



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH CENTRAL HOUSINGU TURBODMYCHADLA PRO SUPERNÍZKÉ ULOŽENÍ – OLEJOVÝ VÝSTUP NA STRANU

Design of the central housing for very low turbocharger support – sideways oil output

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JAN SLOVÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JIŘÍ KNOTEK

BRNO 2015

První strana zadání.

Druhá strana zadání.



ABSTRAKT

Diplomová práce se jako celek zabývá snížením instalační výšky turbodmychadla tak, aby nedocházelo k přílišnému zvýšení tlaků ve skříni turbodmychadla na pístních kroužcích. V úvodu práce se nachází rešerše zabývající se obecně přeplňováním, stavbou a díly turbodmychadel, následuje krátký úvod ohledně problematiky CFD. Po rešeršní části pokračuje konstrukční část s úpravami centrální skříňe a simulační část, ze které byly získány výsledky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, olej, olejový výstup, centrální skříň, proudění oleje

ABSTRACT

This diploma thesis is about lowering installation height of turbocharger without significant increase of the oil pressure inside the housing at the piston rings. At the beginning of the thesis is research about supercharging and turbocharging, construction and parts that are placed inside a turbocharger. Next chapter is short brief about CFD. Further chapters are about design and changes at the central housing and about simulations. From simulations were the results obtained.

KEYWORDS

Turbocharger, oil, oil output, central housing, oil flow



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SLOVÁK, J. *Návrh central housingu turbodmychadla pro supernízké uložení – olejový výstup na stranu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Knotek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Knotka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jan Slovák



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu práce panu Ing. Jiřímu Knotkovi za vedení při zpracovávání diplomové práci, panu Ing. Petru Čížkovi, Ph.D. a panu Ing. Martinu Žatkovi, jakožto konzultantům firmy Honeywell za odborné konzultace během tvorby práce. Také bych chtěl poděkovat mé rodině a známým za podporu při celém studiu. Děkuji Vám.



OBSAH

Úvod	9
1 Přepřňování	10
1.1 Mechanické přepřňování kompresorem (Supercharging)	10
1.2 Přepřňování turbodmychadlem (Turbocharger)	12
1.2.1 Konstrukce turbodmychadel	13
1.2.2 Části turbodmychadla	13
1.2.3 Olejový systém turbodmychadla a příklady uložení vůči olejové hladině	21
2 Základy CFD	23
2.1 Principy CFD	23
2.1.1 Zákon zachování hmoty – rovnice kontinuity	23
2.1.2 Zákon zachování hybnosti – rovnice přenosu hybnosti	23
2.1.3 Zákon zachování energie – rovnice přenosu energie	24
2.2 Výpočetní síť	25
2.2.1 Nesouměrnost (skewness) a její určení	25
3 Návrh centrální skříně turbodmychadla	27
4 Simulace	28
5 Úvaha nad experimentálním ověřením	29
Závěr	30
Seznam použitých zkratek a symbolů	33
Seznam obrázků	34



ÚVOD

První turbodmychadlo bylo vynalezeno a patentováno roku 1905 švýcarským inženýrem Alfredem Büchim. Trvalo však spoustu let, než došlo ke zrealizování a použití tohoto nápadu u leteckých motorů, jmenovitě u motoru Renault za první světové války. První produkční letecký motor s turbodmychadlem se pak objevil okolo roku 1920, i když zde stále byla převaha mechanických dmychadel.

Turbodmychadla se (stejně jako mechanická dmychadla) postupem času a vývojem dostala do automobilů a v posledních dvaceti letech se turbodmychadla používají ve stále větší míře, společně s novými inovacemi a nápady zavedenými do produkce a to za účelem snížení spotřeby paliva a z toho plynoucích emisí.

Snaha o snížení instalační výšky turbodmychadla přichází spolu se stále pokročilejším vývojem osobních automobilů a stále více omezeným místem v motorovém prostoru. Z těchto důvodů přichází vhod umístění turbodmychadla co nejnižší k olejové hladině. Nicméně je potřeba brát na vědomí, že neuvážené snížení bez konstrukčních úprav centrální skříně by mělo za následek nárůst tlaků na pístních kroužcích umístěných na hřídeli. Větší tlak oleje by pak téměř s jistotou znamenal větší únik oleje jak do turbínové, tak i do kompresorové části. Tento jev je samozřejmě nežádoucí z mnoha hledisek, zejména kvůli zvýšení emisí, kouřivosti motoru atd.

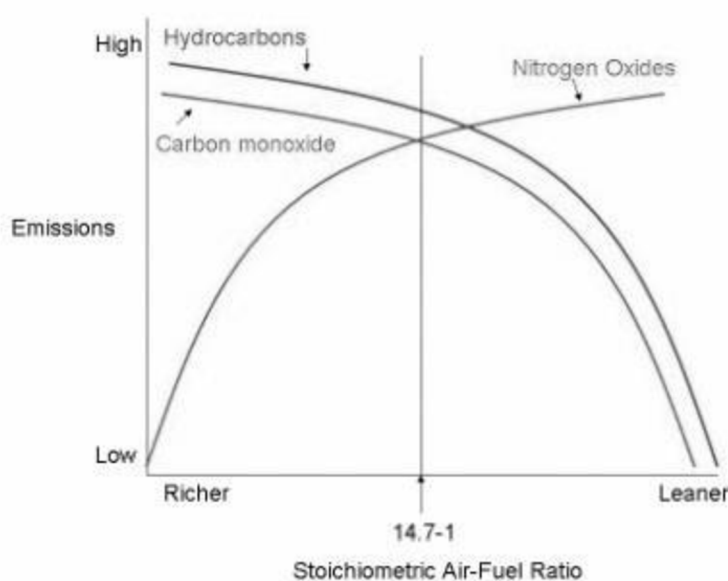
Velice důležitými a využívanými nástroji v oblasti konstrukce a vývoje nejen v automobilovém průmyslu jsou jak 3D konstrukční programy, tak různé simulační nástroje. Použití těchto nástrojů je v dnešní době běžnou záležitostí, díky níž je ušetřeno spoustu peněz a času. Navíc možnosti některých programů umožňují tvarovat a poté vyrábět plochy a tvary, které by bez těchto nástrojů nebylo možno realizovat.

V diplomové práci jsou práce na modelech vytvářeny v 3D programu Catia, především z důvodu kooperace se společností Honeywell, která tento software taktéž využívá. Program Catia navíc umožňuje komplexní práci s plochami, bez kterých by modely byly neupravitelné. Dalším využitým nástrojem je Ansys Fluent, nástroj simulující chování tekutin byl využíván při zjišťování tlaků a jejich změn uvnitř skříně turbodmychadla.



1 PŘEPLŇOVÁNÍ

Spalovací motor vyžaduje ke svému chodu určitý poměr mezi nasávaným vzduchem a množstvím paliva. V ideálním případě je tento poměr 14,7 kg vzduchu ku 1 kg vstříknutého paliva. Poměr mezi množstvím nasávaného vzduchu a množstvím vstříknutého paliva je dán součinitelem přebytku vzduchu λ . Pro poměr vzduchu 14,7:1 je $\lambda = 1$. Tato směs je také nazývána stechiometrickou směsí a je to směs, která je nejvhodnější pro správnou funkci katalyzátoru. Motor však nepracuje pouze v oblasti $\lambda = 1$, ale se změnou zatížení mění hodnotu λ . Proto rozlišujeme tzv. chudou a bohatou směs.[1]



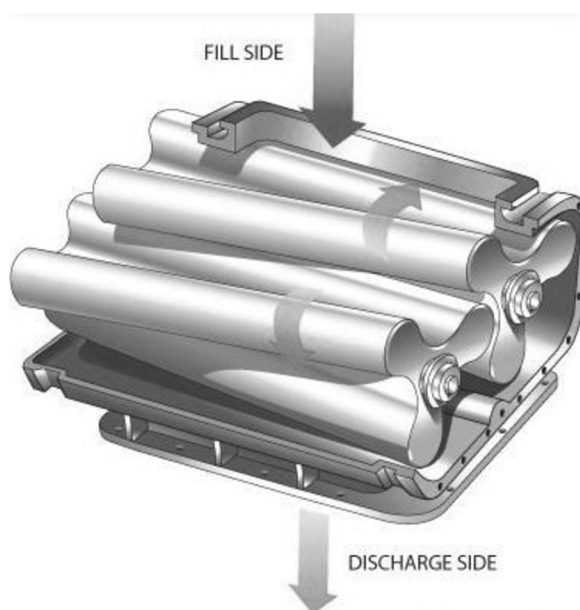
Obr. 1 Vliv směsi na množství škodlivých plynů[7]

Podstatou přeplňování je zvýšit množství nasávaného vzduchu a v závislosti s tím i množství vstříkovaného paliva do válců motoru. Tímto se zvýší výkon a točivý moment u objemově srovnatelných motorů, popřípadě se dosáhne podobných výkonových a momentových parametrů u motorů s menším zdvihovým objemem. Díky tomu nám je umožněno použití menších motorů, které však disponují velkým výkonem, ale nižší spotřebou. [1] Nižší spotřebou se také snižuje množství škodlivin ve výfukových plynech, což je další podstatný benefit používání přeplňování.

Z hlediska použité techniky a zařízení jsou nejpožívanější dva níže uvedené způsoby.

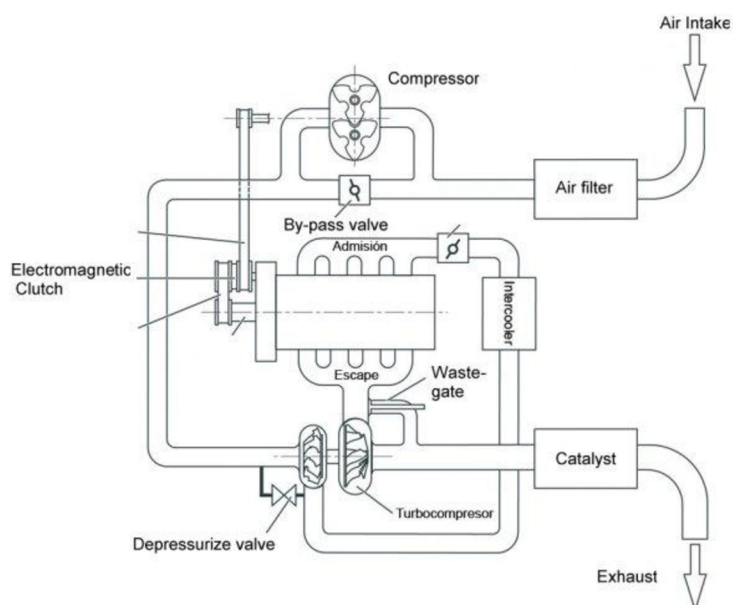
1.1 MECHANICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ KOMPRESOREM (SUPERCHARGING)

U mechanického přeplňování je použitým zařízením tzv. dmyhadlo (někdy také kompresor, mechanické dmyhadlo apod.). Dmyhadlo je spojeno s motorem pomocí mechanického převodu. Převedy bývá nejčastěji řetězem popřípadě řemenem. [1] Z hlediska konstrukce rozlišujeme několik druhů mechanických dmyhadel: Rootsovo, Lysholmovo, Wankelovo a Spirálové dmyhadlo. Principem jsou všechna dmyhadla stejná, jednotlivé druhy se liší především tvarem rotorů.



Obr. 2 Rootsovo dmychadlo[8]

Díky vazbě mezi otáčkami dmychadla a otáčkami klikové hřídele motoru má toto mechanické spojení s motorem nesporné výhody zejména v rychlosti odezvy plnění. Další výhodou oproti turbodmychadlu může být jednoduchost samotného kompresoru. Mezi nevýhody mechanického přeplňování patří fakt, že vazba se spalovacím motorem odebírá část výkonu motoru (10 až 20%), dále je kompresor hlučný a neefektivní. Lopatky mají většinou větší vnitřní vůle a kompresor tak není schopný produkovat vysoký plnicí tlak. K eliminaci nevýhod mohou přispět jiná konstrukční řešení (Spirálové, Lysholmovo), ale tato řešení jsou komplikovanějšího charakteru a vyžadují vysoké výrobní náklady.[2] Z výše zmíněných důvodů je proto v dnešní době snahou přeplňovat vozidla převážně turbodmychadly, s použitím kompresorů se můžeme setkat v kombinaci s turbodmychadly.



Obr. 3 Schéma zapojení kompresoru a turbodmychadla u motoru VW 1,4TSI[9]

1.2 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM (TURBOCHARGER)

Cílem tohoto přeplňování je využití energie jinak nepotřebných výfukových plynů. Díky své energetické nenáročnosti najdou turbodmychadla využití prakticky všude. Ať už se jedná o závodní motor, kde je cílem vysoký výkon tak běžný silniční motor u kterého je snaha o co nejnižší spotřebu paliva a vyprodukované emise.[2]

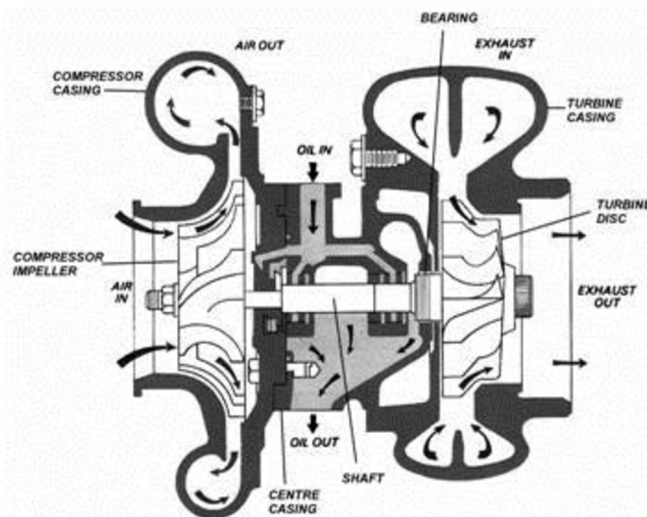


Obr. 4 Turbodmychadlo Garrett [10]



1.2.1 KONSTRUKCE TURBODMYCHADEL

Princip turbodmychadla spočívá v roztáčení turbínového kola pomocí jinak nevyužitých výfukových plynů. Roztočením turbínového kola dojde díky vzájemné vazbě zároveň k roztočení kompresorového kola, které svým pohybem vhání stlačený vzduch přes mezichladič do válců motoru.

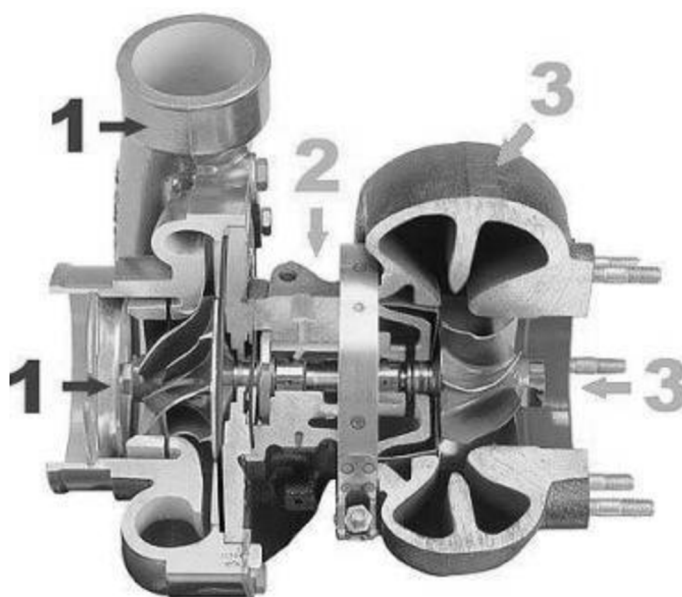


Obr. 5 Řez turbodmychadlem[3]

Jelikož turbodmychadlo nemá žádnou mechanickou vazbu s motorem, neodebírání výkon motoru. Turbíny jsou navrženy tak, aby již při co nejnižším průtoku výfukových plynů dosahovaly co nejvyšších otáček. Děje se tak z důvodu omezení prodlevy záběru turbodmychadla. Nicméně při dostatečně velkém průtoku by docházelo k velkým otáčkám, což by především znamenalo přílišný nárůst plnicího tlaku. Z těchto důvodů je potřeba regulovat otáčky turbíny. V současné době se používá několika druhů regulace např. naklápěním lopatek v turbínové části (VNT), obtokovým ventilem na turbínové skříni (Waste Gate) atd. [2]

1.2.2 ČÁSTI TURBODMYCHADLA

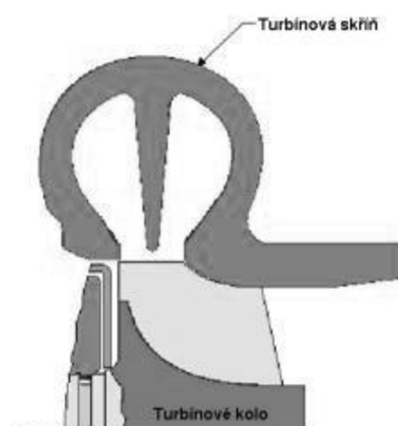
Turbodmychadlo se skládá ze tří základních částí – turbínová, kompresorová a centrální část. Každá z částí plní různé funkce a jsou na ni kladeny různé požadavky, což sebou přináší také odlišné výrobní postupy a materiály.



Obr. 6 Části turbodmyhadla [11]1 - kompresorová část, 2 – centrální část, 3-turbínová část

1.2.2.1 TURBÍNOVÁ ČÁST

Turbínová část je složena z turbínového kola a turbínové skříně. Úkolem turbínové části je přeměna kinetické energie výfukových plynů na mechanickou energii pohánějící kompresor. Odebraná energie je dána poklesem tlaku a teploty mezi vstupem a výstupem turbíny. U automobilů se využívá tzv. radiálních turbín, kdy výfukové plyny vstupují ke kolu radiálně a odchází axiálně. Výkon turbíny se zvýší s vyšším rozdílem poklesu tlaku na výstupu. [15] Jak zmíněno výše, tato část turbodmyhadla může obsahovat další součásti, zejména pro regulaci. Např. Waste Gate ventil nebo VNT mechanismus.[6]

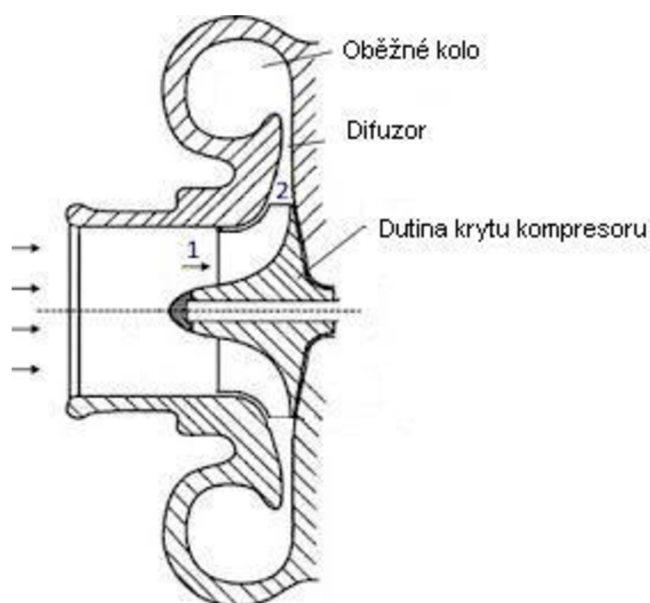


Obr. 7 Řez turbínovou skříní[11]



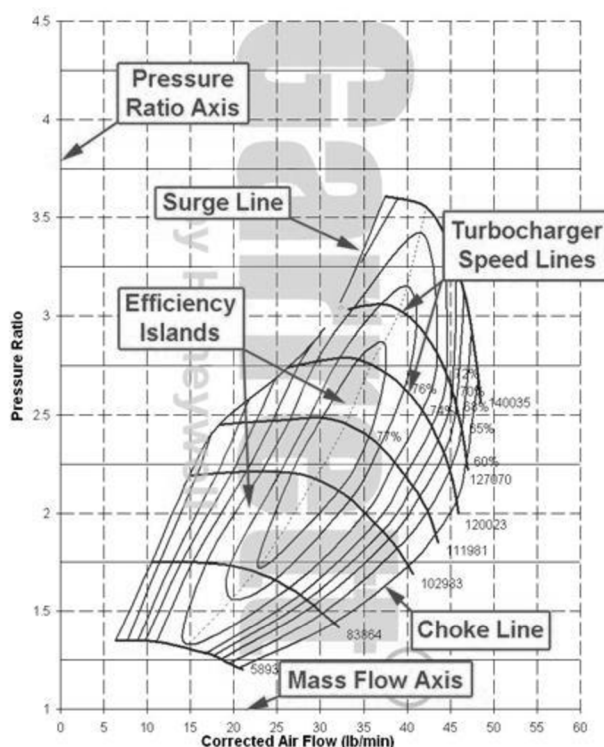
1.2.2.2 KOMPRESOROVÁ ČÁST

Turbodmychadlové kompresory jsou obecně odstředivé kompresory skládající se ze tří základních dílů – kompresorového kola, difuzoru a krytu kompresoru. Vlivem rotujícího kompresorového kola je vzduch nasáván do turbodmyhadla axiálně a urychlován, poté je odváděn ven radiálně. Funkcí difuzoru je snížení vysoké rychlosti vzduchu. Snížení probíhá povětšinou s velmi malými ztrátami, díky čemuž stoupne tlak, ale i teplota vzduchu.[15]



Obr. 8 Schéma kompresorové části[16]

Charakteristika kompresoru je dána tzv. kompresorovou mapou, která ukazuje vztah mezi poměrem tlaku a objemového nebo hmotnostního toku. Pracovní oblast kompresoru je v mapě ohraničena tzv. mezi pumpování, mezi zahlcení a maximální dovolenou rychlostí otáčení kompresoru.[12]



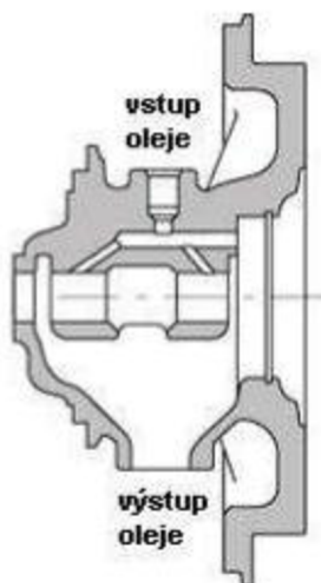
Obr. 9 Mapa kompresoru[11]

Mez pumpování (Surge line) udává mez určitého tlakového poměru při daném průtoku. Dojde – li k překročení meze pumpování, dojde k odtrhávání proudění od lopatek, čímž dochází k narušování proudění vzduchu samotným kompresorem. Tímto narušením se krátkodobě otočí směr proudění, než dojde ke stabilizaci tlakového poměru. Celý proces se poté opakuje s určitou frekvencí za doprovázení charakteristického zvuku.[2]

Mez zahlcení je dána největším možným průtokem kompresoru. Průtok bývá omezován průměrem vstupního otvoru. Jestliže proudění dosáhne rychlosti zvuku, není možné dále zvýšit samotný průtok. Tento limit zobrazuje křivka zahlcení (Choke line). Překročení křivky zahlcení dochází k prudkému poklesu účinnosti.[2]

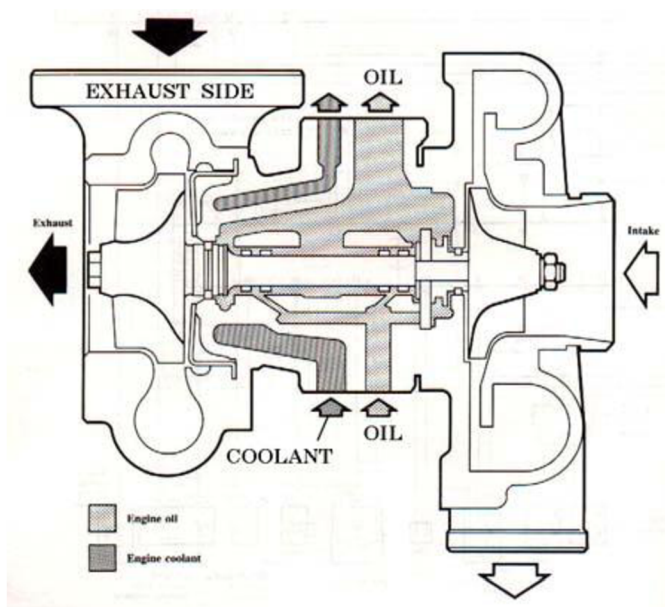
1.2.2.3 CENTRÁLNÍ ČÁST (CENTRAL HOUSING)

V centrální části (též nazývaná centrální skříň popř. ložisková skříň) je uložena hřídel, která spojuje turbínové a kompresorové kolo. Dané uložení bývá buď v kluzných anebo valivých ložiscích. Centrální část musí být utěsněna proti vniknutí výfukových plynů z turbínové skříně a také proti vniknutí oleje z mazací části do turbínové a kompresorové skříně. Těsnění se obvykle provádí pomocí kroužků podobným pístním kroužkům. Chlazení a mazání centrální části, ložisek a spojovací hřídele je zajištěno napojením na olejový systém motoru. [6]



Obr. 10 Řez centrální částí turbodmychadla[6]

U některých turbodmychadel pracujících s vyššími teplotami (zejména u zážehových motorů) se často využívá centrálních částí s dutinou pro tok chladicí kapaliny. Kapalina je odebírána z centrálního chladicího systému motoru a zajišťuje dochlazování centrální části.[6]



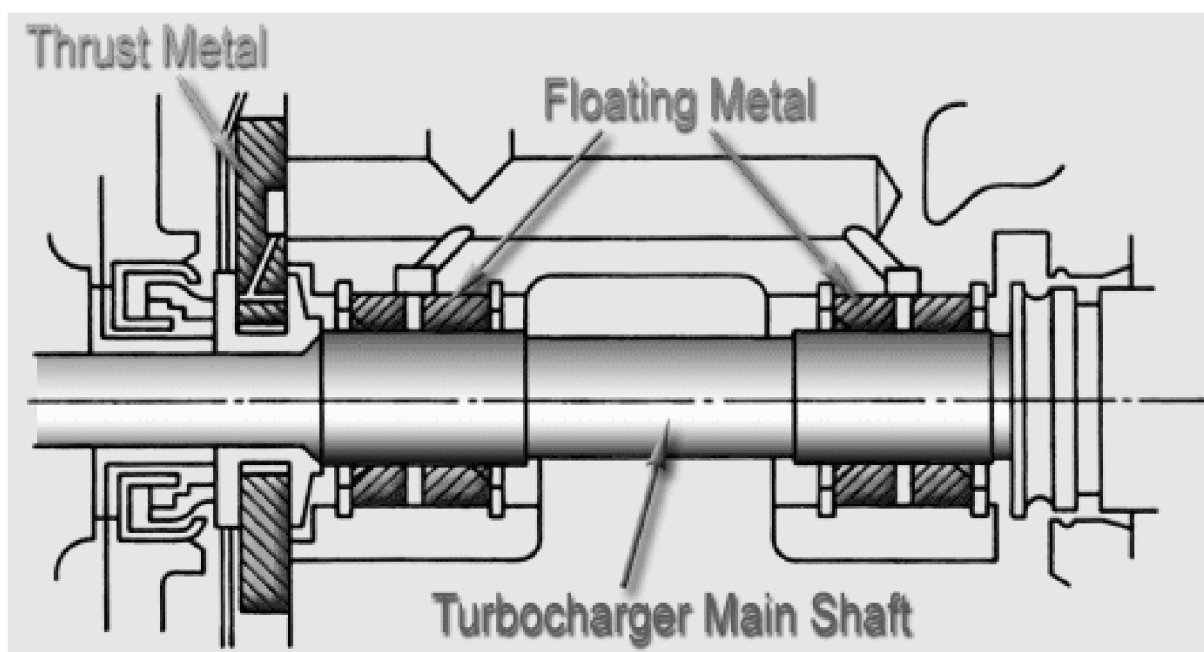
Obr. 11 Řez centrální částí ochlazovanou vodou [13]

Uložení hřídele je u turbodmychadel řešeno pomocí ložisek. Hlavním úkolem je tlumení radiálních a axiálních sil vzniklých při provozu. V praxi se setkáváme s použitím kluzného pouzdra nebo valivého ložiska.



1.2.2.3.1 Kluzná ložiska – ložiska s plovoucím pouzdrům

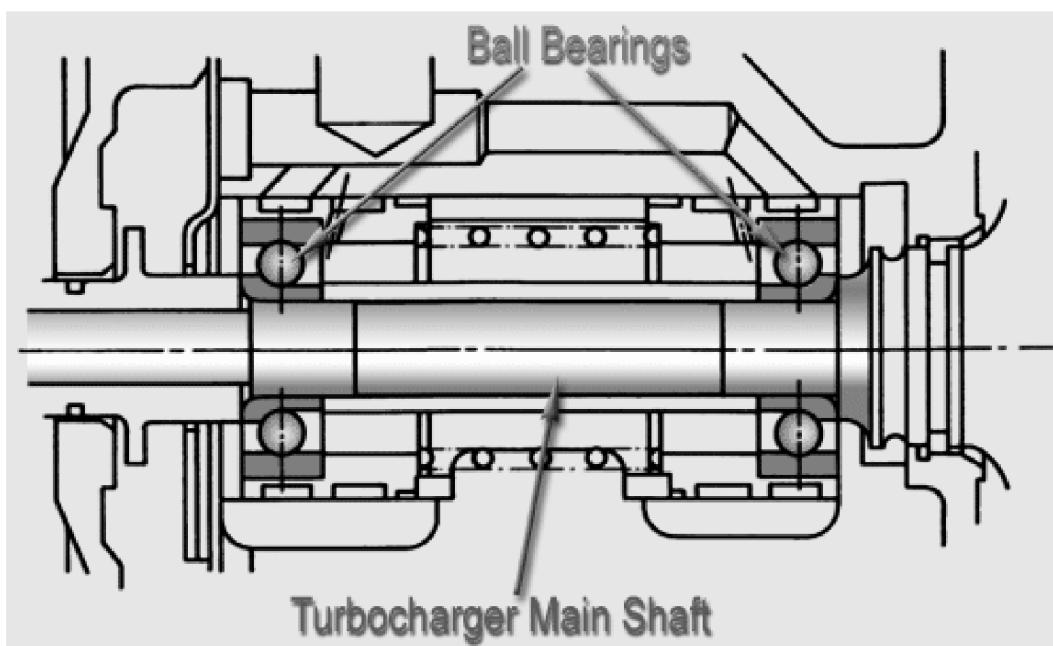
Jedná se o řešení použité u naprosté většiny turbodmychadel a to kvůli nenáročnosti výroby a dostatečných dynamických vlastností. Obvyklé je použití kluzných ložisek z bronzových nebo hliníkových slitin. U turbodmychadel automobilových motorů se používají dva druhy ložiskových pouzder. Jedná se o pouzdra rotující – dělená nebo tzv. společné pouzdro, anebo zastavená pouzdra. Rotující pouzdra se otáčejí zhruba 0,15 až 0,35x otáček spojovací hřídele turbodmychadla. Zastavená pouzdra se používají především u větších turbodmychadel, u kterých vzniká nestabilita vnějšího filmu oleje vlivem gyroskopických momentů kol turbíny a kompresoru.[14]



Obr. 12 Schéma uložení hřídele turbodmychadla pomocí dvou kluzných ložisek[13]

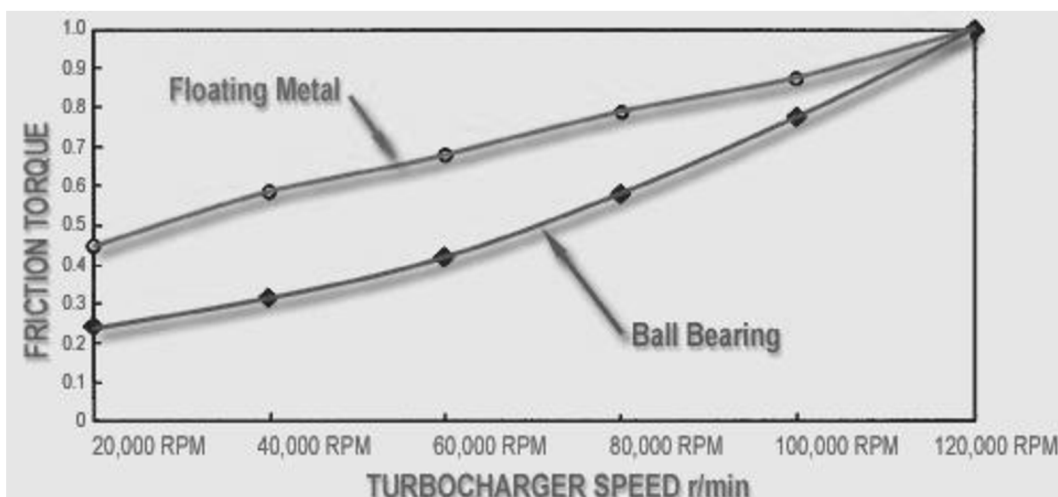
1.2.2.3.2 Valivá ložiska

Požadavky na zlepšování odezvy a akcelerace turbodmychadla vedly k vývoji a používání valivých ložisek. Nejedná se o jedinou úpravu, která vedla ke zvýšení odezvy, nicméně použití valivých ložisek sebou přináší nejvýznamnější změny v odezvě turbodmychadla. Na obrázku níže můžeme vidět použití dvou valivých ložisek, na každé straně jedno. Ložiska jsou umístěna v tzv. náboji. V angličtině používáme název Ball Bearing Cartridge. Cartridge je, stejně jako kluzná ložiska, mazána olejem, nicméně se zde již nenachází olejový film mezi ložisky a hřídeli. [13]



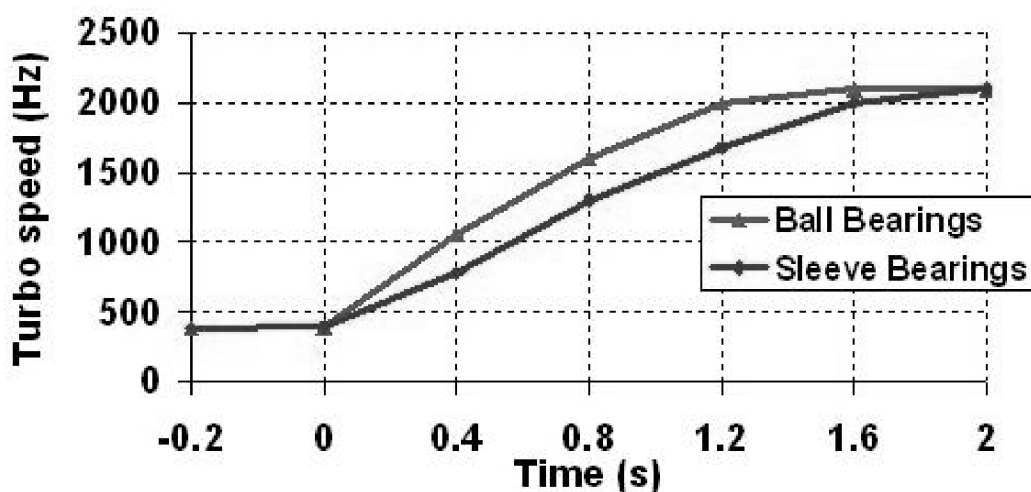
Obr. 13 Schéma uložení hřídele turbodmychadla pomocí dvou valivých ložisek [13]

Výsledkem je nezanedbatelné snížení tření, resp. negativního třecího momentu. Toto snížení je nejzřetelnější především v nižších a středních otáčkách turbodmychadla. Z obr. 14 je vidět evidentní snížení tření až o 50% v oblasti nízkých otáček hřídele (pod $60\,000\text{min}^{-1}$). Tyto změny se přímo projevují na odezvě turbodmychadla. [13]



Obr. 14 Grafické znázornění vlivu typu ložisek na třecí ztráty [13]

Snížení tření je úměrné snížení odezvy turbodmychadla. Obr. 15 zobrazuje až o 15% lepší odezvu u turbodmychadla s valivým ložiskem. Test byl proveden při plném sešlápnutí plynového pedálu ve 2000min^{-1} u dvoulitrového motoru. [11]



Obr. 15 Grafické znázornění odezvy turbodmychadla se dvěma typy ložisek [11]

Použití valivých ložisek také mimo jiné snižuje nutné množství přiváděného oleje při zachování požadované kvality mazání. Nižší průtok oleje snižuje pravděpodobnost nežádoucího úniku oleje. Valivé ložisko také není tolik citlivé na nedostatečné mazání a také proto eliminuje možné poškození turbodmychadla následkem náhlého vypnutí motoru. Náboj s ložisky dále přináší dodatečné zvýšení tuhosti a kontrolu nad pohybem hřídele, což zvyšuje životnost turbodmychadla jak pro každodenní aplikace, tak pro závodní použití. Úhlový styk ložisek navíc eliminuje potřebu použití axiálního ložiska jakožto slabého článku celého turbodmychadla.[11]

1.2.2.3.3 Axiální ložisko turbodmychadla

U turbodmychadel využívajících kluzných ložisek je zapotřebí vymezovat axiální síly vznikající od turbínového a kompresorového kola. Tyto síly nejsou stejné proto by mohlo docházet k pohybu hřídele v axiálním směru. Axiální ložisko je zde řešeno jako kluzná plocha připevněna k centrální části, doplněná o kryt oleje, bránící jeho úniku.[14]



Obr. 16 Axiální ložisko turbodmychadla[17]



1.2.2.3.4 Těsnění

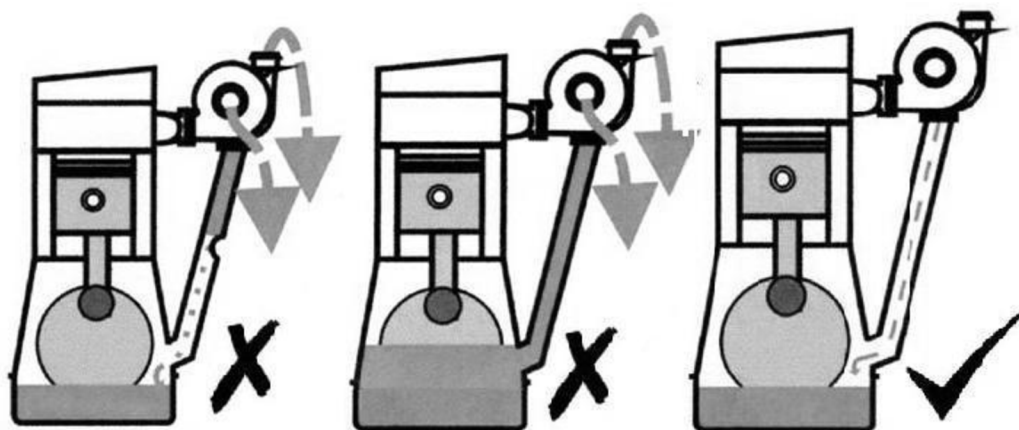
Aby se předešlo úniku oleje z centrální do kompresorové nebo turbínové části je potřeba použití těsnění. Těsnění také zabraňuje úniku výfukových plynů do centrální části. K tomu se používá obdoby pístního kroužku, který je umístěn v jak v drážce na straně kompresoru, tak v drážce na straně turbíny. Tyto kroužky nerotují spolu s hřídelí, ale jsou pevně připevněny k centrálnímu tělesu. Tento bezkontaktní typ těsnění vytváří formou labyrintu překážku pro olej, pro který je tak obtížné uniknout z centrální části. Tento typ těsnění také brání úniku výfukových plynů do centrální části turbodmychadla.[18]



Obr. 17 Hřídel turbodmychadla s turbínovým kolem a pístním kroužkem[18]

1.2.3 OLEJOVÝ SYSTÉM TURBODMYCHADLA A PŘÍKLADY ULOŽENÍ VŮČI OLEJOVÉ HLADINĚ

Turbodmychadlo je napojeno na olejový systém motoru, to znamená, že s ním sdílí olej. Ten proudí do turbodmychadla o tlaku závislém na otáčkách motoru a to od 1 do 5 barů. Olej z turbodmychadla vytéká za působení tlaku mírně většího, než je atmosférický tlak. Aby mohl olej správně odtékat, je zapotřebí aby vývod oleje měl větší průměr než vtok oleje. Dalším důležitým požadavkem pro správný chod turbodmychadla je zajištění bezproblémového odvodu oleje z hlediska průchodnosti potrubí – nesmí se zde nacházet jakékoliv záhyby, ve kterých by ulpíval olej, dále hadice musí ústít do motoru nad olejovou hladinu. Pokud by nebyly dodrženy tyto zásady, v hadicích by vznikl protitlak, který by bránil správnému odvodu oleje a způsobil by únik oleje do kompresoru a turbíny. Samozřejmostí je umístění turbodmychadla tak, aby otvor pro odvod oleje směřoval dolů.[15]



Obr. 18 Schéma špatných a správného způsobu instalace turbodmychadla[19]

Při instalaci turbodmychadla platí také nutnost dodržení maximálního nahnutí osy rotace turbodmychadla o 15° . [11]



2 ZÁKLADY CFD

CFD (Computational Fluid Dynamics) je moderní metoda umožňující získání představy o proudění tekutin, chemických reakcí, přenosu tepla a hmoty a dalších souvisejících jevů v konkrétním, definovaném prostředí.[21]

Díky této metodě jsme schopni především šetřit čas, peníze a jednoduše zjišťovat chování tekutin za určitých podmínek. Tím se zbavujeme nutnosti provádět složité a drahé experimenty. Nicméně definovaná prostředí je nutno zjednodušovat, to znamená, že výsledky simulací mohou být nepřesné, proto se stále doporučuje některé důležité výsledky ověřovat experimentem.[21]

CFD analýza se používá v mnoha odvětvích pro analýzy nejrůznějšího druhu. Můžeme ji nalézt např. v letectví, automobilovém průmyslu, lodním průmyslu, energetice, chemickém průmyslu, biomedicině, ve sportu nebo také v hydraulice.[22]

V této kapitole budou dále popsány principy CFD, výpočetní síť a její parametr Skewness (nesouměrnost), který byl nastavován při výpočtech.

2.1 PRINCIPY CFD

Principy CFD jsou založeny na třech fyzikálních zákonech:

- Zákon zachování hmoty
- Zákon zachování hybnosti
- Zákon zachování energie

2.1.1 ZÁKON ZACHOVÁNÍ HMOTY – ROVNICE KONTINUITY

Vyjadřuje zákon zachování hmotnosti pro proudící tekutiny.

Základní tvar rovnice kontinuity:[24]

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

kde:

\vec{v} - vektor rychlosti [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

t – čas [s]

ρ - hustota tekutiny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

2.1.2 ZÁKON ZACHOVÁNÍ HYBNOSTI – ROVNICE PŘENOSU HYBNOSTI

Rovnice přenosu hybnosti vyjadřují princip rovnováhy sil v tekutině. Tyto rovnice vycházejí z druhého Newtonova zákona. Rovnice pro neviskózní tekutinu odvodil Euler, proto jsou v těchto případech používány pod názvem Eulerovy rovnice. Do těchto rovnic pak G.G. Stokes a M. Navier zahrnuli vnitřní tření v tekutině. Proto jsou tyto rovnice označovány jako Navier – Stokesovy.[24]



Obecné znění Navier - Stokesových rovnic: [29]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

kde:

p – statický tlak [Pa]

\vec{g} – vektor gravitačního zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

\vec{F} – vektor vnějších působících sil [N]

ρ – hustota tekutiny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

$\bar{\tau}$ – napěťový tenzor vzniklý v důsledku tření [Pa]

t – čas [s]

Pro řešení těchto rovnic je zapotřebí znát vnější zrychlení \vec{a} , hustotu tekutiny ρ a okrajové podmínky. Tyto rovnice lze řešit analyticky většinou pouze u jednoduchých případů proudění. Pro složitější případy se využívají numerických metod, např. metody konečných prvků nebo metody konečných objemů, kterou využívá většina komerčních programů. [23]

Metoda spočívá ve využívání integrálního tvaru rovnic a aproximaci toku přes hranice kontrolního objemu. Kontrolním objemem se rozumí element sítě. [24]

2.1.3 ZÁKON ZACHOVÁNÍ ENERGIE – ROVNICE PŘENOSU ENERGIE

Přenos energie a jeho rovnice je vyjádřen prvním termodynamickým zákonem. Tento zákon říká, že se celková energie v uzavřené soustavě nemění.

Rovnici pro kontrolní objem a určitý časový okamžik lze zapsat jako: [21]

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B + \dot{Q}_C \quad (3)$$

kde:

\dot{Q}_A - celkový přírůstek energie v kontrolním objemu tekutiny za jednotku času [$\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$]

\dot{Q}_B - tepelný tok do kontrolního objemu tekutiny za jednotku času [$\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$]

\dot{Q}_C - práce konaná na kontrolním objemu tekutiny za jednotku času [$\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$]



2.2 VÝPOČETNÍ SÍŤ

Rozděluje výpočetní oblast na sebe navazující buňky. Výpočetní síť má zásadní vliv na rychlost konvergence výpočtu, jeho přesnost, časovou náročnost a v neposlední řadě také potřebu RAM paměti pro výpočet.[25]

Kvalitu výpočetní sítě posuzujeme podle několika faktorů. Mezi tyto faktory patří především hustota sítě (s ohledem na typ úlohy a zhuštění v důležitých oblastech modelu), uspořádání sousedních buněk a zhuštění v oblasti pevných stěn. Kvalita sítě se posuzuje také podle kvality buněk, kde sledujeme především dva parametry:[25]

- Nesouměrnost (Skewness)
- Poměr hran/ploch buněk (Aspect Ratio)

Pozn.: Pro pozdější výpočty byla definovaná a sledovaná pouze nesouměrnost, proto bude podrobněji vysvětlena v následující podkapitole.

2.2.1 NESOUMĚRNOST (SKEWNESS) A JEJÍ URČENÍ

Jak bylo napsáno výše, jedná se o indikátor kvality buněk. Nejpreferovanější hodnotou nesouměrnosti je 0. Tato hodnota je však prakticky nedosažitelná.[25]

Následující tabulka ukazuje obecnou kvalifikaci hodnot nesouměrnosti podle kvality a vhodnosti použití.

Tab. 1 Kvalifikace hodnoty nesouměrnosti [25]

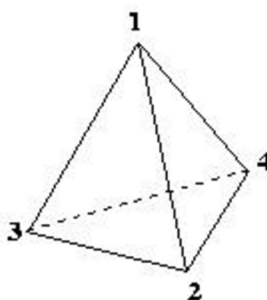
Nesouměrnost	0 - 0,25	0,25 - 0,50	0,50 - 0,80	0,80 - 0,95	0,95 - 0,99	0,99 - 1,00
Vhodnost	výborná	dobrá	ucházející	špatná	mizerná	nepoužitelná

V tabulce jsou vypsány hodnoty nesouměrnosti dle typu elementů z hlediska použitelnosti:

Tab. 2 Maximální hodnoty nesouměrnosti pro jednotlivé typy elementů[25]

Typ elementů	Max. hodnota
Šestistěny a čtyřúhelníky	0,85
Trojúhelníky	0,85
Čtyřstěny	0,9

Pozn.: Výpočetní síť používaná při výpočtech v této diplomové práci jsou tvořeny pomocí čtyřstěňů. Síť se nazývá tetrahedrální.

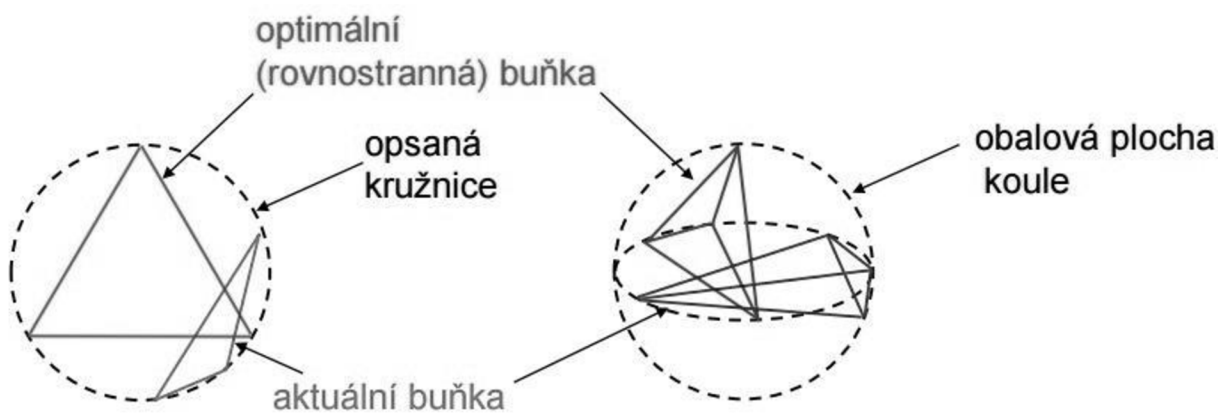


Obr. 19 Čtyřstěn - element tetraedrál ní sítě[25]

Pro určení hodnoty nesouměrnosti se používá například metoda založená na rovnoměrnosti buněk. Nesouměrnost je pak definována takto: [25]

$$\text{Nesouměrnost} = \frac{\text{optimální velikost buňky} - \text{skutečná velikost buňky}}{\text{optimální velikost buňky}} \quad (4)$$

Optimální buňkou se rozumí ta buňka, která je vepsaná v dané kružnici (kouli) a je rovnostranná.



Obr. 20 Metoda určování nesouměrnosti založená na rovnoměrnosti buněk[25]



3 NÁVRH CENTRÁLNÍ SKŘÍNĚ TURBODMYCHADLA



4 SIMULACE



5 ÚVAHA NAD EXPERIMENTÁLNÍM OVĚŘENÍM



ZÁVĚR



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LÁNÍK, Ondřej. Přepřňování (1. díl): Teorie + mechanické přepřňování. [online]. 20.7.2004 [cit. 2014-12-21]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/preplnovani-1-dil-teorie-mechanicke-preplnovani-16778>
- [2] ČAVOJ, O. Přepřňování zážehových a vznětových motorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 46 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [3] MARINE ENGINE & PROPULSION SYSTEMS. [online]. 2008 [cit. 2014-12-21]. Dostupné z: <http://www.splashmaritime.com.au/Marops/data/text/Med3tex/Engpropmed2.htm>
- [4] Forum Gommoni e Motori: Dedicato al mondo dei gommonauti. [online]. 2007 [cit. 2014-12-21]. Dostupné z: <http://www.gommoniemotori.com/forum/viewtopic.php?f=31&t=3257&start=20>
- [5] Fast motoring. [online]. 2010 [cit. 2014-12-21]. Dostupné z: <http://www.fastmotoring.com/index.php/2010/10/variable-nozzle-turbine-vnt-or-variable-geometry-turbo-vgt/>
- [6] ČECH, M. Citlivostní analýza proudění lopatkami VNT mechanismu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.
- [7] StreetRod101: Air Fuel Ratio and Pollution. *Street Rod* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.streetrod101.com/air-fuel-ratio-and-pollution.html>
- [8] How Superchargers Work. HARRIS, William. *HowStuffWorks* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://auto.howstuffworks.com/supercharger2.htm>
- [9] Forced Induction: Supercharger + Turbo: Volkswagen Twincharger. VAN, Mark. *AutoZine* [online]. [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: http://www.autozine.org/technical_school/engine/tech_engine_3.htm
- [10] Garrett releases new GT3788r turbocharger to GT line up!. VAN, Mark. *Evans Tuning* [online]. 2009 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://www.evans-tuning.com/blog/2009/01/15/garrett-releases-new-gt3788r-turbocharger-to-gt-line-up>
- [11] Garrett. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/journal_bearings_vs_ball_bearings
- [12] SJMAUTOTECHNIK. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: http://www.sjmautotechnik.com/trouble_shooting/turbo.html
- [13] APS. [online]. [cit. 2015-01-05]. Dostupné z: http://www.airpowersystems.com/wrx/aps_turbo.htm
- [14] Techlab. [online]. [cit. 2015-01-10]. Dostupné z: <http://www.techlab.cz/>



- [15] BORGWARNER. [online]. [cit. 2015-01-11]. Dostupné z: <http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerBearingSystem.aspx>
- [16] DIESELNET. [online]. [cit. 2015-01-11]. Dostupné z: https://www.dieselnets.com/tech/air_turbocharger.php
- [17] ATP TURBO. [online]. [cit. 2015-01-11]. Dostupné z: <http://atpturbo.com.au/>
- [18] DIESELPowerMAG. [online]. [cit. 2015-01-11]. Dostupné z: http://www.dieselpowermag.com/tech/ford/1007dp_how_to_rebuild_your_own_turbo/
- [19] Turbo Developments Limited. [online]. [cit. 2015-01-28]. Dostupné z: <http://www.turbodevelopments.co.uk/turbo-installation.php>
- [20] Viscopedia: A free encyclopedia for viscosity. [online]. [cit. 2015-04-27]. Dostupné z: <http://www.viscopedia.com/viscosity-tables/substances/engine-oil/>
- [21] JAHODA, M. *Počítačová dynamika tekutin: užitečný nástroj pro inženýry* [online]. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: http://uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/bezpecnostni_inzenyrstvi/CFD.shrnuti.pdf
- [22] *Počítačová dynamika tekutin: Úvod*. JAHODA, M. *VŠCHT* [online]. [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: <http://uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/hydro/CFD.uvod.pdf>
- [23] *Mechanika tekutin*. DRÁBKOVÁ, S. *VSB* [online]. 2007 [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>
- [24] HÁJEK, J. *Modelování s využitím CFD-I*. Studijní opory 2008, VUT FSI Brno.
- [25] *Počítačová dynamika tekutin: Výpočetní síť* [online]. [cit. 2015-05-09]. Dostupné z: https://vscht.cz/uchi/ped/cfd/cfd.zaklady_sitovani.pdf
- [26] *Wohler: Technika na míru* [online]. [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.woehler.cz/cz/hlavni-menu/odborne-informace/obecne/tlak>
- [27] *Modelování proudění: Fluent* [online]. 2008. BOJKO, Marian. Ostrava [cit. 2015-05-14]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Bojko-Fluent.pdf>
- [28] CFD Online. *CFD Online* [online]. [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: http://www.cfd-online.com/Wiki/K-epsilon_models
- [29] ŠIKULA, Ondřej. *Počítačové modelování tepelně aktivovaných konstrukcí: Computer modeling of thermally activated structures : zkrácená verze habilitační práce. Počítačové modelování tepelně aktivovaných konstrukcí* [online]. 2011 [cit. 2015-05-24]. DOI: 978-80-214-4308-2. Dostupné z: http://www.researchgate.net/profile/Ondrej_Sikula/publication/255968967_Potaov_modelovni_tepeln_aktivovanych_konstrukc/links/0046352160adfc07cb000000.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CFD	[-]	Computational Fluid Dynamics
CHRA	[-]	Central Housing Rotational Assembly – Sestava dílů umístěných ve skříni
RAM	[-]	Operační paměť počítače
TSI	[-]	Turbo Stratified Injection – Turbomotor s vrstvenou směsí
VNT	[-]	Variable Nozzle Turbine – Turbína s natáčecími lopatkami
\dot{Q}_A	[J.s ⁻¹]	Celkový přírůstek energie v kontrolním objemu tekutiny za jednotku času
\dot{Q}_B	[J.s ⁻¹]	Tepelný tok do kontrolního objemu tekutiny za jednotku času
\dot{Q}_C	[J.s ⁻¹]	Práce konaná na objemu tekutiny za jednotku času
\vec{F}	[N]	Vektor vnějších působících sil
\vec{g}	[m.s ⁻²]	Vektor gravitačního zrychlení
\vec{v}	[m.s ⁻¹]	Vektor rychlosti proudění tekutiny
$\bar{\tau}$	[Pa]	Napětový tenzor vzniklý v důsledku tření
p	[Pa]	Statický tlak
p _{abs}	[Pa]	Absolutní tlak
p _b	[Pa]	Barometrický tlak
p _d	[Pa]	Dynamický tlak
p _s	[Pa]	Statický tlak
p _t	[Pa]	Totální tlak
λ	[-]	Součinitel přebytku vzduchu
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota tekutiny



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Vliv směsi na množství škodlivých plynů[7]	10
Obr. 2 Rootsovo dmyhadlo[8]	11
Obr. 3 Schéma zapojení kompresoru a turbodmyhadla u motoru VW 1,4TSI[9]	12
Obr. 4 Turbodmyhadlo Garrett [10]	12
Obr. 5 Řez turbodmyhadlem[3]	13
Obr. 6 Části turbodmyhadla [11] 1 - kompresorová část, 2 – centrální část, 3-turbínová část. 14	
Obr. 7 Řez turbínovou skříní[11]	14
Obr. 8 Schéma kompresorové části[16]	15
Obr. 9 Mapa kompresoru[11]	16
Obr. 10 Řez centrální částí turbodmyhadla[6].....	17
Obr. 11 Řez centrální částí ochlazovanou vodou [13].....	17
Obr. 12 Schéma uložení hřídele turbodmyhadla pomocí dvou kluzných ložisek[13].....	18
Obr. 13 Schéma uložení hřídele turbodmyhadla pomocí dvou valivých ložisek [13].....	19
Obr. 14 Grafické znázornění vlivu typu ložisek na třecí ztráty [13]	19
Obr. 15 Grafické znázornění odezvy turbodmyhadla se dvěma typy ložisek [11].....	20
Obr. 16 Axiální ložisko turbodmyhadla[17].....	20
Obr. 17 Hřídel turbodmyhadla s turbínovým kolem a pístním kroužkem[18].....	21
Obr. 18 Schéma špatných a správného způsobu instalace turbodmyhadla[19].....	22
Obr. 19 Čtyřstěn - element tetrahedrální sítě[25].....	26
Obr. 20 Metoda určování nesouměrnosti založená na rovnoměrnosti buněk[25].....	26