

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Zkušební stanoviště pro měření charakteristik turbodmychadla při  
průtoku spalin s tlakovými pulzacemi**

**Testing Station for Turbocharger Characteristics Measurement at  
Flue Gas Flow with Compression Pulse**

Student:

Bc. Radomil Ťok

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Radomil Ťok**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Zkušební stanoviště pro měření charakteristik turbodmychadla při průtoku spalin s tlakovými pulzacemi**  
**Testing Station for Turbocharger Characteristics Measurement at Flue Gas Flow with Compression Pulse**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Diplomová práce se bude zabývat problematikou funkce plynového zkušebního stanoviště pro testování pulzního přepřívání turbodmychadel pro motory užitkových vozidel. Problematika sleduje trend využívání tlakových pulzací ve výfukovém systému pro zvýšení účinnosti pohonných jednotek nákladních automobilů. V práci se předpokládá, že bude využito poznatků ze stávajícího způsobu zkoušení turbodmychadel s konstantním tlakem spalin od výrobce. Předpokládá se, že hlavní výsledky práce najdou využití v průmyslové praxi při návrhu nových zkušebních metod.

Rozsah práce:

- 1) Popis stávajícího stavu zkoušení a hodnocení charakteristik turbodmychadel.
- 2) Zhodnocení pulzního přepřívání pro snižování emisí ve výfukových plynech a dopad na charakteristiky turbíny pro posouzení výkonnosti turbodmychadel.
- 3) Posouzení možnosti zkoušení turbodmychadel při toku spalin s tlakovými pulzacemi, identifikování možných řešení, výběr vhodného konceptu.
- 4) Konstruktivní návrh zkušebního stanoviště pro vybraný koncept a dimenzování průtočných průřezů pro dané parametry použitého hořáku.
- 5) Návrh systému regulace parametrů potřebných pro zmapování výkonnosti pulzního přepřívání.
- 6) Identifikace rizik navrženého řešení a zhodnocení způsobů jejich snížení.
- 7) Předpokládaný způsob dalšího postupu.

Seznam doporučené odborné literatury:

BLOCH, P., Heinz. A Practical Guide to Compressor Technology – Second Edition. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006, 555 p. ISBN: 978-0-471-72793-4.

ŽÁK, Z.: A 1-D Unsteady Model of a Twin Scroll Radial Centripetal Turbine for Turbocharging Optimization

KAMINSKÝ, J., KOLARČÍK, K., PUMPRLA, O. Kompresory. VŠB-TU Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.

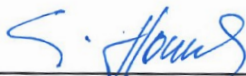
KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



---

doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucí diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu. V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech měřicího standu získaných od firmy Garrett - Advancing Motion.

V Ostravě dne...20.05.2019.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucí diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mě požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne.....20.05.2019.....



.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Radomil Ťok

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Díly 746, Moravský Písek 696 85

Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této diplomové\*) práce dle požadavků čl. 6, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v magisterských\*) studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující osoba):

Garrett Motion CZ

Jméno a příjmení oprávněné osoby: Petr Škara

V Ostravě dne 20. května 2019.



Podpis oprávněné osoby  
(případně razítko)

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŤOK, R. *Zkušební stanoviště pro měření charakteristik turbodmyhadla při průtoku spalin s tlakovými pulzacemi*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra Energetiky, 2019, 102 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem pulzního zařízení pro měřící „stand“ charakteristik turbodmyhadel. Toto zařízení je navrhováno pro společnost Garrett Advacing Motion se sídlem v Brně. Momentálně společnost tato turbodmyhadla testuje jen za rovnotlakých podmínek pomocí hořáku, což ale neodpovídá skutečnému provozování. Toto zařízení má simulovat podmínky motoru, a tím by se testování výkonu turbodmyhadel přiblížilo skutečnému používání v automobilovém průmyslu. V práci jsou vysvětleny principy motorů, způsoby přeplňování a vliv motoru na chování výkonu turbodmyhadla. Následně je zde popsán měřící „stand“, kde se provádí měření. Praktická část se zabývá konstrukčním návrhem pulzního zařízení. Toto zařízení je navrženo v programu Autodesk Inventor Profesional. Poslední část práce se zabývá návrhem způsobu měření těchto tlakových pulzací.

## ANNOTATION OF THE GRADUATION THESIS

ŤOK, R. *Testing Station for Turbocharger Characteristics Measurement at Flue Gas Flow with Compression Pulse*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2019, 102 p. Thesis head: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

The graduation thesis deals with the design of the pulse device for measuring the "stand" of the characteristics of turbochargers. This device is designed for company Garrett Advacing Motion located Brno. Currently, the company is testing this turbocharger only for the case of the isobaric conditions using a burner, which does not correspond to the actual operation. This device is intended to simulate the conditions of the engine, and this would get the testing of the power of the turbochargers closer to the actual use in the automotive industry. In the thesis are explained the principles of engines, methods of supercharging and the effect of the engine on the behavior of the turbocharger power. Subsequently, there is described the measuring "stand", where measurements are performed. The practical part deals with the constructive design of the pulse device. This device is designed in Autodesk Inventor Profesional program. The last part of the thesis deals with the design of a method of measuring the pressure pulsation.

## Obsah

<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>10</b>
<b>1 Úvod.....</b>	<b>13</b>
<b>2 Definice spalovacích motorů .....</b>	<b>15</b>
<b>3 Vznětové čtyřdobé motory .....</b>	<b>16</b>
3.1 Hlavní části .....	16
3.2 Princip činnosti .....	17
3.3 Indikátorový diagram .....	18
3.4 Efektivní ukazatele .....	19
<b>4 Motory nákladních automobilů .....</b>	<b>20</b>
<b>5 Přepřňování motorů .....</b>	<b>22</b>
5.1 Základní rozdělení přepřňování .....	22
5.2 Mechanické přepřňování.....	23
5.2.1 Objemové kompresory .....	23
5.2.2 Rychlostní kompresory.....	25
5.3 Přepřňování pomocí využití energie výfukových plynů.....	26
5.3.1 Turbína .....	26
5.3.2 Kompresor .....	27
5.3.3 Regulace turbodmychadla .....	27
5.3.4 Konstantní tlakové přepřňování.....	28
5.3.5 Pulzní přepřňování.....	29
5.4 Přepřňování pomocí dynamických efektů .....	29
5.4.1 Přepřňování rezonancí v sacím potrubí .....	29
5.4.2 Přepřňování s Helmholtzovým rezonátorem .....	30
5.4.3 Přepřňování Comprexem .....	30
5.5 Kombinované přepřňování .....	31
5.5.1 Kombinace dvou turbodmychadel.....	31



5.5.2	Kombinace turbodmychadla a turbíny pro rekuperaci energie .....	32
<b>6</b>	<b>Typy turbodmychadel.....</b>	<b>33</b>
6.1	Single turbodmychadlo .....	33
6.2	Twin turbo (bi-turbo).....	33
6.3	Twin – scroll.....	33
6.4	VGN – Turbodmychadlo s variabilní geometrií.....	34
6.5	Elektrické „turbodmychadlo“ .....	34
<b>7</b>	<b>Vliv motoru na chování turbodmychadla dle teorie v praxi.....</b>	<b>35</b>
7.1	Využití SCR.....	35
7.1.1	Vliv zatížení motoru ( $BMEP_{eng}$ ).....	35
7.1.2	Vliv fázového spalování .....	36
7.1.3	Vliv na otáčky motoru ( $N_{eng}$ ).....	37
7.1.4	Vliv průtokové kapacity na turbínu .....	37
7.1.5	Vliv výtlaku motoru .....	39
7.2	Využití vysokotlaké smyčky EGR .....	40
7.2.1	Vliv EGR u symetrických turbín.....	40
7.2.2	Asymetrická turbína MFR odezva.....	42
7.3	Shrnutí chování turbíny MFR.....	42
<b>8</b>	<b>Motor užitkového vozidla .....</b>	<b>43</b>
8.1	Charakteristika motoru .....	43
8.2	Přeplňování motoru turbokompresorem .....	45
<b>9</b>	<b>Popis zařízení.....</b>	<b>47</b>
<b>10</b>	<b>Popis stávajícího stavu zkoušení .....</b>	<b>48</b>
10.1	Hodnocení charakteristik turbodmychadel .....	49
<b>11</b>	<b>Zhodnocení pulzního přeplňování pro snižování emisí ve výfukových plynech .....</b>	<b>52</b>
11.1	Dopad na charakteristiky turbíny pro posouzení výkonnosti turbodmychadel .....	54
<b>12</b>	<b>Posouzení zkoušení turbodmychadel při toku spalin s tlakovými pulzacemi .....</b>	<b>57</b>

12.1	Identifikování možných řešení, výběr vhodného konceptu .....	58
<b>13</b>	<b>Dimenzování průtočného průřezu pro parametry hořáku .....</b>	<b>59</b>
13.1	Návrh lopatek a průtočného rozměru .....	59
<b>14</b>	<b>Konstrukční návrh zkušebního stanoviště.....</b>	<b>63</b>
14.1	Hřídel .....	63
14.1.1	Návrh hřídele .....	63
14.1.2	Návrh drážky .....	65
14.1.3	Kontrola .....	66
14.1.4	Teplotní roztažnost .....	68
14.2	Ložiska.....	69
14.3	Příruby .....	71
14.3.1	Řešené sdílení tepla A .....	71
14.3.2	Řešené sdílení tepla B .....	75
14.3.3	Řešené sdílení tepla C .....	79
<b>15</b>	<b>Návrh systému regulace parametrů potřebných pro zmapování výkonosti pulzního přepínání.....</b>	<b>84</b>
15.1	Výkon elektromotoru.....	84
15.2	Návrh elektromotoru.....	85
15.3	Návrh frekvenčního měniče.....	85
15.4	Návrh spoje hřídele s elektromotorem.....	86
<b>16</b>	<b>Simulace CFD .....</b>	<b>87</b>
<b>17</b>	<b>Identifikace rizik navrženého řešení .....</b>	<b>90</b>
17.1	Způsob snížení rizik a předpokládaný další postup .....	90
<b>18</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>92</b>
	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>94</b>
	<b>Seznam obrázků, tabulek a grafů.....</b>	<b>98</b>
	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>101</b>

## Seznam pouŹitých značek a symbolů

$P_e$	Efektivní výkon motoru	[W]
$P_i$	Indikovaný výkon	[W]
$P_m$	Ztrátový výkon	[W]
$m_{pe}$	Měrná efektivní spotřeba paliva	[g.kWh <sup>-1</sup> ]
$G_p$	Hmotnostní spotřeba paliva	[g.h <sup>-1</sup> ]
$p_{abs,hoř}$	Absolutní tlak, kde je hořák schopný práce	[Pa]
$p_{abs,p}$	Absolutní tlak v potrubí	[Pa]
$\rho_{sp}$	Hustota spalin	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$m$	Hmotnostní tok média	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$a$	Šířka prostoru pro proudění spalin	[mm]
$s$	Tloušťka lopatky	[mm]
$c_1$	Tolerance roztažnosti	[-]
$c_2$	Tolerance koroze	[-]
$c_3$	Tolerance na plochou část bez děr	[-]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$\Delta h$	Teplotní roztažnost	[mm]
$h_0$	Výška lopatky	[mm]
$\alpha_r$	Koeficient teplotní roztažnosti	[10 <sup>-6</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\Delta t$	Rozdíl počáteční teploty a konečné teploty	[°C]
$F$	Síla na lopatku	[N]
$S$	Plocha lopatky	[m <sup>2</sup> ]
$r$	Rameno síly	[m]
$d$	Průměr hřídele	[mm]
$\tau_k$	Namáhání v krutu	[MPa]
$t$	Hloubka drážky v hřídeli	[mm]
$l$	Vzdálenost	[mm]



$\alpha_0$	Součinitel na ohyb	[-]
$k_s$	Součinitel bezpečnosti	[-]
$t_1$	Hĺoubka drážky v náboji	[mm]
$p_{dov}$	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
$b$	Šírka pera	[mm]
$L$	Délka pera	[mm]
$M$	Třecí moment ložisek	[N.mm]
$\mu$	Konstantní součinitel tření ložiska	[-]
$p_1$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
$Re_y$	Reynoldsovo číslo	[-]
$Pr$	Prantlovo kritérium	[-]
$\epsilon_1$	Opravný součinitel pro krátké trubky	[-]
$Nu$	Nusseltovo kritérium	[-]
$\lambda$	Součinitel tepelné vodivosti	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$Gr$	Grashofovo kritérium	[-]
$g$	Tíhové zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
$t_1$	Počáteční teplota	[°C]
$t_2$	Konečná teplota	[°C]
$l_m$	Tloušťka materiálu	[mm]
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla konvekcí	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$C_0$	Stefan-Boltzmanova konstanta	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-4</sup> ]
$T$	Teplota	[K]
$\epsilon_{1,2}$	Emisivita daného materiálu	[-]
$\alpha_s$	Součinitel přestupu tepla zářením	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_{cel}$	Celkový součinitel přestupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$Q_{cel}$	Celkový přenos tepla	[W]
$q$	Prostup tepla rovinou stěnou	[W.m <sup>-2</sup> ]



$t_{s2}$	Teplota stěny	[°C]
P	Výkon	[kW]
$M_k$	Krouticí moment na hřídeli	[N.m]
$\omega$	Úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]
AFR	(Air-fuel ration) Poměr vzduchu a paliva	
BMEP	(Break mean effective pressure) Přerušovaný střední efektivní tlak	
BSR	(Blade-speed ration or U/Co) Rychlost lopatek	
EAS	(Exhaust after treatement system) Systém dodatečného zpracování výfukových plynů	
EGR	(Exhaust gas recirculation) Recirkulace výfukových plynů	
ER	(Turbine expansion ration) Poměr expanzní turbíny	
FA	(Full admission) Plný výkon	
FMC	(Ford Motor Compaty) Spolčenost Ford	
HP-EGR	(High-pressure loop EGR or short-route EGR) Vysokotlaká smyčka EGR nebo krátká trasa EGR	
LP-EGR	(Low-pressure loop EGR or long-route EGR) Nízkotlaká smyška EGR nebo dlouhá trasa EGR	
MFR	(Mass flow ratio) Poměr hmotnostního toku	
PA	(Partial admission) Částečný vstup	
RDiv	(Radially Divided turbine) Radiálně rozdělená turbína	
SCR	(Selective catalytic reduction) Selektivní katalytická reduce	
SDiv	(Sector Divided turbine) Sektorově rozdělená turbína	
TMM	(Turbine mass-flow multiplier) Multiplikátor hmotnostního toku turbíny	
UA	(Unequal admission) Nerovnoměrný výkon	
VVA	(Varriable valve actuation) Variabilní ovládání ventilu	

## 1 Úvod

Přepřehování motoru se používá z důvodu dosáhnutí zvýšení výkonu motoru. Hlavním faktorem je zvýšení hustoty pracovní látky. Pracovní látkou je palivo smíšené se vzduchem. Při vstupu do motoru by vzduch měl mít co nejmenší rozdíl zvýšení teploty. Přepřehování turbodmychadlem využívá energii výfukových plynů. Tato energie by se v ostatních případech vůbec nevyužila a vypustila by se do atmosféry. Tím, že využijeme zmíněnou energii, zvýšíme výkon motoru. Spaliny z motoru vystupují s určitými pulzacemi, které jsou způsobené válci v motoru, kdy se do výfukového potrubí vypouští spaliny dle cyklu motoru. Výfukové kanály z výfukového ventilu jsou většinou spojeny do sekcí, aby se eliminovaly tyto tlakové pulzy, nebo se případně upravily pro lepší výkon turbodmychadla. Výfukové kanály jsou spojeny do sekcí většinou dle oběhu cyklu motoru. To znamená, že u šestiválcového motoru jsou např. 2 sekce, kdy válce 1, 3 a 5 jsou spojeny do jedné sekce a válce 2, 4, 6 do druhé sekce. Tímto spojením se upraví tlakové pulzy, které vstupují do turbodmychadla. Tlakové pulzy vstupující do turbodmychadla mají vliv na jeho chod tedy i výkon. Díky turbodmychadlu, kde se na turbíně využije energie spalin a pomocí hřídele se energie přeneše na oběžné kolo kompresoru, čímž se nasaje větší množství vzduchu do motoru. Další nespornou výhodou je lepší promíšení paliva se vzduchem, čímž je způsobeno, že palivo posléze lépe vyhoří. To znamená, že díky tomuto přepřehování můžeme zvýšit výkon motoru a spálit méně paliva. Zmíněné přepřehování s tlakovými pulzacemi má vliv na snížení emisí motoru, což je spojeno se snížením spotřeby paliva.

Zařízení je navrhováno pro společnost Garrett Advacing Motion se sídlem v Brně. Jedná se o americkou společnost, která se primárně zabývá inženýrstvím, vývojem a výrobou turbodmychadel a souvisejících nucených indukčních systémů pro pozemní vozidla od malých osobních automobilů po velké nákladní automobily a průmyslová zařízení a stavební stroje. Momentálně společnost tato turbodmychadla testuje jen za rovnotlakých podmínek pomocí hořáku, který spaluje zemní plyn a generuje tak spaliny na turbodmychadlo. Takovéto podmínky ale neodpovídají skutečnému provozování na motoru. Motor totiž produkuje tlakové pulzy, způsobené pohybem pístů. Mnou navržené zařízení se bude umísťovat mezi hořák a turbodmychadlo. Zařízení by mělo simulovat podmínky motoru, a tím by se testování výkonu turbodmychadel mělo přiblížit skutečnému používání v automobilovém průmyslu. V práci jsou popsány principy motorů a způsoby přepřehování, speciálně přepřehování pomocí využití energie výfukových plynů „turbodmychadel“ a vlivu motoru na chování výkonu turbodmychadla. Následně je v práci popsán měřicí stand, kde se provádí měření turbodmychadel. Praktická část se zabývá konstrukčním návrhem pulzního



zařízení, které je navrženo v programu Autodesk Inventor Profesional. Konstrukční návrh se týká konstrukce plochých lopatek, které rotují uvnitř potrubí, a tím vyvolávají tlakové pulzy. Také se zabývám návrhem hřídele pro přenesení krouticího momentu. V práci jsou i výpočty pro přenos tepla, kde řeším ideální teplotu pro provoz ložisek. Celé zařízení je z důvodu vysokých teplot chlazeno vzduchem a ložiska jsou navíc chlazená i chladicí kapalinou. Pro funkci zařízení je nutné navrhnout odpovídající elektromotor, který bude celé zařízení pohánět. V poslední řadě je třeba navrhnout způsob měření tlakových pulzací na tomto standu pomocí vysokofrekvenčních snímačů, které budou schopny zachytit tlakové pulzace. V závěru jsou zmíněna rizika navrženého zařízení a možné další postupy, které se týkají zmíněného standu.

## 2 Definice spalovacích motorů

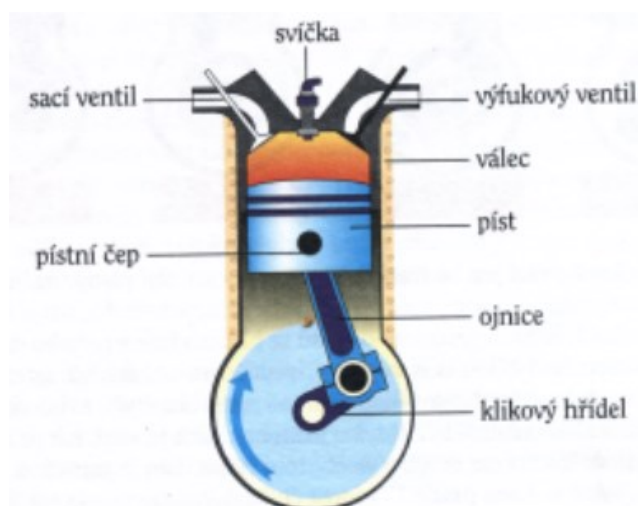
Spalovací motory jsou tepelné stroje. Tyto tepelně hnací stroje přeměňují spalováním vhodných kapalných nebo plynných paliv toto palivo na tepelnou energii. Spalování probíhá s poměrně velkou účinností na mechanickou práci. Tento děj probíhá přímo v pracovní části motoru, kde působením tepelné energie na píst nebo lopatky získáme mechanickou práci a to při tlaku vyšším než atmosférickém. Spalování by mělo být ovladatelné, kdy pracovní látkou jsou zplodiny z hoření. U přeměny tepelné energie v mechanickou práci probíhají v motorech termodynamické děje, u kterých se mění stav a chemické složení pracovní látky, při spalování. Společně tyto děje tvoří pracovní oběhy nebo cykly spalovacích motorů. Oběhy se znázorňují do různých diagramů společně se změnou stavu pracovní látky<sup>1,19</sup>.

Podle média použitého k přenosu tepelné energie dělíme motory:

- a) S vnějším spalováním – kdy médiem pro přenos jsou např. zvláštní plyny, vzduch nebo vodní pára
- b) S vnitřním spalováním – kdy médiem pro přenos jsou přímo vzniklé produkty spalování

K motorům s vnějším spalováním patří: pístový parní stroj, Stirlingův motor, který užívá potenciální energii pracovního média a parní stroj využívá kinetickou energii vodní páry.

Motory s vnitřním spalováním, např. spalovací turbína nebo pístový spalovací motor (viz Obrázek 1) využívají přímo produkty z hoření daného paliva<sup>1,19</sup>.



Obrázek 1 Pístový spalovací motor<sup>20</sup>



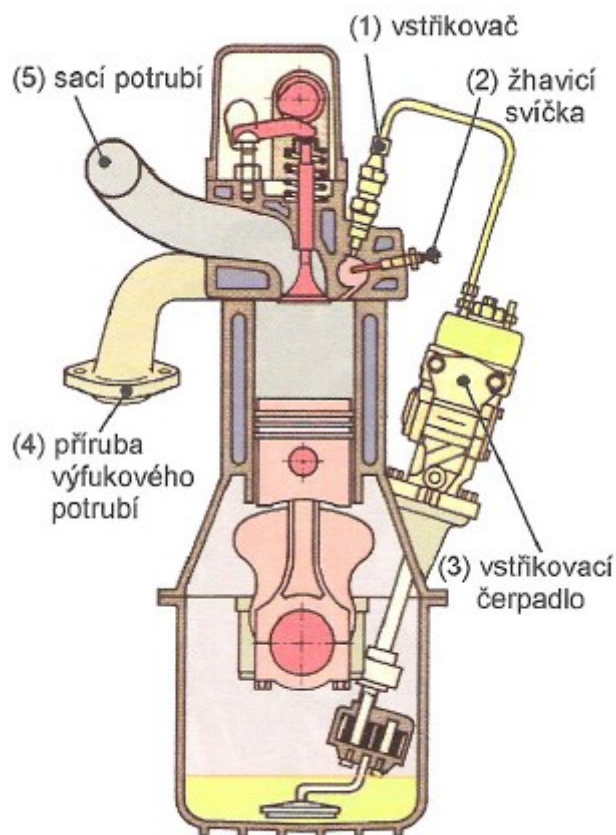
### 3 Vznětové čtyřdobé motory

Vznětové motory se dříve používaly u lokomotiv, traktorů, nákladních aut, jelikož musely mít velký válec. V dnešní době jsou již vysoce kvalitní materiály, tudíž se vznětové motory používají i pro osobní automobily<sup>1,3,5</sup>.

#### 3.1 Hlavní části

Vznětový čtyřdobý motor (viz Obrázek 2) je složen ze čtyř konstrukčních částí a následujících podpůrných zařízení:

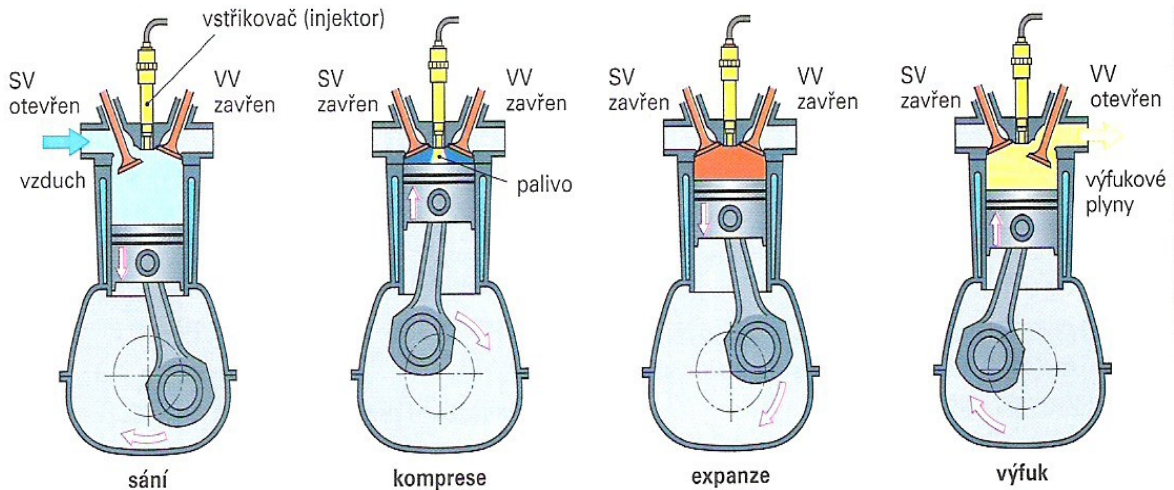
- pevné části motoru – válce, hlava válců, víko hlavy válců, kliková skříň, olejová vana, sací potrubí
- klikový mechanismus – píst, ojnice, kliková hřídel se setrvačником
- rozvodový mechanismus – ventily, ventilové pružiny, vahadla, vačková hřídel, kola rozvodu, rozvodový řetěz nebo ozubený řemen
- palivový systém – vstřikovací čerpadlo, palivové podávací čerpadlo, čistič paliva, vstřikovač se vstřikovací tryskou
- pomocná zařízení – mazání motoru, chlazení motoru, výfukový systém<sup>1,3,5</sup>.



Obrázek 2 Řez čtyřdobým vznětovým motorem<sup>5</sup>

### 3.2 Princip činnosti

Největší rozdíl oproti zážehovému motoru je ve zpracování zápalné směsi. U vznětového motoru (viz Obrázek 3) se nasává jen čistý vzduch a poté je stlačován. Tato práce probíhá pokaždé s přebytkem vzduchu. Směs je formována ve spalovacím prostoru, kdy je palivo vstříkováno do stlačeného vzduchu. Stlačením vzduchu se docílí tak vysoká teplota, že po vstříknutí paliva se tato směs sama vznítí<sup>1,3,5</sup>.



Obrázek 3 Cyklus vznětového spalovacího motoru<sup>5</sup>

#### Doba – sání

Píst se pohybuje z horní úvratě do dolní úvratě, díky čemuž se vytvoří větší prostor ve válci. Tlak v motoru je menší a vzduch je nasáván do motoru vždy s přebytkem vzduchu. Takto nasátý vzduch je zahříván na 70-100 °C<sup>1,3,5</sup>.

#### Doba – komprese

U pohybu pístu z dolní úvratě do horní úvratě jsou ventily uzavřené. Díky tomu se zvýší tlak 2,5-4,5 MPa, přičemž se vzduch ohřeje na 600-900 °C. Vzduch se při těchto teplotách nemůže rozpínat, v důsledku toho dojde na konci komprese zvýšení tlaku až na 5,5 MPa. Pokud mají motory vedlejší spalování, např. vířivou komůrku, je nutné zvýšit kompresi, aby nedošlo k tepelným ztrátám. V průběhu stlačování jsou sací ventily a výfukové ventily uzavřeny<sup>1,3,5</sup>.

#### Doba – expanze

Vstříkované palivo pod tlakem až 205 MPa se na konci kompresního zdvihu započne odpařovat a promíchávat se vzduchem. Díky tomuto ději se směs sama vznítí. Píst je díky rozpínání plynu při hoření tlačěn do dolní úvratě tlakem 6,5-9 MPa. Tento děj provází změna tepelné energie na mechanickou práci<sup>1,3,5</sup>.

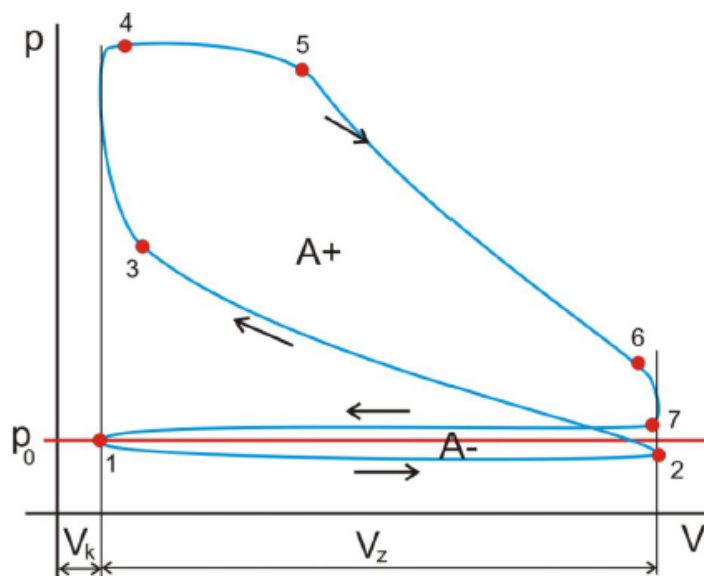
## Doba – vřfuk

Dřky přetlaku vytvořenřho ve vřlci při spalování je po otevření vřfukovřch ventilř vřfukovř plyn vytlačen do potrubř vřfuku. Přst se tedy pohybuje z dolnř úvrati do hornř úvratě, řimž podporuje přetlak. Teplota vřfukovřch spalin mřže břt 600-750 °C<sup>1,3,5</sup>.

### 3.3 Indikřtorovř diagram

Jednř se o grafickř zobrazenř změn tlaku uvnitř vřlce, kterř je zřvislř na změnř vnitřnřho objemu pracovnřho prostoru dřky pohybu přstu. Diagram (viz Graf 1) se sklřdř z vodorovnř osy, kde je vynesena objem pracovnřho prostoru  $V$ . Na svislou osu se vynřřř tlak ve vřlci  $P$ <sup>1,3,4</sup>.

Graf 1 Indikřtorovř diagram<sup>4</sup>



- 1-2 – isobarickř sřnř – nasřvřnř POUZE VZDUCHU
- 2-3 – adiabatickř komprese
- 3 – předstřik pro vznřenř smřři
- 3-4 – pilotnř vstřik – isochorickř hořenř smřři
- 4-5 – sada dostřikř – isobarickř hořenř smřři
- 5-6 – adiabatickř expanze
- 6 – otevřenř vřfukovřho ventilu
- 6-7 – isochorickř vřfuk
- 6-1 – isobarickř vřfuk – vytlačenř spalin

V nřsledujřcř tabulce (viz Tabulka 1) jsou teoretickř hodnoty přbřhu tlakř a teplot, při řinnosti vznřtovřho motoru<sup>1,3,5</sup>.

Tabulka 1 Teoretickř hodnoty při zřřehovř motor<sup>1,5</sup>

Sřnř	Komprese	Expanze	Vřfuk
1 -> 2	2 <- 3	4 -> 5	5 <- 6
Podtlak	Přetlak	Přetlak	Přetlak
-10 kPa ař -30 kPa	3 MPa – 5,5 MPa	16 MPa	0,4 MPa – 0,6 MPa
100 °C	600°C - 900°C	320 °C - 380°C	600°C - 750°C

### 3.4 Efektivní ukazatele

Tyto ukazatele určují, co se děje nad pístem v pracovním prostoru válce. Hlavní ukazatele jsou výkonové a ekonomické veličiny motoru na výstupu z klikové hřídele, v poslední řadě jsou zobrazeny ztráty motoru<sup>1,3</sup> (viz Tabulka 2)

Efektivní výkon motoru – výkon, který je získán na výstupu z motoru

$$P_e = P_i - P_m \quad [\text{W}] \quad (1)$$

kde  $P_i$  indikovaný výkon<sup>1,3</sup> [W]

kde  $P_m$  ztrátový výkon<sup>1,3</sup> [W]

Indikovaný výkon čtyřdobého motoru

$$P_i = p_i \cdot V_h \cdot \frac{n}{2} \cdot i \quad [\text{W}] \quad (2)$$

Mechanická účinnost motoru

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i} \quad [-] \quad (3)$$

Měrná efektivní spotřeba paliva – určuje ekonomičnost provozu spalovacího motoru

$$m_{pe} = \frac{G_p}{P_e} \quad [\text{g.kWh}^{-1}] \quad (4)$$

kde  $G_p$  hmotnostní spotřeba paliva<sup>1,3</sup> [g.h<sup>-1</sup>]

Tabulka 2 Podíl ztrát u motoru zážehového a vznětového ve ztrátovém výkonu<sup>3</sup>

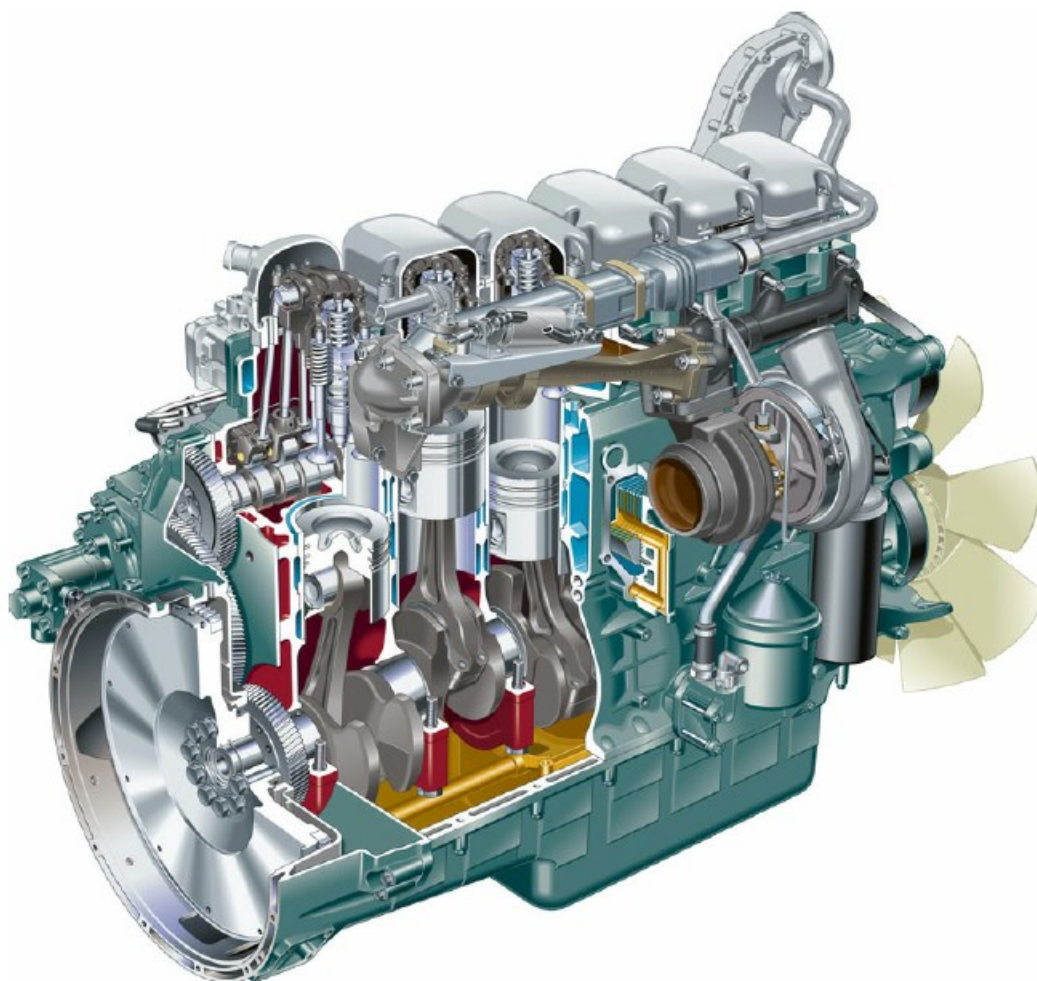
ZTRÁTY	BENZINOVÝ MOTOR [%]	NAFTOVÝ MOTOR [%]
tření píst - válec (kroužky - válec)	45	50
tření ložisek klikového a vačkového hřídele	23	24
ztráty na výměně náplně válce motoru (výfuk, sání)	20	14
pohon rozvodového mechanismu	6	6
pohon pomocných agregátů	6	6

## 4 Motory nákladních automobilů

U nákladních automobilů se využívá hlavně čtyřdobý vznětový motor (viz Obrázek 4), který má přímé vstřikování paliva. U velkých nákladních automobilů, které mají velký výkon, se využívá přeplňování motoru pomocí využití turbodmychadla. Zážehové motory najdou využití jen u malých výkonů, jako jsou dodávky<sup>3,6</sup> (viz Tabulka 3).

Mezi požadavky na motory nákladních automobilů patří:

- Velká spolehlivost a životnost 1 000 000 km nebo 15 000 provozních hodin
- Vysoký objemový motor
- Malá měrná hmotnost
- Malé rozměry motoru
- Nízká spotřeba paliva a motorového oleje
- Emisní limity



Obrázek 4 Řadový motor nákladního automobilu<sup>6</sup>



Tabulka 3 Charakteristické parametry motorů nákladních automobilů<sup>3</sup>

motory automobilů	parametr	V <sub>z</sub>	n <sub>j</sub>	P <sub>j</sub>	ΔM <sub>k</sub>	Δn	V <sub>v</sub>	P <sub>v</sub>	P <sub>l</sub>	p <sub>e</sub>	P <sub>e,max</sub>	m <sub>pe</sub>	Δn
		[l]	[min <sup>-1</sup> ]	[kW]	[%]	[%]	[l]	[kW]	[kW/l]	[MPa]	[MPa]	[g.kWh <sup>-1</sup> ]	[%]
dodávkových	median	1.5	4600	44.0	21	42	0.42	11.0	25.9	0.71	0.86		
	mód	1.4	4600	44.0	26	40	0.35	11.0	24.4	0.75	0.77		
	průměr	1.6	4800	45.5	21	43	0.43	11.9	28.7	0.72	0.87		
	maximum	3.1	6200	80.0	38	57	0.78	20.0	39.3	0.87	1.03		
	minimum	0.4	3600	10.0	9	32	0.23	7.3	22.4	0.59	0.69		
do 3.5 tuny	median	2.4	4250	61.5	24	44	0.60	15.0	27.2	0.75	0.92		
	mód	2.5	4000	51.0	16	47	0.63	13.8	22.0	1.07	1.23		
	průměr	2.31	4342	63.2	24	42	0.56	15.5	27.5	0.76	0.92		
	maximum	2.9	5500	88.0	41	56	0.63	22.0	40.0	1.07	1.3		
	minimum	1.7	3800	43.0	9	20	0.40	8.5	19.6	0.55	0.68		
do 7.5 tuny	median	2.5	3800	70.0	24	42	0.63	16.5	24.1	0.80	0.99		
	mód	2.5	3800	58.0	32	47	0.63	14.5	30.4	0.96	1.19		
	průměr	3.2	3570	74.3	25	40	0.74	17.5	24.4	0.83	1.01		
	maximum	6.0	5100	115.0	41	50	1.23	28.8	34.0	1.19	1.57		
	minimum	2.3	2600	51.0	10	20	0.40	8.5	15.8	0.60	0.72		
do 11 tun	median	5.9	2600	116	22	41	1.0	22.2	20.8	0.97	1.20	208	61
	mód	5.9	2700	75	17	48	1.0	18.8	23.5	1.17	1.21	210	60
	průměr	5.5	2581	117	21	40	1.1	23.4	21.2	0.99	1.21	207	60
	maximum	6.9	2800	162	32	48	1.5	38.0	25.8	1.28	1.58	221	70
	minimum	3.9	2400	65	14	22	0.9	16.2	15.6	0.69	0.80	197	42
do 18 tun	median	6.9	2375	179	24	41	1.2	24.2	24.2	1.21	1.50	198	68
	mód	6.7	2400	200	26	42	1.1	29.5	29.5	1.36	1.57	198	66
	průměr	7.7	2338	177	23	39	1.3	23.7	23.7	1.21	1.50	200	67
	maximum	11.0	2700	208	37	48	2.0	29.9	29.9	1.63	2.06	222	77
	minimum	5.5	2000	107	12	23	0.9	15.5	15.5	0.69	0.79	192	53
do 40 tun	median	11.6	2000	272	22	35	1.8	23.3	23.3	1.41	1.74	195	67
	mód	11.6	1900	309	17	40	2.0	25.5	25.5	1.33	1.88	198	70
	průměr	12.0	1982	280	23	33	1.9	23.3	23.3	1.42	1.73	196	67
	maximum	18.3	2300	390	54	42	2.7	29.1	29.1	1.70	2.07	208	83
	minimum	8.7	1700	180	9	16	1.5	16.4	16.4	1.03	1.23	186	41

## 5 Přepřňování motorů

Přepřňováním motoru se zvyšuje hustota pracovní látky. Než se směs vzduchu s palivem dopraví do válce, musím mít nejnižší zvýšení teploty. Díky tomuto se sníží vliv zahřívání v pracovním cyklu.

Výkon motoru se zvyšuje s narůstající hustotou pracovní látky, a tím se zvyšuje i poměr výkonu motoru k jeho objemu. Toto přepřňování má také vliv na snížení emisí a snížení hlučnosti zařízení<sup>1,12,13</sup>.

### 5.1 Základní rozdělení přepřňování

- 1) Mechanické přepřňování
  - U tohoto přepřňování se odebírá výkon pro pohon dmychadla a to přímo z klikové hřídele (asi 10 % výkonu), používá se rotační nebo objemový kompresor bez vnitřní komprese a radiální a axiální kompresor,
- 2) Přepřňování pomocí využití energie z výfukových plynů
  - Patří k jednomu z nejvyužívanějších přepřňování. Využívá se turbodmychadlo, které je tvořeno z radiálního kompresoru a turbíny na společné hřídeli. Další způsob je spojením objemového kompresoru s expandérem také na společné hřídeli.(Wankel)
- 3) Přepřňování využitím dynamických efektů
  - Využívá se tlakových vln v sacím i výfukovém potrubí. Sací potrubí většinou využívá Helmholtzovy rezonance. Výfukové potrubí využívá tlakové vlny pomocí přímé výměny mezi výfukovými a nasávanými plyny. (Comprex)
- 4) Přepřňování kombinací těchto systémů
  - Kombinace dvou turbodmychadel
  - Kombinace turbodmychadla a turbíny pro rekuperaci energie
  - Kombinace rezonančního plnění a turbodmychadla
  - Kombinace mechanického přepřňování a turbodmychadla<sup>1,12,13</sup>

## 5.2 Mechanické přeplňování

Při mechanickém přeplňování si představíme systém, který obsahuje dmyhadlo pro tlakování plnicí směsi poháněno přímo pomocí převodu od klikového hřídele. Většinou za dmyhadlo můžeme považovat obyčejný kompresor<sup>1,12,13</sup>.

Mechanicky poháněné kompresory lze rozdělit na dva typy:

- Objemové kompresory, ty zvyšují tlak zmenšováním objemu pracovního prostoru
- Rychlostní kompresory, ty zvyšují tlak zvýšením rychlosti proudícího plynu (výhoda je neustálý provoz, nevýhoda je odebrání části výkonu motoru k pohonu kompresoru)

### 5.2.1 Objemové kompresory

Objemové kompresory můžeme dále rozdělit dle pracovního způsobu s vnitřní kompresí (pístový) a bez vnitřní komprese (Rootsovo dmyhadlo). Kompresory s vnitřní kompresí jsou efektivnější u tlakových poměrů nad 1,7, kompresory bez vnitřní komprese jsou zase jednoduché na výrobu. Tyto kompresory nevytvářejí konstantní tlak a generují tlakové vlny v sacím potrubí, a to vyvolává nerovnoměrnou účinnost jednotlivých válců. Tlakový poměr, který lze u těchto kompresorů dosáhnout, není závislý na otáčkách, ale na konstrukci, jako je např. škodlivý prostor nebo typ. Množství plynu, které kompresor zpracuje, závisí na jeho objemu<sup>1,12,13</sup>.

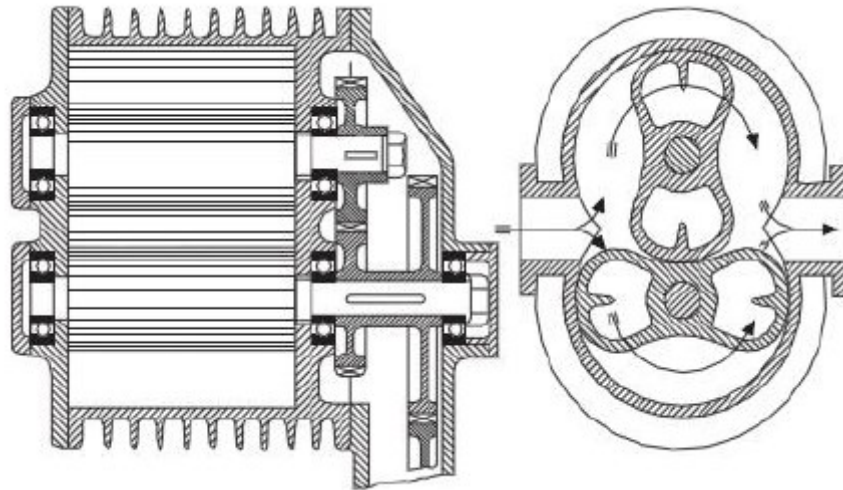
Nejvíce se využívají u čtyřdobého motoru, kde se využije jeho vyrovnané zvýšení tlaku v celém rozsahu otáček a snadné ovládání.

#### Rootsovo dmyhadlo

Toto dmyhadlo se skládá ze 2-4zubých rotorů otáčejících se na oddělených rovnoběžně uložených hřídelích (viz Obrázek 5), které jsou poháněny klikovou hřídelí. U těchto rotorů nedochází k vzájemnému styku ani ke styku se skříní. Vnitřní komprese je malá a škodlivý prostor velký.

Hlavními výhodami jsou jednoduchost a nízké výrobní náklady, vysoká životnost díky bezkontaktnímu těsnění pracovního prostoru. Další výhodou jsou malé rozměry díky dosažitelným otáčkám. Nevýhodou je odebírání velké části výkonu motoru pro pohon kompresoru (10-20 %). Ke snížení této nevýhody přispívá dobrá konstrukce vstupních a výstupních otvorů a správná geometrie zubů rotoru. Další problém je dosažitelný tlak při nízkých otáčkách díky ztrátám mezi rotorem a skříní kompresoru a bezkontaktního těsnění<sup>1,12,13</sup>.





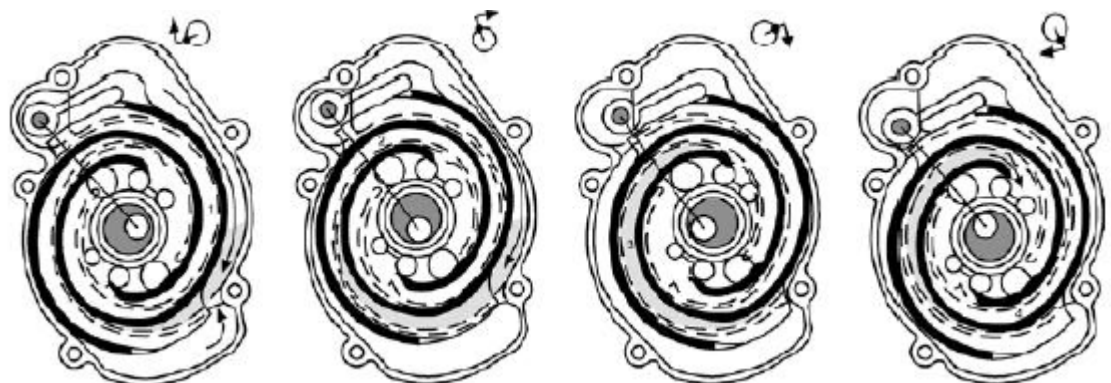
Obrázek 5 Rootsovo dmychadlo s dvouzubými rotory<sup>12</sup>

### Spirálové dmychadlo

Tento kompresor využíval několik let Volkswagen, ale vysoké výrobní náklady donutily Volkswagen upustit od tohoto kompresoru.

Funkce je zajištěna na principu dvou excentricky uložených spirál a ty se po sobě odvalují a tlačí tak vzduch ze sacích otvorů do výstupních otvorů. Při této činnosti se snižuje objem vzduchu a jedná se o kompresor s vnitřní kompresí (viz Obrázek 6).

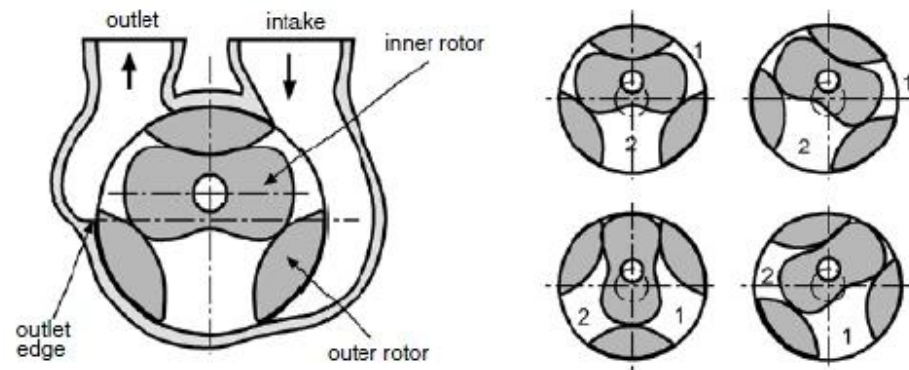
Výhodou je nízký moment setrvačnosti, nízká úroveň hluku a malá hmotnost. Nevýhodou je náročná výroba a problémy s těsněním mezi spirálami a skříní<sup>1,12,13</sup>.



Obrázek 6 Princip funkce spirálového dmychadla<sup>12</sup>

### Wankelovo dmychadlo

Jde o dmychadla s rotačními písty, které jsou na dvou soustředných hřídelích se třemi nebo čtyřmi pracovními prostory. Dmychadlo vnitřní rotor se dvěma zuby a ty zapadají do třech prohlubní vnějšího rotoru (viz Obrázek 7). Díky tomu má vnitřní rotor o 50 % vyšší otáčky než vnější. Vnitřní motor je poháněn klikovou hřídelí. Vnitřní rotor dále roztáčí vnější rotor přes pastorek a kolo s vnitřním ozubením<sup>1,12,13</sup>.

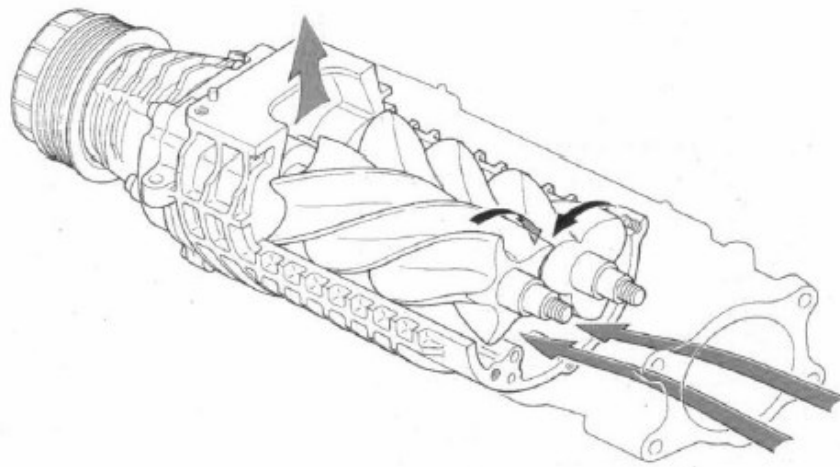


Obrázek 7 Wankelovo dmychadlo (inner/outer rotor - vnitřní/vnější rotor, intake - sání, outlet - výstup)<sup>12</sup>

### Lysholmovo dmychadlo

Jedná se o dvourotorový kompresor, který je oddělený dvěma rovnoběžnými hřídely se zakroucenými zuby (viz Obrázek 8). Hlavní rotor má tři zuby a sekundární má pět zubů, díky tomu se otáčí vyšší rychlostí než sekundární.

Výhodou je vysoká vnitřní komprese, ze které vycházejí vysoké tlakové poměry a vysoká účinnost. Dále disponuje vyrovnanými výkony v celém svém rozsahu otáček. Výroba těchto zakroucených zubů je velmi komplikovaná a drahá<sup>1,12,13</sup>.



Obrázek 8 Lysholmovo dmychadlo<sup>12</sup>

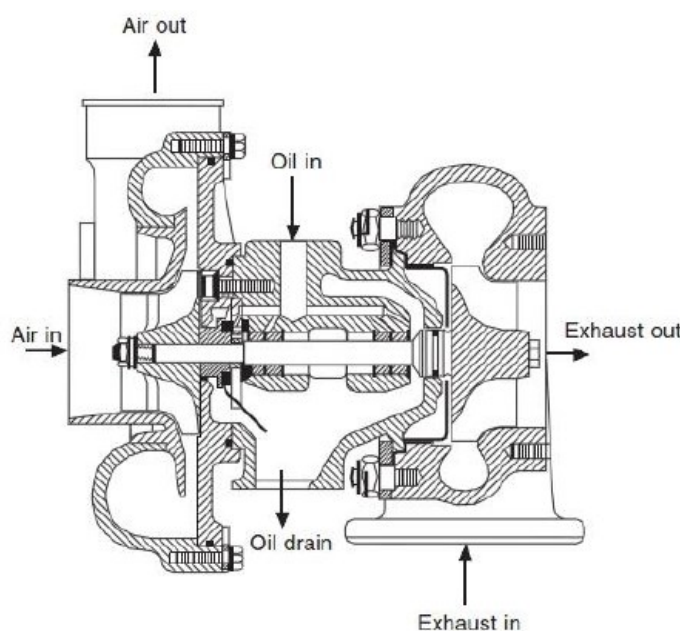
### 5.2.2 Rychlostní kompresory

Rychlostní kompresory přeměňují kinetickou energii dodanou v plynu rotorem kompresoru ve zvýšení tlaku při zpomalení plynu částečně v rotoru a částečně v difuzoru. Zatímco u axiálních kompresorů vstupuje i vystupuje plyn z rotoru axiálně, u radiálních vstupuje axiálně a vystupuje radiálně. Radiální kompresory dosahují nejvyšších tlakových poměrů na stupeň komprese. Axiální kompresory nabízejí vyšší účinnost, ale jsou prostorově náročnější. Rychlostní kompresory oproti objemovým kompresorům vytvářejí konstantní tlak a neprodukují tak velký hluk. Tlakový poměr je omezen možným odtrháváním proudu

u lopatek a množstvím protékajícího plynu. U rychlostních kompresorů dosahuje tlakový poměr svého maxima při nejvyšších otáčkách<sup>1,12,13</sup>.

### 5.3 Přeplňování pomocí využití energie výfukových plynů

Využívá se energie výfukových plynů, která by se jinak ztratila do okolí. Využitím této energie se dosáhne vyššího výkonu. Děle toho přeplňování modifikuje průběh spalování, díky tomu se mohou využívat motory s vysokými výkony v kombinaci se snížením emisí a spotřebou paliva. Nejvíce se u tohoto způsobu využívá turbodmychadlo (viz Obrázek 9). Výfukové plyny roztáčejí turbínu, ta je spojena pomocí hřídele s kompresorem a ten vhání vzduch sacím potrubím. Tento způsob přeplňování neodebírá žádný výkon motoru<sup>1,12,13</sup>.



Obrázek 9 Turbodmychadlo KKK (air in/out - vstup/výstup vzduchu, oil in/drain - vstup/výstup)<sup>12</sup>

#### 5.3.1 Turbína

Turbína je složena z lopatkového kola a krytu. Turbína odebírá energii výfukovým plynům a používá tuto energii pro pohon kompresoru. Velikost odebrané energie je dána poklesem tlaku na vstupu a výstupu turbíny. Turbíny jsou rozděleny na axiální a radiální. U axiální turbíny plyn proudí axiálně ke kolu turbíny. U radiální turbíny plyn vstupuje ke kolu radiálně a vystupuje z něj axiálně. Výkon se zvyšuje rozdílem tlaků na vstupu a výstupu. Pokud má plyn před turbínou vyšší teplotu nebo větší množství plynů, turbína roztáčí kompresor mnohem intenzivněji. Další zvýšení můžeme dosáhnout pomocí průřezu hrdla před turbínou, pomocí zúžení znova naroste tlak před turbínou. Velikost kola turbíny musí být navržena tak, aby odpovídalo charakteristice kompresoru. Tím zaručíme nejvyšší účinnost turbodmychadla<sup>1,12,13</sup>.

### 5.3.2 Kompressor

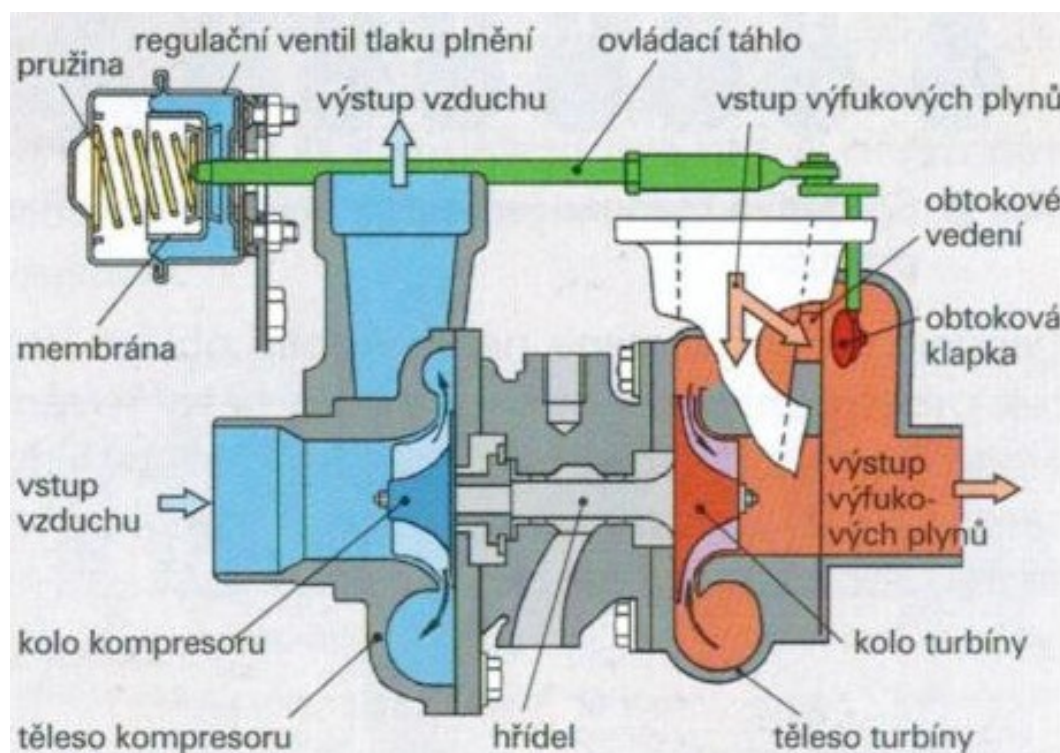
Nejpoužívanější je radiální kompressor. Ten se skládá ze tří částí lopatkového kola, difuzoru, krytu. Nasávaný vzduch je do kompresoru veden axiálně a vypouštěn radiálně, přičemž dojde ke zvýšení rychlosti. V difuzoru dojde ke zpomalení, a díky tomu se zvýší teplota a tlak vzduchu. U kompresoru není doporučeno překročit mez pumpování. Pokud dojde k překročení této meze, vyvolá to odtrhávání proudění od lopatek, a tím se naruší proudění vzduchu kompresorem. Omezení kompresoru je udáno vstupním otvorem, kterým se určuje nejvyšší možný průtok<sup>1,12,13</sup>.

### 5.3.3 Regulace turbodmychadla

Hlavním úkolem regulace je mít k dispozici co nejvyšší plnicí tlak v co nejširším spektru otáček. Abychom toho docílili, musíme uplatnit některý ze systémů regulace turbíny:

#### Obtokovým ventilem turbíny

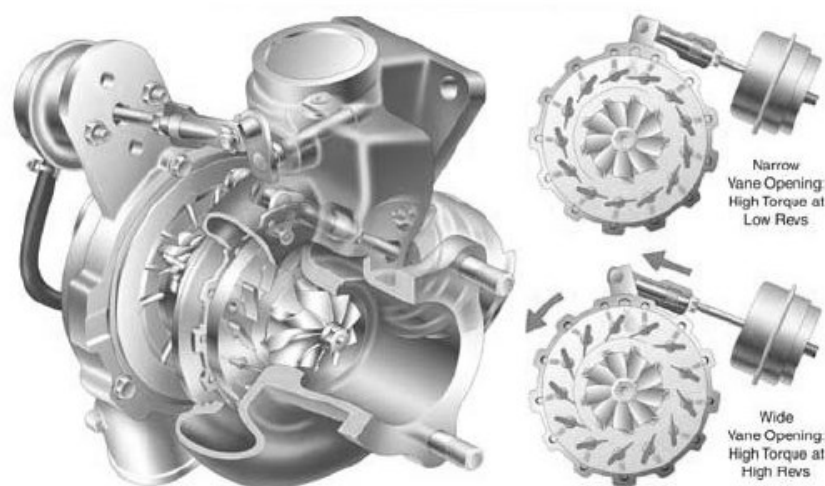
Přepínání obtokovým ventilem (viz Obrázek 10) je nejjednodušší způsob ovládnutí plnicího tlaku. Aby byl výkon co neoptimálnější, mění se velikost turbíny. Výkonová charakteristika je zvolena pro dosažení požadovaných tlakových poměrů při nízkých otáčkách. Jakmile by byly překročeny otáčky, k turbíně by proudilo velké množství plynů. Proto je část plynů vychýlena. Pro uzavírání a otevírání slouží klapka spojená pružinou. V dnešní době se pro regulaci obtokového ventilu používají elektronické systémy<sup>20,12,13</sup>.



Obrázek 10 Turbodmychadlo s obtokovým ventilem<sup>20</sup>

### Variabilní geometrií turbíny

Tato regulace dovoluje měnit průřez otvoru turbíny (viz Obrázek 11) podle otáček motoru. Nastavené průřezy lépe odpovídají různým provozním stavům, čímž se lépe využije energie výfukových plynů. Účinnost turbodmychadla i celého motoru je vyšší než u obtokového ventilu. Lopatky při nízkých otáčkách zmenšují průřez a tlak se před turbínou zvyšuje. Při zvýšení otáček se lopatky natočí tak, aby neomezovaly proudění<sup>20,12,13</sup>.



Obrázek 11 Variabilní geometrie turbíny (vpravo nahoře natočení lopatek při nízkých otáčkách, vpravo dole při vysokých)<sup>12</sup>

### Změnou šířky statoru turbíny

U této regulace se rozváděcí kolo turbíny i s lopatkami axiálně posouvá ve skříni podle otáček motoru. Pro ovladatelnost se používá tlak brzdového systému. Velkou výhodou je neustálé proudění s optimálním úhlem náběhu<sup>1,12,13</sup>.

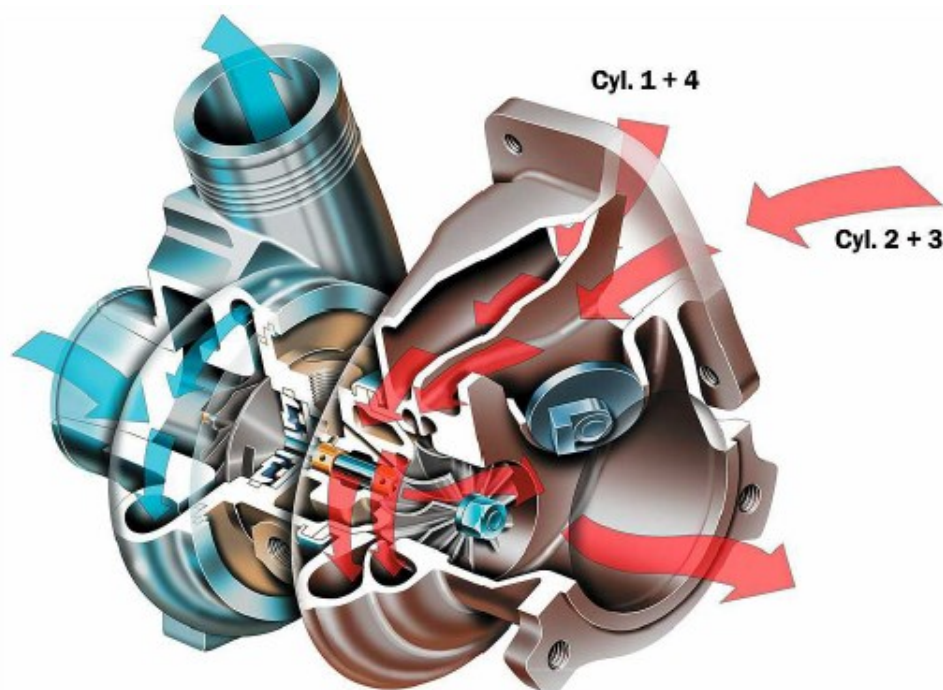
### 5.3.4 Konstantní tlakové přeplňování

V tomto turbodmychadlovém systému s konstantním tlakem proudí výfukové plyny velkým rozdělovačem za účelem snížení pulzací předtím, než jsou spaliny dodávány do turbíny. Turbínové kolo extrahuje převážně potenciální energii a tepelnou energii výfukových plynů. Účinnost energetické přeměny v turbíně je výrazně vyšší než u pulzního přeplňování. Na druhou stranu plyn ztrácí hodně své kinetické energie, protože opouští výfukové kanály. Dále pokud není potrubí tepelně izolováno, mohou být tepelné ztráty plynem značné. Další nevýhodou přeplňování konstantním tlakem je špatná reakce na náhlé změny zatížení. Je to díky potřebné délce času snížit, nebo zvýšit tlak uvnitř potrubí. Z tohoto důvodu se tento způsob používá pro velké a stacionární motory (lodní motory), u kterých nenastávají náhlé změny zatížení. Tento systém využívá tzv. „Mono – scroll“ turbínová skříň<sup>13,16</sup>.



### 5.3.5 Pulzní přeplňování

Hlavní nevýhodou pulzního přeplňování je pulzující tok, z jednotlivých válců do turbíny. Účinnost je nižší než účinnost systému s konstantním tlakem. U motorů s více válci je tato nevýhoda z velké části vyloučena konstrukcí sběrného výfukového potrubí, což je turbínová skříň „twin – scroll“ (viz Obrázek 12) s turbínovým rozdělovačem. Pro využití maximální impulzní energie by turbodmychadlo mělo být umístěno co nejbližší k výstupnímu otvoru motoru, aby objemy z ventilových portů na turbodmychadlo byly malé. To pomáhá zrychlit odezvu turbodmychadla v přechodových podmínkách<sup>13,16</sup>.



Obrázek 12 Twin - Scroll přeplňování<sup>16</sup>

## 5.4 Přeplňování pomocí dynamických efektů

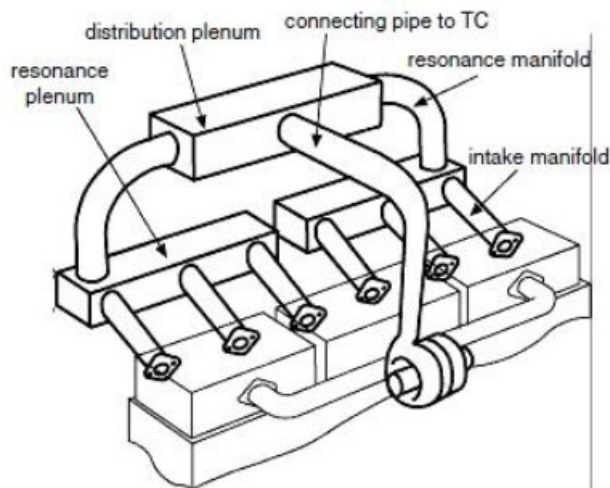
### 5.4.1 Přeplňování rezonancí v sacím potrubí

Toto přeplňování využívá tlakové vlny v sacím potrubí i ve výfukovém potrubí. U motorů, které mají vysoké otáčky, se tak dosahuje zvýšení tlaku v sacím systému bez použití kompresorů. Při otevírání sacích a výfukových ventilů se vyvolávají tlakové vlny, což při správné konfiguraci potrubí může způsobit, že tlak ventilů se může podstatně lišit od okolního tlaku. Takže při každém otevření ventilů se do systému dostává tlaková vlna s nižším nebo vyšším tlakem a na jeho konci se vlna odrazí a vrací se zpět. Můžeme tak dosáhnout zvýšení tlaku uvnitř válce, nebo druhou konfigurací dosáhneme zvýšení tlakového spádu pro zlepšení vyplachování válce a lepšímu odtoku zbylých výfukových plynů<sup>1,12,13,16</sup>.

Spojením těchto efektů můžeme dosáhnout výrazného zlepšení plnění válců. To se využívá především u sportovních motorů. Využití rezonance jen v sacím potrubí je naproti tomu běžné u sériových motorů, při využití variabilní délky v sání. V tomto případě má sací potrubí několik konfigurací, čímž se zvyšuje objemová účinnost při nižších otáčkách<sup>1,12,13,16</sup>.

#### 5.4.2 Přeplňování s Helmholtzovým rezonátorem

Helmholtzův rezonátor (viz Obrázek 13) je umístěn do sacího potrubí, kde zvyšuje tlak, kde potrubí je spojeno s několika válci tak, aby frekvence otevření sacích ventilů odpovídala požadované frekvenci rezonátoru. Z toho vyplývá, že k přeplňování dojde jen při rezonančních otáčkách. Nevýhoda při překročení otáček je snížení objemové účinnosti, proto se systém navrhuje variabilní s několika rezonátory<sup>1,12,13,16</sup>.

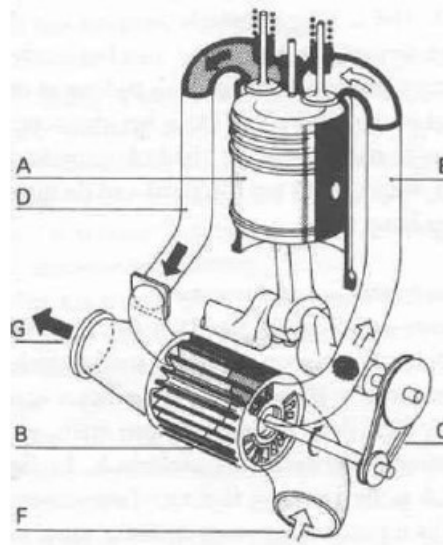


Obrázek 13 Přeplňování s Helmholtzovým rezonátorem a turbodmychadlem<sup>12</sup>

#### 5.4.3 Přeplňování Comprexem

Tento systém je vlastně výměník, který využívá tlakovou energii výfukových plynů ke zvýšení plnicího tlaku v sacím potrubí. Princip tohoto zařízení je postaven na odrazech tlakových vln v potrubí. Tyto vlny jak pozitivní, tak negativní, se na otevřeném konci změny na vlnu opačné charakteristiky, čímž dosáhne dvojnásobné amplitudy. Tento tlakový výměník (viz Obrázek 14) má rotor s kanálky, které jsou po obou stranách otevřené. K pohonu rotoru je zapotřebí dodat energii, která překoná ztráty způsobené v ložiscích a ztrát z výměny plynů. Každá strana výměníku má dva otvory, z nichž je jeden nízkotlaký a druhý vysokotlaký. Vzduch se plní nízkotlakým otvorem z jedné strany. Při rotaci se kanálky dostanou k vysokotlakému otvoru na druhé straně a to vyvolá tlakovou vlnu v kanálkách. Tlakové vlny vtlačují vzduch vysokotlakým otvorem dále do sacího potrubí. Při dalším otočení se směs vzduchu s výfukovými plyny může dostat ven nízkotlakým otvorem, čímž

vznikne další tlaková vlna. Tato vlna vytvoří podtlak a dorazí na druhý konec, kdy se pro ně znovu zpřístupní otvor na sací straně. Po výplachu kanálků se celý proces opět opakuje<sup>1,12,13,16</sup>.



Obrázek 14 Výměník Comprex (A - píst motoru, B - rotor výměníku, C - pohon klikovou hřídelí, D - vysokotlaké výfukové potrubí, E - vysokotlaké sací potrubí, F - nízkotlaké sací potrubí, G - nízkotlaké výfukové potrubí)<sup>12</sup>

## 5.5 Kombinované přeplňování

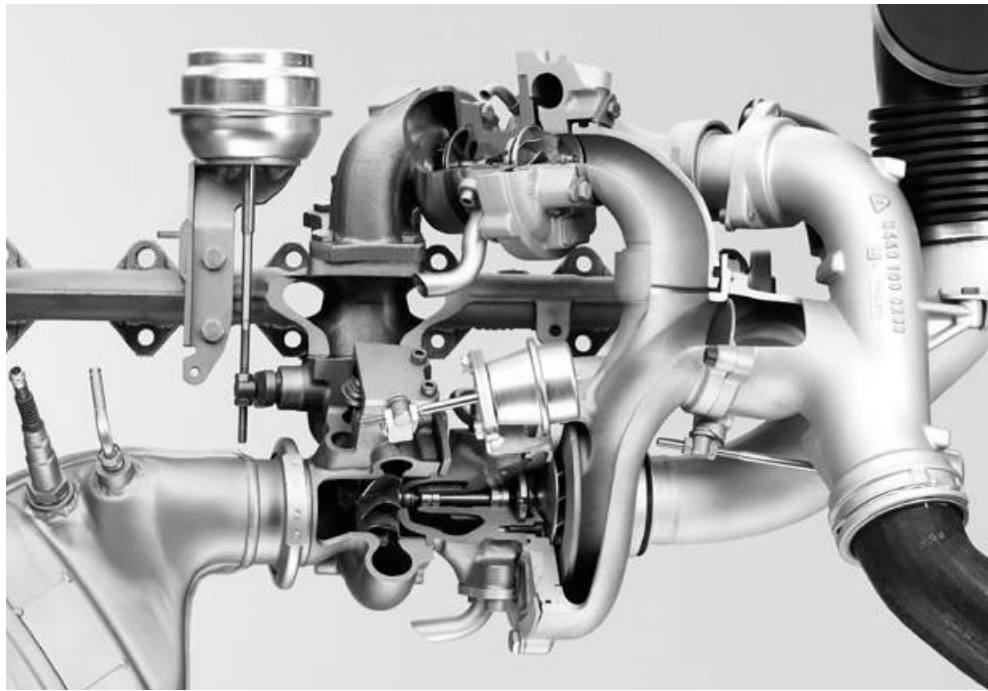
### 5.5.1 Kombinace dvou turbodmychadel

Většinou se jedná o zařízení dvou turbodmychadel, které jsou zapojeny sériově. Za prvním turbodmychadlem je většinou umístěn chladič stlačeného vzduchu. Výhodou tohoto zapojení oproti jednomu turbodmychadlu je vyšší dosažitelný plnicí tlak, vyšší účinnost a širší rozsah map turbín a kompresorů, tzn. lepší přizpůsobení provozním podmínkám motoru. Naopak nevýhodou je horší turbo-efekt, což je způsobeno stejnou energií výfukových plynů, které musí roztáčet dvě turbíny<sup>1,12,13,16</sup>.

#### Regulované dvoustupňové přeplňování

Tento způsob přeplňování je tvořen z nízkotlakého a menšího vysokotlakého turbodmychadla. Vysokotlaká turbína je vybavena obtokovým ventilem, který je vyveden do nízkotlaké turbíny, kde se využije tato energie. U nízkých otáček je plnicí tlak zvyšován pouze nízkotlakou částí. Postupně se zapojuje i vysokotlaká část. Tímto efektem se eliminuje zhoršený turbo-efekt. V dnešní době tuto metodu používá MMW u vznětového šestiválce<sup>1,12,13,16</sup> (viz Obrázek 15).





Obrázek 15 Regulované dvoustupňové přepřňování u vozu BMW 535d<sup>13</sup>

### 5.5.2 Kombinace turbodmychadla a turbíny pro rekuperaci energie

Charakteristické pro toto přepřňování je nevyužití části energie výfukových plynů na turbodmychadlu. Za turbodmychadlem je zařazena další turbína, která využívá část energie a mění ji na mechanickou nebo elektrickou za účelem snížení paliva<sup>1,12,13,16</sup>.

## 6 Typy turbodmychadel

### 6.1 Single turbodmychadlo

Jedná se o běžné turbodmychadlo, které se používá v automobilech od 70. let. Toto turbodmychadlo má malý průměr rotoru, čímž má malé setrvačné síly. Pokud tedy má malou skříň i rotor k jeho roztočení, stačí malá kinetická energie výfukových plynů. Takže motor poskytuje vysoký točivý moment v nízkých otáčkách. To souvisí i s jeho výkonem, který je hodně vysoký už v nízkých otáčkách, takže při zvýšení výkonu motoru se výkon turbodmychadla nijak zvlášť nezvyšuje. Proto jsou zde také klasická ložiska a nemusí se dimenzovat na extrémní podmínky. Kdyby bylo turbodmychadlo velké, pracovalo by ve velkých otáčkách motoru. Např. takové Audi Quattro táhne až od 4 500 otáček a výš. Zlepšení účinnosti celého zařízení může být dána ložisky, kdy u kuličkových ložisek je mnohem menší tření. Výhodou je relativně nízká cena, malé rozměry, velká spolehlivost a jednoduchost celého zařízení. Nevýhodou můžou být kompromisy mezi pružností motoru a výkonem<sup>29,30</sup>.

### 6.2 Twin turbo (bi-turbo)

Jedná se o použití dvou turbodmychadel, kde existují dva koncepty. Dnes se více využívá varianta, která pracuje s dvojicí různě velkých turbodmychadel. Dvě velikosti turbodmychadel se využívají z toho důvodu, kdy v nízkých otáčkách motor přepíná menší turbodmychadlo a ve vyšších otáčkách motor zase přepíná větší turbodmychadlo. Ve středních otáčkách pracují obě turbodmychadla. Můžeme se ale setkat i s koncepcí, kdy jsou obě turbodmychadla stejně velká. Tato varianta se využívá spíše pro přepínání ve vysokých otáčkách (BMW X5, Porsche 911). Mezi výhody patří dobrý kompromis mezi pružností motoru a výkonem, rychlá reakce na přidání plynu a také plynulý tlak motoru. Nevýhodami u tohoto typu jsou vysoká cena, složitá regulace, vysoké náklady na opravy a velikost turbodmychadla<sup>29,30</sup>.

### 6.3 Twin – scroll

Jedná se pouze o zdvojený vstup turbínového kanálu, nebo s dvěma komorami turbíny. Princip je v rozdělení výfukových svodů tak, že z 1. a 4. válce jsou svedeny do jednoho kanálu a 2. a 3. válce jsou svedeny do druhého kanálu. Tímto způsobem se eliminuje prodleva v proudění „dodávkách“ spalín. Dá se říci, že twin-scroll spojuje výhody single turbodmychadla a twin turbodmychadla. Mezi výhody patří vyšší účinnost, dobrá cena a

vysoká spolehlivost. Nevýhodami jsou náročnější svody výfukových plynů a obtížné řešení u motoru s větším počtem válců<sup>29,30</sup>.

#### **6.4 VGN – Turbodmychadlo s variabilní geometrií**

Tento typ turbodmychadel se hlavně využívá u dieselů. Naklánění statorových lopatek nahrazuje funkci obtoku. Podle těchto lopatek, které jsou uloženy v prstenci, se mění úhel toku výfukových plynů na kolo turbíny. Zároveň se mění kinetická energie plynů, s čímž souvisí regulování otáček turbíny a plnicího tlaku turbodmychadla. Mezi výhody patří mnohem jemnější regulace otáček s širším rozsahem otáček motoru a nízká cena. Nevýhodou je určení hlavně pro vznětové motory a při recirkulaci spalin „EGR“ dochází k zalepování mechanismu lopatek<sup>29,30</sup>.

#### **6.5 Elektrické „turbodmychadlo“**

Jedná se pouze o dmychadlo nebo také o elektrický kompresor. Výfukové plyny nejsou u tohoto typu přeplňování vůbec potřeba, jelikož dmychadlo se roztáčí pomocí elektromotoru. Největší výhodou tohoto dmychadla je absence výkonové prodlevy, kde se tedy nevyužívá výfukových plynů a tepelné zatížení je ve srovnání s turbodmychadlem zanedbatelné. Celá regulace probíhá pomocí otáček pomocí elektromotoru. Mezi nevýhody patří vyšší cena a turbodmychadla twin-scroll nebo VGT dokáží to samé s nižšími náklady<sup>29,30</sup>.

## 7 Vliv motoru na chování turbodmychadla dle teorie v praxi

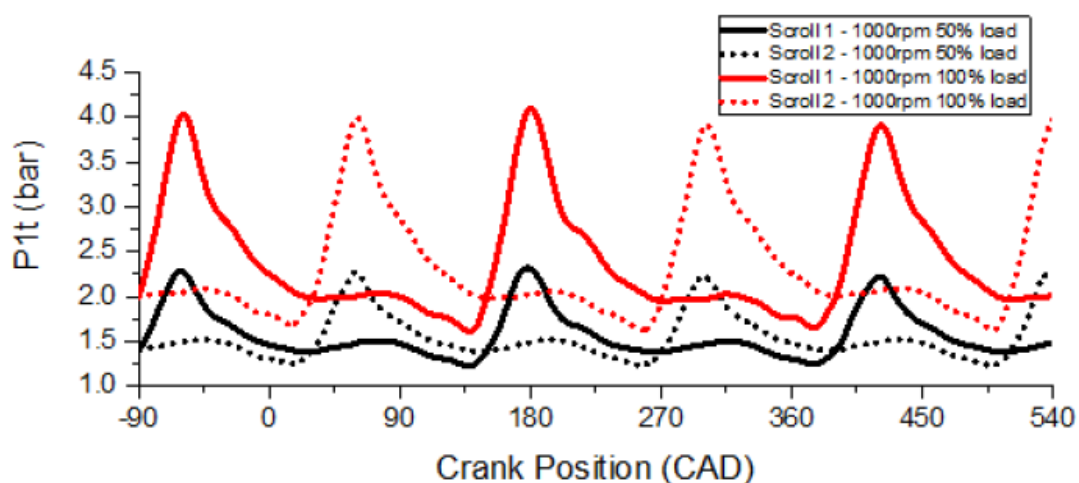
Pro určení chování turbíny MFR se využívá řízeně proměnný motor s 6válcovým in-line motorem typickým pro silniční diesellové motory. Tyto motory vytváří tlakové rázy, což má za následek nekontinuální tok spalin do turbodmychadla, na základě čehož se zhoršuje chod turbodmychadla a motoru. Zhoršení chodu motoru je způsobeno dopravovaným množstvím vzduchu do motoru pomocí kompresoru, který je součástí turbodmychadla. V neposlední řadě se zhoršují i emisní limity<sup>28</sup>.

### 7.1 Využití SCR

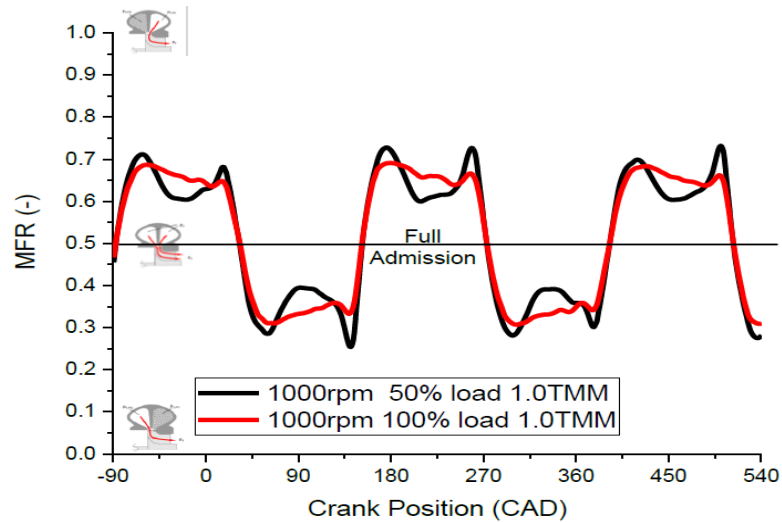
#### 7.1.1 Vliv zatížení motoru (BMEP<sub>eng</sub>)

Jak bylo dříve uvedeno, u pulzního přepřňování speciálně u turbíny s dvojím vstupem (twin-scroll) je turbína vystavena silné tlakové pulzaci. Velikost těchto tlakových pulzací závisí na zatížení motoru (viz Graf 2), protože průtok výfukových plynů se zvýší při zatížení motoru<sup>28</sup>.

Graf 2 Tlak před turbínou<sup>28</sup>

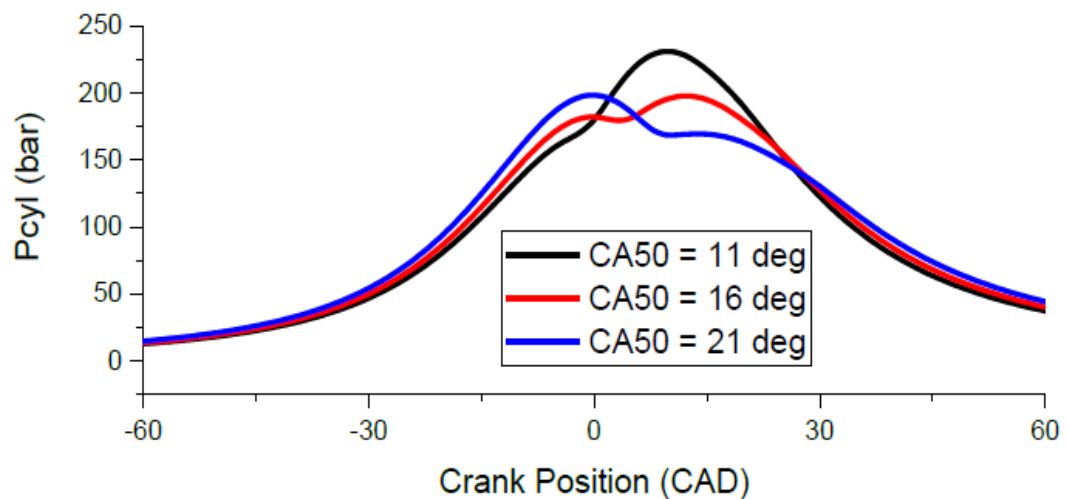


Jenže se ukazuje, že chování turbíny MFR je z velké části nezávislé na zatížení motoru (viz Graf 3). Rozdíly mezi dvěma stopami MFR jsou pravděpodobně způsobeny rozdíly v jevových tlakových vlnách výfukového potrubí, jako jsou teplota a rychlost výfukových plynů ve výfuku. Tyto změny ve výfuku zvyšují zatížení motoru, ale nemají vliv na to, jak optimalizovat turbínu<sup>28</sup>.

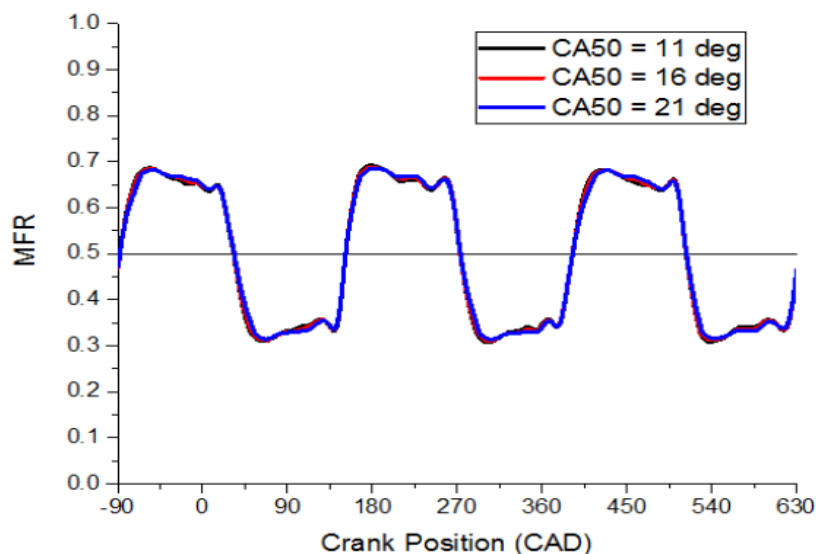
Graf 3 Dopad zatížení motoru na MFR (1000 ot/min, 0 % EGR)<sup>28</sup>

### 7.1.2 Vliv fázového spalování

Fázové spalování má podobný dopad na MFR jak zatížení motoru. Výsledky fázového spalování (viz Graf 4), které bylo zpomaleno až o 10 stupňů oproti základní kalibraci motoru<sup>21</sup>.

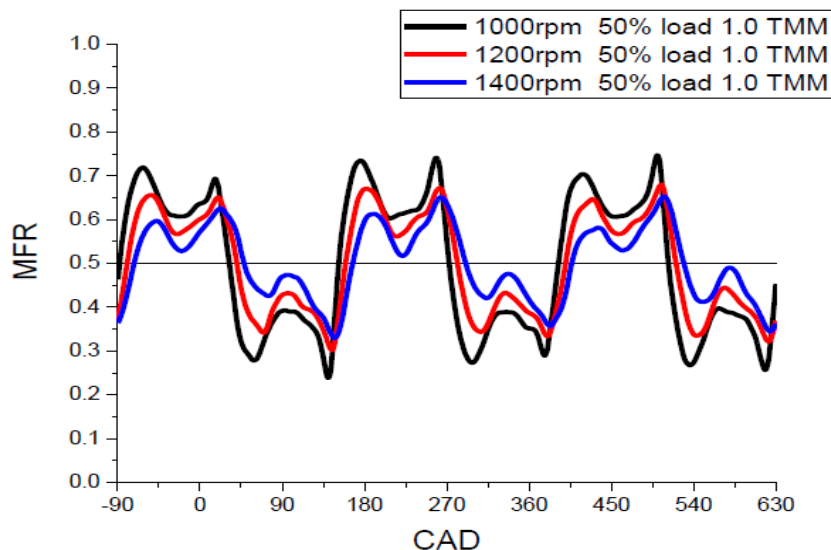
Graf 4 Změna fázového spalování<sup>28</sup>

Prakticky nebyla zpozorována žádná změna na MFR, což naznačuje, že chování turbíny MFR je nezávislé na fázi spalování<sup>28</sup> (viz Graf 5).

Graf 5 Dopad fázového spalování na MFR<sup>28</sup>

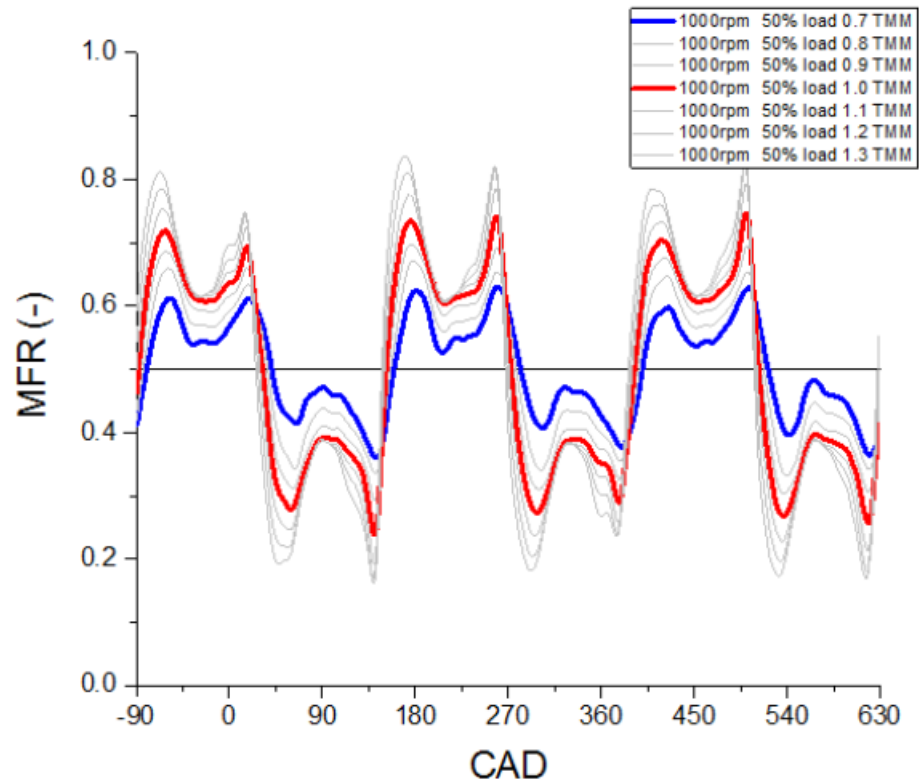
### 7.1.3 Vliv na otáčky motoru ( $N_{eng}$ )

Otáčky motoru mají velký vliv na MFR (viz Graf 6). Pokud se zvýší rychlost motoru, tak se snižuje rozsah MFR díky překrývání výfukových tlaků. Co se týče optimalizace MFR turbíny, ta je zpravidla omezena v úzkém rozsahu otáček motoru. Tato proměnná může být klasifikována jako řídicí proměnná<sup>28</sup>.

Graf 6 Dopad otáček motoru na MFR (0 % EGR)<sup>28</sup>

### 7.1.4 Vliv průtokové kapacity na turbínu

Kapacita průtoku turbíny je zachycena aplikací multiplikátoru hmotnostního toku turbíny TMM na datových mapách turbíny (viz Graf 7). Výsledky ukazují silnou závislost na chování MFR na kapacitě toku turbíny<sup>28</sup>.

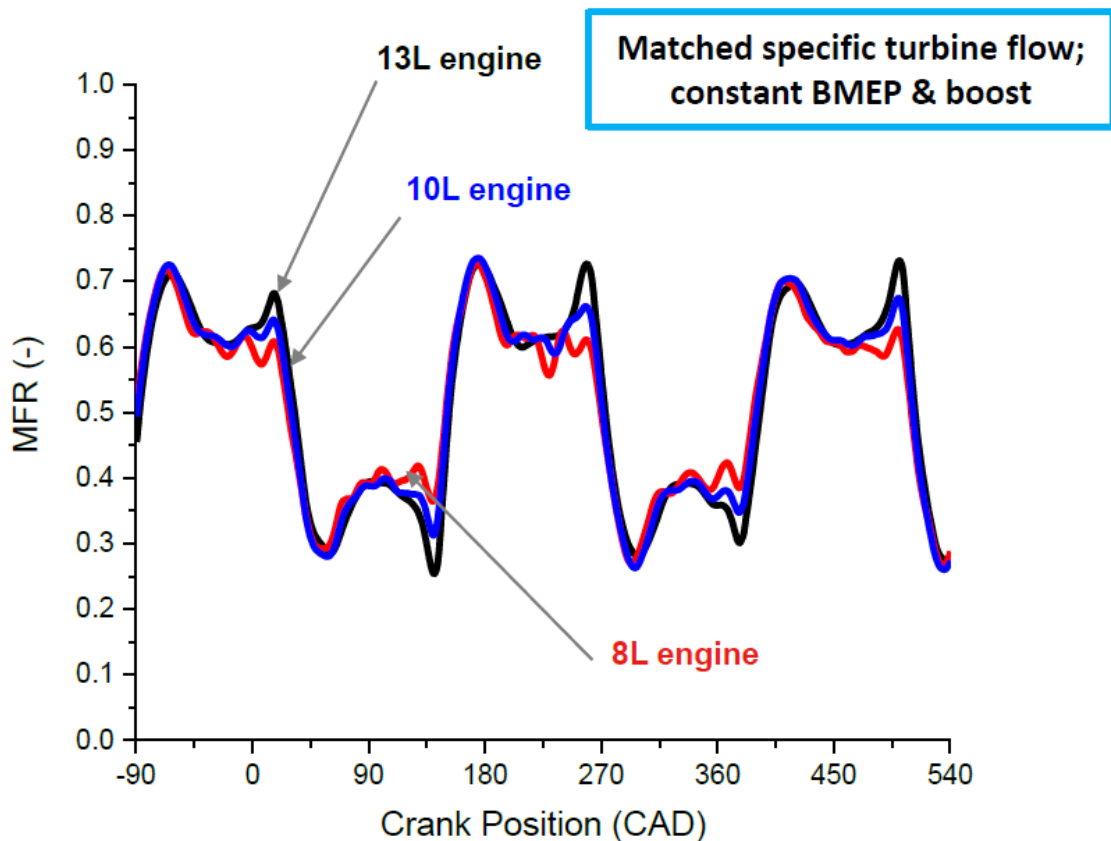
Graf 7 Dopad na kapacitu turbínového toku MFR (1000 ot/mi, 12,8 bar BMEP, 0 % EGR)<sup>28</sup>

Kapacita toku turbíny je snížena, pozoruje se i pokles rozsahu MFR. To je způsobeno dopadem turbínového průtoku na vypouštění a plnění výfukového potrubí. Turbína s nižším průtokovým výkonem má za následek snížení rychlosti vypouštění výfukového potrubí po každém výdechu válce. To znamená, že výpustné události dvou stejných válců spojené se stejnou skříní se budou více a více rušit, spolu s tím, jak se snižuje ve výfukovém potrubí průtok turbínové kapacity. To ale zase vede k rovnoměrnějšímu toku mezi oběma skříněmi v daném časovém okamžiku<sup>28</sup>.

### 7.1.5 Vliv výtlaku motoru

Výtlaček motoru má velký dopad na turbínové řady MFR (viz Graf 8), pokud kapacita toku je udržována konstantní. To je ale méně častý případ. Dále je nutné při této aplikaci stanovit rozsah MFR na motor a definovat konstrukční parametry<sup>28</sup>.

Graf 8 Vliv výtlaku motoru na MFR pro odpovídající kapacitu toku turbíny (1000 ot/min, 12,8 bar BMEP, 0% EGR)<sup>28</sup>



Výsledky simulace naznačují, že MFR nezávisí na výtlaku motoru, pokud je splněn specifický tok turbíny. To pravděpodobně souvisí s vypouštěcím a plnicím účinkem výfukového potrubí. Spojením průtokových charakteristik kladného objemového čerpadla a turbíny pro daný průtokový poměr bude vypouštění a plnění výfukových plynů podobné. Odchytky mohou nastat v důsledku změn vlastností kapaliny nebo výfukového systému, který může ovlivnit jev tlakových vln ve výfukovém potrubí. Při tomto použití je třeba věnovat pozornost změně variabilního nastavení ventilu VVA<sup>28</sup>.

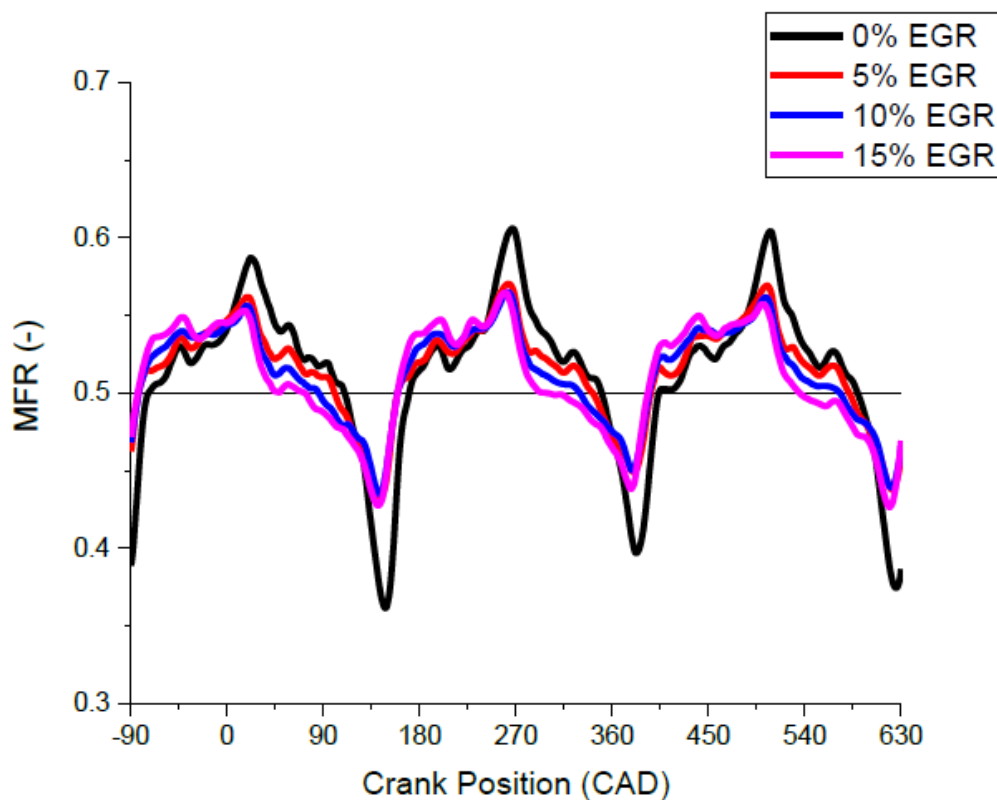


## 7.2 Využití vysokotlaké smyčky EGR

### 7.2.1 Vliv EGR u symetrických turbín

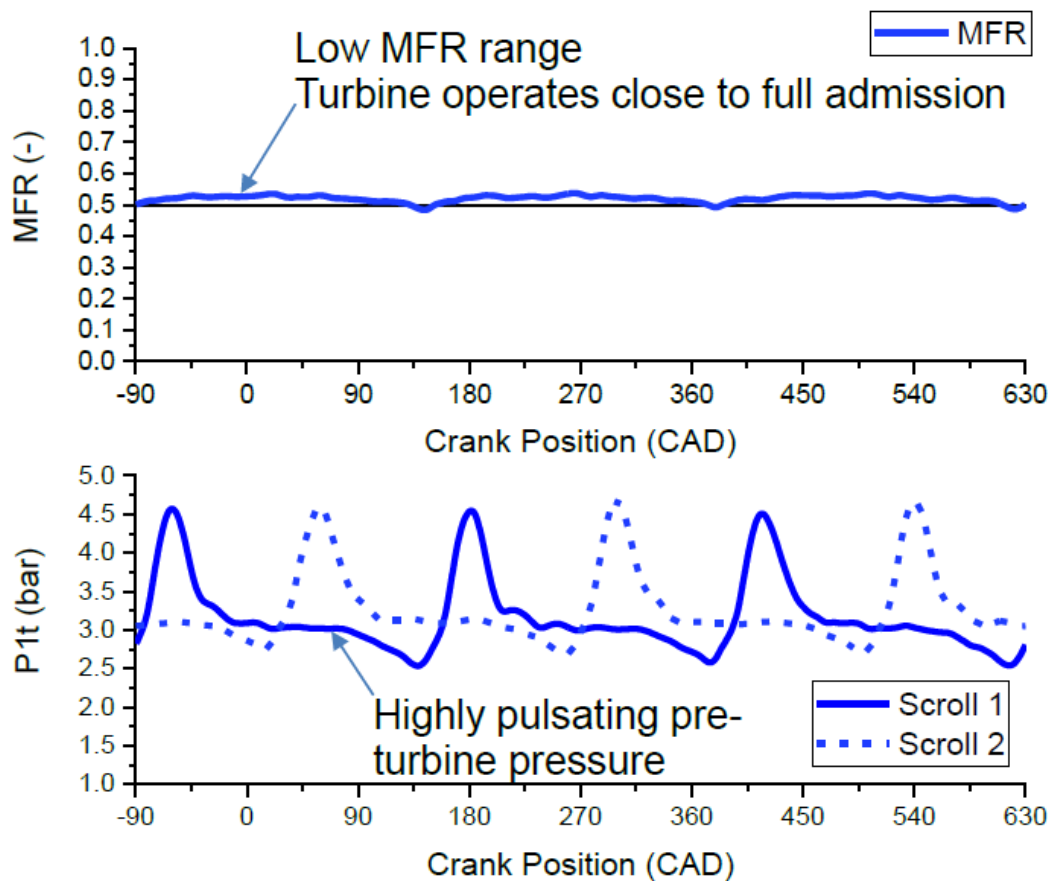
Výsledky zachycené EGR při 1 000 ot/min a 26 barech BMEP (viz Graf 9) ukazují měřitelný dopad EGR na stopu MFR. Pro izolaci účinku průtokové kapacity turbíny a rychlosti EGR se během testu udržoval konstantní tok turbíny. V porovnání s konfigurací SCR byla kapacita průtoku nižší. U zvyšující se rychlosti EGR je zpozorována snižující se amplituda stopy MFR. Tento jev je pravděpodobně způsoben výpustného a plnicího výfukového potrubí, kde dráha EGR působí jako další vypouštěcí mechanismus ve specifických částech cyklu motoru „na špičce tlakového impulzu před turbínou”<sup>28</sup>.

Graf 9 Dopad míry EGR na MFR (1000 ot/min, 12,8 bar BMEP)<sup>28</sup>



Tlak před turbínou v případě nízkého rozsahu MFR je skoro konstantní a blízko k plné vstupní činnosti turbíny (viz Graf 10). To ovšem neznamená, že tlak před turbínou je konstantní. Ve skutečnosti zde dochází pořád k silným pulzacím, kvůli oddělování vyfukujícího válce, kdy separaci zajišťuje rozdělená turbínová skříň. Tento jev ukazuje, že MFR jev turbíny nemůže být posouzen pouze na základě údajů o tlaku před turbínou<sup>28</sup>.

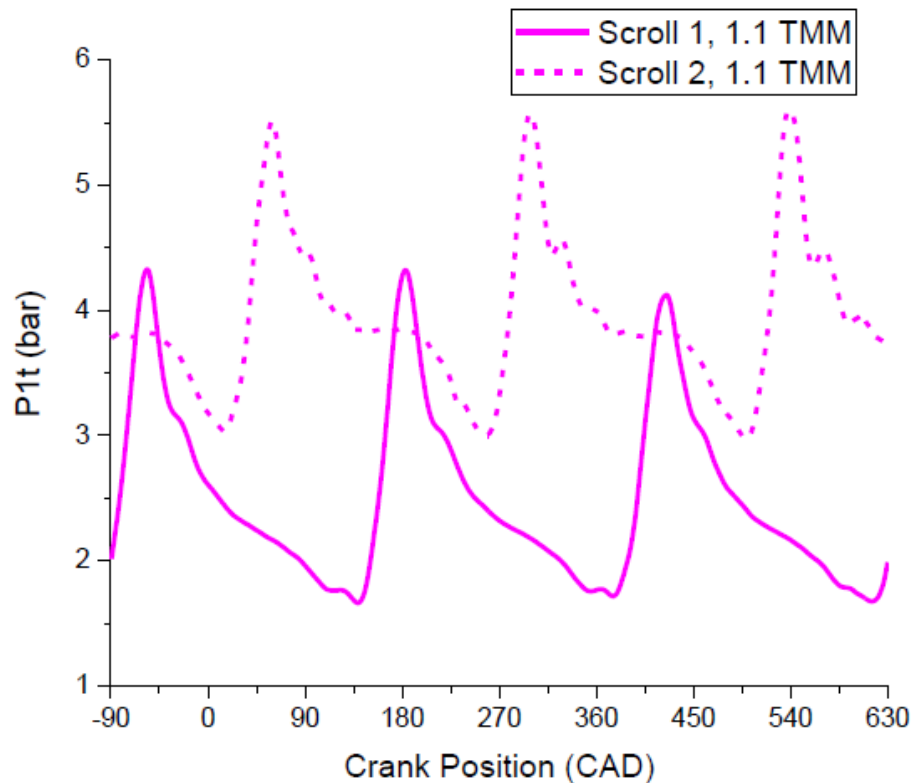
Graf 10 Rozdělený vstupní tlak turbíny pro nízké MFR (1 000 ot/min, 26 bar BMEP, 22 AFR, 19% EGR, symetrický vstup)<sup>28</sup>



### 7.2.2 Asymetrická turbína MFR odezva

U asymetrických turbín jsou tlaky před turbínou a průtokové charakteristiky odlišné pro každou šnekovou skříň (viz Graf 11). Kromě toho je EGR obvykle extrahováno z jediné skříňe (spodní proudění EGR)<sup>28</sup>.

Graf 11 Asymetrický tlak před turbínou (1 000 ot/min, 26 bar BMEP, 10% EGR, 70/30 asymetrie, 1,1 TMM, asymetrie 70/30)<sup>28</sup>



Další způsob může být proveden s ohledem na tvar stopy MFR, kde amplituda MFR je zkreslená vůči EGR. To naznačuje, že plný vstup do turbíny a EGR nerovný vstupní výkon bude hrát velkou roli ve výkonu motoru této asymetrické turbíny. Na základě provedených šetření je citlivost na asymetrii MFR nízká<sup>28</sup>.

### 7.3 Shrnutí chování turbíny MFR

Je prokázáno, že při kontrole architektury motoru a otáček motoru je chování turbíny MFR předepsáno pouze dvěma nezávislými proměnnými a to specifickým průtokem turbíny a rychlostí EGR.

$$\text{MFR}_{\text{range}} = f(W_{t,\text{specific}}, \text{EGR})$$

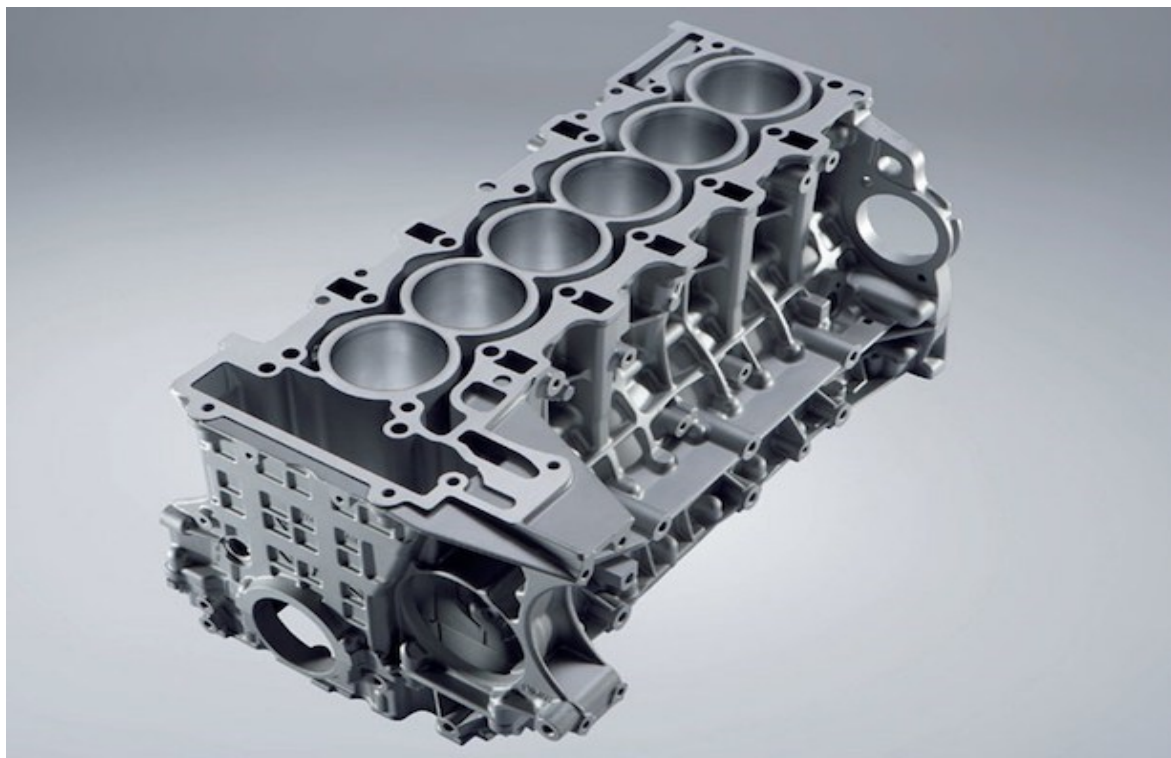
Tyto závěry jsou použitelné pro otáčky motoru, které jsou generovány pro šestiválcové motory<sup>28</sup>.

## 8 Motor užitkového vozidla

Motor je využíván v užitkovém vozidlu neboli tahači návěsů, který slouží k přepravě nákladů. Nákladní automobil je vozidlo, které přesahuje hmotnost 1,5 t, pokud je vozidlo do 3,5 t, jedná se o lehké nákladní auto. Následně se třída nákladních automobilů dělí na střední a těžké nákladní automobily, tahače a speciální automobily. V našem případě se tedy jedná o tahač<sup>3,6</sup>.

### 8.1 Charakteristika motoru

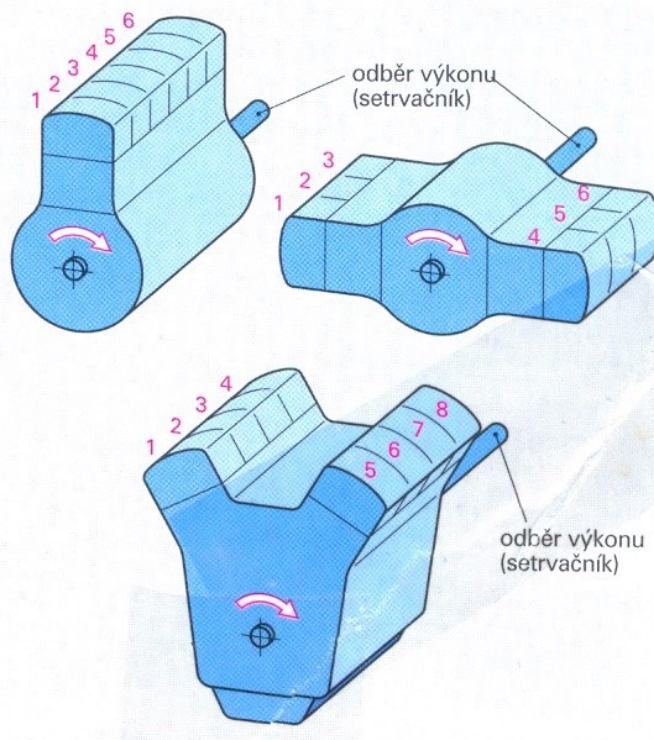
Jedná se tedy o vznětový motor, jehož principem je zpracování zápalné směsi, v tomto případě nafty. Do motoru je nasáván čistý vzduch a následně je stlačován. K míšení vzduchu s naftou dochází ve spalovacím prostoru, kde je palivo vstříknuto do stlačeného vzduchu. Díky tomu, že je vzduch stlačen, se získá velmi vysoká teplota, kdy při vstříknutí nafty dojde ke vznícení paliva. Vznětový motor má čtyřdobý cyklus, kdy musí píst provést 4 zdvihy neboli 2 otáčky klikové hřídele (viz Kapitola 3). Motor je přeplňovaný šestiválec, který má řadové uložení.



Obrázek 16 Šestiválcový řadový vznětový motor<sup>23</sup>

Tento motor patří mezi nejvíce vyvážené motory. Šestiválcový řadový motor (viz Obrázek 16) zajišťuje velkou rovnoměrnost chodu, kdy nepotřebuje na klikovou hřídel protizávaží, díky tomu válce rychle reagují na plyn a také je schopen pracovat v podstatě bez

setrvačníku. Chod u šestiválcového motoru je dobře vyrovnaný, protože válce jsou jednoduše rozděleny na dvě skupiny. Tři a tři písty se pohybují zrcadlově, čímž zajišťují chod ve velkých objemech a to bez velkého rizika vibrací. Počtem válců lze také zvýšit výkon a objem motoru. Řadové uspořádání (viz Obrázek 17) bývá nejčastěji do jedné svislé řady, nebo je tahle řada nakloněna o určitý úhel od svislé osy.



Obrázek 17 Řadové motory<sup>7</sup>

Výhoda jednořadového uspořádání je, že obsahuje pouze jedno ventilové ústrojí. Nevýhodou tohoto motoru je jeho délka, která roste počtem válců. Kvůli této délce se do automobilů vkládá tento motor podélně, pokud na něj není místo. Jedná se asi o jedno z nejlepších řešení, které se používá u nákladních automobilů a autobusů. Objemy těchto motorů pro tahače jsou v rozmezí 9-13 litrů. Obecně jsou tyto motory charakteristické svou dobrou spolehlivostí, nízkými náklady a malou hmotností ke svému výkonu a rozměru. Uspořádání potrubí tohoto motoru je do sekcí, což zvyšuje výkon motoru.

## 8.2 Přeplňování motoru turbokompresorem

Přeplňování tohoto motoru je prováděno pomocí turbodmyhadla (viz Obrázek 18). Turbodmyhadla se používají pro zvýšení tlaku vzduchu, který poté vstupuje do spalovacího prostoru daného motoru (viz Kapitola 5). Jedná se o radiální turbínu, která je poháněna výfukovými plyny, tedy odpadním teplem z motoru. Výfukové plyny vstupují do radiální turbíny kolmo na osu rotace a vystupují z ní axiálně, tedy osou rotace. Tato turbína se v dopravě používá do výkonu 1 000 kW. Zvýšení výkonu turbíny se provádí rozdílem tlaků mezi vstupem a výstupem. Pokud je před turbínou velké množství plynu nebo má plyn vysokou teplotu, dojde k intenzivnějšímu roztáčení. Následně můžeme zvýšit výkon i průřezem hrdla do turbíny.

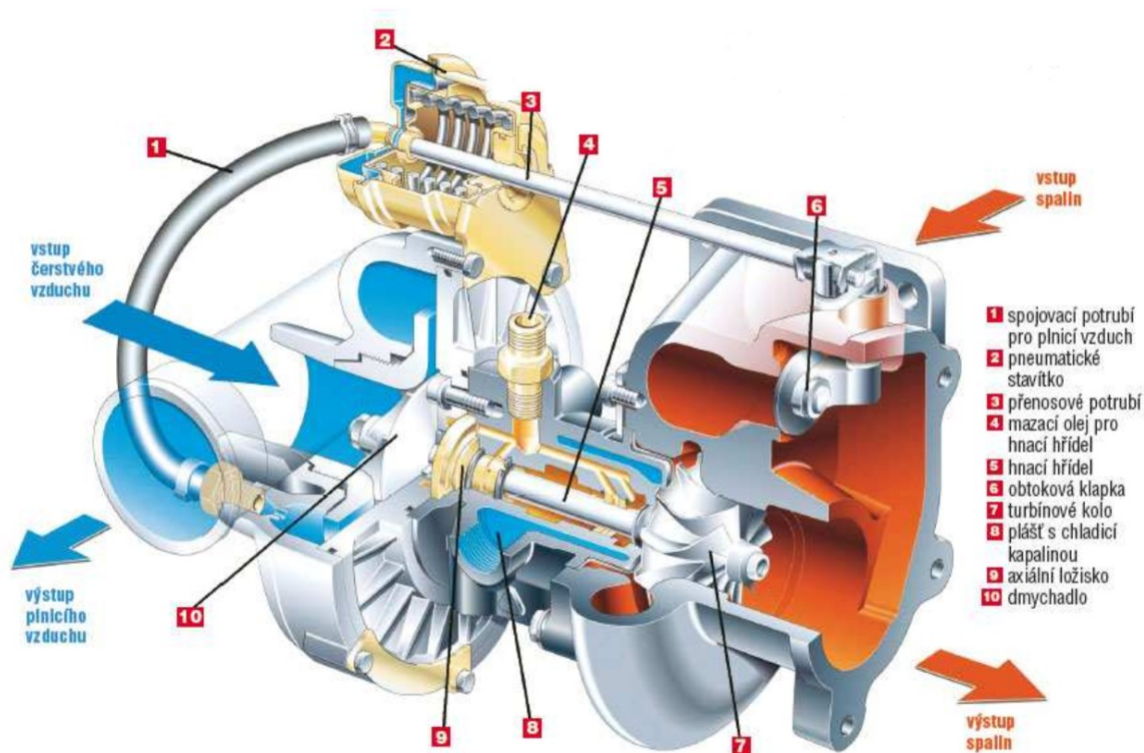


Obrázek 18 GARRETT GEN II GTX3576R EVO X TURBO UPGRADE<sup>26</sup>

Radiální turbína je na společném hřídeli spolu s kompresorem (viz Obrázek 19) uchyceným šroubovým spojem. Díky této hřídeli je poháněn kompresor a pomocí přenesené



rotační energie z turbíny na kompresor (viz Obrázek 20), vhání a zvyšuje tlak vzduchu do motoru. Jedná se o radiální kompresor, kdy se nasávání vzduchu provádí axiálně osou rotace. Po nasátí se zvýší rychlost vzduchu a z výstupu se vyvádí radiálně. Následně se využije funkce difuzoru, která zpomalí proudění vzduchu, ale dojde ke zvýšení teploty a tlaku.



Obrázek 19 Řez turbodmychadlem, princip<sup>27</sup>

Mezi výhody toho přepřňování patří dobrý poměr mezi hmotností a výkonem, menší zastavěný prostor, lepší chování přepřňovaného motoru ve vyšších nadmořských výškách, snížení emisí ve výfukových plynech díky turbodmychadlu a je také mnohem tišší než nepřepřňovaný motor.



Obrázek 20 Otevřené kompresorové kolo<sup>10</sup>

## 9 Popis zařízení

Jedná se o rotační zařízení na hřídeli v potrubí. Hřídel je uložena kolmo na osu proudění spalin. Na této hřídeli jsou uloženy dvě jednoduché lopatky, které vlivem rotace přivírají a otevírají průtočný průřez v potrubí, a tím vyvolávají tlakové pulzy. Tyto vyvolané pulzy vstupují dále do turbodmychadla. Zařízení je vystavováno vysokým teplotám, tudíž je chlazeno vzduchem. Ložiska, na kterých se otáčí hřídel, jsou také chlazena chladicí kapalinou, aby byla zajištěna jejich funkce. Jelikož je tento mechanismus umístěný na hřídeli, ovládá se za pomoci elektromotoru. Pokud to umístění pulzující součásti a elektromotoru dovoluje, můžou být tato dvě zařízení uložena na stejné hřídeli. Pokud ne, nabízí se mechanický převod pro lepší natočení elektromotoru. V tomto případě vycházíme z toho, že elektromotor je uložen na stejné hřídeli jako pulzní mechanismus. Nastavení otáček elektromotoru je prováděno pomocí frekvenčního měniče. Tento frekvenční měnič přizpůsobuje otáčky elektromotoru dle požadavků turbodmychadla.

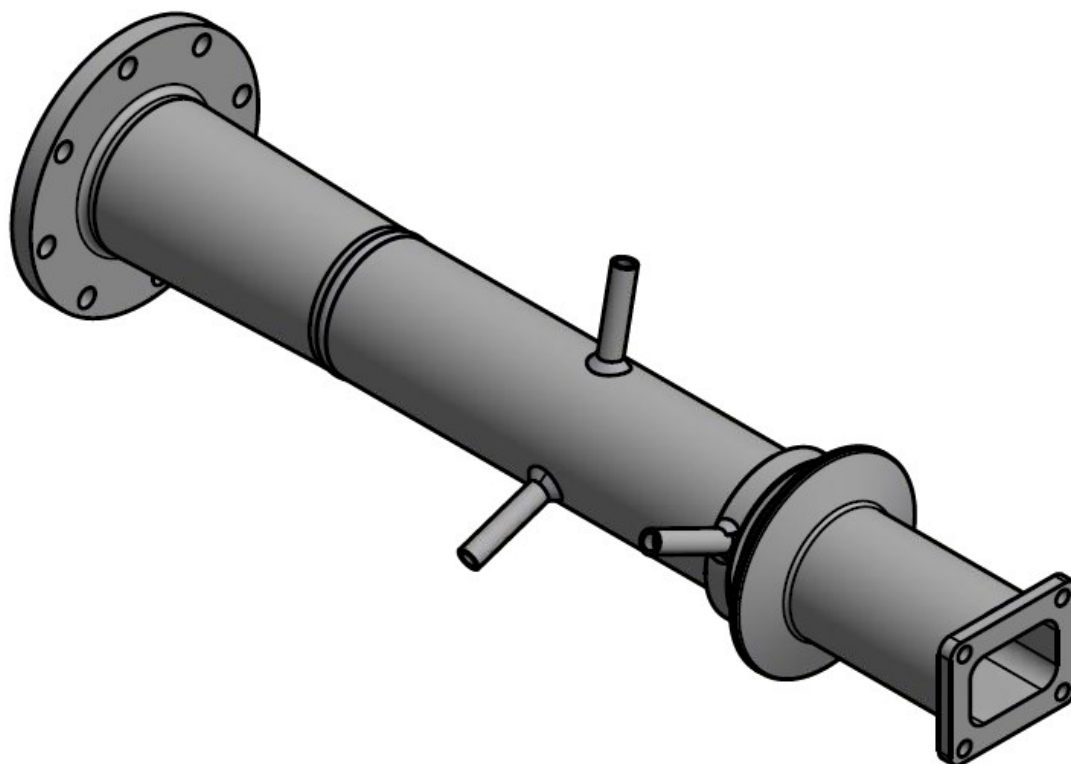


## 10 Popis stávajícího stavu zkoušení

V současné době se ve společnosti Garret testují turbodmychadla za rovnotlakých podmínek. Tyto rovnotlaké podmínky jsou vyvolány pomocí plynového hořáku, který spaluje zemní plyn. Po spálení zemního plynu „kontinuálním spalováním“ vstupují spaliny přímo do turbodmychadla, tudíž v potrubí nevznikají žádné tlakové pulzace, což neodpovídá skutečnému provozu na motoru. Při skutečném provozu na motoru vznikají tlakové pulzace v důsledku 4dobého cyklu spalovacího procesu vznětového motoru, který je spořádan do sekcí.

Zkoušení turbodmychadel probíhá na měřicím standu GS12-GS14. V těchto laboratořích se využívá velikost hořáku 1 m<sup>3</sup>. Na těchto standech se měří turbodmychadla pro 6válcové motory, které mají objem 9-13 litrů. Tyto motory se používají pro užitková vozidla (tahače). Pro menší turbodmychadla se využívá hořák o velikosti 0,5 m<sup>3</sup>.

V úseku mezi hořákem a turbodmychadlem (viz Obrázek 21), (viz Příloha A) nevznikají žádné pulzace a zde se má umístit mnou navrhnuté zařízení.



Obrázek 21 Měřený úsek GS 12 (výstup z hořáku, vstup do turbíny)

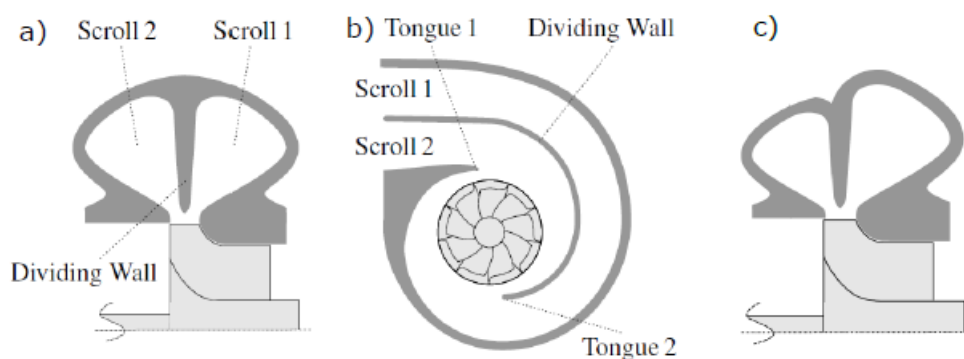
U stávajícího stavu zkoušení turbodmychadel je výsledná účinnost turbíny měřená na plynovém zkušebním stavu a je dána integrací okamžitých účinností v průběhu tlakové vlny vstupující do turbíny, kde se mění průtok i tlakový spád v čase pro každou část příruby.

Na těchto standech se pro měření využívají radiální turbíny, které jsou spojené na společné hřídeli s kompresorem, který je uchycený šroubovým spojem. Tato turbodmychadla se testují jak s obtokovým ventilem, tak s natáčivými lopatkami. Dříve se natáčivé lopatky používaly jen na velkých turbodmychadlech pro nákladní vozidla a pro malé naftové osobáky. Dnes se ale používají i u malých turbodmychadel pro benzinové motory osobních vozidel, kde jsou teploty přes 950 °C. Dále se testují turbodmychadla single a twin scroll.

Využitím mnou navržených zařízení by se měli simulovat tlakové pulzace, které by měly odpovídat reálnému stavu motoru, kde není kontinuální spalování a navíc dochází ke střídání válců. Vyvolané tlakové pulzace ve výfukovém potrubí motoru, při pulzním způsobu přeplňování by měly přispět ke snížení emisí CO<sub>2</sub> vypouštěných motorem ve vozidle do ovzduší.

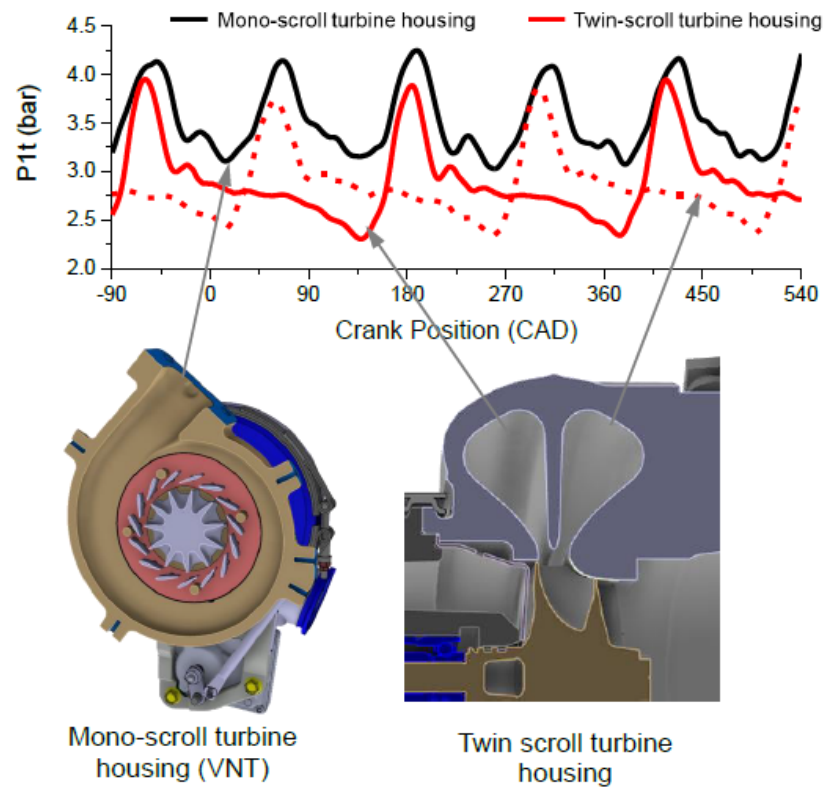
## 10.1 Hodnocení charakteristik turbodmychadel

Sektorové a radiálně rozdělené koncepty turbín (viz Obrázek 22) mají různé charakteristiky a to jak z hlediska toku, efektivity a různých druhů emisních strategií.



Obrázek 22 Typy rozdělení turbínových skříní a) radiální rozdělení, b) sektorové rozdělení, c) asymetrické radiální rozdělení<sup>28</sup>

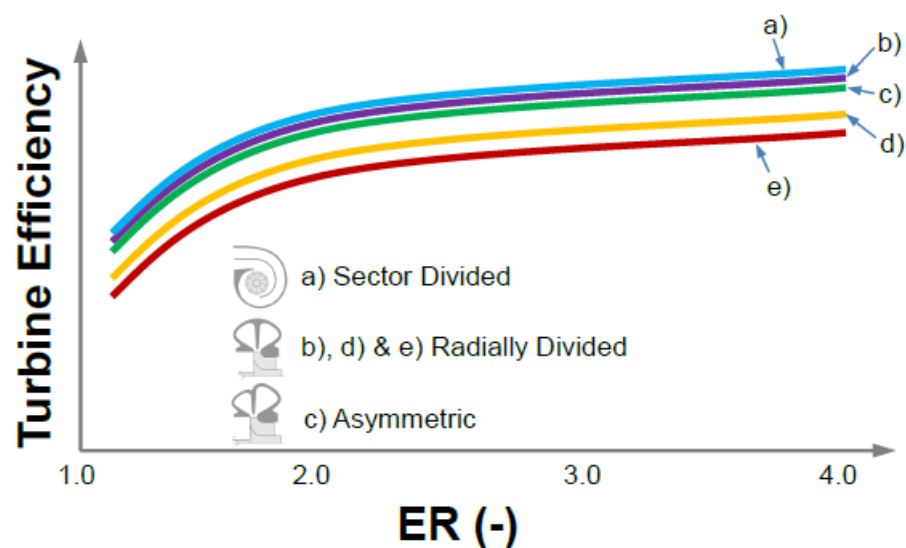
Z pohledu efektivity jsou rozdělené turbínové skříně (twin-scroll turbine housing), (viz Obrázek 23) vystaveny větším vstupním tlakovým pulzům ve srovnání s otevřenou koncepcí (mono-scroll turbine housing)<sup>24,28</sup>.



Obrázek 23 Pulzace výfukových tlaků v otevřené skříni vs. rozdělená turbínová skříň<sup>28</sup>

Veškeré informace týkající se chování MFR rozdělených turbín by neměla smysl, aniž by byly vázány na skutečný výrobek. Koncepční charakteristiky účinnosti pro několik rozdělených turbodmychadel s označením a) až e), (viz Graf 12). Pokud jde o shodu, za předpokladu, že turbo splňuje cíle turbíny a kompresoru (cíle AFR a EGR jsou splněny), která turbína by poskytovala nejlepší výkon motoru<sup>28</sup>.

Graf 12 Plně přístupný plynový stand a charakteristiky účinnosti turbíny pro různě rozdělené turbíny<sup>28</sup>



Dalším zjištěním je, že údaje o plynovém „standu“ turbíny neposkytují konečné informace o tom, které turbodmychadlo bude poskytovat nejlepší výkon pro motor.

Koncepční řešení MFR oproti charakteristikám účinnosti různých variant turbín, které jsou k dispozici pro portfolio společnosti Garret<sup>28</sup>.

Nejvýhodnější oblast MFR 1 jsou optimalizované turbíny s plným vstupem (FA), jako je radiálně dělená turbína b), sektorově dělená turbína a) a pro asymetrické turbínové stupně c). Oblast MFR 2 obecně funguje nejlépe s plným nerovnoměrným vstupem optimalizované radiálně dělené turbíny (b). Pro MFR 3 a 4 se doporučují radiálně rozdělené turbíny, které jsou optimalizovány pro nerovnoměrný vstup (d) a částečný vstup (e). To naznačuje, že pro MFR oblasti 1 a 2 je vybrána turbína s nejvyšší účinností plynu, což je správná volba pro motor. Jiné aplikace, které spadají do oblasti MFR 3 a 4, to není dobrá volba MFR. Pro tento případ a reakce účinnosti turbíny s MFR je nutno vzít v úvahu přizpůsobení turbodmyhadla. Předpokládá se, že nízkonapěťová smyčka EGR (LP-EGR) vykazuje stejné MFR chování jako strategie SCR. Proto všechny modely MFR se souvisejícími závěry ze struktury SCR se vztahují pouze na strategii emisí LP-EGR<sup>28</sup>.

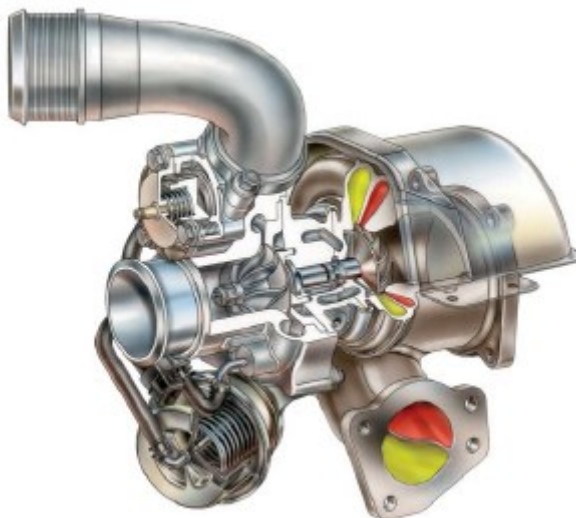
## 11 Zhodnocení pulzního přeplňování pro snižování emisí ve výfukových plynech

Jedná se o práci, kde se snažím navrhnout zařízení pro simulaci pulzů motoru, abych se co nejvíce přiblížil reálnému provozu. Zkoumám zde vliv pulzací na turbo a jeho chování.

Přeplňování slouží ke zvyšování výkonu, snižování emisí a ke zlepšení průběhu točivého momentu, a tím ke snižování spotřeby paliva. Hlavním cílem přeplňování je zvýšit hustotu plnicí směsi pracovního média, takže i zvýšit hmotnost vzduchu dopravovaného do válce. Zvýšení hustoty vzduchu umožňuje dopravovat do válce vyšší množství paliva, na základě čehož dojde k navýšení výkonu celé pohonné jednotky. Zlepší se i proces spalování, čímž se sníží emise a spotřeba paliva. Přeplňování dnes nabídne 40% úsporu potřeby paliva u vznětových motorů a 20% úsporu u zážehových motorů<sup>14</sup>.

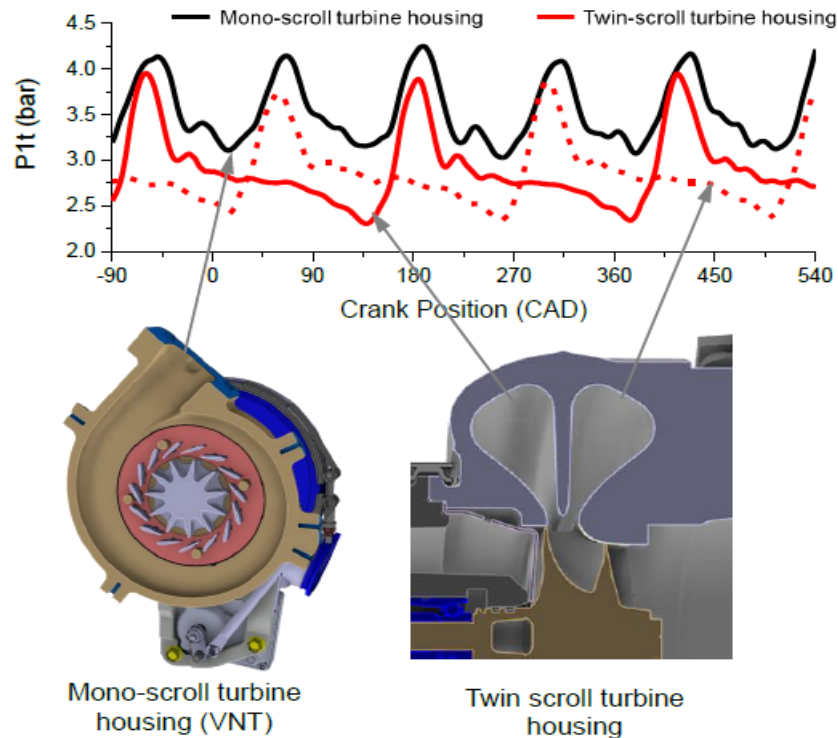
U pulzního přeplňování je cílem turbíny využít tlakových a teplotních impulzů, které jsou vyvolány na základě postupného otevírání výfukových ventilů u jednotlivých válců. Z konstrukčního hlediska musí být výfukové potrubí navrženo na co nejmenší průřez a co nejkratší délku. Dále by se impulzy neměly překrývat. Z tohoto důvodu se do jedné společné větve nesmí zavádět více než 3 válce s rozestupem 240° natočení klikové hřídele motoru<sup>13</sup>.

U Twin-Scroll (viz. Obrázek 24) dochází k většímu překrývání ventilů, což zlepšuje výplach válců a umožňuje zpoždění zažehnutí. Při lepším výplachu válců je možné vstříkovat více palivové směsi, čímž se zvýší výkon motoru. Účinnost systému Twin-Scroll je o 7-8 % vyšší než u turbíny klasického turbodmychadla. Na základě tohoto děje dochází ke snížení paliva o 5 %<sup>15</sup>.



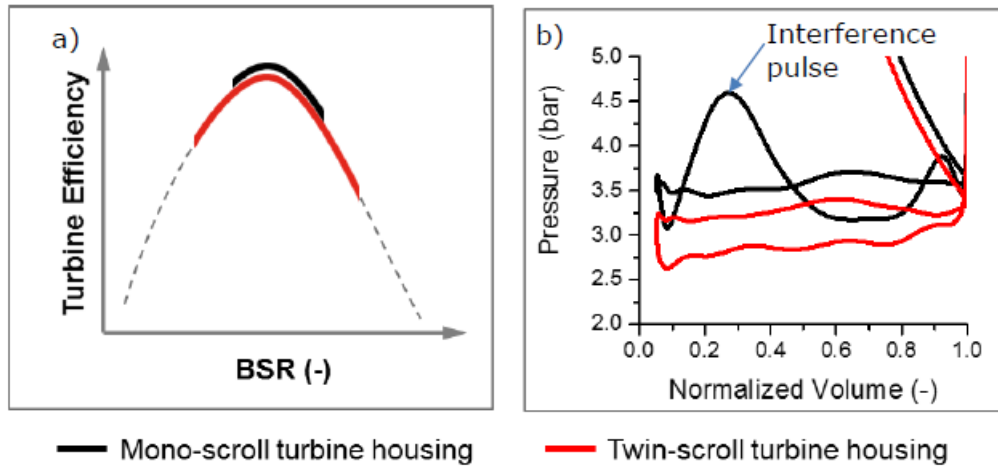
Obrázek 24 Rozdvojení přívodových kanálů (Twin - Scroll)<sup>15</sup>

Jak bylo již zmíněno v předešlé kapitole, tak z pohledu efektivity jsou rozdělené turbínové skříně (Twin-Scroll turbine housing), (viz Obrázek 25) vystaveny větším vstupním tlakovým pulzům ve srovnání s otevřenou koncepcí (mono-scroll turbine housing)<sup>28</sup>(viz Obrázek 25).

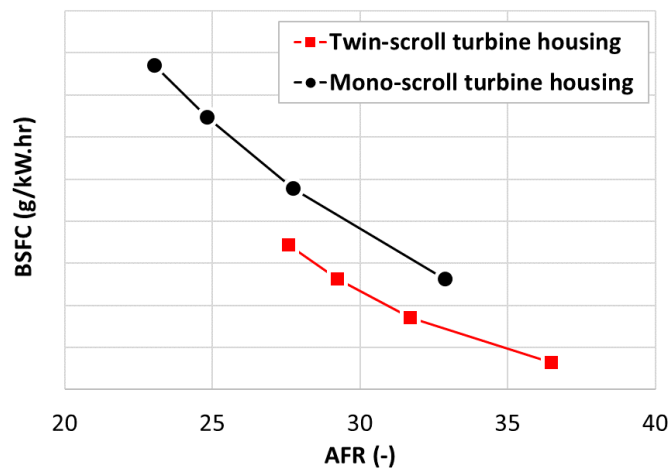


Obrázek 25 Pulzace výfukových tlaků v otevřené skříně vs. rozdělená turbínová skříně<sup>28</sup>

Z toho vyplývá, že s ohledem na okamžitý provozní profil jednoho cyklu motoru u rozdělené turbíny tráví více času mimo provozní podmínky a to vede k sub optimální aerodynamické účinnosti (viz Graf 13 a). U těchto těžkých motorových aplikací je tato nevýhoda překonána díky rozdělení čerpání motoru (viz Graf 13 b). Rozdělené turbínové skříně jsou z velké části eliminovány řešením impulzy, způsobeny od fouknutím v předcházejícím válci. Pro oddělení těchto dvou efektů byly simulace provedeny s konstantním kompresorem a účinností při zachování charakteristik toku turbíny s otevřenou skříní<sup>28</sup>.

Graf 13 Vliv konfigurace turbínové skříně a) rozsah BSR, b) smyčka pro čerpání motoru<sup>28</sup>


Výsledky (viz Graf 14) při zatížení 1 000 ot/min a 50 % zatížení motoru naznačují, že dochází ke snižování separace toku při spojení s různými turbínami. Tato simulace snižuje spotřebu paliva asi o 1,5 %. Tato výhoda je nezávislá na cílech motoru AFR. Současně je mnohem náročnější kvantifikace účinku účinnosti turbíny na spotřebu paliva, protože výsledky jsou vysoce závislé ne efektivitě reakce turbíny jak na MFR, tak BSR. Odhaduje se, že čistý přínos úspory paliva je 0,5-1 % pro optimalizovanou část dělené turbíny v porovnání s otevřenou turbínou se stejnou úrovní technologie<sup>28</sup>.

 Graf 14 Dopad rozdělené turbíny na účinnost motoru pro aerodynamickou účinnost turbíny (1 000 ot/min, 12,8 bar BMEP (účinný tlak))<sup>28</sup>


## 11.1 Dopad na charakteristiky turbíny pro posouzení výkonnosti turbodmychadel

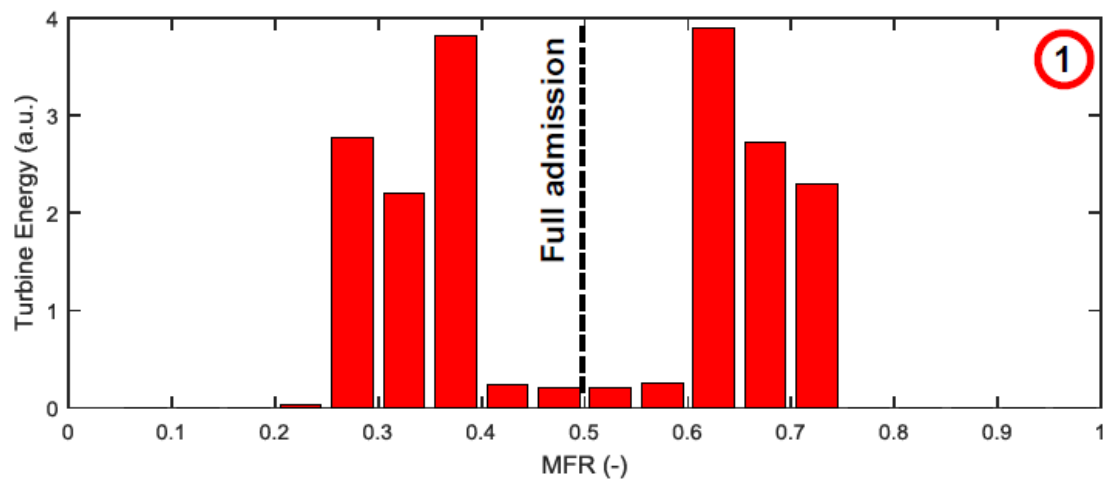
Na základě porozumění předchozí kapitoly je možné popsat reakci rozsahu MFR na specifický korigovaný tok a rychlost EGR. Jsou zavedeny dvě reakce. Jedna pro symetricky rozdělené turbíny a druhá pro asymetricky rozdělené turbíny. Specifický korigovaný tok

umožňuje vybudovat použitelný obraz reakce rozsahu MFR turbíny. Jeho užitečnost je poněkud omezená v počátečních fázích výběru turbulence a její shody. Diagramy v nichž je specifická kapacita toku turbíny nahrazena motorem s AFR a při tom také zobrazen určitý provoz motoru (špičkový točivý moment). Tyto diagramy AFR vs. EGR budou záviset na celkové účinnosti turbodmychadla a proto není obecně použito  $W_{t, \text{specifický}}$  vs. EGR jako základní zobrazení<sup>28</sup>.

### Symetrické turbíny

Vrchol předturbínového tlakového impulsu, je zodpovědný za většinu výroby energie z turbíny. To znamená, že většina výkonu turbíny je dodávána v blízkosti extrémů řady MFR<sup>28</sup> (viz. Graf 15).

Graf 15 Historie MFR symetrické turbíny (1000 ot/min, 12,8 bar, 0 % EGR 1,0 TMM)<sup>28</sup>

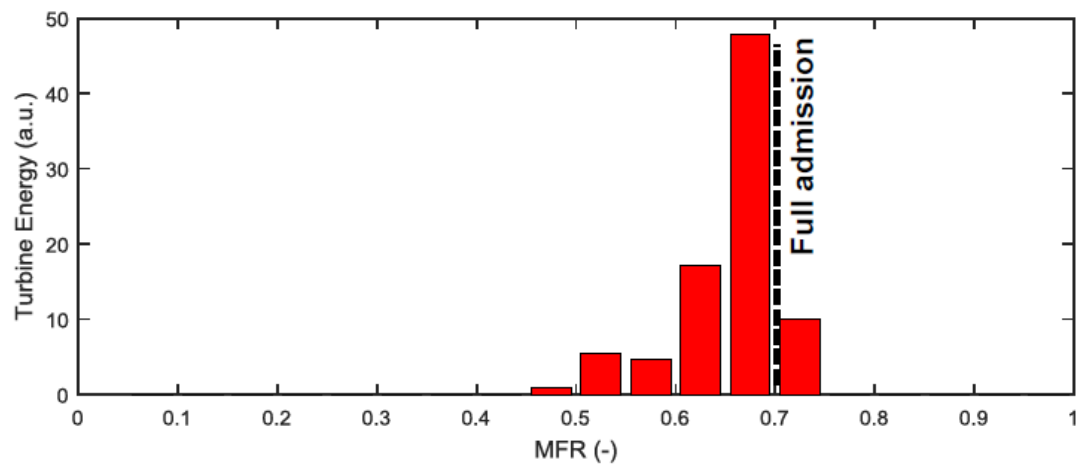




## Asymetrické turbíny

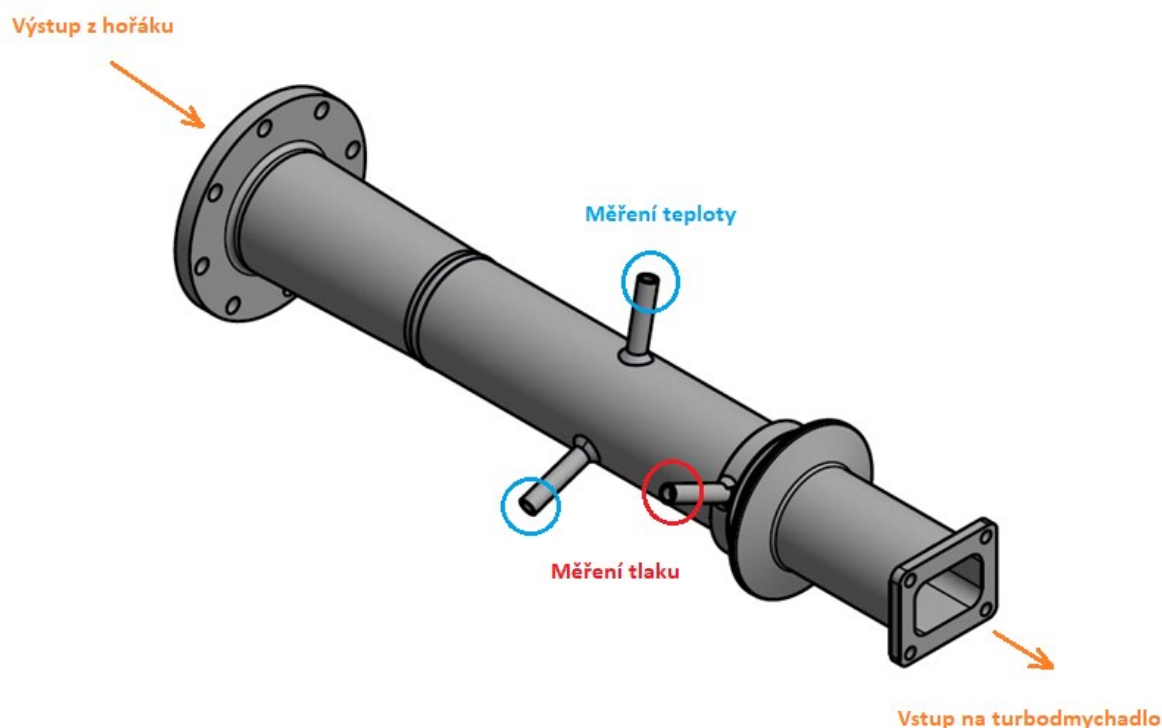
U tohoto typu je možné pozorovat, že pokud je turbína vystavena celkovému rozsahu (0,3) většina turbínové energie je dodávána velmi blízko k (full admission) úplnému přijetí (viz. Graf 16). V porovnání se symetrickými turbínami je turbínová energie dodávána v blízkosti extrémů MFR28.

Graf 16 Historie MFR na asymetrické turbíně (1000 ot/min, 26 bar, 10 % EGR, 70/30 asymetrie, 1,1 TMM)<sup>28</sup>



## 12 Posouzení zkoušení turbodmychadel při toku spalin s tlakovými pulzacemi

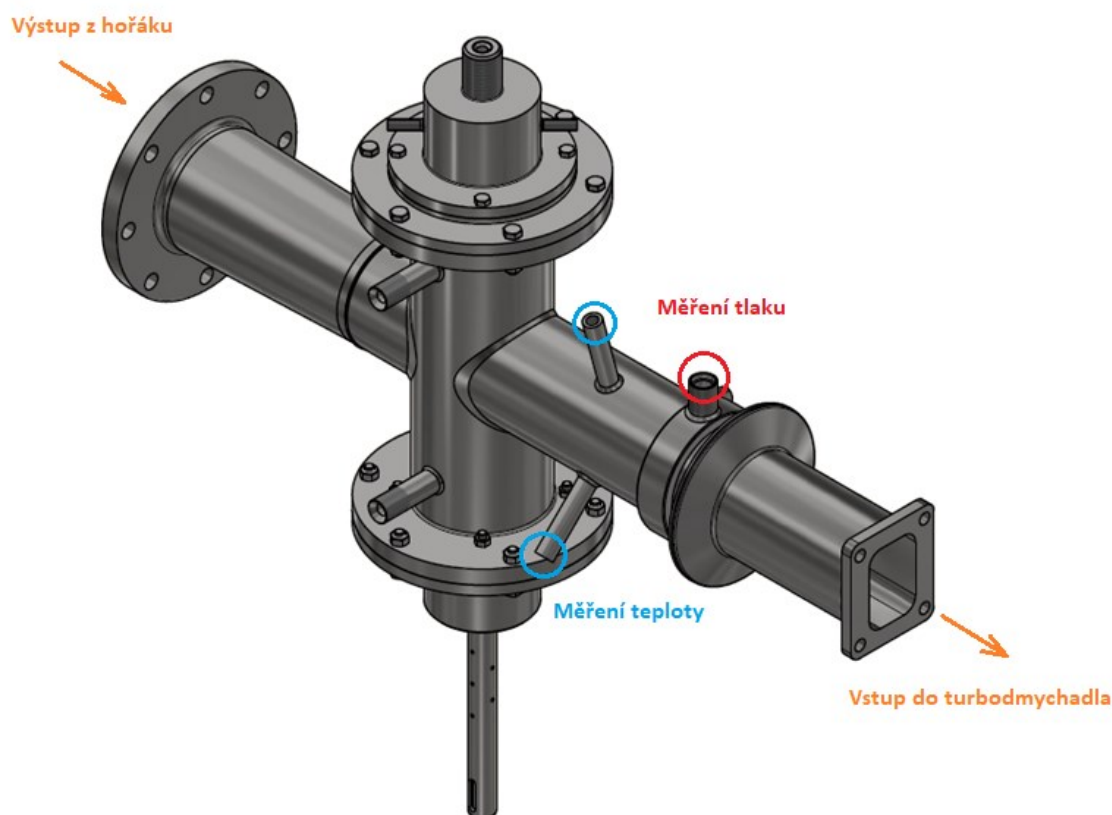
Momentálně se ve firmě Garret na standu měří tlak pomocí snímače tlaku 6052C od firmy KISTLER (viz. Příloha B). Tento snímač je určený do vysokých teplot, konkrétně až do 350 °C a snímá tlak o vysoké frekvenci až 160 kHz. Využívá piezoelektrický krystal, který dosahuje vysokých hodnot. Citlivost ve spojení s extrémně malou strukturou senzoru. Tato citlivost se mění nejvýše o  $\pm 0,5\%$  v teplotním rozsahu 150 - 250 °C. Pasivní zrychlení kompenzace patentované Kistlerem udržuje vliv vibrací motoru na minimum. Přední těsnění zajišťuje velmi dobrý přenos tepla a udržuje čidlo při úsporné provozní teplotě. Membrána, optimalizovaná výpočtem konečných prvků, vytváří dobré měření. Používá se hlavně pro komplexní geometrii hlavy válců, jakož i pro motocykly a jiné malé motory a také pro spalování ve vozidlech. Tlak se na stávajícím standu měří u konce potrubí, než spaliny vstoupí na turbínu (viz. Obrázek 26). Pro měření tlakových pulzací je možno použít tlakový snímač s vyšší frekvencí pro zachycení tlakových pulzací. Dále bude třeba umístit zmíněný snímač co nejbližší k potrubí, kde se spaliny nacházejí, aby nedocházelo k chybnému měření.



Obrázek 26 Schéma stávajícího měření T,P

## 12.1 Identifikování možných řešení, výběr vhodného konceptu

Pro měření tlakových pulzací generovaných mým zařízením navrhují tlakový snímač 6025A od stejné firmy KISTLER (viz. Příloha C). Tento snímač je určený do vysokých teplot až 700 °C a senzor je konstruován na maximální dlouhověkost. Hlavní aplikace jsou zaměřeny na ochranu zařízení stavu a sledování plynových turbín. Senzor se také používá ve vývoji spalovacích komor plynových turbín. Rozsah tlaků, které je snímač schopen naměřit je 0-100 bar. Snímač je konstruován tak, aby byl schopen měřit až s 50 kHz frekvencí. Snímač musí být umístěn co nejbližší k potrubí, kde se nachází spaliny s tlakovými pulzacemi, proto jsem zvolil zmíněný snímač, který snese teplotu až 700 °C. Tlak se bude měřit ve vysunutém prstenci, do kterého je za pomoci 10 děr přiváděn proud spaliny pro měření tlaku. K tomuto měření pomocí snímače tlaku, který bude umístěn u konce potrubí (viz. Obrázek 27), aby měřil, co nejvíce ustálený proud spalin pouze s danými pulzacemi navrhují ještě měření otáček na hřídeli. Měření bude prováděno opticky za pomoci reflexních pásků, které se umístí na hřídel ve směru lopatek. Při snímání otáček a tlaku v daném okamžiku budou zaznamenávány tlaky při uzavřeném a otevřeném průtoku spalin, a tak se docílí přesnějšímu měření tlakových pulzací.



Obrázek 27 Schéma nového měření T,P

## 13 Dimenzování průtočného průřezu pro parametry hořáku

Návrh průtočného průřezu se provádí z důvodu správné funkce hořáku. Tento hořák je schopen fungovat do 5 bar, po-té tento hořák zhasne díky velkému přetlaku. Proto se musí zajistit, aby nedošlo k tomuto přetížení. Tudiž nesmí docházet k úplnému uzavření průtočného průřezu, kde jsou umístěny lopatky.

### 13.1 Návrh lopatek a průtočného rozměru

Při návrhu lopatek jsem vycházel z tlaku v potrubí. Druhým parametrem je tlakový rozsah hořáku. Při uzavření potrubí lopatkami dojde k nárůstu tlaku. Dle hořákových map (viz. Příloha D) je hořák, který spaluje zemní plyn schopen pracovat v rozsahu 1 – 5 barů. Z tohoto důvodu musí být neustálý průtok v potrubí i při uzavření, aby hořák nevyhasl.

Pro lopatky jsem zvolil materiál z oxidu hlinitého ( $Al_2O_3$ ) „elektrokemika“ a to z důvodu vysokého namáhání na teplotu. Materiál se používá v elektrotechnice jako izolátory pro transformátory, svodiče a spínače, ale díky dobré mechanické pevnosti, vysoké pevnosti v tlaku a dalším vlastnostem (viz. Příloha E) se může použít i v tomto případě. Výroba této součásti může být provedena firmou Elektroporcelán a.s., která ze zmíněného materiálu tiskne součásti na 3D tiskárně. Základní hodnoty pro výpočty jsou uvedeny v následující tabulce (viz Tabulka 4).

Tabulka 4 Základní hodnoty pro průtočný rozměr

	Značení	Hodnota	Jednotka
Max. tlak hořáku	$p_{abs,hoř}$	500 000	[Pa]
Hustota spalin	$\rho_{sp}$	0,285	[ $kg \cdot m^{-3}$ ]
Hmotnostní tok spalin	$\dot{m}$	0,3	[ $kg \cdot s^{-1}$ ]
Výška lopatky	b	0,08	[m]
Tlak potrubí	$p_{abs,p}$	277 000	[Pa]
Počet lopatek	x	2	[ks]
Teplotní roztažnost	$\alpha$	5,4E-06	[ $\alpha \cdot K^{-1}$ ]
Tolerance roztažnosti	$c_1$	0,574	
Tolerance na korozi	$c_2$	1	
Tolerance na ploché části	$c_3$	1	

Rozdíl tlaků

$$\Delta p_{abs} = p_{abs,hoř} - p_{abs,p} \quad [\text{Pa}] \quad (5)$$

kde  $p_{abs,hoř}$  absolutní tlak, kde je hořák schopný práce [Pa]

kde  $p_{abs,p}$  absolutní tlak v potrubí [Pa]

$$\Delta p_{abs} = p_{abs,hoř} - p_{abs,p}$$

$$\Delta p_{abs} = 500\,000 - 277\,000$$

$$\Delta p_{abs} = 223\,000 \text{ Pa}$$

Rychlost prouděni

$$\frac{\Delta p_{abs}}{\rho_{sp}} = \frac{1}{2} \cdot w^2 \rightarrow w = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_{abs}}{\rho_{sp}}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6)$$

kde  $\rho_{sp}$  hustota spalin při teplotě 960 °C<sup>17</sup> [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$$w = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_{abs}}{\rho_{sp}}}$$

$$w = \sqrt{2 \cdot \frac{223\,000}{0,2854}}$$

$$w = 1\,250,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Šiřka prostoru prouděni

$$\dot{m} = S \cdot w \cdot \rho_{sp} \rightarrow S = \frac{\dot{m}}{w \cdot \rho_{sp}} \rightarrow a = \frac{\dot{m}}{w \cdot \rho_{sp} \cdot b} \quad [\text{m}] \quad (7)$$

kde  $\dot{m}$  hmotnostni tok daného média<sup>17</sup> [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$$a = \frac{\dot{m}}{w \cdot \rho_{sp} \cdot b}$$

$$a = \frac{0,3}{1\,250,08 \cdot 0,2854 \cdot 0,08}$$

$$a = 0,0105 \text{ m} = 10,5 \text{ mm}$$

Jelikoř jsou lopatky 2 průtok bude proudit dvěma stranami

$$a_1 = \frac{a}{2} \quad [\text{mm}] \quad (8)$$

$$a_1 = \frac{10,5}{2}$$

$$a_1 = 5,25 \text{ mm}$$

Obdélníkový prostor pro kontinuální proudění spalin, aby byl zajištěn chod hořáku a nenastal velký přetlak je 80 x 5,25 mm.

Tloušťka lopatky

$$s = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p_{abs,p}}{f}} \quad [\text{mm}] \quad (9)$$

kde  $c_1$  tolerance roztažnosti<sup>127</sup>

kde  $c_2$  tolerance koroze<sup>127</sup>

kde  $c_3$  tolerance na plochou část bez děr<sup>127</sup>

kde  $R_m$  mez pevnosti [MPa] (viz Příloha E)

$$s = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{p_{abs,p}}{\frac{R_m}{2,4}}}$$

$$s = 1 \cdot 1 \cdot 0,59 \cdot 96 \cdot \sqrt{\frac{0,277}{833,3}}$$

$s = 1,04 \text{ mm} \rightarrow$  z důvodu křehkého materiálu navrhuji tloušťku lopatky  $s = 4 \text{ mm}$

Lopatky navrhuji dvě o velikosti 84 x 22,75 x 4 mm.

Teplotní roztažnost

$$\Delta h = h_0 \cdot \alpha_r \cdot \Delta t \quad [\text{mm}] \quad (10)$$

kde  $h_0$  výška lopatky [mm]

kde  $\alpha_r$  koeficient teplotní roztažnosti mat. pro danou teplotu<sup>17</sup> [ $10^{-6} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

kde  $\Delta t$  rozdíl počáteční teploty a konečné teploty [K]

$$\Delta h = h_0 \cdot \alpha_r \cdot \Delta t$$

$$\Delta h = 84 \cdot 5,4 \cdot 10^{-6} \cdot (960 - 20)$$

$$\Delta h = 0,43 \text{ mm}$$

Následně jsem výpočet provedl pro další rozměry lopatky  $h$ ,  $s$ ,  $l$  v programu excel a hodnoty uvedl v následující tabulce (viz tabulka 5).

**Tabulka 5 Tepelná roztažnost lopatky**

	Značení	Hodnota	Jednotka
tepelná roztažnost $h$	$h_1$	0,43	[mm]
tepelná roztažnost $s$	$s_1$	0,02	[mm]
tepelná roztažnost $a$	$a_1$	0,13	[mm]

## 14 Konstrukční návrh zkušební stanoviště

Konstrukční návrh se skládá z návržení hřídele pro přenesení kroutícího momentu a následně dalších komponentů jako jsou ložiska, jejich mazání a utěsnění kapaliny. Druhá část návrhu se týká přírub, které jsou navrženy hlavně pro přenos tepla a umístění ložisek.

### 14.1 Hřídel

#### 14.1.1 Návrh hřídele

Pro návrh hřídele jsem vycházel z naměřených hodnot (viz Tabulka 6) a to z tlaku v potrubí, otáček motoru, které je třeba přenést na hřídel a velikosti tvaru lopatek uvnitř potrubí. Pro hřídel jsem použil materiál 17 255 (viz. Příloha F) „nerezová žáruvzdorná ocel“, kterou jsem využil i na příruby a potrubí, jelikož zde dochází k velkému namáhání teplotou.

Tabulka 6 Základní hodnoty pro návrh hřídele

	Značení	Hodnota	Jednotka
Tlak v potrubí	P	277 000	[Pa]
Plocha lopatky	S	0,006	[m <sup>2</sup> ]
Poloměr hřídele	r	15	[mm]
Průměr hřídele	d	30	[mm]
Otáčky motoru	n	2 300	[ot.min <sup>-1</sup> ]
Hloubka drážky v hřídeli	t	3,5	[mm]
Hloubka drážky v náboji	t <sub>1</sub>	2,5	[mm]
Dovolené napětí v tahu	p <sub>dov,t</sub>	85	[MPa]
Dovolené napětí ve stříhu	p <sub>dov,s</sub>	60	[MPa]
Šířka pera	b	6	[mm]

Síla na lopatky

$$P = \frac{F}{S} \rightarrow F = P \cdot S \quad [\text{Pa}] \quad (11)$$

kde P tlak v potrubí [Pa]

kde F síla na lopatku [N]

kde S plocha lopatky [m<sup>2</sup>]



Síla

$$F = P \cdot S \quad [\text{N}] \quad (12)$$

$$F = P \cdot a \cdot b$$

$$F = 277\,000 \cdot 0,08 \cdot 0,0695$$

$$F = 1\,540 \text{ N}$$

Krouticí moment

$$M_k = F \cdot r \quad [\text{N.m}] \quad (13)$$

kde  $r$  rameno síly [m]

$$M_k = F \cdot r$$

$$M_k = 1\,540 \cdot 0,015$$

$$M_k = 23,1 \text{ N.m}$$

Průměr hřídele – namáhání v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \Rightarrow \varnothing d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_{k,dov}}} \quad [\text{mm}] \quad (14)$$

kde  $d$  průměr hřídele [mm]

$\tau_{k,dov}$ ...tau dovolené v krutu (15-25)...volím  $20^{18}$  [MPa]

$$\varnothing d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_{k,dov}}} \quad [\text{mm}] \quad (15)$$

$$\varnothing d = \sqrt[3]{\frac{23,1 \cdot 1000}{0,2 \cdot 20}}$$

$$\varnothing d = 17,9 \text{ mm}$$

### 14.1.2 Návrh drážky

Vycházíme z předchozího výpočtu namáhání na krut.

$$\varnothing d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_{k,dov}}}$$

$$\varnothing d = 17,9 \text{ mm}$$

Skutečný průměr hřídele

Část hřídele  $\varnothing d$  zvětšíme o hloubku drážky pro pero v hřídeli, podle ST<sup>18</sup> str. 467.

Pro rozsah hřídele  $\varnothing 17 - 22$  mm platí  $t = 3,5$  mm.

$$\varnothing d_1 = \varnothing d + t \quad [\text{mm}] \quad (16)$$

kde  $\varnothing d$  průměr hřídele [mm]

kde  $t$  hloubky drážky v hřídeli<sup>128</sup> [mm]

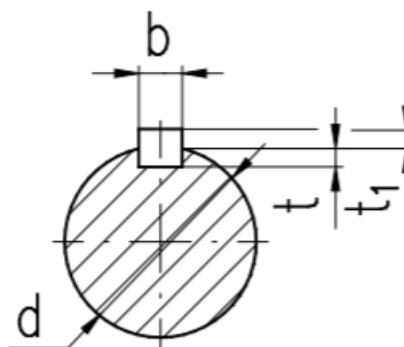
$$\varnothing d_1 = \varnothing d + t$$

$$\varnothing d_1 = 17,9 + 3,5$$

$$\varnothing d_1 = 21,4 \text{ mm} = 22 \text{ mm}$$

Vypočtený průměr hřídele se zaokrouhlí dle ST<sup>18</sup> str. 176 ČSN 01 4990 na zvolený  $\varnothing d = 22$  mm

Dle ST<sup>18</sup> str. 467 určený průměr  $\varnothing d = 22$  mm,  $t = 3,5$  mm,  $t_1 = 2,5$  mm,  $b = 6$  mm



Obrázek 28 Schéma hřídele pro pero<sup>18</sup>

Síla působící na pero

$$M_k = F \cdot r \rightarrow F = \frac{2 \cdot M_k}{d} \quad [\text{N}] \quad (17)$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d}$$

$$F = \frac{2 \cdot 23,1 \cdot 1000}{22}$$

$$F = 2\,100 \text{ N}$$

### 14.1.3 Kontrola

Hřídél

Jedná se o pohybovou hřídél, která je namáhána na krut a ohyb. Na hřídéli jsou umístěny dvě radiální ložiska a jedno axiální ložisko. Z těchto důvodů kontroluji tuto hřídél na krut a ohyb.

Kontrola na krut

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \quad [\text{MPa}] \quad (18)$$

$$\tau_k = \frac{23,1}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{16}}$$

$$\tau_k = 4,36 \text{ MPa}$$

Kontrola na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \quad [\text{MPa}] \quad (19)$$

kde  $l$  vzdálenost [mm]

$$\sigma_o = \frac{\frac{F}{2} \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{1540}{2} \cdot 0,08}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{32}}$$

$$\sigma_o = 23,25 \text{ MPa}$$

Redukovaného napětí

$$\tau_{red} = \sqrt{\alpha_o \cdot (\sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_k \cdot \tau_k)^2} \leq \frac{Re}{k_s} \quad (20)$$

kde  $\alpha_o$  součinitel na ohyb (volím 2 dle ST str. 51)<sup>18</sup>

kde  $\alpha_k$  součinitel na ohyb (volím 1,8 dle ST str. 51)<sup>18</sup>

kde  $Re$  mez kluzu [MPa] (viz. Příloha F)

kde  $k_s$  součinitel bezpečnosti<sup>18</sup>

Dle ST<sup>18</sup> str. 51 volím  $\alpha_o = 2$  a  $\alpha_k = 1,8$ . Poté jsem stanovil součinitel bezpečnosti pro ocel a hřídele  $k_s = 4$ . Mez kluzu pro materiál 17 255 (nerezová ocel) je  $Re = 210$  MPa (viz. Příloha F).

$$\tau_{red} = \sqrt{\alpha_o \cdot (\sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_k \cdot \tau_k)^2} \quad [\text{MPa}] \quad (21)$$

$$\tau_{red} = \sqrt{2 \cdot (23,25)^2 + 3 \cdot (1,8 \cdot 4,3)^2}$$

$$\tau_{red} = 35,58 \text{ MPa}$$

$$\tau_{red} \leq \frac{Re}{k_s}$$

$$\tau_{red} \leq \frac{210}{4}$$

$$35,58 \leq 52,5 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

Pero

Minimální délka pera

$$p = \frac{F}{t_1 \cdot l} \leq p_{dov} \rightarrow l = \frac{F}{t_1 \cdot p_{dov}} \quad [\text{mm}] \quad (22)$$

kde  $t_1$  hloubka drážky v náboji<sup>18</sup> [mm]

kde  $p_{dov}$  dovolené napětí v tahu<sup>18</sup> [MPa]

$$l = \frac{F}{t_1 \cdot p_{dov}}$$

$$l = \frac{2100}{2,5 \cdot 85}$$

$$l = 9,9 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

Kontrola pera na otláčení

$$p = \frac{F}{t_{1.l}} \leq p_{dov} \quad [\text{MPa}] \quad (23)$$

$$p = \frac{2100}{2,5 \cdot 30}$$

$$p = 28 \text{ MPa}$$

$$28 \leq 85 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

Kontrola pera na stříh

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{DovS} \quad [\text{MPa}] \quad (24)$$

kde  $b$  šířka pera<sup>18</sup> [mm]

kde  $\tau_{DovS}$  dovolené napětí ve stříhu<sup>18</sup> [MPa]

kde  $l$  délka pera [mm]

$$\tau_s = \frac{F}{b \cdot l} \leq \tau_{DovS}$$

$$\tau_s = \frac{2100}{6 \cdot 30}$$

$$\tau_s = 11,7 \text{ MPa}$$

$$11,7 \leq 60 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

#### 14.1.4 Teplotní roztažnost

Jelikož se hřídel nachází uvnitř potrubí, kde je zatěžována vysokými teplotami, je nutné spočítat teplotní roztažnost hřídele, kvůli ložiskům a přírubám.

Teplotní roztažnost

$$\Delta d = d_0 \cdot \alpha_r \cdot \Delta t \quad [\text{mm}] \quad (25)$$

kde  $d_0$  základní průměr hřídele [mm]

kde  $\alpha_r$  koeficient teplotní roztažnosti daného mat<sup>17</sup> [ $10^{-6} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

kde  $\Delta t$  rozdíl počáteční teploty a konečné teploty [K]

Vzorový výpočet je proveden pro část hřídele, která se nachází v potrubí. Koeficient teplotní roztažnosti (viz Příloha F) je určen dle lineární interpolace pro teplotu 960 °C.

$$\Delta d = d_0 \cdot \alpha_r \cdot \Delta t$$

$$\Delta d = 30 \cdot 18,8 \cdot (960 - 20)$$

$$\Delta d = 0,52 \text{ mm}$$

Tabulka 7 Průměry hřídelí

	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	Jednotky
Jmenovitý průměr	30	22	18	14	[mm]
Teplota	950	500	200	200	[°C]
Tep. roztažnost mat.	18,8	17,5	15,5	15,5	[10 <sup>-6</sup> . K <sup>-1</sup> ]

Další výpočty pro každý průměr hřídele (viz Tabulka 7) jsou vypracovány v excelu dle daného vzorce pro teplotní roztažnost. Výsledné hodnoty jsou znázorněny v následující tabulce (viz Tabulka 8).

Tabulka 8 Teplotní roztažnost pro dané průměry

	Značení	Hodnota	Jednotka
tepelná roztažnost	d <sub>1</sub>	0,52	[mm]
tepelná roztažnost	d <sub>2</sub>	0,16	[mm]
tepelná roztažnost	d <sub>3</sub>	0,06	[mm]
tepelná roztažnost	d <sub>4</sub>	0,04	[mm]

## 14.2 Ložiska

Navrhuji radiální ložiska 6305HT200ZZ od firmy NTN-SNR. Tyto ložiska jsou do vysokých teplot až 200°C. Ložiska se musí upravit na průměr hřídele 22. Proto pro zatím uvažuji o ložiscích s průměrem 25 a mezními s max. otáčkami 7 000 rpm. Firma je schopna ložiska upravit na požadované parametry. Pro navýšení krouticího momentu uvažuji zmíněné ložisko. Základní parametry ložiska (viz. Příloha G).

Třecí moment

$$M = 0,5 \cdot \mu \cdot p \cdot d \quad [\text{N}\cdot\text{mm}] \quad (26)$$

kde  $\mu$  konstantní součinitel tření ložiska (kuličková ložiska  $\mu = 0,0015$ )

kde  $p$  ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]

kde  $d$  průměr díry ložiska [mm]

$$M_1 = 0,5 \cdot \mu \cdot p \cdot d$$

$$M_1 = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 23\,500 \cdot 22$$

$$M_1 = 441 \text{ N} \cdot \text{mm} = 0,441 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Navrhuji axiální ložisko 81102T2 od firmy NTN-SNR. Tyto ložiska jsou do teplot až 120 °C, a měli by takto vysokou teplotu vydržet díky chladicí kapalině. Základní parametry ložiska (viz Příloha H).

Třecí moment

$$M_2 = 0,5 \cdot \mu \cdot p \cdot d \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (27)$$

$$M_2 = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 26\,800 \cdot 15$$

$$M_2 = 302 \text{ N} \cdot \text{mm} = 0,302 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Všechny ložiska jsou chlazena pomocí chladicí kapaliny, která se přivádí skrz příruby přímo k ložiskům, díky čemuž se dostaneme na provozní teplotu.

### 14.3 Příruby

Návrh přírub je počítán jen z hlediska přestupu tepla, jelikož se v potrubí nevyskytuje vysoký tlak. Materiál je tudíž namáhán jen vysokými teplotami spalin. Teplotu se snažíme snížit pro pulzní mechanismus k umístění ložisek. Teplotu pro ložiska dále snižujeme chladícím vzduchem.

#### 14.3.1 Řešené sdílení tepla A

První příklad řešeného přestupu tepla je mezi potrubím a úchytem lopatek. Jedná se o prostup tepla kondukcí – rovinou stěnou. Nejdříve je ale nutné spočítat pomocí konvekce součinitel přestupu tepla na straně spalin a na straně chladícího vzduchu ze základních hodnot (viz Tabulka 9).

Sdílení tepla konvekcí

Výpočet pro součinitel přestupu tepla – spalin

Tabulka 9 Základní hodnoty spalin pro 960 °C<sup>17</sup>

Spaliny 960°C	Značení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda$	0,105	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
Měrná tepelná kapacita	$c_p$	1,300	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
Viskozita	$\eta$	0,0000474	$[Pa \cdot s]$
Hustota	$\rho$	0,285	$[kg \cdot m^{-3}]$
Prantlovo číslo	$Pr$	0,585	
Reyn. číslo naměřeno	$Re$	260 000	
Opravný souč. na délku	$\epsilon_L$	1	
Char. rozměr	$l$	0,08	$[m]$

Dle naměřených hodnot se jedná o turbulentní proudění trubkou, proto volím Nusseltovo kritérium pro turbulentní proudění.

Vynucené konvekce v trubkách a kanálech – turbulentní proudění trubkami

$$Nu = 0,021 \cdot Re_y^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \epsilon_l \quad [-] \quad (28)$$

kde  $Re_y$  Reynoldsovo kritérium

kde  $Pr$  Prantlovo kritérium<sup>17</sup>

kde  $\epsilon_l$  opravný součinitel pro krátké trubky<sup>17</sup>

Reynoldsovo číslo je určeno z naměřených hodnot a Prantlovo kritérium je určeno pomocí lineární interpolace pro danou teplotu.



Opravný součinitel pro krátké trubky jsem zvolil  $\varepsilon_l = 1$

$$Nu = 0,021 \cdot Re_y^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_l$$

$$Nu = 0,021 \cdot 260\,000^{0,8} \cdot 0,585^{0,43} \cdot 1$$

$$Nu = 358$$

Pomocí základní kritériální rovnice Nusseltova kritéria si vyjádříme součinitel přestupu tepla  $\alpha$ .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \Leftrightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (29)$$

kde  $\lambda$  součinitel tepelné vodivosti daného mat<sup>17</sup>. [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ]

kde  $L$  charakteristický rozměr [m]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha = \frac{358 \cdot 0,1054}{0,08}$$

$$\alpha = 471,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet pro součinitel přestupu tepla – vzduchu

Pro zjednodušení uvažuji o volné konvekci v omezeném prostoru, i když zde bude proudit chladící vzduch. V následující tabulce (viz Tabulka 10) jsou základní hodnoty vzduchu bez chlazení pro výpočet.

Tabulka 10 Základní hodnoty vzduchu pro 950 °C<sup>17</sup>

Vzduch 950 °C	Značení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda$	0,079	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Prantlovo číslo	Pr	0,718	
Koeficient relativní objemové roztažnosti	$\gamma$	0,0001661	$m^2 \cdot s^{-1}$
Char. Rozměr	L	0,05	m
Střední teplota	$t_{stř}$	278,15	K
Konvekční součinitel	C	1,18	
Konvekční součinitel	N	0,125	
Teplota spalin	$t_1$	960	°C
Teplota na druhé straně	$t_2$	950	°C

## Voln konvekce v omezenm prostoru

## Nusseltovo kritérium

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad [-] \quad (30)$$

kde Gr Grashofovo kritérium<sup>17</sup>

kde Pr Prandtlovo kritérium<sup>17</sup>

kde c,n konstanty<sup>17</sup>

Prantlovo kritérium se ur pomocí linern interpolace pro danou teplotu.

## Grashovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [-] \quad (31)$$

kde g thov zrychlen<sup>17</sup> [m . s<sup>-2</sup>]

kde L charakteristick rozměr [m]

kde  $\Delta t$  rozdíl teplot [C]

kde  $\nu$  viskozita<sup>17</sup> [m<sup>2</sup> . s<sup>-1</sup>]

kde  $\gamma$  stredn teplotní součinitel [K]

## Stredn teplotní součinitel

$$\gamma = \frac{1}{T_{str}} \quad [K] \quad (32)$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{\Delta T}{2}}$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{960-950}{2}} + 273,15$$

$$\gamma = 278,15 K$$

## Grashovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [-]$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,05^3}{0,000166^2} \cdot 278,15 \cdot (960 - 950)$$

$$Gr = 1598$$

Konstanty  $c$ ,  $n$  jsem určil na základě součinu  $Gr \cdot Pr^{17}$ .

$$c = 1,18$$

$$n = 0,125$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

$$Nu = 1,18 \cdot (1598 \cdot 0,718)^{0,125}$$

$$Nu = 2,85$$

Jako v předchozím výpočtu u součinitele přestupu tepla na straně spalin si pomocí základní kritériální rovnice Nusseltova kritéria vyjádříme součinitel přestupu tepla  $\alpha$ .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \Leftrightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha = \frac{2,85 \cdot 0,079}{0,05}$$

$$\alpha = 4,47 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prostup tepla rovinou stěnou

Základní hodnoty pro výpočet tepla rovinou stěnou jsou znázorněny v následující tabulce (viz Tabulka 11).

Tabulka 11 Základní hodnoty pro prostup tepla rovinou stěnou<sup>17</sup>

Výpočet teploty stěny	Značení	Hodnota	Jednotka
Teplota spalin	$t_1$	960	[°C]
Teplota na druhé straně	$t_2$	950	[°C]
Souč. přestupu tepla strana spal.	$\alpha$	471,683	[W · m <sup>-2</sup> · K <sup>-1</sup> ]
Toušťka stěny	$l$	0,010	[m]
Součinitel vodivosti mat.	$\lambda$	27,380	[W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]

Teplu sdělené rovinou stěnou

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (33)$$

kde  $t_1$  počáteční teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]

kde  $t_2$  konečná teplota [ $^{\circ}\text{C}$ ]

kde  $l$  tloušťka materiálu [m]

kde  $\alpha$  součinitel přestupu tepla<sup>17</sup> [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

kde  $\lambda$  součinitel tepelné vodivosti<sup>17</sup> [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$q = \frac{960 - 950}{\frac{1}{471,7} + \sum \frac{0,01}{27,38} + \frac{1}{4,47}}$$

$$q = 44,2 \text{ W}$$

Povrchová teplota stěny

$$t_{s1} = t_1 - q \cdot \frac{1}{\alpha_1} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (34)$$

$$t_{s1} = 960 - 44,2 \cdot \frac{1}{471,7} + \frac{0,01}{27,38}$$

$$t_{s1} = 959 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Jelikož se jedná o malou tloušťku materiálu, uvažuji, že teplota stěny  $t_{s2}$  bude stejná jako  $t_{s1}$ .

### 14.3.2 Řešené sdílení tepla B

Druhý příklad řešeného přestupu tepla je mezi úchytem lopatek a přírubou. V tomto prostoru se nachází i chladící vzduch. Za těchto podmínek se jedná o sdílení tepla konvekcí a zároveň i sdílení tepla zářením. Nejdříve je nutné stanovit celkový součinitel přestupu tepla složený z konvekce a záření.

Výpočet pro součinitel přestupu tepla – vzduchu – konvekce

Pro zjednodušení uvažuji o volné konvekci v omezeném prostoru, i když zde proudí chladící vzduch. V následující tabulce (viz Tabulka 12) jsou základní hodnoty pro výpočet konvekce a záření.

Tabulka 12 Základní hodnoty pro konvekci a zrn<sup>17</sup>

	Značení	Hodnota	Jednotka
Teplota na straně pepzky	$t_1$	950	[°C]
Teplota na straně prubby	$t_2$	650	[°C]
Char. Délka	L	0,06	[m]
Konvekční souinatel	c	0,54	
Konvekční souinatel	n	0,25	
Souinatel vodivosti mat.	$\lambda$	0,0785	[W . m <sup>-1</sup> . K <sup>-1</sup> ]
Emisní souinatel mat.	$\varepsilon_1$	0,23	
Emisní souinatel mat.	$\varepsilon_2$	0,25	
Stefan-Boltzmannova konstanta	Co	5,67	[W . m <sup>-2</sup> . K <sup>-4</sup> ]
Char. Rozměr	d	0,08	[m]

Voln konvekce v omezenm prostoru (přepočet pro stedn teplotu vzduchu)

Nusseltovo kritérium

$$Nu = c . (Gr . Pr)^n \quad [-]$$

Prantlovo kritérium jsem určil pomocí linern interpolace pro danou teplotu.

Grashovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [-]$$

Střední teplotní souinatel

$$\gamma = \frac{1}{T_{stř}} \quad [K]$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{\Delta T}{2}}$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{950-650}{2}} + 273,15$$

$$\gamma = 423,15 \text{ K}$$

Konstanty  $c$ ,  $n$  jsem určil na základě součinu  $Gr \cdot Pr^{17}$ .

$$c = 0,54$$

$$n = 0,25$$

Grashovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [-]$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,06^3}{0,00017^2} \cdot 423,15 \cdot (950 - 650)$$

$$Gr = 54\,452$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

$$Nu = 0,54 \cdot (54452 \cdot 0,718)^{0,25}$$

$$Nu = 7,6$$

Jako v předchozím výpočtu u součinitele přestupu tepla na straně spalin si pomocí základní kritériální rovnice, Nusseltova kritéria, vyjádříme součinitel přestupu tepla  $\alpha$ .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \Leftrightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha_k = \frac{7,6 \cdot 0,0785}{0,06}$$

$$\alpha_k = 9,94 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet pro součinitel přestupu tepla – vzduchu – záření

Uzavřená soustava tvořená dvěma povrchy

## Přenos tepla Stefanův – Boltzmanovým zákonem

$$E_{1,2} = \varepsilon \cdot C_o \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^4 \quad [W] \quad (35)$$

kde  $\varepsilon$  emisivita prostředí<sup>17</sup>

kde  $C_o$  Stefan-Boltzmanova konstatnta<sup>17</sup> [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ ]

kde  $T$  teplota [K]

## Emisivita prostředí

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad [-] \quad (36)$$

kde  $\varepsilon_{1,2}$  emisivita daného mat.<sup>17</sup>

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{1}{0,23} + \frac{1}{0,25} - 1}$$

$$\varepsilon = 0,136$$

## Přenos tepla

$$E_{1,2} = \varepsilon \cdot C_o \cdot \left(\frac{T_1^4}{100} - \frac{T_2^4}{100}\right) \quad [W] \quad (37)$$

$$E_{1,2} = 0,136 \cdot 5,67 \cdot \left(\frac{1223,15^4}{100} - \frac{923,15^4}{100}\right)$$

$$E_{1,2} = 11\,668 \, W \cdot m^{-2}$$

## Součinitel přestupu tepla – záření

$$\alpha_s = \frac{E_{1,2}}{t_1 - t_2} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (38)$$

$$\alpha_s = \frac{11668}{950 - 650}$$

$$\alpha_s = 38,9 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Celkový součinitel přestupu tepla

$$\alpha_{cel} = \alpha_s + \alpha_k \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (39)$$

kde  $\alpha_s$  součinitel přestupu tepla zářením  $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

kde  $\alpha_k$  součinitel přestupu tepla konvekcí  $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

$$\alpha_{cel} = \alpha_s + \alpha_k$$

$$\alpha_{cel} = 38,9 + 9,9$$

$$\alpha_{cel} = 48,8 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Celkový přenos tepla

$$Q_{cel} = S \cdot \alpha_{cel} \cdot \Delta t \quad [W] \quad (40)$$

kde  $S$  obsah daného tvaru  $[m^2]$

kde  $\Delta t$  rozdíl teplot  $[^\circ C]$

$$Q_{cel} = \pi \cdot d \cdot l \cdot \alpha_{cel} \cdot \Delta t \quad [W]$$

$$Q_{cel} = \pi \cdot 0,08 \cdot 0,06 \cdot 48,8 \cdot (950 - 650)$$

$$Q_{cel} = 220,8 W$$

### 14.3.3 Řešené sdílení tepla C

Třetí příklad řešeného přestupu tepla je mezi přírubami. Jedná se tedy o přenos tepla vedením. Nejdříve spočítáme součinitel přestupu tepla na straně příruby s okolím v laboratoři. Tuto hodnotu vypočteme z již známých vztahů pomocí sdílení tepla konvekcí.

Sdílení tepla konvekcí – volná konvekce

Základní hodnoty vzduchu pro výpočet konvekce jsou znázorněny v následující tabulce (viz Tabulka 13).

Tabulka 13 Základní hodnoty vzduchu při 650 °C<sup>17</sup>

Hodnoty pro vzduchu 650°C	Značení	Hodnota	Jednotka
Prantlovo číslo	Pr	0,7025	
Char. Rozměr	L	0,06	[m]
Součinitel vodivosti mat.	$\lambda$	0,06465	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
Střední teplota	$t_{stř}$	548,15	[K]
Konvekční součinitel	c	0,54	
Konvekční součinitel	n	0,25	



Nusseltovo kritérium

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad [-]$$

Prantlovo kritérium jsem určil pomocí lineární interpolace pro danou teplotu.

Grashovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [-]$$

Střední teplotní součinitel

$$\gamma = \frac{1}{T_{stř}} \quad [K]$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{\Delta T}{2}}$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{650-100}{2}} + 273,15$$

$$\gamma = 548,15 \text{ K}$$

Grashovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [-]$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,06^3}{0,00011^2} \cdot 548,15 \cdot (650 - 100)$$

$$Gr = 188\,707$$

Konstanty c, n jsem určil na základě součinu  $Gr \cdot Pr^{17}$ .

$$c = 0,54$$

$$n = 0,25$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

$$Nu = 0,54 \cdot (188707 \cdot 0,702)^{0,25}$$

$$Nu = 10,9$$

Jako v předchozím výpočtu u součinitele přestupu tepla si pomocí základní kritériální rovnice Nusseltova kritéria vyjádříme součinitel přestupu tepla  $\alpha$ .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \Leftrightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha = \frac{10,9 \cdot 0,0646}{L}$$

$$\alpha = 11,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Základní hodnoty pro výpočet na straně druhé u příruby jsou znázorněny v následující tabulce (viz Tabulka 14).

Tabulka 14 Základní hodnoty vzduchu při 100 °C<sup>17</sup>

Hodnoty pro vzduchu 100°C	Značení	Hodnota	Jednotka
Prantlovo číslo	Pr	0,688	
Char. rozměr	L	0,08	[m]
Součinitel vodivosti mat.	$\lambda$	0,0321	[W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]
Střední teplota	$t_{stř}$	288,15	[K]
Konvekční součinitel	c	0,54	
Konvekční součinitel	n	0,25	

Střední teplotní součinitel

$$\gamma = \frac{1}{T_{stř}} \quad [\text{K}]$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{\Delta T}{2}}$$

$$\gamma = \frac{1}{\frac{100-70}{2}} + 273,15$$

$$\gamma = 288,15 \text{ K}$$

Grashovo kritérium

$$Gr = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \gamma \cdot \Delta t \quad [-]$$

$$Gr = \frac{9,81 \cdot 0,06^3}{0,0000231^2} \cdot 288,15 \cdot (100 - 70)$$

$$Gr = 977\,440$$

Konstanty  $c$ ,  $n$  jsem určil na základě součinu  $Gr \cdot Pr^{17}$ .

$$c = 0,54$$

$$n = 0,25$$

Nusseltovo kritérium

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n$$

$$Nu = 0,54 \cdot (977440 \cdot 0,688)^{0,25}$$

$$Nu = 15,5$$

Jako v předchozím výpočtu u součinitele přestupu tepla si pomocí základní kritériální rovnice Nusseltova kritéria vyjádříme součinitel přestupu tepla  $\alpha$ .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \Leftrightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{L}$$

$$\alpha = \frac{15,5 \cdot 0,0321}{0,08}$$

$$\alpha = 6,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Prostup tepla rovinou stěnou – teplo sdělené rovinou stěnou

$$q = \frac{t_1 - t_2}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$$

$$q = \frac{650 - 100}{\frac{1}{48,8} + \frac{0,06}{23,35} + \frac{0,06}{23,35} + \frac{1}{6,2}}$$

$$q = 2876 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Teplota stěny  $t_{s2}$

$$t_{s2} = t_1 - q \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{l_i}{\lambda_i} \right) \quad [^\circ\text{C}]$$

$$t_{s2} = 650 - 2876 \cdot \left( \frac{1}{48,8} + \sum \frac{0,06}{23,35} \right)$$

$$t_{s2} = 583 \text{ }^\circ\text{C}$$



Pomocí chlazení vzduchem před přírubami se můžeme dostat na požadovanou provozní teplotu ložisek 250 °C. Ložiska jsou navíc chlazena a mazána, což snižuje také teplotu v přírubách. Tyto výpočty jsou jen orientační pro konstrukční návrh.

## 15 Návrh systému regulace parametrů potřebných pro zmapování výkonosti pulzního přepínání

Pro pohon mého zařízení je třeba navrhnout elektromotor, který bude pohánět hřídel, na které jsou umístěny lopatky. Hřídel je uložena v přírubách na dvou radiálních ložiscích a jednom axiálním ložisku, které je zde hlavně kvůli dosednutí hřídele na požadované místo. Pro změnu a regulaci otáček je nezbytně nutné navrhnout frekvenční měnič otáček. Na spojení hřídele od elektromotoru a pulzního zařízení se použije hřídelová spojka.

### 15.1 Výkon elektromotoru

Pro návrh elektromotoru je žádoucí vypočítat nutný příkon k roztočení hřídele. Do tohoto výpočtu je zapotřebí započítat i třecí moment ložisek, který navýší výkon elektromotoru. Tímto návrhem se zajistí správný rozběh zařízení. Pulzní zařízení má rozsah otáček 1 000 – 2 300 ot/min. Pro výpočet se tedy využijí nejvyšší možné provozní otáčky, které jsou potřeba pro vyvolání požadovaných pulzací.

Výkon

$$P = M_k \cdot \omega = (M_k + M_2 + 2 \cdot M_1) \cdot \omega \quad [\text{kW}] \quad (41)$$

kde  $M_k$  krouticí moment na hřídeli [N.m]

kde  $\omega$  úhlová rychlost [ $\text{s}^{-1}$ ]

kde  $M_1, M_2$  třecí moment ložisek [N.m]

$$P = M_k \cdot \omega$$

$$P = (M_k + M_2 + 2 \cdot M_1) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$$

$$P = (23,1 + 0,3 + 2 \cdot 0,4) \cdot 2 \cdot \pi \cdot 38,3$$

$$P = 5\,846,1 \text{ W} = 5,8 \text{ kW}$$

## 15.2 Návrh elektromotoru

Navrhuji elektromotor 1AL132S-2 od společnosti Vybo (viz. Obrázek 29). Elektromotor má výkon 7,5 kW a potřebný výkon je 5,8 kW. Otáčky, které je elektromotor schopen přenést  $2\,925\text{ ot. min}^{-1}$  (viz. Příloha CH).



Obrázek 29 Elektromotor 1AL132S-2<sup>31</sup>

## 15.3 Návrh frekvenčního měniče

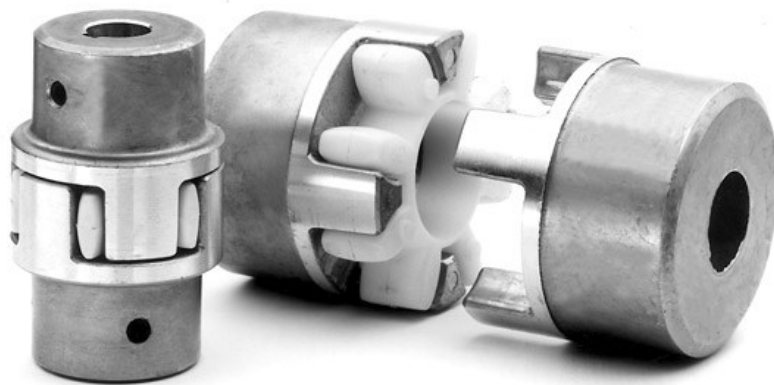
Pro změnu otáček elektromotoru navrhuji frekvenční měnič VECTOR V350 (viz. Obrázek 30). Frekvenční měnič (viz. Příloha I) se může použít pro maximální výkony 7,5 kW, což odpovídá navrženému elektromotoru.



Obrázek 30 VECTOR V350<sup>32</sup>

## 15.4 Návrh spoje hřídele s elektromotorem

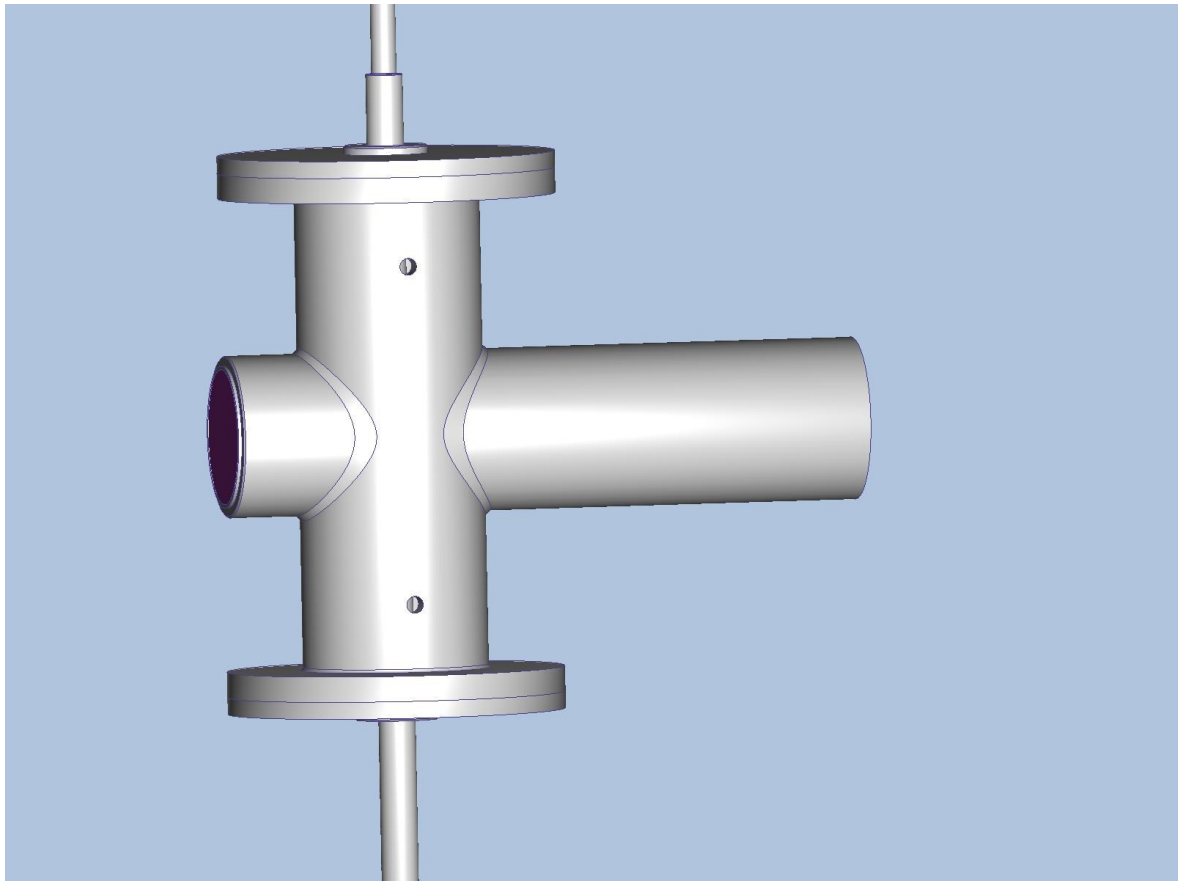
Pro přenesení krouticího momentu z elektromotoru na hřídel pulzního zařízení je použita hřídelová spojka, a to konkrétně pružná spojka typu GE-T (viz. Obrázek 31). Zmíněné spojky zajišťují přenos krouticího momentu, tlumí vibrace a také vyrovnávají drobné nesouososti. Provozní teplota je od  $-40\text{ °C}$  do  $+125\text{ °C}$  (viz. Příloha J).



Obrázek 31 Hřídelová spojka typu GE-T<sup>33</sup>

## 16 Simulace CFD

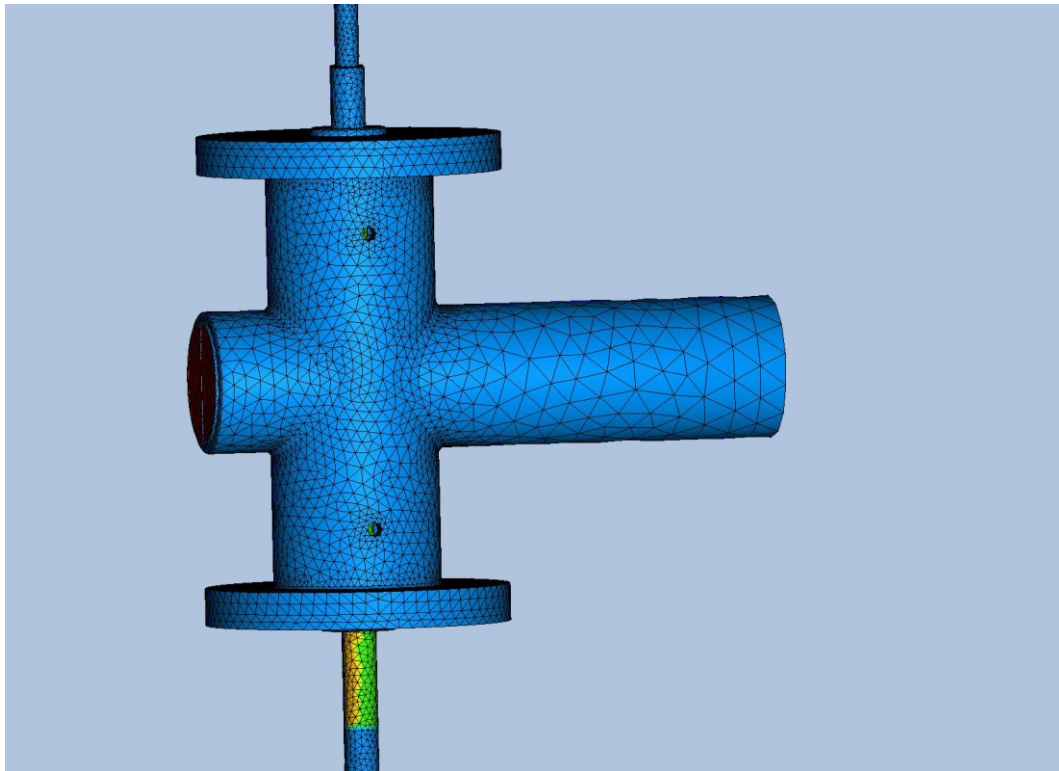
Simulace je prováděna jen z důvodu ověření, zda zařízení generuje tlakové pulzy. Tato simulace je prováděna v programu Autodesk CFD. Mnou navržené zařízení jsem pro tuto simulaci zjednodušil, kvůli namáhavosti výpočtů simulace (viz Obrázek 32).



Obrázek 32 Zjednodušení pulzního zařízení pro CFD

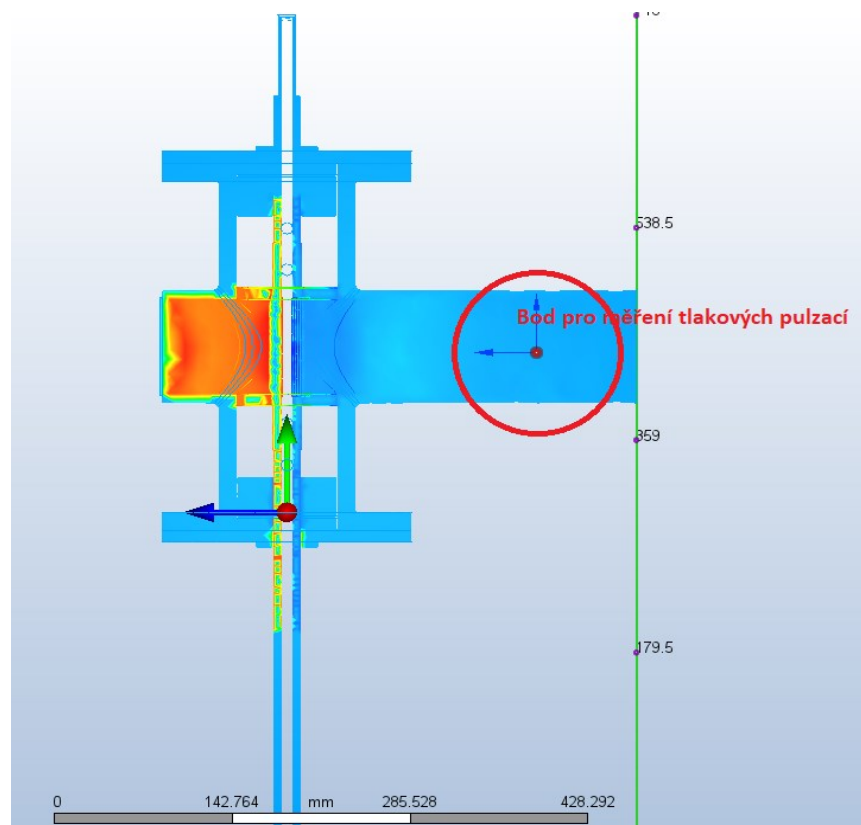
Po zvolení okrajových podmínek ( $P=277\,000\text{ Pa}$ ,  $m=0,3\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ,  $w=55\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ) jsem provedl simulaci. Materiály jsou zvoleny dle konstrukčního návrhu. Dále bylo nutné pro simulaci vytvořit síť pro její výpočet (viz Obrázek 33).





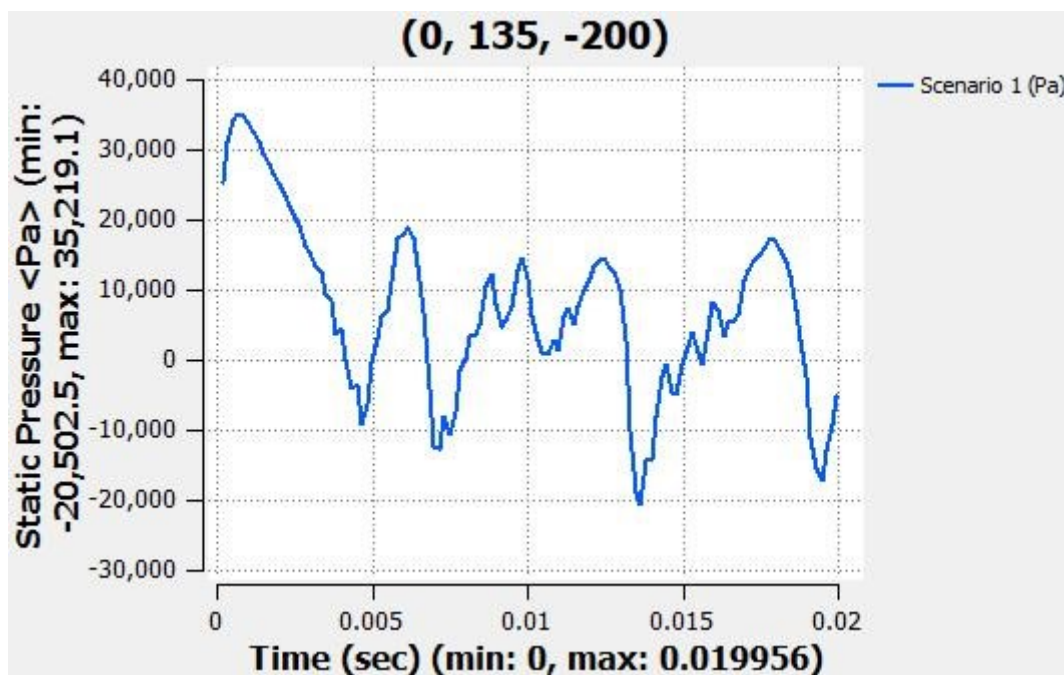
Obrázek 33 Vygenerovaná síť

Měřicí bod pro měření tlakového průběhu je označen na obrázku (viz Obrázek 34). Bod je zaveden za rotační segment, kde by již měly být vytvořené tlakové pulzace, které vstupují na turbodmychadlo.



Obrázek 34 Měřicí bod

Následující graf (viz Graf 17) je generován rotačním zařízením, kde lopatky rotují 1000 rpm v době 0,02 s. Z vygenerovaných pulzací jde vidět, že dochází k poklesu tlaku. Tyto hodnoty jsou pouze teoretické a ve skutečnosti dané hodnoty měřeny navrhnutými snímači tlaku mohou být jiné. Nicméně dané zařízení generuje určité tlakové pulzy pro turbodmychadlo. Jedná se o prvotní návrh, tudíž se zařízení musí ještě upravit pro generování správných pulzací (viz Kapitola 17).



Graf 17 Průběh vytvořené tlakové pulzace

## 17 Identifikace rizik navrženého řešení

První riziko se týká množství chladicího vzduchu, které je přiváděno za úchyty lopatek. Množství tohoto chladicího vzduchu není určeno v diplomové práci, což může mít za následek špatné vychlazení dané části a tím i horší podmínky pro správný provoz ložisek. Druhým rizikem je množství chladicí kapaliny pro ložiska. Jelikož jsou ložiska navržená do vysokých teplot až 200 °C, neměl by být problém navrhnout parametry pro chlazení ložisek kapalinou. Třetí riziko se týká navrženého snímače tlaku. Zde je třeba optimalizovat vzdálenost, ve které je snímač schopný změřit dané tlakové pulzy, aby nedocházelo ke zkresleným výsledkům tudíž k velké chybě měření tlakových pulzů. Tady hraje velkou roli teplota uvnitř potrubí, která činí 960 °C. Většina snímačů tlaku je vyrobeno na provozní teplotu do 140 °C. Zmíněné snímače by se v blízkosti takové teploty jako je 960 °C naprosto zničily. Druhá varianta by nastala, kdyby se snímače umístily dost daleko na to, aby byly schopny provozu ve svojí požadované teplotě. V tomto případě by ale nastal problém s měřením tlaku. Tlak by se v takové vzdálenosti měřil s velkou chybou, nebo by k zachycení tlaku vůbec nedošlo. Další riziko vzniká přímo díky navrženému pulznímu zařízení, a to samotnými pulzacemi. Při rotaci lopatek, kdy dochází k uzavírání a otevírání průtočného potrubí, může docházet ke snížení tlaku, teploty a rychlosti proudu spalín na turbodmychadlo.

### 17.1 Způsob snížení rizik a předpokládaný další postup

První dvě rizika návrh chladicího vzduchu a chladicí kapaliny se mohou snížit nebo přímo vyřešit poměrně jednoduše a to tím, že se provede jejich návrhový výpočet a optimalizace na požadované hodnoty pro správnou funkci zařízení. Návrh množství chladicího vzduchu je podpořen umístěním vstupních a výstupních trysek. Vstupní tryska chladicího média je umístěna výše než výstupní tryska, která odvádí teplý vzduch z daného prostoru, tudíž se snižuje doba setrvání ohřátého media. Chladicí vzduch by se mohl dodávat přímo kompresorem, který dopravuje v laboratoři vzduch do hořáku pro spalování zemního plynu. Třetí riziko návrhu vzdálenosti umístění snímače pro tlak jsem již částečně vyřešil. Navrhnutím odolného tlakového snímače, který je schopen měřit tlakové pulzace při provozní teplotě až do 700 °C. Zde je tedy nutné optimalizovat vzdálenost, ve které se dostaneme na provozní teplotu snímače. Vzdálenost by neměla být velká díky odolnosti snímače, proto by měla být zajištěna i malá chyba měření. Riziko, které vzniká přímo navrženým pulzním zařízením, a to snížení tlaku, teploty a rychlosti by se dalo snížit vyladěním tvaru lopatek. Vyladěný tvar lopatek může zlepšit průběh tlakových pulzací, aby



nedocházelo k dalšímu víření nebo ztrátám. Další způsob je snížení počtu lopatek. Momentálně jsou navrženy dvě lopatky, kde musí být zajištěn minimální průtok spalin kvůli hořáku. K vytvoření požadovaných pulzací by mohla stačit pouze jedna lopatka. Poslední úprava se může týkat nastavení otáček pulzního zařízení pro generování tlakových pulzací. Požadované tlakové pulzace můžeme docílit vyššími nebo nižšími otáčkami elektromotoru. Poslední úprava se týká ložisek. Ložiska se musejí na zakázku vyrobit, a to z důvodu nenormalizovaného průměru hřídele. Jedná se o úpravu pouze vnitřního průměru ložiska pro správné uložení na hřídeli.

## 18 Závěr

Úvodní část diplomové práce byla věnována spalovacím motorům. Byly zde především popsány vznětové motory, a to konkrétně motory nákladních aut. Následně diplomová práce byla zaměřena na celkový popis přepřínování motorů, nejvíce na přepřínování pomocí turbodmychadel, kde je znázorněn a popsán tento typ přepřínování. Dále je zde vysvětlen vliv motoru na chování turbodmychadla. Další část se zabývala popisem daného motoru, pro který je tento „stand“ navržen. Jedná se o 4 – doby vznětový motor s uspořádáním potrubí do sekcí. Tento motor je 6 – ti válcový řadový o objemu cca 9 až 13 litrů pro tahač návěsů. Druhý popis se týká samotného „standu“ tedy popisu stávajícího stavu zkoušení. Společnost Garret testuje turbodmychadla jen za rovnotlakých podmínek hořáku, který spaluje zemní plyn. To ale neodpovídá skutečnému provozování motoru, jelikož při skutečném provozu vznikají od motoru tlakové rázy, které vstupují na turbodmychadlo. V kapitole zkoušení turbodmychadel při průtoku s tlakovými pulzacemi byl popsán vliv těchto pulzací na snížení spotřeby paliva o 0,5 až 5 % dle zvoleného turbodmychadla, což má za následek i snížení emisí CO<sub>2</sub>.

Další část se zabývala samotným zkoušením daných tlakových pulzací na „standu“. V této části byl navržen nový tlakový vysokofrekvenční snímač, který je vysoce odolný proti teplotě. Navržený tlakový snímač 6025A od firmy KISTLER je schopný měřit v podmínkách až 700°C, což by mělo zaručit dostatečnou odolnost pro změření daných tlakových pulzací.

V kapitole dimenzování průtočného průřezu byla spočítána plocha v potrubí, která musí být kontinuálně otevřena, aby nedošlo k velkému nárůstu tlaku, který by zhasnul plamen hořáku. Výpočty vycházely z navržených lopatek, u kterých byla zmenšena velikost, aby nedošlo k úplnému uzavření průtočného průřezu. Tudiž plocha, která musí být stále dostupná pro průtok je 80 x 5,25 mm z každé strany od lopatky. Následně byl řešen celkový konstrukční návrh zkušebního stanoviště. Jednalo se o konstrukční návrh hřídele, na které jsou upevněny lopatky. Daná hřídel byla navrhována z pevnostních rovnic a zkontrolována dle nutných zatížení. Následně byla provedena také tepelná roztažnost hřídele. Pro uložení byla zvolena dvojice radiálních ložisek 6305HT200ZZ od firmy NTN-SNR. Tyto ložiska jsou odolná až do teploty 200 °C a je možno je chladit i chladicí kapalinou. Pro dosednutí hřídele bylo zvoleno axiální ložisko 81102T2 od firmy NTN-SNR, které disponuje stejnými vlastnostmi. Další konstrukční část se týkala celkového tvaru, tedy konstrukce přírub pulzního zařízení. Jelikož zde není velké namáhání na tlak, ale na teplotu

bylo zde řešeno sdílení tepla těmito částmi. Pro lepší odvod tepla byl navržen prostor s chlazeným vzduchem a jeho odvodem, který činní 80x60 mm. Odvod vzduchu je umístěn níže než přívod, což by mělo zajistit delší dobu setrvání chladícího vzduchu a zároveň lepší odvedení sálavého tepla ven z mechanismu.

Pro pohon tohoto zařízení byl navržen elektromotor 1AL132S-2 od společnosti Vybo s výkonem 7,5 kW. Při výpočtu výkonu se vycházelo z kroutícího momentu na hřídeli a třecího momentu ložisek. Celkový potřebný výkon tedy činní 5,8 kW. Pro hladký rozběh byl navržen elektromotor s výkonem 7,5 kW. Pro regulaci otáček byl navržen frekvenční měnič VECTOR V350 a pro spojení hřídele s elektromotorem byla použita hřídelová spojka, a to konkrétně pružná spojka typu GE-T.

Pro zjištění, zda pulzní zařízení vyvolává dané tlakové pulzy, bylo využito programu Autodesk CFD, ve kterém byly nasimulovány dané podmínky. Z dané simulace je vidět, že zařízení generuje tlakové pulzy, které následně budou vstupovat na turbodmychadlo. Poslední částí byla identifikace rizik navrženého řešení a jejich způsobu snížení. V této části došlo k zohlednění několika rizik a byl navrhnut další postup pro jejich vyřešení, čímž by se zařízení mohlo následně využít i v provozu.

## Seznam použité literatury

### Tištěné zdroje

- [1] JAN, Ing.Zdeněk a Ing.Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily: Motory*. 3. Brno: Avid s.r.o, 2007. ISBN 978-80-903671-7-3.
- [2] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřínovaný turbo-dmychadlem*. 1. VŠB: Redakce báňské a strojírenské literatury, 1989. ISBN 1-232445-5296/89.
- [3]. RAUSCHER, Ing. Jaroslav. *Spalovací motory*. VUT Brno, 2004.
- [4] *Autodiagnostika: Čtyřdobý zážehový motor*. Kroměříž, 2008. Investice do rozvoje vzdělávání. EU.
- [5] *Autodiagnostika: Čtyřdobý vznětový motor*. Kroměříž, 2008. Investice do rozvoje vzdělávání. EU.
- [6] KAŠPAROVÁ, Bc. Hana. *Měření zpomalení nákladních automobilů do 12 tun při brzdění motorem*. Brno, 2014. Diplomová práce. VUT-Brno. Vedoucí práce Ing. ALBERT BRADÁČ, Ph.D.
- [7] Gscheidle, R. a kol. (2001): *Příručka pro automechanika*. SOBOTÁLES, Praha, 629 str., ISBN: 80-85920-76-X.
- [8] WEISS, Václav. *Návrh konstrukce čtyřválcového vznětového motoru*. Praha, 2015. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní.
- [9] HLADÍK, David. *Návrh konstrukce vznětového motoru*. Praha, 2017. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní.
- [10] ŠOCHMAN, Bc. Filip. *Jednorozměrný model průtoku radiálním kompresorem*. Praha, 2017. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní.
- [11] CHOVANEC, Stanislav. *Turbodmychadla v motosportu*. Brno, 2016. Bakalářská práce. VUT-Brno.
- [12] ČAVOJ, Ondřej. *Přepřínování zážehových a vznětových motorů*. Brno, 2010. Bakalářská práce. VUT-Brno.
- [13] PRÁŠEK, Ondřej. *NÁVRH A POSOUZENÍ ALTERNATIV PŘEPLNOVÁNÍ VZNETOVÉHO MOTORU S RECIRKULACÍ*. Brno, 2008. Diplomová práce. VUT-Brno.

- [14] HRUBÝ, Jakub. *IDEÁLNÍ OBEHY PŘEPLNOVANÝCH SPALOVACÍCH MOTORU*. Brno, 2010. Bakalářská práce. VUT. Vedoucí práce Doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.
- [15] MELICHAR, Marek. *KOMBINOVANÉ PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ*. Brno, 2013. Bakalářská práce. VUT. Vedoucí práce Doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.
- [16] TRŠKA, Bc.Andrej. *CDF SIMULATION OF EXHAUST GASES FLOW THROUGH THE WASTEGATE OF PETROL ENGINES TURBOCHARGER*. Brno, 2012. Diplomová práce. VUT. Vedoucí práce Ing. JAN VANČURA.
- [17] KADLEC, Zdeněk. *Sdílení tepla - návody do cvičení*. 2. vydání. Ostrava: Sylabus, 2006. ISBN 3174189273.
- [18] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

### **Elektronické zdroje**

- [19] RAUSCHER, Ing. Jaroslav. *Vozidlové motory*. Učební texty vysokých škol. Brno, 2004, 1(1), 156.
- [20] Tepelné motory. *Docplayer.cz* [online]. web: ČVUT, 2010 [cit. 2018-12-02]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/12462304-Tepelne-motory-prvni-cast.html>
- [21] Chlazení spalovacích motorů. *Http://www.skola-auto.cz/* [online]. Ústí nad Orlicí: SŠ automobilní, 2009 [cit. 2018-12-03]. Dostupné z: [http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/02/7\\_Chlazeni.pdf](http://www.skola-auto.cz/wp-content/uploads/2018/02/7_Chlazeni.pdf)
- [22] *BMW N53* [online]. Österreich: bimmerarchiv, 2006 [cit. 2018-12-03]. Dostupné z: <https://www.bimmerarchiv.de/foto/9243-488-bmw-n53.html>
- [23] 16V, W12, V8, VR6, I4: Co tyto zkratky znamenají?. *Auto-mania* [online]. 2018, 8(6), 3 [cit. 2018-12-27]. Dostupné z: <https://auto-mania.cz/16v-w12-v8-vr6-i4-co-tyto-zkratky-znamenaji/>
- [24] BEDNÁŘ, Marek. 10 klíčových koncepcí motorů: jaké mají výhody a nevýhody?. *Autoforum.cz* [online]. 2015, 6(8), 11 [cit. 2018-12-27]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/technika/10-klicovych-koncepci-motoru-jake-maji-vyhody-a-nevyhody/>



- [25] Proč mají americká auta o tolik větší motory? A proč jim to spíš můžeme závidět?. *Autoforum.cz* [online]. 2018, 9(4), 5 [cit. 2018-12-27]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/zajimavosti/proc-maji-americka-auta-o-tolik-vetsi-motory-a-proc-jim-to-muzeme-spis-zavidet/>
- [26] GARRETT Turbo. *Turbomotiv.com* [online]. USA: GARRETT, 2015 [cit. 2018-12-27]. Dostupné z: <https://www.turbomotiv.com/product/garrett-gen-ii-gtx3576r-evo-x-turbo-upgrade/>
- [27] Výukový materiál zpracovaný v rámci operačního programu Vzdělávání pro konkurenceschopnost. In: *Docplayer.cz: VY\_32\_INOVACE\_MOV\_3ROC\_04* [online]. Praha: EU, 2010 [cit. 2018-12-27]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/300097-Vyukovy-material-zpracovany-v-ramci-operacniho-programu-vzdelavani-pro-konkurenceschopnost.html>
- [28] Honeywell Transportation Systems 2525 190th St, Torrance CA, 91006 USA a Honeywell Transportation Systems Korea 199 Sechojungang-ro, Seocho-gu, Seoul 06593, Korea. *Impact of EGR and AFR targets on Twin-Scroll Turbine MFR optimization for Commercial Vehicle Diesel Applications*. Honeywell, , 31.
- [29] BEDNÁŘ, Marek. Toto je 6 typů turbodmychadel. Jaké mají výhody a jaké nevýhody?. *Autoforum* [online]. Engineering Explained@Car Throttle: Copyright ©1996-2019 MotorCom s.r.o, 2016 [cit. 2019-03-15]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/>
- [30] DUSIL, Tomáš. Velký přehled všech typů turbodmychadel. V čem se liší?. *Http://www.auto.cz* [online]. <http://www.auto.cz>: © 2019 Copyright CZECH NEWS CENTER, 2016 [cit. 2019-03-15]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/>
- [31] Elektromotor. *Www.elektro-motor.cz* [online]. online: VYBO Electric, 2016 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-7-5-kw-2910-ot-min-1/>
- [32] Frekvenční měnič. *Www.elektro-motor.cz* [online]. online: VYBO Electric, 2016 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/75kw11kw-frekvencni-menic-heavy-duty-vhd/>
- [33] Hřídelové spojky. *Www.teatechnik.cz* [online]. online: T.E.A. TECHNIK, 2016 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/pruzne-spojky/>

- [34] Materiál 17 255. *Www.bolzano.cz* [online]. online: © 2019 Bohdan Bolzano, 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/vyrobky-z-korozivzdornych-a-zaruvzdornych-oceli/vyrobky-z-oceli-zaruvzdornych/materialove-listy/x8crni25-21-austeniticke>
- [35] Vlastnosti aluminy / oxidu hlinitého (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>). *Www.ceramtec.cz* [online]. online: CeramTec Czech Republic s.r.o, 2018 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.ceramtec.cz/ceramic-materials/aluminum-oxide/>
- [36] 6025A. *Www.kistler.com* [online]. online: Kistler Eastern Europe, 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/en/product/type-6025a/>
- [37] 6052C. *Www.kistler.com* [online]. online: Kistler Eastern Europe, 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/en/product/type-6052c/>
- [38] 6305.HT200.ZZ. In: *Www.ntn-snr.com* [online]. online: NTN-SNR ROULEMENTS - 1 rue des usines - 74000 Annecy RCS ANNECY B 325 821 072 - Code APE 2815Z - Code NACE 28.15 [www.ntn-snr.com](http://www.ntn-snr.com), 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: [https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2017-03/topline\\_range\\_en.pdf](https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2017-03/topline_range_en.pdf)
- [39] 81102T2. In: *Www.ntn-snr.com* [online]. online: NTN-SNR ROULEMENTS - 1 rue des usines - 74000 Annecy RCS ANNECY B 325 821 072 - Code APE 2815Z - Code NACE 28.15 [www.ntn-snr.com](http://www.ntn-snr.com), 2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: [https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2017-03/topline\\_range\\_en.pdf](https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2017-03/topline_range_en.pdf)

## Seznam obrázků, tabulek a grafů

### Obrázky

Obrázek 1 Pístový spalovací motor<sup>20</sup>

Obrázek 2 Řez čtyřdobým vznětovým motorem<sup>5</sup>

Obrázek 3 Cyklus vznětového spalovacího motoru<sup>5</sup>

Obrázek 4 Řadový motor nákladního automobilu<sup>6</sup>

Obrázek 5 Rootsovo dmychadlo s dvouzubými rotory<sup>12</sup>

Obrázek 6 Princip funkce spirálového dmychadla<sup>12</sup>

Obrázek 7 Wankelovo dmychadlo (inner/outer rotor - vnitřní/vnější rotor, intake - sání, outlet - výstup)<sup>12</sup>

Obrázek 8 Lysholmovo dmychadlo<sup>12</sup>

Obrázek 9 Turbodmychadlo KKK (air in/out - vstup/výstup vzduchu, oil in/drain - vstup/výstup)<sup>12</sup>

Obrázek 10 Turbodmychadlo s obtokovým ventilem<sup>20</sup>

Obrázek 11 Variabilní geometrie turbíny (vpravo nahoře natočení lopatek při nízkých otáčkách, vpravo dole při vysokých)<sup>12</sup>

Obrázek 12 Twin - Scroll přeplňování<sup>16</sup>

Obrázek 13 Přeplňování s Helmholtzovým rezonátorem a turbodmychadlem<sup>12</sup>

Obrázek 14 Výměník Comprex (A - píst motoru, B - rotor výměníku, C - pohon klikovou hřídelí, D - vysokotlaké výfukové potrubí, E - vysokotlaké sací potrubí, F - nízkotlaké sací potrubí, G - nízkotlaké výfukové potrubí)<sup>12</sup>

Obrázek 15 Regulované dvoustupňové přeplňování u vozu BMW 535d<sup>13</sup>

Obrázek 16 Šestiválcový řadový vznětový motor<sup>23</sup>

Obrázek 17 Řadové motory<sup>7</sup>

Obrázek 18 GARRETT GEN II GTX3576R EVO X TURBO UPGRADE<sup>26</sup>

Obrázek 19 Řez turbodmychadlem, princip<sup>27</sup>

Obrázek 20 Otevřené kompresorové kolo<sup>10</sup>

Obrázek 21 Měřený úsek GS 12 (výstup z hořáku, vstup do turbíny)

Obrázek 22 Typy rozdělení turbínových skříní a) radiální rozdělení, b) sektorové rozdělení, c) asymetrické radiální rozdělení<sup>28</sup>

Obrázek 23 Pulzace výfukových tlaků v otevřené skříní vs. rozdělená turbínová skříň<sup>28</sup>

Obrázek 24 Rozdvojení přívodových kanálů (Twin - Scroll)<sup>15</sup>

Obrázek 25 Pulzace výfukových tlaků v otevřené skříní vs. rozdělená turbínová skříň<sup>28</sup>

Obrázek 26 Schéma stávajícího měření T,P

Obrázek 27 Schéma nového měření T,P

Obrázek 28 Schéma hřídele pro pero<sup>18</sup>

Obrázek 29 Elektromotor 1AL132S-2<sup>31</sup>

Obrázek 30 VECTOR V350<sup>32</sup>

Obrázek 31 Hřídelová spojka typu GE-T<sup>33</sup>

Obrázek 32 Zjednodušení pulzního zařízení pro CFD

Obrázek 33 Vygenerovaná síť

Obrázek 34 Měřicí bod

### **Tabulky**

Tabulka 1 Teoretické hodnoty při zážehový motor<sup>1,5</sup>

Tabulka 2 Podíl ztrát u motoru zážehového a vznětového ve ztrátovém výkonu<sup>3</sup>

Tabulka 3 Charakteristické parametry motorů nákladních automobilů<sup>3</sup>

Tabulka 4 Základní hodnoty pro průtočný rozměr

Tabulka 5 Tepelná roztažnost lopatky

Tabulka 6 Základní hodnoty pro návrh hřídele

Tabulka 7 Průměry hřídelí

Tabulka 8 Teplotní roztažnost pro dané průměry

Tabulka 9 Základní hodnoty spalín pro 960 °C<sup>17</sup>

Tabulka 10 Základní hodnoty vzduchu pro 950 °C<sup>17</sup>

Tabulka 11 Základní hodnoty pro prostup tepla rovinou stěnou<sup>17</sup>

Tabulka 12 Základní hodnoty pro konvekci a záření<sup>17</sup>

Tabulka 13 Základní hodnoty vzduchu při 650 °C<sup>17</sup>

Tabulka 14 Základní hodnoty vzduchu při 100 °C<sup>17</sup>

### **Grafy**

Graf 1 Indikátorový diagram<sup>4</sup>

Graf 2 Tlak před turbínou<sup>28</sup>

Graf 3 Dopad zatížení motoru na MFR (1000 ot/min, 0 % EGR)<sup>28</sup>

Graf 4 Změna fázového spalování<sup>28</sup>

Graf 5 Dopad fázového spalování na MFR<sup>28</sup>

Graf 6 Dopad otáček motoru na MFR (0 % EGR)<sup>28</sup>

Graf 7 Dopad na kapacitu turbínového toku MFR (1000 ot/min, 12,8 bar BMEP, 0 % EGR)<sup>28</sup>

Graf 8 Vliv výtlaku motoru na MFR pro odpovídající kapacitu toku turbíny (1000 ot/min, 12,8 bar BMEP, 0% EGR)<sup>28</sup>

Graf 9 Dopad míry EGR na MFR (1000 ot/min, 12,8 bar BMEP)<sup>28</sup>

Graf 10 Rozdělený vstupní tlak turbíny pro nízké MFR (1 000 ot/min, 26 bar BMEP, 22 AFR, 19% EGR, symetrický vstup)<sup>28</sup>

Graf 11 Asymetrický tlak před turbínou (1 000 ot/min, 26 bar BMEP, 10% EGR, 70/30 asymetrie, 1,1 TMM, asymetrie 70/30)<sup>28</sup>

Graf 12 Plně přístupný plynový stand a charakteristiky účinnosti turbíny pro různě rozdělené turbíny<sup>28</sup>

Graf 13 Vliv konfigurace turbínové skříně a) rozsah BSR, b) smyčka pro čerpání motoru<sup>28</sup>

Graf 14 Dopad rozdělené turbíny na účinnost motoru pro aerodynamickou účinnost turbíny (1 000 ot/min, 12,8 bar BMEP (účinný tlak))<sup>28</sup>

Graf 15 Historie MFR symetrické turbíny (1000 ot/min, 12,8 bar, 0 % EGR 1,0 TMM)<sup>28</sup>

Graf 16 Historie MFR na asymetrické turbíně (1000 ot/min, 26 bar, 10 % EGR, 70/30 asymetrie, 1,1 TMM)<sup>28</sup>

Graf 17 Průběh vytvořené tlakové pulzace

## Seznam příloh

Příloha A – Schéma měřicího úseku

Příloha B – Původní snímač tlaku<sup>37</sup>

Příloha C – Nově navrhnutý snímač tlaku<sup>36</sup>

Příloha D – Hořákové mapy

Příloha E – Materiál pro lopatky<sup>35</sup>

Příloha F – Materiál pro hřídel<sup>34</sup>

Příloha G – Radiální ložisko<sup>38</sup>

Příloha H – Axiální ložisko<sup>39</sup>

Příloha CH – Elektromotor<sup>31</sup>

Příloha I – Frekvenční měnič<sup>32</sup>

Příloha J – Hřídelová spojka<sup>33</sup>

Příloha K – Výkresová dokumentace navrženého zařízení

## Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování Diplomové práce. Mé poděkování také patří Petru Škarovi za spolupráci při získávání údajů pro výzkumnou část práce.

*„Selhání je také možnost. Pokud neselháváte, nejste dostatečně inovativní.“*

*Elon Musk*