.

Věřím, že jsem touto prací splnil zadání a požadované body práce a že výsledky práce budou konzultovány, vyhodnocovány a pomohou k vylepšení těsnosti podtlakového brzdového posilovače.

Seznam použité literatury

- [1] Day, A.,: *Breaking of road vehicles*. Oxford 2014,
ISBN 978-0-12-397314-6
- [2] Vlk, F.,: *Podvozky motorových vozidel*. Brno 2000,
ISBN 80-238-5274-4
- [3] Vlk, F.,: *Systémy řízení podvozku a komfortní systémy*. Brno 2006,
ISBN 80-239-7062-3
- [4] Interní dokumentace společnosti Continental
- [5] ATE N 520 38.12: *Fertigungsvorschrift für Bremsgeräte*.
– Interní specifikace společnosti Continental
- [6] Tesař, M., Kašpar, P.,: *Vybrané statě z konstrukce silničních vozidel II. Brzdové posilovače*. Pardubice 2012, studijní opora
- [7] Kašpar, P.,: *Disertační práce: Analýza hlučnosti vybraných částí brzdových soustav silničních vozidel a výzkum možností jejího snižování*. Univerzita Pardubice, 2013
- [8] ČSN EN 1779: *Nedestruktivní zkoušení - Zkoušení těsnosti - Kritéria pro volbu metod a postupů*. Národní technická knihovna v Praze.

Seznam použitých zkratk, značek a veličin

BKV	Podtlaková část brzdového posilovače (Bremskraftverstärker)
BEH	Nádržka (Behälter)
THZ	Hlavní brzdový válec (Tandem Hauptcylinder)
F_r	Reakční síla
F_{ZP}	Síla zpětné pružiny
F_{PV}	Síla pístu ventilu
k_{ZP}	Tuhost zpětné pružiny
Δy_{ZP}	Změna délky
F_{TP}	Síla talířové pružiny
S_{PV}	Dosedací plocha pístu ventilu
p_{TV}	Tlak talířového ventilu
$F_{Booster}$	Posilovací síla
F_{Foot}	Síla řidiče na brzdovém pedálu
$F_{Input} = F_{IN}$	Síla vzniklá pákovým převodem brzdového pedálu
F_o	Síla odskoku
p_{Fo}	Tlak v brzdové kapalině vzniklý silou odskoku
S_{HV}	Plocha průřezu hlavního brzdového válce
$i_{posilovač}$	Převod posilovače
F_{TT}	Síla na tlačné tyči
$F_{ŘJ}$	Síla řídicí jednotky
F_{PT}	Síla Pístní tyče
p	Tlak v reakčním kotouči
S_{TT}	Dosedací plocha tlačné tyče
S_{PV1}	Dosedací plocha na čele pístu ventilu
$S_{ŘJ}$	Dosedací plocha řídicí jednotky
F_{TV}	Síla talířového ventilu
PTV	Pružina talířového ventilu