



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SPOLUPRÁCE TURBODMYCHADLA A SPLOVACÍHO MOTORU

MATCHING OF A TURBOCHARGER TO A COMBUSTION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ADAM VONDRÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Adam Vondrák

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Spolupráce turbodmyhadla a spalovacího motoru

v anglickém jazyce:

Matching of a Turbocharger to a Combustion Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zadaný zážehový spalovací motor proveďte přiřazení vhodného typu turbodmyhadla pro dosažení optimálního průběhu krouticího momentu.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčních řešení současných zážehových přeplňovaných motorů.
2. Proveďte návrhový výpočet pro zvolení vhodného typu turbodmyhadla.
3. Sestavte výpočtový model zážehového přeplňovaného motoru.
5. Proveďte výpočtovou studii spolupráce spalovacího motoru a turbodmyhadla a zhodnoťte získané výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřívání spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford: Arnold, 1995, reprint 2002. ISBN 1-56091-734-2.
- [3] KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983, 488 s.
- [4] RAUSCHER, J. Spalovací motory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2005. Studijní opory VUT v Brně.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 20.10.2014



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan



ABSTRAKT

Práce se zabývá rozbořem problematiky přiřazení turbodmychadla spalovacímu motoru a aspekty jejich vzájemné spolupráce. Vedle metodiky analytického stanovení velikosti potřebného kompresorového a turbínového stupně je zpracován také termodynamický model přeplňovaného jednoválcového motoru, který bude využit k pohonu prototypového monopostu pro soutěž Formula Student. Měřením provozních charakteristik na motorové brzdě byl vytvořen soubor experimentálních dat, jejichž zpracování umožnilo validaci termodynamického modelu a hlubší pochopení procesů probíhajících uvnitř celého systému.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, spalovací motor, sladění, přeplňování, 1D simulace, Formule student

ABSTRACT

The master's thesis deals with methods of matching of a turbocharger to a combustion engine and with the analysis of their mutual cooperation. Besides a methodology of analytical determination of the appropriate size for compressor and turbine stage, there was created a thermodynamic model of an engine that is to be used as a means of propulsion for a prototype single-seated vehicle for the competition Formula Student. Post processing of real engine data measured on a dyno helped to create a parameter database that could be used for validation of the thermodynamic engine model and for deeper understanding of the system's internal processes.

KEYWORDS

Turbocharger, combustion engine, matching, supercharging, 1D simulation, Formula Student



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VONDRÁK, A. *Spolupráce turbodmyhadla a spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 128 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Adam Vondrák



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Davidu Svídovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a za umožnění měření na motorové brzdě při Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

Děkuji také panu Ing. Lud'ku Pohořelskému, Ph.D. za odborné konzultace a pánům Ing. Petru Škarovi a Ing. Ladislavu Adámkovi za podporu za společnost Honeywell, spol. s.r.o.

Velký dík patří celému studentskému týmu TU Brno Racing, díky jehož úsilí mohla být realizována uvedená měření.

Nemenší zásluhu na dokončení této práce má také moje rodina, které vděčím za neúnavnou morální i materiální podporu.



OBSAH

Úvod	10
1 Historie přeplňování a kontext soutěže Formula Student.....	11
1.1 Vybrané historické milníky v přeplňování spalovacích motorů.....	12
1.2 Vybrané přeplňované motory v soutěži Formula Student	17
2 Konstrukční uspořádání přeplňovaných motorů.....	18
3 Konstrukční řešení turbodmychadel.....	21
3.1 Kompresory	21
3.2 Turbíny.....	24
3.3 Charakteristické rozměry radiálního stupně	26
3.4 Regulace radiálního kompresorového stupně	28
3.5 Regulace radiálního turbínového stupně.....	29
3.6 Centrální skříňe.....	32
3.7 Aktuátory	34
4 Termodynamika přeplňování turbodmychadlem.....	36
4.1 Účinnost lopatkového kompresoru	37
4.1.1 Podobnostní čísla v charakteristice kompresoru	38
4.2 Účinnost turbíny	39
4.2.1 Podobnostní čísla v charakteristice turbíny.....	41
4.2.2 Využití energie výfukových plynů	42
4.3 Rovnováha turbíny a kompresoru.....	43
4.4 Chlazení stlačeného vzduchu.....	46
5 Koncepce motoru a aplikace turbodmychadla.....	47
5.1 Turbodmychadla v soutěži Formula Student	47
5.2 Volba motoru a vytyčení cílů.....	48
5.3 Úpravy motoru.....	48
5.4 Matching	50
5.4.1 Omezení množství nasávaného vzduchu restriktorem	51
5.4.2 Výkonové omezení motoru restriktorem.....	52
5.4.3 Volba plnicího tlaku	52
5.4.4 Volba kompresoru	53
5.4.5 Volba turbíny.....	56
5.5 Konstrukční uspořádání aplikace turbodmychadla na motor.....	60
6 Termodynamický model spalovacího motoru	63
6.1 Modelování pracovního oběhu	63
6.2 Termodynamický model soutěžního motoru	71



6.2.1	Restriktor	73
6.2.2	Turbodmychadlo.....	74
6.2.3	Výstup z kompresoru a škrticí klapka	75
6.2.4	Chladič stlačeného vzduchu	76
6.2.5	Airbox.....	78
6.2.6	Sací kanály a ventily.....	80
6.2.7	Válcová jednotka	81
6.2.8	Klikový mechanismus	82
6.2.9	Výfukové ventily a kanály.....	83
6.2.10	Výfukové plenum	84
6.2.11	Koncové výfukové potrubí	86
6.3	Stanovení vstupních parametrů termodynamického modelu.....	86
6.3.1	Tlaková ztráta na restriktoru.....	87
6.3.2	mapa škrticí klapky.....	88
6.3.3	mapa sacích a výfukových ventilů	90
7	Měření na motorové brzdě.....	92
7.1	Indikace spalovacího tlaku a motorová brzda.....	92
7.2	Analýza měřených hodnot a porovnání s výsledky simulace	96
7.2.1	Finální rychlostní charakteristika motoru.....	115
	Závěr.....	117
	Seznam použitých zkratk a symbolů	122
	Seznam příloh.....	128



ÚVOD

Přeplňování spalovacích motorů je nejenom trendem moderní doby, ale také již od samého počátku vývoje pístových motorů s vnitřním spalováním představuje prostředek snahy inženýrů o zvyšování výkonu. Turbodmychadla pak oproti mechanicky poháněným kompresorům disponují podstatnou výhodou ve schopnosti zvýšit termodynamickou účinnost motoru a tím redukovat měrnou efektivní spotřebu paliva a produkci škodlivých emisí.

Předpokladem účinné spolupráce turbodmychadla a spalovacího motoru je však především adekvátní návrh celé aplikace. Ať se již jedná o stanovení potřebné velikosti kompresorového a turbínového stupně, volbu regulačního mechanismu, nebo konstrukční řešení sacího a výfukového systému, chyby v návrhu mohou mít mnohonásobně větší dopad na výslednou účinnost přeplňovaného motoru než kvalita vnitřní aerodynamiky samotného turbodmychadla.

Nedílnou součástí návrhu přeplňování je také analýza vlivu na namáhání motoru. Zvyšování plnicího tlaku má přímý důsledek v nárůstu spalovacího tlaku ve válci, stejně tak jako tepelného výkonu, který musí být odváděn stěnami spalovacího prostoru s dostatečnou intenzitou na to, aby nedošlo k přehřátí žádné z dotčených komponent. V současné době hojně rozšířené metody zefektivňování motoru snižováním zdvihového objemu (down-sizing) a pracovních otáček (down-speeding) naopak vytváří požadavek na maximalizaci měrného výkonu a tedy i špičkových tlaků a teplot ve válci. U zážehových motorů je současně třeba brát ohled nejen na strukturní životnost, ale také na hranici detonačního spalování, která limituje velikost maximálního plnicího tlaku a vyžaduje efektivní chlazení stlačeného plnicího vzduchu.

Aplikace turbodmychadla na motor pro soutěžní monopost Formula Student pak vyžaduje obzvláště obezřetný přístup tím, že pravidla soutěže výslovně zakazují používání motorů, které jsou již výrobcem přeplňované. Bez konstrukčních úprav lze tudíž dosáhnout jen mírného navýšení měrného výkonu tak, aby nedošlo k nepřiměřenému snížení životnosti motoru.

Omezení maximálního zdvihového objemu na 610 kubických centimetrů v zásadě znamená pro týmy volbu mezi lehkým jednoválcovým motorem a výkonným motorem čtyřválcovým. Dvouválcové agregáty se pak zpravidla vyznačují kompromisními vlastnostmi obou nejčastěji používaných typů motorů. Přeplňování jednoválcového motoru tak představuje logickou snahu o skloubení výhod obou pohonů, tedy vysokého výkonu a nízké váhy.

Cílem diplomové práce je navrhnout koncepci jednoválcového turbodmychadlem přeplňovaného motoru, který bude vycházet ze sériového modelu Husqvarna FE 501 a s minimálním nárůstem hmotnosti se co nejvíce přiblíží výkonu konkurenčních čtyřválcových motorů.



1 HISTORIE PŘEPLŇOVÁNÍ A KONTEXT SOUTĚŽE FORMULA STUDENT

Od počátku vývoje spalovacích motorů usilovali inženýři o maximalizaci jejich výkonu při současné snaze o dosažení co nejmenších rozměrů a hmotnosti. Velkého pokroku bylo v tomto směru u pístových motorů dosaženo již v minulosti díky zdokonalení pracovního procesu, zvyšování rychloběžnosti, snížením mechanických ztrát a zvýšením efektivity výměny náplně válce. Další nárůst měrného výkonu vyžaduje však již značné úsilí a zpravidla jiné přístupy, než je zefektivňování stávající konstrukce.

K počáteční analýze možných cest ke zvyšování výkonu pístového spalovacího motoru lze využít rovnici efektivního výkonu [1]:

$$P_e = i V_{zd} \frac{H_u}{L_t \lambda} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_i \eta_m \frac{n_m}{60\tau} \quad (1)$$

kde:

P_e	[W]	efektivní výkon motoru
i	[-]	počet válců
V_{zd}	[cm ³]	zdvihový objem
H_u	[MJ.kg ⁻¹]	dolní výhřevnost paliva
L_t	[-]	teoretický směšovací poměr paliva a vzduchu
λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	hustota vzduchu použitá pro výpočet plnicí účinnosti
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost
η_i	[-]	indikovaná účinnost
η_m	[-]	mechanická účinnost
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
τ	[-]	taktnost motoru (1 – dvoutaktní, 2 – čtyřtaktní)

Analýzou rovnice (1) dojdeme k závěru, že navýšení výkonu motoru je možné dosáhnout zvětšením jeho celkového zdvihového objemu, podílu výhřevnosti paliva připadajícího na jednotku směšovacího poměru, zvýšením hustoty plnicího vzduchu, plnicí, indikované a mechanické účinnosti, nebo zvýšením provozních otáček. V minulosti již docházelo k větším či menším zlepšením všech těchto klíčových parametrů motorů, současný stav techniky nicméně dosahuje úrovně, která dále neumožňuje prostým zdokonalováním jednotlivých konstrukčních uzlů snížit velikost celkového ztrátového výkonu ve větším počtu procent. Vlivem tendence ke snižování celkové hmotnosti vozidel a v kombinaci s požadavkem nízkého mechanického ztrátového výkonu se uzavírá také cesta ke zvyšování počtu válců či zdvihového objemu motoru. Použití paliv s vyšší měrnou výhřevností nejčastěji naráží na překážky spojené s dostupností zdrojů či obtížnou skladovatelností (např. vodík). Navyšování rychloběžnosti pak zpravidla vede k poklesu indikované účinnosti a tedy nárůstu měrné spotřeby paliva.

Posledním parametrem, který stále umožňuje podstatné navýšení výkonu motoru, je tedy hustota plnicího vzduchu. Způsobů jejího zvyšování je opět několik a mohou být dobře ilustrovány prostřednictvím analýzy stavové rovnice ideálního plynu [2]:

$$pv = rT \quad (2)$$



kde:

p	[Pa]	tlak plynu
v	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
T	[K]	teplota

Hustotu plynu pak lze vyjádřit jako funkci tlaku, teploty a měrné plynové konstanty:

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{r_{vz} T_{pl}} \quad (3)$$

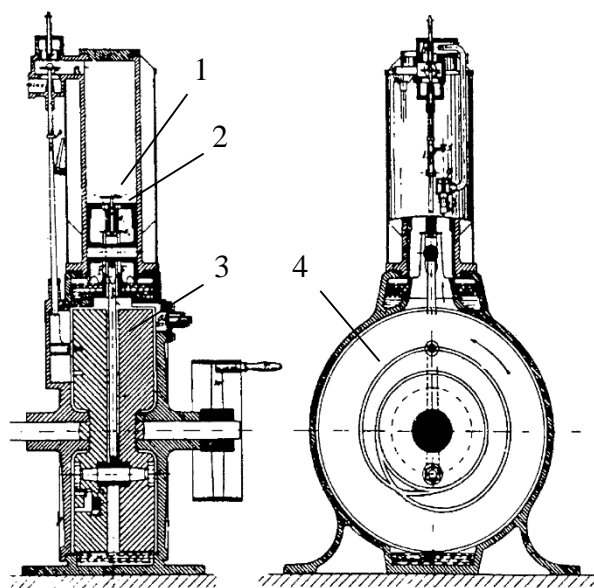
kde:

p_{pl}	[Pa]	plnicí tlak
r_{vz}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta vzduchu
T_{pl}	[K]	termodynamická teplota plnicího vzduchu

Z rovnice (3) vyplývá, že pro navýšení hustoty plnicího vzduchu je nezbytné buďto zvýšit jeho tlak, nebo snížit teplotu (měrná plynová konstanta r je dána složením plynu). Pouhé chlazení motorem nasávaného vzduchu by však muselo být realizováno pod úroveň teploty okolí. Mnohem praktičtějším řešením je tudíž zvýšení plnicího tlaku, ideálně pak v kombinaci s chlazením stlačeného vzduchu. Tento postup je pak souhrnně označován jako přeplňování spalovacího motoru.

1.1 VYBRANÉ HISTORICKÉ MILNÍKY V PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

První technická řešení mechanicky podporovaného plnění sahají až k samotným počátkům spalovacích motorů, masového rozšíření do oblasti osobní automobilové přepravy se však dočkaly až turbodmychadlem přeplňované motory v průběhu posledních třiceti let.



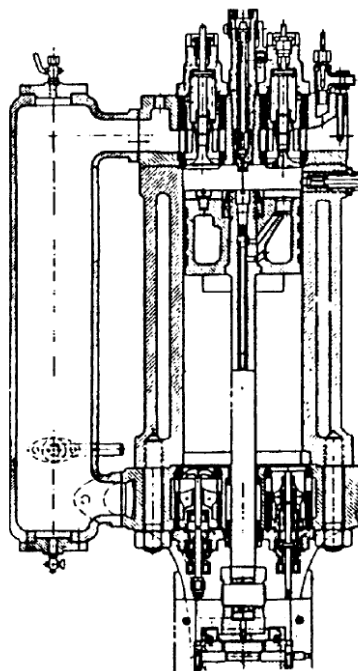
Obr. 1: Vysokorychlostní benzínový motor patentovaný G. Daimlerem roku 1885 (1 – přepouštěcí ventil v pístu, 2 – píst, 3 – kliková hřídel, 4 – unášecí drážka ovládání přepouštěcího ventilu) [3]

**1885**

Teprve 9 let po patentu čtyřdobého motoru s vnitřním spalováním Nikolause Otta, vyvinul Gottlieb Daimler benzinový motor, jehož spalovací prostor byl plněn vzduchem stlačeným nepracovní stranou pístu v klikové skříní (viz Obr. 1). Díky čtyřdobému pracovnímu oběhu docházelo ke kompresi nasávaného vzduchu s dvojnásobnou frekvencí oproti jeho přepouštění do válce ventilem uprostřed dna pístu, což umožnilo navýšit plnicí účinnost motoru. To byl nezbytný předpoklad pro zvýšení rychloběžnosti a výkonu potřebných pro pohon připravované první sériové výroby vozidel poháněných spalovacím motorem.

1896

Vynález vznětového motoru Rudolfa Diesela. Záhy i on experimentoval se stlačováním plnicího vzduchu nepracovní stranou pístu (viz Obr. 2), vlivem špatného návrhu sacích ventilů a vyrovnávacího pléna však motor dosahoval nízké účinnosti (i přes nárůst výkonu o 30 %). Správnost myšlenky však potvrdily pozdější podstatně úspěšnější lodní motory firmy Werkspoor.



Obr. 2: Přepřňovaný vznětový motor Rudolfa Diesela [4]

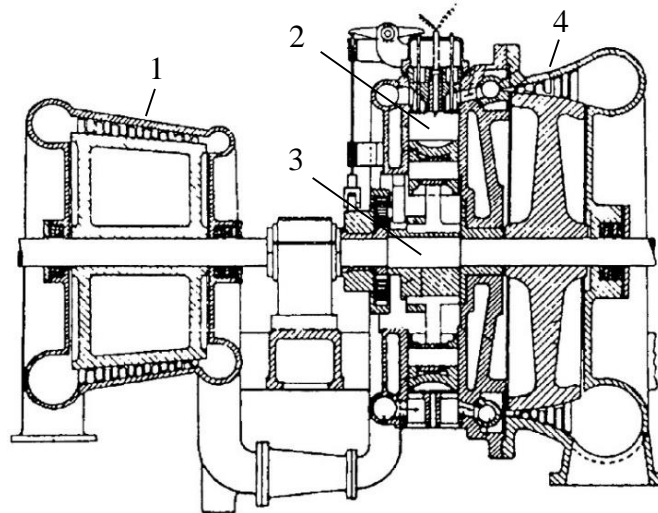
1902 Louis Renault patentoval první motor s odstředivým dmychadlem

1905

Švýcarský inženýr Alfred Büchi si registruje patent (DRP 204630) prvního turbínou poháněného dmychadla plnicího vzduchu. Tím dává vzniknout oficiálně prvnímu turbodmychadlu, přestože se v tomto případě jedná o tzv. turbokompoundní uspořádání, kdy turbína kromě kompresoru pohání také klikový hřídel motoru (viz Obr. 3) a se kterým mají tím pádem obě soustrojí pevně svázané otáčky (další uspořádání viz kap. 2).

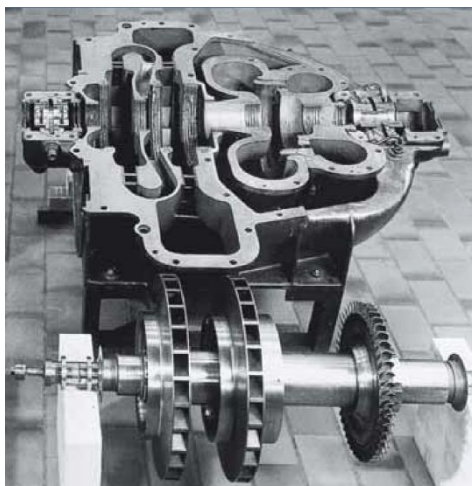


Zásadním přínosem pro vývoj turbodmychadel je pak nejen samo zjištění, že výfuková turbína může produkovat dostatečný výkon pro pohon plicního kompresoru, ten navíc rostoucími otáčkami motoru prudce stoupá, takže může být využit i dalšími zařízeními (zde přenášen přímo na klikový hřídel). Bez zajímavosti není také maximální dosahovaný tlak plicního vzduchu na úrovni 4 bar.



Obr. 3: Patent prvního turbínou poháněného plicního kompresoru Alfreda Büchi z r. 1905 (1 – vícestupňový axiální kompresor, 2 – válec pístového motoru, 3 – společný hřídel, 4 – vícestupňová axiální turbína) [4]

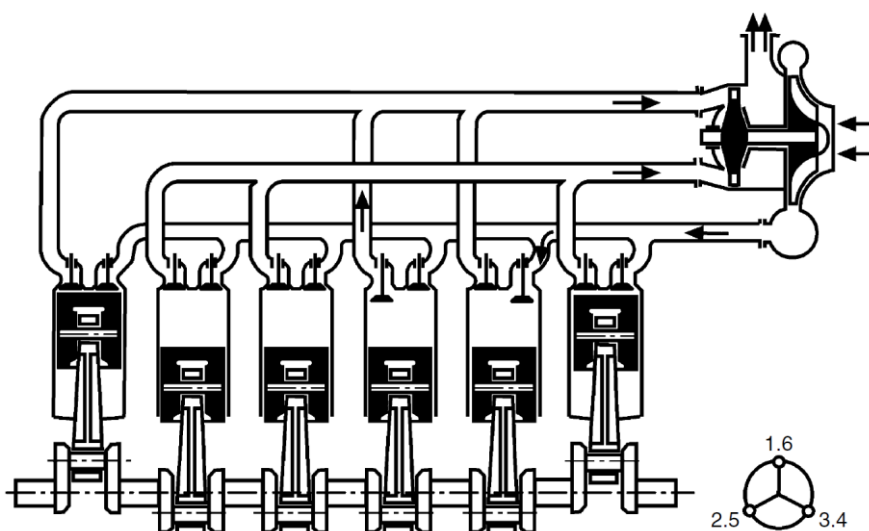
- 1907** První vozidlo schopné vyvinout rychlost 160 km/h konstruované Lee Chadwickem s třístupňovým přeplňováním [4].
- 1917** Auguste Rateau aplikoval turbodmychadlo na armádní letoun první světové války [4]
- 1918** První turbodmychadlo firmy General Electric (Dr. Stanford Moss) aplikované na motoru pohánějícím soutěžní speciál pro 4260 m Pikes Peak, zvýšení výkonu z 221 koní na 356 koní [4]
- 1920** Turbodmychadlo od firmy General Electric v kombinaci s motorem Liberty v dvojplošníku LePere bi-plane pomohlo stanovit rekord v dosažené letové výšce (33113 stop/ 10,1 km) [4]
- 1921** Daimler postavil 2,6 L motor s rootsovým dmychadlem, které bylo možné připojit spojkou v případě krátkodobé potřeby vyššího výkonu (padesátiprocentní nárůst výkonu motoru na hodnotu 60 koní) [4]
- 1924**
První aplikace turbodmychadla na diesellový motor pro německé loď Hansastadt Danzig a Preusen, jednalo se o první komerčně úspěšné turbodmychadlo, jehož výrobcem byla tehdejší firma BBC (Brown, Boveri & Cie., pozdější ABB) a které využívalo dvoustupňový radiální kompresor s jednostupňovou axiální turbínou (viz Obr. 4).



Obr. 4: Turbodmychadlo BBC VT402 z r. 1924 [17]

1925

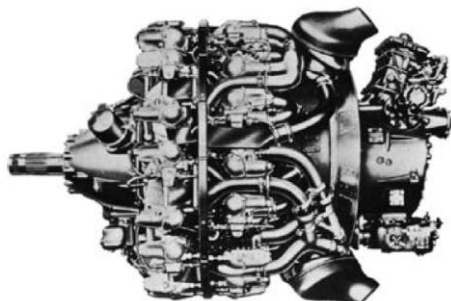
Stacionární vznětový motor firem MAN a Maschinenfabrik Winterthur. Při vývoji lodních motorů pro MAN došel Alfred Büchi ke zjištění, že turbodmychadlem přeplňované dieselové motory mohou pracovat s velmi vysokým stupněm přeplnění (přetížení až 100% nominálního výkonu). Důležitým poznatkem byla také skutečnost, že nezávisle pracující turbodmychadla se sama kontrolují dle rovnováhy výkonu na turbíně s příkonem kompresoru. Na základě snahy o snížení protitlaku ve výfuku se Büchi začal zabývat pulsujícím způsobem přívodu spalin turbíně. Vhodným uspořádáním svodů víceválcového motoru (experimenty byly prováděny se čtyř- a šestiválcovými motory s turbodmychadly od firmy BBC) tak bylo možné dosáhnout poklesu tlaku ve výfukovém systému při uzavírání výfukových ventilů jednotlivých válců a tím zvýšit jejich vyplachovací účinnost. Nejvyšší efektivity pak bylo dosaženo při konfiguraci s odstupem zážehů alespoň 240° natočení klikové hřídele (přívodní potrubí spalin tedy bylo uspořádáno pro trojice válců, viz Obr. 5).



Obr. 5: Schéma pulsního přeplňování šestiválcového motoru dle A. Büchi, 1925 [4]

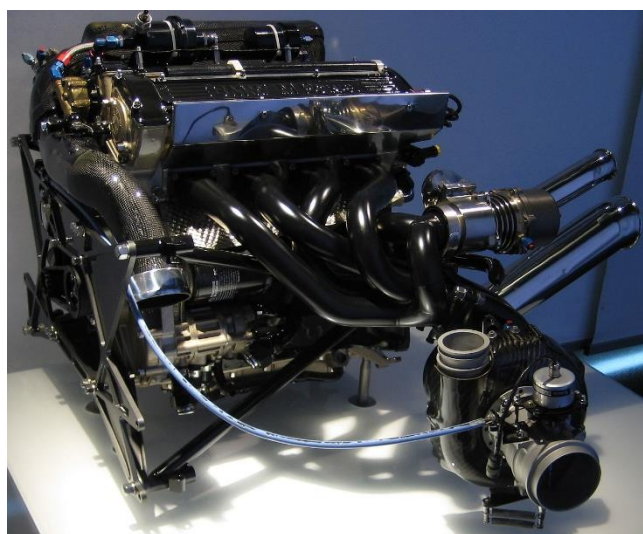


- 1937** Firma Curtiss Wright vyvíjí dvouřadý benzínový letecký hvězdicový 18-ti válec o výkonu 2420 kW přeplňovaný turbodmychadlem propojeným s klikovým hřídelem motoru (střední efektivní tlak přibližně 23 bar).



Obr. 6: Curtiss-Wright R-3350, r.v. 1937, turbokompoundní, 54,86 L, 2420kW [4]

- 2. SV** Velký rozmach přeplňování armádních letadel (B-17 Flying Fortress, Consolidated B-24 Liberator, Lockheed P-38 Lightning a další) [18].
- 1953** Pravidelná transatlantská linka bez mezipřistání s letadly Lockheed Super Constellation a Douglas DC-7 vybavenými turbodmychadly [4]
- 1962** První použití turbodmychadla v osobním automobilu - Chevrolet Corsair Monza [4]
- 1973** První ropná krize přispěla k rychlejšímu rozmachu turbodmychadel zejména v oblasti nákladní dopravy – nižší spotřeba paliva kompenzuje vyšší vstupní investici.
- 1978** První masově úspěšný automobil s turbodmychadlem přeplňovaným dieslovým motorem Mercedes-Benz W116 (třída S) s obsahem 3,0 L [19].
- 1986** Nejvýkonnější motor vozů Formule 1 z období tzv. „turbo éry“ BMW M12 (1,5 L, 1300 koní) [20]



Obr. 7: Turbodmychadlem přeplňovaný motor BMW M12 vozů Formule 1 [20]



1.2 VYBRANÉ PŘEPLŇOVANÉ MOTORY V SOUTĚŽI FORMULA STUDENT

Mezi úspěšné týmy přeplňující spalovací motory turbodmychadly patří např. Joaneum Racing Graz a KA Racing, které v rámci společného projektu podporovaného firmou Mercedes AMG vyvinuly dvouválcový přeplňovaný motor o zdvihovém objemu 596 ccm a výkonu až 75 kW. Z dalších týmů je to pak např. australský Monash, který využívá koncepci jednoválcového motoru, nebo britský Swansea, jehož specifíkem je použití dvouválcového motoru ze sněžného skútru Yamaha Genesis vybaveného variátorem. Z pohledu přeplňování turbodmychadlem je to pak zajímavá alternativa umožňující provoz motoru v úzkém rozsahu otáček, pro které může být optimalizována účinnost celého systému.

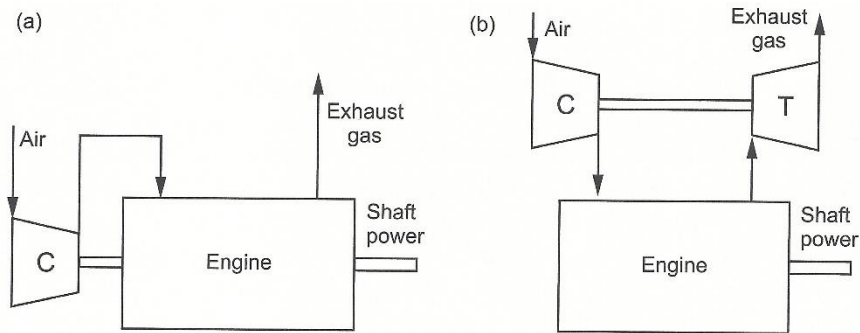
Tab. 1: Technické parametry vybraných přeplňovaných motorů v soutěži Formula Student

	Joaneum Racing Graz	KA Racing	Monash Motorsport	Swansea University Race Engineering
Vozidlo	Jr13 (2014)	M14 (2014)	M14 (2014)	S14 (2014)
Motor	AMG FS 2014	AMG FS2014	KTM 450SXF	Yamaha Genesis 80fi
Turbodmychadlo	BorgWarner	BorgWarner	Garrett	Garrett
Palivo	Benzín	Benzín	E85	Benzín
Zdvhový objem	596 ccm	596 ccm	450 ccm	499 ccm
Počet válců	2	2	1	2
Plnicí tlak	2,5 bar	2,7 bar	1,6 bar	neznámý
Hmotnost	≈60 kg	≈60 kg	≈40 kg	≈50 kg
Nominální výkon	67 kW	68 kW	54 kW	63 kW
Nominální točivý moment	120 Nm	130 Nm	66 Nm	65 Nm



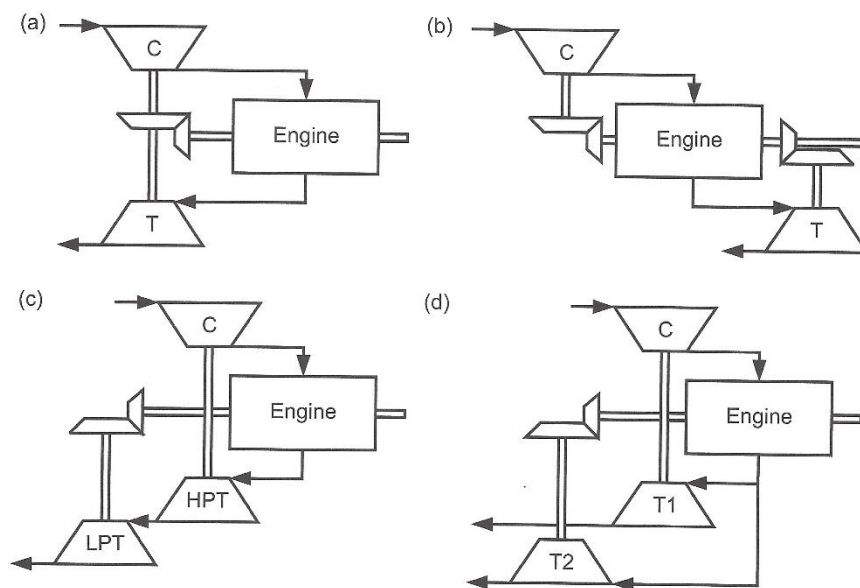
2 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ PŘEPLŇOVANÝCH MOTORŮ

Existuje celá řada způsobů zástavby turbodmychadla na spalovací motor. Podle požadovaných provozních vlastností tak může jít o jedno- nebo víceetapňové přeplňování tvořené dvěma a více turbodmychadly, případně kombinací turbodmychadla a mechanicky či elektricky poháněného kompresoru. Zajímavým řešením je pak spojení výfukové turbíny redukčním převodem s klikovým hřídelem motoru nazývané jako turbokompoundní přeplňování.



Obr. 8: **a)** Přeplňování mechanicky poháněným kompresorem (**air** – nasávaný vzduch; **C** – kompresor; **engine** – spalovací motor; **exhaust gas** – výfukové plyny; **shaft power** – efektivní výkon na hřídeli motoru); **b)** Přeplňování turbodmychadlem (**T** – výfuková turbína) [3]

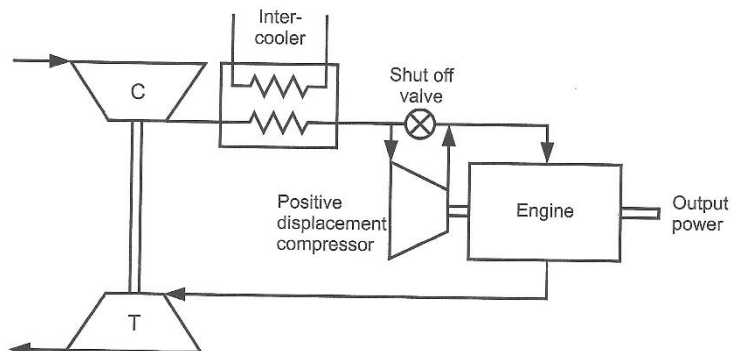
Výhodou turbokompoundního přeplňování je pak zejména možnost uplatnit nevyužitou část energie spalin při expanzním zdvihu motoru k dodatečnému pohonu klikové hřídele. Řádově odlišné pracovní otáčky motoru a turbodmychadla však představují značnou technickou překážku pro jejich vzájemné propojení. Kromě nutnosti realizace vysokého stupně převodu je kritickým činitelem zejména nerovnoměrnost chodu pístového spalovacího motoru. Z toho důvodu je do systému propojení třeba zařadit tlumicí člen, který ochrání celý mechanismus před destruktivními účinky převodem znásobeného kmitání. Nejčastěji pak k tomuto účelu bývají využívány hydrodynamické spojky, jejichž nevýhodou je však nižší účinnost.



Obr. 9: Uspořádání motoru s turbokompoundním přeplňováním (**HPT** – vysokotlaká turbína, **LPT** – nízkotlaká turbína) [3]

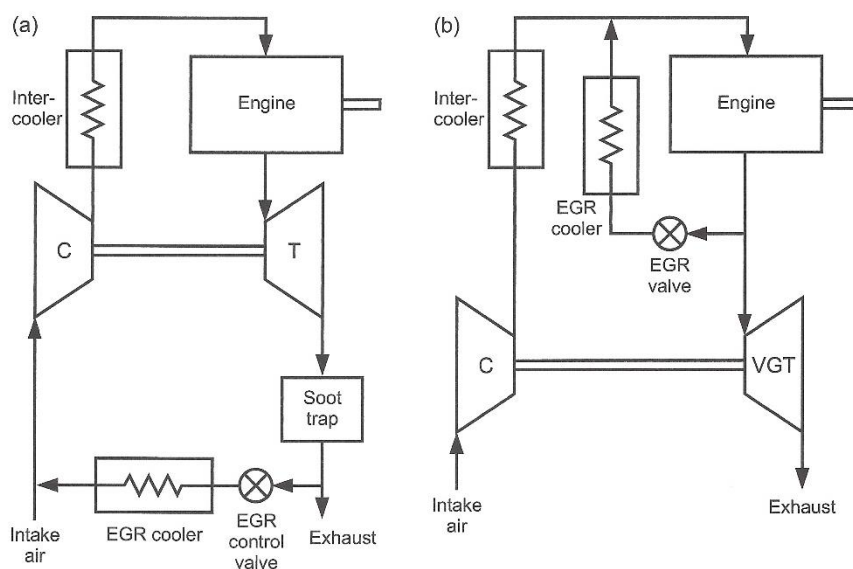


Dvou- a vícestupňové přeplňování bývá využíváno především tam, kde je požadován vysoký stupeň komprese plicního vzduchu. Větší nízkotlaký kompresor je tak při plném výkonu motoru využíván k zásobení vzduchem menšího vysokotlakého kompresoru (čímž je zvýšena jeho absolutní průtočná kapacita), který naopak pracuje v širším rozsahu otáček motoru a umožňuje tak zlepšení průběhu točivého momentu již od střední a nižší oblasti otáčkového spektra motoru.



Obr. 11: Hybridní dvoustupňové přeplňování turbodmychadlem a mechanickým kompresorem (**Intercooler** – mezichladič stlačeného vzduchu, **Positive displacement compressor** – objemový kompresor, **Shut off valve** – recirkulační ventil) [3]

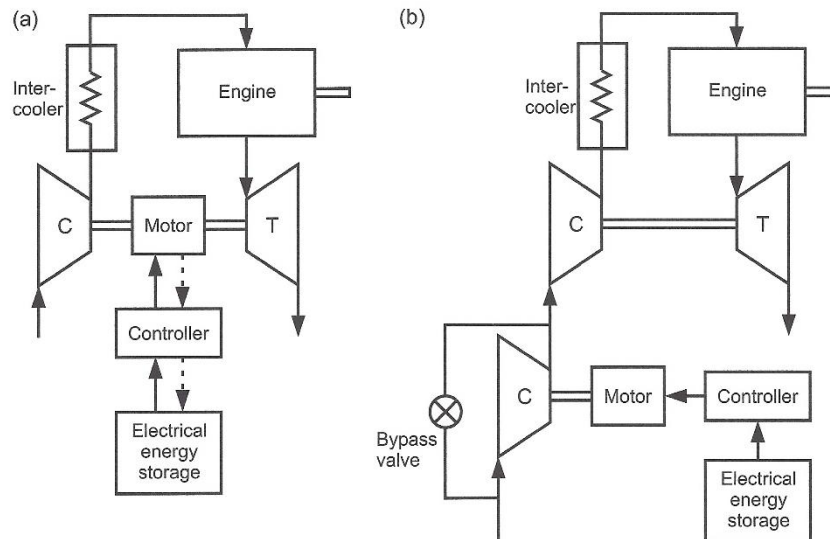
Jednou z možností snížení produkce škodlivých emisí spalovacími motory (v případě přeplňování zejména oxidů dusíku NO_x) je recirkulace výfukových plynů, která umožňuje snížení špičkové spalovací teploty ve válci a tím disociaci molekul dusíku vedoucí ke vzniku jedovatých oxidů. V případě přeplňování pak rozlišujeme dva základní způsoby recirkulace – vysokotlakou a nízkotlakou. Obě se liší polohou propojení sacího a výfukového systému (viz Obr. 10), přičemž vysokotlaková recirkulace je bez využití pomocného kompresoru možná pouze tehdy, kdy aplikace turbodmychadla umožňuje dosažení pozitivního tlakového spádu mezi výfukovými plyny před turbínou a plicním vzduchem.



Obr. 10: Recirkulace výfukových plynů: a) nízkotlaká; b) vysokotlaká (**Soot trap** – filtr pevných částic, **EGR control valve** – ovládací ventil recirkulace; **EGR cooler** – chladič recirkulovaných plynů) [3]

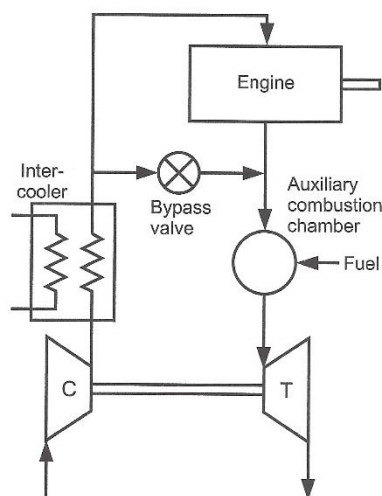


Moderním trendem je spojení turbodmychadla a elektromotoru, který při změně zátěže umožňuje snížení doby nástupu plnicího tlaku, zatímco při plném výkonu reguluje otáčky turbodmychadla. V tu chvíli může být přebytečná energie využita např. k napájení palubních systémů, čehož je využíváno zejména u nákladních vozidel, nebo může být ukládána v akumulátoru.



Obr. 12: Turbodmychadla: a) elektricky asistovaná; b) s elektrickým kompresorem (**Motor** – elektromotor; **Controller** – řídicí elektronika; **Bypass valve** – obtokový ventil; **Electrical energy storage** – akumulátor elektrické energie) [3]

Poněkud méně tradiční technologií využívanou zejména v motorsportu (rally - ALS) je přidavné spalování ve výfukovém systému, které má za cíl udržovat otáčky turbodmychadla v okamžiku odstavení plynového pedálu a umožnit tak okamžitý nástup výkonu po opětovném zatížení motoru. Nutnou podmínkou je pak přívod dostatečného množství vzduchu, který může být buďto čerpán do výfukového systému pomocným kompresorem, nebo přímo ze sání motoru, případně lze využít elektronického ovládní škrticí klapky v kombinaci se zpožděním zážehu k přísunu potřebného toku paliv turbíně.

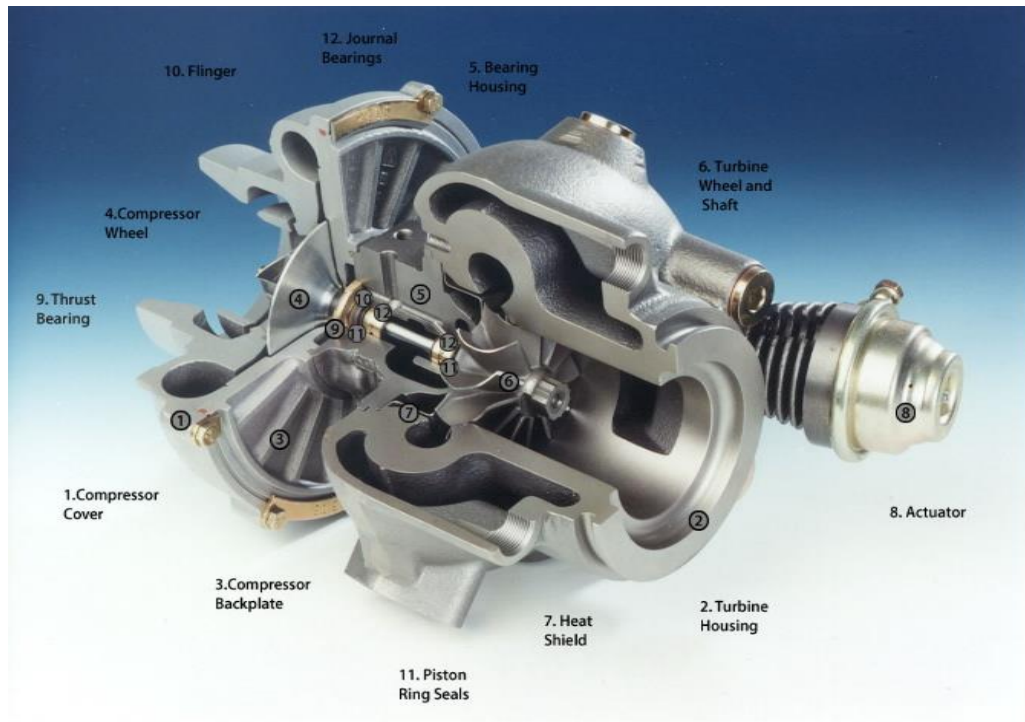


Obr. 13: Schéma turbodmychadlem přeplňovaného motoru s přidavným spalováním (**ALS** - "anti lag system"; **Auxiliary combustion chamber** – přidavná spalovací komora; **Fuel** - palivo) [3]



3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ TURBODMYCHADEL

Turbodmychadlo se skládá ze tří základních částí – kompresoru, turbíny a spojovacího hřídele. Zatímco kompresor stlačuje plnicí vzduch, turbína slouží k přeměně energie výfukových plynů na mechanickou práci a prostřednictvím spojovacího hřídele zajišťuje jeho pohon.



Obr. 14: Řez turbodmychadlem (1 – skříň kompresoru; 2 – skříň turbíny; 3 – zadní stěna kompresorové skříně; 4 – kompresorové kolo; 5 – centrální skříň turbodmychadla; 6 – turbínové kolo; 7 – tepelný štít; 8 – pneumatický aktuátor obtokového ventilu; 9 – axiální kluzné ložisko; 10 – olejový štít; 11 – těsnicí kroužky hřídele; 12 – radiální kluzná ložiska) [21]

3.1 KOMPRESORY

Kompresor turbodmychadla může být tvořen jedním, nebo více stupni podle typu konstrukce a požadovaného stupně stlačení. Radiální kompresory jsou zpravidla jednostupňové a vyznačují se širokou pracovní oblastí, naopak u axiálních kompresorů bývá pro dosažení požadovaného stupně komprese nutné vícečetné uspořádání, přičemž efektivní pracovní oblast bývá užší.

RADIÁLNÍ KOMPRESOR

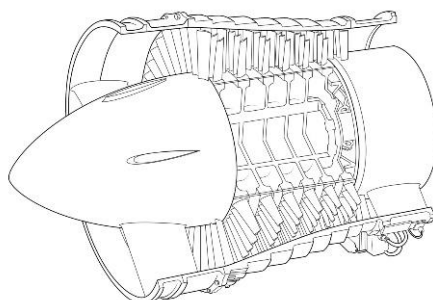
Dominantním směrem proudění vzduchu v radiálním kompresoru je kolmo k ose jeho rotace, proto jsou někdy nazývány také jako odstředivé kompresory. Jejich hlavní výhodou je možnost využití odstředivého zrychlení k navýšení maximální dosažitelné míry stlačení vzduchu v rámci jednostupňového uspořádání. Současně tím roste také šířka stabilní pracovní oblasti vymezené hranicí pumpování v oblasti nízkého hmotnostního průtoku a hranicí zahlcení vstupní trysky na opačné straně.



Obr. 15: Radiální kompresorové kolo [22]

AXIÁLNÍ KOMPRESOR

Souosost dominantního směru proudění vzduchu a rotace je charakteristická pro axiální kompresory. Oproti radiálním mají výhodu především ve vyšší maximální účinnosti a kompaktnějším rozměru ve smyslu potřebného radiálního zástavbového prostoru. Vyšší poměrná stlačení však vyžadují víceúrovňové uspořádání, které je naopak rozměrnější v axiálním směru. Užší pracovní oblast v kombinaci s vyšší složitostí konstrukce tak znamenají minimální možnost uplatnění v automobilovém průmyslu.



Obr. 16: Axiální kompresor leteckého proudového motoru [23]

DIAGONÁLNÍ KOMPRESOR

Příčný dominantní směr proudění je jistým kompromisem mezi radiálním a axiálním kompresorem. Jeho výhodou jsou nižší aerodynamické ztráty plynoucí ze změny dominantního směru proudění a nižší moment setrvačnosti oproti radiálnímu kompresoru. Maximální dosažitelný stupeň stlačení je však nižší.

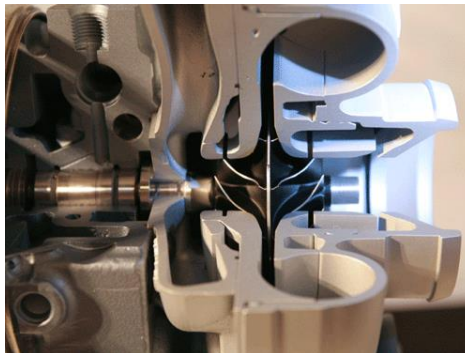


Obr. 17: Diagonální kompresorové kolo [24]



DUAL BOOST

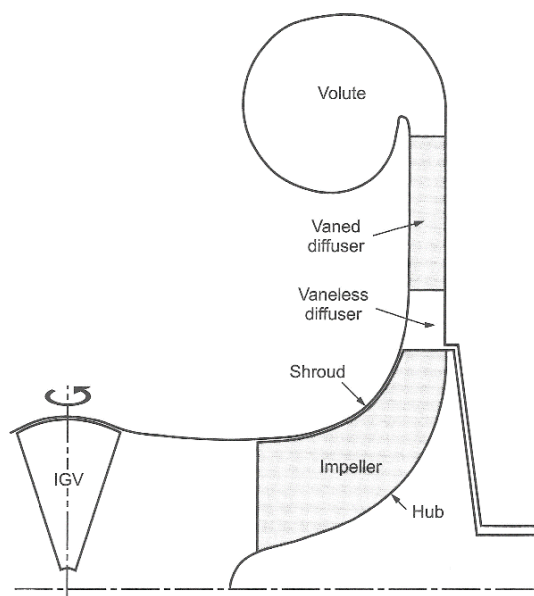
Pojmem „Dual Boost“ označujeme zdvojený rotor kompresoru, nesoucí lopatky po obou stranách nosného disku (viz Obr. 18). Výsledkem je až dvojnásobný průtok vzduchu připadající na daný průměr kola. V porovnání s klasickou konstrukcí tak při požadovaném průtok můžeme použít kolo s mnohem menším průměrem a momentem setrvačnosti, který hraje klíčovou roli v rychlosti odezvy turbodmychadla na změnu zatížení motoru.



Obr. 18: Dual boost [25]

STATORY RADIÁLNÍCH KOMPRESORŮ

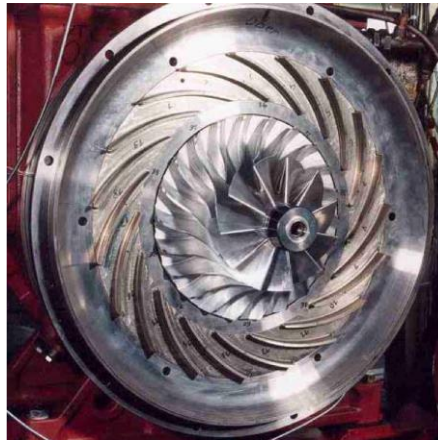
Úkolem statoru radiálního kompresoru je především přeměna kinetické energie rotor opouštějícího vzduchu na statický tlak. K tomu dochází dominantně v části zvané difusor tvořené radiálním kanálem zpravidla konstantní šířky, takže plocha průtočného průřezu lineárně narůstá s poloměrem. Sběrná spirála následně dokončuje brzdňý proces a přivádí stlačený vzduch do výstupního otvoru.



Obr. 19: Schéma regulovaného radiálního kompresorového stupně (**IGV** – vstupní natáčeční lopatky; **Impeller** – rotor kompresoru; **Hub** – náboj rotoru kompresoru; **Shroud** – hrdlo kompresorové skříně; **Vaneless diffuser** – bezlopatková sekce difusoru; **Vaned diffuser** – lopatkový difusor; **Volute** – sběrná spirála kompresoru) [3]

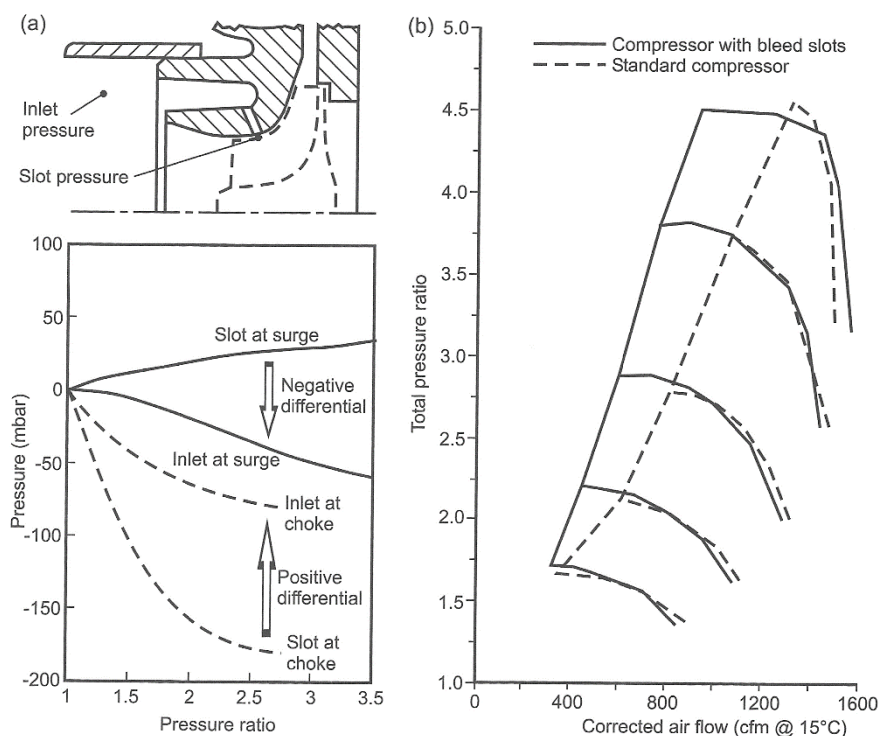


Konstrukce difusoru může být dvojitá – bezlopatková a s lopatkami. První z dvojice jmenovaných přináší výhodu v jednoduché konstrukci a široké pracovní oblasti, zatímco druhá umožňuje v úzkém pracovním spektru dosažení vyšší maximální účinnosti.



Obr. 20: Kompressorový stupeň s lopatkovým difusorem [15]

Důležitým prvkem konstrukce hrdel kompressorových skříní je zástavba recirkulačního kanálu, umožňujícího oddálení meze pumpování (tzv. „ported shroud“). Za cenu mírného snížení účinnosti tak lze provozovat radiální kompresor v širší pracovní oblasti.



Obr. 21: Hrdlo kompresoru s recirkulačním kanálem: a) řez kompressorovým stupněm; b) čehovaná kompresorová mapa bez recirkulačního kanálu a plnou čarou s recirkulačním kanálem) [3]

3.2 TURBÍNY

Pohon kompresoru turbodmychadla je zajišťován přeměnou entalpie motor opouštějících spalin turbínou na mechanickou práci. Z toho vyplývá zvláště u zážehových motorů jejich vysoké teplotně mechanické namáhání, pročež jsou konstruovány ze speciálních materiálů jako je



Inconel, titan-hliník, speciální keramika a další. Dle konstrukce se turbíny obdobně jako kompresory dělí do tří základních skupin – radiální, diagonální a axiální. Kritériem dělení je orientace dominantního směru proudění v tomto případě vstupujícího do turbínového kola.

RADIÁLNÍ

Spaliny vstupují do turbíny radiálně orientovanou tryskou (radiální kanál jako obdoba difusoru u kompresoru). Působením Koriolisova zrychlení tak roste tangenciální složka rychlosti na náběžné hraně lopatek a umožňuje tak provoz turbíny bez přítomnosti rozváděcích elementů. Současně působením odstředivé síly lze dosáhnout většího tlakového spádu a tudíž i měrného výkonu v porovnání s axiálním stupněm při stejných otáčkách. Se stále ještě dobrou účinností tak může radiální stupeň turbíny pracovat při tlakovém poměru až 4:1.



Obr. 22: Radiální turbína [26]

AXIÁLNÍ

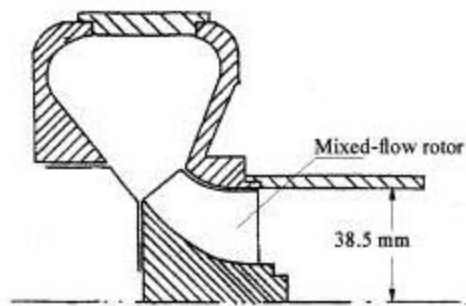
Axiální přívod spalin turbíně má výhodu v menších nárocích na zástavbový prostor ve směru kolmém k ose hřídele, současně ale vyžaduje přítomnost rozváděcích elementů (případně orientovaných trysek). Výhodou je však vyšší maximální účinnost a nižší moment setrvačnosti. Zvláště u velkých turbodmychadel (např. pro lodní motory) umožňují také mnohem snazší výrobu. Zatímco odlévání monolitické radiální turbíny by představovalo značný technický problém, možnost oddělené výroby lopatek a nosného disku axiální turbíny je výhodou.



Obr. 23: Axiální turbína s radiálním kompresorem [27]

DIAGONÁLNÍ

Řešení turbíny s pod úhlem vstupujícími spalinami se vyznačuje především menším momentem setrvačnosti oproti radiálnímu uspořádání, kde zadní stěna rotoru sahá až ke koncům lopatek na vnějším obvodu kola. Díky tomu dosahují turbodmychadla s touto turbínou rychlejší odezvy na změnu zatížení motoru. Další výhodou je možnost konstruovat lopatky s nenulovým úhlem sklonu ve vstupní části kola, který je nutný u radiálních turbín kvůli mechanickému namáhání odstředivou silou. V kombinaci s menším zakřivením mezilopátkových kanálů tak diagonální

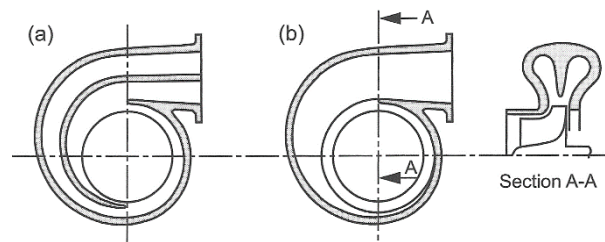


Obr. 24: Diagonální turbína [28]

turbíny dosahují vyšší účinnosti. K nevýhodám patří opět nepatrně nižší maximální tlakový poměr oproti radiálním turbínám a větší plocha pro odvod tepla do centrální skříně.

STATORY RADIÁLNÍCH TURBÍN

Oproti kompresorům je úkolem turbínových statorů urychlení do rotou vstupujícího proudu spalín. Naproti tomu společným rysem je možnost konstrukce jak bezlopatkové varianty, tak varianty s rozváděcími lopatkami s obdobným vlivem na účinnost avšak s komplikací v podobě vysokého teplotního namáhání.



Obr. 25: Rozváděcí spirála turbíny: a) dvojitá ("dual scroll volute"); b) dělená ("twin scroll volute") [3]

Důležitým prvkem moderních turbodmychadel jsou alternativní konstrukční řešení turbínových skříní. Pro maximální využití pulzačního efektu u víceválcového motoru lze využít dělené rozváděcí spirály (známé pod anglickým označením „twin scroll“ nebo „dual scroll volute“), která umožňuje rozdělení objemů výfukových systémů na dvě (případně i více) částí a jejich opětovné sloučení až na samotném vstupu do turbínového kola. Typickou oblastí aplikace této technologie jsou vidlicové šestiválcové motory, z jejichž dvou řad válců jsou spaliny do turbíny s výhodou přiváděny samostatně, čímž je umožněno naplno využít efektu pulzního přeplňování jinak dosažitelného pouze u tříválcových motorů (viz kap. 4.2.2).

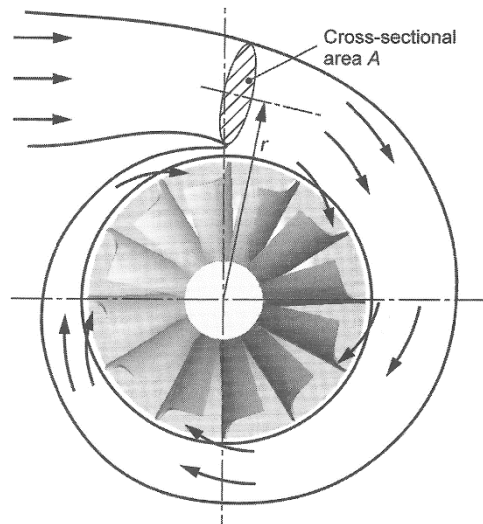
3.3 CHARAKTERISTICKÉ ROZMĚRY RADIÁLNÍHO STUPNĚ

Výkonnost radiálních lopatkových strojů je dána nejen jejich velikostí, ale velkou měrou také provedením konstrukce. Kromě samotného aerodynamického řešení lopatek jsou v případě kompresorů důležité zejména funkční rozměry hrdla a difusoru, respektive rozváděcí spirály a vstupní trysky v případě turbíny.



A/R PARAMETR SPIRÁLY

Nejdůležitějším parametrem charakterizujícím geometrii spirály je poměr mezi plochou tangenciálního kanálu v místě takzvané T-T sekce (viz Obr. 26) a vzdáleností jejího těžiště od osy rotoru. Zvláště důležitá je pak tato hodnota u turbín, kde díky nízkému vlivu na výslednou účinnost velikost parametru „A/R“ slouží k závěrečnému ladění kapacity průtoku spalin pro zajištění požadovaných parametrů spolupráce turbodmychadla se spalovacím motorem.



Obr. 26: Ilustrace parametru A/R na schématu rozváděcí spirály turbíny (r – poloměr k těžišti průtočné pochy; A – průtočná plocha vstupního kanálu spirály) [3]

Oproti ostatním charakteristickým parametrům turbodmychadel tento není bezrozměrný. Vzhledem k tomu, že se jedná o podíl plochy a délky, má parametr „A/R“ rozměr délky. Z toho důvodu je důležité dbát na použití správných jednotek (firma Honeywell udává u svých produktů velikost parametru „A/R“ v palcích).

U kompresorových stupňů je velikost parametru „A/R“ volena na základě analýzy proudění v difusoru za jmenovitých pracovních podmínek. Výchozími předpoklady jsou požadavky na cílový statický výstupní tlak a zachování momentu hybnosti proudu vzduchu. Pro dosažení minimální tlakové ztráty v kompresorové skříni při požadavku na vysoký hmotnostní průtok a výstupní tlak je pak třeba volit vyšší hodnoty parametru „A/R“.

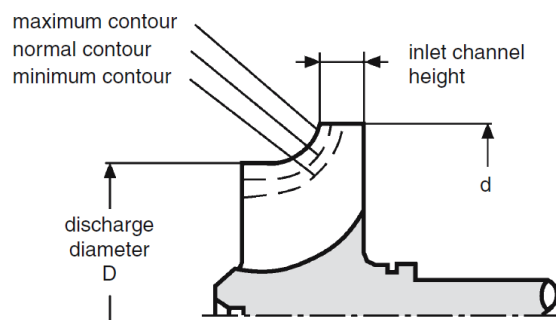
OŘEZ RADIÁLNÍCH KOL

Takzvaný trim udává míru oříznutí lopatek a je definován jako podíl druhých mocnin malého a velkého průměru rotoru [3].

$$Trim = \frac{d_w^2}{D_w^2} \times 100 \quad [\%] \quad (4)$$

kde:

d_w	[mm]	malý průměr rotoru
D_w	[mm]	velký průměr rotoru



Obr. 27: Ořez lopatek turbínového kola (*contour* – křivka tvořící profil rotoru) [4]

Velikost trimu ovlivňuje především průtočnou kapacitu kompresoru či turbíny, pakliže tato není již omezena jiným geometrickým parametrem stupně. Typickým příkladem je plocha vstupní trysky turbíny, kde je nejčastěji pro dosažení požadovaného škrcení proudu spalin optimalizován výstupní kanál rozváděcí spirály. Opačná situace je však u kompresoru, kde k dominantní restrikci dochází ve vstupním hrdle, jehož velikost přímo ovlivňuje velikost trimu kompresorového kola. Pro přibližný výpočet průtočné kapacity kompresoru při změně trimu lze použít následující vzorec [3]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 \frac{Trim_1}{Trim_0} \left(\frac{D_{w1}}{D_{w0}} \right)^2 \quad (5)$$

kde:

\dot{m}_1	[kg.s ⁻¹]	nový hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_0	[kg.s ⁻¹]	původní hmotnostní průtok vzduchu
Trim ₁	[%]	nový trim rotoru
Trim ₀	[%]	původní trim rotoru
D _{w1}	[mm]	nový velký průměr rotoru
D _{w0}	[mm]	původní velký průměr rotoru

Výsledkem změny trimu je potom posun celé charakteristiky daného stroje v ose hmotnostního průtoku (viz obr.). Zvláště u kompresorů je však kromě hmotnostního průtoku třeba počítat také s ovlivněním výsledné účinnosti, která v rozsahu obvyklých návrhových hodnot trimu s jeho snižováním klesá.

3.4 REGULACE RADIÁLNÍHO KOMPRESOROVÉHO STUPNĚ

Důvodem regulace kompresorového stupně je snaha dosáhnout maximální účinnosti a odstupu od meze nestability proudění v co nejširším rozsahu provozních podmínek.

NATÁČECÍ SMĚROVACÍ LOPATKY

Regulací plochy průřezu a orientace kanálů tvořených boky lopatek umístěných ve vstupní dýze kompresoru můžeme měnit jeho průtočnou kapacitu a s ní jak polohu oblasti maximální účinnosti pracovní charakteristiky, tak i do určité míry polohu hranic nestability proudění (viz Obr. 19). Lze tak zajistit nejvhodnější úhel náběhu nasávaného vzduchu na lopatky kompresoru v širokém rozsahu otáček a průtoků.



PŘETLAKOVÝ VENTIL

Moderní turbodmychadlem přepínávané zážehové motory mají škrticí klapku umístěnou nejčastěji za kompresorem ve směru proudícího vzduchu. Výhoda takového řešení spočívá především v tom, že kompresor není vystavován podtlaku, který by při opačném uspořádání mohl způsobovat odsávání oleje z centrální skříně turbodmychadla. Současně ale vyvstává nový problém, kdy při náhlém uzavření škrticí klapky turbodmychadlo svou setrvačností dobíhá, aniž by přes kompresor procházel vzduch. Ten proto záhy začíná pracovat v oblasti nestability, kdy vlivem pumpování může dojít až ke zničení turbodmychadla (např. kontaktem turbínového nebo kompresorového kola s jejich skříní). Z toho důvodu bývá mezi kompresor a škrticí klapku vřazován ještě ochranný ventil, který je otevírán podtlakem přiváděným z potrubí za škrticí klapkou a umožňuje výtok přebytečného kompresorem stlačeného vzduchu do atmosféry.



Obr. 28: Přetlakový ventil pro ochranu kompresoru před pumpováním ("blow-off") [29]

RECIRKULACE

Recirkulace kompresorem stlačeného vzduchu obdobně jako přetlakový ventil slouží k ochraně kompresoru proti pumpování. V tomto případě však zůstává sací potrubí na venek trvale uzavřeno.

3.5 REGULACE RADIÁLNÍHO TURBÍNOVÉHO STUPNĚ

Hlavním důvodem regulace turbínového stupně je řízení produkovaného výkonu a tím plnicího tlaku. Způsob provedení pak významným způsobem ovlivňuje účinnost a provozní vlastnosti celého systému.

OBTOKOVÁ REGULACE („WASTE GATE“)

Regulace obtokem spočívá v přepouštění části spalin z potrubí před turbínou do potrubí za turbínou. Výsledkem je efektivní snížení výkonu získávaného z průtoku spalin. Obtokový



Obr. 29: Interní (vlevo) a externí (vpravo) konstrukce obtokového ventilu turbíny [18]

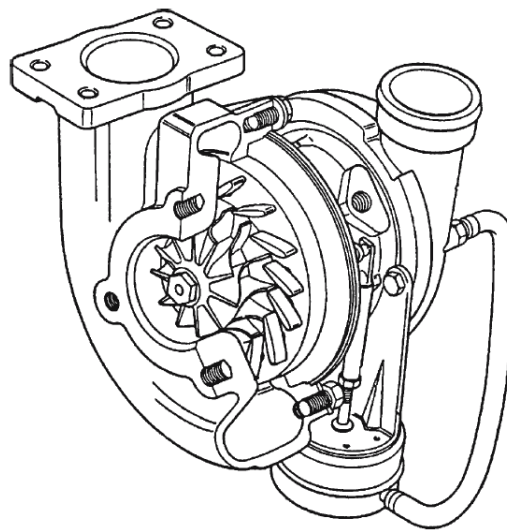


ventil, nejčastěji označovaný anglickým termínem „waste gate“, může být buďto integrován přímo do turbínové skříně, nebo realizován samostatným ventilem vřazeným do výfukového potrubí před turbínu.

Výběr turbíny regulované obtokem se poté řídí požadavkem na naladění spolupráce turbodmychadla s motorem v nízkých otáčkách. Ve vyšších otáčkách motoru naopak dochází vlivem vyššího hmotnostního průtoku k nárůstu tlaku spalin vstupujících do turbíny a přebytek výkonu tak musí být kompenzován otevřením obtokového ventilu. Tím je na jednu stranu dosaženo lepší dynamiky motoru, současně ale také klesá výsledná účinnost turbodmychadla kvůli ztrátovému principu regulace. Výhodou takového řešení je však jeho jednoduchá konstrukce a nízká pořizovací cena. Obtokem je také možné regulovat výkon turbíny ve značně širokém rozsahu.

NATÁČENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

Další možností regulace výkonu je natáčení rozváděcích lopatek ve vstupním konfuzoru turbíny. Principem tohoto řešení je regulace velikosti tlakového spádu na turbíně (tím pádem také rychlosti do rotoru vstupujících spalin) změnou celkové průtočné plochy kanálů tvořených rozváděcími lopatkami (tzn. změnou kapacity turbíny). Současně natáčením lopatek dochází ke změně úhlu náběhu na vstupu do lopatkové mříže, čímž je dále podpořen regulační účinek celého systému. Turbínu s měnitelnou geometrií rozváděcích lopatek tudíž nelze popsat jedinou charakteristikou. Běžně se používá pět až devět map pro různé úhly natočení rozváděcího mechanismu, které se následně interpolují a slouží k modelování regulačního obvodu turbodmychadla.



Obr. 30: Turbína s natáčecími rozváděcími lopatkami [4]

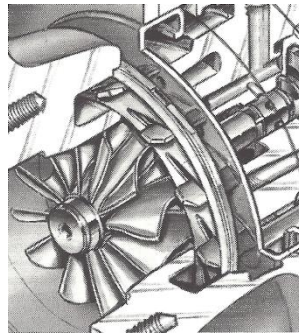
Výhodou variabilních rozváděcích lopatek je nízký vliv jejich aktuace na účinnost turbíny. Naopak nevýhodou jsou zejména vysoké výrobní náklady a obtížné utěsnění celého pohyblivého aparátu projevující se poklesem celkové účinnosti.

VARIABILNÍ ŠÍŘKA VSTUPNÍ SEKCE

Změnou šířky vstupní sekce konfuzoru turbíny můžeme dosáhnout podobného efektu jako v případě natáčení rozváděcích lopatek, u této technologie nicméně nedochází ke směřování



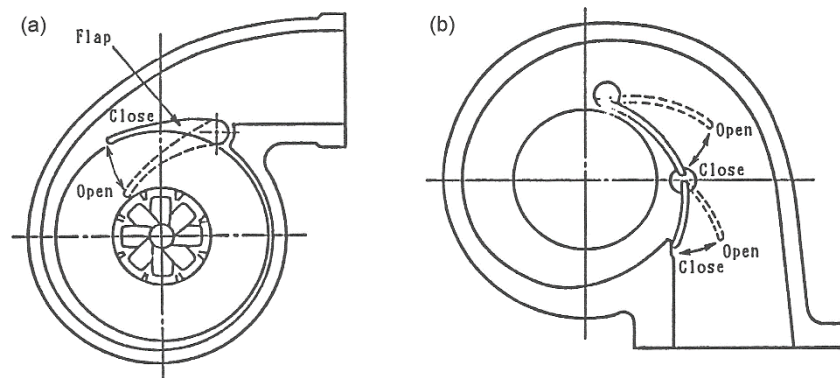
proudu spalin na vstupu do turbínového kola, takže výsledná účinnost dosahuje nižších hodnot. Výhodou je zato jednodušší konstrukce nastavitelného elementu.



Obr. 31: Variabilní šířka konfuzoru turbíny [3]

POHYBLIVÁ Klapka

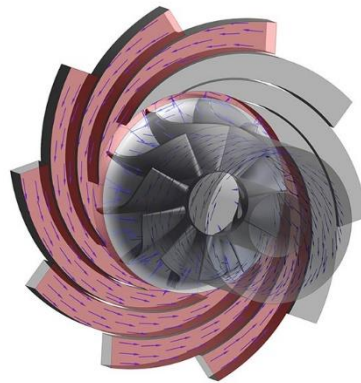
Tato dnes již poněkud zastaralá metoda regulace umožňuje měnit průřez vstupní trysky turbíny. Vlivem nerovnoměrného rychlostního pole spalin podél rozváděcí spirály však toto řešení nedosahuje příliš vysokých účinností.



Obr. 32: Regulace výkonu turbíny natáčecí klapkou: a) jednodílnou; b) dvoudílnou [3]

VÍCEKANÁLOVÁ ROZVÁDĚCÍ SPIRÁLA

Alternativní možností regulace kapacity turbíny je její rozdělení na sekce se samostatným přívodem spalin, která je známá pod označením MEDUSA (Multiple Exhaust Duct Source Adjustment). Postupným otevíráním (resp. zavíráním) jednotlivých sekcí lze v krocích zvětšovat (resp. zmenšovat) průtočnou plochu přívodu spalin a tím pádem polohu rovnovážného pracovního bodu turbodmychadla. Hlavní výhodou tohoto řešení je schopnost maximálního využití pulzací spalin a tím pádem zrychlení odezvy turbodmychadla. Nevýhodná je naopak složitost teplotně namáhaného uzavíracího ústrojí.



Obr. 33: Vícekanálové rozváděcí ústrojí turbíny - Medusa [30]

VARIABILNÍ VÝSTUPNÍ TRYSKA

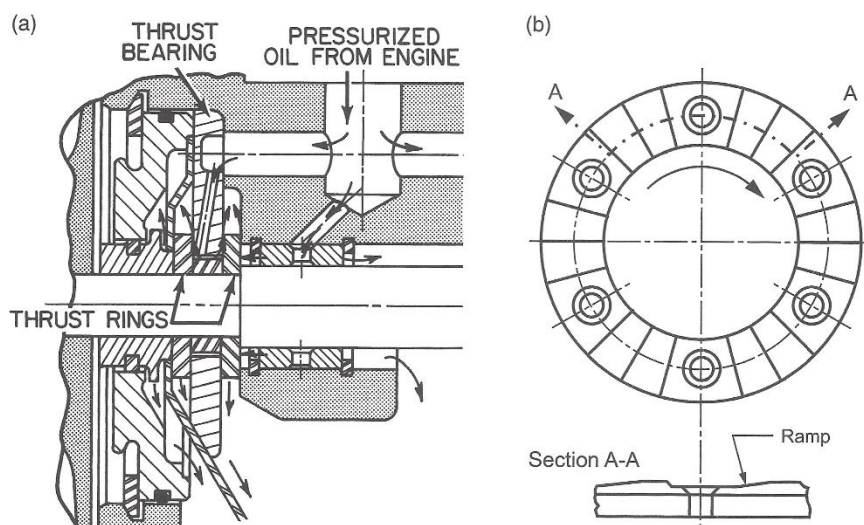
Principem této metody je škrcení proudu spalin vystupujícího z turbíny, které opět umožňuje snížit výkon generovaný turbínou. Snížení efektivního tlakového spádu na turbíně je dosaženo tím, že část expanze na okolní tlak probíhá až na výstupní trysce. Výhodou takového řešení je především jednoduchost konstrukce a široký regulační rozsah. Vyšší efektivita při malých průtocích v porovnání s natáčením rozváděcích lopatek je pak vykoupena vyšším tlakem ve výfukovém systému a turbínové skříni. Vlivem ztráty části expanzního poměru na turbíně pak také nižší dosahovanou účinností při větším průtoku spalin.

3.6 CENTRÁLNÍ SKŘÍNĚ

Úkolem centrální skříně je zejména uložení hřídele turbodmychadla a strukturní propojení kompresorového a turbínového stupně. S tím souvisí požadavek na zajištění přívodu a odtoku tlakového mazacího oleje, případně chladicí kapaliny.

LOŽISKA

Uložení hřídele v centrální skříni bývá nejčastěji realizováno tlakovým olejem mazanými bronzovými kluznými ložisky, která mají výhodu ve své jednoduchosti, kompaktnosti, levné výrobě a schopnosti pracovat při vysokých otáčkách hřídele (nejmenší turbodmychadla mohou dosahovat i více než 300 000 otáček za minutu). Větší pomaloběžnější turbodmychadla nicméně stále častěji využívají také valivá ložiska. Díky jejich výrazně nižšímu třecímu odporu oproti kluzným ložiskám zejména v nízkých rychlostech otáčení jsou zvláště výhodná pro aplikace s požadavkem na rychlou odezvu turbodmychadla na změnu zatížení motoru. Typickým příkladem tak mohou být větší turbodmychadla pro automobily a nákladní vozidla, případně generátorové stanice zásobující síť s časově proměnlivým odběrem energie.

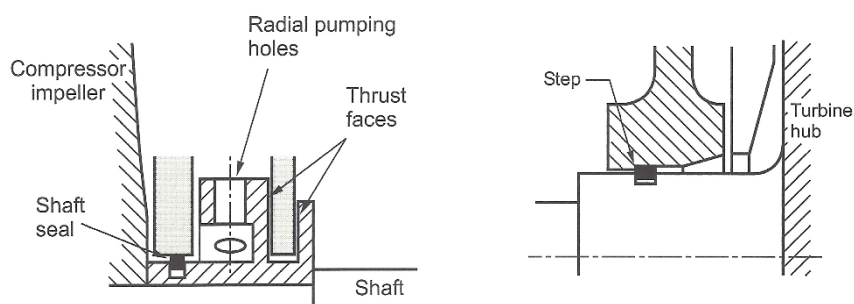


Obr. 34: Schéma tlakového přívodu oleje kluzným ložiskům turbodmychadla: a) příčný řez turbodmychadlem; b) axiální hydrodynamické ložisko [3]

Axiální silové účinky mohou být zachytávány buďto přímo kuličkami valivého ložiska, čely kluzného ložiska (toto pak musí být axiálně zajištěné proti pohybu) nebo samostatným axiálním hydrodynamickým kluzným ložiskem.

UTĚSNĚNÍ HŘÍDELE

Nedílnou součástí uložení spojovacího hřídele jsou také těsnění zabráňující především úniku oleje do prostoru kompresorové a turbínové skříně, případně naopak bránící průniku horkých spalin, či únikům stlačeného vzduchu do ložiskového prostoru. V praxi nejčastěji užívaným typem těsnění je ocelový těsnicí kroužek. Jeho hlavními výhodami jsou nízký třecí odpor, dlouhá životnost a schopnost odolávat vysokým teplotám. K nevýhodám patří nízká účinnost utěsnění pracovního média při rozdílu tlaku v oddělovaných prostředích. K rizikovým pracovním režimům patří například vytáčení nezatíženého vznětového motoru, kdy přes kompresor prochází již nemalé množství vzduchu, které je však jen velmi málo stlačováno, což může vést k poklesu statického tlaku kompresorové kolo opouštějícího vzduchu pod úroveň okolní atmosféry a následnému odsávání oleje z ložiskové skříně.



Obr. 35: Utěsnění hřídele turbodmychadla ocelovými těsnicími kroužky na straně kompresoru (vlevo) a na straně turbíny (vpravo) [3]

Jedním z alternativních těsnících prostředků je například grafitové těsnění, které může být díky svým dobrým kluzným vlastnostem stlačováno pro dosažení vyššího kontaktního tlaku s utěšňovanými povrchy. Freudenbergovo těsnění naopak využívá cirkulace vzduchu poháněné odstředivou silou k vyfukování stékajícího oleje z mezery mezi těsnicím prvkem a



kompresorovou skříní. Pozitivní vliv na účinnost utěsnění kompresorového stupně vykazuje také použití tzv. olejového deflektoru, který zachytává kapičky hřídelem rozstříkovaného oleje před dopadem do prostoru těsnicích elementů.

MATERIÁLOVÉ NÁROKY SOUČÁSTÍ TURBODMYCHADEL

Z materiálového hlediska je nejkritičtější součástí turbína. Vzhledem k jejímu provozu za vysokých teplot (zejména u zážehových aplikací) bez možnosti přímého chlazení, při vysokých otáčkách a s pulsujícím zatížením od nerovnoměrně přiváděných výfukových plynů je kladen mimořádný nárok na žáruvzdornost a vysokoteplotní únavovou životnost použitého materiálu. Nejčastěji se tak můžeme setkat s využitím slitiny Inconel, Titanhliník nebo speciální keramiky. Turbínová skříně zpravidla využívá žáruvzdorných ocelí, můžeme se ale setkat i s vodou chlazenými hliníkovými skříněmi, které mají výhodu v možnosti zástavby do špatně ventilovaného prostoru, současně ale snižují teplotu spalin vstupujících do turbíny a tím pádem i její účinnost.

Kompresorová kola naproti tomu využívají hliníkových slitin, které díky své nízké hustotě přispívají k dosažení nízkého momentu setrvačnosti rotujících částí turbodmychadla a pozitivně tím ovlivňují jeho odezvu. Stupně s vysokou mírou stlačení nasávaného vzduchu mohou být kvůli vyšší teplotní stálosti vyráběny také ze slitin titanu. Kompresorové skříně pak díky nižším pracovním teplotám opět využívají materiálů s nízkou hustotou, jako jsou slitiny hliníku a hořčíku, případně v současné době i kompozitní materiály.

3.7 AKTUÁTORY

Aktuace interního waste gate, mechanismu naklápění rozváděcích lopatek, případně dalších regulačních prostředků může být zajištěna několika různými způsoby. Nejčastěji bývá využíván pneumatický aktuátor sestávající z pístu utěsněného v plechové tlakové nádobě prostřednictvím pryžové membrány. Mechanismus udržuje obtokový kanál zavřený silou pružiny působící na spodní stranu pístu, zatímco při dosažení požadovaného plnicího tlaku se dostává tato síla do rovnováhy se silou od tlaku plnicího vzduchu působícího na membránu nad pístem. Další nárůst tlaku tak vede ke stlačování pružiny a postupnému otevírání obtokového kanálu.



Obr. 36: Ppneumatický aktuátor [31]

Další a v automobilovém průmyslu stále častěji využívanou možností je aktuace prostřednictvím elektrického servomotoru. Výhodou je plná kontrola nad úhlem otevření obtokového ventilu prostřednictvím regulační elektroniky umožňující pokročilé řízení plnicího tlaku dle jízdního režimu apod. Nevýhodou je však ztráta přímé zpětnovazební regulace a nutnost spoléhat na funkčnost řídicí elektroniky, jejíž selhání může velmi rychle vést



k poškození turbodmychadla překročením limitních otáček, případně i motoru vlivem nadlimitního nárůstu spalovacího tlaku.



Obr. 37: Elektrický aktuátor [32]

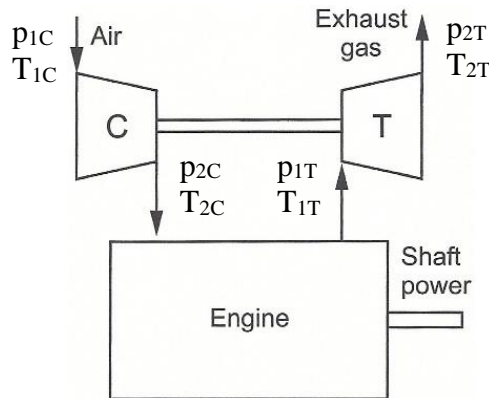
Kompromisem výše zmíněného je potom řízení pneumatického aktuátoru prostřednictvím elektromagnetického ventilu, který cyklicky přepíná mezi přívodem tlaku ze zásobníku a z atmosféry. V praxi pak může být oním zásobníkem nádrž kompresorem stlačeného vzduchu, vývěvou generovaného podtlaku, případě lze využívat i přetlak plicního vzduchu ze sacího systému motoru. V naposledy zmiňovaném případě je však nevýhodná závislost funkčnosti regulačního mechanismu na přítomnosti tlaku v sacím systému motoru. Samotný ventil potom nejčastěji pracuje na principu pulsně šířkové modulace (PWM). Nastavením poměru mezi šířkou otevírajících a uzavírajících pulzů tak lze dosáhnout plynulé regulace tlaku.

Ojedinele jsou využívány i hydraulické aktuátory sestávající z hydraulického pístu a přepouštěcího ventilu ovládajícího přívod tlakového oleje. Možnost plné kontroly nad úhlem otevření obtokového ventilu je zde vyvážena vyšší složitostí celého systému a závislostí na spolehlivém přívodu tlakového oleje, který může být vystavován působení tepla přiváděného pístnicí od teplotně vysoce namáhané turbínové skříně.



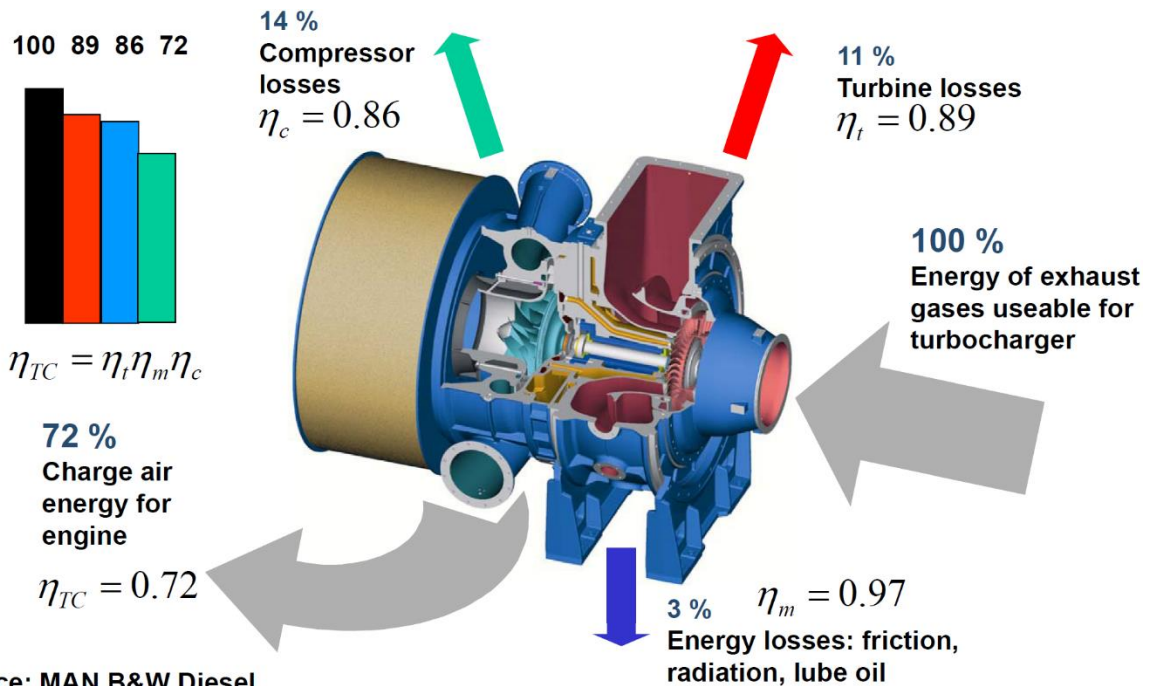
4 TERMODYNAMIKA PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Přeplňování spalovacích motorů je založeno na zvyšování tlaku plnicího vzduchu, jehož hustota tak roste a umožňuje při stejném zdvihovém objemu motoru spálení většího množství paliva v každém pracovním oběhu (viz kap. 1). Výkon potřebný na dané stlačení je v případě turbodmychadla dodáván výfukovou turbínou, která využívá expanzi spalin z tlaku na konci pracovního oběhu motoru na tlak okolní atmosféry (viz Obr. 43).



Obr. 39: Schéma motoru s turbodmychadlem [3]

Termodynamickým dějem, využívaným k popisu komprese a expanze ideálního plynu na lopatkových strojích, je děj adiabatický. Ten se vyznačuje nulovou výměnou tepla mezi pracovní látkou a okolím, přičemž velikost měrné energie dodané pracovnímu médiu během procesu komprese je minimální, zatímco velikost měrné energie uvolněné při expanzi je maximální teoreticky možná. Z toho důvodu je reálná účinnost kompresorů a turbín vztahována právě k účinnosti adiabatického stroje, pracujícího mezi stejnými tlaky.



Obr. 38: Dosahované účinnosti částí turbodmychadla na příkladu aplikace na velký lodní motor [12]



4.1 ÚČINNOST LOPATKOVÉHO KOMPRESORU

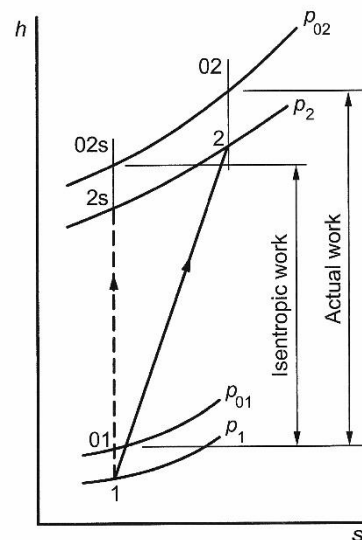
Reálná účinnost kompresoru je vždy nižší, než účinnost adiabatická. Tato skutečnost vychází z druhého zákona termodynamiky a dobře ji ilustruje zobrazení procesu adiabatické a reálné komprese v h - s diagramu (viz Obr. 40). Protože jsou nevratné děje doprovázeny nárůstem entropie, velikost práce potřebné na stlačení pracovního plynu reálným kompresorem je vždy vyšší, než v případě adiabatického. Pro adiabatickou účinnost kompresoru platí vztah [3]:

$$\eta_C = \frac{\Delta h_{0C_ad}}{\Delta h_{0C}} = \frac{h_{02C_ad} - h_{01C}}{h_{02C} - h_{01C}} = \frac{c_p T_{02C_ad} - c_p T_{01C}}{c_p T_{02} - c_p T_{01}} = \frac{T_{02C_ad} - T_{01C}}{T_{02} - T_{01}} \quad (6)$$

kde:

η_C	[-]	adiabatická účinnost kompresoru
Δh_{0C_ad}	[J.kg ⁻¹]	nárůst měrné totální entalpie plynu při adiabatické kompresi
Δh_{0C}	[J.kg ⁻¹]	nárůst měrné totální entalpie plynu při reálné kompresi
h_{02C_ad}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu po adiabatické kompresi
h_{01C}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu před kompresí
h_{02C}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu po reálné kompresi
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita plynu za konstantního tlaku
T_{02C_ad}	[K]	totální teplota plynu po adiabatické kompresi
T_{01C}	[K]	totální teplota plynu před kompresí
T_{02C}	[K]	totální teplota plynu po reálné kompresi

Z rovnice (6) také plyne, že teplota vzduchu na výstupu z reálného kompresoru je vždy vyšší, než její teoretická velikost pro ideální kompresor.



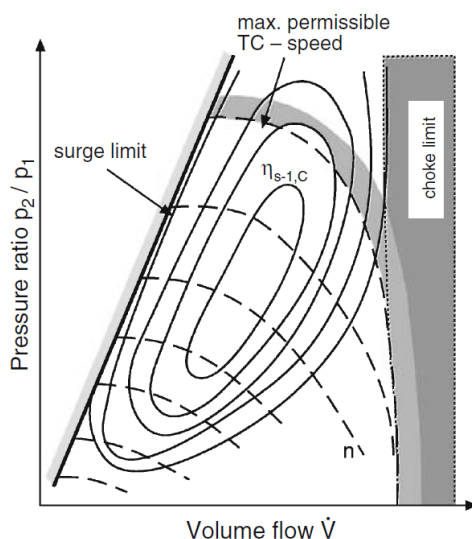
Obr. 40: Porovnání adiabatické a reálné komprese v h - s diagramu (p_0 - totální tlak na počátku komprese, p_1 - statický tlak na počátku komprese, p_2 - statický tlak na konci komprese, p_{02} - totální tlak na konci komprese, index „s“ značí adiabatický děj) [3]

Účinnost kompresoru je závislá na celé řadě faktorů viz Obr.

Velikost adiabatické účinnosti lopatkového plyního kompresoru je však dána nejen kvalitou jeho aerodynamického návrhu, ale závisí také na okamžitých pracovních podmínkách. Klíčovými faktory jsou pak zejména hmotnostní průtok vzduchu a poměr totálních tlaků za a



před kompresorem. Pro popsání vlivu pracovních podmínek na účinnost byly zavedeny charakteristické mapy lopatkových strojů.



Obr. 41: Mapa kompresoru s vyznačením hraničních oblastí (**surge line** – mez pumpování, **max. permissible TC-speed** – maximální dovolené otáčky turbodmyhadla, **choke limit** – mez zahlcení) [4]

Z obrázku je patrné, že pracovní oblast kompresoru je omezena třemi křivkami - hranicí pumpování zleva, hranicí zahlcení zprava a limitními otáčkami shora. Zatímco mez zahlcení je dána geometrií kompresoru (průměr vstupního kanálu) a limitní otáčky strukturální pevností kompresorového kola, poloha meze pumpování je ovlivněna mnoha faktory aerodynamickým návrhem kompresoru počínaje a uspořádáním připojeného potrubí dané aplikace konče. Úpravami konstrukce kompresorové skříně však lze dosáhnout částečného odsunutí meze pumpování.

Pro použití map k výpočtům s různými pracovními podmínkami, například při pokles tlaku okolního vzduchu s nadmořskou výškou, je nutné zavést přepočít, který umožní transformaci skutečných pracovních podmínek do korigovaného tvaru kompatibilního s hodnotami v mapě, stanovenými pro standardní podmínky.

4.1.1 PODOBNOSTNÍ ČÍSLA V CHARAKTERISTICE KOMPRESORU

Podobnostní čísla slouží k zobecnění vlastností fyzikálních problémů. V případě charakteristik lopatkových strojů se jedná zejména o redukované hmotnostní průtoky pracovního média [3]:

$$\dot{m}_{C_red} = \dot{m}_C \frac{\sqrt{T_{01C}}}{P_{01C}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pa}^{-1}] \quad (7)$$

kde:

\dot{m}_C [kg·s⁻¹] hmotnostní průtok vzduchu kompresorem
 p_{01C} [Pa] totální tlak vzduchu vstupujícího do kompresoru

a redukované otáčky [3]:



$$n_{C_red} = \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01C}}} \quad [\text{min}^{-1} \cdot \text{K}^{-\frac{1}{2}}] \quad (8)$$

kde:

n_{TC} [min⁻¹] otáčky turbodmychadla

Výhodou redukovaných veličin je možnost uplatnit stejnou naměřenou mapu k predikci chování stroje za různých podmínek určených vstupním tlakem a teplotou. To znamená, že nepotřebujeme dodatečné mapy pro provoz kompresoru ve vysokých nadmořských výškách, případně u turbíny při měnících se teplotách a tlacích vstupujících spalin. Důležitým důsledkem je také zachování schopnosti predikovat bod zhlcení daného stroje za určitých provozních podmínek.

V některých případech jsou místo bezrozměrných podobnostních čísel využívány jejich normalizované hodnoty, které se vztahují ke zvoleným referenčním stavovým veličinám, a tím se zachovává jejich rozměr. Dle standardů formátu SAE platí pro korigovaný průtok [4]:

$$\dot{m}_{C_cor} = \dot{m}_{C_red} \frac{100kPa}{\sqrt{298K}} = \dot{m}_C \frac{\sqrt{T_{01C}}}{p_{01C}} \frac{100kPa}{\sqrt{298K}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9)$$

a pro korigované otáčky [4]:

$$n_{C_cor} = n_{TC} \frac{\sqrt{298K}}{\sqrt{T_{01C}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (10)$$

Korekce otáček turbodmychadla vychází z teorie Machova čísla, kdy za limit otáček kompresoru zpravidla uvažujeme takovou obvodovou rychlost konců lopatek, která odpovídá relativní rychlosti zvuku v pracovním médiu za daných podmínek [3]:

$$M_{2C} = \frac{u_{2C}}{\sqrt{\kappa_{vz} r_{vz} T_{01C}}} \sim \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01C}}} \quad (11)$$

kde:

M_{2C} [-] Machovo číslo konců lopatek vztahované k totálním podmínkám před kompresorem

κ_{vz} [-] Poissonova konstanta vzduchu

u_{2C} [m.s⁻¹] obvodová rychlost konců lopatek kompresoru na výstupním průměru

4.2 ÚČINNOST TURBÍNY

Obdobně jako v případě kompresoru je účinnost turbíny vztahována k adiabatickému ději, tedy k adiabatické expanzi. Zde je však změna totální entalpie reálného proudění expanzí z totálního tlaku před turbínou na totální tlak za turbínou vztahována k změně entalpie adiabatického proudění expandujícího z totálního tlaku před turbínou na statický tlak za turbínou („total to static“). Adiabatická účinnost turbíny je tedy dána rovnicí [3]:

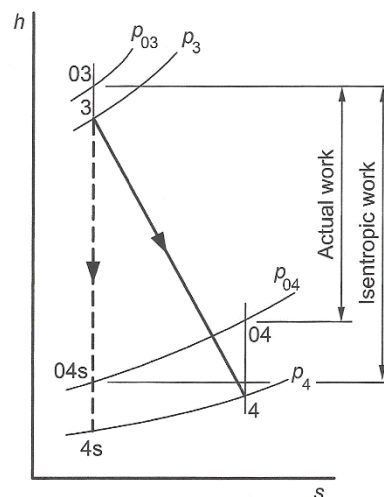
$$\eta_T = \frac{\Delta h_{0T}}{\Delta h_{0T_ad}} = \frac{h_{02T} - h_{01T}}{h_{2T_ad} - h_{01T}} = \frac{c_{psp} T_{02T} - c_{psp} T_{01T}}{c_{psp} T_{2_ad} - c_{psp} T_{01T}} = \frac{T_{02T} - T_{01T}}{T_{2T_ad} - T_{01T}} \quad [-] \quad (12)$$



kde:

η_T	[-]	adiabatická účinnost turbíny
Δh_{0T_ad}	[J.kg ⁻¹]	pokles měrné totální entalpie spalin při adiabatické expanzi
Δh_{0T}	[J.kg ⁻¹]	pokles měrné totální entalpie spalin při reálné expanzi
h_{2T_ad}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin po adiabatické expanzi
h_{01T}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin před vstupujícími do turbíny
h_{02T}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin opouštějících turbínu
c_{psp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita plynu za konstantního tlaku
T_{01T}	[K]	totální teplota do turbíny vstupujícími spalin
T_{02T}	[K]	totální teplota z turbíny vystupujícími spalin
T_{2T_ad}	[K]	statická teplota spalin při adiabatické expanzi na tlak za turbínou

Tím je zohledněna možná ztráta části expanze škrcením průtoku spalin za turbínou. Obdobně jako u kompresoru je pak teplota turbínu opouštějících spalin vždy vyšší, než která by byla dosažena adiabatickou expanzí.



Obr. 42: Porovnání adiabatické a reálné expanze v h - s diagramu (p_{03} - totální tlak na počátku expanze, p_3 - statický tlak na počátku expanze, p_4 - statický tlak na konci expanze, p_{04} - totální tlak na konci expanze, index „s“ značí adiabatický děj) [3]

Také u turbíny je dána kapacita průtoku plochou vstupní sekce. Oproti kompresoru je však pracovní médium přiváděno tangenciálně ke směru rotace turbínového kola a vystupuje radiálně. Vstupní sekci je tudíž myšlena plocha vstupního kanálu kolmo ke směru proudění v místě tzv. jazýčku rozváděcí spirály. Jako charakteristický parametr je zvolen podíl této plochy k vzdálenosti jejího těžiště od osy turbíny (tzv. A/R parametr). Určujícím faktorem pro kapacitu turbíny je tudíž především geometrie turbínové skříně.

Jak kompresor, tak turbína v zásadě fungují jako tryska generující (resp. spotřebovávající) dynamický tlak proudící tekutiny. Zjednodušeně mohou být tudíž popsány rovnicí adiabatického výtoku tekutiny tryskou (viz (28)). Namísto poměrného stlačení je zde však udávána poměrná expanze.



4.2.1 PODOBNOSTNÍ ČÍSLA V CHARAKTERISTICE TURBÍNY

Podobnostní čísla slouží k zobecnění vlastností fyzikálních problémů. V případě charakteristik lopatkových strojů se jedná zejména o redukované hmotnostní průtoky pracovního média [3]:

$$\dot{m}_{T_red} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{01T}}}{p_{01T}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{Pa}^{-1}] \quad (13)$$

kde:

\dot{m}_T	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok spalin turbínou
p_{01T}	[Pa]	totální tlak spalin vstupujících do turbíny

a redukované otáčky [3]:

$$n_{T_red} = \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01T}}} \quad [\text{min}^{-1} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}}] \quad (14)$$

Výhodou redukovaných veličin je možnost uplatnit stejnou naměřenou mapu k predikci chování stroje za různých podmínek (zde vztažených ke vstupním teplotám a tlakům). To znamená, že nepotřebujeme dodatečné mapy pro provoz turbíny při různých teplotách a tlacích vstupujících spalin. Důležitým důsledkem je také zachování schopnosti predikovat bod zhlcení daného stroje za určitých provozních podmínek.

V některých případech jsou místo bezrozměrných podobnostních čísel využívány jejich normalizované hodnoty, které se vztahují ke zvoleným referenčním stavovým veličinám, a tím se zachovává jejich rozměr. Dle standardů formátu SAE pro korigovaný průtok platí [3]:

$$\dot{m}_{T_cor} = \dot{m}_T \sqrt{\frac{T_{01T}}{288\text{K}}} \frac{101325\text{Pa}}{p_{01T}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (15)$$

a pro korigované otáčky [3]:

$$n_{T_cor} = n_{TC} \sqrt{\frac{298\text{K}}{T_{01T}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (16)$$

Korekce otáček turbodmychadla vychází z teorie Machova čísla, kdy za limit otáček turbíny zpravidla uvažujeme takovou obvodovou rychlost konců lopatek, která odpovídá relativní rychlosti zvuku v pracovním médiu za daných podmínek.

$$M_{1T} = \frac{u_{1T}}{\sqrt{\kappa_{sp} r_{sp} T_{01T}}} \sim \frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{01T}}} \quad (17)$$

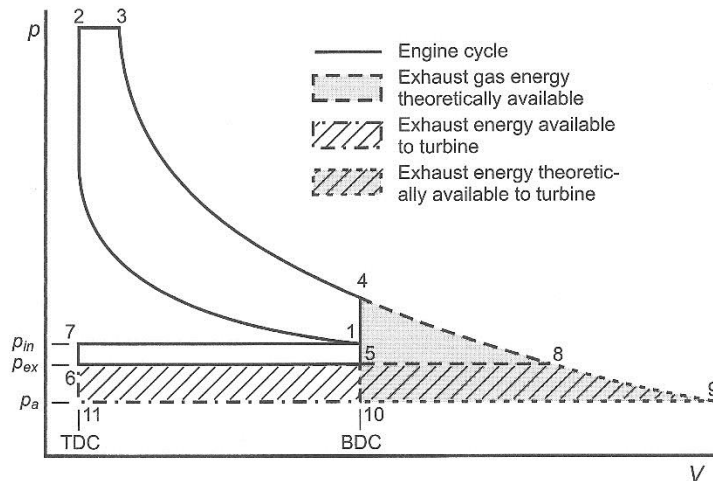
kde:

M_{1T}	[-]	Machovo číslo konců lopatek vztažené k totálním podmínkám před turbínou
κ_{sp}	[-]	Poissonova konstanta spalin
r_{sp}	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná plynová konstanta spalin
u_{1T}	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost konců lopatek turbíny na vstupním průměru



4.2.2 VYUŽITÍ ENERGIE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

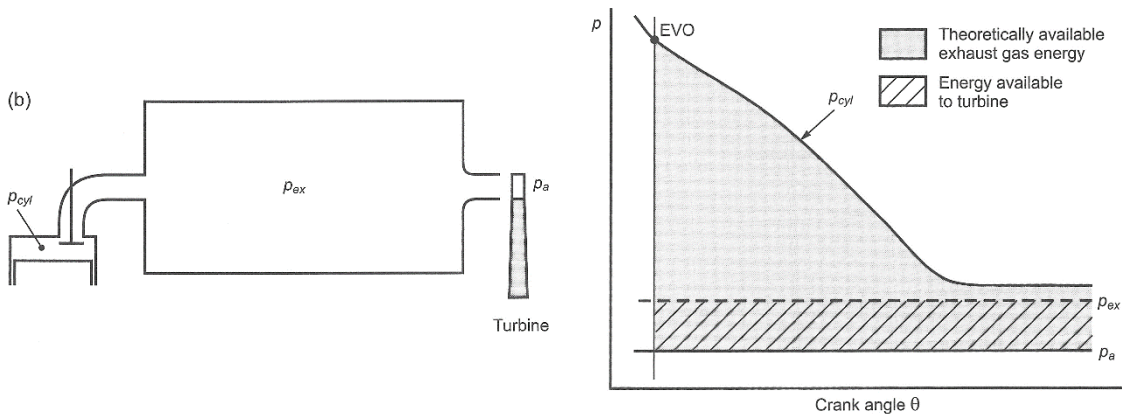
Podle provedení napojení turbíny na motor rozlišujeme dva základní typy provozu turbodmychadel – *impulsní* a *rovnotlaký*. Hlavním rozdílem je zde způsob využití energie spalin odváděných z válců motoru a následně pohánějících turbodmychadlo. Zatímco u velkých víceválcových motorů (se šesti a více válci) bývá vyústění výfukových svodů řešeno do společného sběrného potrubí, které přivádí spaliny s jen mírně oscilujícím průtokem na turbínu, u motorů s nižším počtem válců a zejména automobilových bývá naopak snaha minimalizovat objem potrubí mezi motorem a turbínou pro maximalizaci tlakových pulzací.



Obr. 43: Ideální P-V diagram turbodmychadlem přeplňovaného motoru [3]

ROVNOTLAKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Při rovnotlakém provozu turbíny spaliny nejprve expandují na tlak uvnitř sběrného potrubí většího objemu, který je typicky výrazně nižší než tlak ve válci. Škrcením při průchodu ventily tak výfukové plyny ztratí část entalpie, která by jinak mohla být využita pro pohon turbíny. Současně je tím ale umožněn prakticky rovnoměrný průtok spalin přes turbínu s jen minimální oscilací tlaku.



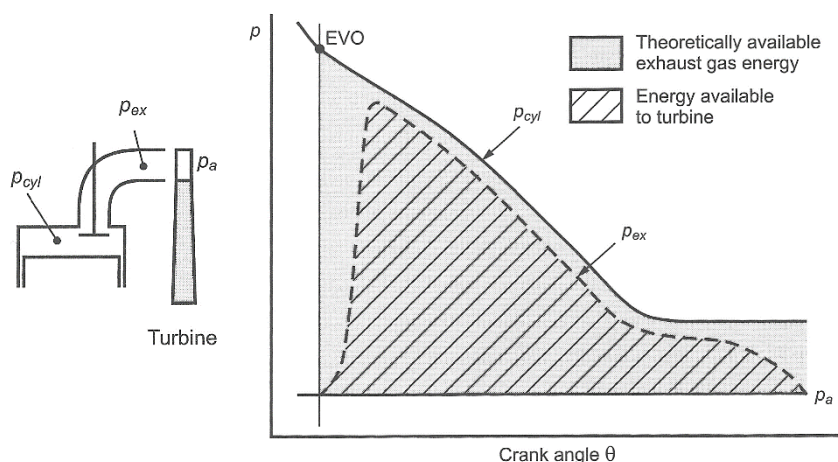
Obr. 44: Expanze spalin výfukovými ventily při rovnotlakém přeplňování [3]



Vhodně zvolená turbína tak může pracovat stabilně v blízkosti maxima své účinnosti, takže výsledná termodynamická účinnost rovnotlance přeplňovaného motoru může překonat účinnost motoru přeplňovaného impulzně (viz následující kapitola). Toho je využíváno zejména u stacionárních a velkých motorů, které pracují dlouhodobě se stálým zatížením a konstantními otáčkami. U automobilových aplikací však tento systém není běžný.

IMPULSNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

Impulsní provoz turbíny umožňuje využít větší část tlakového spádu mezi spaliny na konci expanzního zdvihu pístu a okolní atmosférou, což se projevuje zejména rychlejší odezvou turbodmychadla na změnu zatížení motoru.



Obr. 45: Expanze spalin výfukovými ventily při impulzním přeplňování [3]

Výhodné je pak zejména tříválcové uspořádání přívodního potrubí turbíny s fázovým rozdílem připojených válců 240° (viz obr. Obr. 5). U motorů s konvenčním časováním ventilů jsou tak turbíně v každém okamžiku přiváděny spaliny alespoň z jednoho válce, čímž je umožněna nepřetržitá produkce užitečného výkonu. Současně ale nedochází vlivem překrytí k poklesu vyplachovací účinnosti při příchodu přetlakové vlny od otevírajícího výfukového ventilu jednoho válce k zavírajícímu ventilu válce předcházejícího. Vhodnou délkou výfukového potrubí lze navíc dosáhnout takového naladění vlastní frekvence tlakových pulsů v potrubí s frekvencí otevírání výfukových ventilů, při kterém jsou tyto zavírány právě v okamžiku minima tlakové vlny. To je zpravidla nižší než tlak v sacím potrubí, výsledkem čehož je pozitivní vyplachovací tlakový spád.

4.3 ROVNOVÁHA TURBÍNY A KOMPRESORU

Turbodmychadlo, jako lopatkový stroj, zprostředkovává předávání energie mezi proudící tekutinou a mechanicky (hřídelem) připojenými zařízeními. Turbína přeměňuje entalpii výfukových plynů na mechanickou energii na spojovacím hřídeli, který ji následně předává kompresoru a umožňuje tak její další přeměnu na entalpii stlačeného vzduchu nasávaného motorem. Pracovní bod turbodmychadla je v ustáleném stavu dán rovnováhou výkonu odebíraného kompresorem a výkonu dodávaného turbínou po zahrnutí třecích ztrát. Nerovnováha naopak znamená akceleraci případně deceleraci turbodmychadla.

$$\dot{m}_C \Delta h_{0C} = -\eta_{mTC} \dot{m}_T \Delta h_{0T} - \frac{1}{2} I_{TC} \frac{d\omega_{TC}^2}{dt} \quad [W] \quad (18)$$



kde:

η_{mTC}	[-]	mechanická účinnost turbodmychadla
r_{sp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta spalin
I_{TC}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti turbodmychadla
ω_{TC}	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost turbodmychadla
t	[s]	čas

Pro výpočet charakteristických veličin rovnovážného pracovního bodu je výhodné vyjádřit termodynamické procesy na kompresoru a turbíně jako adiabatické děje korigované reálnými účinnostmi obou strojů.

Pro měrný entalpický spád na kompresoru platí vztah:

$$\Delta h_{0C} = \frac{\Delta h_{0C_ad}}{\eta_C} = \frac{c_{pvz}}{\eta_C} (T_{02C_ad} - T_{01C}) = \frac{c_{pvz}}{\eta_C} T_{01C} \left(\frac{T_{02C_ad}}{T_{01C}} - 1 \right) = \frac{c_{pvz}}{\eta_C} T_{01C} \left[\left(\frac{P_{02C_ad}}{P_{01C}} \right)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right] \quad (19)$$

kde:

p_{02C_ad} [Pa] totální tlak na výstupu z kompresoru po adiabatické kompresi

Pro měrný entalpický spád na turbíně platí vztah:

$$\Delta h_{0T} = \eta_T \Delta h_{0T_ad} = \eta_T c_{psp} (T_{2T_ad} - T_{01T}) = \eta_T c_{psp} T_{01T} \left(\frac{T_{2T_ad}}{T_{01T}} - 1 \right) = \eta_T c_{psp} T_{01T} \left[\left(\frac{P_{2T_ad}}{P_{01T}} \right)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right] \quad (20)$$

kde:

p_{2T_ad} [Pa] statický tlak na výstupu z turbíny po adiabatické expanzi

Rovnici rovnováhy v ustáleném stavu pak můžeme přepsat do tvaru:

$$\dot{m}_C \frac{c_{pvz}}{\eta_C} T_{01C} \left[\left(\frac{P_{02C_ad}}{P_{01C}} \right)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right] = -\eta_{mTC} \dot{m}_T \eta_T c_{psp} T_{01T} \left[\left(\frac{P_{02T_ad}}{P_{01T}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}} - 1 \right] \quad (21)$$

Pro zjednodušení se zavádí celková účinnost turbodmychadla:

$$\eta_{TC} = \eta_C \eta_T \eta_{mTC} \quad [-] \quad (22)$$

Tlakový poměr na kompresoru definuje rovnice:

$$\pi_C = \frac{P_{02C}}{P_{01C}} \quad [-] \quad (23)$$

Obdobně expanzní poměr na turbíně je dán vztahem:

$$\varepsilon_T = \frac{P_{01T}}{P_{2T}} \quad [-] \quad (24)$$



Nyní si můžeme odpovědět na otázku, jaký tlakový spád na turbíně je potřeba pro požadované stlačení nasávaného vzduchu, případně naopak jakého plnicího tlaku dosáhneme při určitém tlakovém spádu na turbíně [4].

$$\pi_C = \left(1 + \eta_{TC} \frac{\dot{m}_T c_{psp} T_{01T}}{\dot{m}_C c_{pvz} T_{01C}} \left[1 - \pi_T^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{vz}}} \right] \right)^{\frac{\kappa_{vz}}{\kappa_{sp}-1}} \quad (25)$$

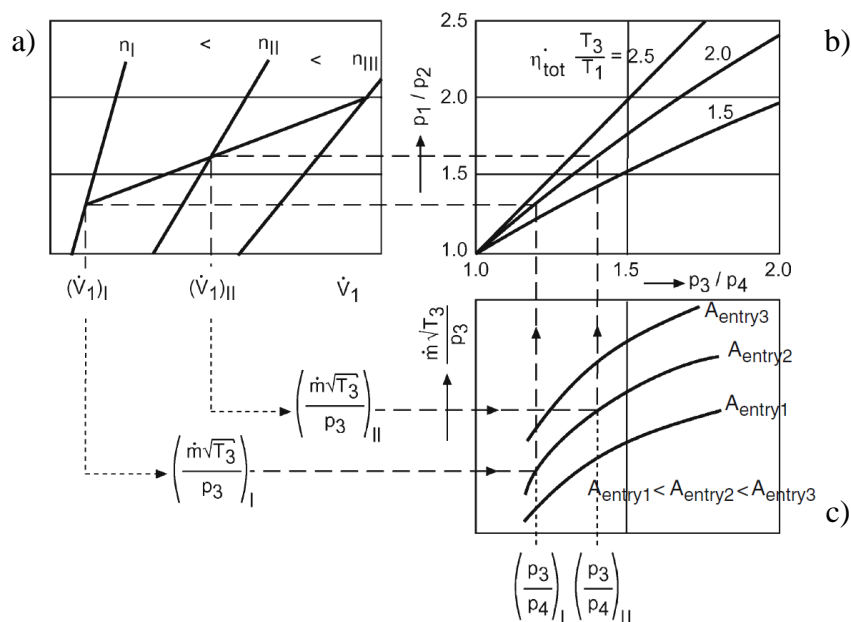
Pro účely návrhového výpočtu turbodmychadla je nicméně vhodnější stanovovat potřebný tlakový spád na turbíně na základě požadovaného plnicího tlaku v sání [4].

$$\pi_T = \left(1 + \frac{1}{\eta_{TC}} \frac{\dot{m}_C c_{pvz} T_{01C}}{\dot{m}_T c_{psp} T_{01T}} \left[1 - \pi_C^{\frac{\kappa_{vz}}{\kappa_{sp}-1}} \right] \right)^{\frac{\kappa_{sp}}{\kappa_{vz}-1}} \quad (26)$$

Pro zjednodušení se do rovnice (26) zavádí tzv. parametr b (podle vynálezce prvního turbodmychadla Alfreda Büchi), který udává relaci využití tlakového spádu na turbíně ke kompresi plnicího vzduchu [4].

$$b = \frac{1}{\eta_{TC}} \frac{\dot{m}_C c_{pvz} T_{01C}}{\dot{m}_T c_{psp} T_{01T}} \quad (27)$$

Plnicí tlak (resp. jeho poměr k tlaku před kompresorem) je tedy funkcí tlakového spádu na turbíně, teploty výfukových plynů vstupujících do turbíny, teploty nasávaného vzduchu, složení stlačovaného vzduchu a výfukových plynů, poměru hmotnostních toků vzduchu a výfukových plynů a celkové účinnosti turbodmychadla. Po různé hodnoty parametru b je závislost obou



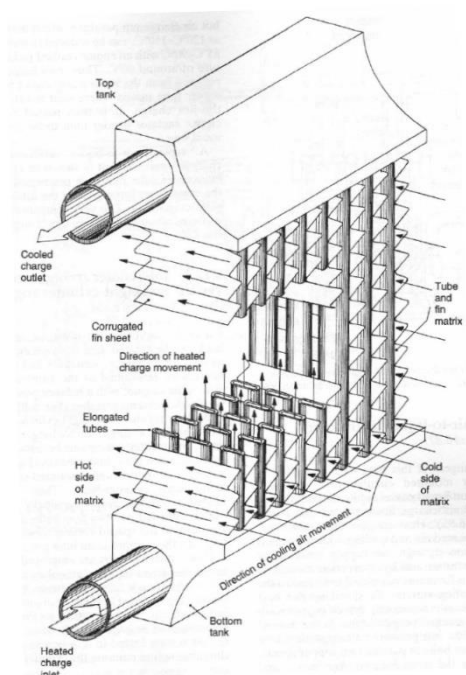
Obr. 46: Zobrazení postupu stanovení rovnovážného pracovního bodu turbodmychadla (a – pracovní oblast kompresoru s vyznačením křivek hltnosti motoru, b – graf parametru b , c – pracovní oblast turbíny s měnitelnou kapacitou) [4]

tlakových poměrů vynesena v pravé horní části Obr. 46. Poměr hmotnostních toků nasávaného vzduchu a výfukových plynů závisí především na velikosti stechiometrického směšovacího poměru použitého paliva a součinitele přebytku vzduchu, se kterým je motor provozován.



4.4 CHLAZENÍ STLAČENÉHO VZDUCHU

Cílem přeplňování je zvýšení hustoty plnicího vzduchu. Ten je však vlivem stlačování teplejší než okolní vzduch (kompresor s adiabatickou účinností 75% při čtyřnásobném stlačení vzduchu pokojové teploty zvýší jeho teplotu přibližně na 220°C), proto je výhodné mezi motor a kompresor vřadit mezichladič stlačeného vzduchu. Kromě navýšení výkonu je další podstatnou výhodou u zážehových motorů oddálení meze detonačního spalování (díky nižší průměrné teplotě směsi během komprese ve válci). K chlazení je potom nejčastěji využíván buďto okolní vzduch, nebo samostatný vodní chladicí okruh, jehož hlavní výhodou jsou kompaktní rozměry samotného mezichladiče.



Obr. 47: Mezichladič stlačeného vzduchu chlazený vzduchem [6]

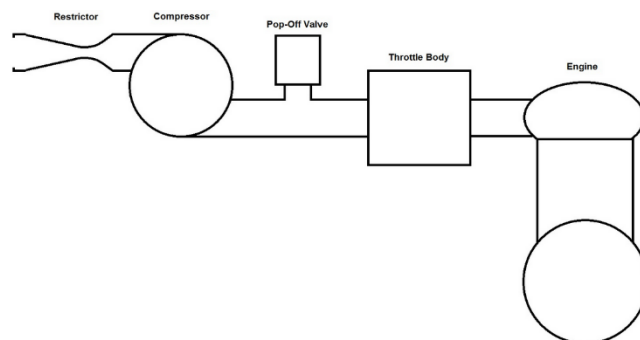


5 KONCEPCE MOTORU A APLIKACE TURBODMYCHADLA

Cílem projektu turbodmychadlem přepřňovaného motoru pro pohon monopostu Formula Student je přiblížení se výkonu čtyřválcových motorů s minimálním nárůstem váhy, která představuje klíčový faktor určující dynamičnost celého vozidla. Samotný nárůst výkonu tedy není postačujícím kritériem pro volbu způsobu přepřňování, ale je třeba uvážit také celou zástavbu motoru tak, aby poměr výkonu k jednotce hmotnosti byl maximální. Jedním z důvodů volby přepřňování turbodmychadlem je proto nezávislost jeho pohonu na mechanickém propojení s výstupním hřídelem motoru, které je naopak nutné při užití mechanického kompresoru. Také výkon motoru spotřebováváný na stlačování plnicího vzduchu je v případě turbodmychadla řádově nižší díky tomu, že velká část výfukovou turbínou využívané entalpie proudu spalin by byla jinak z motoru odváděna bez užitku. Při uvážení omezení maximálního výkonu motoru restriktorem tak může být dosaženo vyššího špičkového výkonu motoru užitím turbodmychadla (pozn. výkon potřebný na stlačení plnicího vzduchu v návrhovém pracovním bodě činí téměř 4 kW při uvažování účinnosti kompresoru 74% viz kap. 5.4.5).

5.1 TURBODMYCHADLA V SOUTĚŽI FORMULA STUDENT

Hlavními faktory ovlivňujícími volbu motoru pro studentskou formuli jsou limit zdvihového objemu na 610 ccm a povinnost nasávat veškerý vzduch účastníci se spalování přes restriktor s průměrem 20 mm pro benzínové motory a 19 mm pro motory spalující E85 (palivo tvořené z 85% etanolem a z 15% benzínem). Současně mohou být využívány pouze čtyřtaktní pístové motory, které nesmí mít výrobcem instalovaný systém přepřňování. Studentský návrh aplikace kompresoru či turbodmychadla je však povolen, pouze je stanovena povinnost umístit restriktor před kompresor plnicího vzduchu tak, aby výkonové omezení motoru zůstalo zachováno. Naproti tomu škrtecí klapka musí být umístěna mezi kompresorem a motorem, což vede k nutnosti použít ochranný ventil, který uvolní protitlak na výstupu z kompresoru a ochrání jej tak před poškozením pumpováním při náhlém uzavření škrtecí klapky (viz Obr. 48). Podmínkou je však, že konstrukce ochranného ventilu nesmí umožňovat přímou recirkulaci stlačeného vzduchu zpět do kompresoru.



Obr. 48: Povolené uspořádání součástí sacího systému přepřňovaného motoru v soutěži Formula Student pro rok 2015 [16]

Chlazení stlačeného vzduchu je pravidly povoleno, příjemcem odebíraného tepla však smí být pouze okolní vzduch (chlazení intercooleru vodním okruhem je povoleno, pokud je zachována podmínka konečného odběru tepla okolním vzduchem). Současně může být chladič stlačeného vzduchu umístěn až za škrtecí klapkou a maximální povolený průměr potrubí mezi restriktorem a škrtecí klapkou je 60 mm (resp. průřezová plocha 2827 mm^2 pro nekrhová potrubí).



5.2 VOLBA MOTORU A VYTYČENÍ CÍLŮ

Pátou generaci závodního monopostu pro soutěž Formula Student v barvách týmu TU Brno Racing jsme se věrní týmové strategii a tradici rozhodli pohánět jednoválcovým motorem, konkrétně modelem Husqvarna FE 501 ve verzi pro rok 2014.



Obr. 49: motor Husqvarna FE 501 [33]

Oproti častějším čtyřválcovým motorům nám jednoválcový přináší podstatnou výhodu ve výrazně nižší hmotnosti a menších zástavbových rozměrech. Současně pak můžeme navázat na zkušenosti s dříve využívaným jednoválcovým motorem Husaberg FE 570, který se vyznačuje podobnou konstrukcí a dokonce kompatibilitou některých dílů. Nevýhodou zůstává nižší efektivní výkon, který je však kompenzován použitím turbodmychadla.

Tab. 2: Porovnání parametrů vybraných motorů

	Husqvarna FE 501	Husqvarna FE 501	Yamaha YZF R6	Aprilia 550 SXV
Zdvihový objem	510 ccm	510 ccm	599 ccm	549 ccm
Počet válců	1	1	4	2
Plnění	přirozené	nucené	přirozené	přirozené
Hmotnost	32 kg	32 kg + 8 kg	62 kg	38 kg
Nominální výkon	38 kW	≈60 kW	64 kW	52 kW
Nominální točivý moment	55 Nm	≈70 Nm	65 Nm	66 Nm

5.3 ÚPRAVY MOTORU

Turbodmychadlo ke svému provozu vyžaduje přívod tlakového oleje a v našem případě také chladicí kapaliny do centrální skříně. V duchu snahy o minimální nárůst hmotnosti je tak využit chladicí okruh motoru, který byl posílen rozšířením rotoru vodní pumpy umožňujícím třicetiprocentní nárůst průtoku chladicí kapaliny. Z důvodu snahy nenarušovat okruh tlakového olejového mazání motoru teplotně a mechanicky namáhaného přeplňováním byl přidán třetí stupeň na společný hřídel obou olejových čerpadel tak, že tento zásobuje samostatný okruh mazání turbodmychadla nezávislý na motorové náplni oleje.



Navýšení točivého momentu motoru dále vyžadovalo úpravu spojky, která proto byla vyměněna za model z dříve využívaného motoru Husaberg FE 570 a dále posílena výměnou přítlačných pružin. Zvýšené mechanické namáhání motoru pak bylo motivací také pro snížení kompresního poměru, které mělo za cíl snížit velikost maximálního spalovacího tlaku ve válci a oddálit mez detonačního spalování. Nevýhodou je však pokles tepelné účinnosti spojený s poklesem výkonu motoru, kompromisní řešení je tedy nezbytné. Termodynamickou simulací (viz kap. 6) byl stanoven maximální spalovací tlak přeplňovaného motoru dle návrhových parametrů a s nezměněným kompresním poměrem 11,8:1 přibližně na 140 bar. Snížením kompresního poměru na 9,5:1 potom spalovací tlak poklesne přibližně na 100 bar, což představuje rozdíl téměř 30%. Oproti špičkovému tlaku ve válci nepřepřňovaného motoru s původním kompresním poměrem 11,8:1, který činí přibližně 77 bar, se tak jedná opět o nárůst přibližně o 30%.

Realizace snížení kompresního poměru však v tomto případě představuje technický problém, kdy obvyklý postup v podobě podložení hlavy válce (popř. samotného válce) není možný v důsledku malé vůle rozvodového řetězu. Přidáním článku by pak došlo naopak k jeho nepřiměřenému prodloužení a nárůstu provozní vůle. Současně dostatečné zvětšení kompresního objemu v pístu není možné kvůli jeho kompaktní konstrukci, kde je pístní čep usazen v bezprostřední blízkosti stíracího kroužku, takže nelze dále snižovat kompresní výšku pístu (výšku okraje koruny nad osou pístního čepu).

Zbývajícím řešením je tedy změna geometrie klikového mechanismu. V tomto směru se jako nejschůdnější jeví zkrácení ojnice, jejíž výrobní náročnost je podstatně nižší v porovnání s třídílným klikovým hřídelem. Šťastnou shodou okolností se však ukázalo, že ojnice z dříve využívaného motoru Husaberg FE 570 je právě o potřebných 1,6 mm kratší a současně kompatibilní s klikovým hřídelem Husqvarny FE 501. Další výhodou jejího využití je také její silnější konstrukce vyžadovaná vrtáním válce o velikosti 100 mm (rozdíl v ploše pístu oproti FE 501 s vrtáním 95 mm činí 11%). Jediným problémem v tomto ohledu zůstal průměr pístního čepu, který u většího z motorů činí 20 mm, zatímco u menšího pouze 19 mm. Řešením se pak stala výroba nového pístu, který díky tomu mohl být také zesílen (viz Obr. 50).



Obr. 50: Klikový mechanismus turbodmychadlem přeplňovaného motoru Husqvarna FE 501

Kromě mechanických úprav bylo nutné také vyřešit kompletně nový systém řízení motoru. K tomu byla vybrána řídicí jednotka Liferacing F88 ovládající indukční zapalování a dva palivové vstřikovače. První dvouprskový vstřikovač Bosch EV12 (PN 0280157000) je umístěn v bezprostřední blízkosti sacího kanálu v hlavě válce tak, aby kužely spreje paliva mířily na talířky sacích ventilů. Takto je možné snížit množství paliva ulpívajícího na stěnách sacího potrubí a zvýšit tak kvalitu tvorby směsi zejména v nízkých otáčkách motoru (důležité pro spolehlivé startování). Druhý jednoduželový vstřikovač Bosch EV 14 (PN 0280158040) je



poté umístěn do kolene sacího potrubí tak, aby mířil so středu sacího kanálu v hlavě motoru, a slouží k dorovnání potřebné dávky paliva při plném výkonu motoru, kdy již kapacita prvního vstřikovače nestačí.

5.4 MATCHING

Principem návrhu turbodmychadla pro určitý motor je sladění pracovních oblastí obou strojů tak, aby výsledná účinnost celého systému dosahovala maximálních hodnot a současně byly splněny požadavky na dynamické vlastnosti motoru. S výjimkou spřažených systémů (turbokompounding viz kap. 2) pracují turbodmychadla nezávisle na otáčkách motoru. Jejich rychlost tedy závisí pouze na okamžitém stavu rovnováhy při spolupráci se spalovacím motorem. Nevhodný návrh kombinace kompresorového a turbínového stupně tak může vést k provozu mimo ideální pracovní oblast, případně i k poškození turbodmychadla, či motoru.

V segmentu turbodmychadel pro maloobjemové motory a zejména motory pro osobní automobilovou dopravu pak zcela dominují radiální kompresory a turbíny. Jejich výhodou jsou kompaktní rozměry v porovnání se stroji axiálními, které zpravidla v jednostupňovém uspořádání nedokáží vyvinout potřebné stlačení plicího vzduchu, případně efektivně zužitkovat tlakový spád spalin.

Při volbě koncepce přepřňování byla vzhledem k nulové dostupnosti vstupních dat vztahujících se k provozu reálných turbodmychadlem přepřňovaných jednoválcových motorů a s přihlédnutím k dostupným variantám konstrukce turbíny zvolena obtoková regulace ventilem integrovaným do turbínové skříně (Obr. 51). Důvodem je snaha o dosažení cílového plicího tlaku (viz kap. 5.4.3) již při nízkých otáčkách motoru a v co nejkratším možném čase po změně zatížení, což by s neregulovaným turbodmychadlem nebylo možné (viz kap. 3.5). Současně bylo požadavkem zajistit minimální možný nárůst hmotnosti celého motoru a v neposlední řadě také dobrou regulovatelnost a spolehlivost turbodmychadla vystavovaného intenzivnímu teplotně mechanickému namáhání plynoucímu ze spolupráce se zážehovým jednoválcovým motorem.



Obr. 51: Turbínová skřín s integrovaným obtokovým ventilem

Samotný návrh turbodmychadla začíná definicí požadovaných provozních vlastností motoru a zejména výkonu, který v návaznosti na odhad celkové účinnosti udává velikost potřebného hmotnostního průtoku plicího vzduchu. Veškerý motorem nasávaný vzduch současně musí protéct kompresorem, přičemž velikost potřebného stlačení lze při odhadu plicí účinnosti stanovit výpočtem požadované hustoty plicího vzduchu (viz kap. 1). Hmotnostní průtok vzduchu a požadovaný tlakový poměr udává teoretický příkon kompresoru, kterému pak musí vyhovět efektivní výkon turbíny v daném pracovním bodě (problematika rovnováhy turbodmychadla je popsána v kap. 4.3).



5.4.1 OMEZENÍ MNOŽSTVÍ NASÁVANÉHO VZDUCHU RESTRIKTOREM

V rámci soutěže Formula Student je základním omezujícím činitelem volby parametrů motoru restriktor nasávaného vzduchu. Přepřívání prostřednictvím kompresorů a turbodmychadel je povoleno, veškerý vzduch však musí být opět do motoru nasáván přes restriktor, který musí být umístěn před kompresorem ve směru proudění vzduchu. Cílem návrhu aplikace turbodmychadla na motor studentské formule je tedy zvolit takový plnicí tlak, který umožní maximální využití kapacity restriktoru v co nejširší oblasti pracovních otáček motoru. Logickým omezujícím faktorem je v tomto ohledu mezní zatížitelnost motoru.

Konstrukce restriktoru zpravidla vychází z geometrie Venturiho dýzy, kde na sekci nejužšího průřezu navazují konfuzor (vstupní zužující se část) a difusor (výstupní rozšiřující se část). Tím je dosaženo nejnižší tlakové ztráty i při vysokých průtocích, kdy rychlost vzduchu v nejužším místě dosahuje rychlosti zvuku (tzv. kritický průtok) a současně je dosažena maximální hodnota součinitele využití průřezu.

Průtok restriktorem lze zjednodušeně modelovat jako adiabatický výtok tekutiny tryskou. Při známých atmosférických podmínkách lze výsledný hmotnostní tok restriktorem zapsat jako funkci výstupního tlaku [2]:

$$\dot{m} = \rho S w = S \psi \sqrt{2 \frac{p_1}{v_1}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (28)$$

kde:

ρ	[-]	hustota média
S	[m ²]	průtočná plocha
w	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění
ψ	[-]	výtoková funkce
p_1	[Pa]	tlak pře zúžením
v_1	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem plynu před zúžením

Výtoková funkce ze vzorce (28) je dána rovnicí [2]:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{\beta^{\frac{2}{\kappa}} - \beta^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} \quad [-] \quad (29)$$

kde:

κ	[-]	Poissonova konstanta média
β	[-]	statický tlakový poměr na zúžení

Analýzou výtokové funkce lze stanovit kritický tlakový poměr β_{kr} , pro který průtok restriktorem dosáhne svého maxima a dále neroste [2].

$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \frac{p_{2kr}}{p_1} \quad (30)$$

kde:

p_{2kr}	[-]	kritický tlak v místě zúžení
-----------	-----	------------------------------

Příklad výpočtu limitního průtoku vzduchu restriktorem:



$$\beta_{kr} = \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \doteq 0,528$$

$$\psi_{kr} = \sqrt{\frac{1,4}{1,4-1}} \times \sqrt{0,528^{1,4} - 0,528^{\frac{1,4+1}{1,4}}} \doteq 0,4842$$

$$v_1 = \frac{r_{vz} T_1}{p_1} \tag{31}$$

$$v_1 = \frac{287,64 \times (25 + 273,15)}{101325} \doteq 0,8464 \text{ m}^3 \text{kg}^{-1}$$

$$\dot{m}_{vz} = \pi \times \frac{0,019^2}{4} \times 0,4842 \times \sqrt{2 \times \frac{101325}{0,8464}} \doteq 0,06717 \text{ kg.s}^{-1}$$

kde:

ψ_{kr}	[-]	kritická hodnota výtokové funkce
T_1	[K]	statická termodynamická teplota před zúžením
p_1	[Pa]	statický tlak před zúžením
\dot{m}_{vz}	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu

Za normálních podmínek a při použití restriktoru s průměrem 19 mm (pro E85) je tedy hmotnostní tok vzduchu nasávaného do motoru omezen přibližně na 67,2 g/s (pro benzínové motory s restriktorem o průměru 20 mm je to 74,4 g/s).

5.4.2 VÝKONOVÉ OMEZENÍ MOTORU RESTRIKTOREM

Výkon motoru je přímo úměrný množství spáleného paliva v čase, jeho výhřevnosti a celkové účinnosti motoru (tzn. účinnosti přeměny chemické energie paliva na mechanickou energii na klikové hřídeli). Transformací rovnice (1) získáme vztah:

$$P_e = \eta_i \eta_m \dot{m}_{vz} \frac{H_u}{L_t \lambda} = \eta_e \dot{m}_{vz} \frac{H_u}{L_t \lambda} \tag{32}$$

kde:

η_e	[-]	efektivní účinnost motoru
----------	-----	---------------------------

Příklad výpočtu teoretického výkonu motoru dle rovnice (32):

$$P_e = 0,3 \times 0,06717 \times \frac{30,16 \times 10^6}{9,78 \times 1} = 62143 \text{ W} \tag{33}$$

Maximální teoretický výkon vozu formule student za standardních atmosférických podmínek a při uvažování celkové účinnosti 30% obvyklé pro zážehové motory činí přibližně 62 kW při použití paliva E85 (pro benzínovou variantu 66,8 kW).

5.4.3 VOLBA PLNICÍHO TLAKU

Při zahlcení restriktoru dojde k výkonovému omezení motoru. S dalším růstem otáček tudíž získá točivý moment teoreticky hyperbolický průběh, který je optimální pro efektivitu akcelerace vozidla se stupňovitou převodovkou. Ideální využití výkonu motoru tak nastane



tehdy, pokud při otáčkách motoru po přeřazení zůstane zahlcený restriktor. Ke stanovení potřebného plnicího tlaku pro zahlcení restriktoru při určitých otáčkách motoru lze využít rovnici hltnosti [1].

$$\dot{m}_{vz} = \eta_{pl} V_{zd} \frac{P_{pl}}{r_{vz} T_{pl}} \frac{n_m}{120} \quad (34)$$

Pro finální volbu požadovaného plnicího tlaku je však třeba zohlednit také zvýšené namáhání komponent motoru. Pravidla soutěže Formula Student umožňují přepínat pouze motory, které výrobce distribuuje jako nepřepínávané (neplatí v případě vývoje vlastního motoru). Většina sériových nepřepínávaných motorů použitelných ve FS má ale pouze malé pevnostní rezervy, proto lze uvažovat pouze o nízkých hodnotách přepnutí. Na základě zkušeností ostatních týmů (viz kap. 1.2) a předpokládaného rozsahu nejčastěji využívaných otáček motoru (7000 min^{-1} až 10000 min^{-1}) byl stanoven cílový plnicí tlak na 1,6 bar.

Příklad výpočtu otáček motoru při dosažení limitního průtoku vzduchu:

$$n_m = 120 \frac{m_{pl}}{\eta_{pl} V_{zd}} \frac{r T_{pl}}{P_{pl}} \quad (35)$$

$$n_{m_lim} = 120 \times \frac{67,2}{1,1 \times 0,510} \times \frac{287,64 \times (40 + 273,15)}{160000} \doteq 8092 \text{ min}^{-1}$$

Za předpokladu plnicí účinnosti 1,1 obvyklé pro podobné motory dojde k zahlcení restriktoru přibližně při 8092 otáčkách klikové hřídele za minutu. Motor tak při zatížení bude pracovat většinu času v blízkosti maxima výkonu.

5.4.4 VOLBA KOMPRESORU

Při známém hmotnostním průtoku a plnicím tlaku tak již může být proveden prvotní výběr kompresoru.

Příklad výpočtu návrhového pracovního bodu kompresoru:

$$\pi_C = \frac{P_{02C}}{P_{01C}}$$

$$\pi_C = \frac{160000}{101325} = 1,579 \quad (36)$$

$$\dot{m}_{C_cor} = \dot{m}_C \sqrt{\frac{T_{01C}}{298}} \frac{100000}{P_{01C}}$$

$$\dot{m}_{C_cor} = 67,2 \times \sqrt{\frac{25 + 273,15}{298}} \times \frac{100000}{101325} \doteq 66,3 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$$

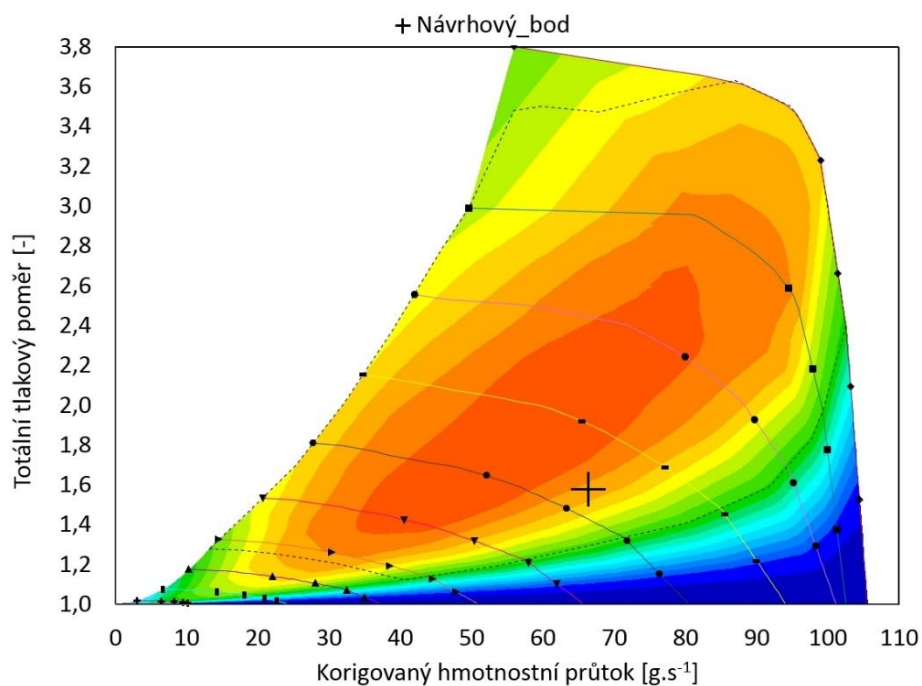
Z dostupného portfolia kompresorů byly vybrány tři potenciálně vhodné možnosti (viz Tab. 3).



Tab. 3: Dostupné kompresory

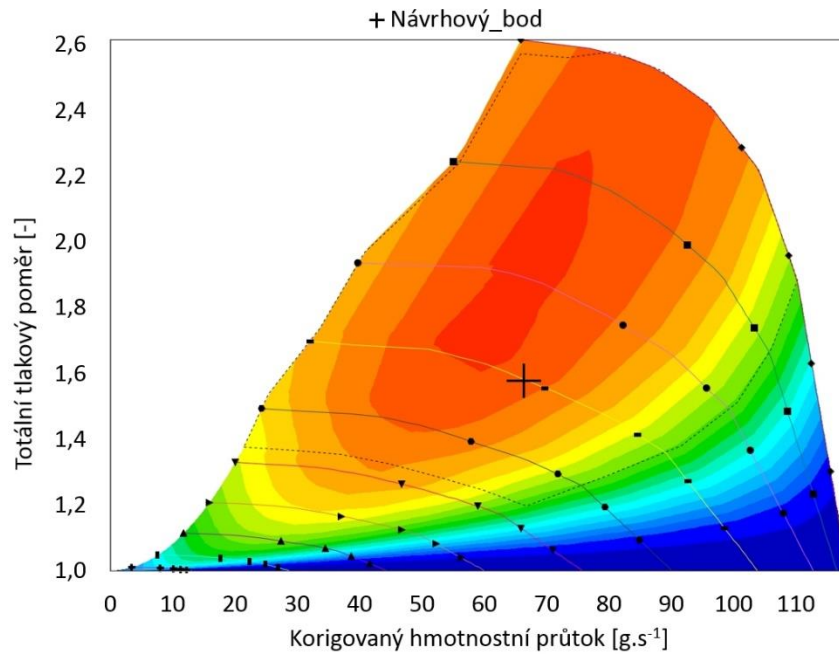
Model	D _c	TRIM	A/R	I
	[mm]	[-]	[inch]	[kg.m ²]
C38	38	48	0,43	1,76e-6
C41	41	50	0,46	1,99e-6
C44	44	48	0,50	2,26e-6

Návrhový pracovní bod by měl ležet v blízkosti maxima účinnosti kompresoru na straně vyššího průtoku. Příliš malá vzdálenost od meze pumpování kompresoru by mohla způsobit obtíže v nižších otáčkách motoru.



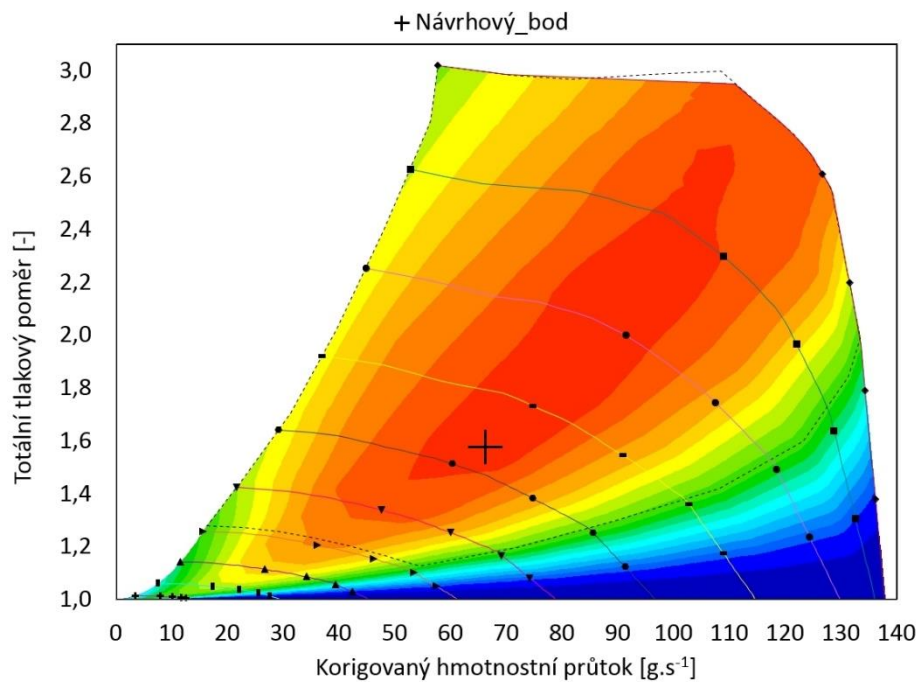
Obr. 52: Návrhový pracovní bod v charakteristice kompresoru C38

Z analýzy návrhového pracovního bodu vyplývá, že by turbodmychadlo kompresorem C38 pracovalo mimo oblast nejvyšší účinnosti.



Obr. 54: Návrhový pracovní bod v charakteristice kompresoru C41

V případě kompresoru C41 je poloha pracovního bodu výhodná díky blízkosti oblasti maxima účinnosti a současně dostatečné rezervě k mezi pumpování.



Obr. 53: Návrhový pracovní bod v charakteristice kompresoru C44

Výhodou použití kompresoru C44 by byl provoz na maximum účinnosti. S ohledem na nejistotu určení přesných provozních podmínek skutečného motoru je však vhodnější volbou kompresor s větší rezervou k mezi pumpování.



Z uvedených možností návrhovým požadavkům nejlépe vyhovuje kompresor C41 s průměrem 41 mm. Oproti kompresoru C38 poskytuje vyšší účinnost v návrhovém pracovním bodě a současně nabízí vyšší rezervu k mezi pumpování oproti kompresoru C44.

5.4.5 VOLBA TURBÍNY

Návrhový výpočet vychází z rovnováhy výkonu odebíraného kompresorem a získávaného turbínou.

Tab. 4: Souhrn vstupních hodnot pro návrh turbíny

Parametry návrhového pracovního bodu turbodmychadla			
otáčky	[min ⁻¹]	8100	otáčky motoru při zahlcení restriktoru
cílový plnicí tlak	[bar]	1,6	udává průměrný statický tlak v airboxu
hmotnostní průtok vzduchu	[g/s]	67,2	limit restriktoru
atmosférický tlak	[kPa]	101	standardní podmínky
atmosférická teplota	[°C]	25	standardní podmínky
teplota plnicího vzduchu	[°C]	40	dle účinnosti chladiče stlačeného vzduchu

Výpočet výkonu odebíraného kompresorem v návrhovém pracovním bodě turbodmychadla:

$$\begin{aligned}
 P_C &= \dot{m}_C \Delta h_{0C} \\
 \dot{m}_C &= \dot{m}_{vz} \\
 \Delta h_{0C} &= \frac{\Delta h_{0C_ad}}{\eta_C} \\
 \Delta h_{0C_ad} &= c_{pvz} (T_{02C_ad} - T_{01C}) \\
 T_{02C_ad} &= T_{01C} \left(\frac{p_{02C}}{p_{01C}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \\
 T_{02C_ad} &= (25 + 273,15) \times \left(\frac{160000}{101325} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \doteq 339,72 \text{ K} \\
 T_{02C_ad} &= 66,57 \text{ °C} \\
 \Delta h_{0C_ad} &= 1008,6 \times (66,57 - 25) \doteq 41928 \text{ J.kg}^{-1} \\
 \Delta h_{0C} &= \frac{41928}{0,74} = 56744 \text{ J.kg}^{-1} \\
 P_C &= 0,0672 \times 56744 = 3825 \text{ W}
 \end{aligned} \tag{37}$$

kde:

P_C [W] příkon kompresoru

Výpočet redukovaného průtoku neregulovanou turbínou v návrhovém pracovním bodě:

$$\dot{m}_{T_red} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{01T}}}{p_{01T}} \tag{38}$$



$$\begin{aligned}
 \dot{m}_T &= \dot{m}_C + \dot{m}_f = \dot{m}_C \left(1 + \frac{1}{\lambda L_t} \right) \\
 \dot{m}_T &= 67,2 \times \left(1 + \frac{1}{0,8 \times 9,78} \right) \doteq 76,01 \text{ g.s}^{-1} \\
 p_{01T} &= p_{02T} \left(\frac{T_{01T}}{T_{02T_ad}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}}{\kappa_{sp}-1}} \\
 T_{02T_ad} &= \frac{\Delta h_{0T_ad}}{c_{psp}} + T_{01T} = \frac{\Delta h_{0T}}{\eta_T c_{psp}} + T_{01T} \\
 T_{02T_ad} &= \frac{-50322}{0,65 \times 1330,88} + (900 + 273,15) = 1114,98 \text{ K} \\
 p_{01T} &= 101325 \times \left(\frac{900 + 273,15}{1114,98} \right)^{\frac{1,3}{1,3-1}} \doteq 126306 \text{ Pa} \\
 \dot{m}_{T_red} &= 0,07601 \times \frac{\sqrt{900 + 273,15}}{126,306} = 0,02061 \text{ kg.s}^{-1} \cdot \text{K}^{0,5} \cdot \text{kPa}^{-1}
 \end{aligned} \tag{39}$$

kde:

\dot{m}_f [kg.s⁻¹] hmotnostní průtok paliva

Pro poměr velikosti kompresoru a turbíny existuje doporučení vyplývající ze standardních pracovních podmínek obou strojů, že by se měl pohybovat v rozmezí 1,05 až 1,15. Na základě zvoleného průměru kompresoru a dostupného portfolia turbín byly vybrány čtyři varianty uvedené v Tab. 5.

Tab. 5: Dostupné turbíny

Model	D _T [mm]	TRIM [-]	A/R [inch]	$\dot{m}_{T_red_max}$ [kg.s ⁻¹ .K ^{0,5} .kPa]	D _C /D _T [-]	I [kg.m ²]
GT12	35,5	72	0,18	0,00421	1,15	3,26e-6
GT12	35,5	72	0,39	0,00741	1,15	3,26e-6
NGT13	37	76	0,37	0,00887	1,11	4,35e-6
GT14	39	81	0,68	0,01340	1,05	4,94e-6

Pro vhodný kompromis průtočné kapacity, momentu setrvačnosti a poměru k průměru kompresoru byla vybrána turbína NGT13 (viz Tab. 5). V dalším kroku je třeba stanovit hmotnostní průtok obtokovým ventilem turbíny. Vzhledem ke vzájemné souvislosti mezi obtokem turbíny, tlakem před turbínou a redukováným průtokem je třeba podíl obtoku stanovit iterativně. Následuje tedy výpočet návrhového pracovního bodu turbíny pro poslední krok iterace.

Příklad výpočtu návrhového pracovního bodu turbíny:



$$\dot{m}_{wg} = 40,00 \text{ g.s}^{-1}$$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_c \left(1 + \frac{1}{\lambda L_t} \right) - \dot{m}_{wg}$$

$$\dot{m}_T = 67,2 \times \left(1 + \frac{1}{0,8 \times 1,78} \right) - 40,00 \doteq 36,00 \text{ g.s}^{-1}$$

$$\Delta h_{0T} = \frac{P_T}{\dot{m}_T}$$

$$\Delta h_{0T} = \frac{-3825}{0,036} = -106232 \text{ J.kg}^{-1}$$

$$T_{02T} = \frac{\Delta h_{0T}}{c_{psp}} + T_{01T}$$

$$T_{02T} = \frac{-106232}{1330,88} + (900 + 273,15) = 1093,25 \text{ K}$$

$$T_{02T_ad} = \frac{\Delta h_{0T}}{\eta_T c_{psp}} + T_{01T}$$

$$T_{02T_ad} = \frac{-106232}{0,65 \times 1330,88} + (900 + 273,15) = 1050,25 \text{ K}$$

$$p_{01T} = p_{02T} \left(\frac{T_{01T}}{T_{02T_ad}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}}{\kappa_{sp}-1}}$$

$$p_{01T} = 101325 \times \left(\frac{900 + 273,15}{1050,25} \right)^{\frac{1,3}{1,3-1}} = 162900 \text{ Pa} \quad (40)$$

$$\varepsilon_T = \frac{p_{01T}}{p_{02T}} = 1,608$$

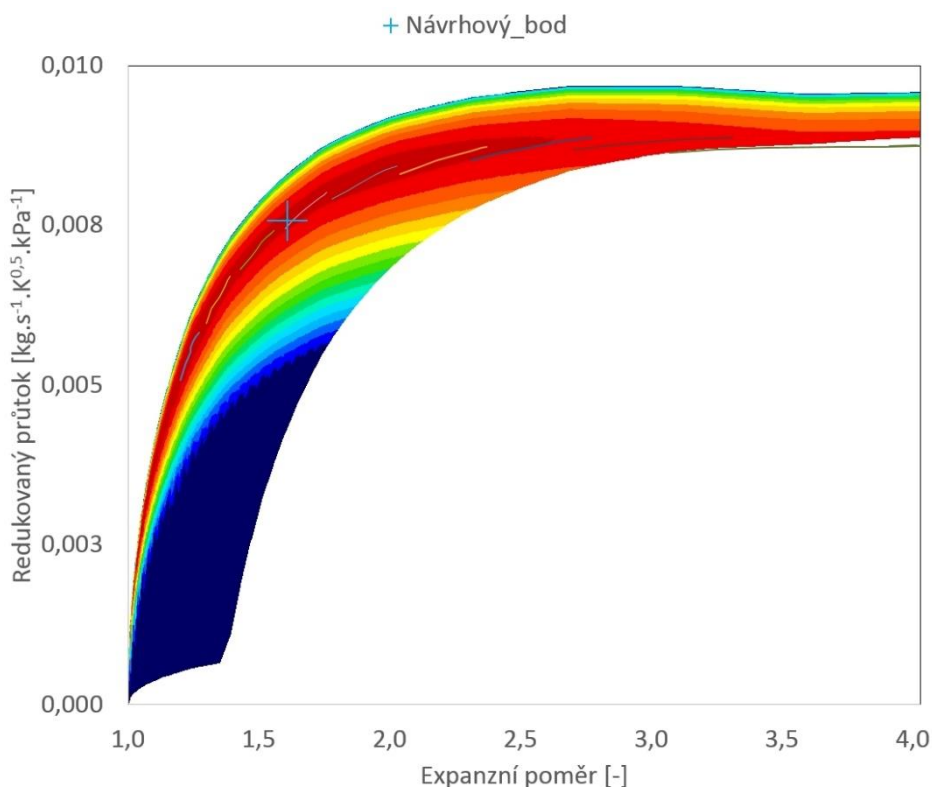
$$\dot{m}_{T_red} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{01T}}}{p_{01T}}$$

$$\dot{m}_{T_red} = 0,036 \times \frac{\sqrt{900 + 273,15}}{162900} = 0,007571 \text{ kg.s}^{-1} \cdot \text{K}^{0,5} \cdot \text{kPa}$$

kde:

P_T [W] výkon turbíny
 \dot{m}_{wg} [kg.s⁻¹] iterativně stanovený hmotnostní průtok obtokovým kanálem

Návrhovým výpočtem byl stanoven průměrný expanzní poměr na turbíně 1,608, současně stanovený redukováný efektivní průtok dosahuje 85% svého maxima. Volbu turbíny lze tudíž označit za vyhovující.



Obr. 55: Návrhový pracovní bod v mapě turbíny NGT13

Jako pomocnou veličinu k posouzení správnosti výběru velikosti turbíny můžeme použít tzv. adiabatický rychlostní poměr, tedy poměr obvodové rychlosti turbíny na vstupním průměru k teoretické rychlosti, které by dosáhly spaliny při adiabatické expanzi z tlaku před turbínou na tlak za turbínou. Doporučená hodnota, při které radiální turbíny obvykle dosahují maxima účinnosti, je 0,7 [3]. Velikost adiabatického rychlostního poměru lze určit z následující rovnice [3]:

$$\frac{u_{1T}}{c_{1T_ad}} = \frac{2\pi r_{1T} \frac{n_{TC}}{60}}{\sqrt{2c_{psp} T_{01T} \left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon_T} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}} \right]}} \quad (41)$$

kde:

c_{1T_ad} [m.s⁻¹] rychlost proudění při adiabatickém výtoku tryskou
 r_{1T} [m.s⁻¹] poloměr turbíny v místě vstupu spalin

Příklad výpočtu adiabatického rychlostního poměru v návrhovém pracovním bodě:

$$\frac{u_{1T}}{c_{1T_ad}} = \frac{\pi \times 0,037 \times \frac{145000}{60}}{\sqrt{2 \times 1331 \times 1173,15 \times \left[1 - \left(\frac{1}{1,608} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \right]}} \doteq 0,493 \quad (42)$$

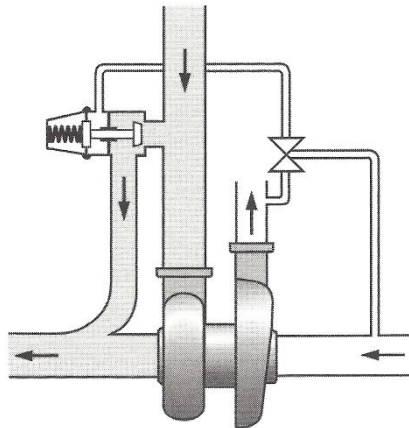


Z uvedeného výpočtu vyplývá, že v návrhovém pracovním bodě bude turbína pracovat s nižšími než optimálními otáčkami. Použití větší z dostupných turbín (viz Tab. 5) by však vedlo jen k mírnému zvětšení adiabatického rychlostního poměru, zatímco moment setrvačnosti a prodleva v odezvě turbodmychadla na změnu zatížení motoru by narostly významně.

AKTUÁTOR OBTOKOVÉHO VENTILU

Nejjednodušší způsob ovládní obtokového ventilu je pomocí pneumatického aktuátoru připojeného k přívodu plnicího tlaku ze sacího systému motoru (viz kap. 3.7). S opatrností je však potřeba přistupovat k regulaci turbodmychadla při provozu se zahlceným restriktorem. V tu chvíli kompresor nemůže vygenerovat cílový plnicí tlak, čímž při pneumatické aktuaci dochází k přivírání obtokového ventilu a nárůstu výkonu na turbíně. Průtok vzduchu kompresorem však nemůže narůstat, takže s rostoucími otáčkami narůstá příkon kompresoru jen pozvolna (vlivem poklesu účinnosti). V tu chvíli se regulace stává nestabilní a může dojít k překročení limitních otáček turbodmychadla.

Řeším je aktivní aktuace obtokového ventilu, která je možná buďto použitím elektrického, hydraulického, nebo regulovaného pneumatického aktuátoru (viz kap. 3.7). Použití hydraulického aktuátoru přitom není výhodné z důvodu vysoké složitosti, zatímco elektrický aktuátor není možné v základní výbavě ovládat řídicí jednotkou Liferacing F88. Zbývající variantou je tedy regulovaný pneumatický aktuátor. Trvající požadavek na minimalizaci hmotnosti pak vede k jednoznačné preferenci přívodu tlaku ze sacího systému motoru. Tuhost a předpětí pružiny aktuátoru proto musí být voleny tak, aby při přívodu plnicího tlaku nemohlo dojít k překročení limitních otáček turbodmychadla pracujícího se zahlceným restriktorem. Současně však musí být síla uzavírající obtokový ventil dostatečná pro dosažení požadovaného plnicího tlaku v celém pracovním rozsahu otáček motoru při přívodu tlaku atmosférického.



Obr. 56: Schéma obtokové regulace turbíny ovládané pneumatickým aktuátorem s PWM ventilem regulovaným přívodem tlaku ze sacího systému motoru [3]

5.5 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ APLIKACE TURBODMYCHADLA NA MOTOR

Osa restriktoru je totožná s osou turbodmychadla pro rovnoměrné rozložení dynamického tlaku na vstupu do kompresoru, což snižuje riziko pumpování (resp. rotujícího odtržení proudění).



Vhodná konstrukce sacích a výfukových systémů je podmínkou účinného sladění turbodmychadla se spalovacím motorem. U motorů s nízkým počtem válců bývá výhodné zakomponovat do sacího systému vyrovnávací objem (airbox) přispívající k rovnoměrnějšímu průtoku vzduchu kompresorem. Z provedených simulací současně vyplývá, že u jednoválcového motoru zařazení pléna do výfukového systému před turbínou umožňuje zvýšení vyplachovací účinnosti motoru. Přestože tím dochází ke ztrátě části expanzního potenciálu spalín (viz kap. 4.2.2), dosažitelný výkon motoru je vyšší.

Pro pohon monopostu pro soutěž Formula Student byl vybrán jednoválcový motocyklový motor o obsahu 510 ccm, jehož výkon je navýšen přepřínováním výfukovým turbodmychadlem. Pravidly soutěže Formula Student je stanovena poloha restriktoru s vnitřním průměrem 19 mm (pro palivo E85) na vstupu do kompresoru (viz Obr. 57). Turbína je opatřena integrovaným obtokovým ventilem pro regulaci plnicího tlaku, který je ovládán pneumatickým aktuátorem s elektromagnetickým ventilem (PWM) regulovaným přívodem tlaku ze sacího systému motoru.



Obr. 57: Turbodmychadlo NGT1341 s restriktorem nasávaného vzduchu

Škrticí klapka musí být umístěna za kompresorem (ve směru proudícího vzduchu), přitom mezi kompresorem a škrticí klapkou nesmí být přítomna jakákoliv součást, která by významně navyšovala objem vzduchu uzavřeného v sacím potrubí. Propojení obou komponent je s ohledem na požadavky zástavby realizováno silikonovým kolenem. Z důvodu ochrany kompresoru před pumpováním při náhlém uzavření škrticí klapky je před ní umístěn přetlakový ventil otevíraný přívodem podtlaku ze sacího systému. Mezichladič stlačeného vzduchu, který je využit pro zvýšení hustoty plnicího vzduchu a snížení rizika detonačního spalování vlivem vysoké teploty do válce nasávaného vzduchu, tak může být umístěn až za škrticí klapkou.

Součástí navazující na mezichladič je airbox, který svým objemem snižuje amplitudu oscilace průtoku vzduchu sacím systémem způsobovanou přetržitým nasáváním motorem. Rezonanční sací potrubí ústí z airboxu přímo do sacího kanálu v hlavě motoru a s délkou 250 mm podporuje plnicí účinnost motoru nejvíce ve střední oblasti otáčkového spektra. Tak pak může vůči hustotě plnicího vzduchu v airboxu dosahovat až 110% (viz kap. 7.2).

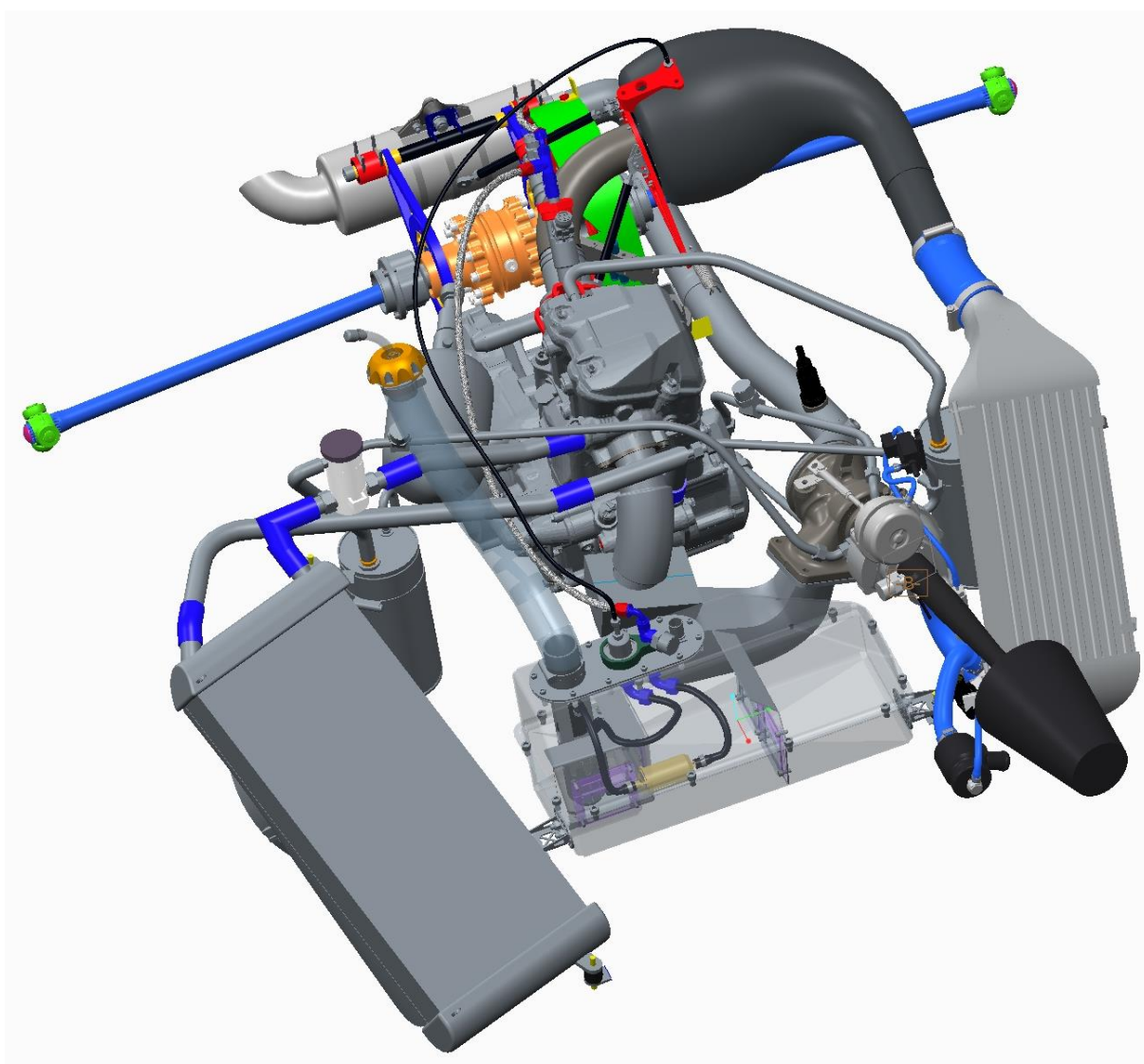
Pro náš motor byly zvoleny dva vstřikovače. Bosch EV12 v jedno-kuželovém provedení a Bosch EV14 ve dvou-kuželovém provedení. Dvou-kuželový vstřikovač je umístěn do těsné blízkosti hlavy motoru a namířen do středů sacích ventilů, jeho výrobcem udávaný průtok činí 429 g/min pro benzín o tlaku 3 bar (relativně). Druhý jedno-kuželový vstřikovač slouží



k přidavnému obohacování směsi v okamžiku, kdy hlavní vstřikovač již nestačí, a je umístěn do kolene sacího potrubí tak, že míří do středu sacího kanálu v hlavě motoru. Jeho výrobcem udávaná kapacita dosahuje 670 g/min pro benzín o tlaku 3 bar (relativně).

Svod výfuku je s délkou 200 mm naopak laděn na podporu vyplachovací účinnosti ve vyšších otáčkách motoru, kdy dochází k zahlcení restriktoru (cca 8000 min⁻¹). Jeho vyústění do pléna pak dále příznivě ovlivňuje odvod spalin tím, že snižuje velikost průměrného protitlaku ve výfuku v intervalu daném dobou otevření výfukových ventilů.

Výstup spalin z turbíny je poté realizován koncovým potrubím opatřeným absorpčním tlumičem výfuku.



Obr. 58: Sestava motoru s turbodmychadlem (autoři modelů: Bc. Jan Vacula, Bc. Pavel Rubíček, Bc. Jakub Odehnal, Tomáš Kolečář, Viktor Babinec, Milan Drbal, Bc. Martin Buchta, Bc. Adam Vondrák a další.)



6 TERMODYNAMICKÝ MODEL SPALOVACÍHO MOTORU

V současné době existuje množství výpočetních nástrojů, které umožňují simulovat procesy probíhající ve spalovacích motorech v širokém rozsahu rozlišovacích úrovní a povah problémů. Jmenovat lze například multi-body řešiče (FEV Engine, Adams, Simpack, RecurDyn, DynaFlexPro, Samcef Mecano, Comsol a další) využívané pro simulování (nejen) dynamiky motorů a hnacích ústrojí; konečně-prvkové (FEM) nástroje umožňující detailní rozbor napjatosti zatížených součástí, výpočet rozložení teploty při řešení vedení tepla a mnoho dalších problémů (ANSYS Mechanical, Nastran, Patran, MSC Marc, Autodesk Simulation a další); řešiče dynamiky tekutin, které případně v kombinaci s řešením chemické kinetiky umožňují detailní simulaci spalování ve válci motoru (ANSYS Fluent a CFX, Star CCM, Siemens NX, Open Foam, XFlow, SimFlow a další).

Současně se však vyvíjely požadavky na méně detailní avšak vysoce modulární simulační nástroje, které by umožnily rychlý rozbor součinnosti různorodých systémů za měnících se provozních podmínek. V oblasti spalovacích motorů se tak postupně etablovaly softwarové prostředky založené na jednorozměrném řešení dynamiky tekutin v sacích a výfukových systémech motorů, kombinující bezrozměrné řešení spalování ve válci prostřednictvím náhradních funkcí vývinu tepla hořením směsi s modelem přestupu tepla do stěn spalovacího prostoru. Typickými příklady takového software jsou GT-Suite, Ricardo Wave, AVL Boost, Simulink Driveline, Promo a další, které zpravidla umožňují propojení s dalšími aplikacemi a zpřístupňují tak v případě potřeby detailní řešení vybraného problému pomocí specializovaných nástrojů uvedených výše (CFD, FEM, MBS a další).

6.1 MODELOVÁNÍ PRACOVNÍHO OBĚHU

Výpočty veličin pracovního oběhu jsou dány předně řešením bilančních rovnic, tedy energetické bilance a bilancí hmotnostních toků. Spalovacímu prostoru tak může být přiváděna hmota v podobě sacími ventily nasávaného vzduchu (resp. směsi s palivem), případně v dávce paliva vstříkované přímo do válce. Naopak odvod hmoty dominuje výfukovými ventily, část však uniká také profukem přes pístní kroužky, případně netěsností ventilů. Část spalin může také proniknout do sacího systému během výměny náplně válce a je pak následně recirkulována v dalším pracovním oběhu. Hmotnostní bilanci popisuje rovnice [7]:

$$m_e + m_a + m_f + m_l = 0 \quad (43)$$

kde:

m_e	[kg]	hmotnost vzduchu přivedená sacími ventily
m_a	[kg]	hmotnost náplně odvedená výfukovými ventily
m_f	[kg]	hmotnost přivedeného paliva
m_l	[kg]	hmotnost náplně odvedená profukem pístních kroužků

V diferenciálním tvaru pak přibývá člen vyjadřující změnu okamžité hmotnosti náplně válce [7]:

$$\frac{dm_a}{d\varphi} + \frac{dm_e}{d\varphi} + \frac{dm_k}{d\varphi} + \frac{dm_l}{d\varphi} = \frac{dm_v}{d\varphi} \quad (44)$$

kde:

m_v	[kg]	okamžitá hmotnost náplně válce
-------	------	--------------------------------



φ [°] úhel natočení klikové hřídele

Energetická bilance pak uvažuje předně přívod tepla spalováním, výměnu tepla se stěnami spalovacího prostoru, přívod entalpie s nasávanými plyny, odvod entalpie s výfukovými plyny, odvod entalpie prostřednictvím netěsností spalovacího prostoru a velikost práce konané (případně přijaté) pracovní látkou. Energetickou bilanci pak shrnuje rovnice [7]:

$$Q_b + Q_w + H_a + H_e + W + H_l = 0 \quad (45)$$

kde:

Q_b	[J]	teplo přivedené spalováním
Q_w	[J]	teplo odvedené do stěn spalovacího prostoru
H_a	[J]	entalpie odvedená výfukovými ventily
H_e	[J]	entalpie přivedená sacími ventily
W	[J]	vykonaná objemová práce
H_l	[J]	entalpie odvedená profukem pístních kroužků

Diferenciální tvar rovnice (45) v závislosti na natočení klikové hřídele pak obsahuje ještě člen zohledňující změnu okamžité vnitřní energie plynů ve válci [7].

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} + \frac{dH_a}{d\varphi} + \frac{dH_e}{d\varphi} + \frac{dW}{d\varphi} + \frac{dH_l}{d\varphi} = \frac{dU_v}{d\varphi} \quad (46)$$

kde:

U_v	[J]	vnitřní energie náplně válce
-------	-----	------------------------------

Stavové veličiny náplně válce jsou určovány s využitím stavové rovnice ideálního plynu [7]:

$$p_v V_v = m_v R_v T_v \quad (47)$$

kde:

p_v	[Pa]	okamžitý tlak ve válci
V_v	[m ³]	okamžitý objem válce
m_v	[kg]	okamžitá hmotnost náplně válce
R_v	[J.K ⁻¹]	specifická plynová konstanta náplně válce
T_v	[K]	okamžitá termodynamická teplota náplně válce

V diferenciálním tvaru pak rovnice přejde na [7]:

$$p_v \frac{dV_v}{d\varphi} + V_v \frac{dp_v}{d\varphi} = m_v R_v \frac{dT_v}{d\varphi} + m_v T_v \frac{dR_v}{d\varphi} + R_v T_v \frac{dm_v}{d\varphi} \quad (48)$$

SESTAVENÍ SOUSTAVY ROVNIC NA PŘÍKLADU PROTÁČENÍ MOTOREM

Přestup tepla do stěn spalovacího prostoru lze modelovat s využitím Newtonova popisu konvekce [7]:



$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = A_v \alpha (T_w - T_v) \frac{dt}{d\varphi}$$

$$\frac{dt}{d\varphi} = \frac{1}{6n_m}$$
(49)

kde:

A_v	$[\text{m}^2]$	teplosměnná plocha spalovacího prostoru
α	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel konvektivního přestupu tepla
T_w	$[\text{K}]$	teplota povrchu stěn spalovacího prostoru

Objemovou práci vyjadřuje rovnice [7]:

$$\frac{dW}{d\varphi} = -p_v \frac{dV_v}{d\varphi}$$
(50)

Odnos entalpie profukem přes pístní kroužky pak lze zapsat ve tvaru [7]:

$$\text{pro } p_v > p_k : \frac{dH_l}{d\varphi} = \frac{dm_l}{d\varphi} h_v$$

$$\text{pro } p_v < p_k : \frac{dH_l}{d\varphi} = \frac{dm_l}{d\varphi} h_k$$

$$h_v = u_v + R_v T_v$$
(51)

kde:

p_k	$[\text{Pa}]$	tlak v klikové skříni
h_v	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná entalpie náplně válce
h_v	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná vnitřní energie náplně válce
h_k	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná entalpie média v klikové skříni

Odvození vztahu pro vnitřní energii náplně válce [7]:

$$\frac{dU_v}{d\varphi} = \frac{d(m_v u_v)}{d\varphi} = m_v \frac{du_v}{d\varphi} + u_v \frac{dm_v}{d\varphi}$$

$$\frac{du_v}{d\varphi} = \frac{dT_v}{d\varphi} \frac{\partial u_v}{\partial T_v} + \frac{dp_v}{d\varphi} \frac{\partial u_v}{\partial p_v} + \frac{d\lambda}{d\varphi} \frac{\partial u_v}{\partial \lambda}$$
(52)

kde:

$u_v = f(T_v, p_v, \lambda)$	vnitřní energie náplně válce je funkcí teploty, tlaku a složení
$\frac{\partial u_v}{\partial T_v} \approx c_v$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ parciální derivace vnitřní energie podle teploty přibližně odpovídá měrné tepelné kapacitě
$\frac{d\lambda}{d\varphi} \frac{\partial u_v}{\partial \lambda} = 0$	při protáčení motorem nedochází ke spalování, složení náplně se nemění

Na základě výše jmenovaného lze energetickou bilanční rovnici přepsat do tvaru [7]:



$$\frac{dQ_w}{d\varphi} - p_v \frac{dV_v}{d\varphi} + \frac{dm_t}{d\varphi} (u_v + R_v T_v) = m_v \left(c_v \frac{dT_v}{d\varphi} + \frac{dp_v}{d\varphi} \frac{\partial u_v}{\partial p_v} \right) + u_v \frac{dm_v}{d\varphi} \quad (53)$$

Výše uvedené rovnice pak můžeme přepsat do soustavy [7]:

$$\begin{aligned} m_v c_v \frac{dT_v}{d\varphi} + m_v \frac{\partial u_v}{\partial p_v} \frac{dp_v}{d\varphi} + u_v \frac{dm_v}{d\varphi} &= \frac{dQ_w}{d\varphi} - p_v \frac{dV_v}{d\varphi} + \frac{dm_t}{d\varphi} (u_v - R_v T_v) \\ -m_v R_v \frac{dT_v}{d\varphi} + V_v \frac{dp_v}{d\varphi} - R_v T_v \frac{dm_v}{d\varphi} &= -p_v \frac{dV_v}{d\varphi} \\ \frac{dm_v}{d\varphi} &= \frac{dm_t}{d\varphi} \end{aligned} \quad (54)$$

Maticový tvar soustavy rovnic (54) je pak uveden níže [7]:

$$\begin{pmatrix} m_v c_v & m_v \frac{\partial u_v}{\partial p_v} & u_v \\ -m_v R_v & V_v & -R_v T_v \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{dT_v}{d\varphi} \\ \frac{dp_v}{d\varphi} \\ \frac{dm_v}{d\varphi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{dQ_w}{d\varphi} - p_v \frac{dV_v}{d\varphi} + \frac{dm_t}{d\varphi} (u_v + R_v T_v) \\ -p_v \frac{dV_v}{d\varphi} \\ \frac{dm_t}{d\varphi} \end{pmatrix} \quad (55)$$

NUMERICKÉ ŘEŠENÍ SOUSTAVY ROVNIC

Jelikož se jedná o soustavu (55) nelineárních parciálních diferenciálních rovnic prvního řádu, počáteční podmínky pracovního oběhu mohou být při zahájení výpočtu stanoveny odhadem a průběhy hledaných veličin pak budou získány iterativním postupem (tzv. počáteční problém). Nejjednodušší postup řešení pak nabízí Eulerova metoda. Její explicitní forma je popsána rovnicí [7]:

$$y(t_{i+1}) = y(t_i + \Delta t) = y(t_i) + \dot{y}(t_i) \Delta t \quad (56)$$

kde:

$y(t)$	[-]	funkční hodnota v bodě hledané funkce
Δt	[s]	časový krok výpočtu

Výhodou explicitní metody je její jednoduchost a snadná implementace do počítačového programu. Přesnost metody je prvního řádu, velikost numerické chyby je silně závislá na velikosti diskretizačního kroku (s klesajícím krokem numerické řešení konverguje k řešení přesnému). Stabilita explicitní metody je však poměrně nízká a proto vyžaduje volbu malého diskretizačního kroku, čímž roste výpočetní náročnost řešené úlohy. Naproti tomu implicitní metoda je stabilní nepodmíněně, volba velikosti diskretizačního kroku je tak řízena pouze požadavkem na dosahovanou přesnost, která je stejná jako u metody explicitní (viz [7]). Implicitní forma Eulerovy metody je popsána rovnicí [7]:

$$\begin{aligned} y(t_i) &= y(t_{i+1} - \Delta t) = y(t_{i+1}) - \dot{y}(t_{i+1}) \Delta t \\ y(t_{i+1}) &= y(t_i) + \dot{y}(t_{i+1}) \Delta t \end{aligned} \quad (57)$$



Nevýhodou implicitní metody je však při stejné velikosti diskretizačního kroku vyšší výpočetní náročnost plynoucí z nutnosti řešit obecně nelineární rovnici. Směrnici k průběhu řešené veličiny ($\dot{y}(t)$) pak lze stanovit s pomocí některé z metod numerické derivace.

Vyšší přesnosti výpočtu při nezměněné velikosti diskretizačního kroku pak lze dosáhnout použitím vícestupňových numerických metod. Typickým a hojně využívaným příkladem je metoda Runge-Kutta (používá ji např. software GT-Power). Řád konvergence Runge-Kuttovy metody závisí na počtu jejích stupňů. Klasická Runge-Kuttova metoda je pak čtyřstupňová a její přesnost dosahuje řádu 4. Přesnost výsledku tedy prudce narůstá s klesající velikostí diskretizačního kroku. Obdobně jako Eulerovy metody, i Runge-Kuttovy existují v explicitní a implicitní formě, častější je však užití formy explicitní [13]:

$$\begin{aligned}
 y(t_{i+1}) &= y(t_i) + \frac{1}{6} \Delta t (\dot{y}(t_{1st}) + 2\dot{y}(t_{2st}) + 2\dot{y}(t_{3st}) + \dot{y}(t_{4st})) \\
 y(t_{1st}) &= y(t_i) \\
 y(t_{2st}) &= y(t_{1st}) + \dot{y}(t_{1st}) \frac{1}{2} \Delta t \\
 y(t_{3st}) &= y(t_{1st}) + \dot{y}(t_{2st}) \frac{1}{2} \Delta t \\
 y(t_{4st}) &= y(t_{1st}) + \dot{y}(t_{3st}) \Delta t
 \end{aligned} \tag{58}$$

Nevýhodou této metody je opět vyšší výpočetní náročnost v porovnání např. s implicitní Eulerovou metodou. Možnost použití většího integračního kroku však tuto nevýhodu u složitějších úloh efektivně kompenzuje. Směrnice k průběhu řešené veličiny ($\dot{y}(t)$) v jednotlivých stupních výpočtu pak lze stanovit obdobně jako u Eulerovy metody s pomocí některé z metod numerické derivace.

KALORICKÉ VÝPOČTY PRACOVNÍHO MÉDIA

S ohledem na neustále se měnící podmínky ve spalovacím prostoru, potažmo složení pracovní látky během výměny náplně válce nebo vlivem spalování, je třeba tuto skutečnost zohlednit také ve výpočtech energetické bilance (53). Z toho důvodu by měl každý model pracovního oběhu motoru obsahovat databázi fyzikálních vlastností pracovního média, umožňující určení jeho stavových veličin v každém kroku výpočtu. Veličiny a procesy závislé na složení a podmínkách ve válci jsou uvedeny v následujícím přehledu [7]:

$u_v = f(T_v, p_v, \lambda)$ měrná vnitřní energie

$h_v = u_v + R_v T_v$ měrná entalpie (viz (60))

$R_v = f(T_v, p_v, \lambda)$ specifická plynová konstanta (viz (59))

$\frac{\partial u_v}{\partial T_v} \approx c_v$ změna měrné vnitřní energie v závislosti na změně teploty (přibližně odpovídá měrné tepelné kapacitě za konstantního objemu)

$\frac{\partial u_v}{\partial p_v}$ změna měrné vnitřní energie v závislosti na tlaku

$\frac{\partial u_v}{\partial \lambda}$ změna měrné vnitřní energie v závislosti na složení náplně válce



$\frac{\partial R_v}{\partial T_v}$ změna plynové konstanty v závislosti na teplotě

$\frac{\partial R_v}{\partial p_v}$ změna plynové konstanty v závislosti na tlaku

$\frac{\partial R_v}{\partial \lambda}$ změna plynové konstanty v závislosti na složení náplně válce

Plynová konstanta směsi plynů může být určena ze vzorce [7]:

$$R_v = \sum_{\mu} R_{\mu} x_{\mu} \quad (59)$$

kde:

R_{μ} [J.K⁻¹] specifická molární plynová konstanta složky směsi

x_{μ} [-] hmotnostní zlomek dané složky ve směsi plynů

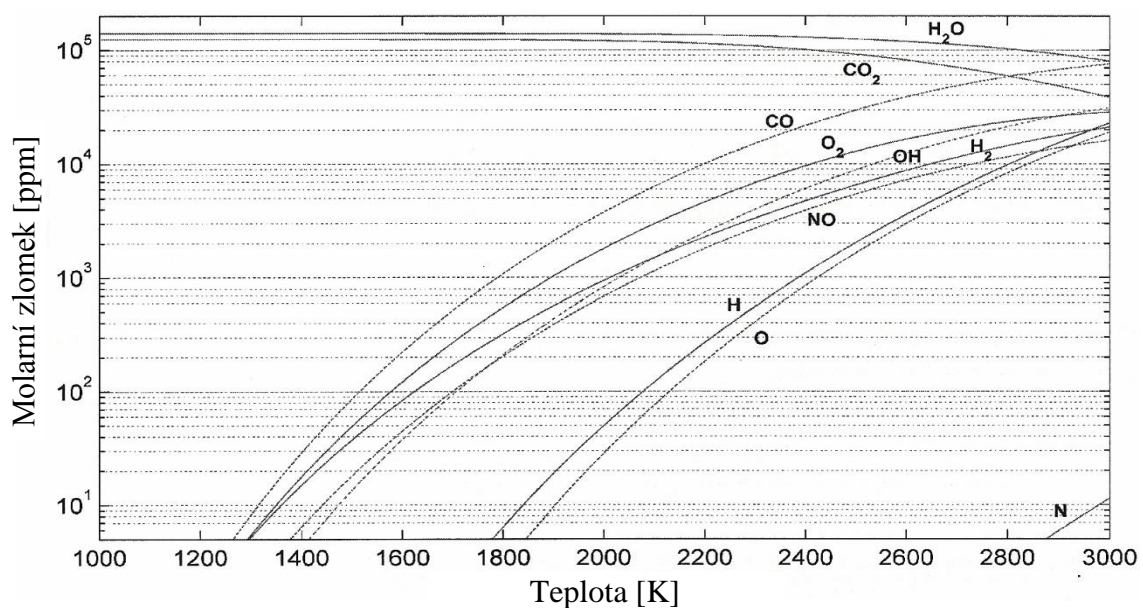
Obdobně pro měrnou entalpii směsi plynů platí [7]:

$$h_v = \sum_{\mu} h_{\mu} x_{\mu} \quad (60)$$

kde:

h_{μ} [J.kg⁻¹.K⁻¹] měrná entalpie složky směsi

Okamžité složení náplně válce je pak simulačními programy obvykle řešeno pro deset základních látek – N₂, O, O₂, H, H₂, CO, CO₂, NO, OH, H₂O, které představují termodynamicky významné složky spalin fosilních paliv. K tomu jsou využívány rovnice chemické kinetiky (viz [7]), které v kombinaci s energetickou bilancí (53) pracovního oběhu stanovují okamžitou chemickou rovnováhu ve válci a umožňují tak zohlednit např. vliv disociace molekul (např. H₂O) na velikost okamžité teploty náplně válce (viz Obr. 59). Nezbytnou podmínkou je pak přítomnost databáze reakčních koeficientů sledovaných reakcí a plynových konstant zúčastněných sloučenin.



Obr. 59: Rovnovážné složení spalin isooktanu C₈H₁₈ v závislosti na teplotě [7]



PŘESTUP TEPLA DO STĚN SPALOVACÍHO PROSTORU

Hlavním mechanismem přenosu tepla mezi pracovní látkou a stěnami spalovacího prostoru je konvekce, především u vznětových motorů je pak část tepelné energie odváděna také zářením emitovaným horkými stěnami (asi 5% dle [7]). Neznámými veličinami v rovnici konvekce (49) jsou okamžitá velikost součinitele přestupu tepla (α) a teplota povrchu stěn spalovacího prostoru. Bezrozměrný přístup k modelování pracovního oběhu vyžaduje definici součinitele přestupu tepla náhradní funkcí, která maximálním způsobem zohlední geometrii a pracovní podmínky motoru, současně ale zůstane univerzální. Jednu z nejrozšířenějších poloempirických funkcí součinitele přestupu tepla definoval prof. Woschni [7]:

$$\alpha_{Woschni} = 130 d^{-0,22} p_v^{0,8} T_v^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_{zd} T_1}{p_1 V_1} (p_v - p_0) \right]^{0,8} \quad (61)$$

kde:

d	[mm]	charakteristická délka – vrtání válce
c_m	[m.s ⁻¹]	střední pístová rychlost
C_1	[-]	konstanta specifická pro konkrétní motor, obvyklá hodnota je 2,28
C_2	[-]	rovna 0 pro kompresní zdvih, 0,00324 během spalování a expanzního zdvihu

Další z významných modelů pochází od prof. Hohenberga, jeho výhodou je lepší predikce pro velké vznětové motory [7]:

$$\alpha_{Hohenberg} = 130 V_v^{-0,06} p_v^{0,8} T_v^{-0,53} \left[T_v^{0,163} (c_m + 1,4) \right]^{0,8} \quad (62)$$

Dalším z využívaných modelů je Eichelberg:

$$\alpha_{Eichelberg} = 0,0078 c_m^{\frac{1}{3}} p_v^{0,5} T_v^{0,5} \quad (63)$$

Dalším neznámým parametrem je teplota stěn spalovacího prostoru. Ta může být modelována jako konstantní na základě počátečního odhadu a následně kalibrována měřením na zkušebním motoru, případně řešena prostřednictvím svázaných MKP modelů.

VÝMĚNA NÁPLNĚ VÁLCE

Výměna náplně válce probíhá na základě rozdílu tlaku ve spalovacím prostoru a za ventily, přičemž průtok ventily může být modelován jako výtok tryskou (viz 5.4.1). Závislost průtočné plochy na zdvihu ventilu pak může být určena buďto geometricky, nebo prostřednictvím tabulky průtočných koeficientů (získaných např. experimentálně viz 6.3.3).

MODEL SPALOVÁNÍ

Průběh vývinu tepla spalováním směsi paliva a vzduchu ve válci je nejčastěji modelován prostřednictvím náhradní Vibeho funkce. Výhodou Vibeho modelu je jeho základ v teorii chemické reakční kinetiky, čímž je pozitivně ovlivněna jeho shoda s průběhem reálného spalování. Poměrné množství spáleného paliva v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele modeluje funkce [7]:



$$X_b = \frac{Q_b(\varphi)}{Q_{b_c}} = 1 - e^{-a y_b^{(m_b+1)}} \quad (64)$$

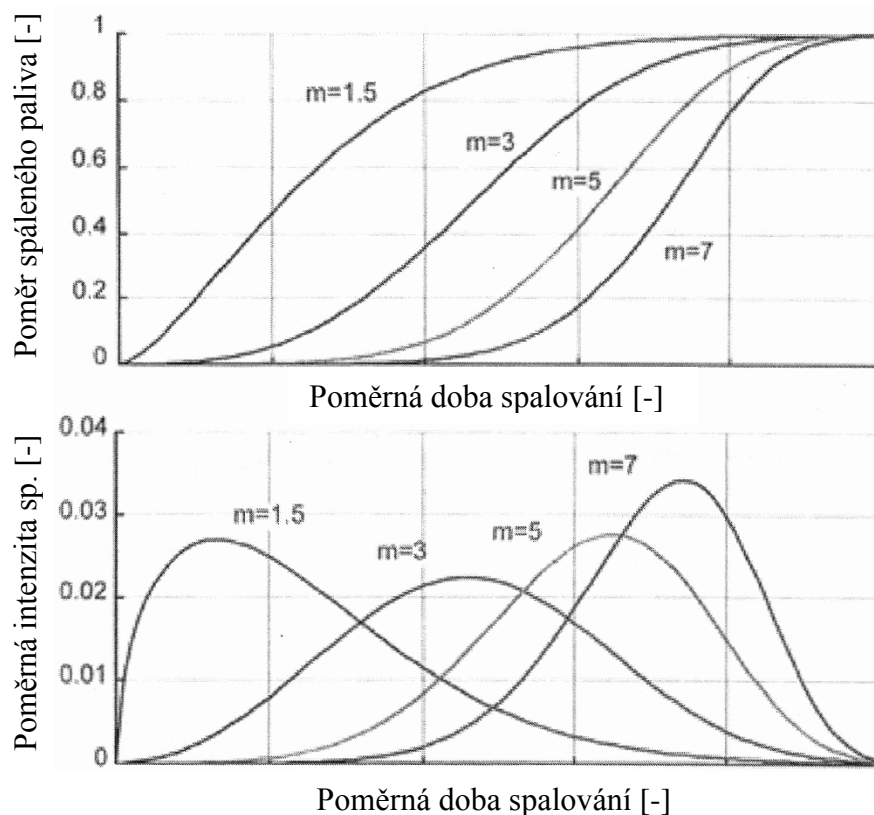
$$y_b(\varphi) = \frac{\varphi - \varphi_{b_0}}{\varphi_{b_c}}$$

kde:

X_b	[-]	poměrné množství spáleného paliva
Q_b	[J]	velikost spalováním uvolněného tepla
Q_{b_c}	[J]	velikost celkového spalováním uvolněného tepla
a	[-]	součinitel úplnosti spalování (pro $a=6,91$ je spáleno 99,9% paliva)
m_b	[-]	součinitel tvaru Vibeho funkce (pro zážehové motory se doporučuje použít $m_b=2$)
y_b	[-]	poměrná doba spalování
φ_{b_0}	[°]	úhel natočení klikové hřídele při počátku spalování
φ_{b_c}	[°]	doba trvání spalování v jednotce úhlu natočení klikové hřídele

Okamžitá intenzita vývinu tepla spalováním je potom popsána funkcí [7]:

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = \frac{Q_{b_c}}{\varphi_{b_c}} a (m_b + 1) y_b^{m_b} e^{-a y_b^{(m_b+1)}} \quad (65)$$



Obr. 60: Příklady průběhů Vibeho funkce pro různé hodnoty součinitele tvaru m_b [7]

Dalšího navýšení přesnosti shody Vibeho modelu a reálného průběhu vývinu tepla spalováním lze dosáhnout součtem dvou a více nezávislých náhradních funkcí násobených váhovým



součinitelem (celkové množství přivedeného tepla musí zůstat stejné). Tento postup je potřebný zejména pro modelování pracovního oběhu vznětového motoru s přímým tvořením směsi ve válci, kde je část paliva spalována deflagračně a část difúzně. U soudobých motorů je dalším využitím modelování vícenásobné dávky paliva.

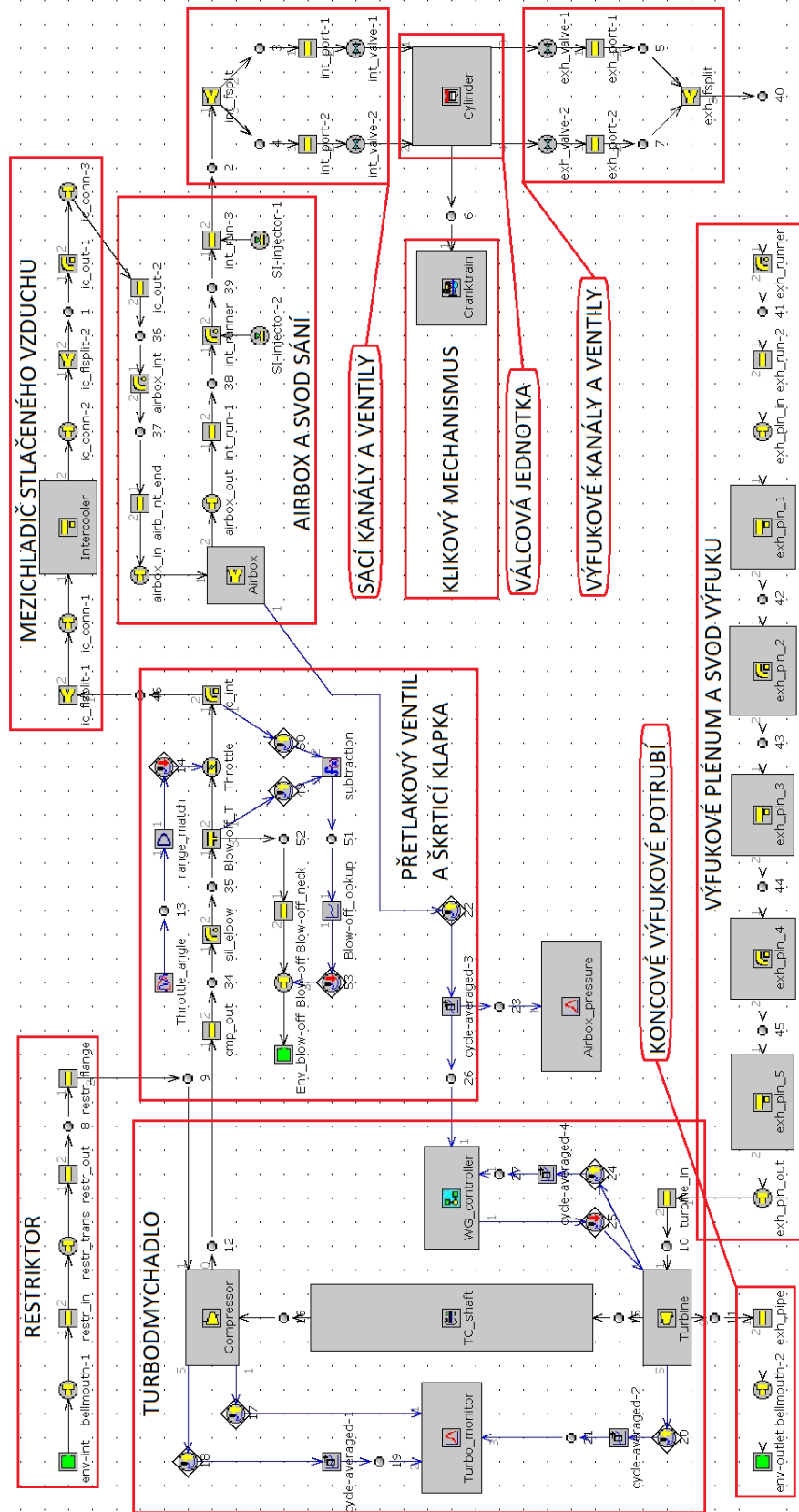
Alternativně pak lze využít modelů predikce detonačního spalování (např. Douaud&Eyzat, Franzke, Worret a další viz [7]), modelu mísení čerstvé náplně a spalin během stříhu ventilů, měřenou, či simulovanou mapu produkce emisí, nebo externí CFD model spalovacího prostoru.

6.2 TERMODYNAMICKÝ MODEL SOUTĚŽNÍHO MOTORU

Základem modelování motoru je řešení tří elementárních problémů – výměny náplně válce, pracovního oběhu média ve válci a přenosu síly v rámci klikového mechanismu. Pro simulaci motoru z toho vyplývá nutnost definovat geometrické a termodynamické parametry sacího a výfukového systému včetně příslušných ventilů a případných palivovou směs tvořících zařízení. Následují modely válců, klikového mechanismu a dalších prvků, jako jsou kompresor nebo turbína.

Pro dobrou shodu mezi simulovanou a reálnou plnicí účinností je obecně žádoucí maximálním způsobem postihnout charakteristickou geometrii jednotlivých součástí. S ohledem na zjednodušené řešení dynamiky plynů v 1D simulacích (tj. pouze v jedné dimenzi) je však nezbytné adekvátně zjednodušujícím způsobem přistoupit také k modelování příslušných prvků termodynamického modelu. Nejdůležitějšími parametry potrubí a kanálů jsou plocha protékaného průřezu, délka a způsob napojení na součásti s odlišnou geometrií, zejména pak je-li propojujícím prvkem ventil.

K tvorbě samotného termodynamického modelu byl využit softwarový nástroj GT-Power ve verzi 7.0. Prezentované postupy jsou však v obecné rovině aplikovatelné na libovolný 1D model spalovacího motoru s 0D řešičem pracovního oběhu média ve válci. Schéma vytvořeného modelu je znázorněno na Obr. 61.

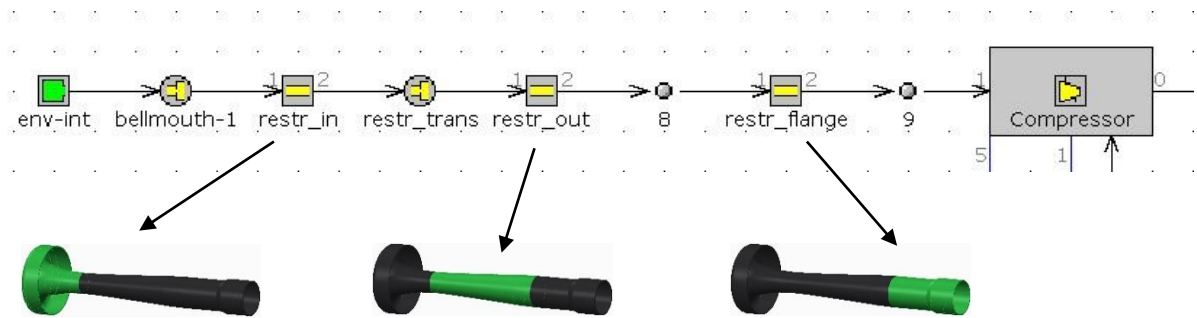


Obr. 61: Schéma termodynamického modelu současně turbodmychaného a přeplňovaného motoru



6.2.1 RESTRIKTOR

Nejvýznamnější výkon omezující součástí motoru je restriktor nasávaného vzduchu. Dle pravidel soutěže Formula Student musí být u přeplňovaného motoru umístěn před kompresor a při použití paliva E85 musí mít v nejužším místě kruhový průřez o průměru 19 mm. Velikost limitního průtoku (viz kap. 5.4.1) a reálné tlakové ztráty (viz kap. 6.3.1) jsou proto zásadní nejen pro volbu vhodného kompresoru, ale věrohodný model restriktoru je také základní podmínkou pro dosažení realistických výsledků simulací.



Obr. 62: Schéma modelu restriktoru (*env-int* - model okolní atmosféry, *bellmouth-1* - bezodporový vstup, *restr_in* - náhradní rovné vstupní potrubí, *restr_trans* - clona propojující vstupní potrubí s výstupním kuželem, *restr_out* - výstupní kužel, *8 a 9* – automaticky generovaná spojovací clona, *restr_flange* – výstupní rovné potrubí, *Compressor* – kompresor turbodmychadla)

Modelování restriktoru je z důvodu prudké změny průřezu vstupní sekce doporučeno řešit prostřednictvím náhradního schéma, sestávajícího z rovného vstupního potrubí, na které prostřednictvím kruhové clony s průměrem nejužšího místa navazuje pozvolna se rozšiřující výstupní kužel (viz Obr. 73).

Geometrické parametry jednotlivých částí modelu včetně použitých součinitelů průtoku, tření a tlakové ztráty, které byly získány experimentálně (viz kap. 6.3.1), jsou shrnuty v následující tabulce.

Tab. 6: Parametry modelu restriktoru

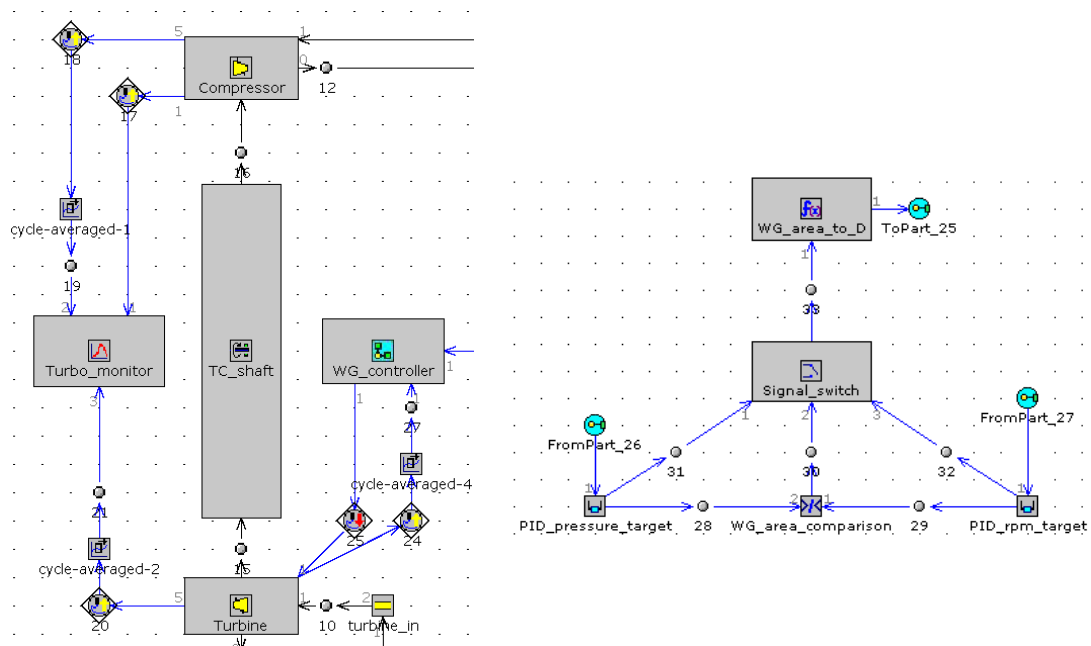
Bezodporový vstup (bellmouth-1)			
Průměr	[mm]	40	
Součinitel přímého průtoku	[-]	1	
Součinitel zpětného průtoku	[-]	1	
Náhradní rovné vstupní potrubí (restr_in)			
Vstupní průměr	[mm]	40	
Výstupní průměr	[mm]	40	
Délka	[mm]	90	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Clona tvořící nejužší místo restriktoru (restr_trans)			
Průměr	[mm]	19	
Součinitel přímého průtoku	[-]	1	
Součinitel zpětného průtoku	[-]	1	
Výstupní kužel restriktoru (restr_out)			
Vstupní průměr	[mm]	19	



Výstupní průměr	[mm]	29,6	
Délka	[mm]	105	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Tlakový ztrátový součinitel	[-]	0,097	stanoven experimentálně viz kap. 6.3.1
Součinitel třecích ztrát	[-]	0,35	korigován dle výsledků experimentu
Koncová příruba restriktoru (restr flange)			
Vstupní průměr	[mm]	29,6	
Výstupní průměr	[mm]	29,6	
Délka	[mm]	60	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován

6.2.2 TURBODMYCHADLO

Turbodmychadlo se skládá z kompresorové a turbínové části spojené společným hřídelem. Obdobným způsobem je realizován také model v programu GT-Power. Modely kompresoru a turbíny jsou založeny na řešení změny stavových veličin protékajícího plynu vycházející z měřené či simulované pracovní mapy. Ta v sobě kombinuje čtyři charakteristické parametry pracovního bodu - izoentropickou účinnost, korigovaný hmotnostní průtok, totální tlakový poměr a korigované otáčky. Okamžitá velikost stlačení plnicího vzduchu je potom dána rovnováhou příkonu odebíraného kompresorem a výkonu dodávaného turbínou po započtení třecích ztrát uložení hřídele turbodmychadla (viz kap. 4.3).



Obr. 63: a) schéma turbodmychadla; b) schéma regulátorů průměru obtokového kanálu

Regulace turbíny je realizována vestavěným obtokovým ventilem (viz kap. 5.5). Postup modelování obtokové regulace je možný buďto přímý, kdy je modelován kompletní mechanismus otevírání ventilu a připojeného aktuátoru (řešení mechanické rovnováhy), nebo nepřímý, kdy je ventil nahrazen clonou regulovaného průměru. Pro potřeby regulace cílového plnicího tlaku byla zvolena druhá varianta. Samotný regulační řetězec se skládá ze dvou PID regulátorů, přičemž jeden má nastaven cílový plnicí tlak a druhý cílové maximální otáčky turbodmychadla. Za okamžitý průměr clony modelující obtokový ventil je poté přiřazena



odmocnina větší z výstupních hodnot obou PID regulátorů (viz. Obr. 63), které jsou nastavovány na řízení plochy obtokového kanálu (průtok kanálem je lineárně závislý na velikosti jeho plochy). Nastavení regulačních konstant bylo provedeno za použití výrobcem programu GT-Power poskytnutého formuláře aplikace excel. Vstupními daty jsou zde průběh odezvy modelovaného systému na skokovou změnu hodnoty regulačního parametru a požadovaná doba do dosažení cílového stavu.

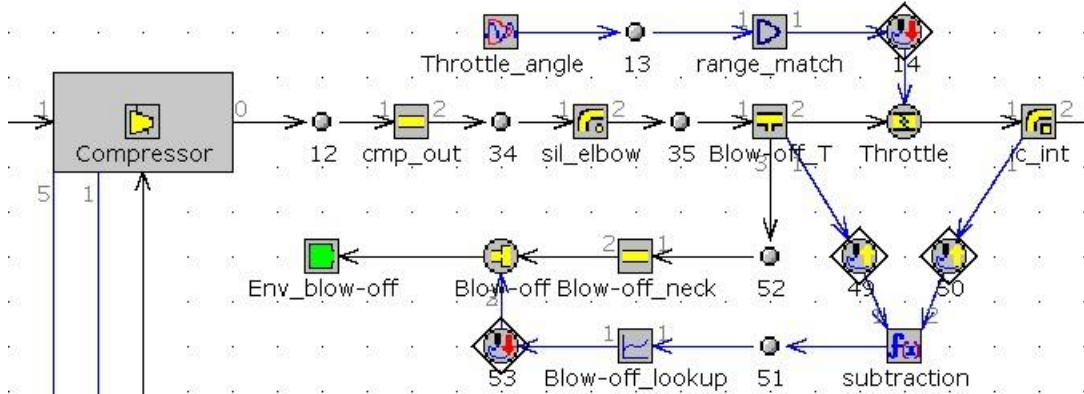
Tab. 7: Parametry modelu turbodmyhadla

Kompresor turbodmyhadla (Compressor)			
Průměr	[mm]	41	
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	210000	
Maximální tlakový poměr	[-]	2,6	vztažen k totálním tlakům
Maximální účinnost	[%]	75	
Moment setrvačnosti	[kgm ²]	1,99*10 ⁻⁶	vzhledem k ose rotace kola
Turbína turbodmyhadla (Turbine)			
Průměr	[mm]	37	
Maximální redukované otáčky	[min ⁻¹ K ^{0,5}]	8584	
Doporučená limitní teplota	[°C]	982	materiál INCO 713C
Moment setrvačnosti	[kgm ²]	4,35*10 ⁻⁶	vzhledem k ose rotace kola
Průměr obtokového kanálu	[mm]	25	vnitřní průměr
PID regulátor plnicího tlaku (PID_pressure_target)			
Proporční konstanta	[-]	-488	
Integrační konstanta	[-]	-1500	
Derivační konstanta	[-]	0	
Cílová hodnota	[bar]	1,6	
PID omezovač otáček turbodmyhadla (PID_rpm_target)			
Proporční konstanta	[-]	-0,00393	
Integrační konstanta	[-]	-0,02511	
Derivační konstanta	[-]	0	
Cílová hodnota	[min ⁻¹]	170000	

6.2.3 VÝSTUP Z KOMPRESORU A ŠKRTICÍ KLAPKA

Dalším pravidly regulovaným konstrukčním prvem je škrticí klapka, která musí být umístěna za kompresor. Současně jí ale nesmí předcházet potrubí s průměrem přesahujícím 60 mm (případně plochou průřezu nad 2827 mm²). Mezichladič stlačeného vzduchu tak může následovat teprve po škrticí klapce ve směru proudění vzduchu. Pro ochranu turbodmyhadla před poškozením provozem kompresoru v režimu pumpování při prudkém uvolnění plynového pedálu je do sacího systému zařazen přetlakový ventil otevíraný podtlakem za škrticí klapkou (tzv. blow-off ventil).

Činnost přetlakového ventilu může být modelována dvěma způsoby. V případech, kdy je potřeba zkoumat dynamické vlastnosti daného ventilu, je možné přistoupit k modelování vnitřní mechaniky ventilu. Podstatně jednodušší a funkčně ekvivalentní je řešení prostřednictvím náhradního logického schématu, které předpokládá fixní míru otevření ventilu (respektive hodnotu součinitele průtoku přiřazené clony) danou okamžitým rozdílem tlaku před a za škrticí klapkou (viz schéma na Obr. 64).

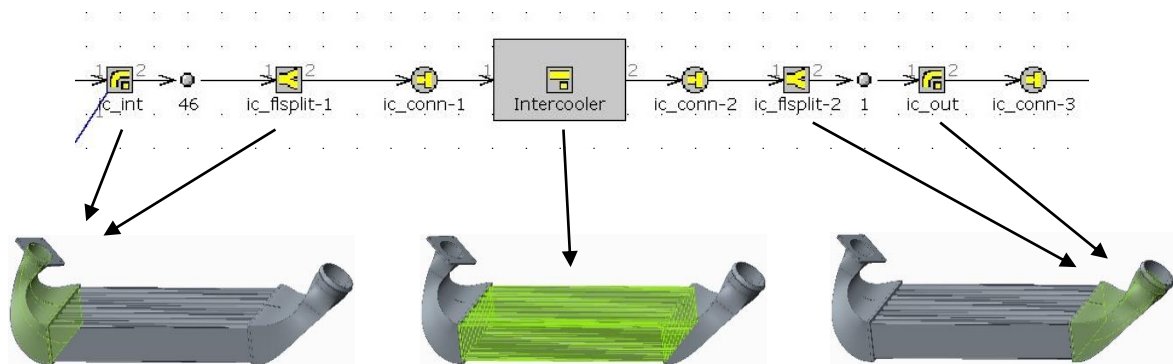


Obr. 64: Schéma napojení škrticí klapky na kompresor (**Compressor** – kompresor turbodmychadla; **12, 34, 35 a 52** – automaticky generované spojovací clony; **cmp-out** – výstupní kanál kompresoru; **sil-elbow** – koleno kruhového průřezu; **Blow-off_T** – T-rozdvojení ústící do přetlakového ventilu; **Blow-off_neck** – hadice přivádějící vzduch do přetlakového ventilu; **Blow-off** – clona oddělující výtlak kompresoru od okolní atmosféry; **Env_blow-off** – model okolní atmosféry; **49** – modul snímající tlak před škrticí klapkou; **50** – modul snímající tlak za škrticí klapkou; **subtraction** – matematický modul produkující hodnotu rozdílu tlaku na škrticí klapce; **51 a 13** – automaticky generovaná propojení datového výstupu a vstupu dvou modulů; **Blow-off_lookup** – modul přiřazující hodnotě vstupního signálu interpolovaný výstup referenční tabulky; **53 a 14** – moduly přiřazující hodnotu datového vstupu zadanému parametru připojeného modelu; **Throttle_angle** – modul generující datový signál; **range-match** – matematický modul násobící hodnotu vstupního signálu konstantou 0,9; **Throttle** – model škrticí klapky; **ic_int** – model vstupní komory mezichladiče stlačeného vzduchu)

Samotná škrticí klapka je poté modelována pomocí předdefinované šablony, která opět vychází z modulu clony, navíc však v sobě obsahuje tabulku pro zadání hodnot součinitele průtoku v závislosti na úhlu otevření (viz kap. 6.3.2). Z důvodu omezení maximální hodnoty pro zadání úhlu otevření škrticí klapky na 90° je výhodné pro porovnání s měřenými daty zavést přepočtení sjednocující simulaci se standardním výstupem z řídicí jednotky motoru, která udává otevření škrticí klapky v rozsahu 0 až 100 procent. Toho se docílí vytvořením generátoru a násobiče signálu dle schématu na Obr. 64.

6.2.4 CHLADIČ STLAČENÉHO VZDUCHU

Kompresorem stlačený vzduch má vyšší teplotu než okolní atmosféra. Pro zvýšení plnicí účinnosti motoru je proto výhodné použít chladič, který může přebytečné teplo předávat buďto vodnímu chladicímu okruhu, nebo v našem případě přímo okolní atmosféře. Konstrukčně je chladič tvořen vložkou sestávající z osmi trubek vyplněných vlnovci pro zvýšení efektivity



Obr. 65: Schéma modelu chladiče stlačeného vzduchu



přestupu tepla (viz Obr. 47) a komorami, sloužícími ke sběru proudění do jediného vstupního a výstupního průřezu.

Postup modelování chladiče stlačeného vzduchu byl zvolen s ohledem na výsledky měření tlakové ztráty při testování na motorové brzdě, přičemž jako nejvhodnější se jeví nahrazení komor kombinací zakřiveného potrubí obdélníkového průřezu a modulu rozdělovacího proudění do jednotlivých trubek vložky v přímém směru (viz Obr. 65). Vložka se poté skládá ze svazku trubek obdélníkového průřezu (zde je výhodné použít funkci násobení počtu komponent zastoupených jediným modulem), kterému je přiřazen řešič vedení tepla stěnami. Ten předpokládá fixní hodnotu součinitele konvektivního přestupu tepla do atmosféry na vnější straně trubek. Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně je pak stanovován s využitím zabudovaných knihoven, přičemž pro dosažení odpovídajícího chladičového výkonu je aplikován součinitel velikosti výsledného tepelného toku zohledňující nárůst teplosměnné plochy vlivem žebrování.

Tab. 8: Parametry modelu chladiče plnicího vzduchu

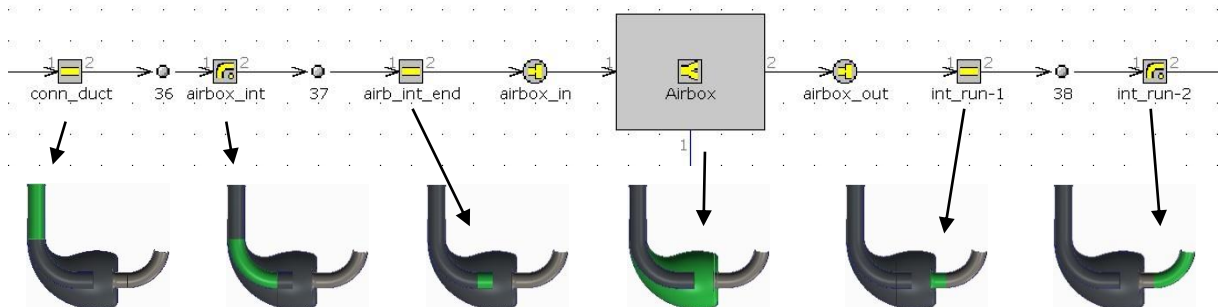
Ústí vstupní komory (ic_int)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	31,9	
Šířka vstupního průřezu	[mm]	31,9	
Výška výstupního průřezu	[mm]	28,9	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	77,7	
Délka	[mm]	110	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Poloměr ohybu podél výšky	[mm]	50	
Úhel ohybu	[°]	125	
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
Dělení proudění do trubek vložky (ic_flsplit-1)			
Objem	[ml]	272	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
Orientace vstupu	[°]	180	směrové úhly x=180°; y=90°; z=90°
Orientace výstupu	[°]	0	směrové úhly x=0°; y=90°; z=90°
Charakteristická délka	[mm]	30	vzdálenost vstupního a výstupního průřezu
Expanzní průměr vstupu	[mm]	66	udává průtočnou plochu výstupních kanálů
Expanzní průměr výstupu	[mm]	53,5	udává průtočnou plochu vstupních kanálů
Vložka (Intercooler)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	9,05	
Šířka vstupního průřezu	[mm]	47,2	
Výška výstupního průřezu	[mm]	9,05	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	47,2	
Délka	[mm]	310	
Tloušťka stěny	[mm]	0,4	
Počet totožných trubek	[-]	8	udává počet trubek svazku
Teplota okolí	[°C]	25	kopíruje nastavení zadání simulace
Součinitel vnějšího přestupu tepla	[Wm ² K ⁻¹]	200	
Součinitel tepelného toku	[-]	5	zohledňuje nárůst plochy žebrováním
Sloučení proudění z trubek vložky (ic_flsplit-2)			



Objem	[ml]	364	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
Orientace vstupu	[°]	180	směrové úhly x=180°; y=90°; z=90°
Orientace výstupu	[°]	0	směrové úhly x=0°; y=90°; z=90°
Charakteristická délka	[mm]	40	vzdálenost vstupního a výstupního průřezu
Expanzní průměr vstupu	[mm]	61	udává průtočnou plochu výstupních kanálů
Expanzní průměr výstupu	[mm]	66	udává průtočnou plochu vstupních kanálů
Ústí výstupní komory (ic_out)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	33,1	
Šířka vstupního průřezu	[mm]	89	
Výška výstupního průřezu	[mm]	40,8	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	40,8	
Délka	[mm]	88	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Poloměr ohybu podél výšky	[mm]	100	
Úhel ohybu	[°]	50	
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn

6.2.5 AIRBOX

Plénium v sacím systému slouží k tlumení pulsací tlaku a vyrovnávání nerovnoměrností v průtoku vzduchu výrazných zvláště u jednoválcových motorů. Konstrukční řešení airboxu je patrné z Obr. 66. Postupů modelování objemů v 1D simulacích je opět více, z povahy konstrukce se však jako nejvhodnější jeví použití modulu „flow split“ pro dělení proudění, který je tvořen v tomto případě jedním vstupem, jedním výstupem a zadaným objemem.



Obr. 66: Model airboxu

Výhodou tohoto řešení je možnost definovat charakteristickou délku (vzdálenost vstupního a výstupního kanálu) odpovídající skutečné součásti a přitom dodržet objem vnitřního prostoru pléna bez přidavných geometrií, které by do modelu mohly vnášet nepředvídané rezonance.

Tab. 9: Parametry modelu airboxu a sacího potrubí

Rovné přívodní potrubí (conn_duct)			
Vstupní průměr	[mm]	46	
Výstupní průměr	[mm]	46	
Délka	[mm]	220	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován



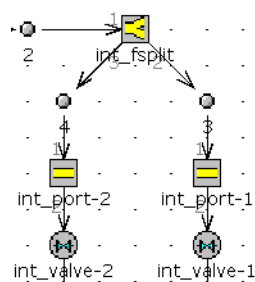
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
Vnitřní koleno (airbox_inlet)			
Vstupní průměr	[mm]	46	
Výstupní průměr	[mm]	46	
Délka	[mm]	188	
Poloměr ohybu	[mm]	120	
Úhel ohybu	[°]	90	
Součinitel tepelného toku	[-]	0	potrubí uvnitř airboxu neodvádí teplo
Zakončení vnitřního kolene (airb_int_end)			
Vstupní průměr	[mm]	46	
Výstupní průměr	[mm]	46	
Délka	[mm]	188	
Součinitel tepelného toku	[-]	0	potrubí uvnitř airboxu neodvádí teplo
Propojovací clona (airbox_in)			
Průměr	[mm]	46	
Součinitel přímého průtoku	[-]	1	
Součinitel zpětného průtoku	[-]	0,6	zohledňuje ostré zakončení potrubí
Vlastní plenum (airbox)			
Objem	[l]	3,34	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
Orientace vstupu	[°]	180	směrové úhly x=180°; y=90°; z=90°
Orientace výstupu	[°]	0	směrové úhly x=0°; y=90°; z=90°
Charakteristická délka	[mm]	55	vzdálenost vstupního a výstupního průřezu
Expanzní průměr vstupu	[mm]	42	udává průtočnou plochu výstupních kanálů
Expanzní průměr výstupu	[mm]	46	udává průtočnou plochu vstupních kanálů
Bezodporový výstup (restr_flange)			
Průměr	[mm]	42	
Součinitel přímého průtoku	[-]	1	
Součinitel zpětného průtoku	[-]	1	
První část svodu sání (int_run-1)			
Vstupní průměr	[mm]	42	
Výstupní průměr	[mm]	42	
Délka	[mm]	45	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
Druhá část svodu sání (int_run-2)			
Vstupní průměr	[mm]	42	
Výstupní průměr	[mm]	42	
Délka	[mm]	143	
Poloměr ohybu	[mm]	100	
Úhel ohybu	[°]	82	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
Třetí část svodu sání (int_run-3)			
Vstupní průměr	[mm]	42	
Výstupní průměr	[mm]	42	



Délka	[mm]	75	
Teplota stěny	[°C]	25	kopíruje okolí, prostup tepla je ignorován
Součinitel tepelného toku	[-]	0,5	zohledňuje vyšší reálnou teplotu stěn
První vstřikovač (Injector 1)			
Průtok	[g/s]	5,85	Bosch-0280157001 (310 g/min @ 3 bar)
Úhel při uzavření	[°]	580	vztaženo na klikový hřídel
Cílový přebytek vzduchu	[mm]	0,8	
Druhý vstřikovač (Injector 2)			
Průtok	[g/s]	12,41	Bosch-0280158040 (670 g/min @ 3 bar)
Úhel při uzavření	[°]	580	vztaženo na klikový hřídel
Cílový přebytek vzduchu	[mm]	0,8	

6.2.6 SACÍ KANÁLY A VENTILY

Motor Husqvarna FE 501 využívá čtyřventilové uspořádání se dvěma sacími a dvěma výfukovými ventily. Sací kanál v hlavě válce se tedy rozděluje do dvou větví (viz Obr. 67). Postup modelování tudíž vychází z použití modulu pro dělení proudění, dvou potrubí reprezentujících jednotlivé větve a dvou ventilů řízených zdvihovým profilem navázaným na úhel natočení klikové hřídele (viz Obr. 79). Realizace samotného ventilu opět vychází z principu škracení proudění clonou, kdy referenční tabulka udává průběh součinitele průtoku v závislosti na poměrném zdvihu ventilu (viz kap. 90).



Obr. 67: Model sacích kanálů s ventily

Hodnoty součinitelů průtoku byly stanoveny experimentálně a zahrnují v sobě tlakovou ztrátu celého sacího kanálu, ostatním modulům tvořícím sací kanály je tudíž přiřazen nulový tlakový a třecí ztrátový součinitel.

Tab. 10: Parametry modelu sacích kanálů a ventilů

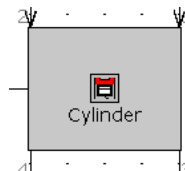
Dělení proudění do větví kanálu (int_fspllt)			
Objem	[ml]	56	
Teplota stěny	[°C]	100	provozní teplota chladicí kapaliny
Orientace vstupu	[°]	0	směrové úhly $x=0^\circ$; $y=90^\circ$; $z=90^\circ$
Orientace prvního výstupu	[°]	175	směrové úhly $x=175^\circ$; $y=85^\circ$; $z=90^\circ$
Orientace druhého výstupu	[°]	175	směrové úhly $x=175^\circ$; $y=95^\circ$; $z=90^\circ$
Charakteristická délka	[mm]	40	vzdálenost vstupního a výstupních průřezu
Expanzní průměr vstupu	[mm]	51	odpovídá 2x ploše výstupních kanálů
Expanzní průměr výstupů	[mm]	30	odpovídá 0,5x ploše vstupního kanálu
Třecí ztrátový součinitel	[-]	0	dáno způsobem měření průtoku



Větvě sacího kanálu (int_port-1 & int_port-2)			
Vstupní průměr	[mm]	36	
Výstupní průměr	[mm]	34	odpovídá průměru v sedle ventilu
Délka	[mm]	50	
Teplota stěny	[°C]	100	provozní teplota chladicí kapaliny
Třecí ztrátový součinitel	[-]	0	dáno způsobem měření průtoku
Tlakový ztrátový součinitel	[-]	0	dáno způsobem měření průtoku
Ventily (int_valve-1 & int_valve-2)			
Referenční průměr	[mm]	34	odpovídá průměru kanálu v sedle ventilu
Ventilová vůle	[mm]	0,11	výrobcem udávaný rozsah 0,10 až 0,15 mm

6.2.7 VÁLCOVÁ JEDNOTKA

Účelem modelu válcové jednotky je simulace procesů probíhajících ve spalovacím prostoru. Kromě závislosti okamžitého objemu na úhlu natočení klikové hřídele se jedná především o průběh spalování a přestupu tepla do stěn spalovacího prostoru (viz kap. 6.1). Řešení teploty povrchů spalovacího prostoru je možné realizovat dvěma základními způsoby – fixním předpisem, nebo využitím předdefinovaného zjednodušeného konečněprvkového modelu (píst, válec, hlava a ventily) vycházejícího z uživatelem definovaného součinitele přestupu tepla na straně chladicího média. V obou případech pak lze modelu přiřadit řešič součinitele přestupu tepla založený na polo-empirických modelech Woschni nebo Hohenberg, případně s využitím externích dat (např. ze CFD simulace), využitím zónového modelu víření náplně válce, nebo prostřednictvím uživatelsky definované funkce.



Obr. 68: Model válce

Pro modelování procesu spalování je nejčastěji využíván „standardní“ Vibeho model, popřípadě vícenásobný Vibeho model (viz 6.1). V případě potřeby lze predikovat množství vyprodukovaných emisí využitím měřené či simulované mapy jejich produkce pro určitý motor, nebo také s využitím externího CFD modelu spalovacího prostoru s řešičem chemické kinetiky.

Tab. 11: Parametry modelu válcové jednotky

Objekt definující teplotu stěn spalovacího prostoru (EngCylTWall)			
Průměrná teplota povrchu hlavy válce	[°C]	290	doporučená hodnota, zohledňuje vyšší průměrnou teplotu ventilů
Průměrná teplota povrchu dna pístu	[°C]	270	doporučená hodnota
Průměrná teplota povrchu válce	[°C]	140	doporučená hodnota
Přestup tepla do stěn spalovacího prostoru (EngCylHeatTr)			
Model			WoschniGT
Poměr povrchu hlavy k ploše vrtání válce	[-]	1,2	



Poměr povrchu dna pístu k ploše vrtání válce	[mm]	1,05	
Průběh spalování (EngCylCombSIWiebe)			
Úhel spálení 50% paliva	[°]	8	vztažen na natočení klikové hřídele, kopíruje nastavení simulace (optimum 8°)
Délka spalování	[°]	35	vztažena na natočení klikové hřídele, udává dobu mezi spálením 10% a 90% paliva
Exponent Wiebeho funkce	[-]	2	viz kap. 6.1
Podíl spáleného paliva	[-]	0,85	zohledňuje nedokonalost spalování danou proměnlivostí podmínek ve spalovacím prostoru v rámci série po sobě následujících pracovních cyklů

6.2.8 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Základním modulem definujícím uspořádání motoru, potažmo okamžitý objem jednotlivých válců a časování navázaných komponent je klikový mechanismus (*Cranktrain*).



Obr. 69: Model klikového mechanismu

Jedním z nejdůležitějších parametrů tohoto modulu je režim simulace, kde lze volit mezi zátěží motoru prostřednictvím předpisu otáček (fixních nebo proměnných) a prostřednictvím vnějšího zatížení (např. fixně definovaného modulem „Torque“). Ve druhém případě se tedy otáčky motoru ustálí na hodnotě, při které nastane rovnováha mezi efektivním točivým momentem motoru a zátěžným momentem. Další z důležitých částí modulu je model třecích ztrát motoru. Zde lze využít dvou přístupů – prostřednictvím mapy středního efektivního tlaku třecích ztrát dílčích částí motoru (implicitně pístní skupiny ve válci, uložení klikového hřídele a ventilového rozvodu), nebo s pomocí Chen-Flynnova modelu třecích ztrát motoru.

Tab. 12: Parametry modelu klikového mechanismu

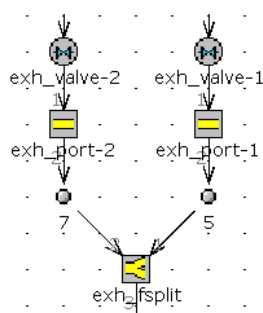
Základní nastavení (Cranktrain)			
Typ motoru			čtyřdobý
Specifikace zátěže			fixní otáčky motoru
Model středního efektivního tlaku třecích ztrát (EngFrictionCF)			
Konstantní složka	[bar]	0,2	
Faktor maxima tlaku	[-]	0,004	
Lineární faktor rychlosti	[bar/m/s]	0,025	vztažen ke střední pístové rychlosti
Kvadratický faktor rychlosti	[bar/m/s ²]	0,0006	vztažen ke střední pístové rychlosti
Geometrie válcové jednotky (EngCylGeom)			
Vrtání	[mm]	95	
Zdvih	[mm]	72	
Délka ojnice	[mm]	120,8	
Kompresní poměr	[-]	9,5	



Hlavová vůle	[mm]	0,5	
Přesazení pístního čepu	[mm]	0	
Excentricita klikového mechanismu	[mm]	0	
Ostatní parametry			
Moment setrvačnosti klikového mechanismu	[kg*m ²]	6,92*10 ⁻³	
Vztažný bod pro výpočet plnicí účinnosti			airbox

6.2.9 VÝFUKOVÉ VENTILY A KANÁLY

Výfukový kanál je obdobně jako sací tvořen dvěma větvemi (viz Obr. 70), postup modelování je proto totožný s tím pro sací kanál.



Obr. 70: Model výfukových kanálů s ventily

Opět je vycházeno z použití modulu pro dělení proudění, dvou potrubí reprezentujících jednotlivé větve a dvou ventilů řízených zdvihovým profilem navázaným na úhel natočení klikové hřídele (viz Obr. 79). Postup stanovení hodnot součinitelů průtoku je popsán v kapitole 6.3.3. Tlaková ztráta celého výfukového kanálu je obsažena ve velikosti součinitele průtoku, ostatním modulům tvořícím výfukové kanály je tudíž přiřazen nulový tlakový a třecí ztrátový součinitel.

Tab. 13: Parametry modelu výfukových kanálů a ventilů

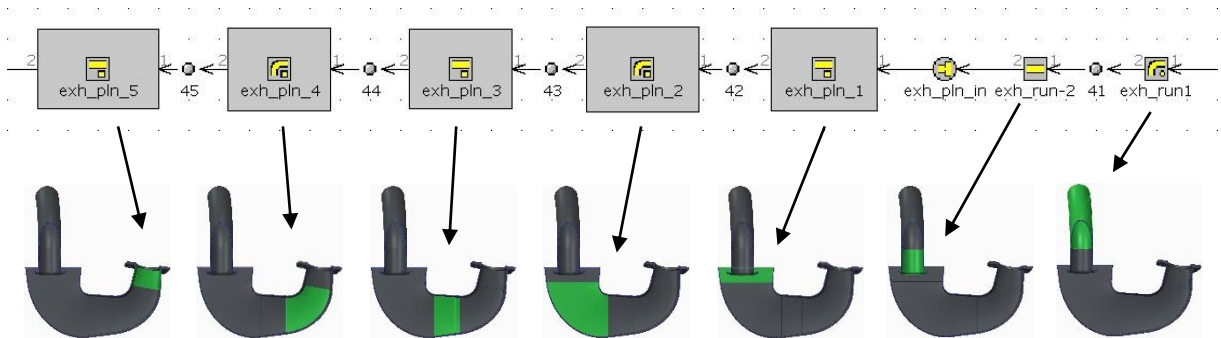
Ventily (exh_valve-1 & exh_valve-2)			
Referenční průměr	[mm]	28,5	odpovídá průměru kanálu v sedle ventilu
Ventilová vůle	[mm]	0,12	výrobce udávaný rozsah 0,12 až 0,17 mm
Větvě výfukového kanálu (exh_port-1 & exh_port-2)			
Vstupní průměr	[mm]	28,5	odpovídá průměru v sedle ventilu
Výstupní průměr	[mm]	30	
Délka	[mm]	40	
Teplota stěny	[°C]	260	dlouhodobá teplotní zatížitelnost hliníku
Třecí ztrátový součinitel	[-]	0	dáno způsobem měření průtoku
Tlakový ztrátový součinitel	[-]	0	dáno způsobem měření průtoku
Sloučení proudění do výstupního kanálu (exh_fsplite)			
Objem	[ml]	58	
Teplota stěny	[°C]	260	dlouhodobá teplotní zatížitelnost hliníku
Orientace prvního vstupu	[°]	5	směrové úhly x=5°; y=85°; z=90°



Orientace druhého vstupu	[°]	5	směrové úhly $x=5^\circ$; $y=95^\circ$; $z=90^\circ$
Orientace výstupu	[°]	180	směrové úhly $x=180^\circ$; $y=90^\circ$; $z=90^\circ$
Charakteristická délka	[mm]	40	vzdálenost vstupního a výstupního průřezu
Expanzní průměr vstupů	[mm]	30	odpovídá 0,5x ploše výstupního kanálu
Expanzní průměr výstupů	[mm]	43	odpovídá 2x ploše vstupních kanálů
Třecí ztrátový součinitel	[-]	0	dáno způsobem měření průtoku

6.2.10 VÝFUKOVÉ PLÉNUM

Z provedených simulací vyplývá, že u jednoválcového motoru zařazení pléna do výfukového systému před turbínu umožňuje zvýšení vyplachovací účinnosti během provozu ve vyšších otáčkách. Současně provoz s turbodmychadlem s obtokovou regulací turbíny bez pléna může vést k poklesu účinnosti turbínového stupně vlivem profuku obtokovým ventilem ovládaným aktuátorem s měkkou pružinou v okamžiku tlakové špičky (dle simulace až 5 bar). Postup modelování pléna vychází z jeho konstrukčního řešení, celkový objem je rozdělen na úseky tvořené částmi plynule napojeného potrubí (viz Obr. 71).



Obr. 71: Model výfukového svodu a pléna

Výsledný útvar je tak tvořen pěti částmi potrubí a celkem sedmi elementárními objemy postihujícími podélné šíření tlakových vln v rámci kavity.

Tab. 14: Parametry modelu výfukového pléna

První část svodu výfuku (exh_run_1)			
Vstupní průměr	[mm]	43	
Výstupní průměr	[mm]	43	
Délka	[mm]	137	
Poloměr ohybu	[mm]	128	
Úhel ohybu	[°]	59	
Teplota stěny	[°C]	700	odhad dle měřené teploty spalin
Součinitel tepelného toku	[-]	1	
Druhá část svodu výfuku (exh_run_2)			
Vstupní průměr	[mm]	43	
Výstupní průměr	[mm]	43	
Délka	[mm]	45	
Součinitel tepelného toku	[-]	0	potrubí je již uzavřeno v plénu
Propojovací clona (exh_pln_in)			



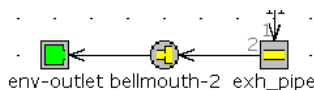
Průměr	[mm]	43	
Součinitel průtoku	[-]	1	
První segment pléna (exh_pln_1)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	110	
Šířka vstupního průřezu	[mm]	80	
Výška výstupního průřezu	[mm]	103	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	73,7	
Délka	[mm]	30	
Tloušťka stěny	[mm]	1	
Teplota okolí	[°C]	25	kopíruje nastavení zadání simulace
Součinitel vnějšího přestupu tepla	[Wm ² K ⁻¹]	10	odhad (předpoklad přirozené konvekce)
Druhý segment pléna (exh_pln_2)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	103	
Šířka vstupního průřezu	[mm]	73,7	
Výška výstupního průřezu	[mm]	83,5	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	62	
Délka	[mm]	107,9	
Poloměr ohybu	[mm]	66,4	
Úhel ohybu	[°]	90	
Tloušťka stěny	[mm]	1	
Teplota okolí	[°C]	25	kopíruje nastavení zadání simulace
Součinitel vnějšího přestupu tepla	[Wm ² K ⁻¹]	10	odhad (předpoklad přirozené konvekce)
Třetí segment pléna (exh_pln_3)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	83,5	
Šířka vstupního průřezu	[mm]	62	
Výška výstupního průřezu	[mm]	73	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	55	
Délka	[mm]	50	
Tloušťka stěny	[mm]	1	
Teplota okolí	[°C]	25	kopíruje nastavení zadání simulace
Součinitel vnějšího přestupu tepla	[Wm ² K ⁻¹]	10	odhad (předpoklad přirozené konvekce)
Čtvrtý segment pléna (exh_pln_4)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	73	
Šířka vstupního průřezu	[mm]	55	
Výška výstupního průřezu	[mm]	55	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	44	
Délka	[mm]	89,3	
Poloměr ohybu	[mm]	61,8	
Úhel ohybu	[°]	80	
Tloušťka stěny	[mm]	1	
Teplota okolí	[°C]	25	kopíruje nastavení zadání simulace
Součinitel vnějšího přestupu tepla	[Wm ² K ⁻¹]	10	odhad (předpoklad přirozené konvekce)
Pátý segment pléna (exh_pln_3)			
Výška vstupního průřezu	[mm]	55	



Šířka vstupního průřezu	[mm]	44	
Výška výstupního průřezu	[mm]	41,7	
Šířka výstupního průřezu	[mm]	41,7	
Délka	[mm]	46,4	
Tloušťka stěny	[mm]	1	
Teplota okolí	[°C]	25	kopíruje nastavení zadání simulace
Součinitel vnějšího přestupu tepla	[Wm ² K ⁻¹]	10	odhad (předpoklad přirozené konvekce)

6.2.11 KONCOVÉ VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Pro účel porovnání výsledků simulace s hodnotami měřenými na motorové brzdě bylo koncové potrubí výfuku modelováno bez tlumiče.



Obr. 72: Model koncového potrubí výfuku

Pro zjednodušení je tak tvořena jedinou rovnou trubkou o průměru 43 mm a délce 800 mm.

Tab. 15: Parametry modelu koncového výfukového potrubí

Koncové výfukové potrubí (exh_pipe)			
Vstupní průměr	[mm]	43	
Výstupní průměr	[mm]	43	
Délka	[mm]	800	
Průměrná teplota stěny	[°C]	300	
Součinitel tepelného toku	[-]	1	
Výstupní clona (bellmouth-2)			
Průměr	[mm]	43	
Součinitel průtoku	[-]	1	tlaková ztráta při expanzi do volného prostoru je zohledněna již řešičem proudění

6.3 STANOVENÍ VSTUPNÍCH PARAMETRŮ TERMODYNAMICKÉHO MODELU

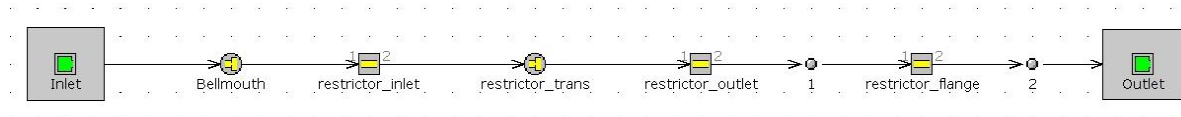
Simulace termodynamiky spalovacího motoru zahrnuje definici modelů všech systémů a mechanismů podílejících se na přenosu tepla nebo látek využívaných v pracovním oběhu. Každý takový model však vyžaduje zadání okrajových a počátečních podmínek, případně parametrů charakterizujících inherentní závislosti specifické pro danou součást. Typickým příkladem je přiřazení tlakového ztrátového součinitele nebo součinitele průtoku komponentám sacích a výfukových systémů. Tyto pak určují velikost výsledné tlakové ztráty, případně maximální hmotnostní průtok daným prvkem. Zatímco ztráty třením podél potrubí jsou určovány automaticky s využitím Moodyho diagramu, velikosti tlakového ztrátového součinitele a součinitele průtoku musí být zadány uživatelem, případně mohou být pro jednoduché případy stanoveny z databáze ztrátových součinitelů (proudění jednoduše zakřiveným potrubím, náhlá kontrakce a expanze apod.). V obecných případech, nebo když je



požadována vyšší přesnost simulace daného jevu, je nezbytné experimentální stanovení potřebných dat.

6.3.1 TLAKOVÁ ZTRÁTA NA RESTRIKTORU

Nejvýznamnější výkon určující komponentou pohonu formule student je restriktor nasávaného vzduchu. Dle pravidel soutěže Formula Student musí být u přeplňovaného motoru umístěn před kompresor nasávaného vzduchu. Velikost tlakové ztráty na restriktoru je proto zásadní pro výsledný výkonový požadavek kompresoru a pro výpočetní stanovení parametrů pracovního bodu kompresoru.



Obr. 73: Schéma modelu pro kalibraci tlakové ztráty na restriktoru

Pro modelování restriktoru je v GT-Power z důvodu prudké změny průřezu vstupní sekce doporučeno vytvořit náhradní schéma, sestávající z rovného vstupního potrubí, na které prostřednictvím kruhové clony s průměrem nejužší sekce (19 mm) navazuje pozvolna se rozšiřující výstupní kužel (viz Obr. 73).

Vzhledem k pozvolnému průběhu změny průtočné plochy podél osy restriktoru je možné průtokový součinitel stanovit roven jedné. V tomto případě tudíž kalibraci podléhá velikost součinitele tření a tlakového ztrátového součinitele přiřazených jednotlivým částem potrubí (viz Tab. 6).



Obr. 74: Měření na profukovačce Superflow Flowbench SF-260E

Velikost tlakového ztrátového součinitele je dána rovnicí [2]:

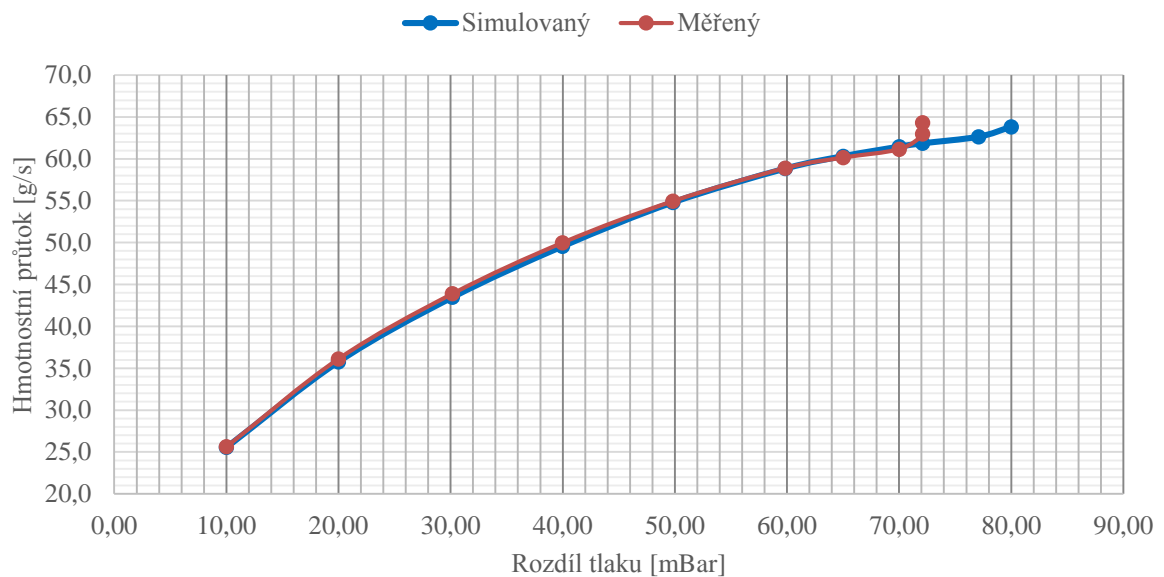


$$C_p = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_d} = \frac{p_{01} - p_{02}}{\frac{1}{2} \rho w^2} \quad (66)$$

kde:

p_{01}	[Pa]	totální tlak na vstupu do sledovaného prvku
p_{02}	[Pa]	totální tlak na výstupu ze sledovaného prvku
p_d	[Pa]	dynamický tlak proudícího média

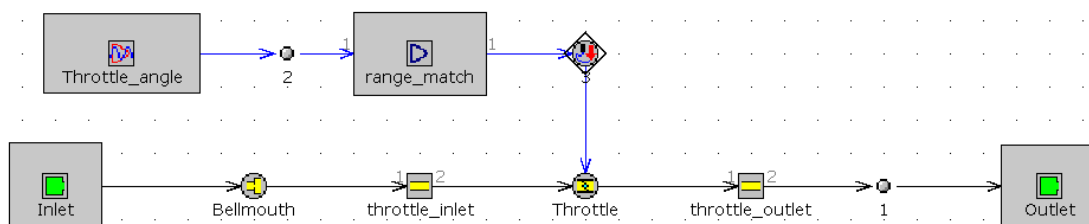
Výpočtem byla stanovena velikost průměrného tlakového ztrátového součinitele vztažená k podmínkám v nejužším místě restriktoru 0,097.



Obr. 75: Porovnání měřeného průtoku vzduchu restriktorem se simulací pro shodné podmínky

6.3.2 MAPA ŠKRTICÍ KLAPKY

Věrohodný model škrticí klapky hraje zásadní roli pro korelaci výsledků simulací částečného zatížení motoru s experimentálními daty. Cílem takových simulací může být například analýza odezvy motoru na plynulou změnu zatížení, která bývá u turbodmychadlem přeplňovaných motorů nelineární a může vést k obtížné předvídatelnosti pro řidiče. K modelování škrticí klapky je nejčastěji využíván princip škrcení proudění clonou obdobně, jako je tomu u prvku „orifice connection“. V tomto případě má clona fixní průřez a úhel otevření škrticí klapky určuje velikost součinitele průtoku, který je vyhledáván v zadané tabulce.



Obr. 76: Model pro kalibraci mapy průtokového součinitele škrticí klapky

Velikost průtokového součinitele je pak stanovena s využitím rovnice [2]:



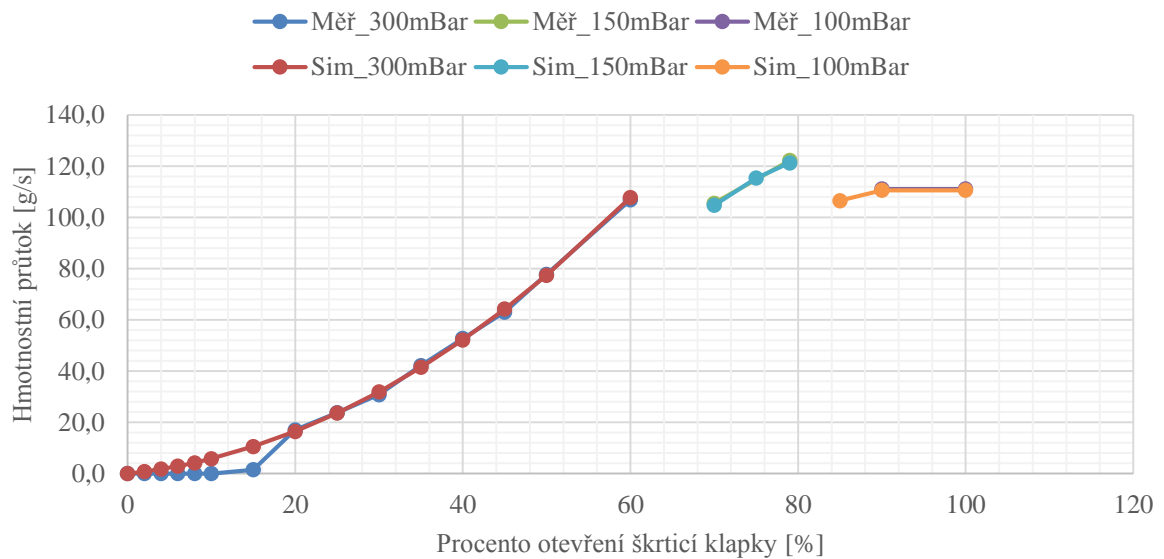
$$C_D = \frac{\dot{m}_{mer}}{\dot{m}_{teor}} \quad (67)$$

kde:

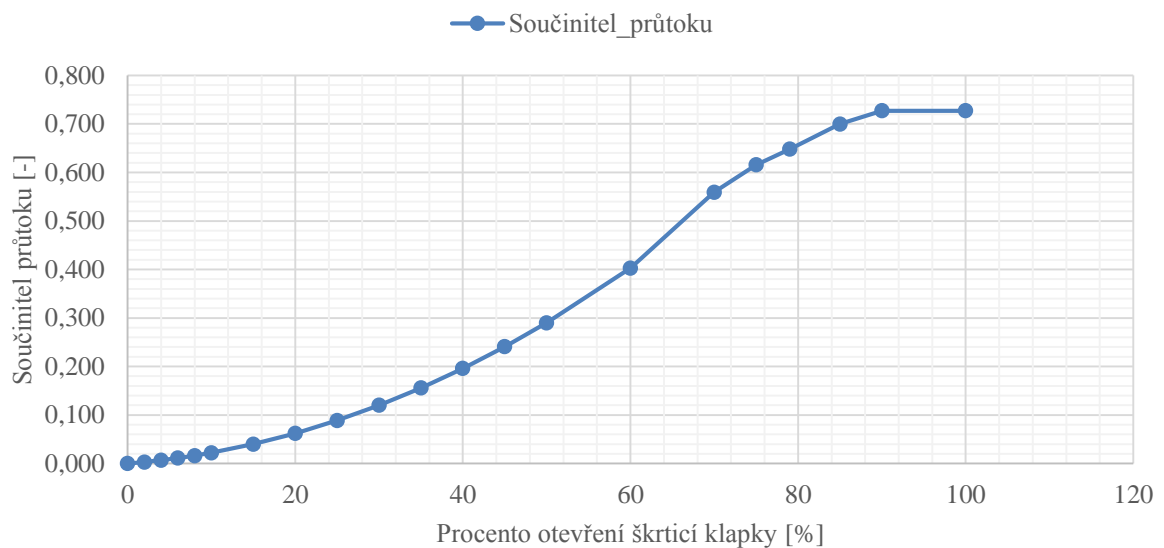
C_D [-] součinitel průtoku

\dot{m}_{mer} [-] měřený hmotnostní průtok vzduchu

\dot{m}_{teor} [-] teoretický hmotnostní průtok vzduchu ideální adiabatickou tryskou (může být stanoven z rovnice (28))



Obr. 77: Graf porovnání měřeného a simulovaného průtoku škrticí klapkou pro různé úhly otevření a ve třech krocích talového spádu

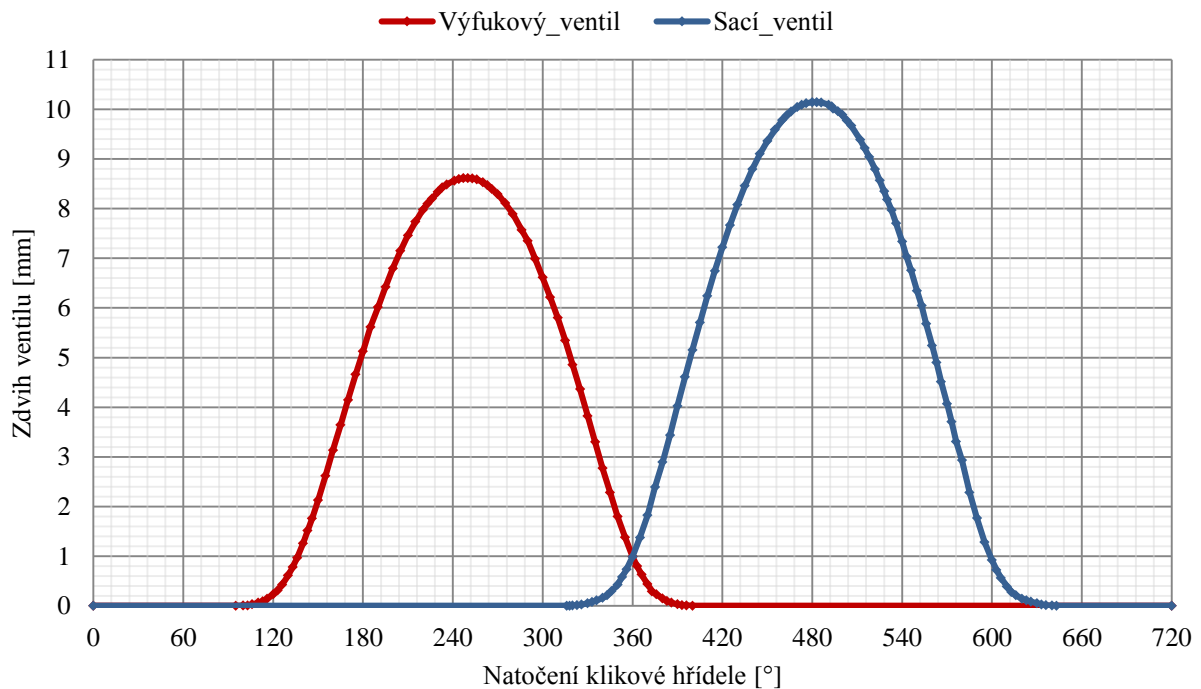


Obr. 78: Mapa součinitele průtoku škrticí klapky v závislosti na velikosti úhlu jejího otevření



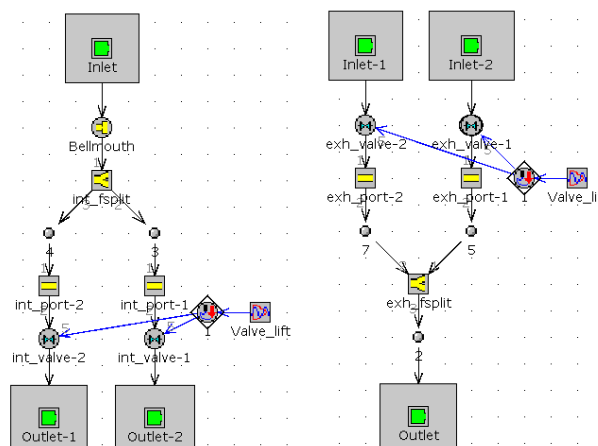
6.3.3 MAPA SACÍCH A VÝFUKOVÝCH VENTILŮ

Obdobně, jako je tomu u škrtkic klapky, je i průtok ventily určován velikostí okamžitého součinitele průtoku, závislého na míře otevření ventily. Zde však přibývá další závislost, kterou je třeba zohlednit, a sice závislost zdvihu ventily na úhlu natočení vačkové, případně klikové hřídele. Experimentální mapování ventilů tudíž sestává ze dvou fází – měření zdvihových závislostí a skutečného průtoku ventily.



Obr. 79: Zdvihové profily ventilů

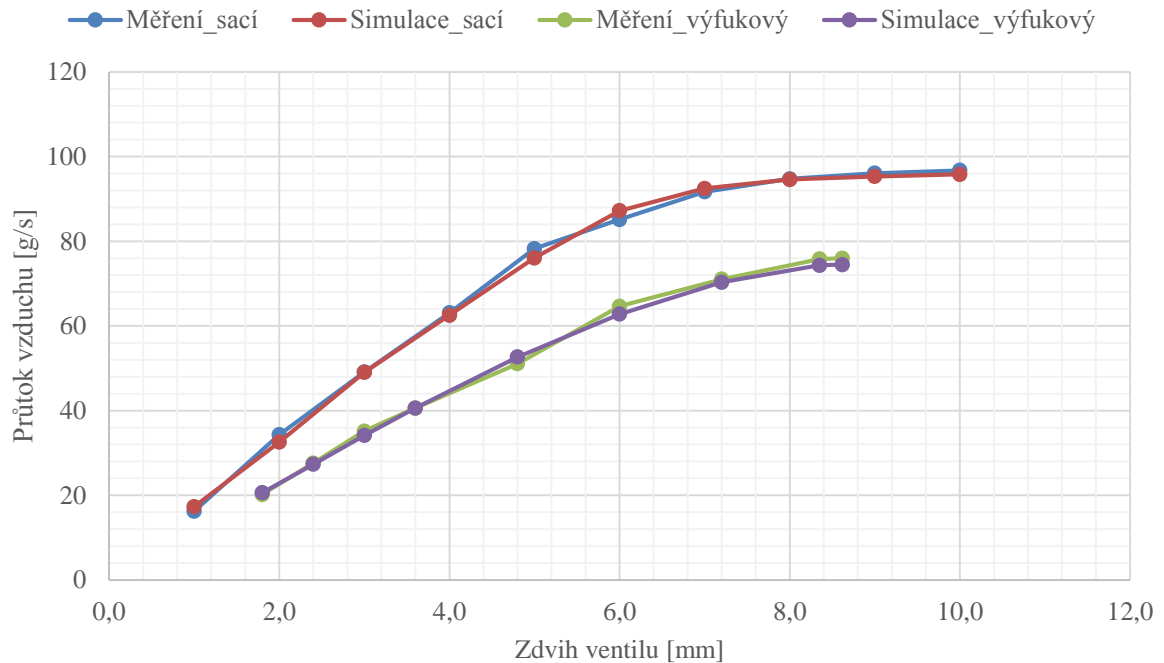
Jako referenční rozměr pro výpočet součinitele průtoku byl zvolen vnitřní průměr sedla ventily (34 mm pro sací ventil a 24 mm pro výfukový ventil). Principiálně lze nicméně zvolit libovolný charakteristický rozměr (např. vrtání válce, průměr talířku ventily apod.).



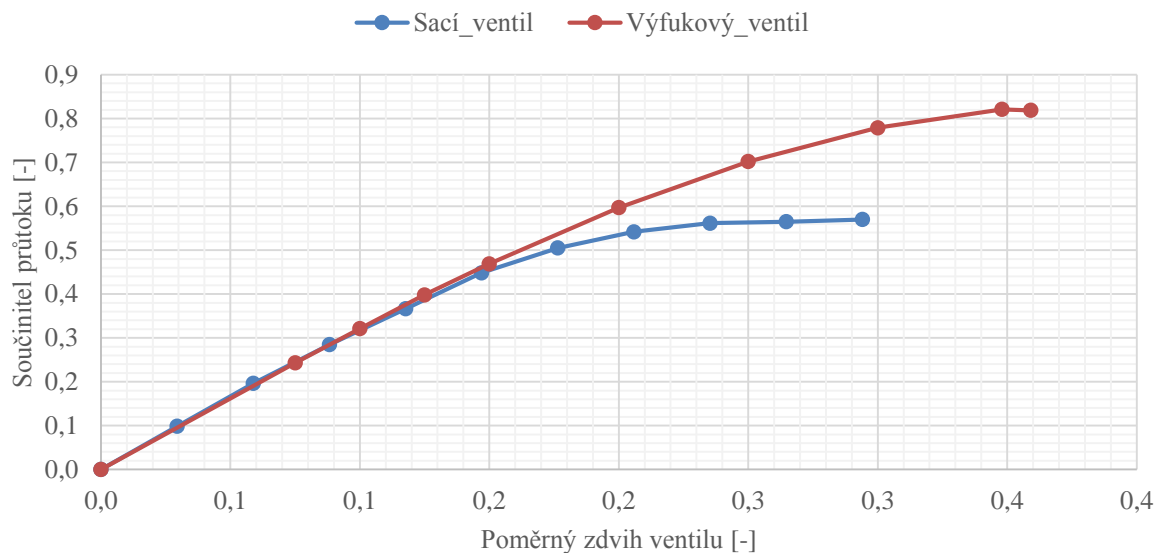
Obr. 80: Model sacích (vlevo) a výfukových (vpravo) kanálů s ventily pro kalibraci průtokových součinitelů



K výpočtu teoretického průtoku vzduchu adiabatickou tryskou shodného referenčního průtočného průřezu pracující při stejných pracovních podmínkách byla využita rovnice (28). Velikost průtokového součinitele se pak řídí rovnicí (67).



Obr. 81: Porovnání měřeného a simulovaného průtoku sacími a výfukovými ventily v závislosti na velikosti jejich zdvihu

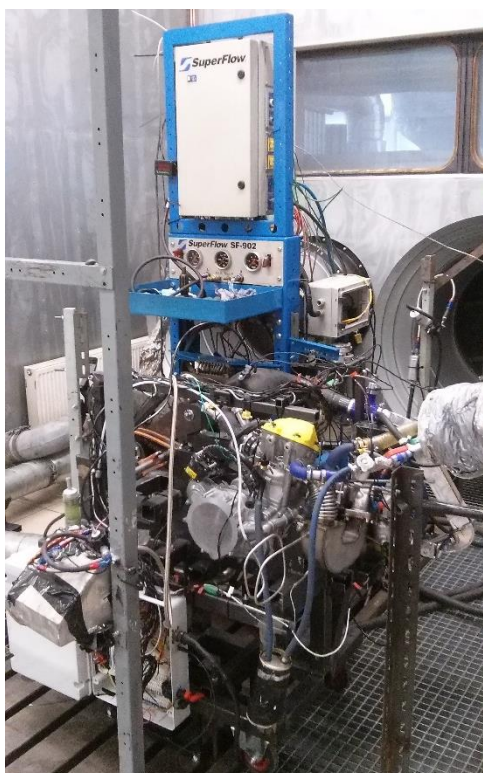


Obr. 82: Porovnání velikostí průtokového součinitele sacích a výfukových ventilů v závislosti na velikosti jejich poměrného zdvihu (L/D)



7 MĚŘENÍ NA MOTOROVÉ BRZDĚ

Brzdění motoru bylo provedeno s využitím hydrodynamické motorové brzdy SuperFlow SF-902, která se vyznačuje širokým rozsahem brzdného výkonu a provozních otáček (až 1125 kW a 10 000 otáček za minutu). Dobré tlumicí vlastnosti plynoucí z hydrodynamického pracovního principu jsou pak výhodné pro spojení s jednoválcovým motorem, pro který je charakteristická velmi vysoká nerovnoměrnost chodu.



Obr. 83: Hydrodynamická motorová brzda SuperFlow SF-902 s připojeným turbodmychadlem přeplňovaným motorem Husqvarna FE 501

7.1 INDIKACE SPALOVACÍHO TLAKU A MOTOROVÁ BRZDA

Pro vyhodnocení termodynamických veličin, jako je průběh vývinu tepla spalováním ve válci v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele (viz kap. 7.2), byla provedena indikace spalovacích tlaků s použitím měřicí aparatury Kistler KiBox typ 2893A. Připojení vysokotlakého piezoelektrického snímače 6053BB s rozsahem do 150 bar pak zajišťoval zásuvný modul 5064C1 s dvoukanálovým zesilovačem náboje (viz Obr. 85). Dalšími sledovanými hodnotami pak byla zejména velikost okamžitého maximálního spalovacího tlaku, případně procento detonujících cyklů.



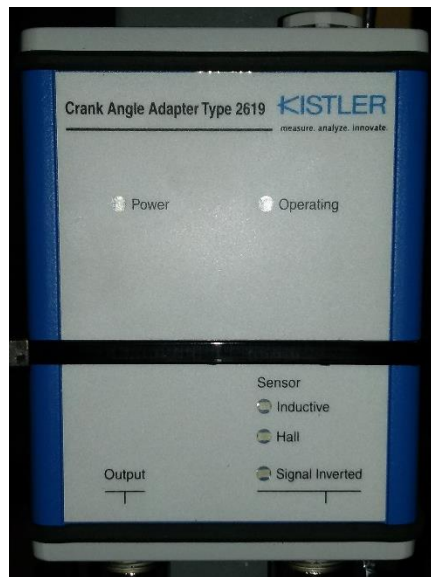
Obr. 85: Jednotka zesilovače pro indikaci spalovacího tlaku KiBox 2893A

Samotná indikace spalovacího tlaku pak vyžadovala navrtání hlavy válce pro usazení tlakového snímače (viz Obr. 84). Díky dostupnosti vyřazených dílů dřívě využívaného motoru Husaberg FE 570 tak bylo možné provést řez pro nalezení nejvhodnější místa navrtání tak, aby nebyly zasaženy kanály chladičí kapaliny. Vyústění vysokotlakého snímače je provedeno do klínového prostoru mezi sací a výfukový ventil, kde se kombinuje dobrá přístupnost s nízkým rizikem oslabení struktury hlavy válce.



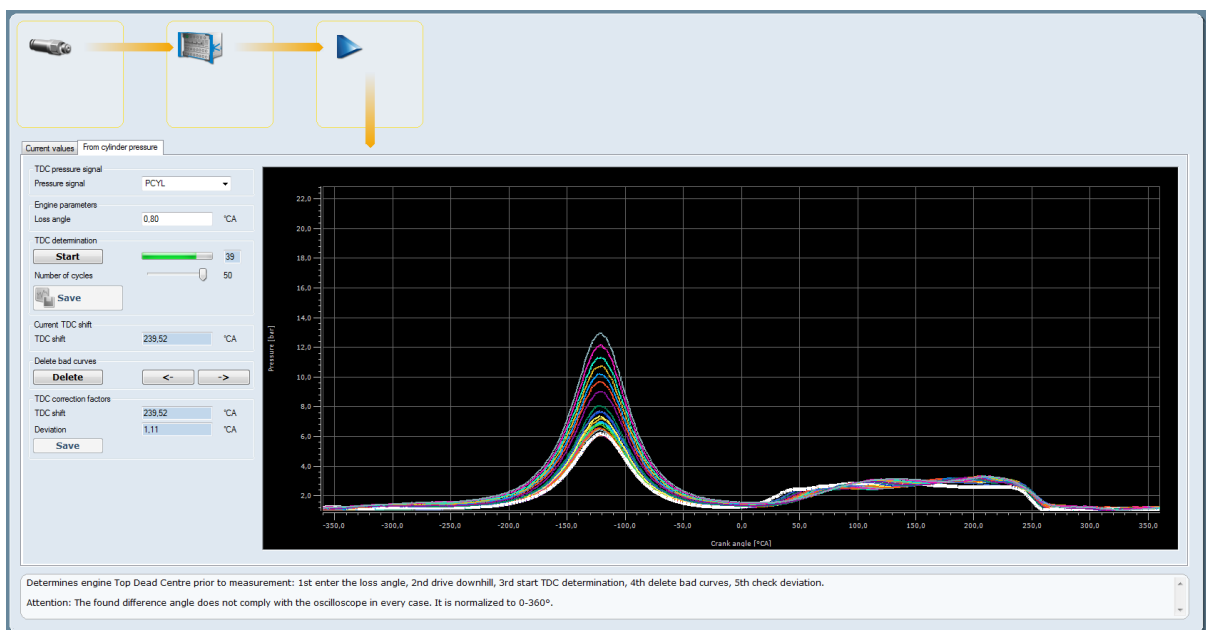
Obr. 84: Umístění vysokotlakého snímače spalovacího tlaku v hlavě válce motoru

Synchronizace měřených dat s úhlem natočení klikové hřídele byla zajištěna induktivním snímáním časovacího kolečka na klikové hřídeli v konfiguraci 36-2 (počet zubů mínus dvě mezery). Pro vyhodnocení signálu a interpolaci měřených úhlových dat byl použit adaptér 2619A (viz Obr. 87).



Obr. 87: Adaptér úhlu natočení klikové hřídele 2619A

Správné sfázování měřeného signálu s úhlem natočení klikové hřídele je kritické pro termodynamickou analýzu parametrů pracovního oběhu motoru. Hodnotu měřeného úhlu natočení klikové hřídele při horní úvratě pístu je možné definovat dvěma základními způsoby – manuálně a analýzou průběhu tlaku při protáčení motorem. Manuální zadání korekčního úhlu je však i při znalosti orientace časovacího kolečka vůči klikové hřídeli zatíženo chybou určení okamžiku detekce zubové mezery indukčním snímačem. Naproti tomu určení polohy horní úvratě pístu z průběhu tlaku při protáčení motorem je závislé na přesnosti stanovení tzv. ztrátového úhlu. Vlivem přestupu tepla do stěn spalovacího prostoru během komprese dochází k poklesu tlaku komprimovaného vzduchu, takže horní úvratě dosahuje píst ve skutečnosti později (výrobce měřicího softwaru je doporučen úhel $0,8^\circ$).



Obr. 86: Kalibrace polohy horní úvratě pístu analýzou průběhu tlaku ve válci při protáčení motorem



Dále byl měřen tlak před sacími ventily piezorezistivním snímačem 4007BA5FS s rozsahem do 250 bar a za turbínou vodou chlazeným snímačem 4049A5S s rozsahem do 5 bar. K zesílení signálu byla použita jednotka 2854A132 se zásuvným modulem typ 4665.

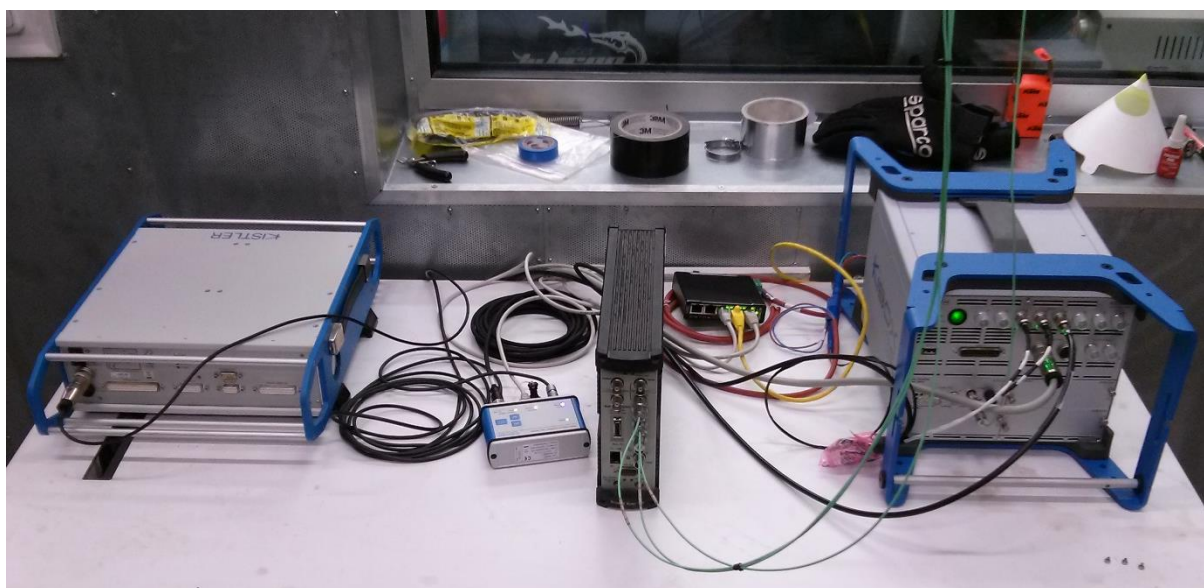


Obr. 88: Jednotka zesilovače signálu Kistler typ 2854A132

Tlak za výfukovými ventily měřil vodou chlazený piezorezistivní tlakový snímač 4049A5S s rozsahem do 5 bar. Jako zesilovač byl posloužit modul 4624A.



Obr. 90: Zesilovač piezorezistivních snímačů typ 4624A



Obr. 89: Přehled zapojení měřicí aparatury



7.2 ANALÝZA MĚŘENÝCH HODNOT A POROVNÁNÍ S VÝSLEDKY SIMULACE

V následujícím textu budou uvedeny příklady výpočtu charakteristických veličin popisujících provozní vlastnosti motoru v návrhovém pracovním bodě (opatřené indexem „NB“), definovaném při volbě vhodného turbodmychadla (viz kap. 5.4). Současně budou uvedeny grafy průběhů sledovaných veličin v závislosti na otáčkách motoru (vše pro plné otevření škrtkové klapky). Přitom budou porovnána data získaná termodynamickou simulací a měřeními na motorové brzdě. Z důvodu vysoké nerovnoměrnosti chodu jednoválcového motoru se však nepodařilo vytvořit spojitý soubor dat pro celé otáčkové spektrum motoru. Nahodilá desynchronizace měřených dat s úhlem natočení klikové hřídele (vlivem proklitu časovacího kolečka pod indukčním snímačem) tak vedla k nutnosti kondenzovat výsledky měření prováděných v různou dobu, kdy se lišily atmosférické a další provozní podmínky motoru. Uvedené grafy proto nevypovídají o kvalitě řízení motoru, ale slouží čistě k porovnání výsledků simulací nastavených pro pracovní podmínky motoru v době záznamu dat s reálným měřením.

Tab. 16: Shrnutí parametrů návrhového pracovního bodu motoru a porovnání s měřením

Návrhové pracovní podmínky motoru			
otáčky	[min ⁻¹]	8100	odhad otáček motoru při zahlcení restriktoru
cílový plnicí tlak	[bar]	1,6	udává průměrný statický tlak v airboxu
tlak před turbínou	[bar]	1,63	předpoklad dle návrhového výpočtu
obtok turbíny	[g/s]	40	předpoklad dle návrhového výpočtu
hmotnostní průtok vzduchu	[g/s]	67,4	
atmosférický tlak	[kPa]	101	
atmosférická teplota	[°C]	25	
korigovaný průtok vzduchu restriktorem	[g/s]	67,1	po korekci na standardní podmínky (viz kap. 4.1)
teplota plnicího vzduchu	[°C]	40	udává požadavek na výkon chladiče vzduchu
Měřené provozní hodnoty			
otáčky	[min ⁻¹]	8142	
plnicí tlak	[bar]	1,55	
tlak před turbínou	[bar]	1,69	
obtok turbíny	[g/s]	36,0	
hmotnostní průtok vzduchu	[g/s]	72,3	výrobce udává chybu až 20% měřené hodn.
atmosférický tlak	[kPa]	98	
atmosférická teplota	[°C]	20	
korigovaný průtok vzduchu restriktorem	[g/s]	73,2	po korekci na standardní podmínky (viz kap. 4.1.1)
teplota plnicího vzduchu	[°C]	32,7	zapnuta externí ventilace vzduchu

STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK

IMEP (indicated mean effective pressure) vyjadřuje měrnou práci vykonanou během jednoho pracovního oběhu a je definován jako podíl integrálu tlaku ve válci a zdvihového objemu. Zpravidla se ještě vyhodnocuje IMEPH vysokotlaké části pracovního oběhu, tvořené kompresním a expanzním zdvihem pístu, a IMEPL nízkotlaké části oběhu, která je vymezena výfukovým a sacím zdvihem pístu a kvantifikuje tak práci spotřebovanou na výměnu náplně válce [4].

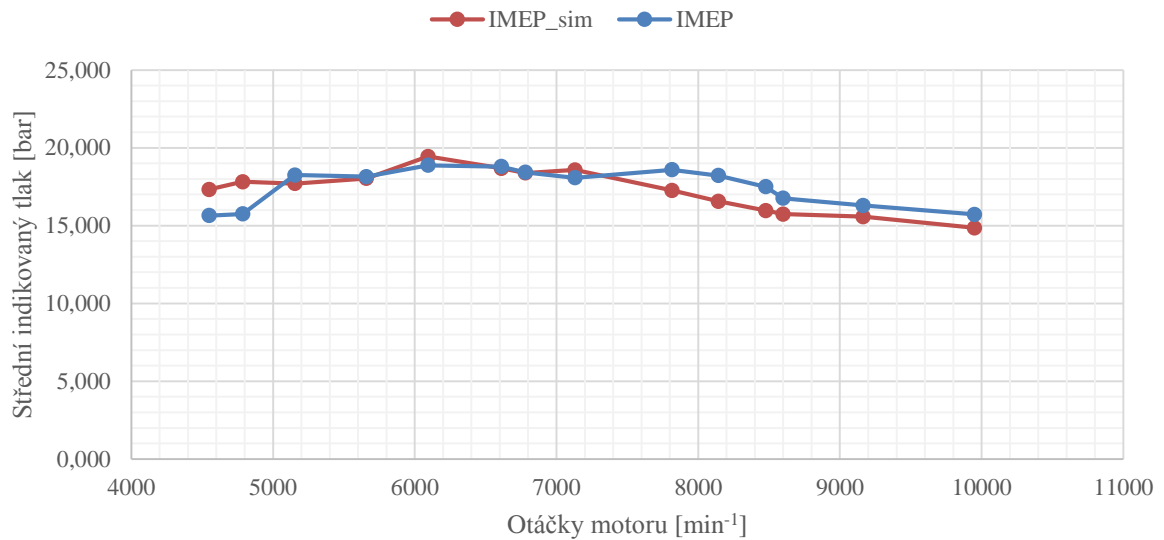
$$IMEP = \oint \frac{p_{in} dV_v}{V_{zd}} \quad (68)$$



$$IMEP_{NB} = 18,223 \text{ bar} \quad (69)$$

kde:

IMEP [bar] indikovaný střední efektivní tlak
 p_{in} [bar] indikovaný tlak ve válci



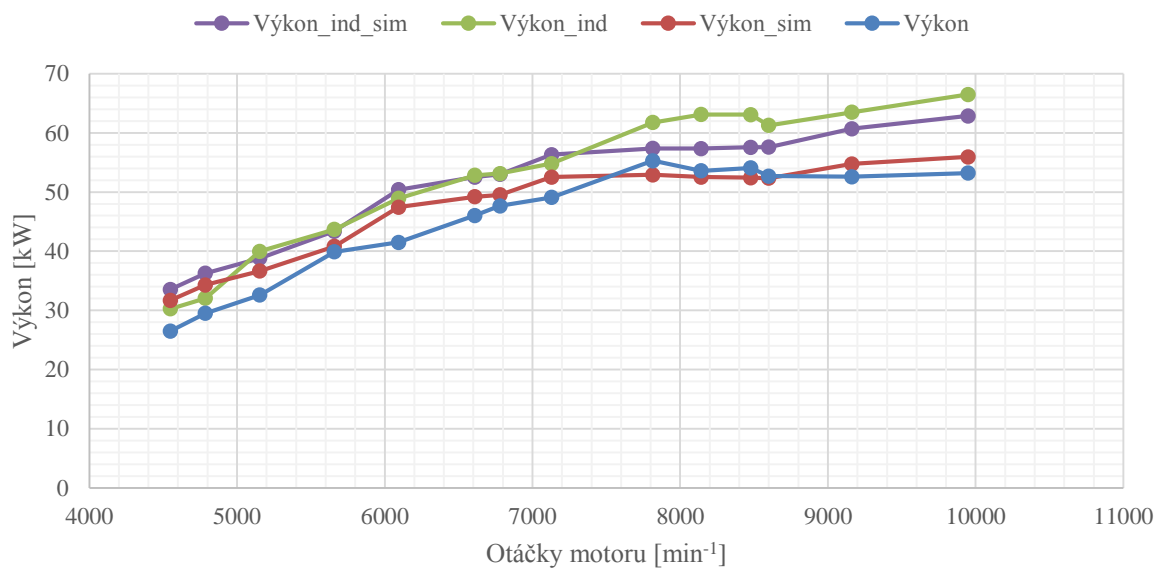
Obr. 91: Porovnání měřeného a simulovaného indikovaného středního efektivního tlaku

INDIKOVANÝ VÝKON

Přepočtem středního indikovaného tlaku získáme indikovaný výkon konaný náplní válce:

$$P_i = IMEP \frac{V_{zd} n_m}{120} \quad [W] \quad (70)$$

$$P_{i_{NB}} = 1,8223 \frac{510 \times 8145}{120} \doteq 63081 \text{ W}$$



Obr. 92: Porovnání měřených a simulovaných výkonů a indikovaných výkonů

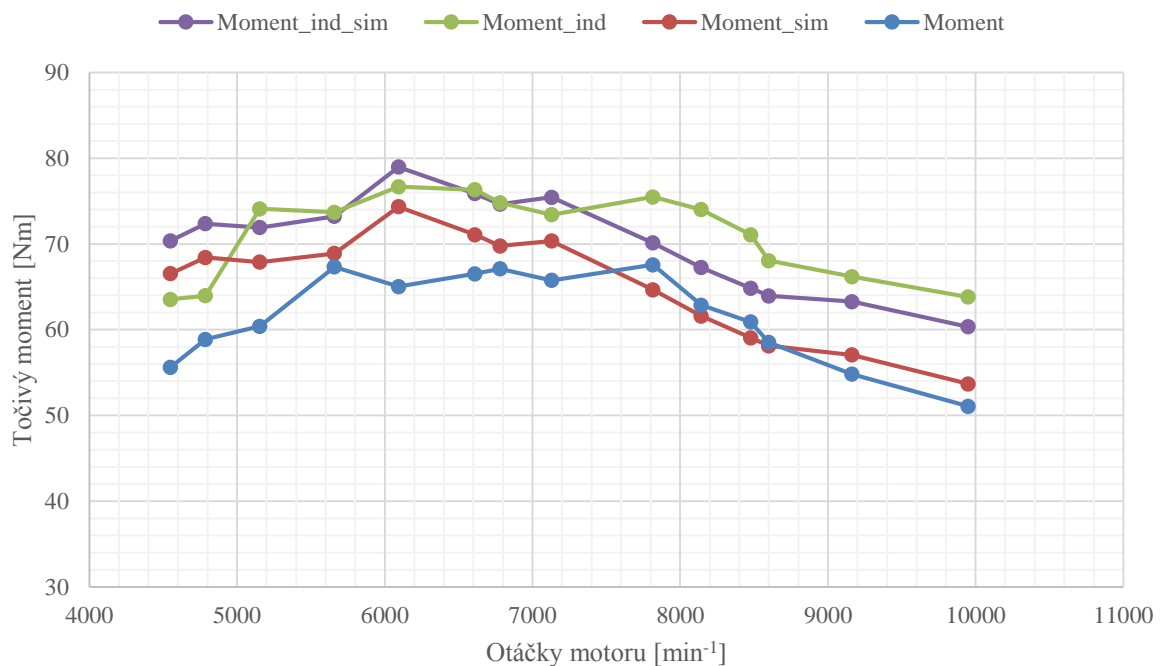


INDIKOVANÝ TOČIVÝ MOMENT

Točivý moment, který by produkoval motor se stoprocentní mechanickou účinností, může být stanoven přepočtem indikovaného výkonu:

$$M_i = 30 \frac{P_i}{\pi n_m} = IMEP \frac{V_{zd}}{4\pi} \quad (71)$$

$$M_{i_NB} = 1,8223 \frac{510}{4\pi} = 73,96 \text{ Nm}$$



Obr. 93: Porovnání měřených a simulovaných točivých momentů a indikovaných točivých momentů

VÝVIN TEPLA SPALOVÁNÍM

Průběh vývinu tepla spalováním lze stanovit na základě porovnávání indikovaného tlaku s teoretickým, kterého by dosahoval pracovní plyn při adiabatické změně objemu odpovídající té ve válci motoru. Z toho vyplývá, že uvedeným postupem získáme velikost tepla dodaného pracovnímu plynu, která je současně snížena o přestup tepla do stěn spalovacího prostoru. Vzhledem ke krátkému okamžiku spalování ve srovnání s trváním celého pracovního oběhu je však množství odvedeného tepla mnohem nižší, než teplo uvolněné spalováním (viz Obr. 94). Pro stanovení výsledného tepla přivedeného pracovnímu plynu lze použít rovnici [11]:

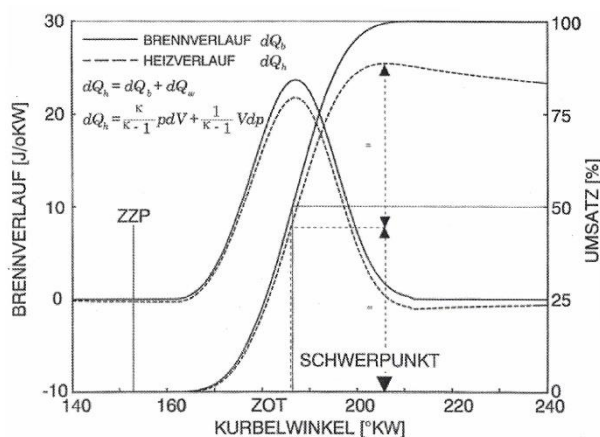
$$\frac{dQ_h}{d\varphi} = \left(1 + \frac{1}{\kappa_v - 1}\right) p_v \frac{dV_v}{d\varphi} + \frac{1}{\kappa_v - 1} V_v \frac{dp_v}{d\varphi}$$

$$Q_h = \int dQ_h \quad (72)$$

$$Q_{h_NB} = 2090 \text{ J}$$

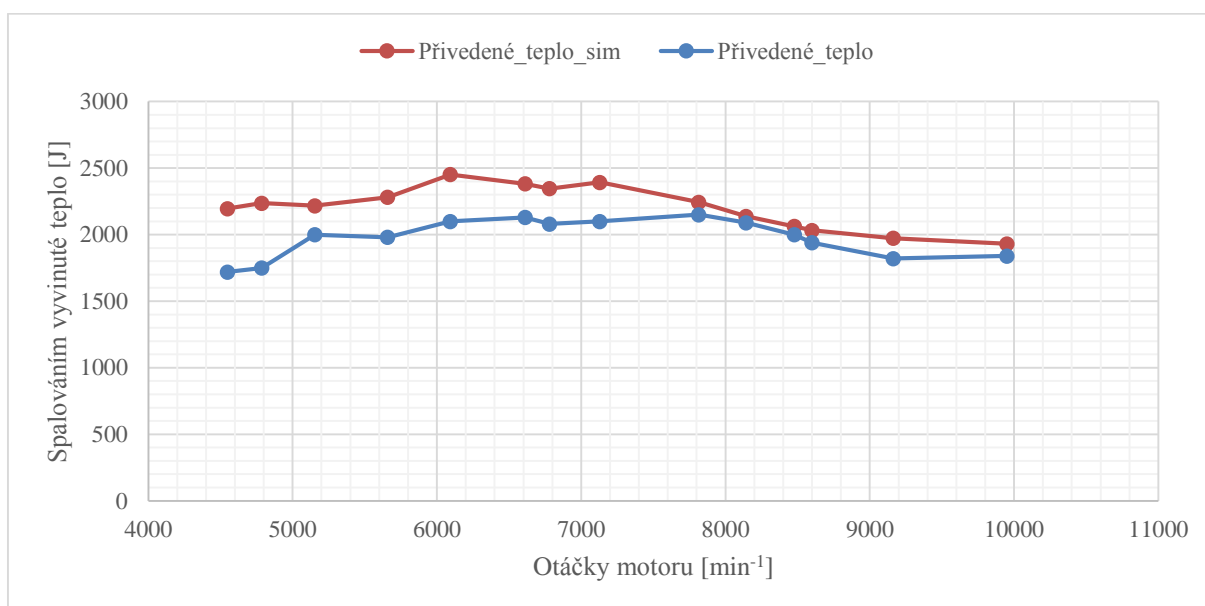
kde:

Q_h [J] velikost tepla přivedeného pracovní látce



Obr. 94: Porovnání průběhu vývinu tepla spalováním a skutečného množství tepla dodaného pracovní látce po odečtení přestupu tepla do stěn spalovacího prostoru [11]

Vychází se přitom ze zákona zachování energie, kdy určité množství plynu může změnit svůj stav bez přívodu nebo odvodu tepla pouze prostřednictvím adiabatického děje. Charakteristický je potom zejména úhel natočení klikové hřídele, při kterém je spáleno právě 50% paliva. Pro dosažení nejlepší účinnosti motoru se doporučuje nastavit předstih zážehu tak, aby 50% spáleného paliva připadlo na 8° natočení klikové hřídele po dosažení horní úvratě pístu (viz [11]). Na základě analýzy vývinu tepla spalováním pak můžeme stanovit parametry Vibeho funkce (viz kap. 6.1), která je nejčastěji využívána pro modelování průběhu vývinu tepla spalováním v termodynamických modelech.



Obr. 95: Porovnání měřeného a simulovaného množství pracovní látky během jednoho oběhu přivedeného tepla

VSTŘIKOVANÁ DÁVKA PALIVA

Dalším důležitým parametrem je dávka paliva vstříkovaná během každého pracovního oběhu. Ta závisí předně na době otevření vstříkovače a na jeho okamžitém průtoku. Velikost vstříkované dávky pak můžeme stanovit výpočtem:



$$m_f = \dot{m}_{ref} \sqrt{\frac{p_f}{p_{f_ref}}} (t_{inj} - t_d)$$

$$m_{f1_NB} = 5,269 \sqrt{\frac{4,428}{3,000}} (12,757 - 0,548) = 78,15 \text{ mg}$$

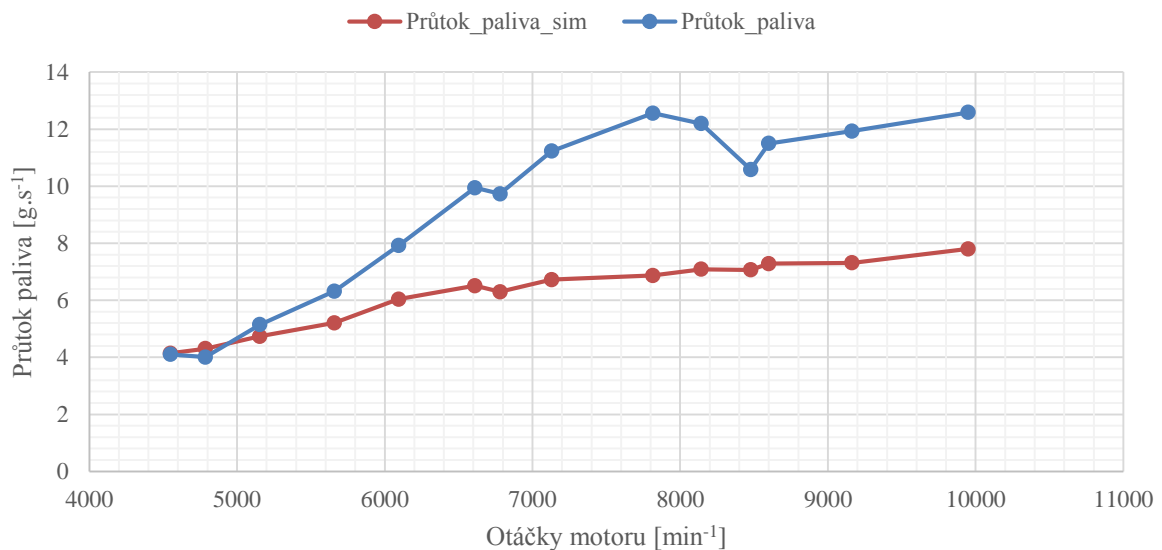
$$m_{f2_NB} = 11,1775 \sqrt{\frac{4,428}{3,000}} (8,540 - 1,059) = 101,59 \text{ mg} \quad (73)$$

$$m_{f_NB} = m_{f1_NB} + m_{f2_NB}$$

$$m_{f_NB} = 78,15 + 101,59 = 179,74 \text{ mg}$$

kde:

m_{f1}	[g]	hmotnost dávky paliva prvního vstřikovače během jednoho oběhu
m_{f2}	[g]	hmotnost dávky paliva druhého vstřikovače během jednoho oběhu
\dot{m}_{ref}	[g/s]	referenční hmotnostní průtok vstřikovačem (pro tlak 3 bar)
p_f	[bar]	relativní tlak paliva
p_{f_ref}	[bar]	referenční relativní tlak paliva (3 bar)
t_{inj}	[s]	doba otevření vstřikovače
t_d	[s]	prodleva v nástupu průtoku vstřikovače



Obr. 96: Porovnání měřeného a simulovaného průtoku paliva

VYKRESLENÍ PRACOVNÍCH BODŮ DO KOMPRESOROVÉ MAPY

Pro účel vykreslení pracovních bodů do kompresorové mapy je třeba stanovit totální tlakový spád na kompresoru. Totální tlak je součtem tlaku statického (měřeného tlakovými snímači kolmo ke směru proudění) a tlaku dynamického. Dynamický tlak se určí podle vzorce [2]:

$$p_d = \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (74)$$



kde:

p_d	[Pa]	dynamický tlak proudícího plynu
ρ	[kg/m ³]	hustota plynu v místě měření tlaku
w	[m/s]	rychlost proudění v místě měření tlaku

Příklad výpočtu totálního tlakového poměru na kompresoru:

$$\pi_C = \frac{p_{02C}}{p_{01C}}$$

$$p_{01C} = p_{1C} + p_{d1C} = p_{1C} + \frac{1}{2} \rho_{1C} w_{1C}^2 = p_{1C} + \frac{1}{2} \rho_{1C} \left(\frac{\dot{m}_C}{\rho_{1C} A_{1C}} \right)^2$$

$$\rho_{1C} = \frac{p_{1C}}{r T_{1C}}$$

$$T_{1C} = T_{amb} \left(\frac{p_{1C}}{p_{amb}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$T_{1C_NB} = 293,15 \left(\frac{89900}{98000} \right)^{1,4-1} = 286,0 \text{ K}$$

$$p_{01C} = p_{1C} + 8 \frac{r T_{1C}}{p_{1C}} \left(\frac{\dot{m}_C}{\pi D_{1C}^2} \right)^2$$

$$p_{01C_NB} = 89900 + 8 \frac{287,6 \times 286,0}{89900} \left(\frac{0,0723}{\pi \times 0,0296^2} \right)^2 \doteq 94950 \text{ Pa}$$

$$p_{02C} = p_{2C} + \frac{1}{2} \frac{r T_{2C}}{p_{2C}} \left(\frac{\dot{m}_C}{A_{2C}} \right)^2$$

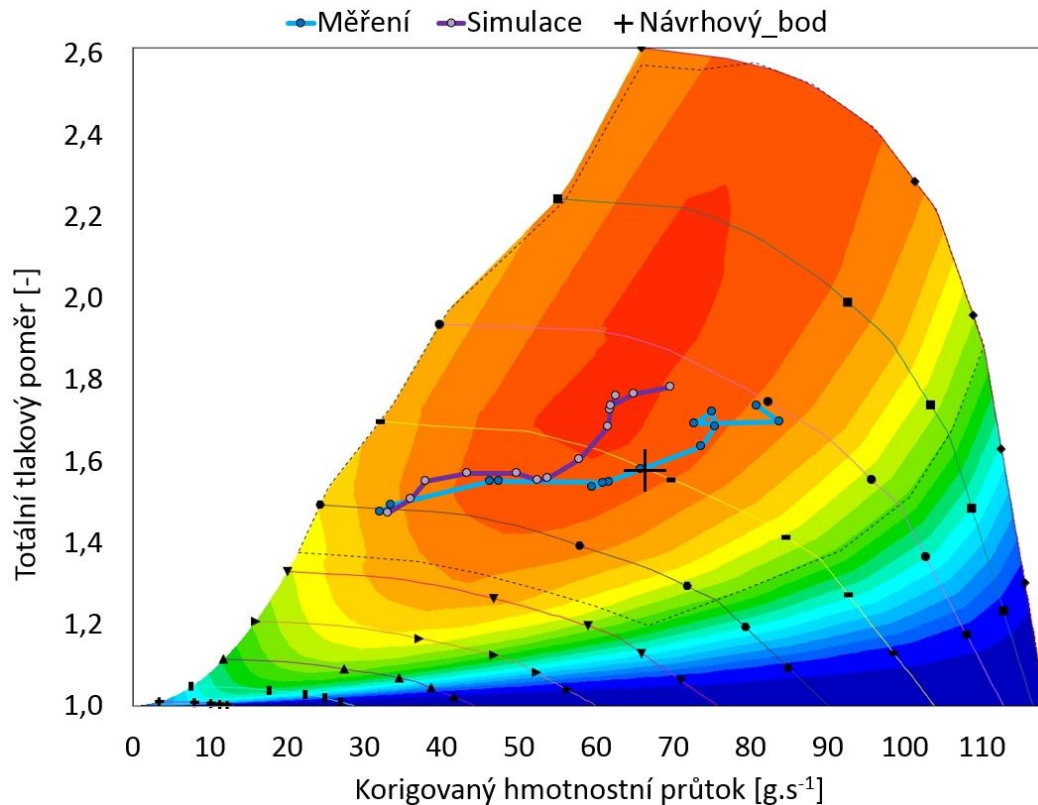
$$p_{02C_NB} = 155600 + 8 \frac{287,6 \times 342,3}{155600} \left(\frac{0,0723}{\pi \times 0,0275^2} \right)^2 \doteq 160287 \text{ Pa}$$

$$\pi_{C_NB} = \frac{160287}{94950} \doteq 1,688 \quad [-]$$

Hmotnostní průtok vzduchu kompresorem je třeba korigovat podle rovnice (9).

$$\dot{m}_{c_cor} = \dot{m}_C \frac{\sqrt{T_{01C}}}{p_{01C}} \frac{100 \text{ kPa}}{\sqrt{298 \text{ K}}}$$

$$\dot{m}_{c_cor_NB} = 72,3 \frac{\sqrt{298}}{94950} \frac{100000}{\sqrt{298}} = 76,1 \text{ g/s}$$



Obr. 97: Zobrazení měřených a simulovaných pracovních bodů motoru v kompressorové mapě

Porovnáním pracovní oblasti motoru s teoretickým a experimentálně ověřeným limitním průtokem vzduchu restriktorem lze usoudit, že je měřená hodnota hmotnostního průtoku vzduchu nadhodnocena. Současně lze usuzovat, že výsledky simulace dobře odpovídají návrhovému výpočtu. Pětiprocentní odchylka maximálního korigovaného hmotnostního průtoku vzduchu kompresorem je dána tlakovou ztrátou na restriktoru, která v návrhovém výpočtu nebyla zohledněna a v rovnici korekce (9) vystupuje ve jmenovateli. Současně tlakové ztráty v sacím systému za kompresorem vedou k nárůstu tlakového poměru na kompresoru, který je potřebný pro dosažení cílového plnicího tlaku v airboxu.

ÚČINNOST KOMPRESORU

Velikost adiabatické účinnosti kompresoru je dána rovnicí (6), může být tudíž stanovena na základě znalosti pracovních teplot a tlakového poměru na kompresoru.

Příklad výpočtu adiabatické účinnosti kompresoru:

$$\eta_c = \frac{T_{02C_ad} - T_{01C}}{T_{02C} - T_{01C}}$$

$$T_{02C_ad} = T_{01C} \left(\frac{p_{02C}}{p_{01C}} \right)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} \quad (77)$$

$$T_{02C_ad_NB} = 293,15 \times \left(\frac{160287}{94950} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \doteq 340,46 \text{ K}$$



$$T_{02C} = T_{2C} \left(\frac{p_{02C}}{p_{2C}} \right)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}}$$

$$T_{02C} = 349,15 \times \left(\frac{160287}{155600} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \doteq 352,12 \text{ K} \quad (78)$$

$$\eta_c = \frac{340,46 - 293,15}{352,12 - 293,15} \doteq 0,802 \quad [-]$$

Měřená účinnost kompresoru v pracovním bodě výrazně převyšuje maximální účinnost danou výrobcem (75%). S největší pravděpodobností je to způsobeno odvodem tepla v místě teplotního snímače, který je realizován termočlánkem zalitým pryskyřicí uvnitř navrtaného šroubu. Následným zašroubováním do hliníkové kompresorové skříně je tak umožněn odvod tepla do okolí, který snižuje velikost měřené teploty. Nižší měřená teplota vzduchu opouštějícího kompresor tak vede k neadekvátně vysokým hodnotám měřené adiabatické účinnosti.

VYKRESLENÍ PRACOVNÍHO BODU DO TURBÍNOVÉ MAPY

Podle standardu SAE je tlakový spád a účinnost turbíny udávaná pro totální podmínky před turbínou a statické podmínky za turbínou. Současně jsou místo korigovaných využívány redukované hodnoty hmotnostního průtoku a redukované otáčky (viz kap. 4.2).

Příklad výpočtu pracovního bodu turbíny:

$$\varepsilon_T = \frac{p_{01T}}{p_{2T}}$$

$$p_{01T} = p_{1T} + p_{d1T} = p_{1T} + \frac{1}{2} \rho_{1T} w_{1T}^2 = p_{1T} + \frac{1}{2} \rho_{1T} \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_{1T} A_{1T}} \right)^2$$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_c + \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_f = m_f \frac{n_m}{120}$$

$$\dot{m}_{f_NB} = 0,17974 \frac{8142}{120} \doteq 12,195 \text{ g/s}$$

$$\dot{m}_{T_NB} = 72,3 + 12,195 \doteq 84,5 \text{ g/s}$$

$$\rho_{1T} = \frac{p_{1T}}{r_{sp} T_{1T}}$$

$$p_{01T} = p_{1T} + 8 \frac{r_{sp} T_{1T}}{p_{1T}} \left(\frac{\dot{m}_T}{\pi \times d_{1T}^2} \right)^2$$

$$p_{01T_NB} = 169400 + 8 \times \frac{309,95 \times 1073,15}{169400} \times \left(\frac{0,0845}{\pi \times 0,043^2} \right)^2 = 172724 \text{ Pa} \quad (79)$$

$$\varepsilon_T = \frac{172724}{105400} = 1,639$$



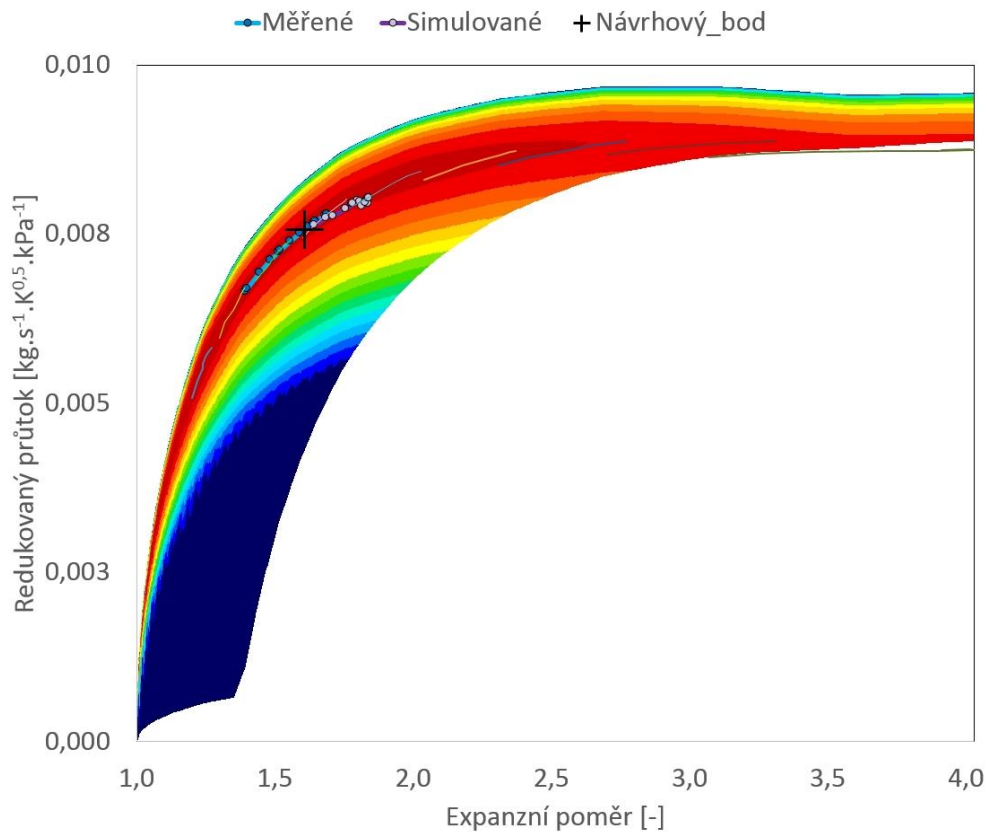
Příklad výpočtu redukovaného hmotnostního průtoku:

$$\dot{m}_{T_red} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{01T}}}{P_{01T}}$$

$$T_{01T} = T_{1T} \left(\frac{P_{01T}}{P_{1T}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}}$$

$$T_{01T_NB} = 1073,15 \times \left(\frac{172724}{169400} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 1077,97 \text{ K}$$

$$\dot{m}_{T_red_NB} = 84,5 \times \frac{\sqrt{1077,97}}{172,724} \doteq 16,1 \text{ g.s}^{-1} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{kPa}^{-1}$$
(80)



Obr. 98: Zobrazení měřených a simulovaných pracovních bodů motoru do turbínové mapy

Stanovení obtoku turbíny může být provedeno odečtením teoretického průtoku turbínou od součtu měřených průtoků nasávaného vzduchu a vstříkovaného paliva. Přitom teoretický průtok spalin turbínou můžeme odečíst z turbínové mapy díky znalosti expanzního poměru a otáček turbodmychadla.

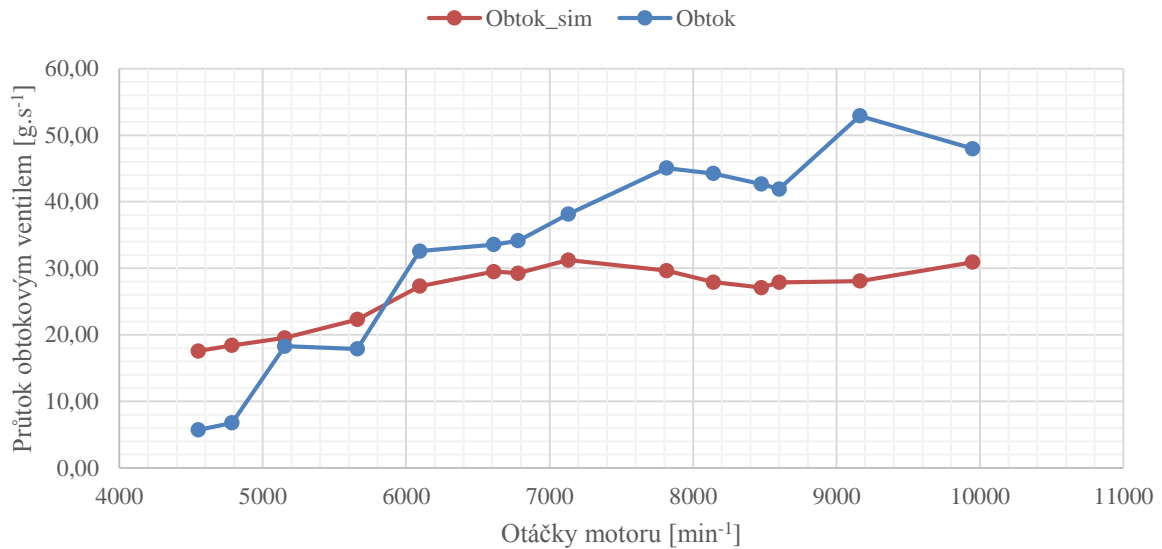
$$\dot{m}_{wg} = \dot{m}_T - \dot{m}_{T_teor}$$

$$\dot{m}_{T_teor} = \dot{m}_{T_teor_red} \frac{P_{01T}}{\sqrt{T_{01T}}}$$
(81)



$$\dot{m}_{T_teor_NB} = 0,007663 \times \frac{172724}{\sqrt{1077,97}} \doteq 40,3 \text{ g/s} \quad (82)$$

$$\dot{m}_{wg_NB} = 84,5 - 40,3 \doteq 44,2 \text{ g/s}$$



Obr. 99: Porovnání měřeného a simulovaného obtoku turbíny

ÚČINNOST TURBÍNY

Velikost adiabatické účinnosti turbíny je dána rovnicí (12), může být tudíž stanovena na základě znalosti pracovních teplot a expanzního poměru na turbíně.

Příklad výpočtu adiabatické účinnosti turbíny:

$$\eta_T = \frac{T_{01T} - T_{02T}}{T_{01T} - T_{2T_ad}}$$

$$T_{2T_ad} = T_{01T} \left(\frac{p_{2T}}{p_{01T}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}}$$

$$T_{2T_ad_NB} = 1077,97 \times \left(\frac{105400}{172724} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \doteq 961,84 \text{ K}$$

$$T_{02T} = T_{01T} \left(\frac{p_{2T}}{p_{01T}} \right)^{\frac{\kappa_{sp}-1}{\kappa_{sp}}} \quad (83)$$

$$T_{02T} = T_{02T} + \frac{w_{2T}^2}{2c_{psp}}$$

$$w_{2T} = \frac{\dot{m}_T}{\rho_{2T} A_{2T}} = \dot{m}_T \frac{r_{sp} T_{2T}}{p_{2T}} \frac{4}{\pi D_{2T}^2}$$

$$w_{2T} = 0,0845 \times \frac{310 \times (642 + 273,15)}{105400} \times \frac{4}{\pi \times 0,043^2} \doteq 156,6 \text{ m.s}^{-1}$$



$$T_{02T} = 642 + 273,15 + \frac{156,6^2}{2 \times 1330,9} \doteq 924,4$$

$$\eta_T = \frac{1077,97 - 924,4}{1077,97 - 961,84} \doteq 1,32 \quad [-]$$
(84)

Z výše uvedeného výpočtu vychází nesmyslná účinnost turbíny přesahující 100%. Důvodem jsou s největší pravděpodobností opět ztráty tepla, a to jak na straně teplotních snímačů (výfukový snímač „K-type“), tak zejména na straně samotných spalín. Vzhledem k přítomnosti pléna ve výfukovém systému, kde je také měřena teplota do turbíny vstupujících spalín a které se vyznačuje velkou plochou povrchu, zde dochází s vysokou pravděpodobností k velkým ztrátám tepla a tím pádem většímu poklesu teploty spalín, než který by nastal pouhou expanzí na turbíně. Dalším faktorem, který by měl dle teorie naopak vést k ještě nižším hodnotám měřené účinnosti, je obtok turbíny. Proces škrcení plynů na obtokovém ventilu se blíží izoentalpickému (pro ideální plyn tedy izotermickému) ději, při výraznějším podílu obtoku (v našem případě přibližně 50%) by tak teplota spalín vystupujících z turbíny měla být vyšší, než při samotné expanzi na turbíně (bez obtoku).

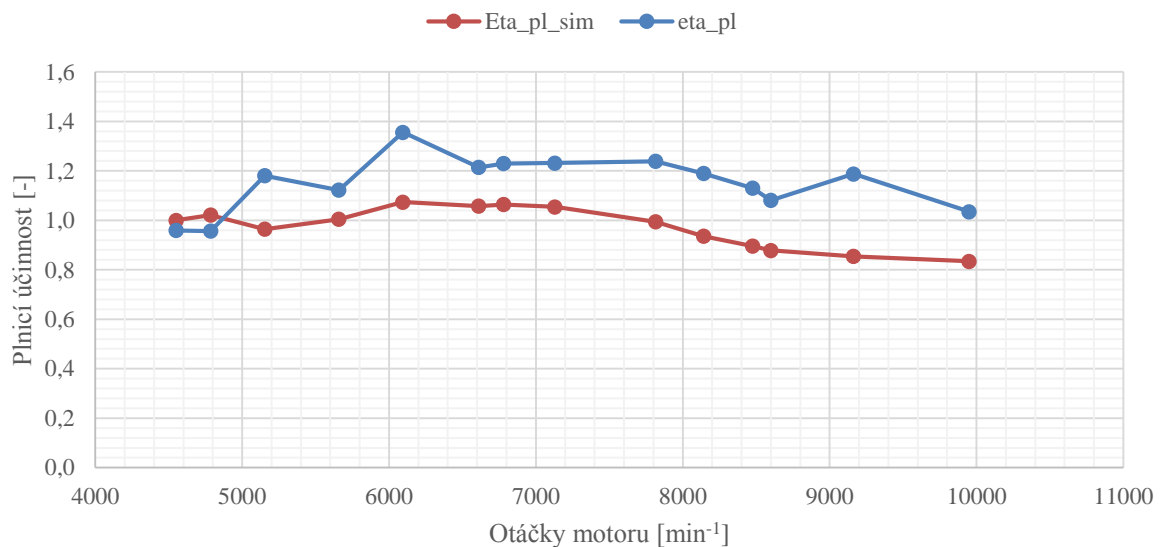
PLNICÍ ÚČINNOST MOTORU

Plnicí účinnost motoru udává poměr mezi hmotnostmi skutečně nasávaného vzduchu do válce k teoretické hmotnosti, které by dosahoval vzduch vyplňující zdvihový objem válce za referenčních podmínek (obvykle za průměrného tlaku a teploty před sacími ventily). Zde jsou jako referenční stanoveny podmínky v airboxu.

Příklad výpočtu plnicí účinnosti [8]:

$$\eta_{pl} = \frac{m_{pl}}{\rho_{pl} V_{zd}} = \frac{120}{n_m} \dot{m}_C \frac{r T_{pl}}{P_{pl} V_{zd}}$$

$$\eta_{pl_NB} = \frac{120}{8142} \times 72,3 \times \frac{287,6 \times 305,85}{154500 \times 0,5104} \doteq 1,189$$
(85)



Obr. 100: Porovnání měřené a simulované plnicí účinnosti



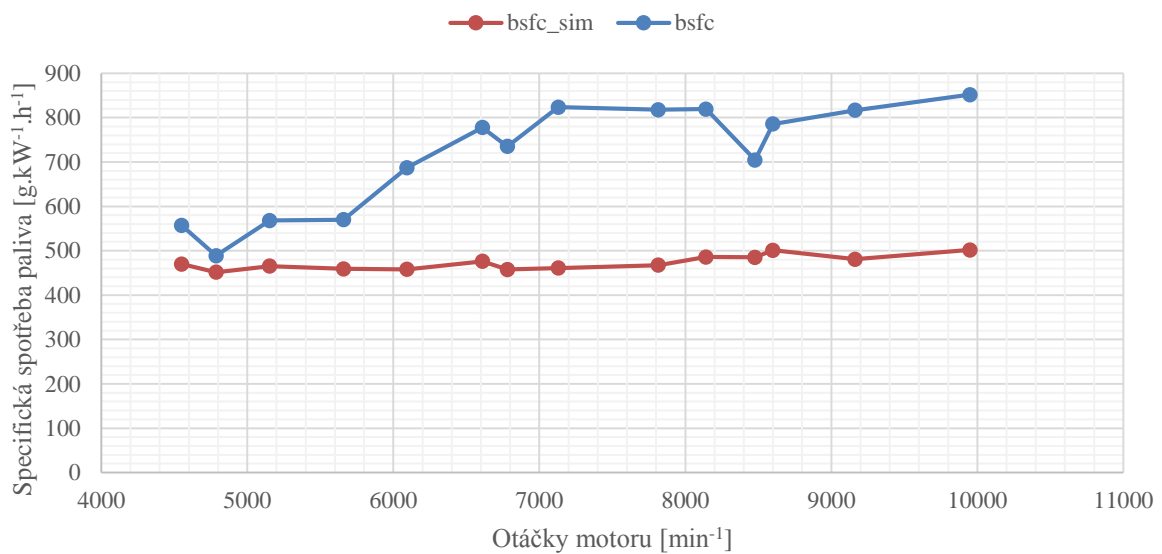
SPECIFICKÁ SPOTŘEBA PALIVA

Specifická spotřeba paliva vyjadřuje hmotnost paliva, která je potřeba k vyprodukování jedné kilowatthodiny energie.

Příklad výpočtu specifické spotřeby paliva [8]:

$$bsfc = 3600 \frac{\dot{m}_f}{P_e} \quad (86)$$

$$bsfc_{NB} = 3600 \times \frac{12,195}{53,6} \doteq 819,1 \text{ g/kWh}$$



Obr. 101: Porovnání měřené a simulované specifické spotřeby paliva

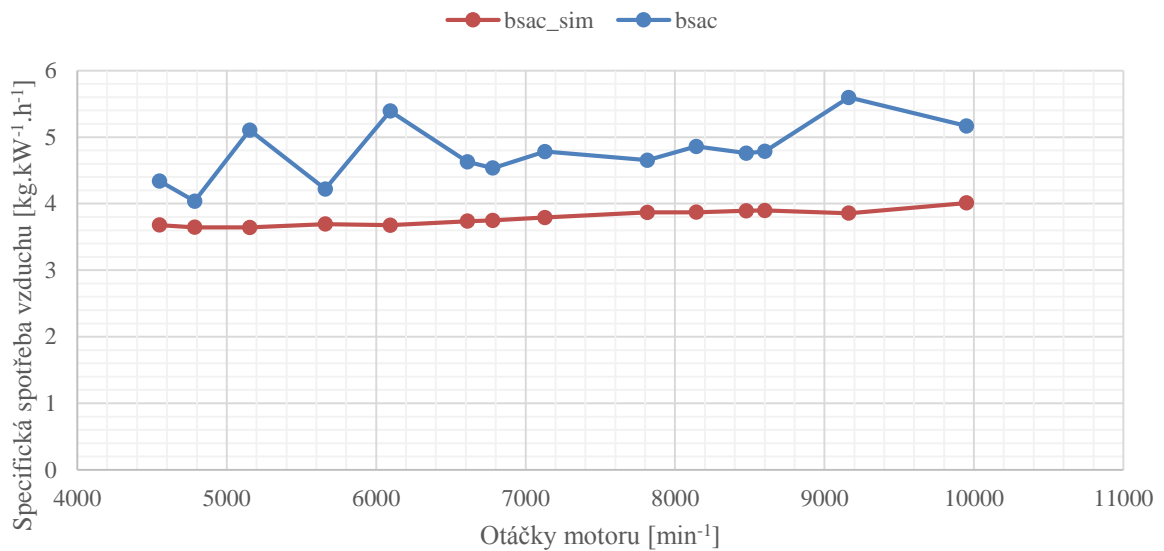
SPECIFICKÁ SPOTŘEBA VZDUCHU

Specifická spotřeba vzduchu udává hmotnost vzduchu, potřebnou na vyprodukování jedné kilowatthodiny energie.

Příklad výpočtu specifické spotřeby vzduchu [8]:

$$bsac = 3,6 \frac{\dot{m}_c}{P_e} \quad (87)$$

$$bsac_{NB} = 3,6 \times \frac{72,3}{53,6} \doteq 4,860 \text{ kg/kWh}$$



Obr. 102: Porovnání měřené a simulované specifické spotřeby vzduchu

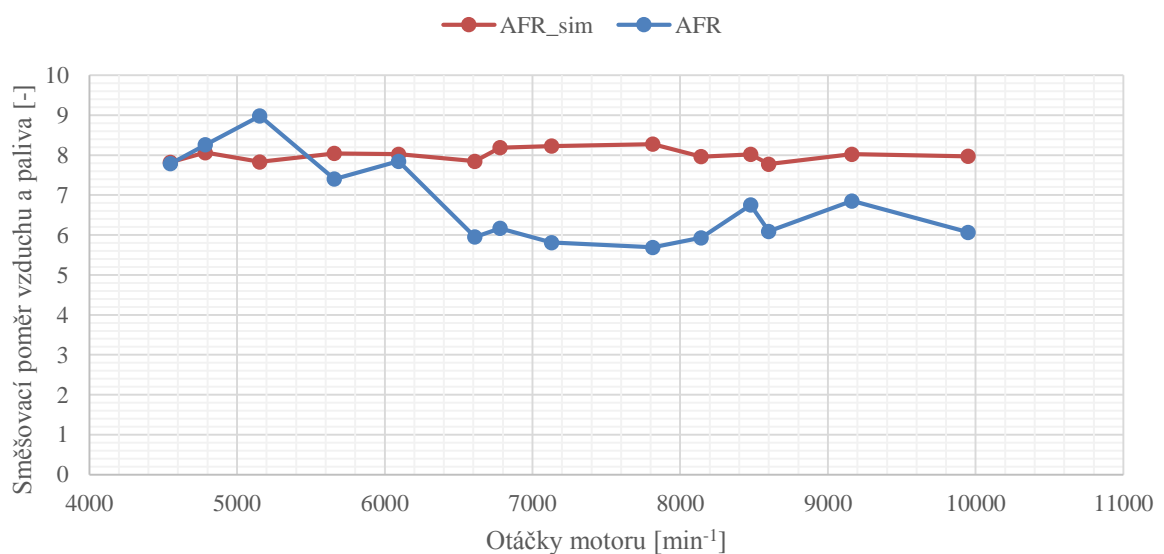
SMĚŠOVACÍ POMĚR

Směšovací poměr vzduchu a paliva udává hmotnost vzduchu, která se spotřebuje na spálení jednotkové hmotnosti paliva.

Příklad výpočtu směšovacího poměru [8]:

$$AFR = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_f} \quad (88)$$

$$AFR_{NB} = \frac{72,3}{12,195} \doteq 5,93$$



Obr. 103: Porovnání měřeného a simulovaného směšovacího poměru paliva a vzduchu



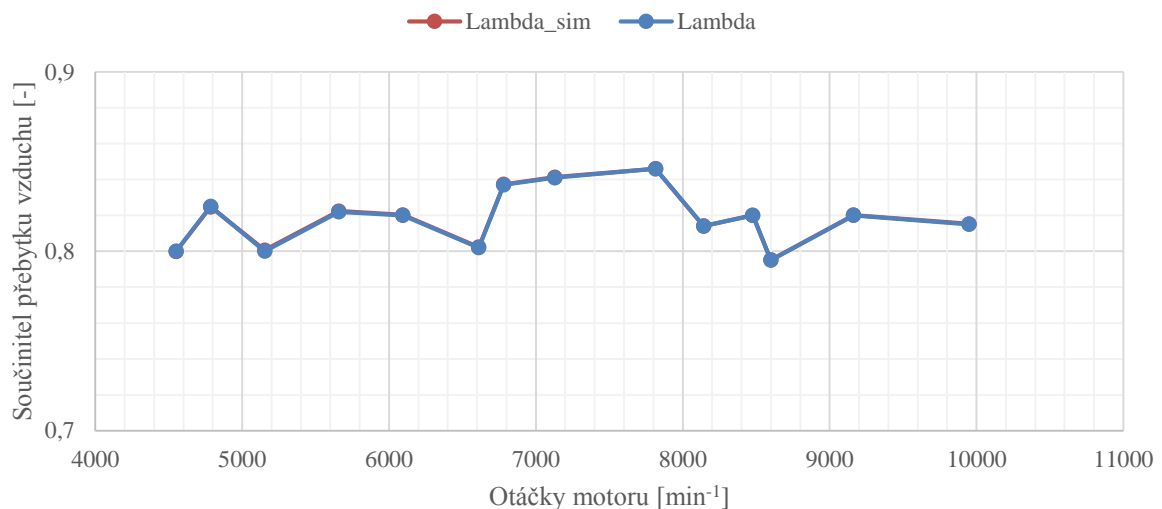
SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU

Po vydělení skutečného směšovacího poměru stechiometrickým směšovacím poměrem získáme hodnotu součinitele přebytku vzduchu (lambda).

Příklad výpočtu součinitele přebytku vzduchu [8]:

$$\lambda = \frac{AFR}{L_t} \quad (89)$$

$$\lambda_{NB} = \frac{5,93}{9,78} \doteq 0,61$$



Obr. 104: Porovnání měřeného a simulovaného součinitele přebytku vzduchu

Jedním ze vstupních parametrů simulace je právě hodnota měřeného součinitele přebytku vzduchu. V grafu na Obr. 104 je proto zobrazena dokonalá shoda simulace s měřením. Z výše uvedených výsledků měření průtoku paliva a vzduchu je však zřejmé, že skutečné množství vstříkovaného paliva v poměru k průtoku vzduchu bylo mnohem větší, než naznačuje údaj z lambda-sondy. Dalšími experimenty bylo poté zjištěno, že příčinou nesouladu měřených hodnot byla nízká kvalita tvorby směsi vzduchu a paliva vstříkovaného přidavným jedno-kuželovým vstříkovačem. Důsledkem byl tedy zřejmě odnos nespáleného paliva spolu s výfukovými plyny, které tak byly tvořeny z části produkty spalování směsi tvořené prvním dvou-kuželovým vstříkovačem a částí dávky paliva pomocného vstříkovače s výsledným součinitelem přebytku vzduchu přibližně 0,8 a z části nespálenými složkami paliva vstříkovaného přidavným vstříkovačem.

STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK

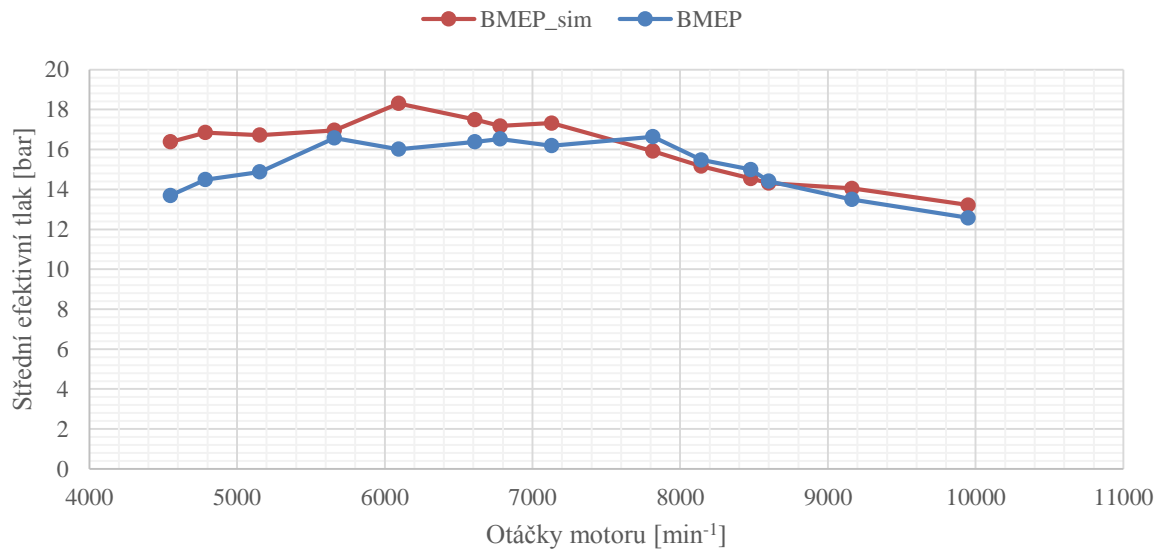
Střední efektivní tlak na brzdě (BMEP – break mean effective pressure) představuje obdobu středního indikovaného tlaku, navíc však zahrnuje mechanické ztráty motoru.

Příklad výpočtu středního efektivního tlaku [8]:

$$BMEP = \frac{P_e \cdot 120}{V_{zd} \cdot n_m} \quad (90)$$



$$BMEP_{NB} = \frac{120 \times 53,6}{8142 \times 0,510} \doteq 1,55 \text{ MPa} \quad (91)$$



Obr. 105: Porovnání měřeného a simulovaného středního efektivního tlaku

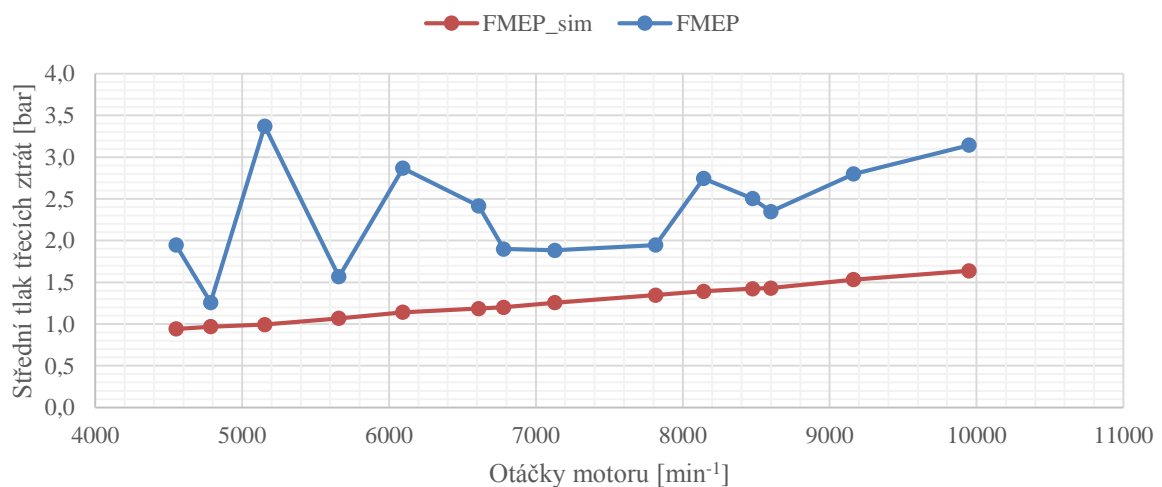
STŘEDNÍ EFEKTIVNÍ TLAK TŘECÍCH ZTRÁT

Současně střední efektivní tlak třecích ztrát lze stanovit z rozdílu indikovaného a brzděného středního efektivního tlaku motoru.

Příklad výpočtu středního efektivního tlaku třecích ztrát [8]:

$$FMEP = \frac{(P_i - P_e) \frac{120}{n_m}}{V_{zd}} \quad (92)$$

$$FMEP_{NB} = \frac{120 \times (63,1 - 53,6)}{8142 \times 0,510} \doteq 0,27 \text{ MPa}$$



Obr. 106: Porovnání měřeného a simulovaného středního efektivního tlaku třecích ztrát



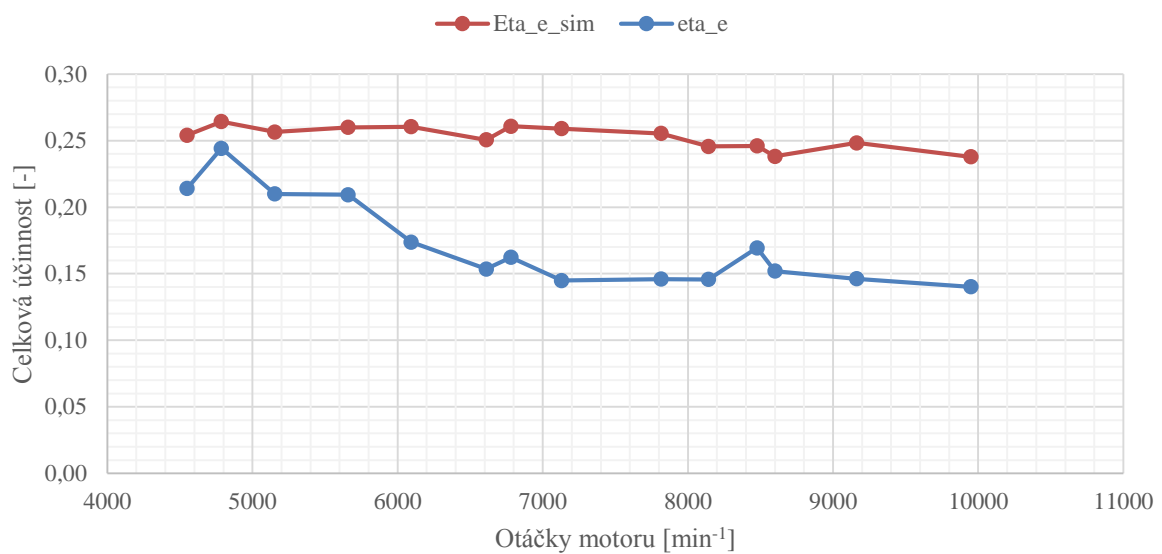
CELKOVÁ ÚČINNOST

Celková účinnost motoru dává do poměru velikost užitečného výkonu a spalný výkon vstříkovaného paliva (tzn. je to poměr mezi užitečnou prací a spalnou energií přivedenou v palivu).

Příklad výpočtu celkové účinnosti [8]:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_f H_u} \quad (93)$$

$$\eta_{e_NB} = \frac{53,6}{12,195 \times 30,16} \doteq 0,146$$



Obr. 107: Porovnání měřené a simulované efektivní účinnosti motoru

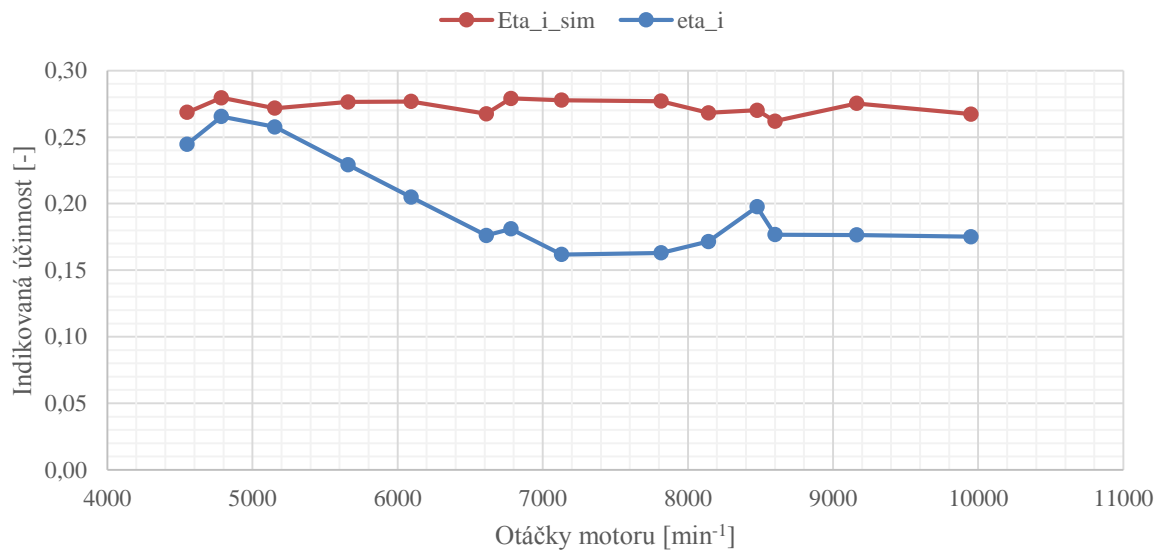
INDIKOVANÁ ÚČINNOST

Naproti tomu indikovaná účinnost vyjadřuje poměr mezi prací vykonanou pracovní látkou ve válci a energií přivedenou v palivu.

Příklad výpočtu indikované účinnosti [8]:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_f H_u} \quad (94)$$

$$\eta_{i_NB} = \frac{63,1}{12,195 \times 30,16} \doteq 0,172$$



Obr. 108: Porovnání měřené a simulované indikované účinnosti motoru

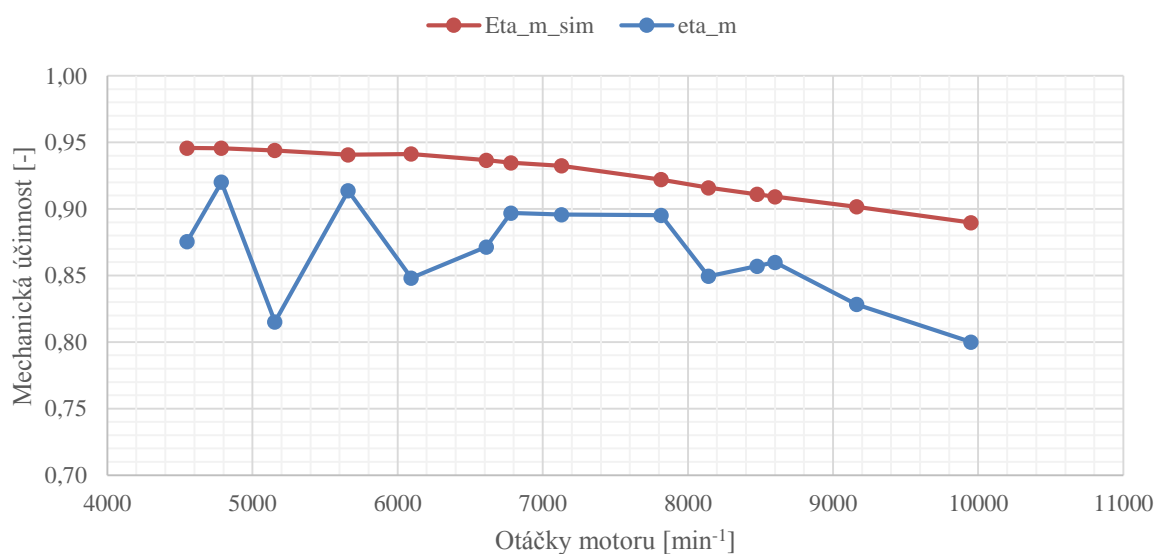
MECHANICKÁ ÚČINNOST

Mechanická účinnost udává podíl užitečného výkonu motoru k indikovanému výkonu konanému pracovní látkou ve válci.

Příklad výpočtu mechanické účinnosti [8]:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (95)$$

$$\eta_{m_NB} = \frac{53,6}{63,1} \doteq 0,849$$



Obr. 109: Porovnání měřené a simulované mechanické účinnosti motoru



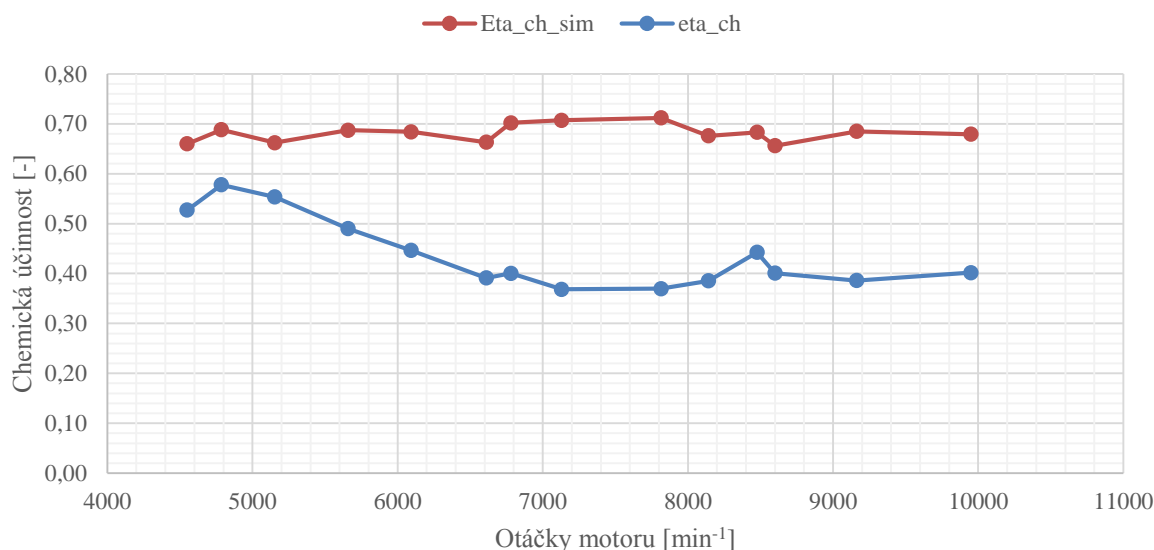
CHEMICKÁ ÚČINNOST

Díky analýze vývinu tepla spalováním ve válci lze stanovit také velikost chemické účinnosti spalování jako podíl tepla skutečně uvolněného během jednoho pracovního oběhu k chemické energii (spalnému teplu) přivedené v palivu. Měřená chemická účinnost v návrhovém bodě pak odpovídá vysoké bohatosti směsi.

Příklad výpočtu chemické účinnosti [8]:

$$\eta_{ch} = \frac{Q_h n_m}{120 \dot{m}_f H_u} \quad (96)$$

$$\eta_{ch_NB} = \frac{2,090 \times 8142}{120 \times 12,195 \times 30,16} \doteq 0,386$$



Obr. 110: Porovnání měřené a simulované chemické účinnosti motoru

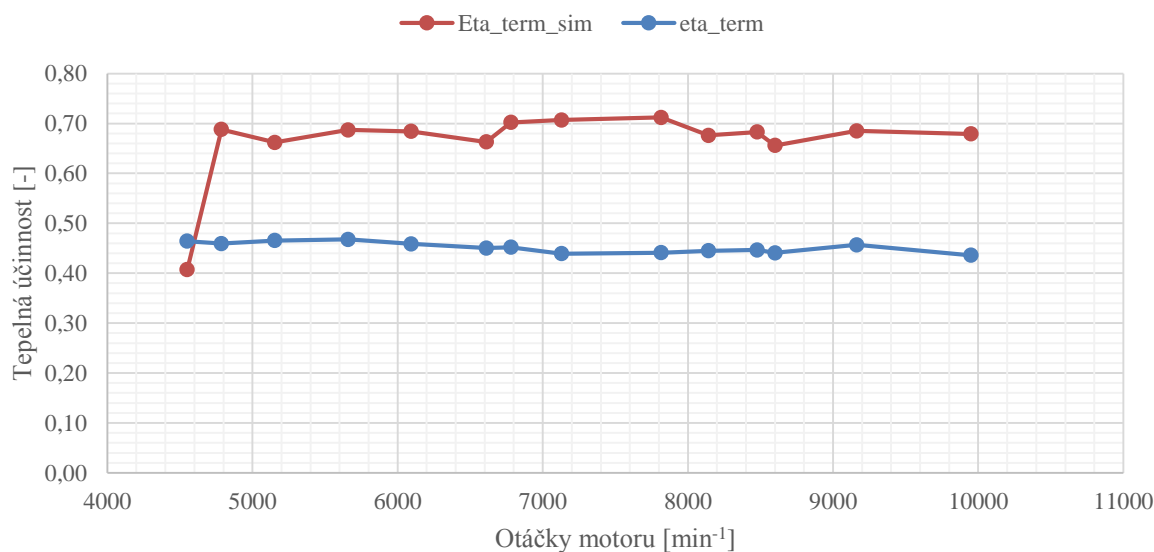
TERMODYNAMICKÁ ÚČINNOST PRACOVNÍHO OBĚHU MOTORU

Obdobně podíl indikované práce k velikosti pracovní látky skutečně přivedeného tepla udává termodynamickou účinnost pracovního oběhu motoru.

Příklad výpočtu termodynamické účinnosti [8]:

$$\eta_{term} = \frac{120 P_i}{Q_h n_m} = \frac{\eta_i}{\eta_{ch}} \quad (97)$$

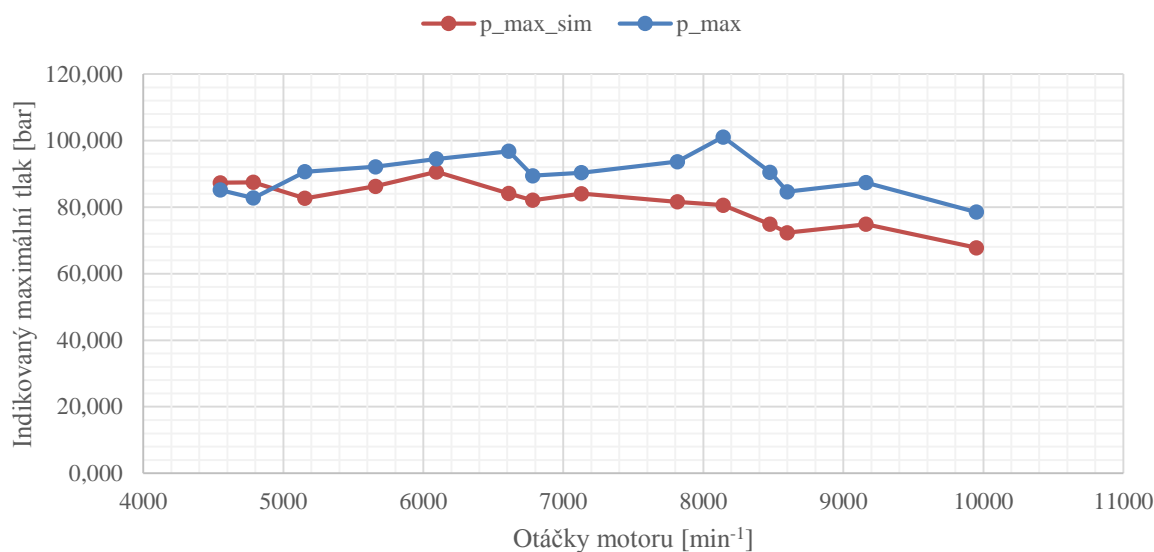
$$\eta_{term_NB} = \frac{120 \times 63,1}{2,090 \times 8142} = 0,445$$



Obr. 111: Porovnání měřené a simulované tepelné účinnosti pracovního oběhu motoru

POROVNÁNÍ PRŮBĚHŮ MAXIMA TLAKU VE VÁLCI

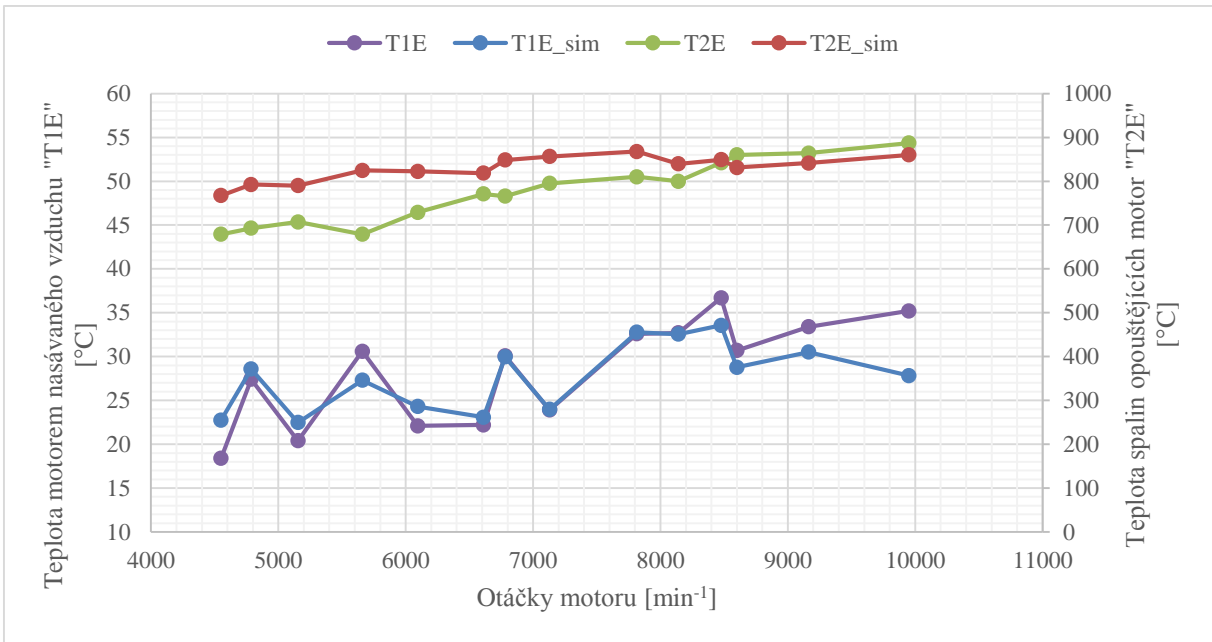
Díky indikaci motoru bylo možné porovnávat reálný průběh spalovacího tlaku ve válci s průběhem stanoveným termodynamickou simulací.



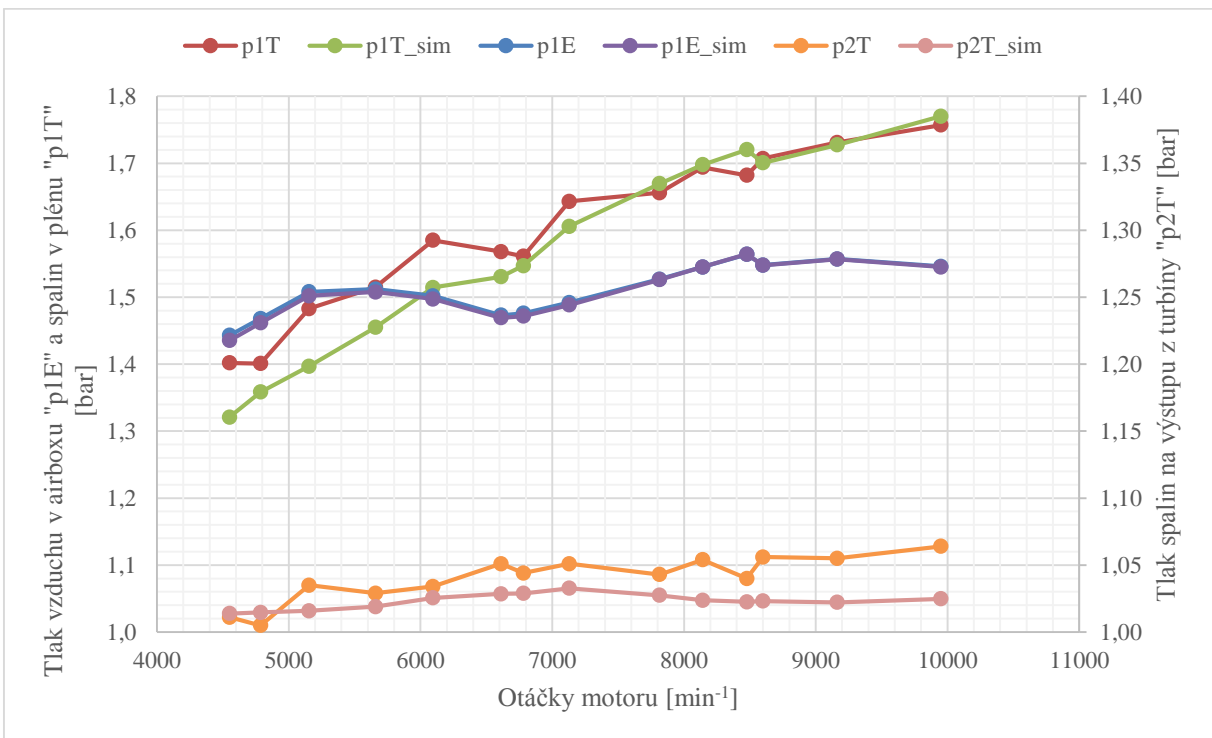
Obr. 112: Porovnání měřeného a simulovaného maximálního tlaku ve válci

POROVNÁNÍ TLAKŮ A TEPLŮ NASÁVANÉHO VZDUCHU A VYFUKOVANÝCH SPALIN

Shoda měřených a simulovaných teplot nasávaného vzduchu a vyfukovaných spalin patří k základním kritériím kvality termodynamického modelu.



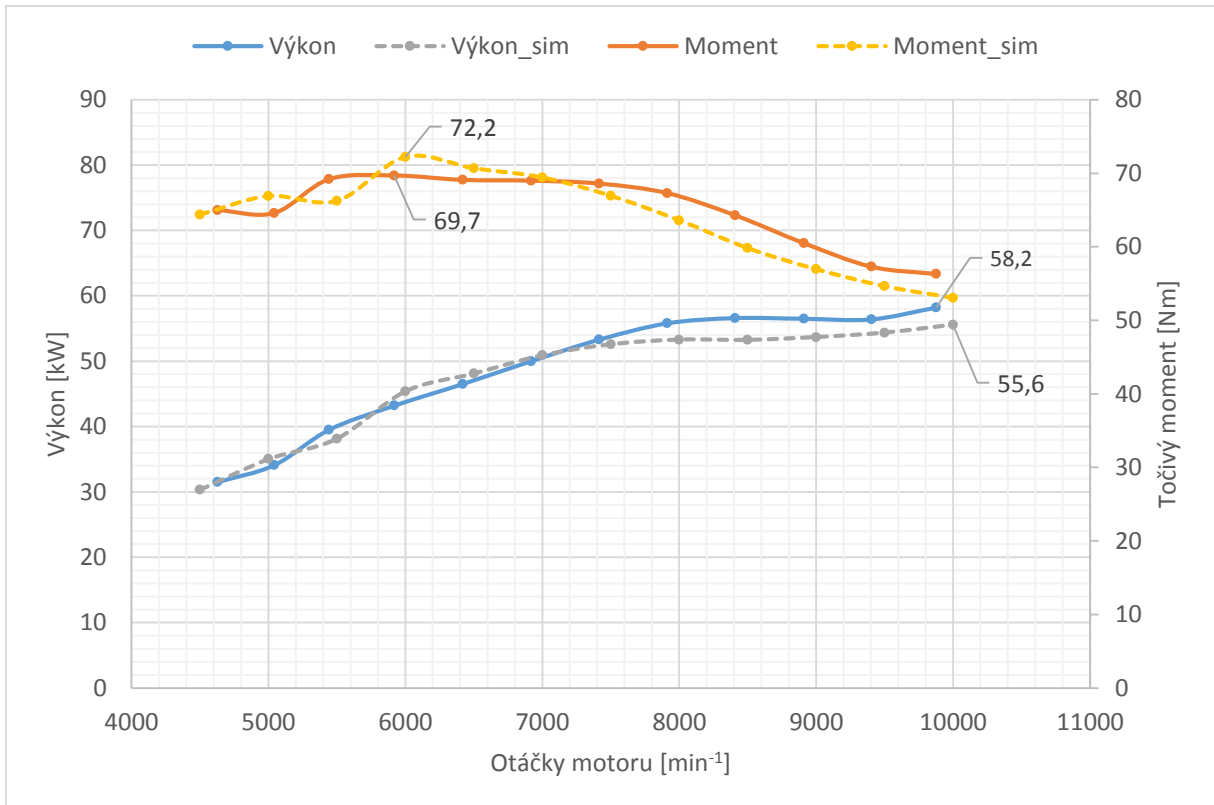
Obr. 113: Porovnání měřených a simulovaných teplot motorem nasávaného vzduchu a vyfukovaných spalin



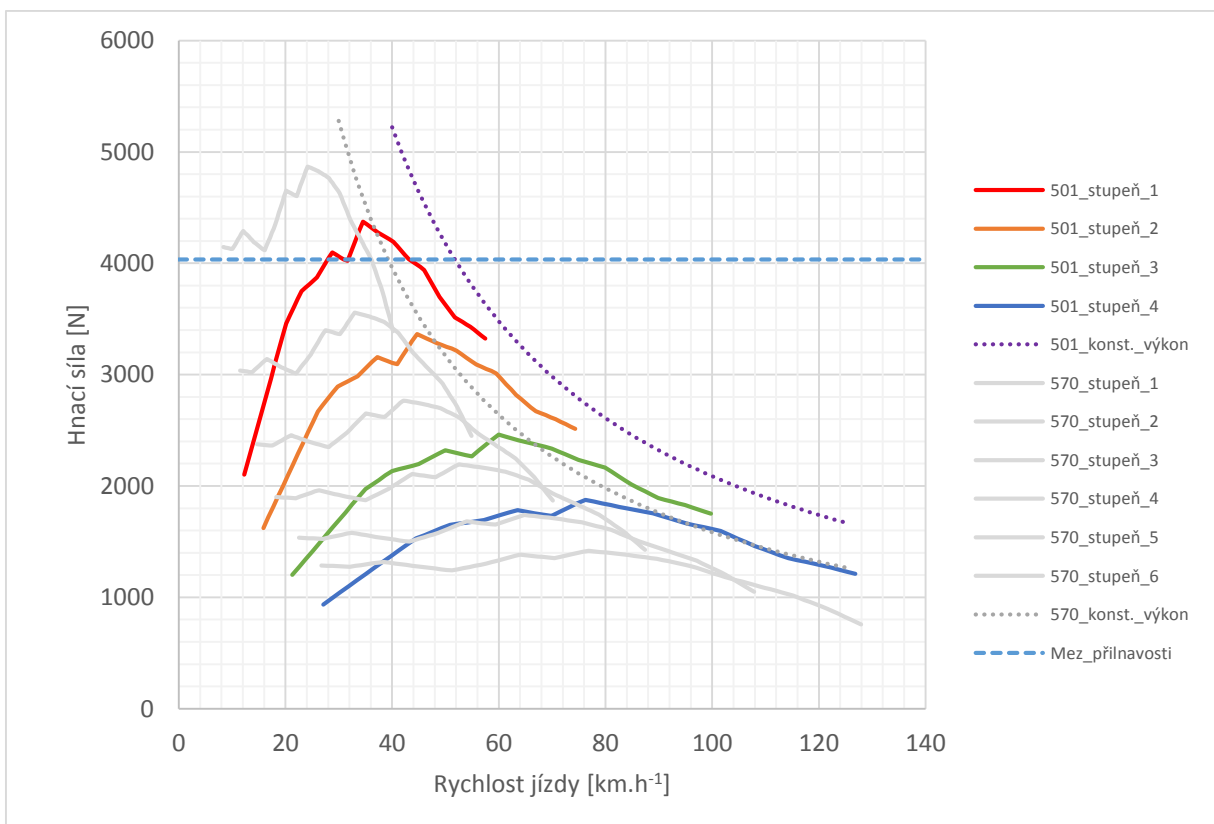
Obr. 114: Porovnání měřených a simulovaných průměrných tlaků vzduchu v airboxu a spalin ve výfukovém plénu

7.2.1 FINÁLNÍ RYCHLOSTNÍ CHARAKTERISTIKA MOTORU

Po provedení ladění motoru na brzdě a korigováním nastavení simulací byly vytvořeny konečné rychlostní charakteristiky motoru. Míra shody simulace s experimentálními daty je patrná z obrázku Obr. 115. Současně porovnání průběhů hnací síly v závislosti na rychlosti jízdy formule se starým a novým motorem je zobrazeno na Obr. 116.



Obr. 115: Porovnání měřené a simulované rychlostní charakteristiky při plnicím tlaku 1,6 bar



Obr. 116: Diagram hnací síly vozidla v závislosti na rychlosti jízdy – porovnání staré konfigurace s motorem Husaberg FE570 a nového turbodmychadlem přepřínovaného motoru Husqvarna FE501



ZÁVĚR

V práci byla shrnuta problematika přeplňování spalovacích motorů výfukovými turbodmychadly. Praktická část byla věnována zejména problematice aplikace turbodmychadla na spalovací motor a to od počátečního výběru turbodmychadla správné velikosti, přes návrh konstrukčního uspořádání a realizaci na motoru pro soutěž Formula Student, až po měření provozních veličin na motorové brzdě.

Na počátku práce byl tedy stanoven cíl popsat metodiku pro návrh aplikace turbodmychadla na spalovací motor a získané poznatky pak ověřit na realizaci praktického úkolu. Díky podpoře týmu TU Brno Racing tvořeného studenty VUT v Brně společností Honeywell Turbo Technologies tak mohla záhy započít spolupráce s cílem zvolit vhodné turbodmychadlo z dostupného produktového portfolia pro použití na zvoleném motoru Husqvarna FE 501.

Prvním krokem bylo stanovení limitního hmotnostního průtoku vzduchu kompresorem, který je dán kapacitou pravidly soutěže požadovaného restriktoru nasávaného vzduchu. Následovalo zhodnocení maximálního dosažitelného plicního tlaku, čímž byl již jednoznačně definován požadavek na parametry kompresoru. Po provedení analýzy veličin návrhového pracovního bodu daného jmenovitým průtokem vzduchu a plicím tlakem, byl stanoven požadavek na výkon turbíny. S ohledem na požadované vlastnosti motoru, tedy rychlou odezvu na sešlápnutí plynového pedálu a vysoký točivý moment již od středních otáček, probíhal výběr z turbín s obtokovou regulací. Přes dobré provozní vlastnosti turbín s variabilní geometrií rozváděcích lopatek nebyla tato metoda regulace zvolena kvůli vysokým teplotám výfukových plynů a silnými pulzacemi produkoványi jednoválcovým zážehovým motorem.

V dalším kroku byl proveden hrubý návrh konstrukčního uspořádání přeplňovaného motoru, na jehož základě mohl být sestaven první termodynamický model v programu GT-Power. Následný iterativní vývojový proces vedl k několika závěrům, které určily další směřování projektu. Jedním z nich byla potřeba snížit špičkový spalovací tlak ve válci. Z dostupných možností vyplynulo jako nejvhodnější řešení snížení kompresního poměru motoru. Původní záměr zvětšit kompresní objem spalovacího prostoru podložením válce byl však záhy zmařen nedostatečnou flexibilitou rozvodového řetězu. Jedinou možností tak byla úprava rozměrů klikového mechanismu. Šťastnou shodou okolností se jako použitelná ukázala ojnice z dříve využívaného motoru Husaberg FE 570, která je kompatibilní s klikovým hřídelem motoru Husqvarna FE 501 a současně o potřebnou délku 1,6 mm kratší. To umožnilo požadované snížení kompresního poměru na hodnotu 9,5 (z původních 11,8).

Dalším významným závěrem simulací bylo zjištění, že umístění pléna před turbínu do výfukového systému umožňuje zvýšení vyplachovací účinnosti motoru v oblasti vyšších otáček. Krátkodobě vysoký průtok spalin produkoványi jednoválcovým motorem v intervalu otevření výfukových ventilů nemůže být zcela odveden přes turbínu před jejich uzavřením, čímž narůstá tlak ve válci a způsobuje tak navýšení vnitřní recirkulace výfukových plynů. Pečlivým výběrem objemu pléna tak bylo dosaženo kompromisního řešení, které pozitivně ovlivňuje vyplachovací účinnost motoru za cenu akceptovatelného navýšení průměrného tlaku před turbínou nižším využitím kinetické energie spalin.

Vyhodnocením výsledků indikace spalovacího tlaku a měření dalších provozních veličin na motorové brzdě byla provedena validace termodynamického modelu. Zjištěné závěry navíc dopomohly k úpravě palivové mapy motoru a mapy předstihu zážehu, což vedlo jak ke zvýšení výkonu, tak ke snížení spotřeby paliva. Odladěný termodynamický model navíc může posloužit



jako základ dalšího vývoje pohonné jednotky budoucí generace studentského závodního monopostu v barvách týmu TU Brno Racing.

Na počátku stanovený cíl přiblížit se s výkonem jednoválcového motoru v rámci pravidel soutěže Formula Student výkonům motorů čtyřválcových tak byl splněn s konečnou hodnotou 58,2 kW při 9500 otáčkách za minutu (71,2 Nm při 6500 ot. za minutu). Současně byla navýšena hmotnost celého agregátu přibližně o 10 kg, čímž zůstala zachována úspora řádově 15 kg až 20 kg oproti běžným čtyřválcovým motorům.

Přestože spojení motoru s turbodmychadlem po stránce splnění vytyčených cílů dopadlo úspěšně, množství získaných experimentálních dat představuje velký potenciál k dalšímu vývoji a zefektivnění celého systému. Úprava časování ventilů, či zdokonalení návrhu sacího a výfukového systému tak může dopomoci k dalšímu zlepšení průběhu točivého momentu zejména ve střední oblasti otáčkového spektra, případně ke zvýšení jeho efektivity a poklesu spotřeby paliva v oblasti vysokých otáček. V neposlední řadě lze také dále přispět ke snížení hmotnosti celého vozidla optimalizací zástavby pohonné jednotky.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přeplňování spalovacích motorů*. Vyd. 2., nezměn. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985, 134 s.
- [2] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 3. přepracované vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o., 2003, 288 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [3] BAINES, N. *Fundamentals of Turbocharging*. Vyd. 1., nezměn. Vermont: Concepts NREC, 2005, 264 s. ISBN 0-933283-14-8.
- [4] HIERETH, H., PRENNINGER, P. *Charging the internal combustion engine*. 1st edition, Wien: Springer-Verlag, 2007, 268 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [5] MACEK, Jan, KLIMENT, Vladimír. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory : Přeplňování spalovacích motorů*. 4. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006, c1988. 206 s. ISBN: 80-01-03529-8 (brož.).
- [6] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009, ix, 794 s. ISBN 978-0-340-56822-4.
- [7] PISCHINGER, R., et al. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, zweite überarbeitete Auflage, Wien: Springer-Verlag, 2002, 478 s. ISBN 978-3-7091-3827-4.
- [8] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [9] SHI, Y., et al. *Computational Optimization of Internal Combustion Engines*, London: Springer-Verlag London Limited, 2011, 309 s., ISBN 978-0-85729-618-4.
- [10] KRAUSE, E. *Fluid Mechanics: With Problems and Solutions, and an Aerodynamics Laboratory*, Berlin: Springer-Verlag, 2005, 354 s., ISBN 3-540-22981-7.
- [11] BARGENDE, M. *Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung*, Motortechnische Zeitschrift - MTZ 56(10), s. 632-638, 1995
- [12] CASEY, Michael, et al. *Turbochargers*. skriptum. Stuttgart: S'Kopierlaedle, 2013, 94 s.
- [13] ČERMÁK, L. *Numerické metody pro řešení diferenciálních rovnic* [online]. květen 2015 [cit. 16.5.2015]. Dostupné z WWW: <http://mathonline.fme.vutbr.cz/download.aspx?id_file=1171>
- [14] ROBINSON, C., CASEY, M., WOODS, I. *An integrated approach to the aero-mechanical optimisation of turbocompressors* [online]. Vyd. 2011, [cit. 26.2.2015]. Dostupné z WWW: <http://www.pcaeng.co.uk/library/Publications/WhitePapers/turbostroje-2011_PCA-ENG.pdf>
- [15] ROBINSON, Chris, et al. *Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2012 [online]. Vyd. 15.6.2012, Kodaň [cit.



- 14.3.2015]. Dostupné z WWW: <<http://www.pcaeng.co.uk/library/Publications/TechnicalPublications/GT2012-69151.pdf>>
- [16] SAE INTERNATIONAL. *2015 Formula SAE Rules* [online]. Vyd. 17.9.2014, [cit. 15.4.2015]. Dostupné z WWW: <<http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf>>
- [17] ABB TURBO SYSTEMS LTD. *A century of turbocharging* [online]. únor 2005 [cit. 28.12.2014]. Dostupné z WWW: <http://www.swiss-ships.ch/berichte-buecher/berichte/ABB_Turbo_Systems/TM_2005_100Y_EN.pdf>
- [18] WIKIPEDIA. *Turbocharger* [online]. [cit. 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Turbocharger#Aircraft>>
- [19] WIKIPEDIA. *Mercedes-Benz W116* [online]. [cit. 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_W116>
- [20] WIKIPEDIA. *BMW M-12* [online]. [cit. 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/BMW_M12>
- [21] AUSTRALIAN TURBO. *Turbocharger cutaway* [online]. srpen 2014 [cit 28.12.2014]. Dostupné z WWW: <<http://australianturbo.com.au/images/Blog/Blog%20Pictures/Cutaway.jpg>>
- [22] COMPAIR NEWS. *Compressor impeller* [online]. 2008 [cit 28.12.2014]. Dostupné z WWW: <<http://uk.compairnews.com/wp-content/uploads/2008/12/quantima-impeller.jpg>>
- [23] WIKIMEDIA. *Axial compressor* [online]. březen 2015 [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <<http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/65/Compr.Assiale.jpg>>
- [24] HAZBY, H., et al.. *Design and testing of a high flow coefficient mixed flow impeller* [online]. [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <http://www.pcaeng.co.uk/library/Publications/Presentations/Paper_32_05.pdf>
- [25] MOTAIR. *Dual boost* [online]. listopad 2011 [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <[http://www.motair.de/index.php?id=114&tx_ttnews\[tt_news\]=109&cHash=595a40072ea2cb03a72bc14a8719a468](http://www.motair.de/index.php?id=114&tx_ttnews[tt_news]=109&cHash=595a40072ea2cb03a72bc14a8719a468)>
- [26] ASME DIGITAL COLLECTION. *Starting Characteristic Analysis of a Radial Inflow Turbine for the Regenerative Brayton Cycle* [online]. 2014 [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <<http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleID=1916401>>
- [27] ABB. *Turbocharging* [online]. [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <http://www07.abb.com/images/librariesprovider90/Turbocharging/cpex/service-cpex-%28se_chtus_1007_116%29_master.jpg?sfvrsn=1>



- [28] ASME DIGITAL COLLECTION. *Mixed flow turbine* [online]. [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <<http://turbomachinery.asmedigitalcollection.asme.org/data/Journals/JOTUEI/28687/024102j.1.jpeg>>
- [29] SPEEDORIGIN. *Greddy Type RZ Blow Off Valve* [online]. 2010 [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <<http://speedorigin.com/images/greddy%20type%20rz%20blow%20off%20valve.bmp>>
- [30] TECHNOLOGIE-LIZENZ-BÜRO. *Turbolader Medusa: Schneller Durchstarten - weniger Benzinverbrauch* [online]. 2013 [cit 14.3.2015]. Dostupné z WWW: <<http://www.tlb.de/de/presse/pressemitteilungen/hannover-messe-2013.html>>
- [31] ALIIMG. *Pneumatic actuator* [online]. [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <http://i01.i.aliimg.com/wsphoto/v0/32331152383_1/-font-b-Turbo-b-font-turbocharger-wastegate-font-b-actuator-b-font-GT1749V-724930-5010S.jpg>
- [32] REPASPARTS. *Elektrický aktuátor Mahle* [online]. [cit 23.5.2015]. Dostupné z WWW: <http://repasparts.sk/2543-thickbox_default/ventil-turba-mahle-03f145725g-40mm.jpg>
- [33] HUSQVARNA MOTORCYCLES. *FE 501 2014* [online]. 2014 [cit. 7.12.2014]. Dostupné z WWW: <<http://www.husqvarna-motorcycles.com/enduro/fe-501.html>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

AFR	[-]	skutečný směšovací poměr paliva a vzduchu („air fuel ratio“)
A_v	[m ²]	teplosměnná plocha spalovacího prostoru
b	[-]	parametr spolupráce kompresoru a turbíny
b_{2C}	[mm]	šířka výstupní části rotoru
b_{2D}	[mm]	šířka výstupní části difusoru
BMEP	[bar]	střední efektivní tlak („brake mean effective pressure“)
$bsac$	[kg.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	specifická spotřeba vzduchu („brake specific air consumption“)
$bsfc$	[g.kW ⁻¹ .h ⁻¹]	měrná efektivní spotřeba paliva („brake specific fuel consumption“)
C_1	[-]	konstanta Woschniho modelu přestupu tepla do stěn spal. prostoru
c_{1T_ad}	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění při adiabatickém výtoku tryskou
C_2	[-]	konstanta Woschniho modelu přestupu tepla do stěn spal. prostoru
C_D	[-]	součinitel průtoku
c_m	[m.s ⁻¹]	střední pístová rychlost
C_p	[-]	tlakový ztrátový součinitel
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita plynu za konstantního tlaku
c_{psp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita plynu za konstantního tlaku
d	[mm]	charakteristická délka (vrtání válce)
d_{2C}	[mm]	vzdálenost výstupu z rotoru od osy kompresoru
d_{2D}	[mm]	vzdálenost výstupu z difusoru od osy kompresoru
DE	[-]	poměr mezi vstupní a výstupní plochou difusoru
d_h	[mm]	průměr náboje kompresorového kola
dQ_h	[J]	přírůstek tepla pracovnímu plynu
d_w	[mm]	malý průměr rotoru
D_w	[mm]	velký průměr rotoru
D_{w0}	[mm]	původní velký průměr rotoru
D_{w1}	[mm]	nový velký průměr rotoru
EI	[-]	poměr mezi výstupní a vstupní plochou lopatkové mříže
FMEP	[bar]	střední efektivní tlak třecích ztrát („friction mean eff. pressure“)
h_{01C}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu před kompresí
h_{01T}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin vstupujících do turbíny
h_{02C}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu po reálné kompresi
h_{02C_ad}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie plynu po adiabatické kompresi



h_{02T}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin opouštějících turbínu
h_{2T_ad}	[J.kg ⁻¹]	měrná totální entalpie spalin po adiabatické expanzi
Δh_{0C}	[J.kg ⁻¹]	nárůst měrné totální entalpie plynu při reálné kompresi
Δh_{0C_ad}	[J.kg ⁻¹]	nárůst měrné totální entalpie plynu při adiabatické kompresi
Δh_{0T}	[J.kg ⁻¹]	pokles měrné totální entalpie spalin při reálné expanzi
Δh_{0T_ad}	[J.kg ⁻¹]	pokles měrné totální entalpie spalin při adiabatické expanzi
H_a	[J]	entalpie odvedená výfukovými ventily
HD	[-]	podíl mezi průtočnou plochou výstupu z kompresoru a z difusoru
H_D	[mm ²]	průtočná plocha sběrné spirály difusoru
H_e	[J]	entalpie přivedená sacími ventily
h_k	[J.kg ⁻¹]	měrná entalpie náplně klikové skříně
H_l	[J]	entalpie odvedená profukem pístními kroužky
H_u	[MJ.kg ⁻¹]	dolní výhřevnost paliva
h_v	[J.kg ⁻¹]	měrná entalpie náplně válce
h_{μ}	[J.kg ⁻¹]	měrná entalpie složky směsi
i	[-]	počet válců
IMEP	[bar]	indikovaný střední efektivní tlak
I_{TC}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti turbodmychadla
L_t	[-]	teoretický směšovací poměr paliva a vzduchu
M_{1T}	[-]	Machovo číslo konců lopatek turbíny
M_{2C}	[-]	Machovo číslo konců lopatek kompresoru
m_a	[kg]	hmotnost náplně odvedená výfukovými ventily
m_e	[kg]	hmotnost vzduchu přivedená sacími ventily
m_f	[kg]	hmotnost přivedeného paliva
m_{f1}	[g]	hmotnost dávky paliva prvního vstřikovače během jednoho oběhu
m_{f2}	[g]	hmotnost dávky paliva druhého vstřikovače během jednoho oběhu
M_i	[Nm]	indikovaný točivý moment
m_l	[kg]	hmotnost náplně odvedená netěsnostmi pístních kroužků
m_v	[kg]	okamžitá hmotnost náplně válce
m_v	[kg]	okamžitá hmotnost náplně válce
M_{μ}	[kg.mol ⁻¹]	molární hmotnost plynné složky
\dot{m}_{C_red}	[kg.s ⁻¹ .K ^{0,5} .Pa ⁻¹]	redukovaný hmotnostní průtok kompresorem
\dot{m}_{C_cor}	[kg.s ⁻¹]	korigovaný hmotnostní průtok kompresorem



\dot{m}_{T_red}	[kg.s ⁻¹ .K ^{0,5} .Pa ⁻¹]	redukovaný hmotnostní průtok turbínou
\dot{m}_{T_cor}	[kg.s ⁻¹]	korigovaný hmotnostní průtok turbínou
\dot{m}	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok média
\dot{m}_1	[kg.s ⁻¹]	nový hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_0	[kg.s ⁻¹]	původní hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_C	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu kompresorem
\dot{m}_T	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok spalin turbínou
\dot{m}_{vz}	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_f	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok paliva
\dot{m}_{wg}	[kg.s ⁻¹]	iterativně stanovený hmotnostní průtok obtokovým kanálem
\dot{m}_{mer}	[kg.s ⁻¹]	měřený hmotnostní průtok vzduchu
\dot{m}_{teor}	[kg.s ⁻¹]	teoretický hmotnostní průtok vzduchu ideální adiabatickou tryskou
\dot{m}_{ref}	[g.s ⁻¹]	referenční hmotnostní průtok vstřikovačem (pro tlak 3 bar)
n_{C_cor}	[min ⁻¹]	korigované otáčky kompresoru
n_{C_red}	[min ⁻¹ .K ^{-0,5}]	redukované otáčky kompresoru
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_{T_cor}	[min ⁻¹]	korigované otáčky turbíny
n_{T_red}	[min ⁻¹ .K ^{-0,5}]	redukované otáčky turbíny
n_{TC}	[-]	otáčky turbodmyhadla
p	[Pa]	tlak plynu
p_{01}	[Pa]	totální tlak na vstupu do sledovaného prvku
p_{01C}	[Pa]	totální tlak vzduchu vstupujícího do kompresoru
p_{01T}	[Pa]	totální tlak spalin vstupujících do turbíny
p_{02}	[Pa]	totální tlak na výstupu ze sledovaného prvku
p_{02C_ad}	[Pa]	totální tlak na výstupu z kompresoru po adiabatické kompresi
p_1	[Pa]	tlak pře zúžením
p_1	[Pa]	statický tlak před zúžením
p_{2kr}	[Pa]	kritický tlak v místě zúžení
p_{2T_ad}	[Pa]	statický tlak na výstupu z turbíny po adiabatické expanzi
P_C	[W]	příkon kompresoru
p_d	[Pa]	dynamický tlak proudícího média
P_e	[W]	efektivní výkon motoru
p_f	[bar]	relativní tlak paliva



p_{f_ref}	[bar]	referenční relativní tlak paliva (3 bar)
P_i	[W]	indikovaný výkon
p_{in}	[bar]	indikovaný tlak ve válci
p_k	[Pa]	tlak v klikové skříní
p_{pl}	[Pa]	plnicí tlak
P_T	[W]	výkon turbíny
p_v	[Pa]	okamžitý tlak ve válci
Q_b	[J]	teplo přivedené spalováním
Q_w	[J]	teplo odvedené do stěn spalovacího prostoru
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
r_{1T}	[m.s ⁻¹]	poloměr turbíny v místě vstupu spalin
r_{sp}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta spalin
R_v	[J.K ⁻¹]	specifická plynová konstanta náplně válce
r_{vz}	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta vzduchu
R_μ	[J.K ⁻¹ .mol ⁻¹]	specifická plynová konstanta složky směsi
S	[m ²]	průtočná plocha
T	[K]	teplota
t	[s]	čas
Δt	[s]	časový krok výpočtu
T_{01C}	[K]	totální teplota plynu před kompresí
T_{01T}	[K]	totální teplota do turbíny vstupujících spalin
T_{02C}	[K]	totální teplota plynu po reálné kompresi
T_{02C_ad}	[K]	totální teplota plynu po adiabatické kompresi
T_{02T}	[K]	totální teplota z turbíny vystupujících spalin
T_1	[K]	statická termodynamická teplota před zúžením
T_{2T_ad}	[K]	statická teplota spalin při adiabatické expanzi na tlak za turbínou
t_d	[s]	prodleva v nástupu průtoku vstřikovače
t_{inj}	[s]	doba otevření vstřikovače
T_{pl}	[K]	termodynamická teplota plnicího vzduchu
$Trim$	[%]	míra oříznutí lopatek rotoru
$Trim_0$	[%]	původní trim rotoru
$Trim_1$	[%]	nový trim rotoru
T_v	[K]	okamžitá termodynamická teplota náplně válce



T_w	[K]	teplota povrchu stěn spalovacího prostoru
u_{1T}	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost konců lopatek turbíny na vstupním průměru
u_{2C}	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost konců lopatek kompresoru na výstupním průměru
U_v	[J]	vnitřní energie náplně válce
u_v	[J.kg ⁻¹]	měrná vnitřní energie náplně válce
v	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem
v_1	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem plynu před zúžením
V_v	[m ³]	okamžitý objem válce
V_{zd}	[cm ³]	zdvihový objem
w	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění
W	[J]	vykonaná objemová práce
x_μ	[-]	hmotnostní zlomek složky směsi plynů
$y(t)$	[-]	funkční hodnota v bodě t hledané funkce
α	[J.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel konvektivního přestupu tepla
$\alpha_{\text{Eichelberg}}$	[J.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel konvektivního přestupu tepla dle modelu Eichelberg
α_{Hohenber}	[J.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel konvektivního přestupu tepla dle modelu Hohengerg
α_{Woschni}	[J.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel konvektivního přestupu tepla dle modelu Woschni
β	[-]	statický tlakový poměr na zúžení
β_{kr}	[-]	kritický tlakový poměr
ε	[-]	expanzní poměr na turbíně
η_C	[-]	adiabatická účinnost kompresoru
η_e	[-]	celková účinnost motoru
η_{CH}	[-]	chemická účinnost spalování
η_i	[-]	indikovaná účinnost
η_m	[min ⁻¹]	mechanická účinnost
η_{mTC}	[-]	mechanická účinnost turbodmyhadla
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost
η_T	[-]	adiabatická účinnost turbíny
η_{TC}	[-]	celková účinnost turbodmyhadla
η_{term}	[-]	termodynamická účinnost pracovního oběhu motoru
κ	[-]	Poissonova konstanta média
κ_{sp}	[-]	Poissonova konstanta spalin

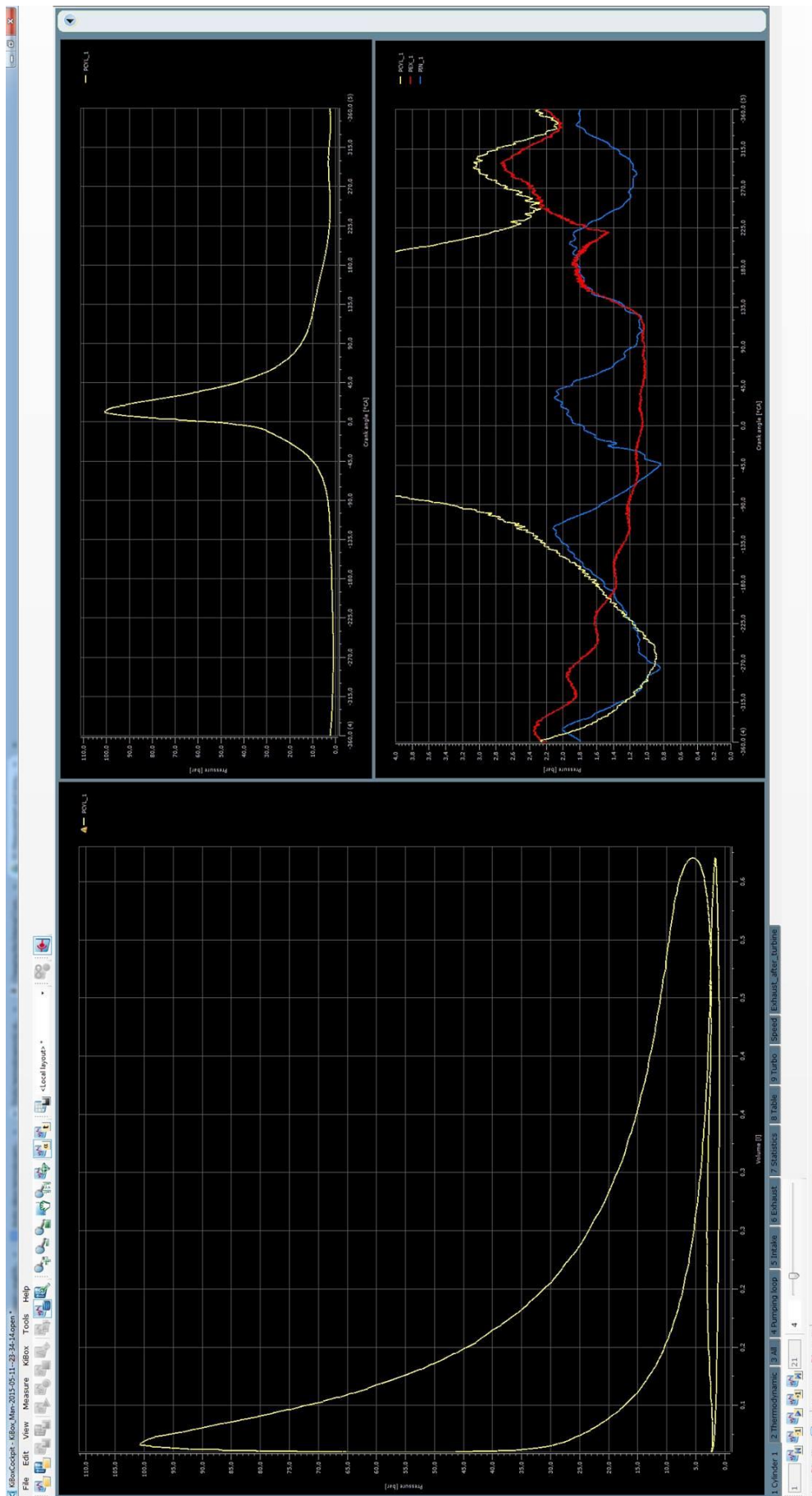


κ_{vz}	[-]	Poissonova konstanta vzduchu
λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
π_C	[-]	tlakový poměr na kompresoru
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota média
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	hustota vzduchu použitá pro výpočet plnicí účinnosti
τ	[-]	taktnost motoru (1 – dvoutaktní, 2 – čtyřtaktní)
φ	[°]	úhel natočení klikové hřídele
ψ	[-]	výtoková funkce
ψ_{kr}	[-]	kritická hodnota výtokové funkce
ω_{TC}	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost turbodmychadla



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1:** Ukázka záznamu měřených dat zobrazených programem KiBox Cockpit I
- Příloha 2:** Ukázka záznamu měřených dat zobrazených programem LifeView II



Indikovaný p-V diagram, p-α diagram a průběh tlaků za ventily a ve válci při výměně náplně při plnicím tlaku 1,6 bar a otáčkách motoru 8142 za minutu – ukázka prostředí programu Kibox Cockpit

