



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH KONCEPCE REGULACE TURBODMYCHADLA
PRO ODDĚLENÍ PROUDU SPALIN**

CONCEPT DESIGN OF TURBOCHARGER REGULATION TO SEPARATE FLUE GAS
FLOW

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Rajhel

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Martin Rajhel
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

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

Návrh koncepce regulace turbodmychadla pro oddělení proudu spalin

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zaměřuje na posouzení různých koncepcí regulace průtoku spalin turbodmychadel motorů nákladních automobilů. Předpokládá se, že student získá znalosti o existujících konstrukčních řešeních v obdobných aplikacích a ve výpočtových a experimentálních metodách sloužících k návrhu regulace. Jednotlivé poznatky vyústí v návrh možných konstrukčních úprav existujících řešení.

Cíle bakalářské práce:

- 1) Rešerše existujících principů regulace
- 2) Návrh konceptu
- 3) Aplikace konceptu na vhodné turbodmychadlo
- 4) Analýza rizik
- 5) Zhodnocení koncepce z hlediska vyrobitelnosti

Seznam literatury:

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-56091-734-2.

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3. vyd. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. ISBN 0768004950.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Bakalářská práce se zaměřuje na rešeršní zpracování existujících principů regulací turbodmychadel. Snaží se o vytvoření konceptu změny tvaru turbodmychadla pro oddělení proudu spalin. Tento koncept je aplikován na turbodmychadlo, které bylo navrženo společností Honeywell s.r.o – HTS CZ o.z. Změna tvaru byla provedena pomocí programu CATIA v5. V závěru je uvedeno zhodnocení výsledků.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, regulace, oddělení spalin, koncept

ABSTRACT

This bachelor's thesis focuses on the research of existing principles of turbocharger regulation. It is trying to create a concept of turbocharger modification of design to separate the flue gas flow. This concept is applied to a turbocharger which was designed by company Honeywell s.r.o – HTS CZ o.z. The change of shape was realised by using program CATIA v5. In conclusion there is evaluation of the results.

KEYWORDS

turbocharger, regulation, separate flue gas flow, concept



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RAJHEL, M. *Návrh koncepce regulace turbodmychadla pro oddělení proudu spalin*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 42 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Martin Rajhel



PODĚKOVÁNÍ

Poděkování bych chtěl věnovat svému vedoucímu práce panu doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D. a Ing. Petr Škára za věnovaný čas a rady. Rovněž bych chtěl poděkovat svojí rodině za podporu při vysokoškolském studiu i mimo něj.



OBSAH

Úvod	10
1 Regulace turbodmychadel pomocí tlaku	11
1.1 Nutnost regulace turbodmychadel	11
1.2 Velikost turbínového kola	12
1.3 WG kontrolovaný plnicím tlakem	13
1.4 WG kontrolovaný výfukovým protitlakem a podtlakem	14
1.4.1 Etapy fungování WG	15
1.5 Kompresorový odfukový systém	16
1.5.1 Fáze operací WG a odfukového ventilu	17
1.6 Systémy přepřínovaných motorů	18
1.6.1 Primárním obtokový ventilem u přepřínovaného motoru	18
1.6.2 Automatické řízení výkonu přepřínovaného systému	20
1.6.3 Operační podmínky	20
1.6.4 Dvoustupňová turbínová skříň s dvěma volutami	21
1.6.5 Operační podmínky	22
1.6.6 Variabilní geometrie jedno tryskové turbínové skříňe s jednou volutou	22
1.6.7 Variabilní geometrie turbínové skříňe s několika tryskami	23
1.6.8 Turbodmychadlo a charakteristika přepřínovaného motoru	25
2 Návrh konceptu	27
2.1 Vysvětlení problematiky	27
2.2 Cíle změny tvaru	28
2.3 Hodnocení tvaru	28
3 Aplikace na zvolené turbodmychadlo	29
3.1 Úvod do problematiky	29
3.2 Modelování konceptu	30
3.3 Porovnání hmotností	32
3.3.1 Výsledky porovnání hmotností	32
3.4 Porovnání průřezů	32
3.4.1 Výsledky porovnání	34
4 Analýza rizik a zhodnocení vyrobiteľnosti	35
4.1 Analýza rizik	35
4.1.1 Riziko 1	36
4.1.2 Riziko 2	36
4.1.3 Riziko 3	36
4.2 Vyrobiteľnost	37



4.2.1	3D tisk	37
4.2.2	Odlévání	37
	Závěr	38
	Seznam použitých zkratk a symbolů	40
	Seznam příloh	41



ÚVOD

Turbodmychadla a přeplňování jsou v dnešní době velice rozšířená. Turbodmychadla se využívají už několik desetiletí, využívala se především v sektoru pro nákladní vozy. U osobních vozů se využívají hlavně u sportovnějších automobilů a při snaze zachovat výkon při snižujícím se zdvihovém objemu motoru. Dochází tedy k lepšímu využití energie.

Turbodmychadlo pracuje s jinak nevyužitou energií výfukových spalin. Aby bylo možné turbodmychadlo využívat s co možná nejvyšší účinností po vysoký rozsah otáček, tak je nutné ho regulovat. Pokud by nebylo regulováno, pak by mohlo dojít k přetočení turbodmychadla nebo poškození částí motoru vlivem vysokého plnicího tlaku.

Cílem této práce je popsat existující principy regulace turbodmychadel a návrh konceptu regulace pro oddělení proudu spalin co nejbližší k turbínovému kolu. Existuje velké množství regulací a jejich kombinací. Tento koncept se aplikuje na vhodné turbodmychadlo, které je dodáno společností Honeywell s.r.o. Pro provedení konceptu postačí model turbínové skříňe. Provede se analýza rizik a také se zhodnotí koncepce z hlediska vyrobitelnosti.



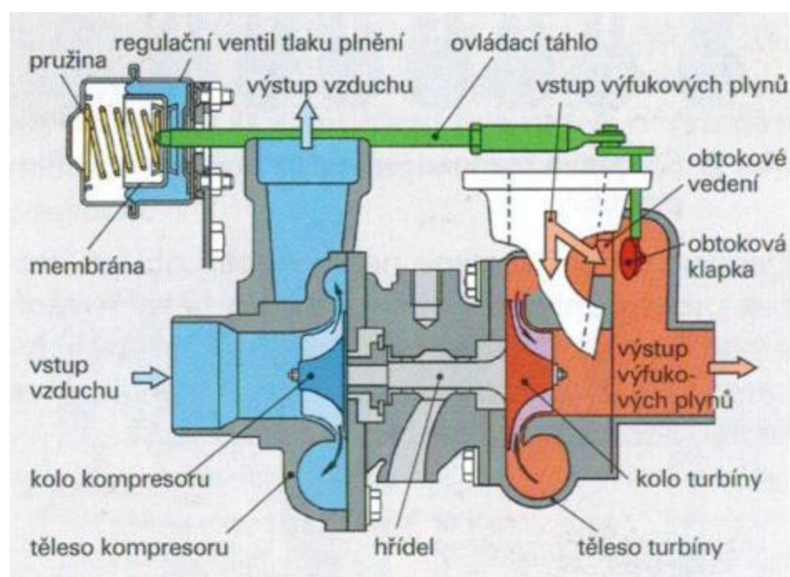
1 REGULACE TURBODMYCHADEL POMOCÍ TLAKU

1.1 NUTNOST REGULACE TURBODMYCHADEL

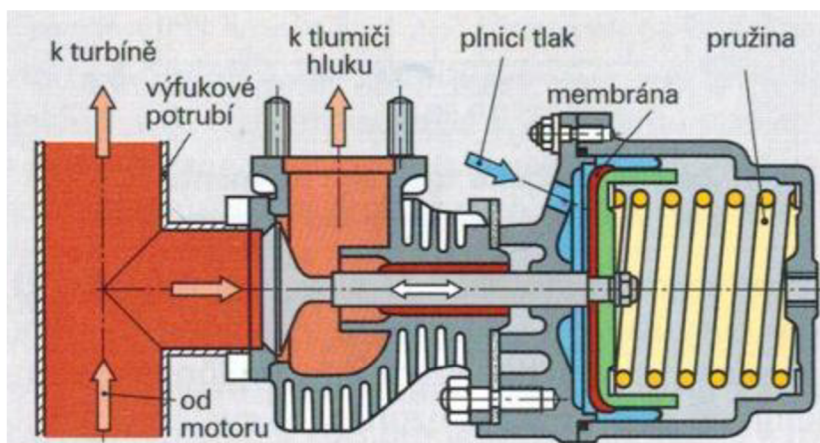
Regulace turbodmychadla je nutná z hlediska bezpečnosti vůči přetočení dovolených otáček a přehřátí způsobeného kombinací tření a vysoké teploty výfukových plynů, které proudí turbínovou skříní. Dalším důvodem regulace je omezení vzniklého tlaku ve válcích, který vytváří komprese. Moc vysoká hodnota komprese může vytvořit značné poškození na rotačních a posouvajících se částech motoru. V případě benzínového motoru regulace podporuje vznik detonací ve válci během akcelerace. Aby se předešlo tomuto poškození, tak je tedy nutné turbodmychadlo regulovat. Regulace probíhá tak, že část výfukových plynů proudících z válců motoru při velkém zatížení nebo vysoké rychlosti rotace turbíny je úmyslně poslána do turbínového přemostění v turbínové skříní. Za extrémních podmínek se může odklonit 30-40 % výfukových plynů z hrdla směřujícího k turbínovému kolu. Tím pádem nepředá kinetickou energii turbínovému kolu a nezvýší jeho rychlost, a tedy ani tlak na výstupu z kompresoru. Tlak zůstane konstantní i při dalším zvýšení otáček motoru. [1, s. 330]

Otevírání přemostění mezi přívodem výfukových plynů z motoru a odvodu výfukových plynů do výfukového systému je zajištěn obtokovým ventilem (běžně používaný výraz westgate, dále jen WG). WG je otevírán a zavírán talířovým ventilem nebo ventilem ovládaným klapkou s kloubem. Oba typy WG ventilů jsou ovládaný membránovým regulátorem, který je řízen buďto velikostí tlaku z prostor skříně nebo tlakem výfukových plynů z přívodního potrubí do turbíny. [1, s. 330]

U talířového ventilu je dlouhá nožka ventilu přímo spojena s membránovým regulátorem. Tato nožka je vždy izolovaná ve skříní, aby se zlepšila tepelná disipace ventilu a regulátorové sestavy. Naopak klapkový ventil s kloubem je zajištěn krátkou pákou, která je spojena s membránovým regulátorem pomocí dlouhé tyče. To umožňuje umístit regulátor dále od tepelného vlivu výfukových plynů. [1, s. 330]



Obr. 1.1: WG s kloubovým klapkovým ventilem [3]



Obr. 1.2: WG s taliřovým ventilem [3]

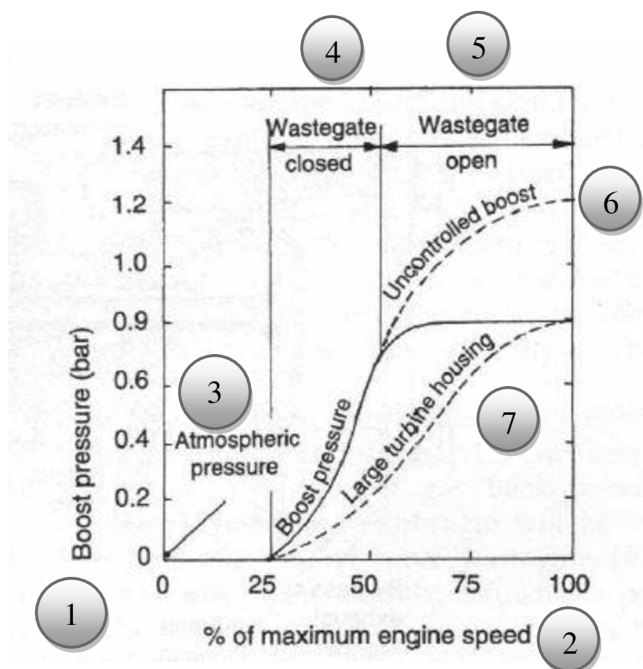
Rozlišují se dva typy WG podle způsobu montáže. Prvním druhem je WG integrovaný, který se objevuje u malých turbodmychadel a WG je umístěn přímo v turbínové skříni. Dojde takto k úspoře místa. Druhým druhem je WG externí. Dá se použít u větších. Je namontován mimo turbínovou skříň, zpravidla před turbínovou skříň na svody z motoru. [4]

1.2 VELIKOST TURBÍNOVÉHO KOLA

Charakteristika průběhu tlaku odstředivého kompresoru ukazuje, že nedojde k zaznamatelnému zvýšení tlaku, dokud otáčky motoru nedosáhnou přibližně čtvrtiny maximálních otáček. Dále je rozdíl, zda se používá malé nebo velké turbínové kolo (Obr. 1.3). Pokud je použito velké turbínové kolo, tak tlak bude narůstat pozvolněji a i při dosažení maximálních otáček motoru a výsledný tlak na výstupu z kompresoru bude mnohem menší, než je tomu u menšího turbínového kola. Je to způsobeno tím, že menší kolo má menší hmotnost (při použití stejných materiálů) a je tedy nutné k dosažení určité rychlosti rotace menší hybnost. I rychlost roztočení kola za určitý čas při stejných podmínkách motoru je mnohem větší. S tímto souvisí i odezva turbodmychadla. I když je přeplňovací tlak omezen a obě kola této hodnoty dosáhnou, tak právě menší turbínové kolo ho dosáhne za menší časový okamžik díky dřívějšímu pokoření potřebné rychlosti k vytvoření tlaku. Bez WG by došlo u malého turbínového kola k překročení bezpečných otáček, a proto by nemohlo být použito. Jakmile je dosaženo požadovaného tlaku, tak se systém WG otevře a odkloní dostatečné množství výfukových plynů, takže k turbínovému kolu se dostane takové množství výfukových plynů, aby se přibližně zachovala potřebná rychlost pro udržení maximálního přeplňovacího tlaku při vyšších otáčkách motoru (Obr. 1.4). [1, s. 330]



Obr. 1.3: Turbínové kolo s hřídelí [10]

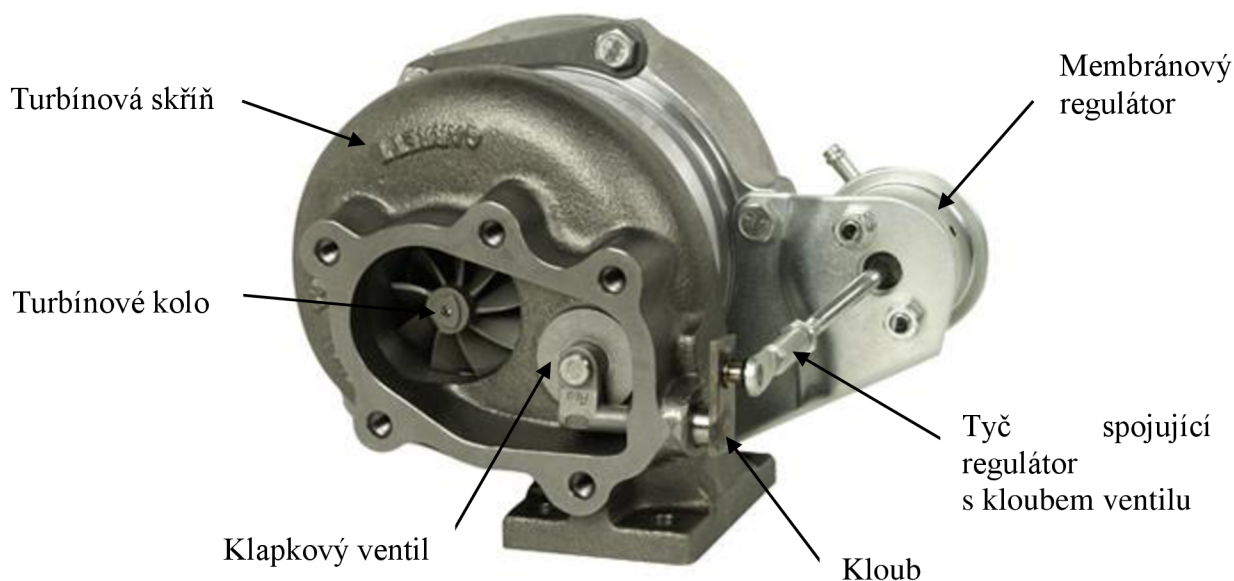


Obr. 1.4 Porovnání plnicího tlaku pro malé a velké turbodmychadlo s WG [1]

1. Plnicí tlak v barech.
2. Maximální otáčky motoru vyjádřené v procentech.
3. Atmosférický tlak.
4. Oblast otáček motoru, kdy je WG uzavřen.
5. Oblast otáček motoru, kdy je WG otevřen.
6. Hypotetická křivka vzrůstu tlaku, pokud by nebyl systém kontrolován WG.
7. Křivka vzrůstu tlaku, pokud se jedná o velkou turbínovou skříň.

1.3 WG KONTROLOVANÝ PLNÍCÍM TLAKEM

U této metody je tlak kontrolován pomocí gumové hadičky, která spojuje prostor kompresorové skříně s regulátorem. Touto hadičkou se přenese signál o stavu tlaku v kompresorové skříně do membránového regulátoru. Za normálních provozních podmínek je systém WG uzavřen. Když tlak překročí předem definovanou hodnotu, tak dojde k posunu mechanismu, který ovládá míru otevření WG. V regulátoru je umístěna pružina, která působí silou proti pohybu membrány. Takže tuhostí pružiny a silou potřebnou k jejímu stlačení je předem definované, jaký tlak je potřebný k otevření WG. Pokud je použit talířový ventil, pak je zatlačen do otevřené pozice a tím uvolní cestu do přemostění turbínové skříně pro výfukové plyny. Jako druhá možnost je kloubový klapkový ventil (Obr. 1.5), který se otevře podle natočení páky. Ta je spojena s membránovým regulátorem přes tyč, která funguje stejně, jako tomu je u použití s talířovým ventilem. Tyč tlačí na membránu v regulátoru a přes páku otevírá WG. U tohoto řešení lze tlak, který otevře WG definovat dvěma způsoby. První je opět tlačná pružina s předem definovanou tuhostí a druhým způsobem je délka a natočení páky. [1, s. 330-331]



Obr. 1.5 Turbinová skříň s integrovaným WG realizovaným kloubovým klapkovým ventilem [5]

1.4 WG KONTROLOVANÝ VÝFUKOVÝM PROTITLAKEM A PODTLAKEM

Pro psaní této podkapitoly se vycházelo z [1, s. 332].

Tato metoda otevírání a zavírání WG zaručuje strmý vzrůst přetlaku na hodnotu přibližně 1,8 baru při 2500 otáčkách motoru za minutu doprovázeného pozvolným poklesem tlaku na 1,6 baru při 5000 otáčkách za minutu. Zde se tlak ustálí a zůstává téměř konstantní.

Původní otevírání WG při středních otáčkách je zajištěno ocelovou trubičkou, která spojuje svody z válců a prostor s membránou v regulátoru. Díky tomuto zajišťuje přenos tlaku do regulátoru.

Při téměř naplno otevřené škrťací klapce se otáčky nacházejí v pásmu středních až vysokých. Gumová hadička spojuje sací prostor před kompresorovým kolem s ochranou membrány regulátoru. Díky tomu je vytvořen podtlak, který je generovaný při vysokých otáčkách turbodmychadla ze sacího prostoru před kompresorovým kolem do ochranného prostoru membrány za účelem pomoci vztlaku výfukových plynů působících na pracující membránu s efektem ještě většího otevření regulátoru. Snižující se tlak při zvyšujících se otáčkách motoru poskytne prostředky k minimalizování špatného spalování uvnitř válců motoru, protože jeho otáčky pod zvyšujícím tlakem stále narůstají.

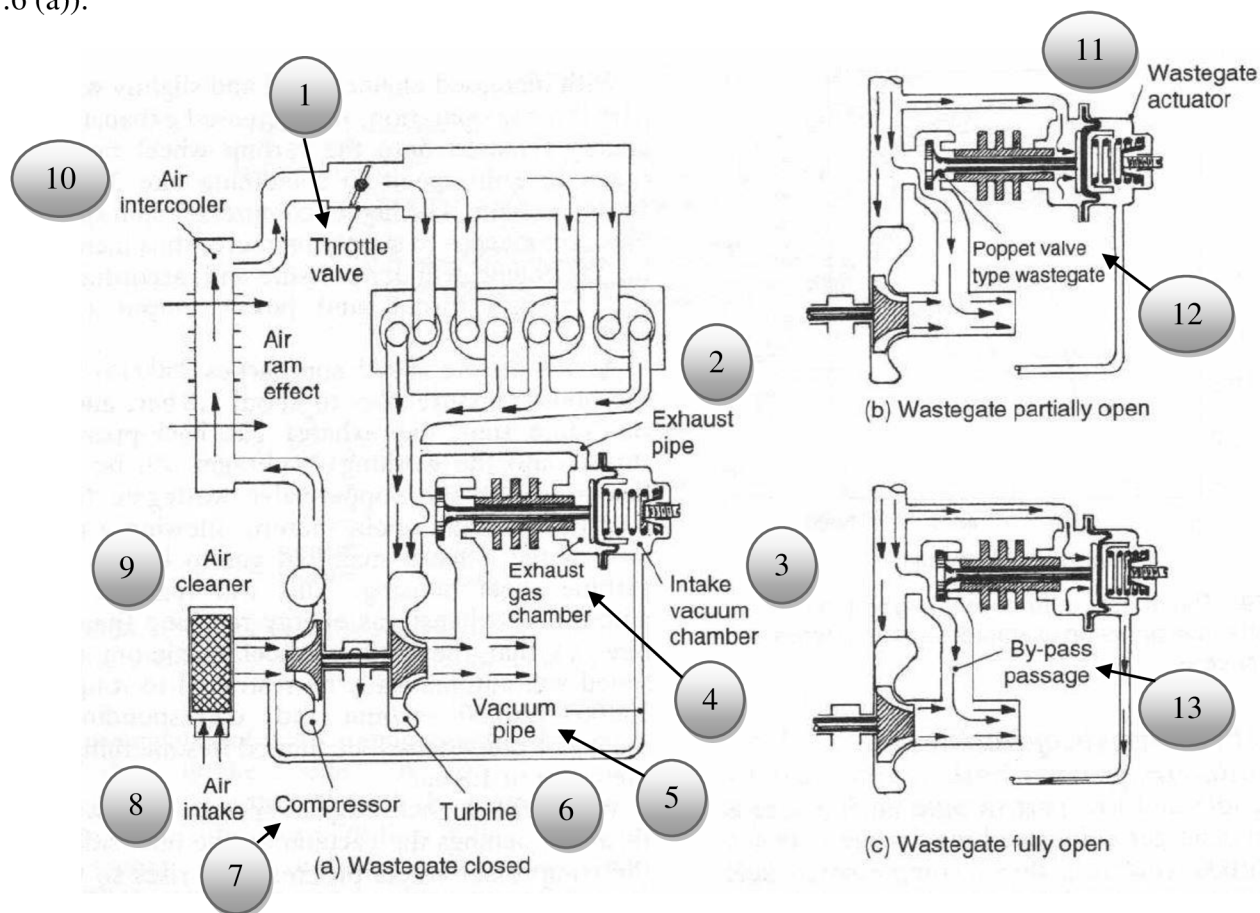


1.4.1 ETAPY FUNGOVÁNÍ WG

Pro psaní této podkapitoly se vycházelo z [1, s. 333-334] a [11].

Během nevytíženého a málo vytíženého stavu se otáčky turbodmychadla pohybují okolo 5000-20000 za minutu. Při takové rychlosti otáčení je vzniklý tlak za kompresorovým kolem příliš malý, aby se nějak projevil a tudíž čerstvá dávka vzduchu se vyčerpá do sacího potrubí přes mezery mezi lopatkami kola jako u motoru s atmosférickým nasáváním.

Když dojde k zvýšení otáček motoru a lehce pootevření škrtící klapky, pak zvýšená energie výfukových plynů uvolněná na turbínové kolo rapidně zvýší jeho otáčky na úroveň 30000-50000 za minutu. Vyšší otáčky kompresorového kola začnou podporovat zvýšení tlaku a tudíž zvýšení tlaku ve válcích motoru a proto i krouticí moment motoru a jeho výkon (Obr. 1.6 (a)).



Obr. 1.6: WG systém kontrolovaný výfukovým protitlakem a podtlakem

a) WG uzavřen:

1. Škrtící klapka.
2. Napojení výfukových plynů na membránový regulátor.
3. Sací podtlaková komora.
4. Komora s výfukovými plyny.
5. Podtlakové potrubí.
6. Turbinová skříň.
7. Kompresorová skříň.
8. Přívod vzduchu.
9. Filtr vzduchu.



- 10. *Vzduchový chladič.*
- b) *WG částečně otevřen:*
 - 11. *Membránový regulátor.*
 - 12. *Talířový ventil.*
- c) *WG plně otevřen:*
 - 13. *Obtokový průchod.*

Když otáčky motoru dosáhnou 2500 za minutu, tak zvýšení tlaku vzroste na hodnotu 1.8 baru a v tu stejnou chvíli protitlak výfukových plynů tlačících na membránu je dostatečný pro částečné posunutí talířového ventilu WG, čímž umožní části výfukových plynů, aby se vyhnula turbínovému kolu (Obr. 1.6 (b)). Díky tomuto se reguluje množství energie vzniklé prouděním výfukových plynů turbínou, takže maximální rychlost rotace turbínového kola bude automaticky omezena zhruba na 100000-120000 otáček za minutu. Tímto principem je omezen i plnicí tlak na přibližně 1.8 baru.

Se stále se zvyšujícími otáčkami motoru a doširoka otevřenou škrťací klapkou se podtlak na vstupní straně kompresorového kola postupně zvyšuje, takže regulátor je podrobený vysokému protitlaku výfukových plynů na pracovní straně membrány a relativně velkému podtlaku na opačné, ochranné membráně (Obr. 1.6 (c)). Bonusový efekt tlaku před turbínou a podtlaku z kompresorového sání je ten, že talířový ventil se pohybuje plynule od sedla ventilu, dokud nevrazí do kruhového tepelného štítu, který chrání ventil od přehřátí.

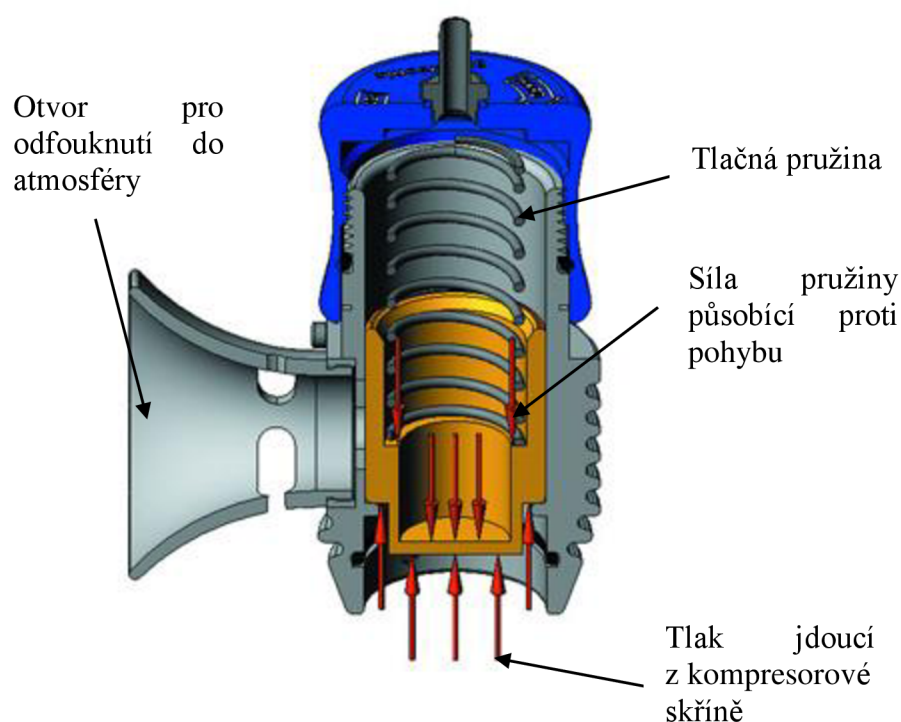
Následkem tohoto dodatečného otevření talířového ventilu je redukce otáček turbíny a díky tomu i snížení plnicího tlaku z maximální hodnoty 1.8 baru na 1.6 baru při 5000 otáčkách motoru za minutu. Pokud jsou otáčky motoru vyšší než 5000 za minutu, tak plnicí tlak zůstává stejný.

1.5 KOMPRESOROVÝ ODFUKOVÝ SYSTÉM

Plnicí tlak může být kontrolován buďto odfouknutím přebytečných výfukových plynů z turbínového sání přes WB nebo je přebytečný vzduch vypuštěn z kompresoru pomocí odfukového ventilu. [1, s. 334]

Odfukový ventil vyfukuje nahromaděný přebytečný tlak. Dochází k tomu hlavně při sundání nohy z plynu, kdy se uzavře škrťací klapka, ale turbodmychadlo se stále točí díky setrvačnosti. Tím pádem se nahromadí tlak před škrťací klapkou a je nutno tento tlak vypustit, jinak by došlo k brždění turbodmychadla a vzniku oblasti činnosti turbodmychadla, kdy po sešlápnutí plynového pedálu je prodleva, jelikož chvíli trvá, než se turbodmychadlo opět roztočí do ideálních pracovních otáček. [7]

Tlak, při kterém dojde k odfouknutí plynů je taktéž předem definovaný tuhostí tlačné pružiny. Ta je instalována s určitým předpětím, aby ventil zůstal uzavřen při normálních podmínkách. Pokud by byl ventil otevřený, mohlo by docházet k nasávání nečistot. Je tedy jednoduché zaměnit pružiny o různých tuhostech nebo předpětích a dosáhnout tak různých vlastností odfukového ventilu. [6]

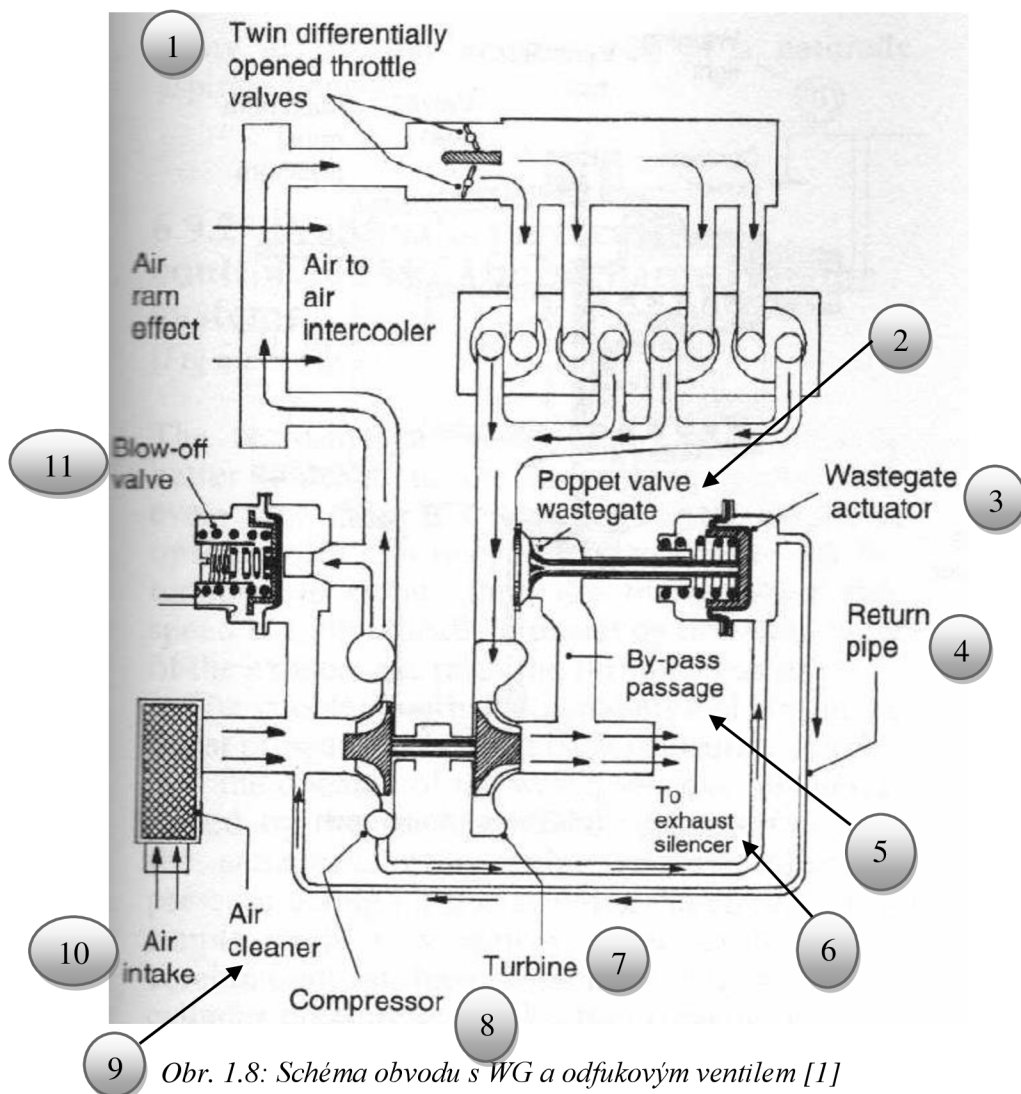


Obr. 1.7: Odfukový ventil od firmy TURBOSMART [8]

Nicméně jednoduchost odfukového ventilu podnítila některé výrobce motorů začlenit tuto formu přetlakového ventilu mezi kompresorem a sacím potrubím jako sekundární omezení plnicího tlaku v případě, když wastgate není schopen odklonit dostatečné množství energie plynu proudícího na turbínové kolo. Je to také preferovaný způsob regulace u výkonných vozů. [1, s. 334]

1.5.1 FÁZE OPERACÍ WG A ODFUKOVÉHO VENTILU

Se zvýšenými otáčkami a zatížením motoru se hodnota plnicího tlaku zvyšuje, dokud nenabyde předem definovaného maximálního množství, které není ještě třeba regulovat WG. Když je tato maximální hodnota překročena, tak se WG začne otevírat, ale odfukový ventil je ještě zavřený. Může ale dojít ke stavu, kdy je motor velice vytěžovaný nebo při vysokých rychlostech, že wastgate nemusí být zcela schopen regulovat plnicí tlak. Proto se při takovýchto podmínkách, kdy se zvyšuje plnicí tlak a WG není schopen odvádět všechny plyny, otevírá odfukový ventil, jelikož tlak působí na membránu ventilu. Následně je část přebytečného vzduchu se odkloněna zpět do sání kompresoru (Obr. 1.8). Výsledkem toho je, že se primárně redukuje energie turbíny a sekundárně se recykluje část vzduchu zpět do sání kompresoru. Je tedy zaručeno, že je poskytnuto spolehlivé řízení a kontrola dodávaného plnicího tlaku během všech jízdních podmínek. Pokud se výstražné kontakty spojí, pak se rozsvítí výstražná kontrolka, která upozorňuje řidiče na nadměrný plnicí tlak a že WG zůstal zaseknut v uzavřené pozici. [1, s. 335].



1. Dvě rozdílně otevřené škrťací klapky.
2. Taliřový ventil WG.
3. Membránový regulátor WG.
4. Vratná hadička.
5. Přemostění.
6. Cesta do výfukového systému.
7. Turbinová skříň.
8. Kompresorová skříň.
9. Vzduchový filtr.
10. Sání vzduchu.
11. Odřukový ventil.

1.6 SYSTÉMY PŘEPLŇOVANÝCH MOTORŮ

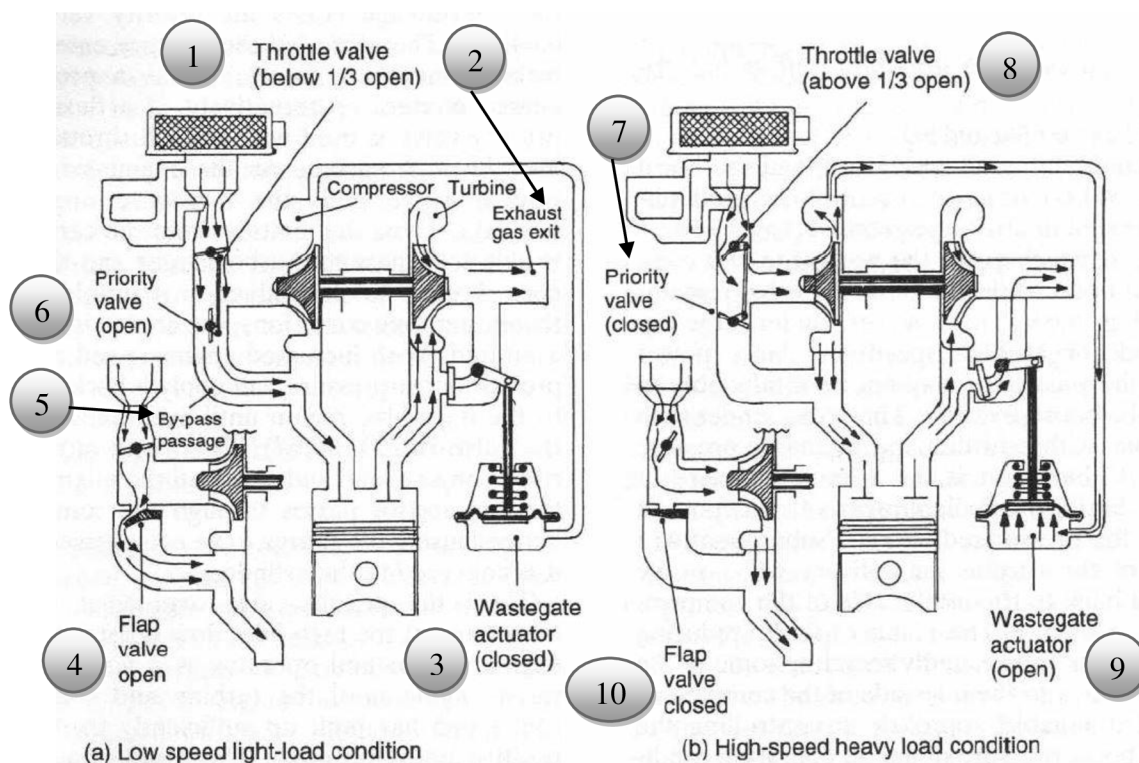
1.6.1 PRIMÁRNÍM OBTOKOVÝ VENTILEM U PŘEPLŇOVANÉHO MOTORU

Pro psaní této podkapitoly se vycházelo z [1, s. 335-337].

V přeplňovaném systému je obtokový kanál, který přemostňuje kompresorovou skříň a spojuje výstup z karburátoru s výstupní stranou kompresoru. Obtokový kanál je rozdělen prioritním ventilem, který může být spojený se škrťací klapkou karburátoru nebo tam může být



flexibilní klapka ventilu. Pokud je hlavní ventil využíván, tak ventil zůstává otevřený, když je otevření škrtící klapky méně než 1/3 plného otevření. Za takovýchto podmínek pracuje motor s atmosférickým sáním. Když je škrtící klapka otevřena více, tak se propojení uzavře díky primárnímu ventilu napojeného na škrtící klapku. Proto potom všechna směs vstupující do kompresoru vychází jako směs pod tlakem. Případně, když je pružná klapka prioritního ventilu použita za malého otevření škrtící klapky, pak vysoký podtlak z motoru otevře pružnou klapku. Tudiž je směs jdoucí od karburátoru schopna obejít turbodmychadlo a jít tedy přímo do válce. Za těchto podmínek se jedná o atmosférický motor. Se zvyšujícími se otáčkami motoru dojde k tomu, že tlak vytvořený kompresorem vytvoří zpětný tlak působící na pružnou klapku, dokud se neuzavře a plyn tedy proudí přes turbodmychadlo (Obr. 1.9). Výsledkem je téměř okamžitá odezva na přidání plynu a snížení spotřeby paliva při nižších otáčkách.



Obr. 1.9: Přepínaný motor s primárním ventilem za různých zátěžových podmínek [1]

- a) Nízké otáčky a malá zátěž
1. Škrtící klapka otevřena pod jednu třetinu maximálního otevření.
 2. Výstup výfukových plynů z turbínové skříně.
 3. Uzavřený membránový regulátor.
 4. Otevřená pružná klapka.
 5. Přemostění turbodmychadla.
 6. Otevřený prioritní ventil.
- b) Vysoké otáčky a velká zátěž:
7. Uzavřená pružná klapka.
 8. Škrtící klapka otevřená více, než je jedna třetina maximálního otevření.
 9. Otevřený membránový regulátor.



1.6.2 AUTOMATICKÉ ŘÍZENÍ VÝKONU PŘEPLŇOVANÉHO SYSTÉMU

Pro psaní této podkapitoly se vycházelo z [1, s. 337].

Výkon turbodmyhadla může být blíže slazen k potřebám motoru, a to pokaždé, kdy má motor tendenci pracovat s přebytkem tlaku ve válci nebo při detonaci, kdy jsou otáčky turbodmyhadla automaticky sníženy přesměrováním části výfukových plynů z turbínové skříně.

Problém s konvenční regulací tlaku turbodmyhadla pomocí systému westgate nebo ovládáním zpětného tlaku výfukového systému je to, že otevření obtokového ventilu turbodmyhadla je zcela určeno dle předem stanovené tuhosti vratné pružiny podtlakového regulátoru a protitlaku působícím na membránu podtlakového regulátoru. Tato jednoduchá metoda řízení není citlivá na kombinaci faktorů jako jsou otáčky motoru, tlak ve válci nebo drsnost spalování.

Nicméně, citlivější a přesnější metoda regulace otáček turbíny, a tedy i plnicího tlaku, je použití systému westgate s relativně slabou vratnou pružinou a poté řídit dodávku plnicího tlaku z kompresoru na membránu podtlakového regulátoru přes řídicí jednotku elektromagnetického ventilu ovládající westgate.

Elektronická řídicí jednotka (mikroprocesor) tvoří důležitou část systému automatického řízení výkonu: jeho funkce je přijímání dat z tlakového vysílače senzoru vibrací, stejně tak i zážehovou pulsní frekvenci jako míru otáček motoru. Tato informace je následně zpracována, výstupní signál je poslán na řídicí elektromagnetický ventil, který buďto otevře nebo zavře průchod spojující kompresor s WG.

Díky kombinaci skutečné rychlosti motoru a zatížení, u kterého se westgate turbodmyhadla otevře, bude tedy záviset na okamžité reakci mikroprocesoru na přijímaná data, jako jsou např. ta z tlakového snímače (který měří plnicí tlak) a signály z piezometrických senzorů vibrací. Výsledek je okamžitým snížením plnicího tlaku podle důležitých a nenormálních operačních podmínek, které tedy chrání motor proti jakémukoli možnosti poškození. Zařízení pro zpomalení zážehu může být nainstalováno ke snížení předstihu zapalování, kdykoliv je tendence motoru k tvrdému chodu ve válci.

Tento řídicí systém plnění umožňuje motoru použít palivo s oktanovým číslem od 91 do 98 bez snížení motorového poměru komprese o více než 1, řekněme od 9,5:1 do 8,5:1.

1.6.3 OPERAČNÍ PODMÍNKY

a) Podmínky u středních otáček a nízké zátěže:

Když motor pracuje za normálních otáček a část škrťací klapky se otevírá, řídicí jednotka elektromagnetického ventilu je nucena se otevřít kvůli nabytému solenoidu. S vyššími otáčkami motoru a větším otevřením škrťací klapky nebo tvrdým chodem motoru při detonaci odřízne řídicí jednotka elektrický signál k solenoidu, aby se westgate uzavřel, a tak došlo k navrácení plnicího tlaku zpět do sání kompresoru, aby tak všechny výfukové plyny mohly být nasměrovány k turbíně, která musí podat maximální zvýšení tlaku relativně k rychlosti otáček turbodmyhadla. [1, s. 337]



b) Podmínky u vyšších otáček a vysoké zátěže:

S vyššími otáčkami motoru a větším otevřením škrťací klapky nebo u tvrdého chodu motoru odřízne mikroprocesor elektrický signál k solenoidu tak, aby se uzavřel westgate. Podle toho bude stlačený vzduch z kompresoru dopravován do membránového regulátoru přes řídicí ventil. To tedy otevře westgate a je tak snížena energie výfukových plynů, které se dostávají do turbínové skříně. [1, s. 337]

1.6.4 DVOUSTUPŇOVÁ TURBÍNOVÁ SKŘÍŇ S DVĚMI VOLUTAMI

Pro psaní této podkapitoly se vycházelo z [1, s. 337-339].

Dvě voluty jsou rozděleny stěnou, která je součástí odlitku. Tato stěna rozděluje proudy spalin, které dopadají na turbínové kolo. Oba průchody jsou přivedeny do společného hrdla, ze kterého spaliny působí po celém obvodu turbínového kola. Přívod do turbínové skříně má dvě průřezové oblasti A1 a A2. Jedna z volut je opatřena padací klapkou, která má podobnou funkci jako klapkový ventil. Spaliny mohou jít buďto primárním vedením A1 k vnější volutě, když je klapkový ventil zavřený nebo mohou jít oběma volutami, pokud je klapkový ventil otevřený.

V obou případech je vzdálenost mezi středem turbínové hřídele a středem oblasti A1 a A2 obdobný. Tudíž má turbínová skříně dva A/R poměry (viz. Kapitola 2.2). To znamená, že A1/R poměr je rovný 0,4:1 pro primární vedení a (A1+A2)/R je rovný 1,0:1 pro kombinaci primárního plus sekundárního vedení.

Při nízkých otáčkách motoru proudí spaliny do primárního vedení. Díky tomu zaplňují vnější volutu a dopadají na turbínové kolo přes obvodové hrdlo. Malá průřezová oblast primárního vedení má efekt škrťací klapky, který zrychluje rychlost plynů. Samotná voluta a tvar hrdla jej směřují k turbínovému kolu v přibližném pravém úhlu k lopatkám. Toto maximalizuje energii udělenou turbínovému kolu, které rapidně zvyšuje otáčky tohoto turbínového kola a tím pádem i kompresorového kola, jelikož jsou obě kola umístěna na stejné hřídeli.

Jakmile motor dosáhne okolo 2500 otáček za minutu, tak se otevře klapkový. To umožní proudit plynu i druhou průřezovou oblastí, takže se sníží rychlost spalin, což způsobí, že plyn dopadne na turbínové lopatky pod mnohem tupějším úhlem. S nižší rychlostí spalin se otáčky turbínového kola snižují na otáčky, které jsou přizpůsobeny novým podmínkám proudění.

Malá primární voluta turbínové skříně má za následek dobrou odezvu motoru při nízkých otáčkách a minimalizuje prodlevu turbodmyhadla při přechodných operačních podmínkách. Velký průřez primární a sekundární voluty v turbínové skříně dávají možnost seberegulace otáček a řízení plnicího tlaku. Zároveň snižují zpětný výfukový tlak a tím tedy zvyšují efektivitu plnění válce a termální účinnost.

Tento přechodový klapkový ventil umožňující vstup do sekundární voluty je ovládán membránovým regulátorem, který je řízen elektromagnetickým ventilem a mikroprocesorovou jednotkou.



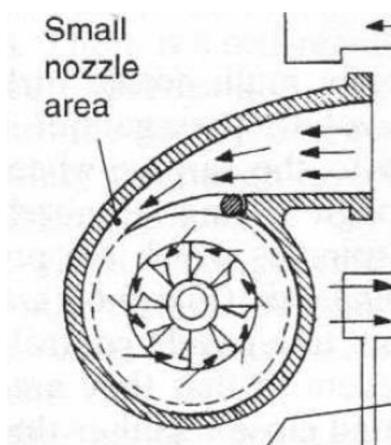
1.6.5 OPERAČNÍ PODMÍNKY

Když vstupní signály otáček motoru a plnicího tlaku jdoucí k mikroprocesoru dosáhnou předem určené kombinace parametrů, pak výstupní signál jdoucí do elektromagnetického ventilu otevře ventil, takže je tlak převeden do membránového regulátoru. To dále vede k otevření přechodového klapkového ventilu. V souladu s tím bude proudit plyn k turbíně přes primární i sekundární voluty vedoucí k obvodovému hrdlu turbíny. Pokud otáčky motoru a plnicí tlak spadnou pod určitou hodnotu a dojde k přechodu proudění z primární i sekundární průřezové oblasti na proudění jen v primární oblasti, pak je elektromagnetický ventil napájen. To vede k otevření řídicího ventilu, aby mohla být část plnicího tlaku převedena zpět do sání kompresoru. To tedy uvolní membránový regulátor, aby se mohl řídicí ventil opět uzavřít. Tato turbínová a kompresorová sestava bude mít možnost rapidně nashromáždit plnicí tlak v oblasti nízkých otáček nebo během přechodné periody, kdy je motor zrychlován. [1, s. 339]

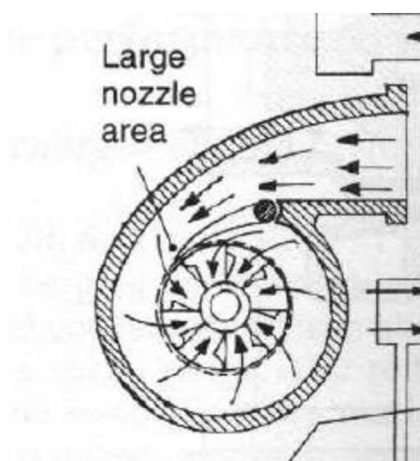
Při nadměrném plnicím tlaku nebo tvrdém chodu motoru se elektromagnetický ventil WG uzavře, což umožňuje plnicímu tlaku stlačení membránového regulátoru proti zpětné pružině, dokud se westgate neotevře a nepřesměruje část spalin pryč z turbínové skříně. [1, s. 339]

1.6.6 VARIABILNÍ GEOMETRIE JEDNO TRYSKOVÉ TURBÍNOVÉ SKŘÍNĚ S JEDNOU VOLUTOU

Zužující se průtoková cesta vedoucí ke kruhové volutě obepínající rám turbínového kola je známa jako tryska a má proměnnou průřezovou oblast poskytnutou zahnutou zužující se klapkou otáčející se na jednom konci. Pro příklad, když bude mít kompresorové kolo průměr 53 mm a je hnáno turbínovým kolem o průměru 49,9 mm, tak úhlový pohyb klapky mezi nejmenším a největším průřezem trysky je roven 27° . S uzavřenou klapkou trysky má nejmenší průřez A v oblasti kolem trysky, a to 313 mm^2 . Pokud je ale klapka plně otevřenou, pak dojde k zvětšení oblasti na 858 mm^2 . Je tak tedy brána vzdálenost mezi středem průřezové oblasti trysky a osy rotace hřídele jako R , potom je A/R poměr pro nejmenší otevření trysky 0,21 a pro největší otevření trysky je tato hodnota 0,77. Je tedy znatelný rozdíl v regulaci (Obr. 1.10 a 1.11). [1, s. 339]



Obr. 1. 10: Klapka zmenšující průřez [1]



Obr. 1. 11: Klapka zvětšující průřez [1]

Variabilní klapka trysky je řízena membránovým regulátorem, který je ovládán variabilním klapkovým řídicím ventilem (tedy regulátorem tlaku), který dovolí, aby byl přenesen plnicí tlak do membránového regulátoru kvůli zvětšení oblasti trysky. Díky tomu může stlačený vzduch uniknout z podtlakového regulátoru, a to vede ke snížení průtokové cesty. [1, s. 339-342]

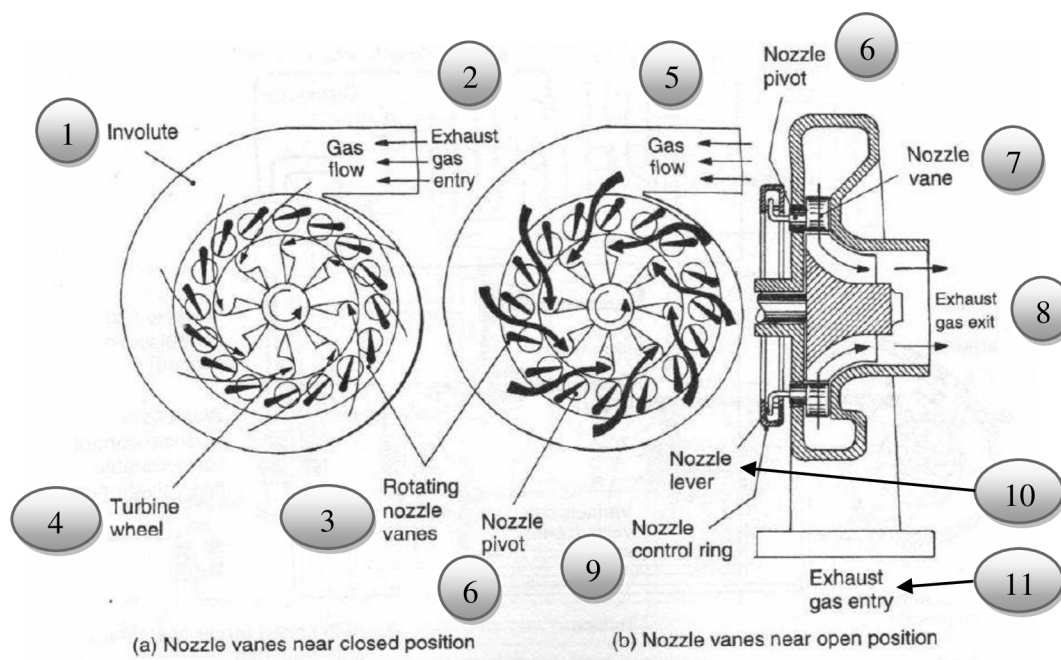
Otáčky motoru, zátěž a plnicí tlak jsou monitorovány počítačem, který počítá optimální velikost oblasti trysky nutné k dosažení ideálních potřeb motoru. Elektronická kontrolní jednotka pak ihned posílá signál modulátoru řízení tlaku, aby podle nich upravil natočení klapky trysky. To má ten následek, že s malým natočením klapky trysky dojde k zrychlení spalín, a tedy i zvýšení tlaku vzduchu působícího na turbínové kolo, aby se točilo rychleji při nízkých otáčkách motoru a nízké zátěži. Se zvyšujícími se otáčkami motoru je prioritní snížení tlaku vzduchu působícího na turbínové kolo. Vzhledem k tomu, že už je při vyšších rychlostech dostatečně efektivní, což produkuje dostatečný plnicí tlak a je tak místo toho minimalizován odpor pro proudění spalín. [1, s. 342]

Toho je dosaženo zvětšením průtokové oblasti trysky, která proto zpomalí rychlost plynu a je tedy pro plyn jednodušší uniknout. Výsledkem je výrazné zlepšení plnění válce. Náhlé přeplnění je zvládnuto WG, který se automaticky otevírá. Tím snižuje množství energie únikových plynů, které dosáhnou turbínového kola. [1, s. 342]

1.6.7 VARIABILNÍ GEOMETRIE TURBÍNOVÉ SKŘÍŇE S NĚKOLIKA TRYSKAMI

Pro psaní této podkapitoly se vycházelo z [1, s. 342-343].

Turbínová skříň s několika tryskami s variabilní geometrií má obvykle kruhový tvar voluty, ale plyn proudící k turbínovému kolu musí nejdříve projít lopatkami přimontovanými na otočný čep vřetená, které je umístěno paralelně k ose turbíny. Lopatky jsou propojeny ke kruhu, na kterém jsou umístěny. Jejich pohyb je zprostředkován pomocí úhlové páky, takže dochází ke stejnému natočení všech lopatek. Úhlový pohyb lopatek mezi otevřenou a uzavřenou polohou je 30 stupňů (Obr. 1.12).



Obr. 1. 12: Variabilní geometrie trysek [1]

- a) Lopatky trysek v téměř zavřené pozici:
1. Vnitřek voluty.
 2. Vstup výfukových plynů.
 3. Natáčející se lopatky.
 4. Turbinové kolo.
- b) Lopatky trysek v otevřené pozici:
5. Proud plynů.
 6. Otočný čep trysky.
 7. Lopatka trysky.
 8. Výstup výfukových plynů z turbinové skříně.
 9. Ovládací kruh trysek.
 10. Páka trysky.
 11. Vstup výfukových plynů do turbinové skříně.

Při nízkém zatížení a nízkých otáčkách motoru jsou lopatky trysky natočeny tak, aby snížily průřezovou oblast, kterou proudí plyn. Tím pádem dojde k navýšení rychlosti plynu. Plyny dopadají na lopatky turbinového kola téměř pod pravým úhlem. Tímto je zaručena maximální efektivita tahu předaného turbinovému kolu. Výsledkem je, že vytvořená energie turbíny bude dostačující k vytvoření vysokých otáček turbinového a kompresorového kola i při nízkých otáčkách motoru.

S vyšším zatížením a otáčkami motoru jsou lopatky trysky úměrně natočeny pro zvětšení průřezové oblasti trysky. Tímto dojde ke snížení rychlosti plynu a změně úhlu dopadu na lopatky turbíny. Je to způsob seberegulace při vyšších otáčkách.

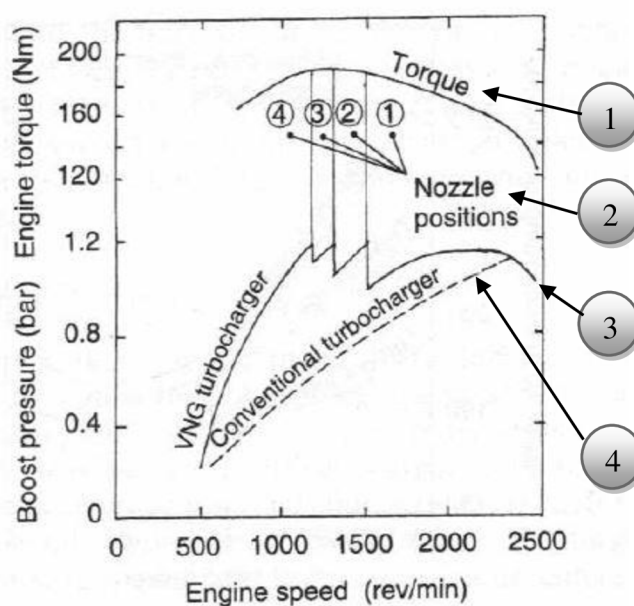
Možnost rychlé změny úhlu lopatek trysky umožňuje velmi rychlou odpověď na zrychlení, které není obecně možné s konvenční turbínovou skříní, ve které je plyn z voluty vypuštěn přímo na lopatky turbíny.



Dalším velkým benefitem je možnost otevření průtokové cesty trysky při vysokém výkonu motoru, což vede k výraznému snížení zpětného tlaku únikových plynů, takže válce mohou být vyprázdněny a naplněny efektivněji.

Řízení natáčejících se lopatek trysky může být ovládáno plnicím tlakem nebo poklesem tlaku v sání. Ať je použit kterýkoli zdroj vstupních parametrů, se natáčení řídí naprogramovaným mikroprocesorem, který signalizuje potřeby motoru modulátoru tlaku elektromagnetického ventilu.

Je možné porovnat charakteristiky plnicího tlaku mezi turbodmychadlem bez variabilní geometrií a s ní při různých natočení (Obr. 1.13).



Obr. 1. 13: Srovnání charakteristika plnicího tlaku a kroučícího momentu motoru v závislosti na otáčkách motoru u přeplňovaného motoru s variabilní geometrií a bez variabilní geometrie [1]

1. Křivka kroučícího momentu.
2. Pozice lopatek určující trysku.
3. Křivka turbodmychadla s variabilní geometrií.
4. Křivka konvenčního turbodmychadla.

1.6.8 TURBODMYCHADLO A CHARAKTERISTIKA PŘEPLŇOVANÉHO MOTORU

Pro psaní této podkapitoly se vycházelo z [1, s. 343-344].

Přeplňované diesellové motory mohou snížit spotřebu paliva o 3 až 14 %. Snížení spotřeby se stává výraznější při nižší zátěži. Nicméně, při maximální zátěži pod 1400 otáček za minutu a $\frac{3}{4}$ zátěži pod 1000 otáček za minutu je spotřeba paliva horší oproti atmosférickému motoru. Z toho plyne, že zlepšení spotřeby paliva je efektivnější při snížení zátěže motoru.

U přeplňovaného motoru je úroveň emisí ve spalinách výrazně snížena se zvyšujícími se otáčkami motoru, což je kontrastní oproti atmosférickým motorům. Ve vyšším rozsahu otáček má atmosférický motor problém s vyprazdňováním a naplňováním válců dostatečnou zásobou



čerstvého vzduchu. Kvůli tomu rapidně vzrůstá množství vyprodukovaných výfukových plynů při maximálních otáčkách motoru.

2 NÁVRH KONCEPTU

2.1 VYSVĚTLENÍ PROBLEMATIKY

Úkolem konstrukční části této bakalářské práce je návrh konceptu změny tvaru turbínové skříně. Cílem je vytvořit koncept, který by oddělil proud spalín jdoucích do turbínové skříně. Jak již bylo řečeno, tak do turbínové skříně proudí spaliny ze svodů od válců motoru. Tyto svody přivádí spaliny do skříně dvěma přívody (Obr. 2.1). První přívod je určen pro výfukové plyny ze tří válců a druhý přívod pro plyny ze zbylých tří válců. Je tomu tak, aby jedním přívodem proudily spaliny, které jsou z válců vyfouknuty ve stejnou dobu a tyto proudy se neovlivňovaly.



Obr. 2.1: Svody výfukových plynů z válců s oddělenými proudy [9]

Pro čtyřdobé motory s maximálně 3 válci se používá pouze jeden vstup k turbínovému kolu. Kdyby tomu tak nebylo, tak by docházelo k interakci výfukových zplodin, které vychází z válců ve stejnou dobu. Pro 4 nebo 6 válcové motory by měla být použita turbínová skříně s dvěma vstupy. Výfukové připojení by mělo být takové, aby rovnoměrně ustálilo výfukové impulsy a nemělo by být omezeno ostrými rohy. [2, s. 336]

Proudění spaliny je nadále příhodné držet oddělené, jelikož by došlo k ovlivnění proudění zplodin. Došlo by ke ztrátě energie, jelikož by se část zplodin z jednoho přívodu nasávala díky tlakům do druhého přívodu. Poté by spaliny putující druhým přívodem musely prvně překonat spaliny z prvního přívodu, které by putovaly proti směru rychlosti spaliny jdoucích druhým přívodem svodů. Jelikož by došlo ke ztrátě energie, tak by nastal i pokles účinnosti. Je tedy žádané vytvořit koncept, který oddělí tyto spaliny až k turbínovému kolu potažmo lopatkám variabilní geometrie. K oddělení dojde ve volutě turbínové skříně. Voluta je prostor v turbínové skříně, ve kterém proudí spaliny. Má šnekovitý tvar a má za úkol přivést spaliny na lopatky turbínového kola.

2.2 CÍLE ZMĚNY TVARU

Cílem je navrhnout design tak, aby byly spaliny proudící ze svodů motoru odděleny. Bude tedy vytvořen koncept, který se poté zhodnotí z různých aspektů. Pokud je to možné, tak je snaha dosáhnout vyrobiteľnosti dané součásti. Může nastat, že součást nebude vyrobiteľná, ale mohou se objevit prvky, které budou inspirací pro jiné součásti.

Dalším cílem je v co největší míře zachovat výsledný poměr A/R. Jedná se o bezrozměrné číslo, které určuje, jaké vlastnosti bude mít točící se soustava turbínového a kompresorového kola. Je to poměr nejmenší plochy vstupu z prostoru turbínové skříně vedoucí k volutě ku vzdálenosti geometrického středu a osy rotace hřídele. [1, s. 328]

Tento koncept se aplikuje na konkrétní turbínovou skřín, která je přidělena. Mělo by dojít k optimalizaci tvaru na zvolené turbínové skříně.

Po zhodnocení možností se jako ideální koncept jeví vytvoření přepážky a rozdělení jedné voluty na dvě voluty. Je to jednodušší i z hlediska připojení na svody z motoru.

2.3 HODNOCENÍ TVARU

Jedním z hlavních kritérií hodnocení je srovnávání průřezů v definovaných místech dvou rovnoběžných oddělených volut. Je nutné to kontrolovat, jelikož je žádané, aby byly hodnoty ploch průřezů co možná nejvíce podobné. Plocha průřezu a obvod průřezu ovlivňuje vzniklé tření při proudění plynu volutou. Pokud by byl rozdíl průřezů příliš velký, tak by mohlo dle mého názoru dojít k rozdílné rychlosti proudění plynu a možnému působení pulsujícího cyklu na lopatky turbíny. To by mohlo mít za příčinu únavového lomu lopatek turbíny. Dalším možným důsledkem by byla rychle se měnící rychlost rotace turbínového kola a tím pádem i množství vzduchu, který by se dostal přes kompresorové kolo. Rychle by se tedy měnilo i množství dodávaného vzduchu do prostorů válců, díky čemuž by výkon motoru nebyl tak plynulý.

Dalším důležitým faktorem je vyrobiteľnost celé turbínové skříně. Skřín se vyrábí odléváním a poté jsou potřebné přesné rozměry obráběny. V tomto případě je to s vyrobiteľností složité, jelikož přepážka oddělující proud spalín se nachází uvnitř skříně. Vyrobiteľnost bude zhodnocena samostatně.

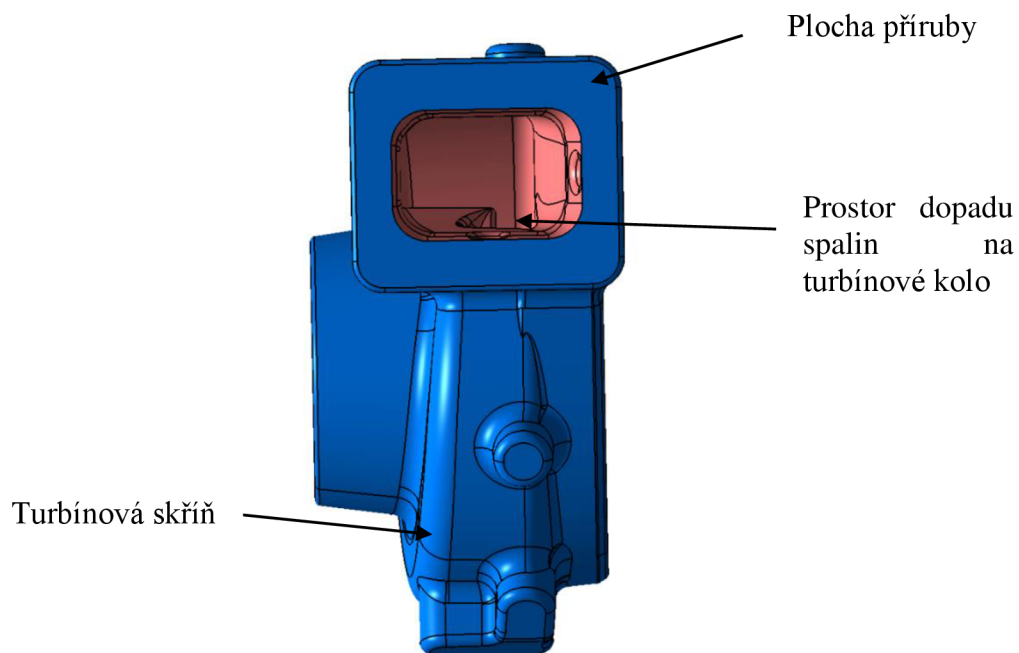
Určitě se nemůžou opomenout náklady na výrobu. Pokud se jedná o sériovou výrobu, tak každý materiál navíc se projeví na výsledné ceně výrobku a i váze. Je tedy snaha, aby oddělení proudu spalín mělo co nejnižší hmotnost. Na tento faktor bude také kladen zřetel. Tato hmotnost se může ovlivnit tloušťkou stěn a volbou rádiusů. Je ale třeba se řídit určitými standardy, které mohou být čerpány z databáze z firmy Honeywell. V těchto standardech je například dáno, jaká může být nejmenší tloušťka stěn a jiné parametry. Je tedy třeba mít na paměti, že by se tyto standardy měly dodržovat, jelikož jde o už prověřené záležitosti, které vznikaly mnoho let pomocí zkušeností a selhání. Díky tomuto nástroji je možné zamezit dalšímu selhání.

3 APLIKACE NA ZVOLENÉ TURBODMYCHADLO

3.1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

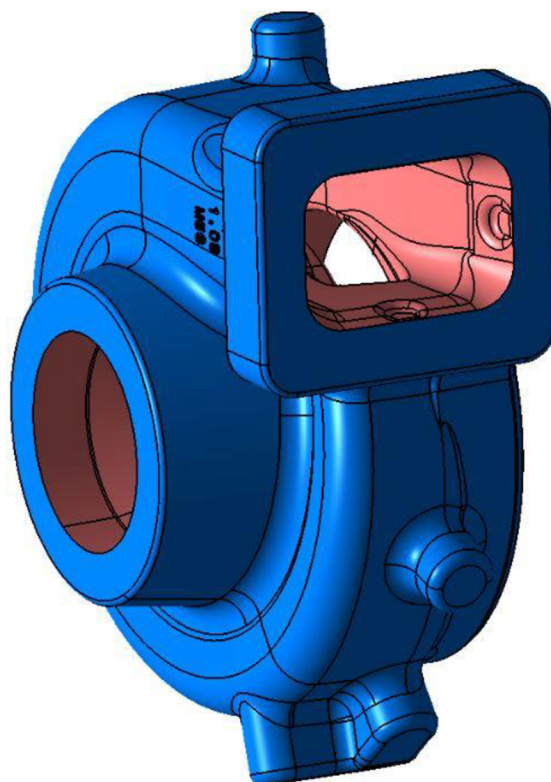
Koncepty je nutné aplikovat na dané turbodmychadlo, které bylo dodáno firmou Honeywell. Aby došlo ke zjednodušení při modelování a názornosti daných konceptů, tak je zobrazena pouze turbínová skříň. Ta kukázce tvaru postačí. Je třeba dodržovat tvarové standardy, které se v tomto případě vztahují pro turbínovou skříň. Vyberou se jen určité pasáže, které budou aplikovány v příkladech. Jelikož se jedná o interní záležitosti a firemní know-how, tak není možné zde umístit přesné znění těchto standardů.

Tento koncept oddělení proudění v turbínové skříni se používá, ale u tohoto konkrétního příkladu je problém s pozicí prostoru vstupu na turbínové kolo. Pokud má být skříň rozdělena, tak je tomu uzpůsoben celý tvar skříně. To znamená, že prostor vstupu na turbínové kolo je uprostřed voluty. Zde tomu tak není a je tedy nutné tvar upravit pro požadavky tohoto umístění vstupu spalín na turbínové kolo (Obr. 3.1).



Obr. 3.1 Turbínová skříň v pohledu na přírubu a vstup spalín; vlastní tvorba

Jako výchozí model, na kterém proběhne aplikace konceptu, je zvolen odlitek turbínové skříně ze zvoleného turbodmychadla. Ten se od obrobenej skříně liší tím, že má přídatky na obráběných plochách. Jedná se o vstupní a výstupní přírubu, dále některé základny a také dojde k obrobení děr. Jak lze vidět, voluta turbínové skříně není rozdělena. Je žádané, aby se celá skříň odlila jako celek. Tím pádem je nutná aplikace na odlitku.



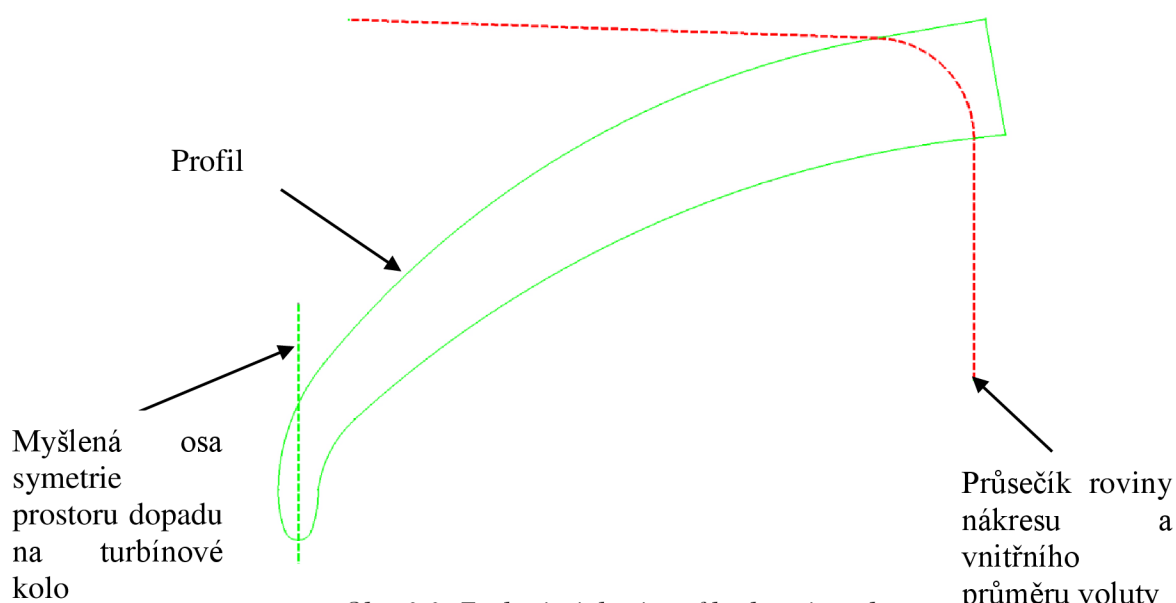
Obr. 3.2: Model odlitku turbínové skříně; vlastní tvorba

Aplikace se provádí v programu Catia V5R23. Je zvolen tento program, jelikož je s ním více zkušeností a používá se primárně ve firmě Honeywell pro modelování součástí. Navíc tento program umí velice dobře pracovat s plochami, což je pro aplikaci konceptů velice důležité.

3.2 MODELOVÁNÍ KONCEPTU

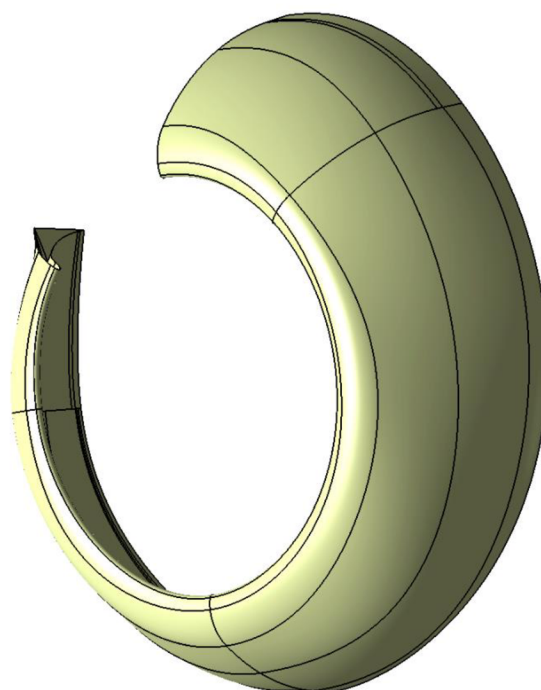
Hlavní myšlenka tohoto konceptu je ta, že je nutné, aby vzniklá přepážka voluty byla co možná nejvíce symetrická a rozdělovala prostor vstupu k lopatkám variabilní geometrie napůl. Je to nejvhodnější tvar, jelikož průřez volut je přibližně stejný a spaliny tedy proudí po podobných drahách. Efekt tohoto konceptu je ten, že nedochází k velkému rozdílu tření při srovnání vzniklých volut po rozdělení.

Aby bylo možné rozdělit volutu, tak musel být vytvořen profil, který se bude přibližně zachovávat po celém obvodu vstupu k lopatkám. Počátkem bylo zvolení tvaru jazyku (Obr. 3.3). Byla zvolena minimální možná hodnota rádiusu vhodná pro aplikaci na takto velké turbodmychadlo díky tvarovým standardům, kde byla tato velikost určena podle rozměrů turbínového kola. Tento tvar byl navázán dalším rádiusem, který byl taktéž zvolený za pomoci tvarového standardu. Kvůli proudění spalin byl na tento rádius tangentsně navázán další rádius, který vede až k stěně voluty. Celý profil byl volen tak, aby celá přepážka směrem k turbínové skříně zvyšovala svou tloušťku kvůli výrobě.



Obr. 3.3: Zvolený výchozí profil; vlastní tvorba

Cílem tohoto modelování je vytvořit a adaptovat tento profil po celém obvodu voluty po určitých rozstupech. Je to nutné takto provést, jelikož se průměr voluty snižuje a není tedy možno aplikovat zcela stejný profil. Tyto rozestupy jsou voleny na základě zkušeností, jak dokáže program CATIA z profilů vytvořit plochy. Poté je vytvořena plocha oddělení. Jednotlivé plochy jsou na sebe navazovány tangentsně, aby byly co nejhladší a nedocházelo tedy při proudění spalin k nežádoucím turbulencím (Obr. 3.4).



Obr. 3.4: Plocha vzniklá spojením profilů; vlastní tvorba

Dále je nutné vytvořit spojení oddělovací přepážky na začátku voluty, na konci a na vstupu do turbínové skříně. Tato pasáž byla z hlediska modelování nejsložitější, jelikož je nutné co nejhladší napojení při zachování funkčnosti.

Dalším krokem bylo převedení této geometrie z tvarového modelování do objemového modelování a spojit je s turbínovou skříní. Je nutné vytvořit rádiusy mezi novým materiálem a stěnami turbínové skříně. Zde nastává velký problém, jelikož plochy, které vznikly modelováním, jsou velice různorodé a na druhé straně stěny turbínové skříně jsou rozčleněny do dílčích oblastí a funkce na tvorbu rádiusů si s touto situací nejsou schopny zcela dobře poradit. Vzniklá geometrie přepážky je v modelu vyznačena žlutou barvou.

3.3 POROVNÁNÍ HMOTNOSTÍ

Jak již bylo řečeno, je vhodné turbodmychadla před úpravou a po úpravě porovnat z hlediska hmotností. Vlastnosti materiálu byly zvoleny stejné, jako je tomu u původního materiálu turbínové skříně. Pokud se jedná o turbodmychadlo určené pro sériovou výrobu, tak každý materiál navíc se promítne do konečné ceny výroby.

Největší vliv na hmotnost u tohoto konceptu mají:

- tloušťka stěny přepážky
- hodnota rádiusů spojujících přepážku a turbínovou skřín

U tohoto konceptu byla použita velice nízká tloušťka vzhledem ke tvaru. Hodnota rádiusů by také neměla být nižší. Zkušenosti v této oblasti nejsou velké, takže je lepší se držet bezpečných hodnot.

Tab. 3.1 Porovnání hmotností

	Původní turbodmychadlo	Koncept turbodmychadla
Hmotnost m	12,11 kg	13,39 kg

3.3.1 VÝSLEDKY POROVNÁNÍ HMOTNOSTÍ

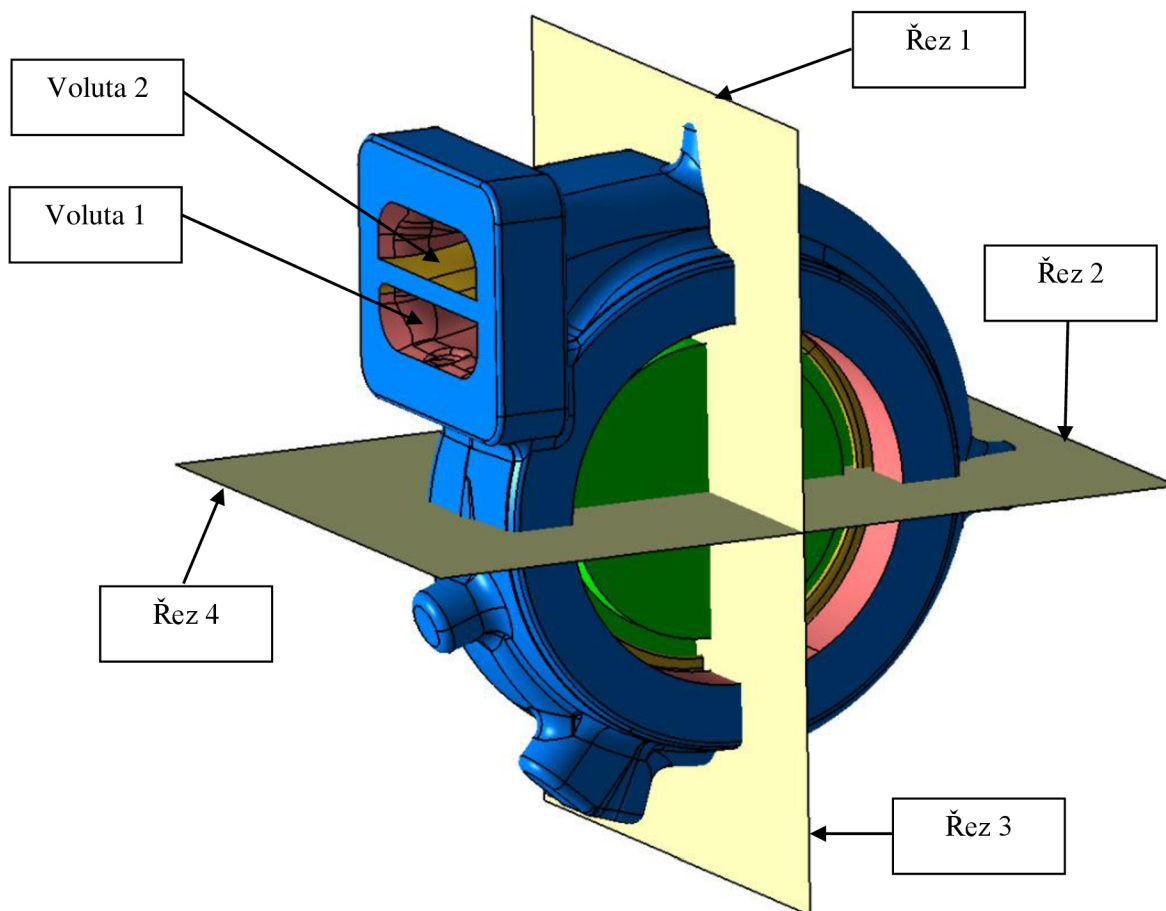
Pomocí trojčlenky bylo vypočítáno, že se hmotnost zvýšila o 10,6 %. To se zdá jako přijatelné množství. Hmotnost by mohla být nadále snížena po vhodném měření a analýze zatékání při odlévání, které by bylo dosaženo kooperací s dodavatelem.

3.4 POROVNÁNÍ PRŮŘEZŮ

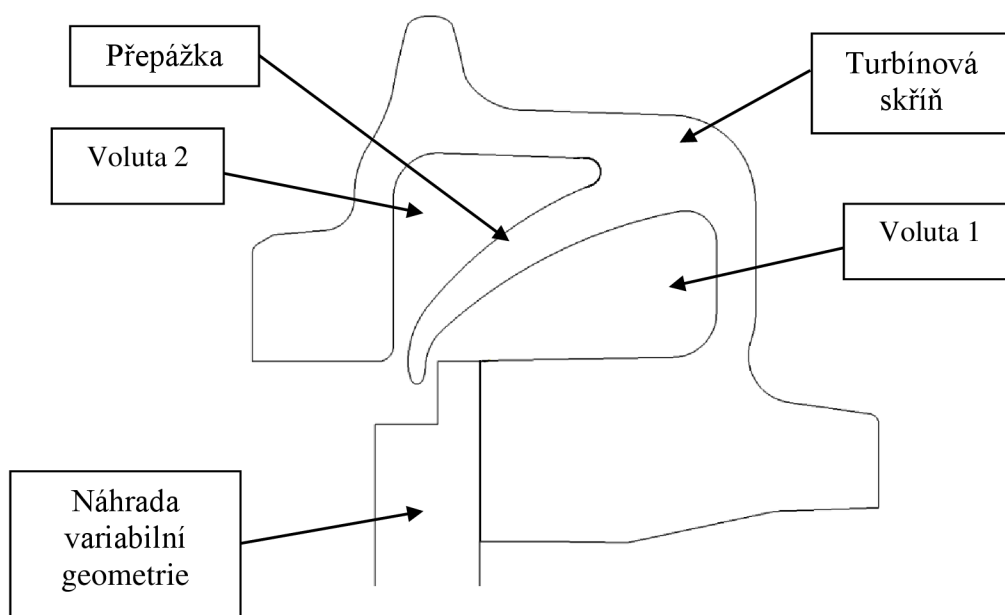
Jak již bylo řečeno, je nutné porovnat vzniklé voluty z hlediska plochy průřezů. Je tomu tak učiněno pomocí rovin, kterými je profil voluty říznutý po 90 ti stupních. Plocha je zjištěna tak, že na řeznou rovinu je promítnut průsečík s profilem roviny, plocha je uzavřena a vyplněna. Výsledná plocha je zanesena do tab. 3.2. Je nutné brát v potaz vnější průměr, který zaujímají lopatky variabilní geometrie. Není třeba pracovat celou jejich geometrií, v tomto případě došlo k zjednodušení a byly nahrazeny rotačním objektem, který má stejný vnější průměr. V obr. 3.5 je znázorněno zelenou barvou.

Řezy jsou značeny (Obr. 3.5) podle sektoru řezu a dvě voluty. Plocha S_1 patří volutě 1 a plocha S_2 volutě 2.

Názorná ukázka řezu lze vidět na obr. 3.6



Obr. 3. 5: Rozdělení řezů na sektory; vlastní tvorba



Obr. 3.6: Ukázka řezu; vlastní tvorba

Hodnoty ploch volut v daných řezech jsou zaneseny do tab. 3.2. Je zde také ukázán rozdíl ploch, který je vyjádřen v procentech a udává, o kolik procent je plocha S_1 větší než plocha S_2 .

Tab. 3.2: Velikost ploch řezů

	S_1 [mm ²]	S_2 [mm ²]	Rozdíl ploch [%]
Řez 1	1080	877	23,1
Řez 2	803	616	30,4
Řez 3	636	459	38,6
Řez 4	327	233	40,3

3.4.1 VÝSLEDKY POROVNÁNÍ

Z výsledků je patrné, že plochy v řezech nejsou stejné. Je to dáno tím faktem, že při tvorbě nákresu (Obr. 3.3) se přepážka při tangentsním navázání mírně stáčí a zmenšuje tím pádem velikost jedné voluty. Jelikož jsou tyto plochy na sobě závislé, tak dojde ke zvětšení druhé voluty o stejnou hodnotu, o kterou se první zmenšila. Takže i sebemenší posunutí je tento efekt dvojnásobný a více se projeví. Výraznější je to u menších ploch řezů.

Bylo by nutné provést analýzu proudění plynů v těchto volutách, aby se posoudilo, zda je nutné měnit tvar přepážky a jaký vliv na tření ve volutách a rozdíl v energiích plynů tento rozdíl má. Energie budou rozdílné, jelikož se snižujícím se průtočným profilem se zvyšuje rychlost průtoku. Následně by byl změněn tvar. Dle mého názoru by tato analýza měla být směrodatná, jelikož mohou nastat různé podmínky.

Možným řešením by mohla být změna geometrie. Podle výsledků analýzy by byla buďto přepážka posunuta, nebo by byl přidán materiál na vnitřní stranu voluty 1. Tímto by ale dále docházelo k narušení funkce voluty a vedlo by to k dalším analýzám. Mohlo by to být námětem diplomové práce, jak optimalizovat tento tvar v návaznosti na analýzy.

Pokud by se tato metoda používala vícekrát, tak by bylo nutné vytvořit hlubší analýzu počátečního profilu, ze kterého vznikne plocha přepážky, aby došlo k optimalizaci průtočných průřezů.

4 ANALÝZA RIZIK A ZHODNOCENÍ VYROBITELNOSTI

V této kapitole proběhne analýza možných rizik tohoto konceptu. Budou vyzdvihnuty části konceptu, které by mohly být potenciálními problémy. Budou zhodnoceny podle kritérií závažnosti.

Dále bude zhodnocena vyrobiteľnosť. Problematika vyrobiteľnosti je velice složitá bez hlubokého porozumění výrobních technologií a simulací pro odlévání součástí. Budou tedy podány možné realizace konceptu a zhodnoceny z laického hlediska.

4.1 ANALÝZA RIZIK

Tato podkapitola se inspiruje konceptem analýzy rizik z [12].

Rizikové faktory se dají rozdělit do určitých skupin. Je třeba stanovit dopadem (D) a jeho pravděpodobnost (P).

Tyto rizikové faktory jsou stanoveny ze zkušeností, které byly nabrány v průběhu studia a pracovních zkušeností. Je tedy zřejmé, že se jedná o subjektivní hodnocení, které by muselo být zhodnoceno analýzami. Taktéž D a P je velice subjektivní.

Dopad rizika lze hodnotit na škále 1-5:

- 1 – zanedbatelné
- 2 – nevýznamné, omezuje, ale neohrožuje funkci
- 3 – střední, nebezpečně ovlivní
- 4 – významné, velmi nebezpečně ovlivňuje funkci součásti
- 5 – krizové, omezí nebo znemožní funkci

Pravděpodobnost vzniku rizika lze hodnotit na škále 1-5:

- 1 – vyloučené
- 2 – nepravděpodobné
- 3 – možné
- 4 – pravděpodobné
- 5 – jisté

Z tohoto lze odvodit významnost rizika (V), která je výsledkem součinu D a P. Významnost rizika lze vidět v obr. 4.1.

Dopady rizika	5	5	10	15	20	25	vysoká
	4	4	8	12	16	20	
	3	3	6	9	12	15	střední
	2	2	4	6	8	10	
	1	1	2	3	4	5	nízká
		1	2	3	4	5	

Pravděpodobnost výskytu rizika

Obr. 4. 1: Matice významnosti [12]

4.1.1 RIZIKO 1

Jako první riziko je nutné uvést vyrobiteľnost. Pokud by se turbínová skříň vyráběla odléváním, pak by tento tvar mohl být problém z hlediska tvorby jader pro odlévání.

Řešení: konzultace s technologem a dodavatelem.

$$V_1 = D_1 \cdot P_1$$

$$V_1 = 5 \cdot 4 = 20 \quad (1)$$

Zhodnocení: dle tab. 4.1: **vysoká**

4.1.2 RIZIKO 2

Dalším rizikem je špatná volba tvaru, který by mohla být zjištěna analýzami proudění. Je nutné, aby ve volutách nevznikalo turbulentní proudění.

Řešení: vyhlazení ploch.

$$V_2 = D_2 \cdot P_2$$

$$V_2 = 3 \cdot 3 = 9 \quad (2)$$

Zhodnocení dle tab. 4.1: **nízká**

4.1.3 RIZIKO 3

Bylo složité vytvořit napojení oddělení voluty a vstupu do turbínové skříně. Tím pádem mohou vzniklé plochy narušovat proudění plynů.

Řešení: změna tvaru.

$$V_3 = D_3 \cdot P_3$$

$$V_2 = 4 \cdot 3 = 12 \quad (3)$$

Zhodnocení dle tab. 4.1: **střední**

4.2 VYROBITELNOST

Jak již bylo řečeno, tak tato část je velice těžká na posouzení, pokud nemá člověk značné zkušenosti v oblasti technologie. Zde je cílem aspoň zhodnotit možnosti, kterými je možno součást vyrobit. Dalším krokem by bylo společné zhodnocení s dodavatelem součásti a vzájemný návrh, co by bylo třeba změnit.

4.2.1 3D TISK

Tato možnost je v dnešní době přístupná, ale de facto nerealizovatelná pro sériovou výrobu. V tomto případě se dá použít jako testovací model. Pokud by ale nedošlo k sériovému vyrábění této turbínové skříně, tak pro kusovou výrobu by to bylo realizovatelné.

Výhoda: lze vytisknout téměř každý tvar

Nevýhoda: cena

4.2.2 ODLÉVÁNÍ

Tento způsob je preferovaný. Je to zavedený způsob výroby turbínových skříní. Mohl by u této dané součásti být problém s výrobou pískových jader.

Výhoda: cena

Nevýhoda: některé tvary je složité vyrobit



ZÁVĚR

Byla vytvořena řešerše dosavadních principů regulace turbodmychadel. Z nabraných zkušeností byl vytvořen koncept.

Byl vytvořen koncept, který oddělil proud spalin v turbínové skříni, která byla poskytnuta firmou Honeywell s.r.o. Bylo toho docíleno díky přepážce, která je součástí turbínové skříně. Tento koncept byl porovnán z několika faktorů. Došlo k nárůstu hmotnosti o 10,6 %, což je způsobeno přidaným materiálem. Dále byly porovnány průřezy volut v různých částech modelu. Hodnoty průřezů volut se liší.

Aby došlo ke správnému zhodnocení změny tvaru součásti, tak by bylo nutné ji podrobit hlubším analýzám, jako je analýza proudění plynu a odlévání součásti. Na základě tohoto modelu lze tyto analýzy provést.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. ISBN 1-56091-734-2.
- [2] STONE, Richard. *Introduction to internal combustion engines*. 3. vyd. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. ISBN 0768004950.
- [3] *FlexaMI Auto* [online]. c2016 [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <http://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- [4] *Custom Car* [online]. c2017 [cit. 2017-03-29]. Dostupné z: <http://www.custom-car.us/Turbo/Boost>
- [5] *Kia Forums* [online]. c2017 [cit. 2017-04-22]. Dostupné z: <http://www.kia-forums.com/3g-2011-2016-sportage/73686-little-lesson-turbochargers-how-they-work.html>
- [6] *VOLVO TURBO WORLD* [online]. c2008 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: http://people.physics.anu.edu.au/~amh110/blow_off_valve.htm
- [7] *ZÁKRUTA* [online]. c2017 [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <http://www.zakruta.cz/slovník-pojmu/pojem/blow-off-ventil/>
- [8] *AUTO DOPLŇKY* [online]. c2017 [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <https://www.autodoplňky.cz/aktuality-shop/turbosmart-motor-tuning-a210177>
- [9] *DSPORT* [online]. c2017 [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: <http://dsportmag.com/the-tech/twin-scroll-vs-single-scroll-turbo-test-the-great-divide/>
- [10] *RPI Diesel* [online]. c2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <https://www.rpidiesel.com/products/duramax-lly-10-blade-turbine-wheel-shaft>
- [11] *DIESEL ARMY* [online]. 2014 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.dieselarmy.com/engine-tech/how-it-works/how-it-works-wastegates-explained/>
- [12] *Vlastní cesta* [online]. c2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.vlastnicesta.cz/metody/analyza-rizik-risk/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A/R	[mm]	charakteristika proudění
D	[-]	Dopad rizika
m	[kg]	hmotnost
P	[-]	pravděpodobnost rizika
S	[mm ²]	plocha voluty v řezu
V	[-]	významnost rizika
WG		obtokový ventil (westgate)

SEZNAM PŘÍLOH

Seznam obrázků:

Obr. 4.1: WG s kloubovým klapkovým ventilem [3]	11
Obr. 1.2: WG s talířovým ventilem [3]	12
Obr. 1.3: Turbínové kolo s hřídelí [10]	12
Obr. 1.4 Porovnání plnicího tlaku pro malé a velké turbodmychadlo s WG [1]	13
Obr. 1.5 Turbínová skříň s integrovaným WG realizovaným kloubovým klapkovým ventilem [5]	14
Obr. 1.6: WG systém kontrolovaný výfukovým protitlakem a pod tlakem	15
Obr. 1.7: Odfukový ventil od firmy TURBOSMART [8]	17
Obr. 1.8: Schéma obvodu s WG a odfukovým ventilem [1]	18
Obr. 1.9: Přepínaný motor s primárním ventilem za různých zátěžových podmínek [1] ...	19
Obr. 1. 10: Klapka zmenšující průřez [1]	23
Obr. 1. 41: Klapka zvětšující průřez [1]	23
Obr. 1. 12: Variabilní geometrie trysek [1]	24
Obr. 1. 43: Srovnání charakteristika plnicího tlaku a kroutícího momentu motoru v závislosti na otáčkách motoru u přepínaného motoru s variabilní geometrií a bez variabilní geometrie [1]	25
Obr. 2.1: Svody výfukových plynů z válců s oddělenými proudy [9]	27
Obr. 3.1 Turbínová skříň v pohledu na přírubu a vstup spalin; vlastní tvorba	29
Obr. 3.2: Model odlitku turbínové skříňe; vlastní tvorba	30
Obr. 3.3: Zvolený výchozí profil; vlastní tvorba	31
Obr. 3.4: Plocha vzniklá spojením profilů; vlastní tvorba	31
Obr. 3.5: Rozdělení řezů na sektory; vlastní tvorba	33
Obr. 3.6: Ukázka řezu; vlastní tvorba 33	33
Obr. 4. 1: Matice významnosti [12]	36

Seznam tabulek:

Tab. 3.1 Porovnání hmotností	32
Tab. 3.2: Velikost ploch řezů	34