



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

PŘEPLŇOVANÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR O OBJEMU 1,2L
TURBOCHARGED 1,2L SPARK IGNITION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. MICHAL VĚŘÍŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

MUDR. MAREK BRADÁVKA

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Michal Věříš**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **MUDr. Marek Bradávka**
Akademický rok: 2015/16

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:

Přeplňovaný zážehový motor o objemu 1,2L

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provedte návrh zážehového přeplňovaného motoru o objemu 1,2L. Snažte se v maximální možné míře využít komponenty ze stávajících motorů obdobné konstrukce.

Cíle diplomové práce:

1. Provedte dostupnou rešerši o konstrukci přeplňovaných zážehových motorů o objemu cca 1,2L.
2. Pro zadané výkonové parametry provedte volbu rozměrů klikového ústrojí. V maximální možné míře využijte komponenty ze stávajících motorů. Pokud to bude možné, provedte porovnání více variant.
3. Pro zvolenou koncepci konstrukce motoru sestavte dostupný termodynamický model spalovacího motoru.
4. Provedte zhodnocení výsledků.

Seznam literatury:

Kraftfahrzeug - Kurbelwellen: Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.

Heisler, H.: Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

Stotsky, A.: Automotive Engines: Control, Estimation, Statistical Detection. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. 209 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Hiereth, H., Prenninger, P.: Charging the Internal Combustion Engine. Springer-Verlag, Wien, 2007. 260 s. ISBN 978-3-211-33033-3.

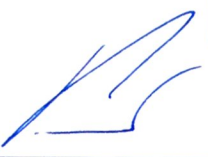
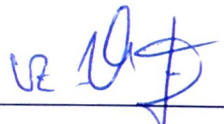
Macek, J.: Spalovací motory I. ČVUT, První vydání, Praha, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.

Pavelek, M.: Termomechanika: Termodynamika proudění,
http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/termo/11_Proudeni.pdf, 2015.

Štětina, J.: Podzvukové a nadzvukové proudění, <http://ottp.fme.vutbr.cz/vyuka/sat/SeminatAT-09.pdf>, 2015.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne 23. 11. 2015

		
_____ prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc. ředitel ústavu		_____ doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá výběrem dostupné varianty zážehového motoru o zdvihovém objemu do 1,2 litru, který bude určen k přeplňování turbodmychadlem. Ve výpočtové části se určí návrhové parametry pro výběr kompresoru, na jehož základě se vybere sériově dostupné turbodmychadlo. Simulací v software Lotus Engine Simulation a GT-Power se ověří spolupráce motoru a turbodmychadla, včetně nezbytné regulace. Vzhledem k nedostatečným výkonovým charakteristikám zvoleného turbodmychadla je simulováno přeplňování dvěma do série zapojenými turbodmychadly. S ohledem na optimální průběh výkonu a konstrukční limity je zvolena výsledná dvojice. Součástí práce je rešerše postupů zvyšování výkonu zážehových motorů se zaměřením na systémy přeplňování.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, kompresor, wastegate, přeplňování, GT Power, Lotus, simulace

ABSTRACT

This diploma thesis is focused on performance options for turbocharged 1.2 litre spark ignition engine. First of all, couple of engine variants are compared and the most suitable one is chosen. Production turbocharger is determined upon the calculation of compressor parameters. Simulation in Lotus Engine Simulation and GT-Power is done to confirm co-operation of turbocharger with engine. Two stage serial turbochargers are also compared and the most effective pair is chosen for simulation. Research through the possibilities for increase the power output and the detail focus on turbochargers is also part of this thesis.

KEYWORDS

Turbocharger, compressor, wastegate, force induction, GT Power, Lotus, simulation



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VĚŘÍŠ, M. *Přepřínávaný zážehový motor o objemu 1,2L*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 99 s. Vedoucí diplomové práce MUDr. Marek Bradávka



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením MUDr. Marka Bradávky a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25 května 2016

.....

Michal Věřiš



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě chci poděkovat zejména rodičům, že mi umožnili studium na vysoké škole. Dále MUDr. Marku Bradávkovi a Ing. Davidu Svídovi, Ph.D., bez nichž by tato práce nikdy nevznikla. V neposlední řadě chci poděkovat své přítelkyni, kamarádům a všem, kteří mi byli během studia oporou.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Zvyšování výkonu motoru	12
1.1 Účinnost motoru	12
1.2 Zvyšování maximálních otáček	13
1.3 Úprava vnitřní konstrukce	14
1.3.1 Změna kompresního poměru.....	14
1.3.2 Variabilní ventilové rozvody.....	15
1.4 Modifikace vstřikovaného paliva	17
1.4.1 Dodatečné vstřikování vody.....	18
1.4.2 Dodatečné vstřikování oxidu dusného	19
1.5 Přepřlňování.....	20
1.5.1 Dynamické přepřlňování	20
1.5.2 Mechanicky poháněná dmychadla	21
1.5.3 Konstrukční uspořádaní turbodmychadel.....	22
1.5.4 Charakteristika kompresoru a turbíny	25
1.5.5 Konstrukční řešení turbodmychadel.....	27
1.5.6 Regulace turbodmychadel	32
2 Výběr konceptu motoru.....	35
2.1 Rešerše dostupných aplikací.....	35
2.2 Úprava motocyklového motoru	36
2.3 Kombinace VW bloku a hlavy Hayabusa.....	37
2.4 Snížení zdvihového objemu motoru Honda B16A2.....	37
3 Popis motoru Honda B16A2	38
3.1 Spolupráce turbodmychadla a motoru	41
4 Návrhový výpočet turbodmychadla	42
4.1 Vstupní výpočtové parametry.....	42
4.2 Volba požadované charakteristiky motoru	43
4.2.1 Návrh průběhu točivého momentu	43
4.2.2 Stanovení návrhového efektivního tlaku.....	44
4.2.3 Průběh mechanické účinnosti motoru	44
4.2.4 Výpočet středního indikovaného návrhového tlaku	45
4.2.5 Výpočet plnicího tlaku na vstupu do motoru	46
4.2.6 Tlaková ztráta v mezichladiči stlačeného vzduchu	46
4.2.7 Výpočet potřebného tlaku za kompresorem.....	47
4.2.8 Tlaková ztráta před kompresorem.....	47



4.3	Výpočet parametrů kompresoru	48
4.3.1	Tlakový poměr v kompresoru	48
4.3.2	Isoentropická účinnost kompresoru	48
4.3.3	Výpočet teploty nasávaného vzduchu za kompresorem.....	49
4.3.4	Výpočet teploty nasávaného vzduchu na vstupu do motoru	49
4.3.5	Výpočet hustoty plnicího vzduchu	50
4.4	Výpočet parametrů pracovní látky	50
4.4.1	Součinitel přebytku vzduchu	51
4.4.2	Skutečné molární množství vzduchu připadající na 1 kg paliva	51
4.5	Výpočet teploty směsi na konci plnění válce	52
4.5.1	Teplota reziduálních výfukových plynů.....	52
4.5.2	Předpokládaný tlak reziduálních výfukových plynů.....	52
4.5.3	Ohřátí směsi o stěny válce.....	52
4.5.4	Koeficient reziduálních výfukových plynů	52
4.5.5	Teplota směsi na konci plnění válce bez odvodu tepla	53
4.6	Volba kompresoru turbodmychadla	53
4.6.1	Výpočet plnicí účinnosti.....	53
4.6.2	Teoretická měrná spotřeba paliva	54
4.6.3	Specifická efektivní spotřeba vzduchu.....	54
4.6.4	Spalovací hmotnostní tok motorem.....	54
4.6.5	Redukovaný hmotnostní tok kompresorem.....	54
5	Předběžný návrh turbodmychadla	55
6	Sestavení simulačního bloku s turbodmychadlem	58
6.1	Lotus Engine Simulation	58
6.1.1	Sestavení modelu.....	59
6.1.2	Průtočné charakteristiky hlavy válců B16A2.....	60
6.2	GT Power.....	61
6.2.1	Sestavení modelu.....	62
7	Porovnání výsledků simulace bez regulace.....	63
8	Porovnání výsledků simulace s regulací	65
9	Dvě sériově zapojená turbodmychadla	68
9.1	Regulace dvojice turbodmychadel.....	70
9.1.1	Model přetlakového ventilu	70
9.1.2	Model obtokových ventilů	71
9.2	Finální zhodnocení výsledků simulací	72
9.2.1	Charakteristiky zvolené dvojice turbodmychadel	72
9.2.2	Porovnání s konceptem jednoho turbodmychadla	74



10	Konstrukční úpravy koncepce B12A2	76
10.1	Ojnice	77
10.1.1	Pevnostní výpočet ojnice	78
10.2	Kliková hřídel	79
	Závěr	81
	Seznam použitých zkratk a symbolů	87
	Seznam příloh	90



ÚVOD

Spalovací motor, konkrétně v automobilových aplikacích, měnil poslední století svět a rozhodně ještě neřekl své poslední slovo. Stále je prostor ke zdokonalování, vzhledem k protichůdným požadavkům, které jsou na něj kladeny. Požadujeme vysoký výkon s plochou křivkou točivého momentu, jenž je k dispozici od nejnižších otáček, a zároveň co nejnižší spotřebu paliva, tedy co nejvyšší celkovou účinnost motoru.

V dnešní době je důraz kladen zejména na co nejnižší spotřebu paliva, s čímž souvisí i emise výfukových plynů. Výrobci automobilů se vydali dvěma cestami snižování emisí, respektive dnes už jejich nucenou kombinací. Jedni preferovali dodatečnou úpravu spalín, zahrnující filtry pevných částic, přídatné katalyzátory nebo mísení spalín se vzduchem. Druzí zvolili cestu zvyšování mechanické, plnicí a termické účinnosti motoru, která má za následek nižší spotřebu paliva a tím i nižší emise oxidu uhličitého, za jehož nadlimitní produkci jsou výrobci automobilů nuceni platit pokuty. [6]

Naštěstí lidská potřeba soupeřit stále posouvá hranice výkonových parametrů alespoň na poli motorsportu. Zejména na profesionální úrovni, jež si může dovolit větší rozpočet, například šampionát WRC, 24 hodin Le Mans nebo Formule 1. Svůj nezanedbatelný podíl mají i amatérské závody, do kterých autor hodlá tímto dílem přispět.

Cílem diplomové práce je navrhnout přeplňovaný motor pro univerzální závodní aplikaci (rallycross, závody do vrchu, okruhy), který by ve výkonových parametrech překonával konkurenční motory s přirozeným plněním v kategorii objemové třídy do 2000 ccm. Přeplňované motory jsou penalizovány tak, že jejich limitní zdvihový objem po vynásobení koeficientem 1,7 udává výslednou objemovou třídu. V tomto případě se bude práce odvíjet od limitního zdvihového objemu 1176 ccm.

Prání vedoucího práce na maximální efektivní výkon 300 kW ze zadaného zdvihového objemu klade značné nároky nejen na technologii, jakou bude tento výkon dosažen, ale zejména na konstrukci zatěžovaných komponent, na které bude vyvíjen protichůdný požadavek vysoké pevnosti a minimální hmotnosti. Těmto výzvám je autor odhodlán čelit a posunout koncept co nejbližší realizaci.



1 ZVYŠOVÁNÍ VÝKONU MOTORU

Předpokládejme spalovací pístový čtyřdobý motor. Základní poznatky při zvyšování jeho výkonu spočívají v tom, jak dostat do válce co nejvíce směsi, jak ji efektivně spálit a poté přeměnit translační pohyb pístu na rotační pohyb klikové hřídele s co nejmenšími mechanickými ztrátami. Klíčová je první část, protože množství přivedeného paliva v závislosti na čase ovlivňuje výkon motoru nejvýznamněji.

1.1 ÚČINNOST MOTORU

Při přeměně energie paliva na mechanickou práci klikové hřídele dochází ke značným ztrátám, kdy je celková účinnost vždy nižší než 100 %. Moderní zážehové motory dosahují přibližně 30 - 40 %. Nyní následuje podrobnější popsání jednotlivých typů účinností.

Chemická účinnost Podíl tepelné energie, která se uvolní během reálného spalování, k chemické energii, která by se přeměnila na teplo při dokonalém spálení veškerého paliva (spodní výhřevnost). Ovlivňující vlivy jsou přebytek vzduchu, rozprášení paliva a zejména zatížení motoru.

Tepelná účinnost Poměr tepla přeměněného na mechanickou práci, k teple ve válci uvolněnému spalováním paliva. Při uvažování ideálního tepelného oběhu (Ottův cyklus) lze tepelnou účinnost popsat takto:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon_z}\right)^{\kappa-1} \quad [-] \quad (1.1)$$

Kde κ značí exponent adiabaty a ε_z kompresní poměr.

S pomocí stavové rovnice plynů a rovnice polytropy lze vyjádřit následující tvar (1.2), z něhož plyne rostoucí účinnost se zvyšujícím se rozdílem teplot na začátku (T_1) a na konci (T_2) komprese.

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad [-] \quad (1.2)$$

Mechanická účin. Poměr výkonu odebíraného z klikové hřídele k výkonu předávanému pístům skrze tlak ze spalovacího procesu. Mechanická účinnost za chodu motoru není konstantní, ale snižuje se vlivem součinitelů tření a hydraulických odporů během rostoucích otáček. Třecí odpory nestoupají úměrně se zvyšujícím se zatížením, proto mechanická účinnost roste. Kromě tření v kluzných ložiskách má zásadní vliv také tření pístních kroužků o stěnu válce.

Celková účinnost Celková energetická bilance motoru je dána součinem dílčích účinností.

$$\eta_e = \eta_{ch} \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad [-] \quad (1.3)$$

Plnicí účinnost Poměr reálné hmotnosti nasátého vzduchu k hmotnosti vzduchu teoreticky nasátého z okolního prostředí. Mezi hlavní vlivy patří tlak plnicího vzduchu, odpory v sacím traktu a protitlak ve výfuku. Přepřítňované motory dosahují plnicí účinnosti zpravidla vyšší než 1.

1.2 ZVYŠOVÁNÍ MAXIMÁLNÍCH OTÁČEK

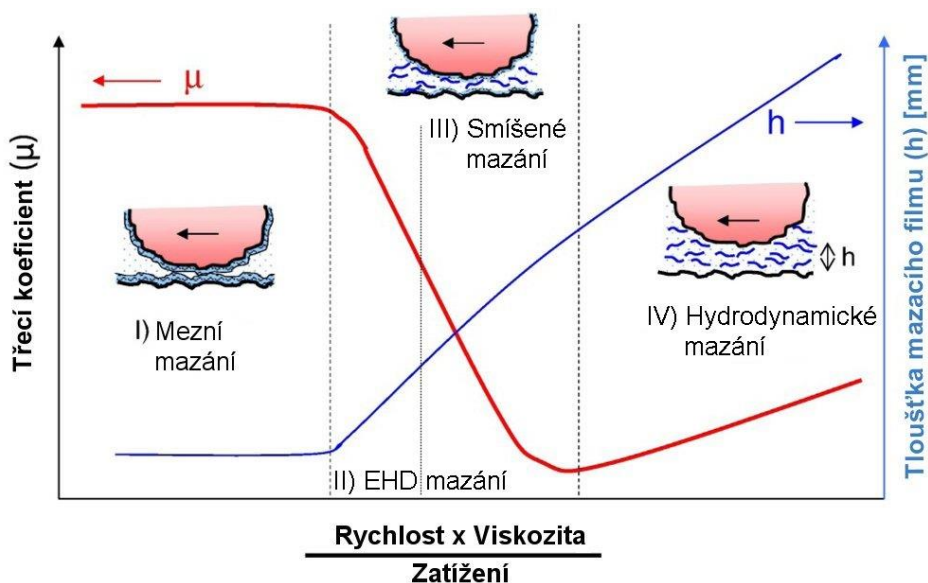
Efektivní výkon motoru P_e lze určit ze součinu točivého momentu Mt a okamžité hodnoty úhlové rychlosti klikové hřídele ω_{kl} :

$$P_e = Mt \cdot \omega_{kl} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{kl} \cdot Mt}{60} \quad [kW] \quad (1.4)$$

Kde je zřejmé, že otáčkami motoru n_{kl} je možné výkon navýšit. Je-li pravidly automobilové soutěže omezen zdvihový objem a plnicí tlak (případně přirozené sání), je zvyšování maximálních otáček populární cestou. Například motor Cosworth CA z vozu Formule 1 v roce 2006 dosáhl na trati otáček $20\,000 \text{ min}^{-1}$. Používal ovšem pneumatické pružiny. [7]

Při zvyšování výkonu touto cestou vyvstává celá řada technických problémů, které je nutno vyřešit. Jedná se zejména o pružiny, které ve vysokých otáčkách nelze vlivem vlastních frekvencí kontrolovat (částečné řešení je Beehive design pružin). Všechny součásti rozvodového a klikového mechanismu je nutno co nejvíce odlehčit pro snížení setrvačného momentu, ale zároveň dodržet tuhost pro zachování životnosti, což klade značné, zejména finanční, nároky na materiál a jeho opracování. Průtočný průřez sacími kanály v hlavě motoru a zdvih ventilů musí být sladěn pro optimální plnění. Bez systému variabilních ventilů nebo variabilní délky sacího potrubí lze motor naladit pro maximální plnicí účinnost pouze v úzkém spektru otáček. Pokud je tedy motor navrhován na provoz ve vysokých nominálních otáčkách, zpravidla bude ztrácet výkon v nižších. [4], [8]

Zvýšení otáček bez snížení hmotnosti rotačních součástí jako kliková hřídel (včetně řemenice a setrvačnicku), ojnice a pístní skupina má za následek nárůst ztrátového výkonu, který může znehodnotit získaný efektivní výkon. Nejzatíženější komponenta je ojnice, a to nejen na tlak ale zejména na tah vyvolaný setrvačnými účinky hmot. V neposlední řadě je nutno zabránit trhání olejového filmu v kluzných ložiscích, což v případě náhlé změny úhlové rychlosti a velikosti zatížení může nastat, nebude-li dostatečně dimenzována mazací soustava a zajištěn potřebný tlak a kvalita oleje. Například detonační spalování má nepříznivý vliv na tloušťku olejového filmu a je důležité se mu vyvarovat. [9]



Obr. 1.1 Hydrodynamické režimy mazání [10]

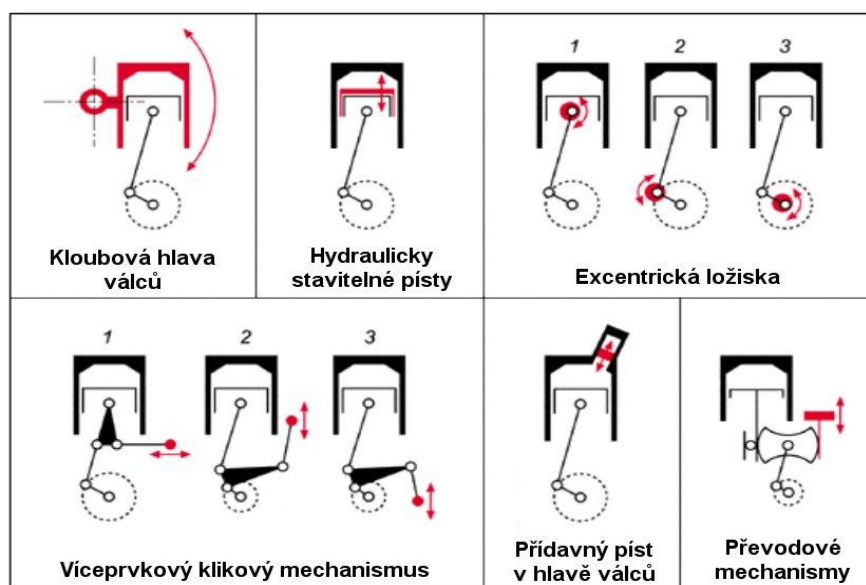
1.3 ÚPRAVA VNITŘNÍ KONSTRUKCE

Populárním krokem ke zvýšení výkonu bývalo zvětšení zdvihového objemu. Nynější trend míří opačným směrem, který má jasně pozitivní dopad v podobě nižší měrné spotřeby paliva, vyššího litrového výkonu a kompaktnější konstrukce. V této práci je zdvihový objem zadán pevně na hodnotu 1,176 litru. Úpravy hlavy válců motoru jsou samozřejmostí, ale omezené. Není-li zamýšlen nový odlitek hlavy válců s jinými sacími i výfukovými kanálky přesně pro danou aplikaci, připadá v úvahu pouze zvětšení, zaoblení hran, případně úprava povrchů kanálků. Zde je snaha docílit co nejhladšího povrchu, čímž zamezíme odtrhávání proudu vzduchu a tvorbě turbulentního víření. [1]

1.3.1 ZMĚNA KOMPRESNÍHO POMĚRU

Kompresní poměr je poměr pracovního objemu válce k objemu spalovacího prostoru, tedy poměr směsi nasáté k směsi stlačené. Dle rovnice (1.1) je patrné, že vyšší kompresní poměr je žádoucí, díky vyšší tepelné účinnosti. V případě zážehových motorů dochází se zvyšujícím se kompresním poměrem k detonačnímu spalování, což je samovolné neřízené hoření směsi, při kterém dochází k prudkému vymezení vůlí v klikové soustavě. Tomuto jevu je nutno se vyvarovat. V moderních motorech se tak děje pomocí akcelerometru - senzoru klepání (nebo abnormálního zrychlení na snímači otáček klikové hřídele), díky kterému řídicí jednotka sníží předstih zážehu (případně sníží plnicí tlak turbodmychadla či podíl recirkulace výfukových plynů), čímž pochopitelně sníží tepelnou účinnost a tím i výkon motoru. Detonačnímu hoření se dá zamezit i použitím paliva s vyšším oktanovým číslem. Ideální by bylo měnit kompresní poměr dle zatížení a otáček motoru, využít nízký kompresní poměr při vysokém zatížení a nízkých otáčkách (rozjíždění) a naopak. V praxi se jedná o rozsah 7:1 až 20:1. Standartní zážehové motory s přirozeným sáním mají kompresní poměr 10-13:1, přeplňované potom 8-11:1. Použitelné řešení variabilní změny kompresního poměru shrnuje **Obr.1.2**. Zvláště vynikají dvě konstrukční metody: Systém s mechanickým převodem a systém s přídavným pístem v hlavě válců, které se v sériové výrobě realizovaly. [11]

Dodatečná realizace konstrukce variabilního kompresního poměru není prakticky možná. Fixní změna – zvýšení kompresního poměru vede k nárůstu maximálního výkonu a jsme prakticky omezeni pouze detonačním hořením a maximálními spalovacími tlaky.



Obr. 1.2 Konstrukční řešení variabilního kompresního poměru[11]



1.3.2 VARIABILNÍ VENTILOVÉ ROZVODY

Variabilní rozvody zlepšují plnění válců v celém spektru provozních otáček. Vačkové hřídele s jedním profilem (sací) vačky mají optimální plnění válců pouze při určitých otáčkách. Pokud se ty dále zvýší, točivý moment se pro zhoršené plnění válců snižuje. Směs paliva se vzduchem ve vysokých otáčkách potřebuje vyšší průtočný průřez (zdvih) okolo ventilů, případně delší čas otevření ventilů, aby bylo zajištěno dostatečné hmotnostní naplnění válce motoru čerstvou směsí. Stejně tak při nižších otáčkách nemá směs dostatečnou hybnost, a proto by byl vhodný například nižší průtočný průřez na jednom ze sacích ventilů, který by umožnil rozvíření a nahromadění bohaté směsi v okolí zapalovací svíčky a její spalování při vysokém směšovací poměru (chudá směs). Rozdělení z konstrukčního hlediska variabilního časování je na obrázku (**Obr 1.3**).



Obr. 1.3 Dělení variabilních ventilových rozvodů [4]

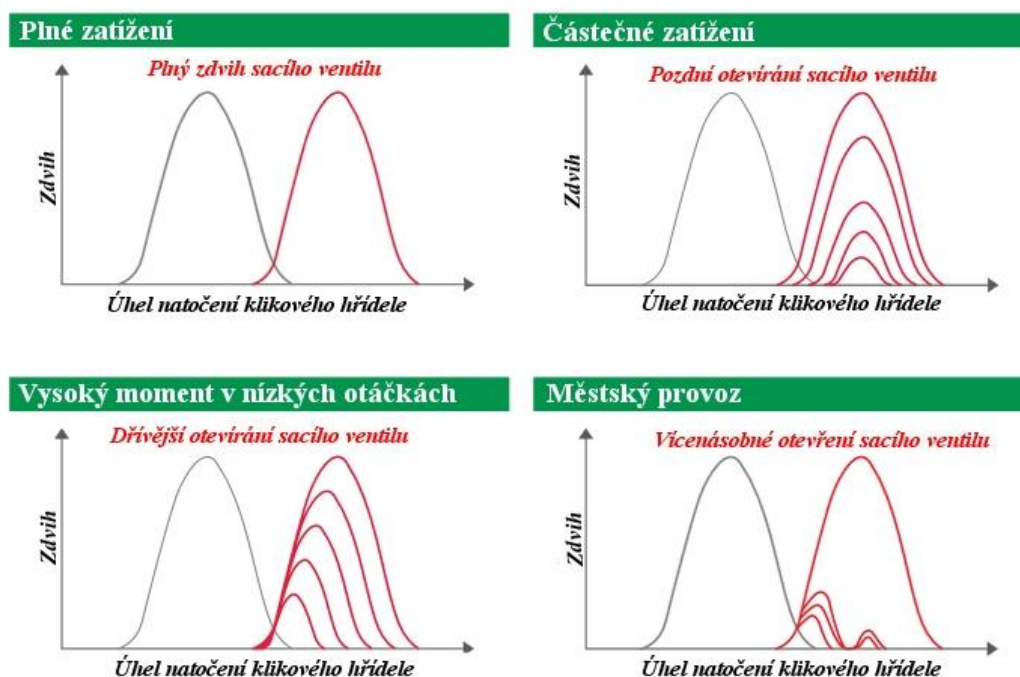
Změnou časování ventilů je umožněno měnit počátek zdvihu nebo dobu otevření ventilů. Toho se využívá nejčastěji při pozdním uzavírání sacího ventilu, nebo v případě překrytí uzavírání výfukového a otevírání sacího ventilu. Vliv pozdějšího uzavírání sacích ventilů znamená, že k nasátí co největšího množství směsi je vhodné, aby byl sací ventil otevřen již na počátku vzniku nižšího tlaku ve válci, než v sacím potrubí, čímž dojde k nasávání směsi ze sacího potrubí do válce. Stejně tak je důležité, aby k uzavření sacího ventilu došlo právě ve chvíli, kdy je rychlost nasávané směsi nulová. Pokud by se zavřel později, tak by se vlivem pohybu pístu směrem k horní úvratí nasátá směs vracela zpět do sacího potrubí, což je u většiny zážehových motorů nežádoucí. Výjimku tvoří Millerův cyklus, kde je zpětné nasávání směsi řízeno. Tyto okamžiky otevření a zavření ventilů se mění s otáčkami motoru a jeho zatížením. Ve vysokých otáčkách je směs schopná díky své kinetické energii a setrvačným účinkům plnit válec ještě v době, kdy píst směřuje k horní úvratí. Tento efekt roste se zvyšujícími se otáčkami, při menším zatížení a hmotnostním toku se tolik neprojevuje. [4]

Překrytím (stříhem) ventilů se rozumí, že dříve, než dojde k zavření výfukového ventilu, se začne otevírat ventil sací. Tento okamžik je při vyšších otáčkách a zatížení využíván k tomu, aby vysokou rychlostí unikající výfukové plyny vytvářely ejektorový efekt, který podporuje nasávání čerstvé směsi do válce, což napomáhá vypláchnutí.



V případě velkého zdvihu sacích ventilů je vhodné, aby motor pracoval v režimu vysokých otáček a zatížení, neboť vysoká rychlost a hybnost nasávané směsi umožňuje její dokonalé promísení. Naopak tato charakteristika není vhodná pro nižší otáčky, protože rychlost směsi klesá a tím i její homogenita. To má za následek špatné prohořívání s nerovnoměrným postupem čela plamene, kde potom hrozí tvorba usazenin, zvýšená spotřeba paliva a nepříznivé složení spalin pro emisní limity. [4]

Cesta k vyšší účinnosti motoru vede i skrz odstranění škrticí klapky a jejich nezanedbatelných pneumatických ztrát. Toho je možné teoreticky dosáhnout plynulým ovládním časování i zdvihu ventilů. V praxi se obvykle používá škrticí klapka jako záložní a bezpečnostní prvek. Nejznámější produkční konstrukce jsou systémy BMW Valvetronic (společně s regulací časování Double VANOS) a Toyota Valvematic. Další možností je použití plně hydraulických ovládní ventilů Fiat MultiAir, které umožňuje dokonce vícenásobné otevření sacího ventilu. To je vhodné pro vytvoření vrstvené směsi dovolující spalovat extrémně chudou směs (až 40:1). [4]



Obr.1.4 Jízdní režimy UniAir [4]

Dodatečné zavedení systémů variabilního časování je možné pouze v případě převzetí již fungujících mechanismů včetně jejich regulace z kompatibilních součástí motoru. Typicky kombinace hlav válců Honda VTEC s bloky motoru těžé vývojové řady. Ohled je nutno brát na dodržení potřebného tlaku oleje, kterým je VTEC ovládán. [4]

Je-li cílenou aplikací závodní automobil, jehož motor se bude většinu času pohybovat ve vysokých otáčkách, je na zvážení, zda naopak variabilní mechanismus nedemontovat. Snížení hmotnosti a rizika poruchy může vyvážit horší plnění v nízkých otáčkách a nutnost zvýšit otáčky volnoběhu. Investice do vačkové hřídele s jedním vačkovým profilem bývá nakonec tím nejlepším řešením.



1.4 MODIFIKACE VSTŘIKOVANÉHO PALIVA

Pro zlepšení výkonových parametrů motoru lze uvažovat nad použitím nižších alkoholů, konkrétně etanolu C_2H_5OH či metanolu CH_3OH . Principiální požadavky jsou dodat do spalovacího prostoru za nejkratší čas co nejvíce paliva, které uvolní maximum energie. V případě zážehových motorů platí navíc omezení detonačním hořením, na které má přímý vliv oktanové číslo paliva. Benzin s aditivy (uhlovodíkové aromáty, např. toluen) může dosahovat oktanového čísla vyššího než 100 – měreno výzkumnou metodou. Etanol a metanol mají oktanové číslo vyšší, stejně jako hodnotu výparného tepla. Při jejich odpařování tedy lze odebrat ze spalovacího prostoru více tepla a tím nadále snížit tendenci k detonačnímu hoření.

Oba zmiňované nižší alkoholy mají přibližně poloviční spodní výhřevnost oproti benzínu, nicméně vzhledem k nižším stechiometrickým poměrům je výsledná energetická bilance na straně nižších alkoholů. Nepočítá-li se se stechiometrickým poměrem směsi, ale s poměrem pro nejvyšší možný výkon (mírně bohatá směs), je nárůst uvolněné energie patrný o desítky procent. Vliv vyššího výparného tepla a vyššího oktanového čísla nelze jednoduše vyčíslit, ale dá se očekávat nárůst výkonu mnohem vyšší. Pro závodní aplikace je tedy použití etanolu či metanolu jako paliva přínosné.

Energie z paliva (výkon) byla spočítána vztahem:

$$P_{fuel} = \frac{LHV \cdot m_k}{M_o} \quad [kW] \quad (1.5)$$

Kde LHV značí spodní výhřevnost paliva, m_k hmotnostní průtok vzduchu a M_o teoreticky nutné množství kyslíku.

Tab.1: Porovnání fyzikálních vlastností metanolu, etanolu a benzínu. [12], [13], [14]

	Spodní výhřevnost (LHV)	Výparné teplo	Bod varu	Oktanové číslo VM	Stech. poměr	Poměr pro maximální výkon (P_max)
	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[°C]	[-]	[-]	[-]
Benzin	43448	315	99,2	91-100	14,7:1	12,7:1
Etanol	26952	856	78,3	106	9:1	6,5:1
Metanol	19730	1090	64,5	105	6,5:1	5:1
	Energie z paliva při stechiometrickém poměru (průtok vzduchu 200g/s)		Energie z paliva při poměru P_max (průtok vzduchu 200g/s)			
	[kW]	[%]	[kW]		[%]	
Benzin	591,13	-	684,22		-	
Etanol	598,93	1,3	829,29		21,2	
Metanol	607,08	2,7	789,2		12,7	

Nevýhody v případě použití čistého etanolu jsou především v řadě konstrukčních úprav motoru, například nutnosti zabezpečit větší dodávku paliva, přimíchávat aditiva zlepšující mazačí vlastnosti a zvýšit korozivzdornost palivového vedení. Nižší alkoholy na sebe vážou vodu, která se může usazovat v palivovém systému, kde koroduje.

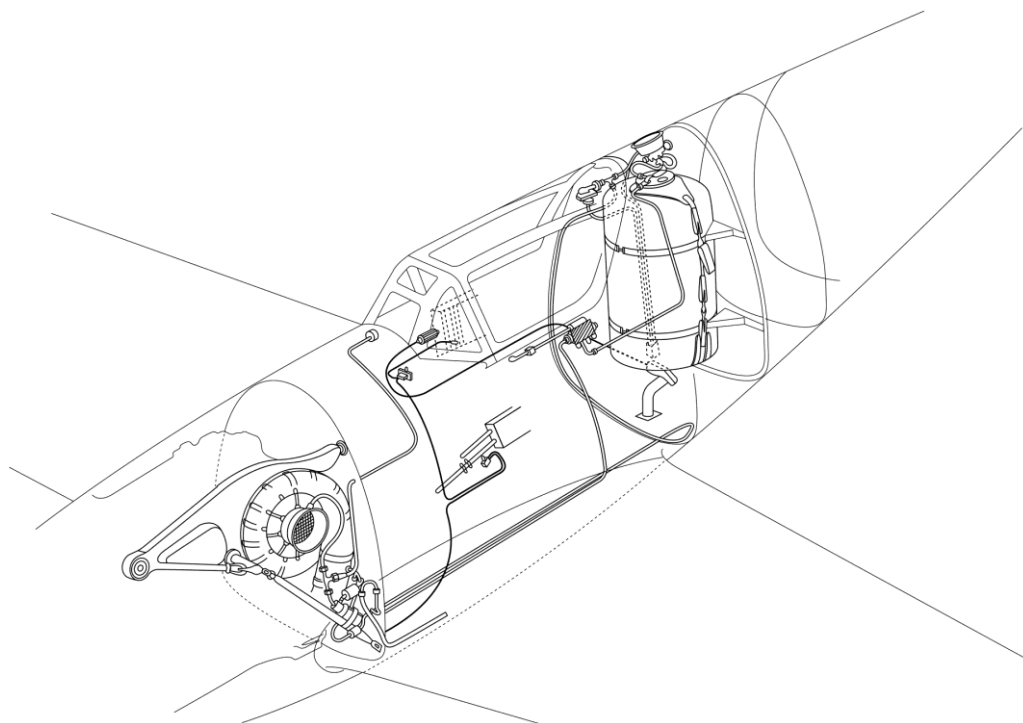


V případě směsného paliva benzin-etanol způsobuje voda separaci frakcí benzínu a tím degradaci paliva, ale motor si nežadá při malém poměru alkoholu konstrukční úpravy. V EU lze podle specifikace běžného benzínu přidávat 5 % etanolu. Razantní zvýšení výkonu je možné, ale souvisí s použitím čistého etanolu či jeho převahy v mísení s benzinem, které vyžaduje již zmíněné konstrukční úpravy. Přestavba motoru na metanol je obdobná, s tím rozdílem, že je výrazně agresivnější pro palivové vedení a toxický pro lidské tělo.

1.4.1 DODATEČNÉ VSTŘIKOVÁNÍ VODY

Používat vodu jako palivo není z fyzikálního hlediska výhodné, přestože některé firmy nabízejí systém, který pomocí elektrolýzy z palubní sítě vytváří vodík, jenž je přiváděn do sacího potrubí. Pravdou je, že určité množství vodíku se sice vyrobí, nicméně jeho regulace je obtížná a zejména výkon, který nám směsné spalování vodíku s benzinem (naftou) přidá, nikdy nebude větší než příkon alternátoru nutný k výrobě elektrické energie pro elektrolýzu.

Možné a v praxi s úspěchem použitelné je dodatečné vstřikování vody do sacího traktu. Rozprášená voda se ve styku s horkým vzduchem změní na páru a tím odebere vzduchu teplo. Do motoru se tak dodá méně tepla a potlačí se tendence k detonačnímu hoření. Také se vytvoří prostor pro zvyšování výkonu, například zvýšením kompresního poměru, předstihu nebo plnicího tlaku turbodmychadla. Současně se také změní objem nasávaného vzduchu, takže při stálém zdvihovém objemu lze do válce dostat více kyslíku. Systém MW50 použitý ve stíhačce Me-109 verze G a K se sériově montoval od roku 1944. Směs tvořilo 50 % vody, 49,5 % metanolu a 0,5 % antikorozního přípravku Schutzöl 39. Při takovémto poměru zůstal zachován stechiometrický poměr benzínu. MW50 tak při požadavku na zvýšenou akceleraci vstříkoval tuto směs do sacího traktu za kompresor. V dobách, kdy sériově přepínávané zážehové motory nebyly vybaveny mezichladičem stlačeného vzduchu, se vstřikování vody používalo například v automobilu Saab 99 Turbo S, kde umožňovalo krátkodobé zvýšení plnicího tlaku turbodmychadla z 0,7 na 1,2 bar a zvýšilo tak výkon o 11 kW. [15], [54]



Obr.1.5 Schéma systému Methanol-Wasser 50 (MW50) [15]



1.4.2 DODATEČNÉ VSTŘIKOVÁNÍ OXIDU DUSNÉHO

Nitro oxide, česky oxid dusný, známý též jako rajský plyn, nazýván jako „NOS“ dle zkratky společnosti Nitro Oxide Systems, jež je největším výrobcem a propagátorem oxidu dusného používaného v automobilech. Vlastností N_2O je rozpad směsi na kyslík a dusík při 296 °C. Vstřikem do spalovacího prostoru při kompresním zdvihu vznikne směs bohatá na kyslík (N_2O má 36 % hmotnostní podíl kyslíku, vzduch pouze 23 %). Ve spalovacím prostoru tak vznikne chudá směs, kterou je nutno kompenzovat vyšší dodávkou paliva. Funkce dusíku spočívá v tom, že při expanzi prudce ochladí vzduchu o 15 – 30 °C, čímž zvýší účinnost spalovacího procesu. [17]



Obr.1.6 Prvky vlhkého systému vstřikování N_2O [16]

Princip vstřikování N_2O se dělí na tyto způsoby:

Suchý systém (Dry system)

Nevyžaduje rozsáhlé úpravy řídicí jednotky a má kompaktní zástavbové rozměry. Vstřikovač N_2O je umístěn na sacím potrubí před čidlem hmotnostního průtoku vzduchu, aby vstřikovače poskytovaly více paliva. To nemusí vždy stačit, proto může být nutno zvýšit tlakové omezení na regulátoru, případně oklamat některý ze vstupních signálů, které určují dodávku paliva (tzv. Powerbox). Je zde riziko, že se do spalovacího prostoru dostane příliš chudá směs, která může v extrémním případě propálit písty.

Vlhký systém (Wet system)

Vstřikovač, který je umístěn na sacím potrubí za čidlem hmotnostního průtoku vzduchu poskytuje směs N_2O a benzinu. Nehrozí tak, že by se do spalovacího prostoru dostala příliš chudá směs. Vzhledem k centrálnímu vstřikování směsi ale není zaručena rovnoměrná distribuce mezi všechny válce.

Přímé vstřikování (Direct port)

Oxid dusný je spolu s benzinem vstřikován přímo před sací ventily, proto umožňuje nejdokonalější regulaci, díky přesnému smíšení paliva s N_2O a možnost nastavit trysku pro každý válec zvlášť. Tato varianta je ale finančně a zástavbou nejnáročnější.



1.5 PŘEPLŇOVÁNÍ

Výkon motoru závisí na množství vzduchu (zejména v případě kvantitativně řízeného zážehového motoru) dodávaného do spalovacího prostoru. Pokud je požadován nízkoobjemový motor (případ této aplikace), který má konkurovat motorům s větším zdvihovým objemem, je hlavním cílem dopravit do válců co možná největší množství vzduchu, respektive zvýšit jeho hustotu. Toho lze docílit takto:

$$\rho_{pl} = \frac{P_{pl}}{r \cdot T_{pl}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (1.6)$$

Kde P_{pl} je plnicí tlak, r měrná plynová konstanta vzduchu a T_{pl} termodynamická teplota plnicího vzduchu.

Z této rovnice vyplývá, že pro navýšení hustoty plnicího vzduchu je nutno buď zvýšit jeho tlak, nebo snížit teplotu. Prakticky se kombinuje obojí (hlavní vliv má zvýšení tlaku), což je souhrnně označováno jako přeplňování spalovacího motoru. Maximální plnicí tlak je však omezen konstrukčními limity jednotlivých komponent motoru, minimální teplota zase účinností mezichladiče stlačeného vzduchu.

Princip funkce: Okolní vzduch je nasáván skrze vzduchový filtr před vstup dmyhadla, ve kterém se vzduch stlačí a dochází tak k nárůstu teploty a hustoty vzduchu (ačkoli hustota s rostoucí teplotou klesá). Z důvodu zvýšení teploty plnicího vzduchu je většina přeplňovaných motorů vybavena mezichladičem stlačeného vzduchu (intercooler), kde přestup tepla probíhá buď mezi okolním proudícím vzduchem, nebo chladicí soustavou vozidla. Výše zmíněné vstřikování vody, sloužící ke stejnému účelu, v současné době zažívá renesanci. Snížení teploty plnicího vzduchu tedy dále zvyšuje plnicí účinnost, neboť do spalovacího prostoru se tak dostane větší množství čerstvého vzduchu, k němuž řídící jednotka motoru dopočítá ekvivalentní dávku paliva a výsledkem je vyšší spalovací tlak. V případě mechanického (či elektrického) kompresoru odchází směs horkých plynů výfukovými svody do atmosféry. Výkon potřebný na dané stlačení vzduchu za kompresorem je v případě turbodmyhadla dodáván výfukovou turbínou, která využívá expanzi spalin z tlaku na konci pracovního oběhu motoru na tlak okolní atmosféry. Termodynamické jevy, které zde nastávají, jsou zmíněny dále.

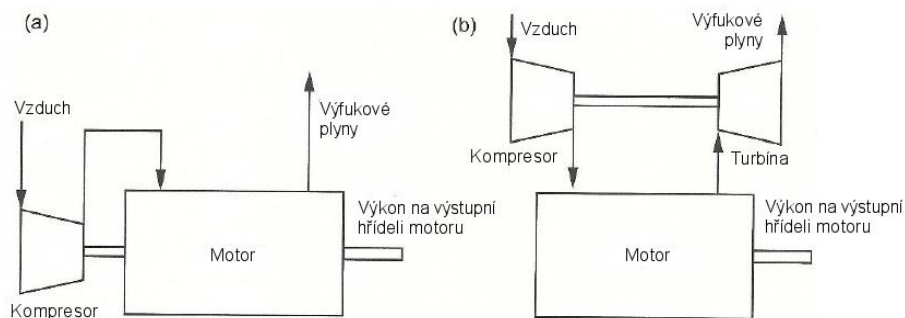
1.5.1 DYNAMICKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Protože čerstvý vzduch proudící v sacím traktu má značnou kinetickou energii, otevřením sacího ventilu se vyvolá podtlaková vlna, která se na otevřeném konci sacího potrubí odrazí zpět jako vlna tlaková. Pokud zasáhne sací ventil otevřený, zlepší plnění válce. Při velkém překrytí ventilů dochází dokonalejšímu vypláchnutí spalovacího prostoru. Prakticky je toho jevu možné dosáhnout kombinací optimální délky a šířky sacího potrubí spolu se správným časováním ventilů.

Tak lze ovšem docílit dynamického přeplňování pouze ve velmi úzkém rozpětí otáček motoru. V případě použití proměnné délky sacího traktu (nejčastěji realizované ve formě přepínacích klapek, které otevírají různě dlouhé větve potrubí) nebo variabilního časování ventilů, lze využít vyšší plnicí účinnost v širším spektru otáček. [19]

1.5.2 MECHANICKY POHÁNĚNÁ DMYCHADLA

Mechanická dmychadla (kompresory), jsou poháněna pomocí řetězového nebo řemenového převodu či přímo od klikové hřídele. Točivý moment je odebírán motorem, dochází tedy ke snížení jeho mechanické účinnosti. Mechanický kompresor obvykle nedosahuje tak vysokých plnicích tlaků jako turbodmychadlo, ale nespornou výhodou je jeho schopnost zajišťovat dostatečný plnicí tlak v nízkých otáčkách, s okamžitou reakcí na akceleraci motoru.



Obr.1.7 a) schéma mechanicky poháněného dmychadla; b) schéma turbodmychadla [18]

Rootsovo dmychadlo

Princip spočívá v protiběžném otáčení dvou rotorů uvnitř společné oválné skříně. Na každé ze hřídelí jsou uloženy dvou, tří, nebo čtyřzubé rotory s povrchem opatřeným plastem. Hřídele jsou spojeny dvojicí ozubených kol. Nasávání vzduchu je kolmo k osám hřídelů, ke stlačení dochází na vnějším obvodu rotorů. Otáčky dmychadla jsou dvojnásobné proti otáčkám motoru. Nevýhodou je relativně nízký dosažitelný tlak na výstupu z dmychadla.

Lysholmovo dmychadlo

Konstrukčně podobné jako Rootsovo dmychadlo, rotory však nejsou stejné a lze je rozdělit na hlavní a vedlejší. Jeden z rotorů má nižší počet zubů, tudíž i vyšší otáčky než druhý rotor. Oproti Rootsově kompresoru dosahuje Lysholmovo dmychadlo vyšších plnicích tlaků a lepší účinnosti. Při běhu naprázdno má ovšem vysoké mechanické ztráty.

Spirálové dmychadlo

Má tvar skříně podobné ulitě, která je uvnitř osazena spirálovými přepážkami. Uvnitř je na výstředníku uložen výtlačný díl, který nerotuje, nýbrž koná krouživý pohyb. Sání vzduchu je na obvodu skříně a stlačený vzduch pak vystupuje v ose rotace výtlačného dílu. Tento koncept použil počátkem osmdesátých let koncern Volkswagen pod názvem G Lader.

Dmychadlo Comprex

Základ tvoří od klikové hřídele poháněný válcový rotor, který je podélnými lopatkami rozdělen na axiální komory. Výfukové plyny o vysokém tlaku stlačují nasátlý vzduch a při natočení komory proti výstupu jej vhání do sacího potrubí. Výfukové plyny se odrazí ode dna skříně. Vytvoří se tak podtlaková vlna, která nasaje čerstvý vzduch. Do výfukového potrubí tak proudí i část vzduchu, která se mísí se spaliny a svou setrvačností vypláchne zbytky. Velké množství komor na rotoru zaručuje kontinuální účinek tlakových vln a rozložení sacích a výfukových otvorů umožňuje velmi účinné přeplňování již při nízkých otáčkách motoru. Oproti předchozím typům má systém Comprex rovnoměrnější chod.

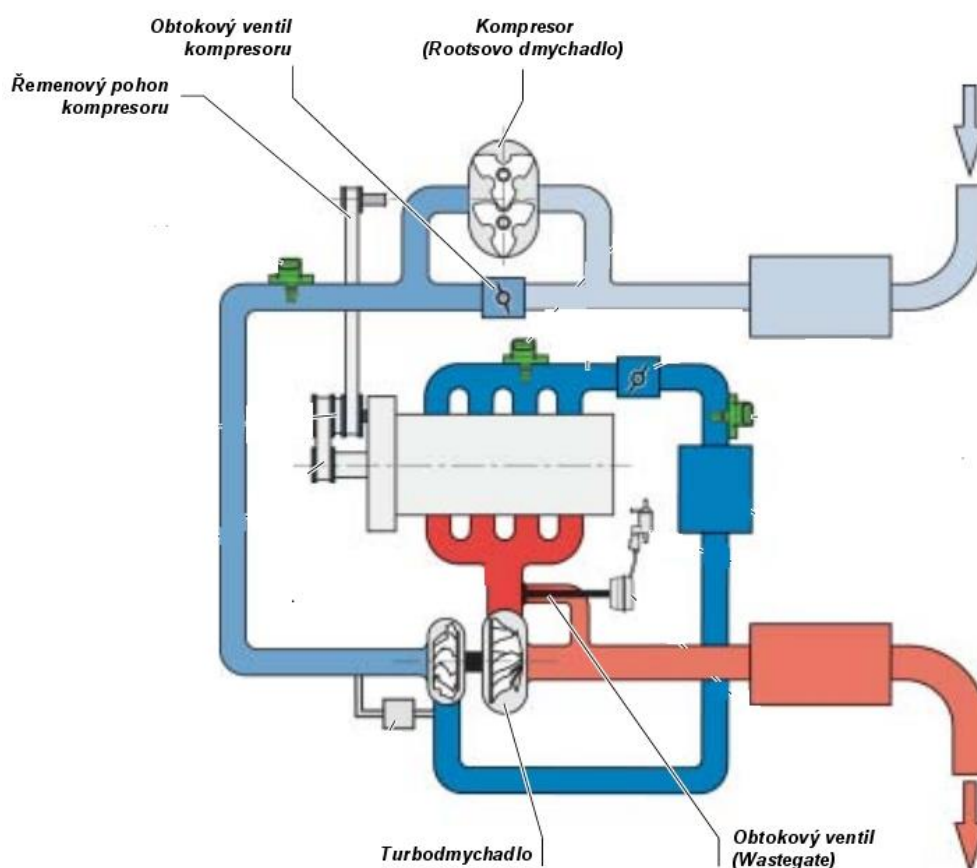


1.5.3 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ TURBODMYCHADEL

Je známo mnoho způsobů zástavby turbodmychadla ke spalovacímu motoru. Záleží v první řadě na požadovaných parametrech motoru.

Kombinované systémy

Spolupráce kompresoru a turbodmychadla může být výhodná, neboť kombinuje výhody obou systémů. V malých otáčkách zaručuje účinné přeplňování kompresor, který dodává potřebný tlak na turbodmychadlo. Ve vyšších otáčkách již kompresor není účinný, a proto je pomocí elektromagnetické spojky odpojen, aby zbytečně neubíral motoru mechanickou energii. Tuto koncepci využil koncern Volkswagen pro svůj zážehový motor 1.4 TSI. [20]



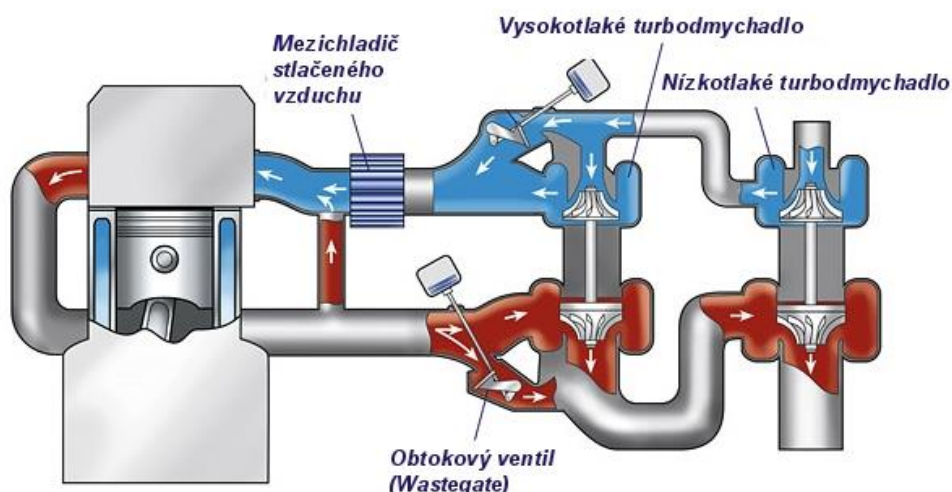
Obr.1.8 Schéma motoru VW 1.4 TSI [20]

Vícestupňové přeplňování

Systém se dvěma (a více) turbodmychadly může být realizován ve dvou provedeních. Paralelní uspořádání znamená stejnou velikost turbodmychadel, z nichž každé pohání část válců. V praxi se tato varianta používá u šesti a více válcových motorů, kde by bylo komplikované kvůli zástavbovým rozměrům použít pouze jedno turbodmychadlo a k němu všechny výfukové svody. Například u motorů uspořádaných do V přeplňuje jedno turbodmychadlo jednu řadu válců. Každá větev má svůj vlastní mezichladič stlačeného vzduchu. [18]



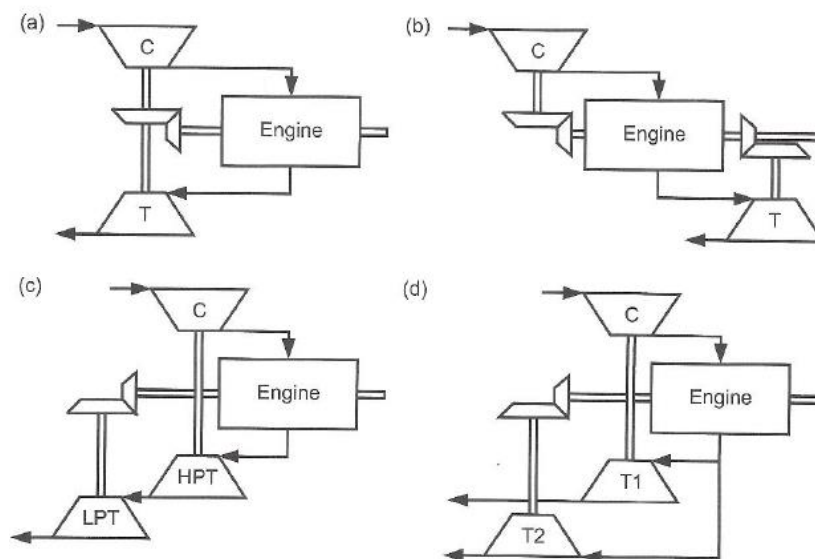
Druhá varianta je uspořádání do série, kdy jedno turbo je větší než druhé. Menší, které je označované jako vysokotlaké, přepřlňuje motor při nízkém průtoku spalin, tedy v nízkých otáčkách. Ve vysokých otáčkách se vysokotlaké turbodmychadlo dostává do kritických otáček, otevrou se proto obtokové ventily, díky kterým výfukové plyny odevzdávají energii velkému - nízkotlakému turbodmychadlu. Výhodou tohoto zapojení je schopnost dodávat požadovaný plnicí tlak ve větším spektru otáček motoru. Nevýhodou jsou potom zástavbové prostory a potřeba použít dva mezichladiče stlačeného vzduchu. [18]



Obr.1.9 Schéma 2-stupňového sériového přepřlňování [21]

Turbo Compound

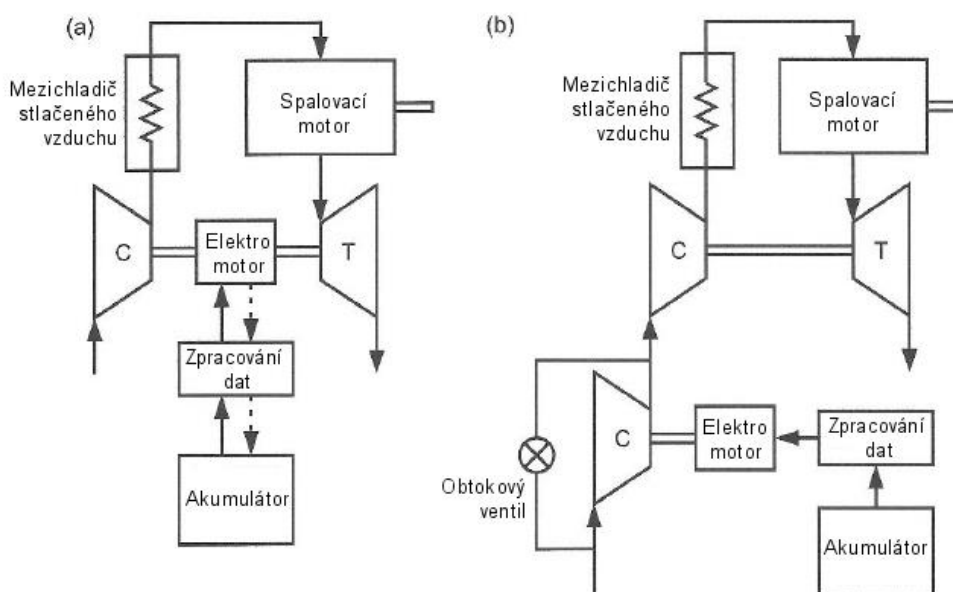
Tento systém využívá energii výfukových plynů za standartním turbodmychadlem. V pořadí druhá axiální turbína je připojena volnoběžnou spojkou k ozubenému soukolí, které předává nevyužitou část energie výfukových plynů zpět klikové hřídeli. Hydrodynamická spojka je zde nutností, neboť nerovnoměrnost chodu pístového motoru by mohla způsobit destrukci axiální turbíny. Turbokompoundní systém přináší snížení měrné spotřeby paliva, mezi jeho nevýhody ale patří značná prostorová náročnost a cena. [18], [1]



Obr.1.10 Varianty uspořádání systému Turbo Compound [18]

Elektricky asistované turbodmychadlo

Trend současné doby (zejména v motorsportu), spolupráce turbodmychadla s elektromotorem, je perspektivní cestou ke zvyšování výkonu a snižování měrné spotřeby paliva. Elektromotor/generátor je součástí ložiskové nebo kompresorové skříně. V případě nadlimitního průtoku výfukových plynů, kdy hrozí přetočení turbodmychadla, funguje elektromotor v generátorovém režimu a přeměňuje energii výfukových plynů na energii elektrickou, která může být využita k napájení palubních systémů, nebo může být uložena do akumulátorů (kondenzátorů v případě motorsportu). Nejvýznamnější přínos je ten, že odpadá jakýkoli další regulační prvek turbodmychadla. Při požadavku na rychlou akceleraci naopak elektromotor pomáhá roztočit rotor turbodmychadla a snížit tak dobu nástupu plnicího tlaku.



Obr.1.11 Varianty uspořádání systému s elektricky asistovaným turbodmychadlem [18]

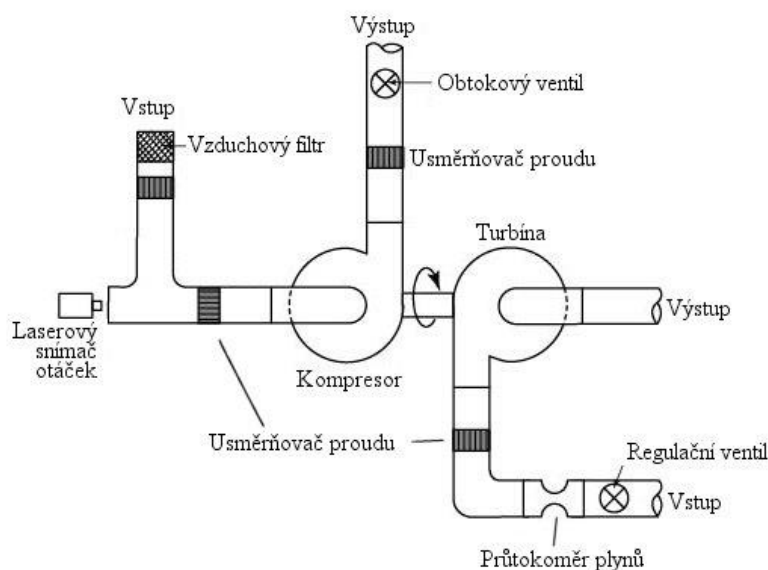
Přídavné spalování ve výfuku (ALS)

Zařízení, které předchází prodlevě při náběhu turbodmychadla. Technologie používaná zejména v motorsportu je přídavné spalování ve výfukovém systému, které udržuje otáčky turbodmychadla v případě náhlého odstavení plynového pedálu a umožňuje tak okamžitou dodávku potřebného plnicího tlaku po opětovném zatížení motoru. Nutnou podmínkou je přívod dostatečného množství čerstvého vzduchu, což je realizováno obtokovým ventilem od sacího traktu, a zpoždění zážehu směsi tak, že zapálená směs expanduje do výfukového potrubí, kde dohoří až na turbíně, a tím ji předá energii potřebnou k udržení otáček.

Anti lag system velmi výrazně snižuje životnost všech prvků ve výfukovém potrubí, zejména turbínové části turbodmychadla, neboť spaliny o teplotě nad 1100 °C spolu s tlakovými vlnami působí destruktivně na lopatky turbínového kola a vysokoteplotní koroze zanáší mechanismus natáčení lopatek či obtokového ventilu. Celý proces pozdního dohořívání směsi je doprovázen zvukovými a světelnými efekty, které tak omezují použití pouze pro závodní aplikace.

1.5.4 CHARAKTERISTIKA KOMPRESORU A TURBÍNY

Pro zvolení správného turbodmychadla k dané aplikaci je nutno znát charakteristiku kompresoru a turbíny. K tomu slouží zařízení, které simuluje tok výfukových spalin. Skládá se z kompresoru, který stlačuje vzduch, a hořáku, který ho ohřívá. Tento proud plynů roztáčí turbínu turbodmychadla. Před ní se měří hmotnostní tok, tlak a teplota vzduchu. Za kompresorem turbodmychadla se rovněž měří hmotnostní tok, tlak a teplota. V Brně těmito zařízeními disponuje testovací laboratoř turbodmychadel společnosti Honeywell.

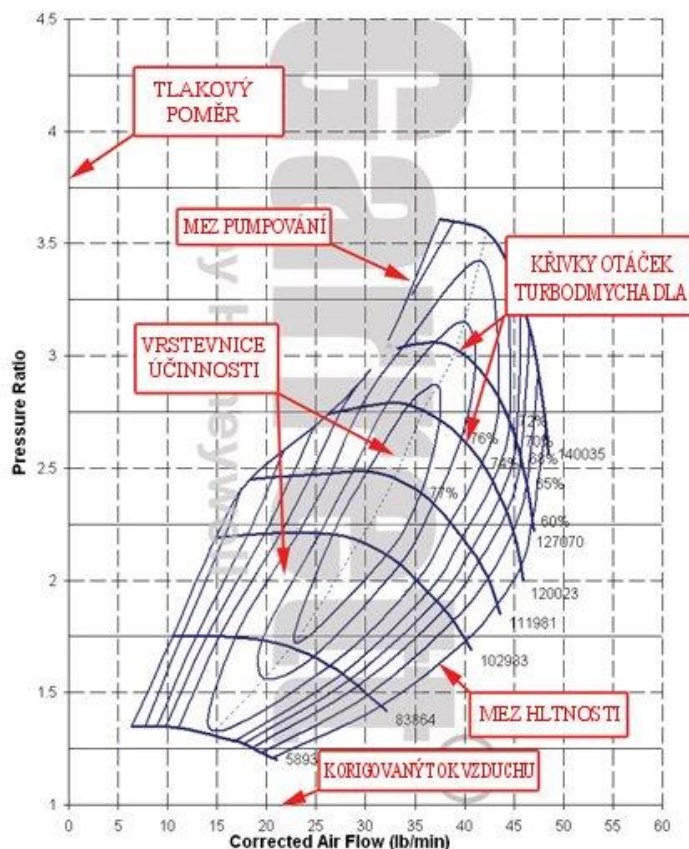


Obr.1.12 Schéma zařízení na testování turbodmychadel (Gas Stand) [44]

Kompresorová mapa

Charakteristika radiálního kola kompresoru je na (**Obr. 1.13**). Na ose y se nachází poměr tlaků za kompresorem ku tlaku před kompresorem (pressure ratio), na ose x je korigovaný hmotnostní tok (mass flow) dle standartu SAE, což je norma, která přesně definuje podmínky měření. Průtok je měřen v jednotkách kg/s nebo lb/min. V charakteristice jsou též vyneseny konstantní otáčky turbodmychadla a vrstevnice isoentropické účinnosti (efficiency islands), které určují účinnost stlačení vzduchu v kompresoru.

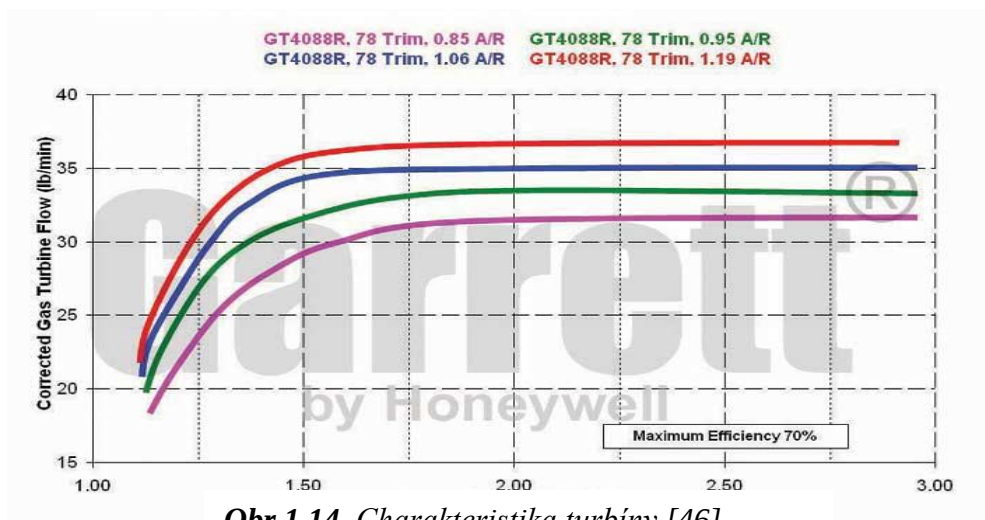
Zleva mapu ohraničuje mez pumpování (surge), za kterou dochází k nestabilnímu proudění vzduchu kolem kompresoru. Prakticky toto nastává, pokud motor přestane odebírat vzduch (uzavření škrticí klapky), ale dmychadlo ho vlivem setrvačnosti stále dodává. V sacím potrubí tak dochází k pulzacím, které působí velmi destruktivně na lopatky kompresorového kola, jelikož se část vzduchu periodicky protlačuje přes kompresor do sacího potrubí. Překročení meze pumpování je nutno se vyvarovat. Shora mapu ohraničuje hodnota maximálních otáček kompresoru, která je dána jeho pevností. Z pravé strany charakteristiku omezuje křivka minimální účinnosti (choke line), za kterou nemá smysl kompresor využívat, neboť jeho isoentropická účinnost klesá pod 58 %, což vede k ohřevu vzduchu kompresí.



Obr.1.13 Charakteristika kompresoru [45]

Turbínová mapa

Charakteristika radiální turbíny je znázorněna na obrázku (Obr. 1.14). Jedná se o závislost korigovaného hmotnostního toku na poměru tlaků před a za turbínou. Křivka není spojitá, jak je vidět na obrázku, ale skládá se ze segmentů, které představují konstantní otáčky při měření. Dále je oproti obrázku součástí ještě křivka účinnosti k jednotlivým bodům měření. Zřetelné jsou křivky pro jednotlivé A/R, kde je patrné, jak s rostoucím A/R poměrem roste i maximální hmotnostní tok.

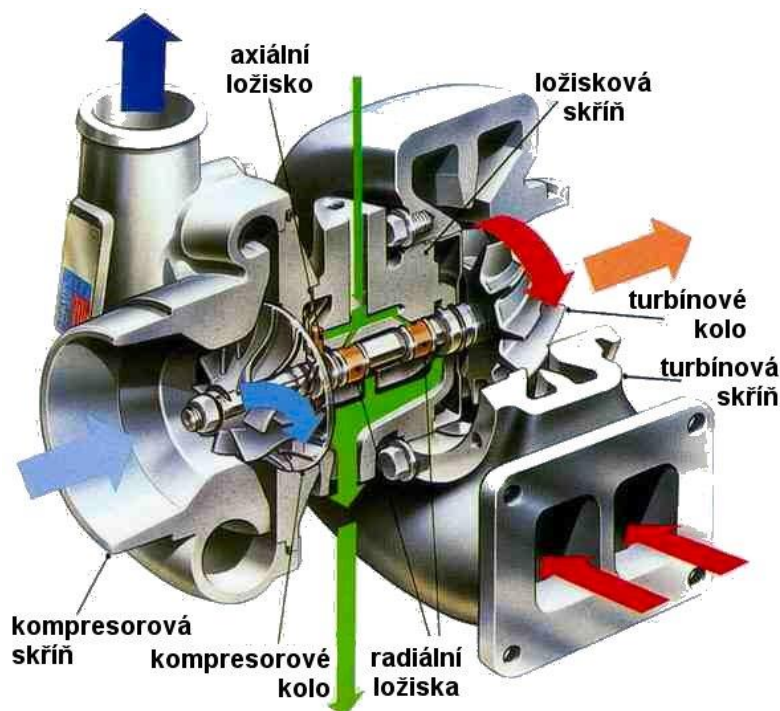


Obr.1.14 Charakteristika turbíny [46]



1.5.5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ TURBODMYCHADEL

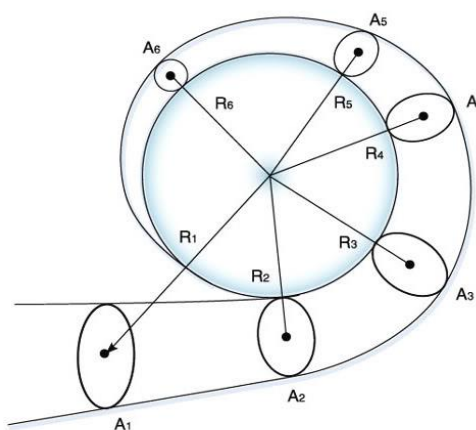
Na obrázku (Obr. 1.15) je zobrazeno turbodmychadlo bez regulace (free float) včetně popisu základních částí. Zelenou barvou je naznačen prostor pro tlakový olej. Vzhledem k účelu práce zde nebudou detailně popsány jednotlivé komponenty, pouze ty části, které mají největší vliv na výkonové parametry.



Obr.1.15 Řez turbodmychadlem [21]

A/R parametr spirály

Poměr mezi plochou tangenciálního kanálu v místě takzvané T-T sekce a vzdáleností jejího těžiště od osy rotoru je důležitý parametr charakterizující geometrii spirály kompresorové nebo turbínové skříň. 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. [1]



Obr.1.16 Zobrazení parametru A/R [24]



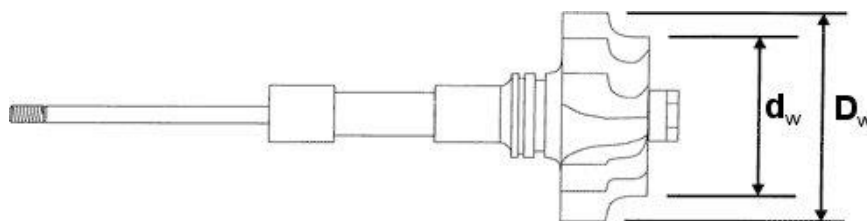
U kompresorových skříní je velikost parametru A/R volena na základě analýzy proudění v difusoru za jmenovitých pracovních podmínek. Výchozími předpoklady jsou požadavky na cílový statický výstupní tlak a zachování momentu hybnosti proudu vzduchu. Pro dosažení minimální tlakové ztráty v kompresorové skříní při požadavku na vysoký hmotnostní průtok a výstupní tlak je pak třeba volit vyšší hodnoty parametru A/R. [23]

Trim radiálních kol

Trim, respektive ořez, udává míru oříznutí lopatek a je definován jako podíl druhých mocnin malého a velkého průměru rotoru.

$$Trim = \frac{d_w^2}{D_w^2} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (1.7)$$

Kde d_w je malý průměr rotoru a D_w velký průměr rotoru.



Obr.1.17 Průměry rotoru [25]

Velikost trimu ovlivňuje především průtočnou kapacitu kompresoru či turbíny. Typickým příkladem je plocha vstupní trysky turbíny, kde je nejčastěji pro dosažení požadovaného škrcení proudu spalín optimalizován výstupní kanál rozváděcí spirály. Opačná situace nastává u kompresoru, kde k restrikci spalín 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.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_0 \cdot \frac{Trim_1}{Trim_0} \cdot \left(\frac{D_{w1}}{D_{w0}} \right)^2 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1.8)$$

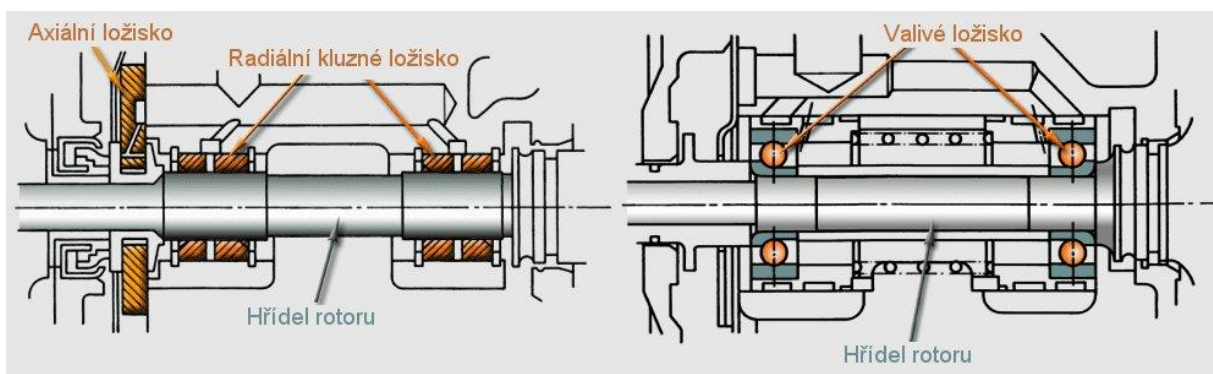
Kde:

$\dot{m}_1$	[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

Celá charakteristika se vlivem změny trimu posune v ose hmotnostního průtoku. 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. [23]

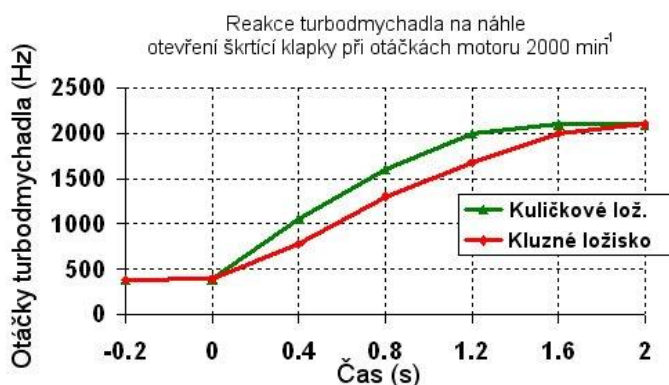
Uložení rotorové skupiny

Ložiska jsou uložena v ložiskové skříni (central housing), která zahrnuje přívod a odtok tlakového oleje, případně chladicí kapaliny, a spojuje turbínovou a kompresorovou skříň. Standardně jsou turbodmychadla vybavena dvěma kluznými radiálními ložisky (free floating) umožňujícími otáčení rotorové skupiny (a ložisek samotných) a jedním kluzným axiálním ložiskem, které vyvažuje nerovnováhu sil mezi koly kompresoru a turbíny. Mechanické ztráty turbodmychadla jsou díky třecím ztrátám ovlivněny právě těmito ložisky. Další konstrukční řešení používá jedno radiální kluzné ložisko, které je uprostřed fixováno čepem a umožňuje tak otáčení pouze hřídele rotorové skupiny (semi floating), přičemž ale radiální ložisko vůči ložiskové skříni stojí. Axiální ložisko může být zvlášť (stejně jako typ free floating), nebo integrováno na konce radiálního ložiska. [1], [18], [22]



Obr.1.18 Turbodmychadlo s *free float* ložisky (vlevo) a valivými elementy (vpravo) [26]

Výhodou kluzných ložisek je tlumící efekt olejového filmu, který dokáže pohltit část vibrací. Nevýhodou je však vyšší tření a v souvislosti s ním i pozvolnější nárůst otáček turbodmychadla při požadavku na akceleraci motoru. Jako dalším stupeň vývoje bylo zavedení kazety osazené ložisky s valivými elementy, v drtivé většině případů se jedná o dvě kuličková ložiska na koncích kazety (ball bearing). Axiální síly jsou v tomto případě zachytávány sadou úhlových kontaktů, odpadá proto použití axiálních kluzných ložisek. [22]

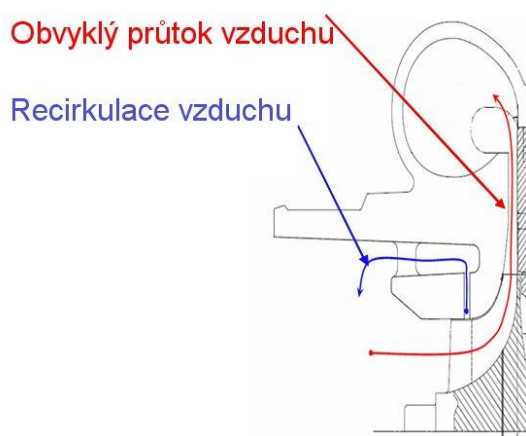


Obr.1.19 Srovnání odezvy kluzného a kuličkového ložiska [27]

Výhodou kuličkových ložisek je rychlejší odezva na akcelerační pedál, neboť valivé elementy mají až o polovinu nižší ztrátovou energii, z čehož vyplývá i kratší doba pro dosažení požadovaného plnicího tlaku. Ve srovnání s kluzným uložením stačí nižší množství oleje pro zajištění dostatečného mazání. [18], [22]

Typy kompresorových skříní

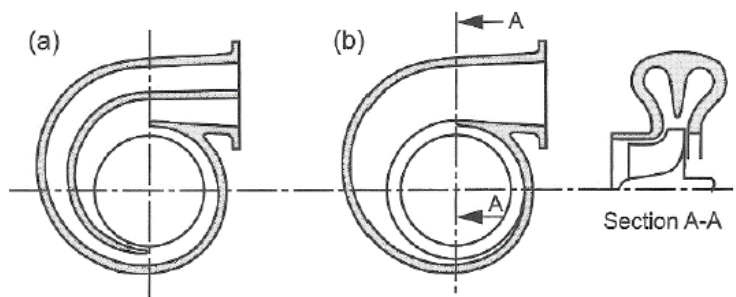
Kompresorová skříň zajišťuje přeměnu kinetické energie vzduchu na statický tlak. Dochází k tomu především v části zvané difuzor, tvořený radiálním kanálem konstantní šířky. Sběrná spirála (voluta) dokončuje přeměnu energie a přivádí stlačený vzduch do výstupního otvoru. Konstrukce difuzoru může být hladká (levnější na výrobu) nebo se směrovými lopatkami, které přinášejí zvýšenou účinnost v úzkém spektru množství protékajícího vzduchu. Důležitým prvkem kompresorové skříně je zástavba kanálku pro recirkulaci vzduchu (ported shroud), který oddaluje mez nestability proudění, zvanou též mez pumpování (surge). Za cenu mírného snížení účinnosti tak lze využít kompresor v širší pracovní oblasti. [18]



Obr.1.20 Ilustrace kanálku pro recirkulaci vzduchu [28]

Typy turbínových skříní

Úkolem turbínových skříní je urychlení vstupujícího proudu výfukových spalin k turbínovému kolu. 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. Důležitým prvkem moderních turbodmychadel jsou alternativní konstrukční řešení turbínových skříní. Pro maximální využití pulzačního efektu u víceválcového motoru lze využít dělené rozváděcí spirály (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 přepřívání jinak dosažitelného pouze u tříválcových motorů. [22]

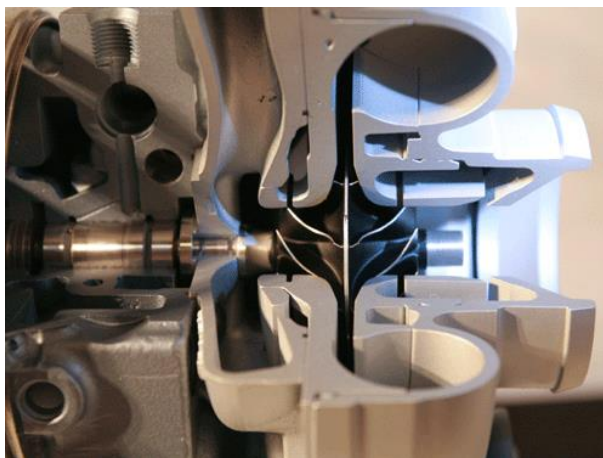


Obr.1.21 Srovnání typů turbínových skříní [18]



Technologie dvojitého plnění (Dualboost)

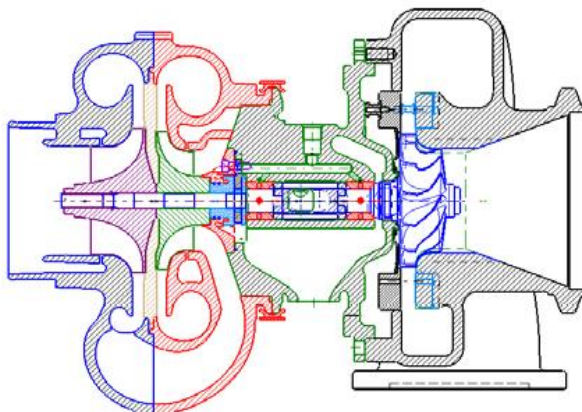
Toto konstrukční řešení využívá dva kompresory, které jsou však obrobena z jednoho kusu. Výtlačná strana obou dmychadel je společná. Toto provedení nestlačuje vzduch dvojnásobně, ale dvojnásobné množství oproti klasické konstrukci. Přínosem této technologie je možnost použití menšího turbodmychadla pro dosažení stejných hmotnostních průtoků vzduchu. Tento koncept zároveň přináší i o dvacet pět procent rychlejší odezvu točivého momentu motoru. Zmíněné výhody umožňují pružnější akceleraci vozidla a také umožňují dosáhnout na stále přísnější emisní limity. Tento typ turbodmychadla byl uveden na trh společností Honeywell, která pro pohon dvojitého kompresoru používá turbínové kolo s axiálními lopatkami. [28]



Obr.1.22 Technologie Dual boost [28]

Technologie dvojitého stlačení (LST)

V případě, že je zapotřebí spalovací motor přepínat vysokými tlaky (např. závodní aplikace), které by radiální kompresor nebyl schopen poskytovat, je možné přistoupit k volbě turbodmychadla s dvojitou kompresí vzduchu. Tento typ dosahuje tlakového poměru až 7:1. Celá rotorová skupina je poháněna radiálním turbínovým kolem s pevnou geometrií a k regulaci dochází na kompresorové straně. Vzduch o atmosférickém tlaku vstupuje do primárního kompresoru, kde kolo i skříň jsou zhotoveny z hliníku. Po stlačení je vzduch dopraven před druhý kompresor, kde je z důvodu absence mezichladiče je sekundární kompresorové kolo zhotoveno ze slitiny titanu a skříň z oceli, aby odolaly teplotám vyšším než 250°C. Ve srovnání se systémy obsahujícími dvě turbodmychadla je možné dosáhnout menších nároků kladených na prostor a úspory hmotnosti. [23], [29]



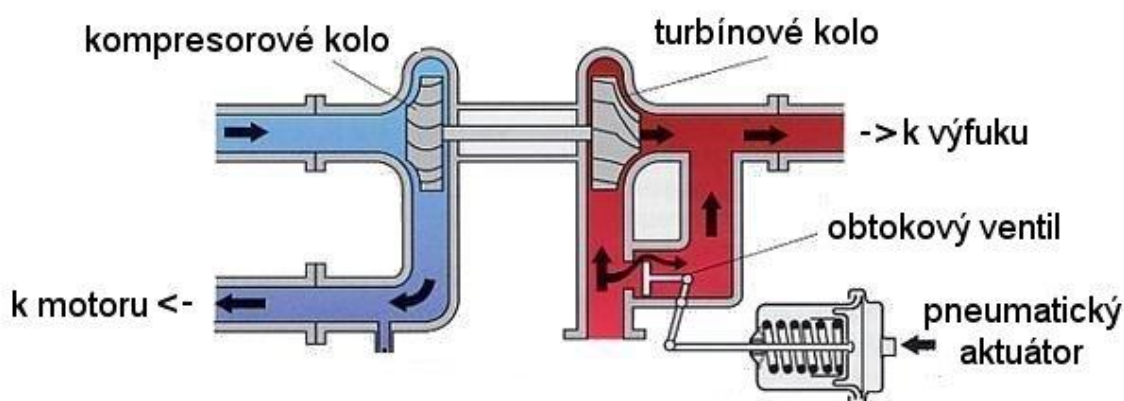
Obr.1.23 Technologie dvojitého stlačení [29]

1.5.6 REGULACE TURBODMYCHADEL

Turbodmychadlo musí být schopno reagovat na zatížení motoru a dosáhnout u toho maximální možné účinnosti. Zároveň však musí být zabráněno překročení maximálních otáček rotorové skupiny a dodržen odsup od meze nestability proudění, za kterou může nastat destrukce kompresorového kola.

Obtokový ventil

Obtokový ventil (waste gate) může být integrován přímo do turbínové skříně, nebo předrazen ve výfukovém potrubí před turbínovým kolem. Jedná se o ztrátovou regulaci, kdy spaliny proudící před turbínou mohou být přepuštěny do potrubí za turbínou. To má za následek snížení výkonu získávaného z průtoku spalin. Regulace obtokem se řídí požadavkem na naladění spolupráce turbodmychadla s motorem v nižších 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. Výhodou je jednoduchá konstrukce a nízká cena. [1], [18]



Obr.1.24 Schéma obtokového ventilu [30]

Variabilní natáčení lopatek

V tomto konstrukčním řešení, aplikovaném například v turbodmychadle od společnosti Honeywell pod názvem VNT (Variable Nozzle Turbine), regulace plnicího tlaku turbodmychadla vychází z plynulé změny úhlu náběhu a rychlosti horkých zplodin vstupujících na turbínové kolo. Rozváděcí kolo s naklápěcími elementy je umístěno přímo v turbínové skříně. Pokud motor pracuje v nízkých otáčkách, jsou lopatky přivřeny na malý průtok, což má za následek zvýšení rychlosti proudění, a tak nepřímo i nárůst plnicího tlaku. Opačná situace nastává, pokud motor pracuje ve vysokých otáčkách. V tom případě jsou lopatky naplno otevřeny. Velký průtočný průřez skrze lopatky způsobí pokles tlaku před turbínou, a tak dochází ke snížení tlakového poměru a tedy i otáček kol. Běžně se používá pět až devět map pro různé úhly natočení rozváděcího mechanismu, které se následně interpolují a slouží k modelování regulačního obvodu turbodmychadla. Oproti systému s obtokovým kanálem je pro variabilní lopatkový mechanismus vyžadována jemnější regulace. Z tohoto důvodu zde nejsou aplikovány klasické pneumaticky ovládané aktuátory, ale aktuátory elektrické. [1], [18], [31]



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

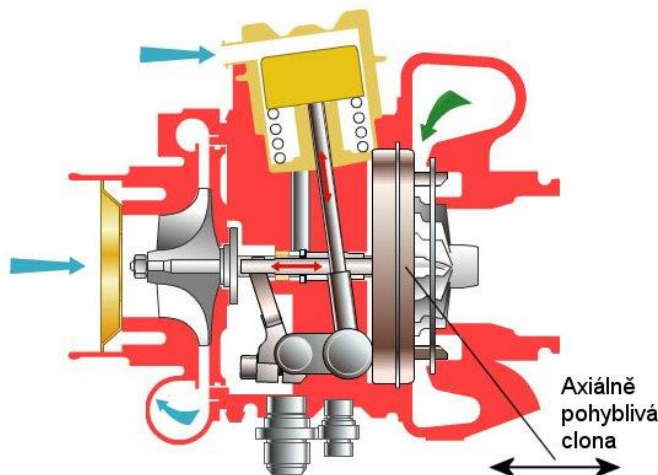


Obr.1.25 Princip funkce systému VNT [31]

Masivnímu rozšíření ve sféře zážehových motorů brání problém s vysokou teplotou výfukových plynů ve srovnání se vznětovými motory. Vysokoteplotní korozivní účinky spalin způsobují velmi často degradaci materiálů mechanismu, která vede ke snížení vůlí a následnému zadření mechanismu. Vhodné materiály existují, ale jsou dosud velmi drahé na výrobu a následné opracování. [22]

Variabilní šířka vstupní sekce

Konstrukčním řešením fungujícím na podobném principu jako předchozí technologie, je provedení od společnosti Holset pod názvem VGT, které by mohlo být využito pro motory s vyššími teplotami plynů proudících ze spalovacích prostorů. Stacionární lopatkové kolo na obvodu turbíny má pevné natočení lopatek a pomocí axiálně pohyblivé clony je měněn průtočný průřez plynů vstupujících na radiální turbínové kolo. Výhodou je jednodušší konstrukce a tím i možnost regulace, nevýhodou je horší výsledná účinnost. Ovládání je zpravidla řešeno pomocí pneumatického členu. [32], [22]

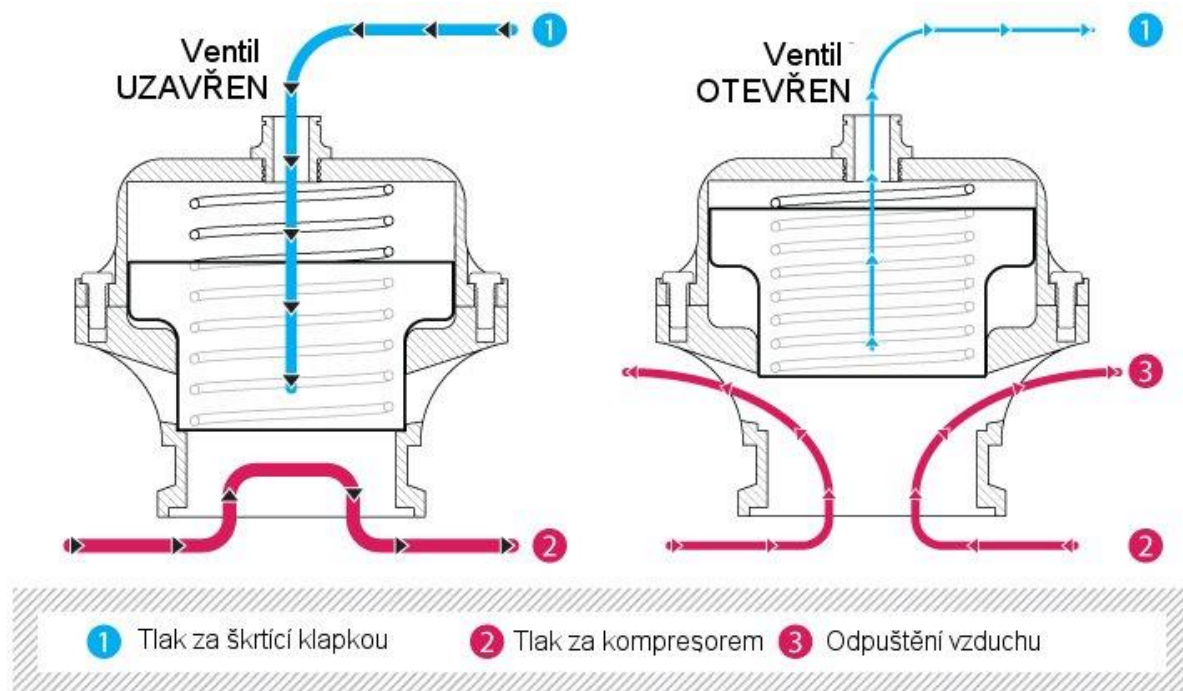


Obr.1.26 Princip funkce systému VGT Holset [32]

Přetlakový ventil

Jedná se o systém externí regulace, používaný především u zážehových motorů. Mezi škrtkou a kompresor je vřazen ochranný ventil, který je otevírán buď podtlakem přiváděným z potrubí za škrtkou nebo přetlakem přímo v sacím potrubí. Nazývá se též Blow-off ventil, díky typickému zvukovému projevu. Umožňuje únik přebytečného stlačeného vzduchu do atmosféry nebo zpět před sání kompresoru. Taková situace může nastat při deceleraci vozidla, během překročení maximální plnicího tlaku, ale zejména v případě náhlého odstavení akceleračního pedálu a tím zavření škrtky. K tomu dochází nejčastěji při přeřazení rychlostního stupně. V této chvíli není možné do motoru přivádět velké množství čerstvého vzduchu, avšak setrvačností kompresoru se tlak v sacím potrubí stále zvyšuje a zároveň je dmychadlo zpomalováno. V sacím potrubí tak dochází k pulzacím, které působí velmi destruktivně na lopatky kompresorového kola. Souhrnně je tento jen nazýván jako pumpování (surging) a jeho mez je vyznačena na charakteristice kompresorové mapy (zmíněno dále).

[18], [32]



Obr.1.27 Princip funkce systému VGT Holset [33]



2 VÝBĚR KONCEPTU MOTORU

Požadavek na koncept motoru byl dán omezením zdvihového objemu na 1,1765 litru, který plyne z pravidel disciplín Autoklubu České republiky, chceme-li splňovat objemovou kategorii do 2000 ccm s přeplňovaným motorem. Daná objemová třída motoru s přirozeným plněním je tak vydělena koeficientem 1,7. Vzhledem k přání zadavatele na 300 kW nominálního výkonu je jisté, že motor musí být přeplňovaný. Dál se autor této práce zabývá výběrem vhodného konceptu motoru, který bude po úpravách dosahovat požadovaných výkonů a zároveň stát co nejméně finančních zdrojů, to vše při zachování rozumné životnosti.

2.1 REŠERŠE DOSTUPNÝCH APLIKACÍ

V rámci sériových motorů nelze nalézt podobnou aplikaci. V první řadě proto, že moderní přeplňované motory mají priority v nízkých emisích a spotřebě paliva. Ne však u závodních aplikací. Ačkoli je předsevzatý výkon vysoký, není nereálný. Motory Formule 1 v rozmezí let 1966 – 1988 dosahovaly v přeplňovaných variantách výkonů 370 – 670 kW při zdvihovém objemu 1,5 litru. V rámci Rallye skupiny B se roku 1980 objevil Renault R5, který ve své nejsilnější variantě nabízel až 257 kW při otáčkách 6500 min⁻¹. To vše ze zdvihového objemu 1,4 litru. Vzhledem k restrikcím v pravidlech soutěže nikdo nebyl nucen snižovat zdvihový objem pod tuto hranici. V rámci amatérských soutěží v tuzemsku nikdo podobnou aplikaci neprovozuje. [34], [35]

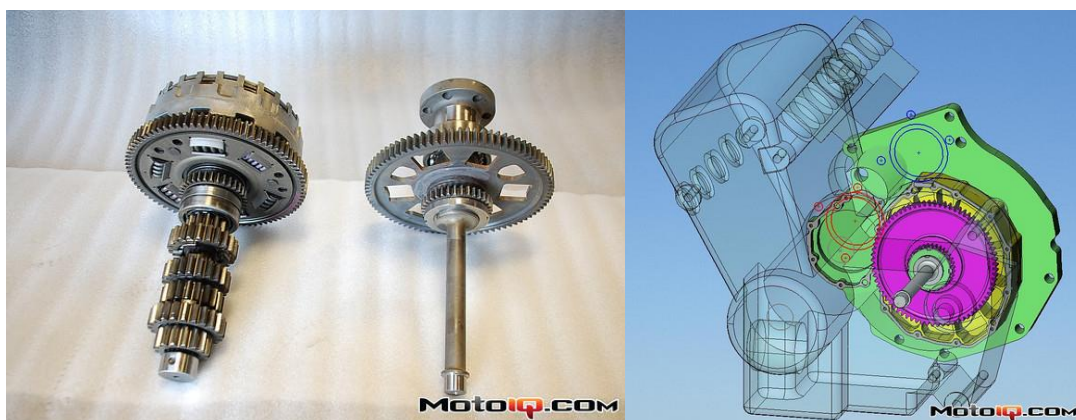
Co se týče přeplňovaných motorů s nízkým zdvihovým objemem v sériové výrobě pro běžný silniční provoz jejich produkce a obliba neustále roste. Dá se očekávat, že v budoucnu vytlačí motory s přirozeným sáním a částečně i vznětové přeplňované motory, které budou mít potíže se splněním stále se zpřísnujících emisních limitů. Použití těchto motorů pro zadanou aplikaci by bylo sice možné, ale vzhledem k nedostatku zesílených a odlehčených komponent pro závodní použití by to znamenalo značný nárůst nákladů. Bylo by nutné navrhnout, vyrobit a otestovat celou řadu komponent nejen klikového a rozvodového mechanismu, ale například i zesílit samotný blok motoru. Přehled některých produkčních přeplňovaných nízkoobjemových motorů, včetně jednoho závodního speciálu z Rallye Skupiny B, je uveden v tabulce (Tab.2).

Tab.2: Porovnání nízkoobjemových přeplňovaných aplikací [35], [55], [56], [57], [58]

Aplikace	Počet válců	Zdvihový objem	Vrtání x Zdvih	Délka ojnice	Ojniční poměr	Kompresní poměr	Výkon	Točivý moment	Litrový výkon
1.2 TSI	4	1.197	71x75.6	144	1,9	10	77	175	64,3
1.0 TSI	3	0.999	74,5x76,4	x	x	10,5	81	200	81,1
1.0 Ecoboost	3	0.999	71,9x82	137	1,67	10	92	170	92,1
1.2 8NR-FTS	4	1.196	71,5x74.5	x	x	10	85	190	71
R5 Maxi Turbo	4	1.527	77x82	128	1,56	7	257	422	168,3

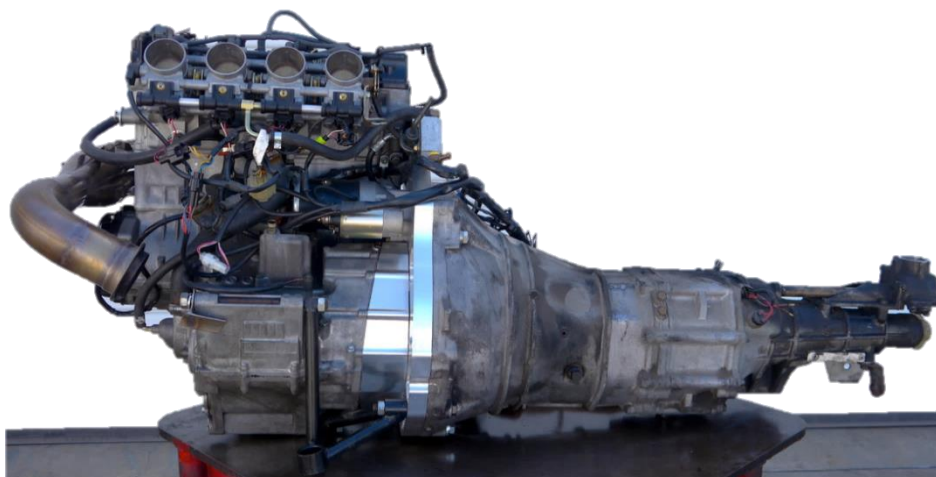
2.2 ÚPRAVA MOTOCYKLOVÉHO MOTORU

Motory výkonných silničních motocyklů lze s různým stupněm úspěšnosti zabudovat do automobilu. Dosáhnout požadovaných výkonů také není v případě přepínání výrazný problém, je ovšem třeba věnovat pozornost převodovce. Standardní motocyklová převodovka, tzv. dogbox, není dimenzována na zatížení od kol automobilu. Řešením je nahradit dogbox převodovkou automobilovou. Konkrétní příklad již realizované přestavby lze najít u amerických úpravců vozidel MotoIQ, kteří měli v úmyslu připojit motocyklový motor Suzuki GSX 1300R Hayabusa na manuální převodovku vozu Mazda MX5 NA a celý komplet zastavět do stejného auta. Úprava zahrnovala odlišné připevnění motoru ke karoserii, výrobu vhodné příruby skříně a výstupní hřídele převodovky.



Obr.2.1 vlevo porovnání výstupních hřídelí, vpravo návrh příruby skříně převodovky[36]

Po úspěšné zástavbě všech nových komponent a usazení motoru do karoserie se týmu MotoIQ objevila série problémů s poddimenzovanými komponentami setrvačníku a spojky, nakonec byl ale projekt zdárně ukončen. [36]



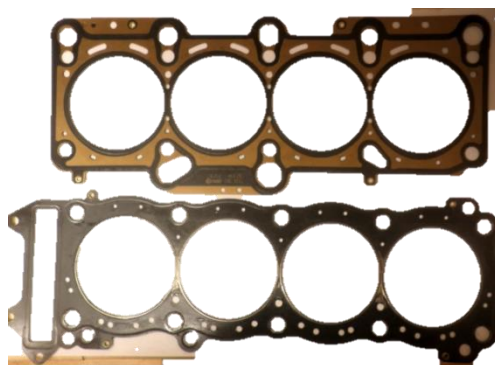
Obr.2.2 Motocyklový motor Hayabusa ve spojení s převodovkou MX5 NA [36]

Tento koncept je schůdný, ale přebudování motocyklového motoru na plnohodnotné použití v závodním automobilu je značně časově i finančně náročné. Mezi použitelné motocyklové motory, o kterých je známo, že vydrží přepínání, patří právě výše zmíněna Hayabusa a motor z Hondy CBR1100XX Blackbird. V případě realizace tohoto konceptu panují obavy, že by se mohl objevit problém i v motoru samotném, který na plnicí tlaky potřebné k dosažení stanoveného výkonu není dimenzovaný.



2.3 KOMBINACE VW BLOKU A HLAVY HAYABUSA

Hlava válců z motoru Suzuki GSX1300R Hayabusa nabízí jedno z nejdokonalejších proudění vzduchu v této objemové třídě, v rámci sériových produktů. Shodou náhod má blok z motoru EA888, koncernový 2.0 l FSI, stejnou rozteč válců a proto se nabízelo spojit tento blok s výše zmíněnou hlavou válců. Po důkladnějším zkoumání byla zjištěna řada problémů související s rozmístěním chladících kanálků a děr pro šrouby. I pokud by se vyřešil tento problém, bylo by nutno přepracovat rozvodový mechanismus. Problémy na sebe nenechaly dlouho čekat, protože rozmístění chladících kanálků v bloku kolidovalo s dírami pro šrouby v hlavě. Přepracování rozvodového mechanismu by také nebylo snadné, o zakázkové výrobě klikové hřídele a ojníc nemluvě. Navíc panují pochybnosti o odolnosti koncernových bloků při ojnicním poměru blízko motorům Formule 1.



Obr.2.3 Nahoře těsnění hlavy válců 2.0 FSI, dole Hayabusa [vlastní]

2.4 SNÍŽENÍ ZDVIHOVÉHO OBJEMU MOTORU HONDA B16A2

Od začátku preferované řešení konceptu bylo modifikovat motor Honda B16A2. Ačkoli se motor již 16 let nevyrábí, stále jich je dostatečné množství, včetně velké základny prodejců nabízejících sériové i závodní komponenty. Faktem je, že otáčky sériového motoru se pohybují běžně kolem 8000 min^{-1} a díky kované klikové hřídeli a celkově předdimenzovaným dílům snese i sériový motor s drobnými úpravami značné přeplňování, nominální výkon 380 kW není problém.

Aby byly zachovány zadané parametry, zdvih pístu musí být snížen o 20,4 mm při zachování stejného kompresního poměru. Nová, na zakázku vyrobená kliková hřídel a ojnice jsou samozřejmostí. Mnoho komponent lze převzít od prodejců nabízejících závodní úpravy těchto motorů, třeba nové písty, výztuhy válců, díly rozvodového mechanismu jako ventily, pružiny či vačkové hřídele, jejichž výběr bude přímo úměrný finančním možnostem zadavatele. Bude nezbytně nutné modifikovat mazací okruh, jak kvůli okruhu s turbodmychadlem, tak i proto, aby byla zajištěna dostatečná tloušťka olejového filmu v kluzných ložiscích při vysokých spalovacích tlacích. Výfukové svody generující minimální protitlak jsou také podmínkou k dosažení maximálních výkonových parametrů. Nejdůležitější ze všeho je ovšem správné nastavení řídicí jednotky, zejména palivových a předstihových map. Originální kompresní poměr 10,2:1 je značně vysoký na přeplňovaný motor a hrozí proto detonační spalování. To lze v první řadě ovlivnit správnou konstrukcí spalovacího prostoru, vlastnostmi použitého paliva, nastavením předstihu zapálení směsi a bohatostí směsi. Snížení kompresního poměru lze docílit volbou pístů pro přeplňované motory. [37]

Jako výchozí koncept pro úpravu byl vybrán právě tento motor. Pro další použití v této práci bude zmiňován jako B12A2.



3 POPIS MOTORU HONDA B16A2

Jedná se o zážehový pístový čtyřválcový řadový motor s DOHC rozvodem vyráběný v letech 1992-2000. Pro evropský trh byl nabízen ve vozidlech Honda Civic VTI a Honda del Sol. Patří do konstrukční rodiny série B, z nichž má nejmenší zdvihový objem. O přípravu směsi se stará elektronicky ovládané vícebodové vstřikování PGM-FI. [39]

Tab.3: *Parametry motoru:* [40], [41]

Zdvihový objem	1,595 l	
Kompresní poměr	10,2:1	
Vrtání x zdvih	81 x 77,4 mm	
Délka ojnice	134 mm	
Ojniční poměr	1,73	
Max. výkon	118 kW / 7600 min ⁻¹	
Max. točivý moment	152 Nm / 7500 min ⁻¹	
Omezovač otáček	8500 min ⁻¹	
Přepnutí ostré vačky	5600 min ⁻¹	
	sání	výfuk
Průměr ventilů	33,5 mm	28,5 mm
Průměr sedel ventilů	29,5 mm	24 mm
Zdvih ventilů	10,7 mm	9,4 mm
Otevření ventilu	10° BTDC*	45° BBDC*
Uzavření ventilu	40° ABDC*	10° ATDC*

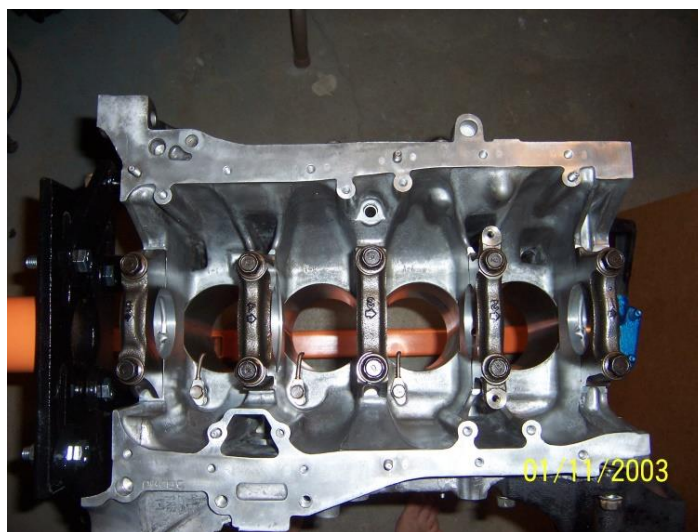
* TDC je anglický výraz pro horní úvrať (Top Dead Center), BDC pro dolní úvrať (Bottom Dead Center), písmeno B znamená „před“ (Before) a písmeno A „za“ (After). Zmíněné hodnoty platí pro ostrý profil VTEC vačky.



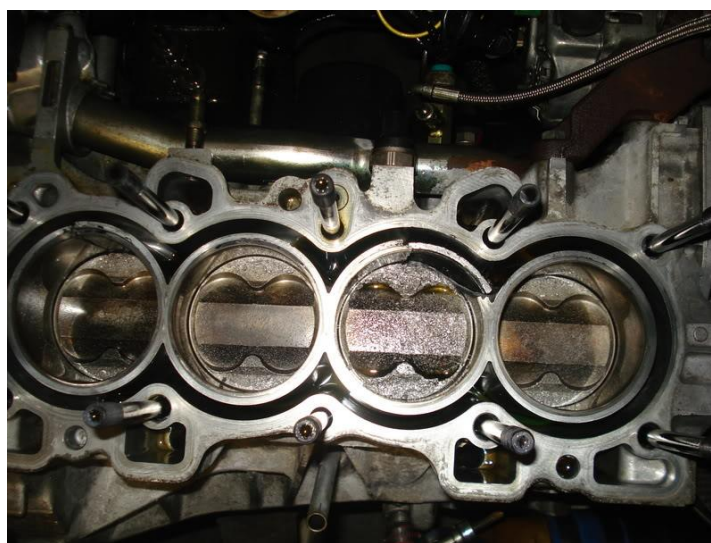
Obr.3.1 Motor Honda B16A2 [38]



Blok motoru je hliníkový, otevřený (open deck) se zalisovanými litinovými vložkami válců. Výška bloku je 263 mm. Kliková hřídel je usazena mezi pánví a blokem, ve kterém je centrální kanál pro mazání všech čtyř hlavních čepů. Na spodní části je usazena olejová vana.



Obr.3.2 Blok motoru B16A2, pohled od olejové vany [42]



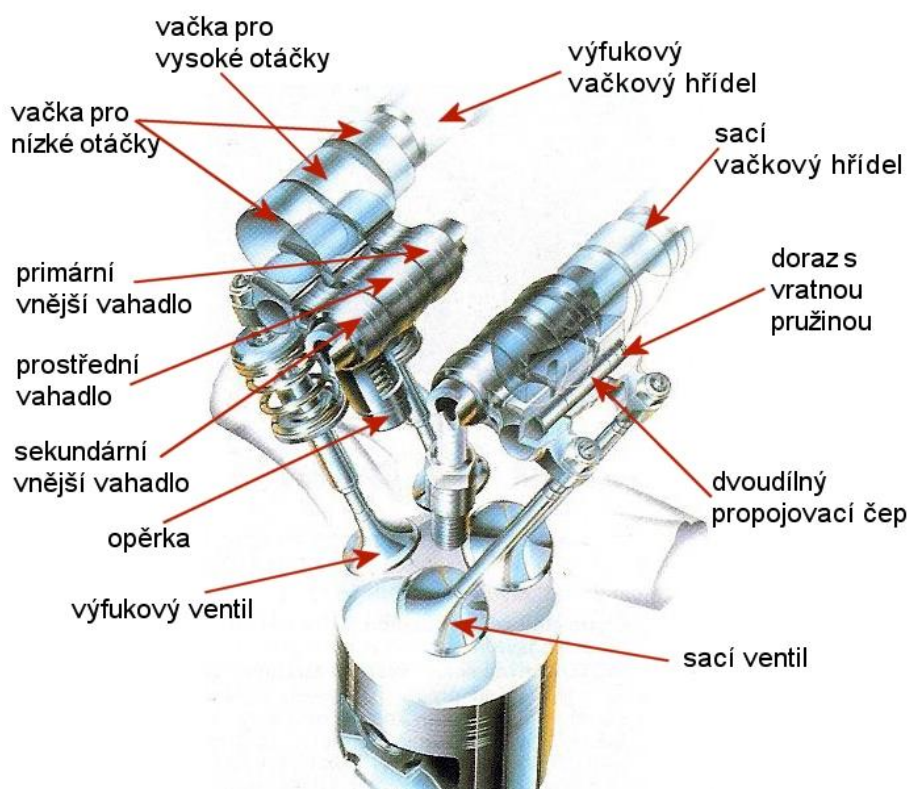
Obr.3.3 Blok motoru B16A2, pohled od hlavy válců [43]

Uvnitř klikové hřídele jsou šikmo příčně vyvrtány mazací kanály pro mazání ojnicích čepů. Kluzná ložiska jsou z výroby tříděna podle tolerancí, které se určují z tabulky podle průměru oka ojnice, děr v uchycení kliky a podle průměru hlavních a ojnicích čepů. Každá díra i čep je z výroby změřen, poblíž něj vyražena toleranční značka (číslíce 1 - 4 nebo písmeno A – D) a podle těchto čísel se volí přesné kluzné ložisko (barevně označeno) pro vymezení předepsané vůle, která má zásadní vliv na životnost uložení. Mazání zajišťuje trochoidní čerpadlo s průtokem 45 l/min, umístěné na straně rozvodů a centrální řemenice pro pohon příslušenství. Vnitřní rotor čerpadla je nasazen přímo na tvarovém prvku konce klikové hřídele. Rozvod motoru zajišťuje ozubený řemen s manuálně napínací kladkou, jenž pohání vodní čerpadlo. [41]



Hlava válců má dvě vačkové hřídele s ovládající zvlášť sací i výfukové ventily skrz vahadla. Ventilové vůle se nastavují ručně listovými měrkami a šroubením. Tato hlava obsahuje variabilní systém časování ventilů VTEC. [41]

U čtyřventilového motoru s pevným nastavením ventilového rozvodu ovládá každá vačka své příslušné vahadlo a obě vačky jsou na hřídeli od sebe odděleny volným prostorem. U systému VTEC DOHC je v tomto prostoru umístěna třetí vačka s vlastním vahadlem. V nižších a středních otáčkách jsou sací i výfukové ventily ovládány pomocí krajních vaček a jejich vahadel. Každý ventil má však jiný zdvih (sací 5,0 a 8,0 mm / výfukové 4,5 a 7,5 mm) a díky tomu proudí směs převážně okolo více otevřeného ventilu, čímž vyvolává intenzivní víření ve spalovacím prostoru a příznivě tak ovlivňuje spalovací proces. Tento efekt umožňuje spalování chudé směsi a přispívá tak k nízké spotřebě paliva, zároveň se však podílí na příznivém průběhu točivého momentu. [4]



Obr.3.4 Systém VTEC motoru B16A2 [4]

Hydraulicky ovládaný propojovací čep je uložen ve vahadlech. Ty jsou propojeny v okamžiku, který určuje řídicí jednotka motoru v závislosti na otáčkách, teplotě chladicí kapaliny, rychlosti jízdy a zatížení motoru. Děje se tak v rozmezí 4800-5600 min⁻¹. Řídicí jednotka vyše pokyn elektromagnetickému ventilu, čímž otevře obvod tlakového oleje, jenž posune propojovací čep, a všechna tři vahadla se pevně spojí. Jejich pohyb je ovšem nyní určován prostřední vačkou s ostrým profilem (zdvih sacího ventilu 10,7 mm a 9,4 mm pro výfukový). Krajní vačky v tuto chvíli nezabírají. Propojení pák a tedy změna profilu ovládací vačky trvá pouze 0,02 sekundy. Při snížení otáček jednotka sníží tlak působící na spojovací čep a ten se působením vratné pružiny vrací do svoji výchozí polohy a ventily se opět otevírají v závislosti na profilu vaček pro nízké otáčky. [4]



3.1 SPOLUPRÁCE TURBODMYCHADLA A MOTORU

Takzvaný „turbomatching“, znamená sladění pracovních oblastí spalovacího motoru a turbodmychadla tak, aby byly zachovány dynamické vlastnosti motoru a účinnost celého systému dosahovala co nejvyšších hodnot. Turbodmychadla, na rozdíl od kompresorů (**kapitola 1.5.3**) pracují nezávisle na otáčkách motoru. Jejich rychlost otáčení závisí pouze na okamžitém stavu rovnováhy spolupráce se spalovacím motorem. Nevhodně zvolená kombinace tak může vést k provozu mimo ideální pracovní oblast, což v případě překročení maximální rychlosti otáčení rotorové skupiny nebo provozu za mezí pumpování znamená destrukci turbodmychadla. Osazování motoru náhodně vybranými turbodmychadly a následně vzájemně porovnávat dosažené výkony proto není žádoucí cesta.

V rámci motorů 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 plnicího vzduchu a efektivně zužít tlakový spád palin.

V případě, že je upravován již přepřínovaný motor s cílem optimalizovat spolupráci obou strojů, není nic snazšího než získat při testu na válcové zkušební data o hmotnostním průtoku vzduchu na vstupu do sání, teploty a tlaky před a za kompresorem, turbínou a před sacími kanály. Z nich lze sérií výpočtů získat závislost tlakového poměru (stlačení) kompresoru na redukovaném hmotnostním toku kompresorem. Vzhledem k tomu, že kompresorové mapy různých výrobců bývají veřejně dostupné, lze tuto vypočtenou závislost porovnat s pracovními oblastmi kompresorové charakteristiky a vybrat tak optimální kompresor. Z energie pro pohon kompresoru se vypočte optimální velikost turbíny a následně se vybere či sestaví ideální turbodmychadlo pro danou aplikaci.

Pokud se připravuje přepřínování motoru původně s přirozeným sáním, je možnou cestou provést návrhový analytický výpočet pomocí ideálních termodynamických cyklů a na jeho základě vybrat vhodné turbodmychadlo. V dnešní době nahradil analytické výpočty matematický software, který je schopen přes grafické rozhraní simulovat termodynamické procesy ve spalovacím motoru, včetně spolupráce s turbodmychadlem. Samotný návrh začíná definicí požadovaných provozních vlastností motoru (zejména výkonu), který v návaznosti na odhad celkové účinnosti udává velikost potřebného hmotnostního průtoku plnicího vzduchu. Velikost potřebného stlačení vzduchu protékajícího kompresorem lze při odhadu plnicí účinnosti stanovit výpočtem požadované hustoty plnicího vzduchu. Hmotnostní průtok vzduchu a požadovaný tlakový poměr udává teoretický příkon kompresoru, kterému pak musí vyhovět efektivní výkon turbíny v daném pracovním bodě.

V této práci autor nejprve spočítá předběžný návrh kompresoru, na jehož konci předběžně vybere sériově vyráběné turbodmychadlo. Poté sestaví termodynamickou simulaci v jednom, či nezávisle na sobě ve více programech. Na základě těchto dat bude možné spolehlivě určit optimální turbodmychadlo. V případě nedostatečného výkonu bude provedena simulace vícestupňového přepřínování.



4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET TURBODMYCHADLA

Návrhový výpočet slouží pro přibližnou volbu turbodmychadla. Ze zvoleného průběhu točivého momentu se dopočítá křivka tlakového poměru (stlačení) vzduchu a hmotnostní tok vzduchu v kompresoru. Tyto hodnoty se vykreslí do charakteristik kompresoru a posoudí se vhodnost daného turbodmychadla. Výpočet, včetně vykreslení grafů byl sestaven v programu MS Excel (součást přílohového CD). Výpočet byl korigován na základě zdroje [47].

4.1 VSTUPNÍ VÝPOČTOVÉ PARAMETRY

Konstrukční parametry koncepčního motoru Honda B12A2

Počet válců:	$n_v = 4$
Vrtání válce:	$D_v = 81 \text{ mm}$
Zdvih válce:	$H_v = 57 \text{ mm}$
Zdvihový objem:	$V_z = 1,175 \text{ l}$
Délka ojnice:	$L_{oj} = 154,4 \text{ mm}$
Ojniční poměr:	$\lambda_{oj} = \frac{L_{oj}}{H_v} = 2,709$
Kompresní poměr:	$\varepsilon_z = 10,2$
Stupeň zvýšení tlaku:	$v = 3,5$
Taktnost čtyřdobého motoru:	$\tau = 2$

Volené parametry dle literatury

Exponent polytropy komprese:	$n_1 = 1,35$
Exponent polytropy expanze:	$n_2 = 1,28$
Součinitel plnosti cyklu:	$\phi = 0,96$
Hustota vzduchu vstupujícího do kompresoru:	$\rho_{1K} = 1,15 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Součinitel znečištění spal. pr. od reziduálních plynů:	$\phi_{rez} = 1$

Okolní podmínky

Atmosférický tlak:	$p_{atm} = 97,5 \text{ kPa}$
Teplota prostředí:	$t_{atm} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$



Použité konstanty

Plynová konstanta vzduchu:

$$r = 289 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Plynová konstanta spalín:

$$r_s = 293 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Exponent adiabaty:

$$\kappa = 1,4$$

Exponent adiabaty spalín:

$$\kappa_s = 1,35$$

Univerzální plynová konstanta:

$$R = 8314,3 \text{ J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

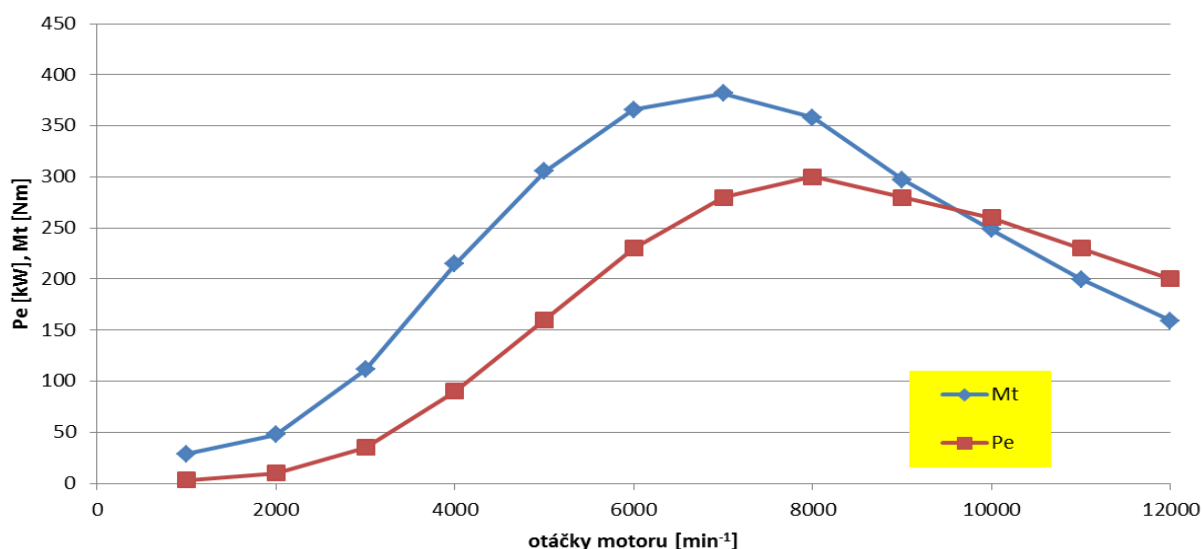
4.2 VOLBA POŽADOVANÉ CHARAKTERISTIKY MOTORU

Vzhledem k požadovaným výkonovým charakteristikám (maximální výkon cca 300 kW), bude muset být zvolen jistý kompromis, co se týče výběru vhodného turbodmychadla. Ideální by bylo zajistit optimální plnění v celém spektru otáček motoru. V tomto konkrétním případě (příliš malý zdvihový objem) nelze docílit toho, aby jediné turbodmychadlo plnilo motor dostatečně v nízkých otáčkách (nízký průtok vzduchu = relativně malé turbodmychadlo) a zároveň v otáčkách maximálního výkonu. Ten je prioritní, návrhové výpočty proto budou dimenzovány s ohledem na relativně nízké výkonové požadavky v nízkých otáčkách a plochý točivý moment v otáčkách vysokých.

4.2.1 NÁVRH PRŮBĚHU TOČIVÉHO MOMENTU

Průběh momentové charakteristiky motoru byl zvolen tak, aby teoretický efektivní výkon dosahoval hodnoty 300 kW v 8000 min^{-1} a točivého momentu 382 Nm v 7000 min^{-1} . Ačkoli je odhad proveden až do otáček 12000 min^{-1} , reálný provoz při závodech se předpokládá v rozmezí $4000 - 9000 \text{ min}^{-1}$. Vzhledem k vysokým otáčkám bude nezbytné navrhnout co nejlehčí klikovou hřídel, ojnice a použít odlehčené písty, setrvačnick a komponenty rozvodového mechanismu. Přepočet teoretického efektivního výkonu na točivý moment:

$$M_t = \frac{P_{e_navrh}}{\omega_{kl}} = \frac{P_{e_navrh}}{2 \cdot \pi \cdot n_{kl}} \quad [\text{Nm}] \quad (4.1)$$



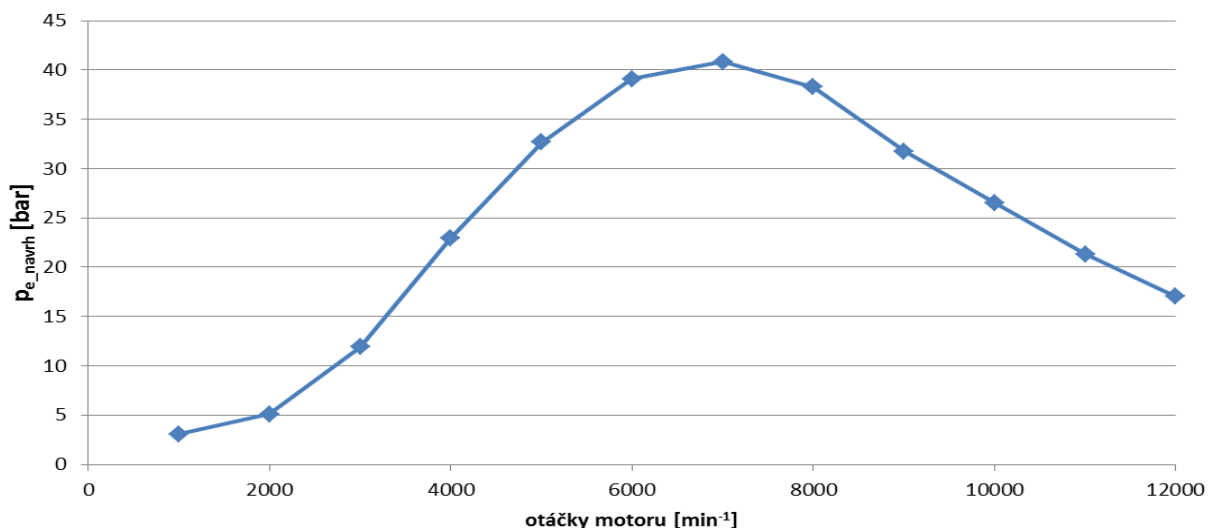
Obr.4.1 Graf zvoleného průběhu točivého momentu a efektivního výkonu



4.2.2 STANOVENÍ NÁVRHOVÉHO EFEKTIVNÍHO TLAKU

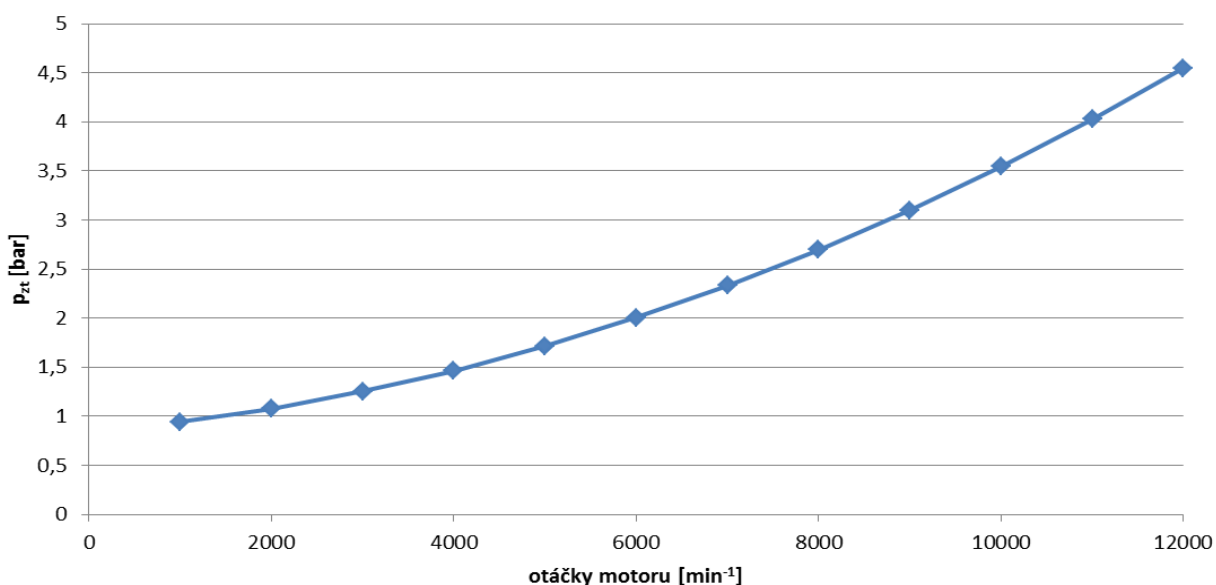
$$p_{e_navrh} = \frac{P_{e_navrh} \cdot \tau \cdot 60}{V_z \cdot n_{kl}} \quad [Pa] \quad (4.2)$$

Kde hodnota „60“ znamená přepočet otáček na s^{-1} .



4.2.3 PRŮBĚH MECHANICKÉ ÚČINNOSTI MOTORU

Pro stanovení mechanické účinnosti je nutno znát velikost třecích ztrát, jejichž měření je na dosud neexistujícím motoru nereálné. Odhad třecích ztrát byl proveden pomocí nástavbového modulu Friction Estimator Tool ze simulačního programu Lotus Engine Simulation, kde bylo nutno zadat parametry jako vrtání a zdvih válce, kompresní poměr, počet válců, typ rozvodu, zdvih ventilů, pracovní otáčky, teplotu a typ motorového oleje, průměry a počet uložení klikové hřídele a vačkové hřídele.

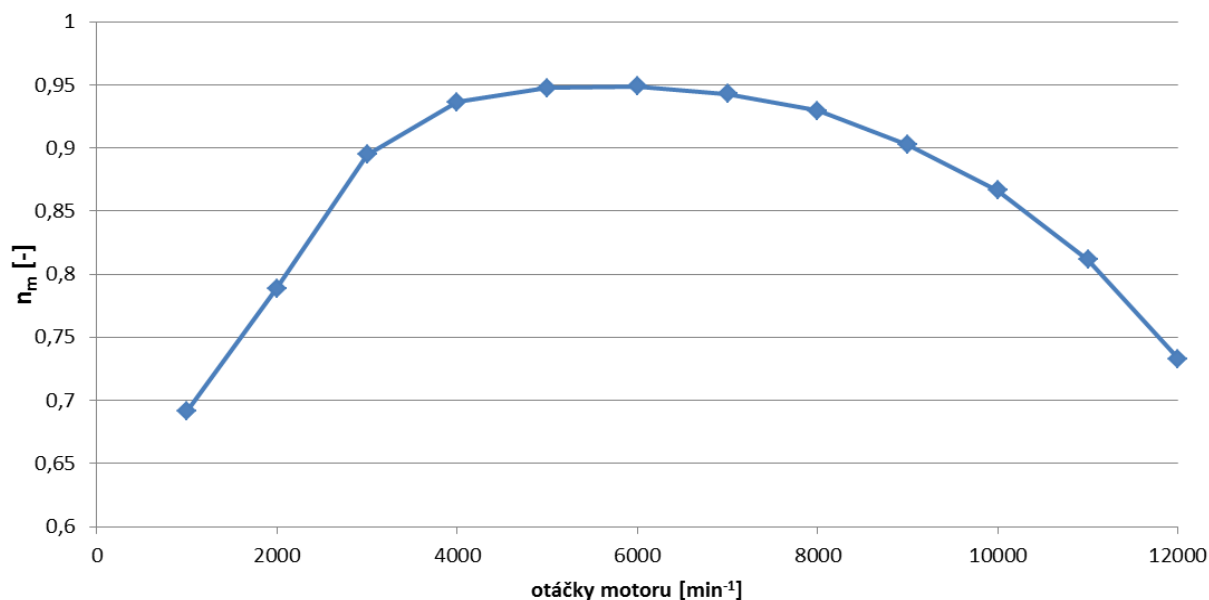


Obr.4.3 Graf průběhu třecího ztrátového tlaku



Mechanická účinnost se určí jako podíl teoretického efektivního tlaku sníženého o třecí ztrátový tlak vůči původnímu teoretickému efektivnímu tlaku.

$$n_m = \frac{p_{e_navrh} \cdot p_{zt}}{p_{e_navrh}} [-] \quad (4.3)$$

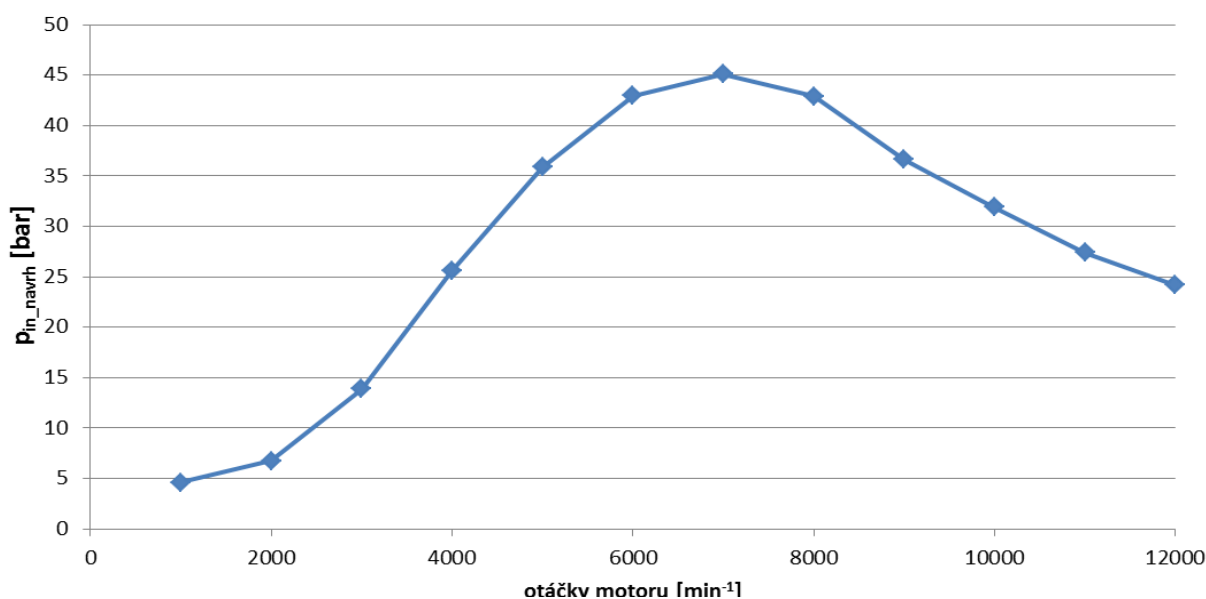


Obr.4.4 Graf průběhu mechanické účinnosti

4.2.4 VÝPOČET STŘEDNÍHO INDIKOVANÉHO NÁVRHOVÉHO TLAKU

Indikovaný návrhový tlak je zvětšen oproti efektivnímu návrhovému tlaku vlivem mechanických ztrát motoru a korigovaného součinitele plnosti cyklu.

$$p_{in_navrh} = \frac{p_{e_navrh}}{n_m \cdot \phi} [Pa] \quad (4.4)$$



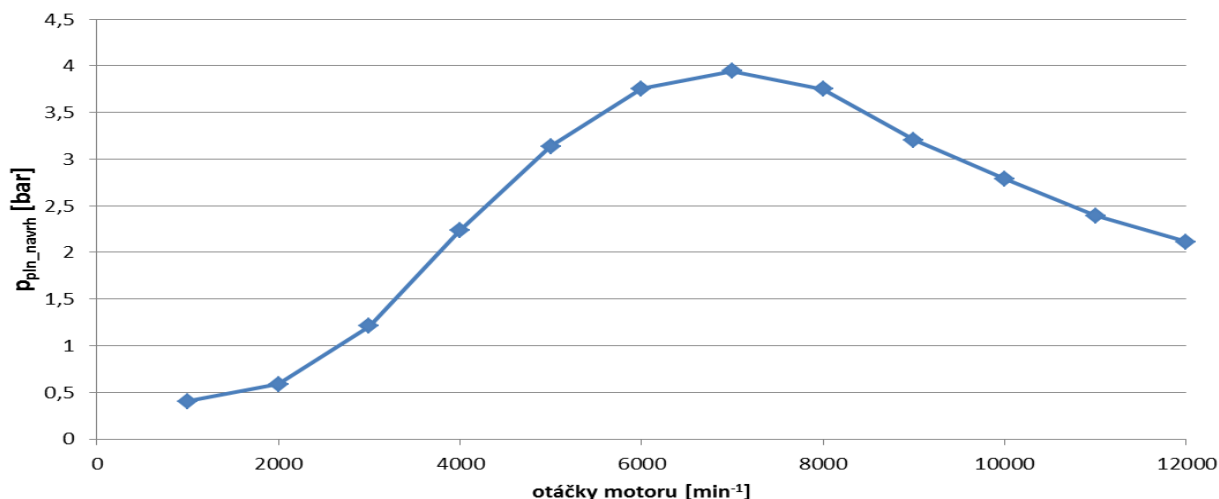
Obr.4.4 Graf průběhu středního indikovaného návrhového tlaku



4.2.5 VÝPOČET PLNÍČÍHO TLAKU NA VSTUPU DO MOTORU

Návrhový tlak získáme odečtením práce polytropické komprese od práce při polytropické expanzi. Pak můžeme tyto hodnoty vyjádřit jako funkci tlaku při začínající kompresi a odtud získáme maximální plnicí tlak na konci sacího zdvihu. Ztráty prouděním se zanedbávají.

$$p_{pln_navrh} = \frac{p_{in_navrh}}{\frac{\varepsilon_z^{n_1}}{\varepsilon_z - 1} \cdot \left[\left(\frac{v}{n_2 - 1} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_z^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_z^{n_1 - 1}} \right) \right]} \quad [Pa] \quad (4.5)$$

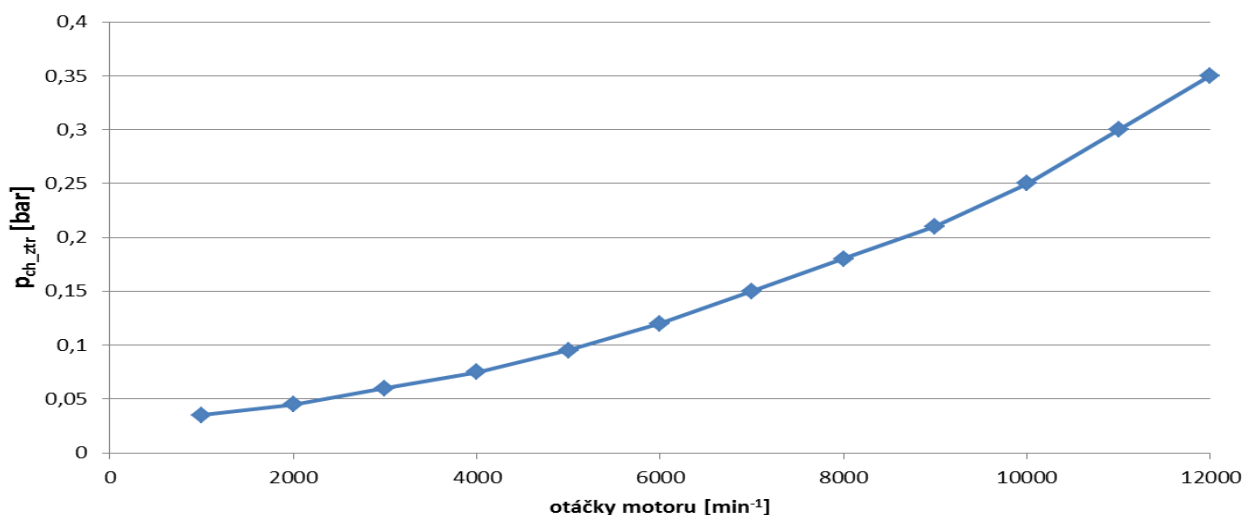


Obr.4.5 Graf průběhu plnicího tlaku na počátku komprese

4.2.6 TLAKOVÁ ZTRÁTA V MEZICHLADIČI STLAČENÉHO VZDUCHU

Mezichladič stlačeného vzduchu je nezbytný pro snížení teploty plnicího vzduchu, která přímo ovlivňuje hustotu a tedy i množství vzduchu, jež je možné do spalovacího prostoru dopravit. Oproti tomu klade vzduchu odpor, který se s objemovým průtokem zvyšuje a snižuje tak výsledný plnicí tlak. Tlakovou ztrátu je proto nutno zahrnout do výpočtu.

Tlaková ztráta byla zvolena na základě vlastních zkušeností autora, manuálu simulačního programu GT-Power a několika externích zdrojů. [22], [47], [48]



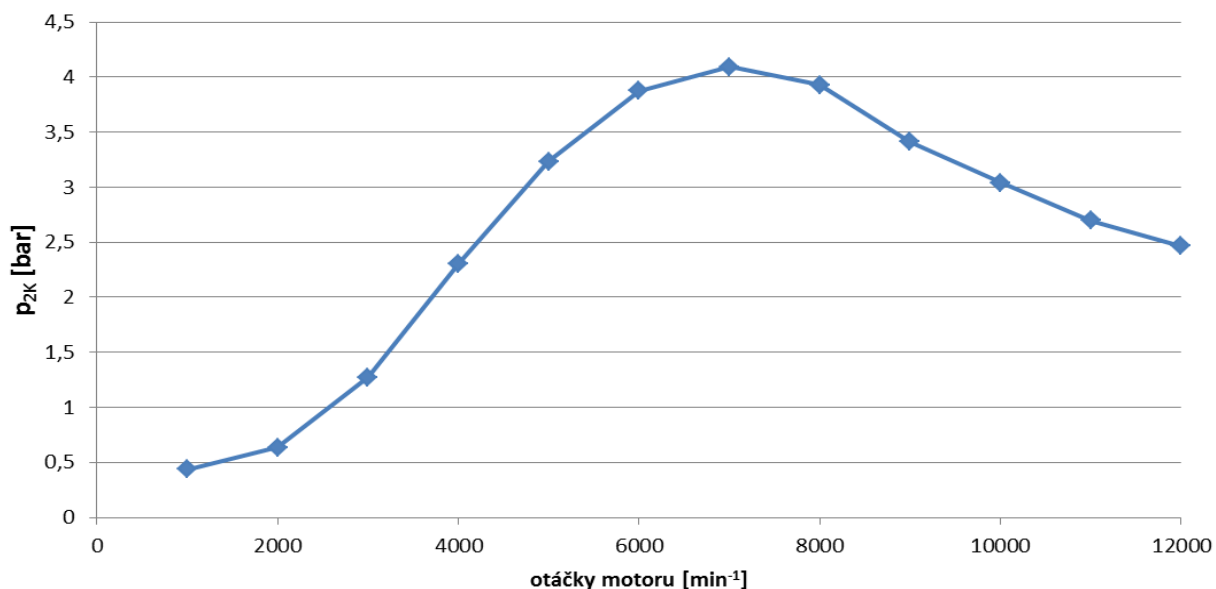
Obr.4.6 Graf průběhu tlakové ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu



4.2.7 VÝPOČET POTŘEBNÉHO TLAKU ZA KOMPRESOREM

Jedná se o součet plnicího tlaku na začátku komprese a tlakové ztráty mezichladiče stlačeného vzduchu.

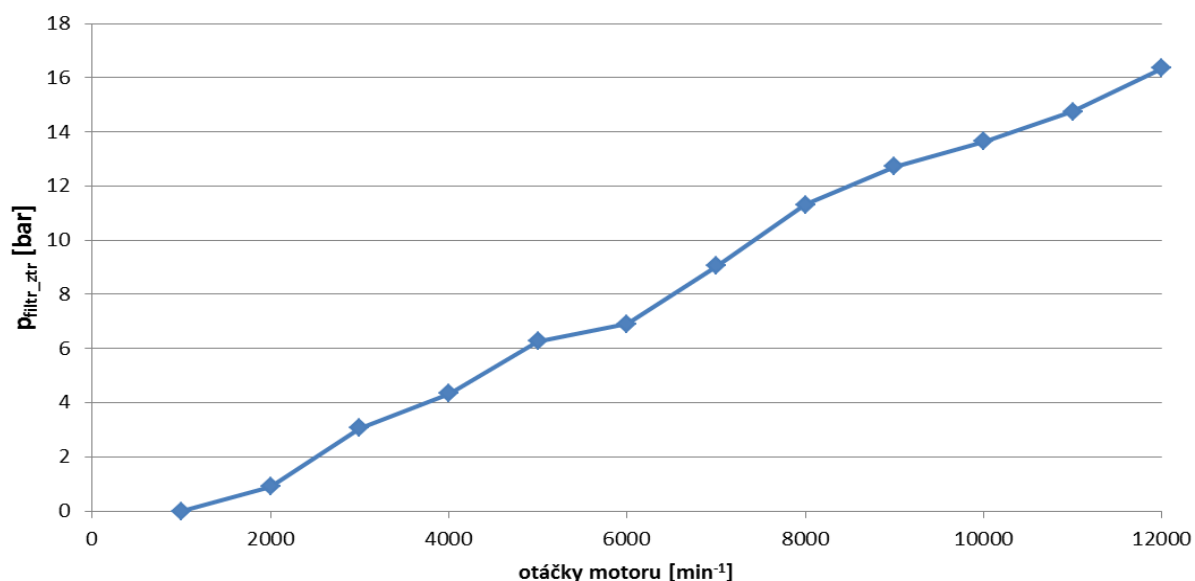
$$p_{2K_navrh} = p_{pln_navrh} + p_{ch_ztr} \quad [Pa] \quad (4.6)$$



Obr.4.7 Graf průběhu potřebného tlaku za kompresorem

4.2.8 TLAKOVÁ ZTRÁTA PŘED KOMPRESOREM

Tlaková ztráta v sacím traktu je generována filtrem vzduchu, který je ovšem nutný pro bezpečnost motoru. Data byla zvolena na základě vlastních zkušeností autora, manuálu simulačního programu GT-Power a několika externích zdrojů. [49], [50]



Obr.4.8 Graf průběhu tlakových ztrát před kompresorem



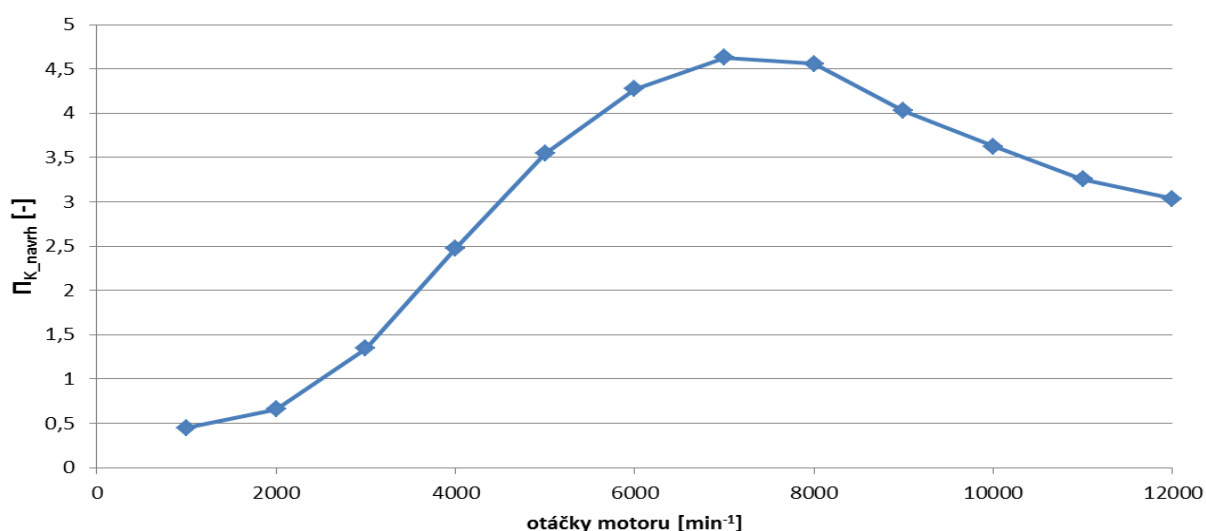
4.3 VÝPOČET PARAMETRŮ KOMPRESORU

4.3.1 TLAKOVÝ POMĚR V KOMPRESORU

K výpočtu se využije poměr tlaku za kompresorem k tlaku před kompresorem (pressure ratio). Ten se určí jako rozdíl atmosférického tlaku a tlakové ztráty od filtru vzduchu v sacím traktu.

$$p_{1K_navrh} = p_{atm} - p_{filtr_ztr} [Pa] \quad (4.7)$$

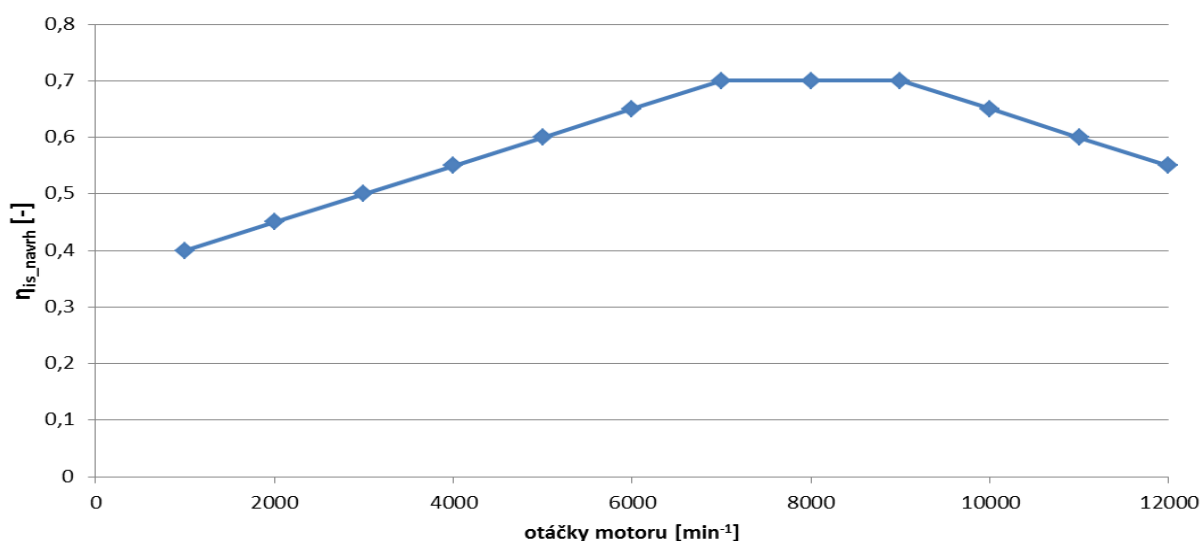
$$\Pi_{K_navrh} = \frac{p_{2K_navrh}}{p_{1K_navrh}} [-] \quad (4.8)$$



Obr.4.9 Graf průběhu tlakových ztrát před kompresorem

4.3.2 ISOENTROPICKÁ ÚČINNOST KOMPRESORU

Jedná se o charakteristiku kompresoru, která je uváděna výrobcí turbodmychadel v kompresorové mapě jako tzv. vrstevnice účinnosti (efficiency islands). Data byla zvolena na základě vlastních zkušeností autora, manuálu simulačního programu GT-Power a několika externích zdrojů. [22], [50]



Obr.4.10 Graf průběhu isoentropické účinnosti kompresoru



4.3.3 VÝPOČET TEPLoty NASÁVANÉHO VZDUCHU ZA KOMPRESOREM

Teplota za kompresorem je vypočtena v závislosti na isoentropické účinnosti a teplotní spád přes kompresor ΔT_K je určen vztahem: [18]

$$\Delta T_K = \frac{T_{1K_navrh}}{\eta_{is_navrh}} \cdot \left(\Pi_{K_navrh}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) [K] \quad (4.9)$$

Výstupní teplota z kompresoru je poté dána vztahem:

$$T_{2K_navrh} = T_{1K_navrh} + \Delta T_K [K] \quad (4.10)$$

4.3.4 VÝPOČET TEPLoty NASÁVANÉHO VZDUCHU NA VSTUPU DO MOTORU

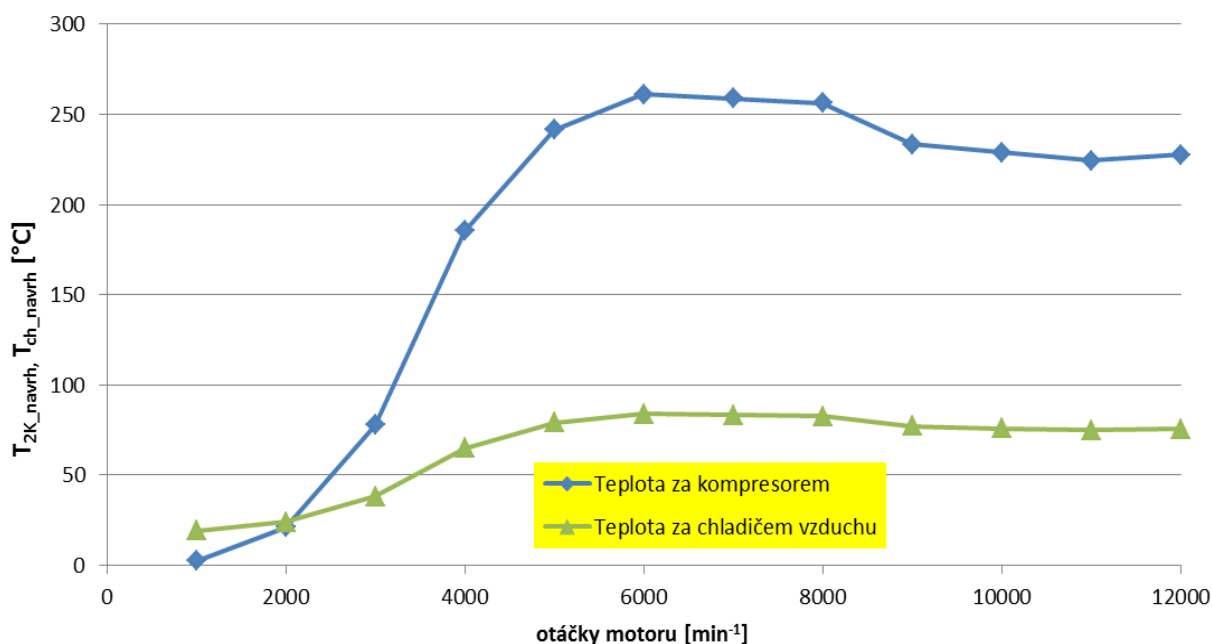
Teplotní spád ΔT_{ch_navrh} v mezichladiči stlačeného vzduchu lze určit z následujícího vztahu:

$$\Delta T_{ch_navrh} = \eta_{ch_navrh} \cdot (T_{2K_navrh} - t_{atm}) [K] \quad (4.11)$$

Kde η_{ch_navrh} značí účinnost mezichladiče. Ta byla odhadnuta na konstantní hodnotu 0,75, jež je na spodní hranici v praxi používaných (a správně dimenzovaných) mezichladičů. [18]

Teplota vzduchu na vstupu do motoru bude rozdíl teploty za kompresorem a teplotního spádu v mezichladiči stlačeného vzduchu:

$$T_{pln_navrh} = T_{2K_navrh} - \Delta T_{ch_navrh} [K] \quad (4.12)$$

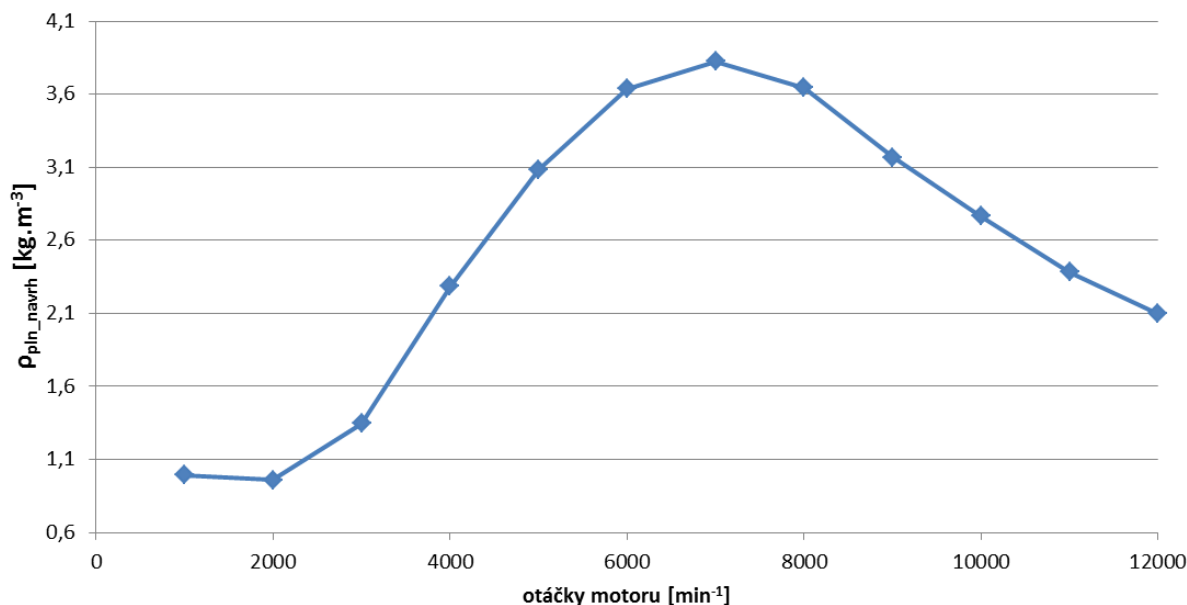


Obr.4.11 Graf průběhu teplot vzduchu za kompresorem a před vstupem do motoru



4.3.5 VÝPOČET HUSTOTY PLNÍČÍHO VZDUCHU

$$\rho_{pln_navrh} = \frac{p_{pln_navrh}}{r \cdot T_{pln_navrh}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (4.12)$$



Obr.4.12 Graf průběhu hustoty plnicího vzduchu

4.4 VÝPOČET PARAMETRŮ PRACOVNÍ LÁTKY

Jako výchozí použité palivo byl vybrán benzin BP 100 Racing Fuel. Dá se očekávat, že paliva s oktanovým číslem 100 budou mít podobné vlastnosti. Chemický vzorec oktanu je C_8H_{18} . Pro určení následujících vlastností paliva byly použity informace z knihovny paliv v simulačním programu GT-Power, které vychází ze zdroje [53] a údaje byly ověřeny ze specifikace výrobce. [51], [52]

Molární hmotnost paliva:

$$\mu_{BP100} = 114,22 \quad [kg \cdot kmol^{-1}]$$

Relativní atomové hmotnosti prvků:

$$C = 12,01 \quad [g \cdot mol^{-1}]$$

$$H = 1,01 \quad [g \cdot mol^{-1}]$$

Molární složení – zanedbán zvýšený obsah síry a olova:

$$C = 0,841 \quad [kmol \cdot kg^{-1}]$$

$$H = 0,159 \quad [kmol \cdot kg^{-1}]$$

$$C + H = 1 \quad [kmol \cdot kg^{-1}]$$

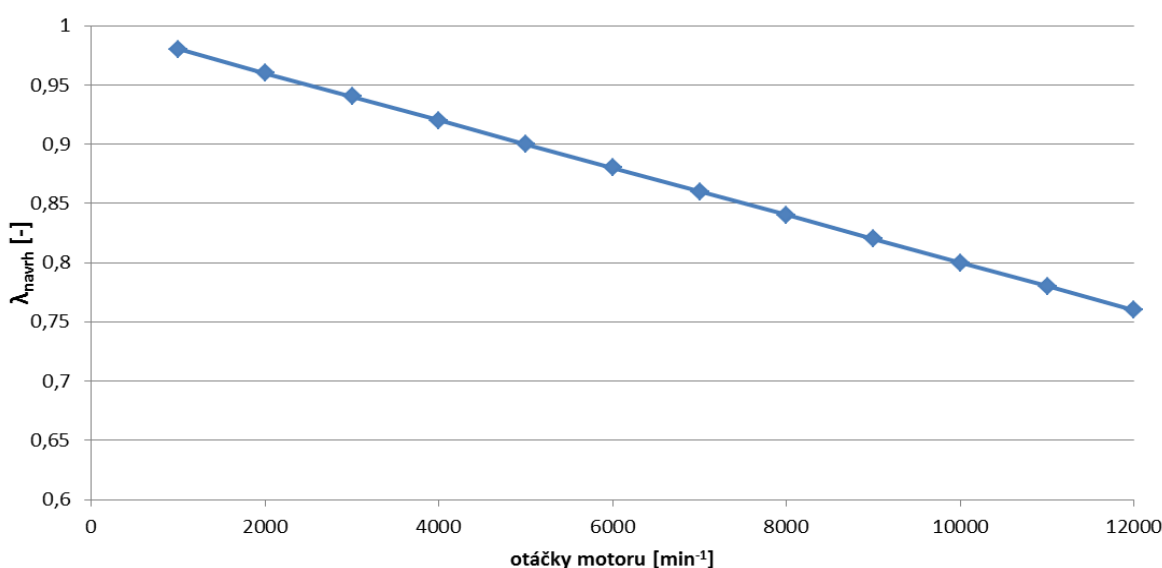


Teoretické molární množství vzduchu připadající na 1 kg paliva:

$$M_{BP100} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = 0,523 \text{ [kmol} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.13)$$

4.4.1 SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU

Pro návrhový součinitel přebytku vzduchu λ_{navrh} byl zvolen lineární klesající průběh (bohatší směs) vzhledem k faktu, že směs pro maximální výkon musí být bohatší na benzin. Bohatší směs navíc odebírá teplo spalovacímu prostoru a motor je méně náchylný k detonačnímu hoření. Standardně se spalovací motory konstruuje pro provoz na $\lambda = 1$, kvůli vyvážené produkci škodlivých výfukových plynů a spotřebě paliva, což není případ tohoto konceptu závodní aplikace.



Obr.4.13 Graf průběhu návrhového součinitele přebytku vzduchu

4.4.2 SKUTEČNÉ MOLÁRNÍ MNOŽSTVÍ VZDUCHU PŘIPADAJÍCÍ NA 1 KG PALIVA

$$M_{smes} = \lambda_{navrh} \cdot M_{BP100} + \frac{1}{\mu_{BP100}} \quad (4.14)$$

Molární hmotnost vzduchu:

$$\mu_{vzduch} = 28,96 \text{ [kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$$

Teoretický směšovací poměr:

$$\sigma_{BP100} = M_{BP100} \cdot \mu_{vzduch} = 15,146 [-] \quad (4.15)$$

Teoretický směšovací poměr odpovídá stechiometrické směsi udávané výrobcem paliva $\sigma_{BP100_base} = 15$. Obvyklý teoretický směšovací poměr benzínu BA – 95N odpovídá 14,7. [50], [51], [52]



4.5 VÝPOČET TEPLoty SMĚSI NA KONCI PLNĚNÍ VÁLCE

(4.15)

Měrná tepelná kapacita vzduchu:

$$c_{p_vzduch} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r = 1,0115 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (4.16)$$

Měrná tepelná kapacita spalín:

$$c_{p_rez} = \frac{n_1}{n_1 - 1} \cdot r = 1,1301 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (4.17)$$

4.5.1 TEPLota REZIDUÁLNÍCH VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Vzhledem k obtížnému měření byl zvolen lineární průběh: [22], [50]

$$T_{rez_1000} = 1050 \text{ [K]}$$

$$T_{rez_9000} = 1250 \text{ [K]}$$

$$T_{rez_navrh} = T_{rez_1000} + \frac{T_{rez_9000} - T_{rez_1000}}{9000 - 1000} \cdot (n_{kl} - 1000) \text{ [K]} \quad (4.18)$$

4.5.2 PŘEDPOKLÁDANÝ TLAK REZIDUÁLNÍCH VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Vzhledem k obtížnému měření byl zvolen lineární průběh: [22], [50]

$$p_{rez_1000} = 1,8 \text{ [bar]}$$

$$p_{rez_9000} = 3,6 \text{ [bar]}$$

$$p_{rez_navrh} = p_{rez_1000} + \frac{p_{rez_9000} - p_{rez_1000}}{9000 - 1000} \cdot (n_{kl} - 1000) \text{ [Pa]} \quad (4.19)$$

4.5.3 OHŘÁTÍ SMĚSI O STĚNY VÁLCE

$$T_{\Delta val_1000} = 3 \text{ [K]}$$

$$T_{\Delta val_9000} = 21 \text{ [K]}$$

$$T_{\Delta val_navrh} = T_{\Delta val_1000} + \frac{T_{\Delta val_9000} - T_{\Delta val_1000}}{9000 - 1000} \cdot (n_{kl} - 1000) \text{ [K]} \quad (4.20)$$

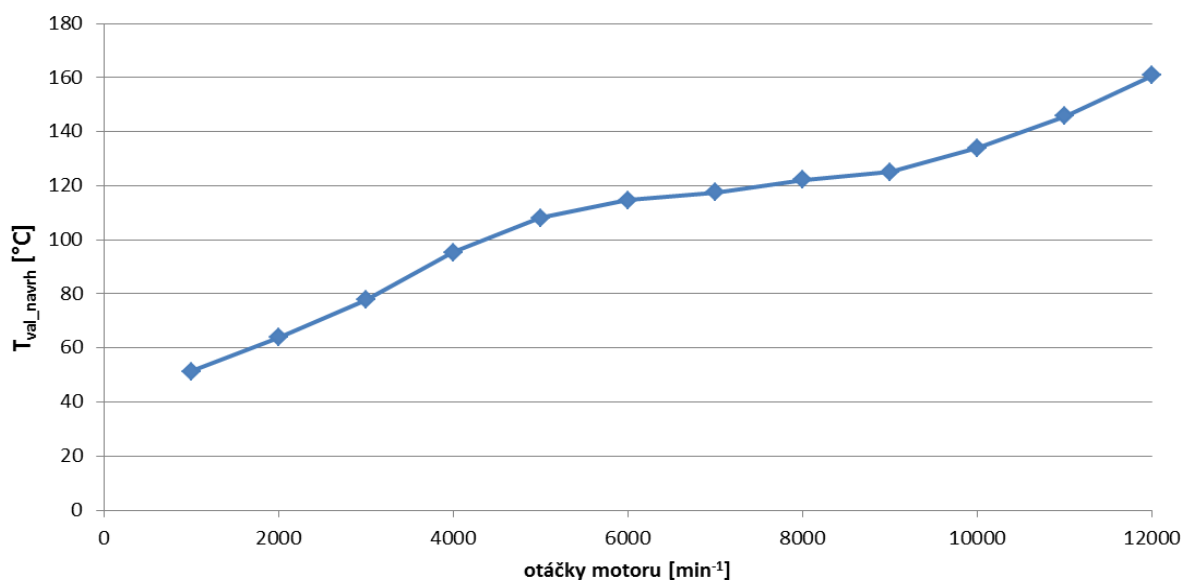
4.5.4 KOEFICIENT REZIDUÁLNÍCH VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

$$\gamma_{rez} = \frac{T_{p\ln_navrh} + T_{\Delta val_navrh}}{T_{spal_navrh}} \cdot \frac{p_{rez_navrh} \cdot \phi_{rez}}{\varepsilon_z \cdot p_{p\ln_navrh} - p_{rez_navrh}} \quad [-] \quad (4.21)$$



4.5.5 TEPLOTA SMĚSI NA KONCI PLNĚNÍ VÁLCE BEZ ODVODU TEPLA

$$T_{val_navrh} = \frac{T_{pln_navrh} + T_{\Delta val_navrh} + \gamma_{rez} \cdot T_{rez_navrh} \cdot \frac{c_{p_vzduch}}{c_{p_rez}}}{1 + \gamma_{rez}} \quad [K] \quad (4.22)$$



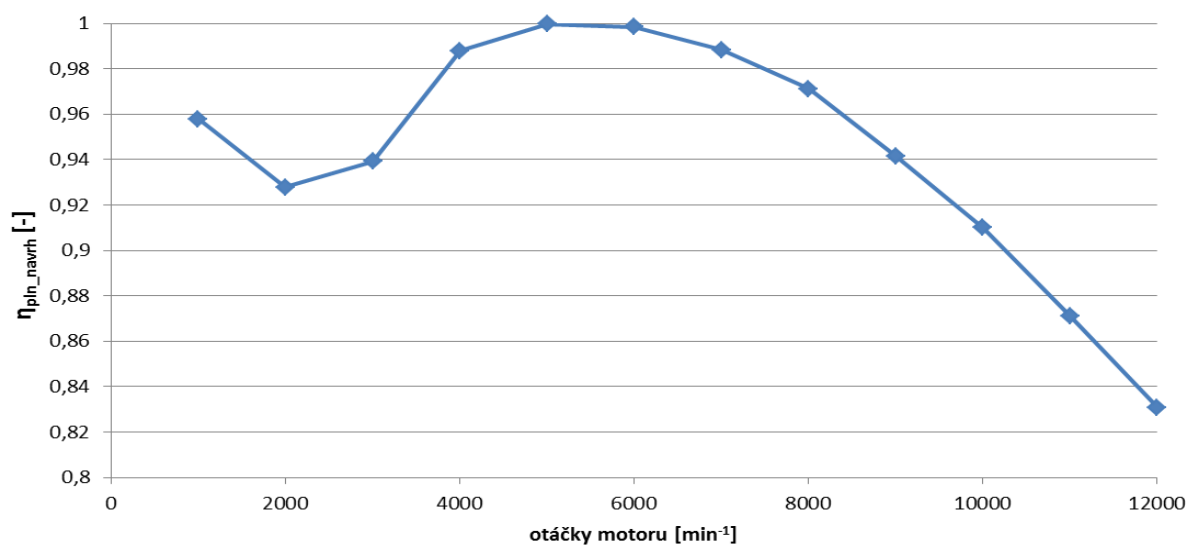
Obr.4.14 Graf průběhu teploty směsi na konci plnění válce bez odvodu tepla

4.6 VOLBA KOMPRESORU TURBODMYCHADLA

4.6.1 VÝPOČET PLNÍČÍ ÚČINNOSTI

Platí v případě zanedbání třecích ztrát vzniklých prouděním.

$$\eta_{pln_navrh} = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_z - 1} \cdot \frac{T_{pln_navrh}}{T_{val_navrh} \cdot (1 + \gamma_{rez})} \quad [-] \quad (4.23)$$



Obr.4.15 Graf průběhu návrhové plnicí účinnosti



4.6.2 TEORETICKÁ MĚRNÁ SPOTŘEBA PALIVA

Značena též jako BSFC (Brake Specific Fuel Consumption).

$$BSFC = \eta_{pln_navrh} \cdot \frac{\rho_{pln_navrh}}{\sigma_{BP100} \cdot P_{e_navrh} \cdot \lambda_{navrh}} [g \cdot kW^{-1} \cdot hod^{-1}] \quad (4.24)$$

4.6.3 SPECIFICKÁ EFEKTIVNÍ SPOTŘEBA VZDUCHU

$$\dot{m}_k = V_z \cdot \eta_{pln_navrh} \cdot \rho_{pln_navrh} [kg] \quad (4.25)$$

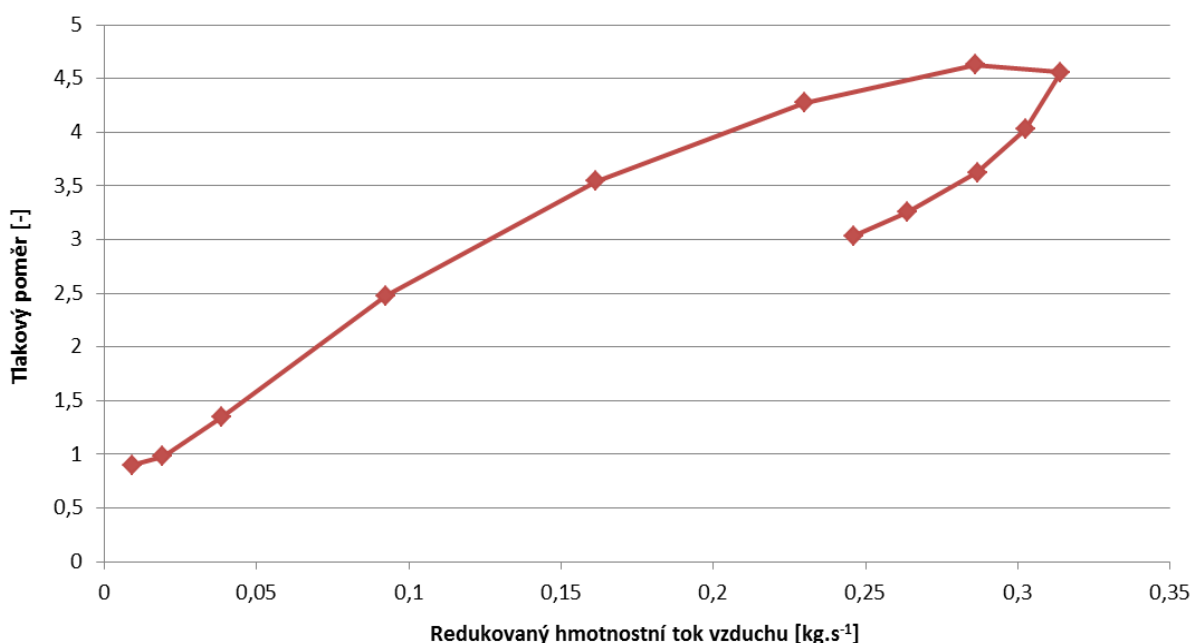
4.6.4 SPALOVACÍ HMOTNOSTNÍ TOK MOTOREM

$$m_k = \frac{\dot{m}_k \cdot n_{kl}}{\tau} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.26)$$

4.6.5 REDUKOVANÝ HMOTNOSTNÍ TOK KOMPRESOREM

$$m_{k_red} = m_k \cdot \sqrt{\left(\frac{t_{atm}}{298}\right)} \cdot \frac{100}{p_{1K_navrh}} [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.27)$$

Výslednými hodnotami pro návrh dmyhadla je závislost tlakového poměru (stlačení) kompresoru na redukovaném hmotnostním toku kompresorem. Tato křivka se zanesse do kompresorové charakteristiky daného turbodmyhadla a podle průniku ve vrstevnicích účinnosti se posuzuje vhodnost kompresoru pro danou aplikaci.



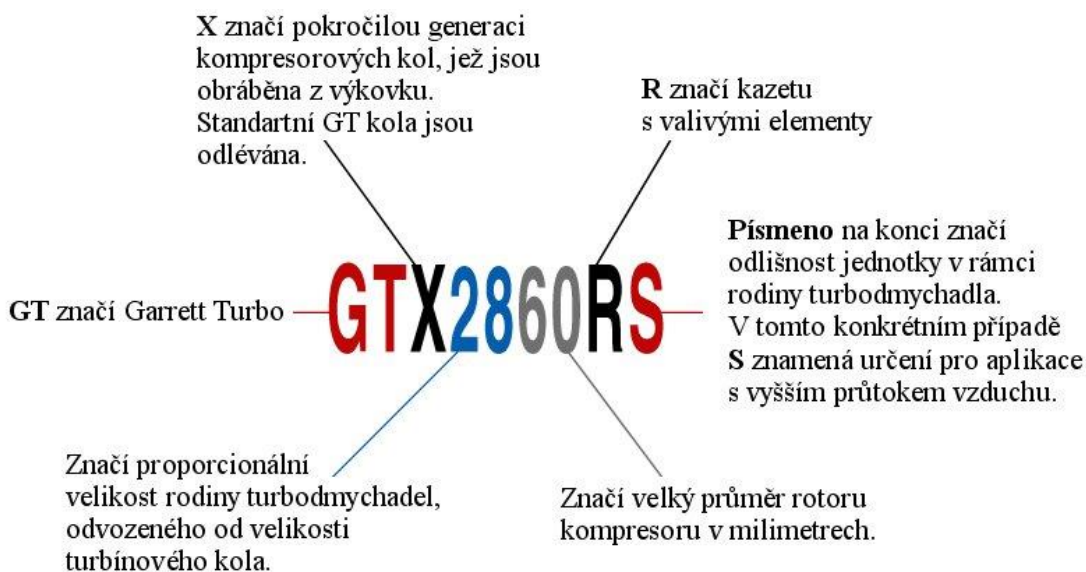
Obr.4.16 Graf vykreslení závislosti stlačení na red. hmotnostním toku kompresoru



5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH TURBODMYCHADLA

Výsledné hodnoty z předchozí kapitoly byly po převedení do anglosaských jednotek zaneseny do kompresorových charakteristik volně dostupných na internetu. Vzhledem k přehlednosti a značnému portfoliu byla zvolena turbodmychadla společnosti Garrett, což je dceřiná firma společnosti Honeywell.

Pro názornost autor uvádí pouze tři kompresorové mapy turbodmychadel. Princip jejich označení je uveden na obrázku (Obr.5.1.)

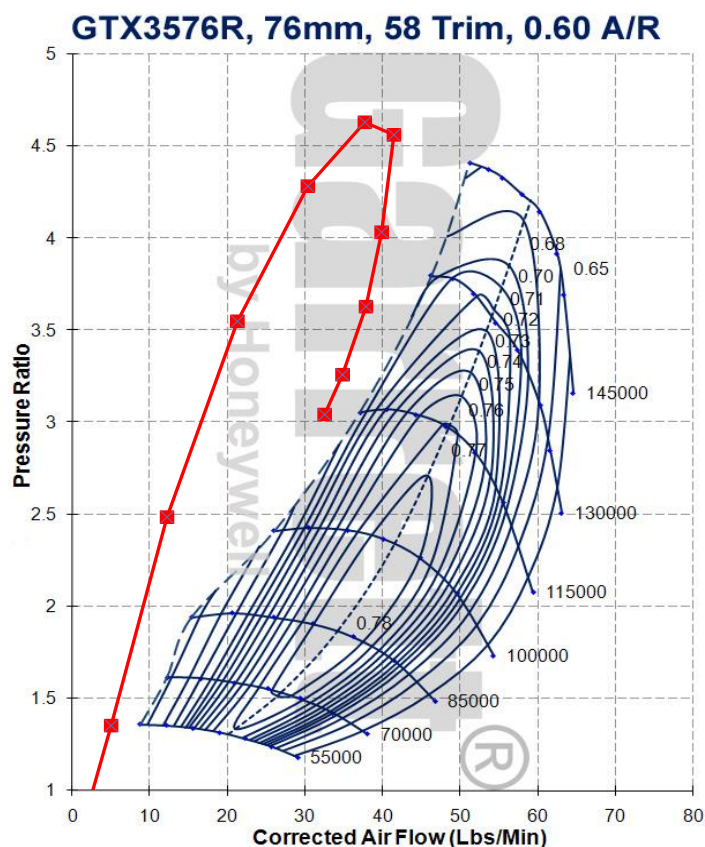


Obr.5.1 Vysvětlení označování turbodmychadel společnosti Garrett by Honeywell

První kompresorová charakteristika vychází z turbodmychadla GTX3576R. Jedná se platformu (rodinu) turbodmychadel GT35, značně modifikovanou pro závodní aplikace. Písmeno X značí vylepšenou aerodynamiku kompresorového kola a zároveň větší pevnost, neboť je plně obrobena ze ztuhnuté hliníkové slitiny. Velký průměr rotoru kompresorového kola je 76 mm. Ložisková skříň, jež je chlazena vodou, využívá pro uložení rotorové skupiny kazetu s valivými elementy. Zvětšený kanálek pro recirkulaci vzduchu rozšiřuje křivku meze pumpování a je tak možno turbodmychadlo využívat v širším spektru hmotnostního průtoku vzduchu. Turbodmychadlo je plno-průtokové, nemá tedy žádnou vlastní regulaci. Zpravidla je regulace řešena externím obtokovým ventilem na turbínové (výfukové) straně a přetlakovým ventilem na kompresorové (sací) straně.

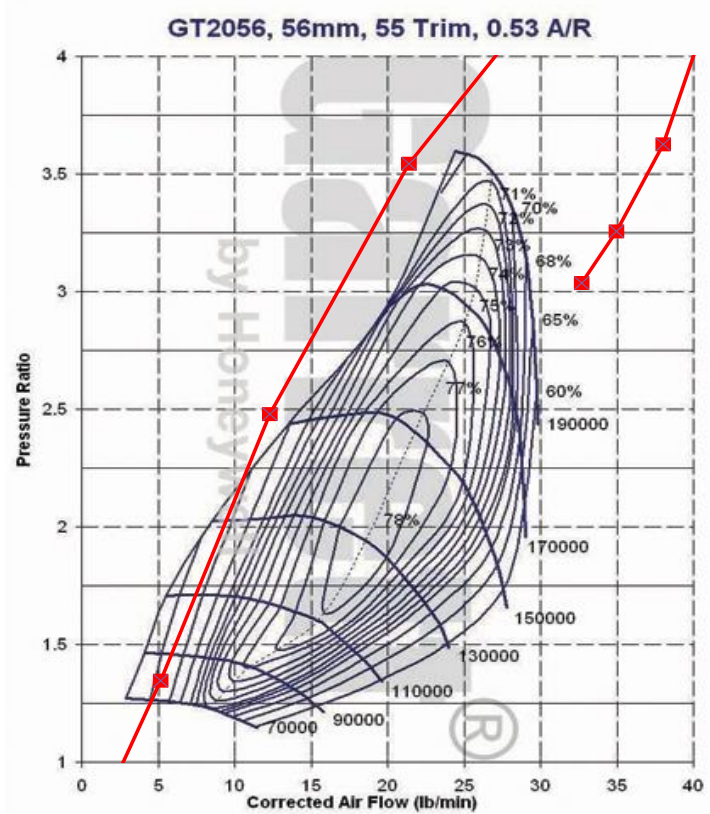
Po vykreslení závislosti tlakového poměru kompresoru na redukovaném hmotnostním toku je na první pohled zřejmé, že toto turbodmychadlo není pro zadanou aplikaci vhodné. Ani jeden výpočtový bod se nepohybuje v efektivní oblasti působení turbodmychadla, všechny se naopak nachází v nejhorší možné situaci, tedy hluboko za mezí pumpování. Využívání turbodmychadla v této oblasti by způsobilo rychlou destrukci kompresorového kola.

Výsledek je nicméně korektní, neboť odpovídá vysokému výkonovému nároku, tedy stlačení směsi, čemuž odpovídá vysoký tlakový poměr. Zároveň však nízký zdvihový objem vyústil v neadekvátně nízký redukovaný hmotnostní průtok vzduchu.



Obr.5.2 Vykreslení návrhových bodů do kompresorové mapy GTX3576R

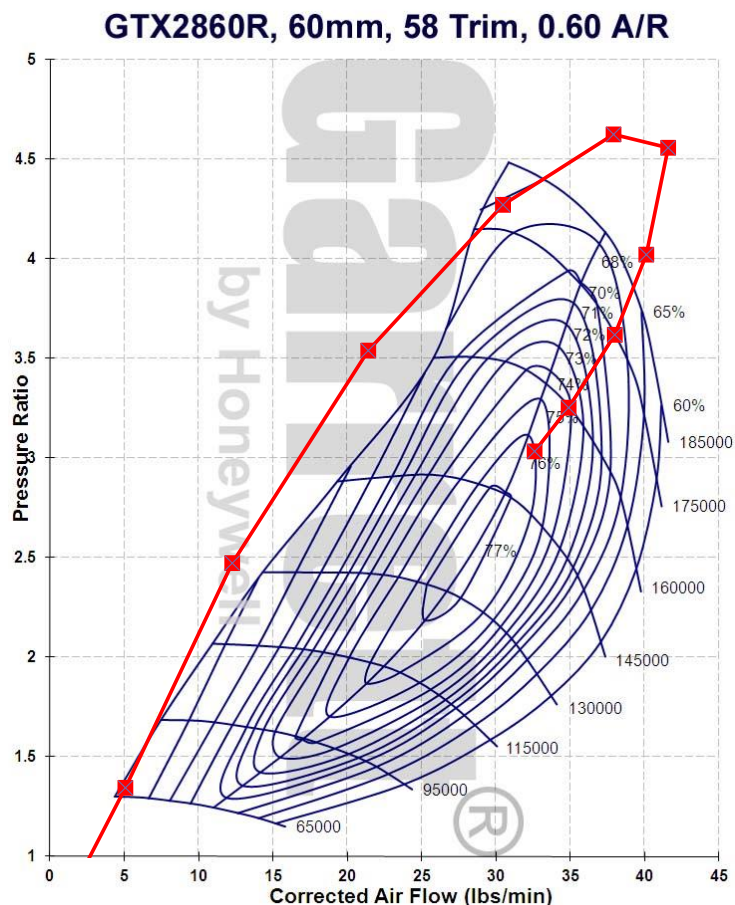
Dosazení výsledků do charakteristiky platformy GT20 taktéž není realizovatelné. Návrhové body navíc dalece převyšují otáčkový limit turbodmychadla.



Obr.5.2 Vykreslení návrhových bodů do kompresorové mapy GT2056



Třetí dosazení výsledků návrhového výpočtu bylo provedeno do charakteristiky kompresoru turbodmychadla GTX2860R (**Obr.5.4**). Ač zdaleka není ideální, ze všech posuzovaných vzorků dopadl nejlépe. Za předpokladu, že návrhový výpočet bude korelovat se simulací, by bylo možné vhodnou regulací použít pro koncept motoru B12A2. S tímto turbodmychadlem bude nadále pracováno při 1D simulaci ve spolupráci se spalovacím motorem.



Obr.5.3 Vykreslení návrhových bodů do kompresorové mapy GTX2860R



Obr.5.4 Turbodmychadlo Garrett GTX2860R



6 SESTAVENÍ SIMULAČNÍHO BLOKU S TURBODMYCHADLEM

Základem termodynamického modelování simulace motoru je řešení výměny náplně válce, pracovního oběhu média ve válci a přenos síly od tlaku plynů přes klikový mechanismus. Je proto nutné definovat geometrické a termodynamické vlastnosti sacího a výfukového systému, válců, klikového mechanismu a dalších komponent, jako turbodmychadla či mezichladiče stlačeného vzduchu. Pro maximální korelaci mezi simulovanou a reálnou plnicí účinností je nutné co nejvěrněji postihnout charakteristickou geometrii jednotlivých součástí. Vzhledem k řešení dynamiky plynu pouze v jedné dimenzi (1D simulace), zásadními parametry potrubí a kanálů jsou délka, plocha protékaného průřezu a způsob napojení na součásti s odlišnou geometrií, typicky ventil.

K tvorbě termodynamického modelu autor využil dvou modulárních nástrojů pro simulaci motoru. Dnes už poněkud zastaralá verze, na VUT FSI fakultě dostupného softwaru Lotus Engine Simulation verze 5.06 a na autorově pracovišti využívaný GT-Power, který obecně pracuje s větším množstvím neznámých proměnných, jež mohou být zjištěny právě v nástroji Lotus. Například možnost generovat vačkový profil, či časování ventilů. Software Lotus po dohodě s vedoucím práce není příliš vhodný pro simulaci přepřlňovaného motoru turbodmychadlem, respektive výsledky jeho simulace ne vždy odpovídali realitě. Proto bude sloužit pro výpočet přepřlňovaného motoru pouze pro získání vstupních hodnot a jako kontrola k výchozímu termodynamickému modelu v simulačním softwaru GT-Power.

6.1 LOTUS ENGINE SIMULATION

Software Lotus Engine Simulation je produktem britské společnosti Lotus Engineering Software. Jedná se o 0-D (přístup jen k jednotlivým částem motoru jako např. válec, turbína, kompresor atd.) a 1-D (pro dynamické modelování potrubí pomocí metody konečných objemů, kdy každé potrubí je rozděleno na několik částí) simulační program. Tento program slouží pro simulaci motorů a předpověď parametrů. Tento program může být použit pro plné nebo částečné zatížení motoru při přechodových nebo ustálených stavech, pro analýzu přestupů tepla a hoření, pro určení dynamického chování plynu v potrubí motoru, anebo pro simulaci přepřlňování (kompresor, turbodmychadlo). Navíc program obsahuje i podpůrné aplikace, umožňující získat například odhad středního ztrátového tlaku motoru, analýzu procesu spalování či průtoku vzduchu v sedlech ventilů. [50]

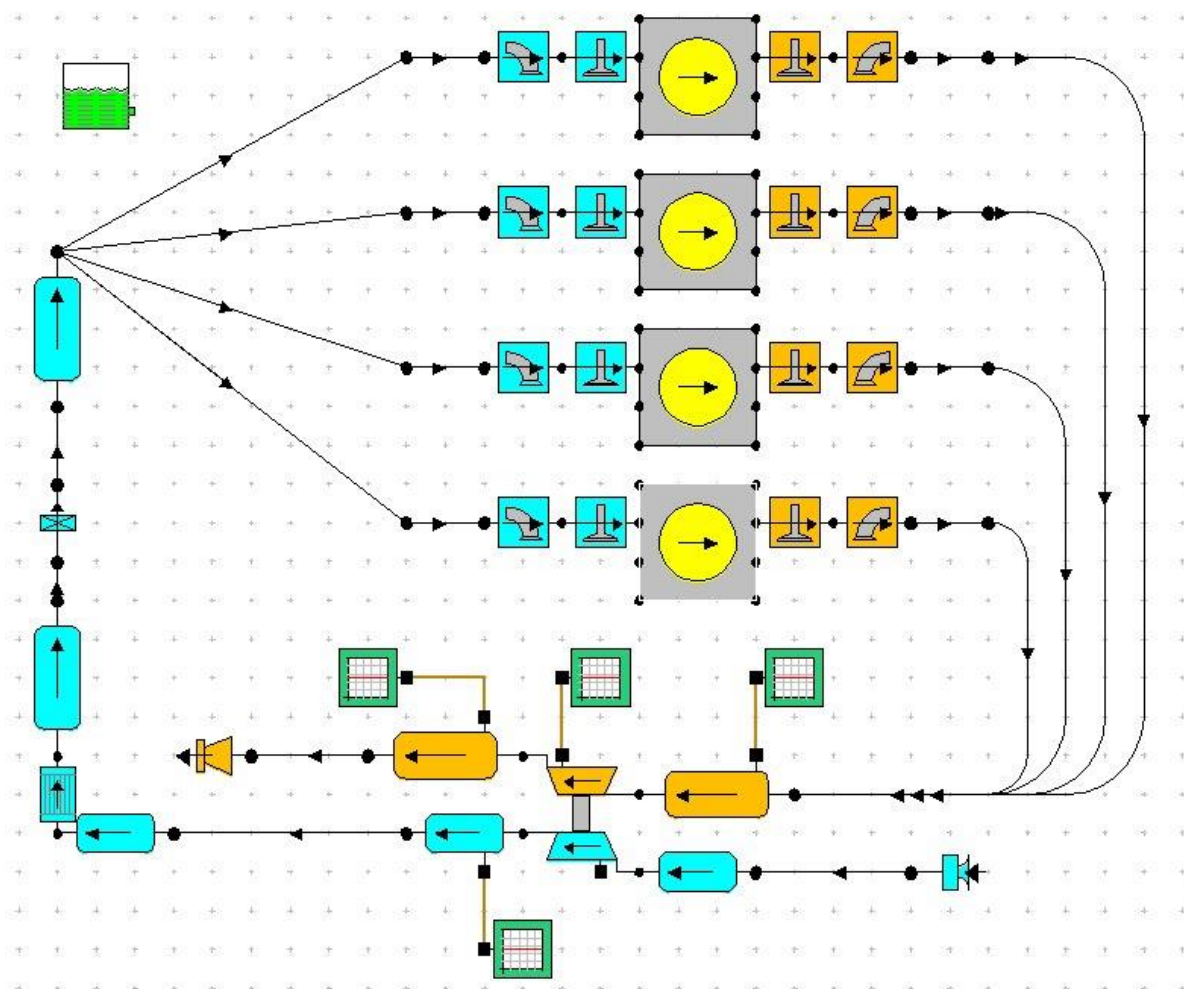
Struktura programu Lotus se skládá z preprocesoru, řešiče a postprocesoru. První slouží k vytvoření jednotlivých bloků z knihovny šablon (válec, ventil, potrubí,...), u nichž je nutno zadat geometrické a termomechanické parametry a správně je mezi sebou propojit. Vše se odehrává v uživatelsky příjemném grafickém prostředí. Nakonec je nutné nastavit počáteční a testovací podmínky, jako vstupní teplota a tlak okolního prostředí, rozsah otáček, třecí model apod. Řešič (Solver) slouží k numerickému řešení na základě vnitřních algoritmů programu. Systém řešení je iterační, tedy na počátku vstoupí do výpočtu počáteční hodnoty. Poté se provede numerické řešení a výsledky dosadí do dalšího iteračního kroku. To se opakuje, dokud nedojde k ustálení parametrů (v programu se zadává, kolik cyklů má řešič pro daný zátěžný stav vykonat a množství po sobě jdoucích konvergujících cyklů pro ukončení výpočtu). Pak je řešení ukončeno a přechází se na další zátěžný stav. Postprocesor poté slouží k zobrazení vypočtených hodnot, jež lze vyhodnotit ve formě grafu jako závislost různých veličin, nebo sledovat průběh dané veličiny přímo v daném místě modelu.



6.1.1 SESTAVENÍ MODELU

K sestavení modelu byly využity geometrické charakteristiky koncepce motoru B12A2 zmíněné v kapitole 5.1. Délky a průměry sacího a výfukového potrubí byly změřeny na voze s podobným motorem a porovnány se zdroji [22] a [56], objemy uklidňovacích komor odhadnuty, rozměry sacích a výfukových ventilů a kanálů odměřeny z hlavy motoru B16A2 a porovnány se zdrojem [22]. O nezbytných průtočných charakteristikách hlavy válců pojednává následující kapitola. Termodynamické vlastnosti použitého paliva a modely hoření směsi zůstaly ponechány na základním nastavení řešiče.

Parametry turbodmychadla byly čerpány z veřejně dostupného zdroje [60], mapy kompresoru i turbíny jsou v programu Lotus předvolené, stačí je tedy pouze vhodně vynásobit velikostním koeficientem, aby odpovídaly zvolené charakteristice. Vzhledem k rozdílným tvarům křivek map kompresoru, je nutno korigovat i dílčí hodnoty tlakového poměru a redukovaného hmotnostního průtoku vzduchu. Navzdory časové náročnosti tohoto procesu lze takřka okopírovat zvolené charakteristiky. Počáteční podmínky jako tlaková ztráta na vstupu sání vzduchu nebo tlaková ztráta v mezichladiči stlačeného vzduchu byly dosazeny z návrhového výpočtu. Tento model byl spuštěn bez jakékoli regulace turbodmychadla.



Obr.6.1 Blokový model koncepce motoru B12A2 s GTX2860R v nástroji Lotus



6.1.2 PRŮTOČNÉ CHARAKTERISTIKY HLAVY VÁLCŮ B16A2

Odpor jednotlivých kanálů v hlavě válců má zásadní vliv na výkon motoru. Jedním z parametrů zadávaných v simulačním softwaru je závislost bezrozměrného průtokového součinitele CF na poměru L/D, kde L značí zdvih ventilu a D průměr sedla ventilu. Součinitel CF je vypočten na základě měření proudění vzduchu přes sací a výfukové kanály. Tato charakteristika byla měřena na přístroji SF-260 od společnosti Super Flow při hodnotě tlakového spádu 2500 Pa. Vztah pro součinitel CF dle manuálů programu GT-Power:

$$CF = \frac{m_{skut}}{m_{teor}} = \frac{m_{skut}}{\rho_{vzduch} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{vzduch}}}} \quad [-]$$

Kde:	m_{skut}	$[kg \cdot s^{-1}]$	skutečný naměřený hmotnostní průtok vzduchu,
	m_{teor}	$[kg \cdot s^{-1}]$	teoretický hmotnostní průtok vzduchu,
	ρ_{vzduch}	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota vzduchu (aproximace známých hodnot),
	A	$[m^2]$	průtočná plocha ventilů,
	Δp	$[Pa]$	tlakový spád, dosažený při měření (2500 Pa).

Průtočná plocha ventilů byla spočítána vztahem:

$$A = n_{ventil} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \right) \quad [m^2]$$

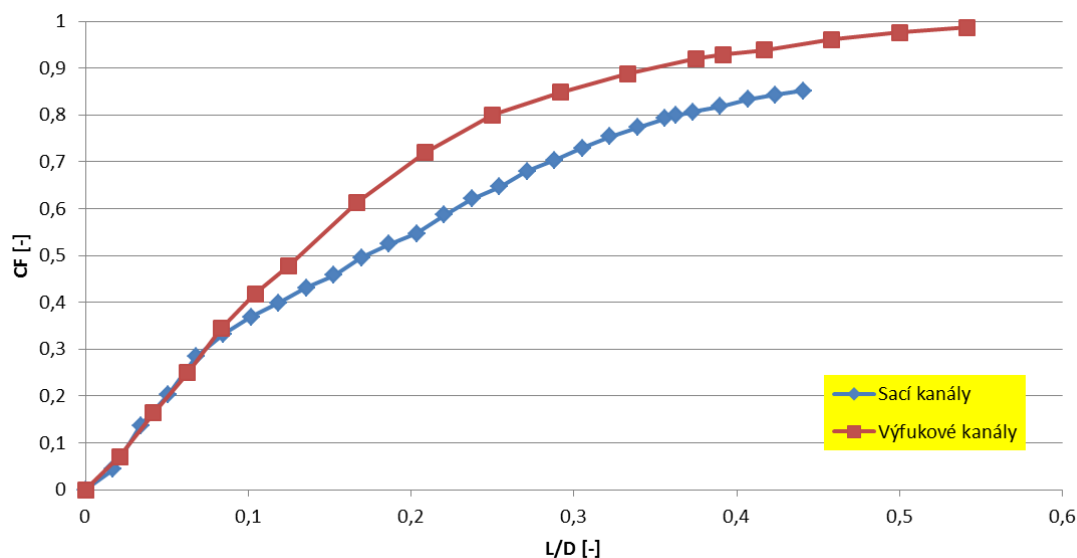
Kde:	n_{ventil}	$[-]$	počet ventilů, v tomto případě 2 (16-ti ventilová technika),
	d_t	$[mm]$	průměr sedla ventilu (29,5 mm sací, 24 mm výfukové).



Obr.6.2 Hlava motoru B16A2 připravena k měření, za pozornost stojí bez odporový vstup



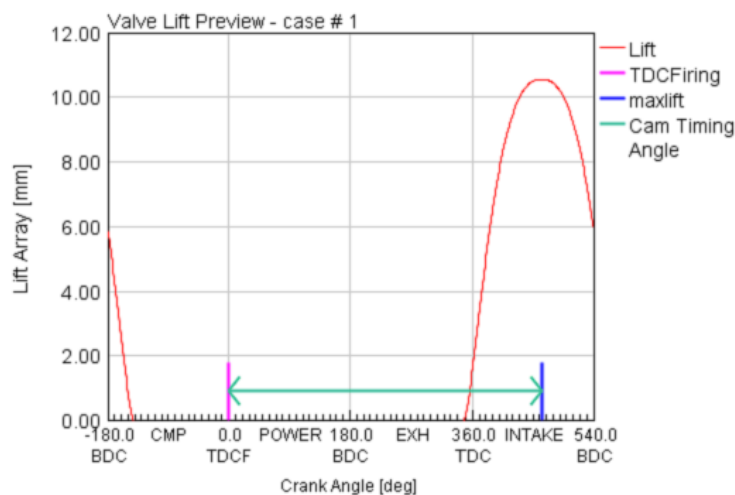
Výpočet bezrozměrného průtokového činitele CF v závislosti na poměru L/D byl proveden v programu MS Excel a grafické výstupy pro sací i výfukové průtočné charakteristiky jsou uvedeny zde:



Obr.6.3 Bezrozměrný koeficient CF v závislosti na poměru L/D

6.2 GT POWER

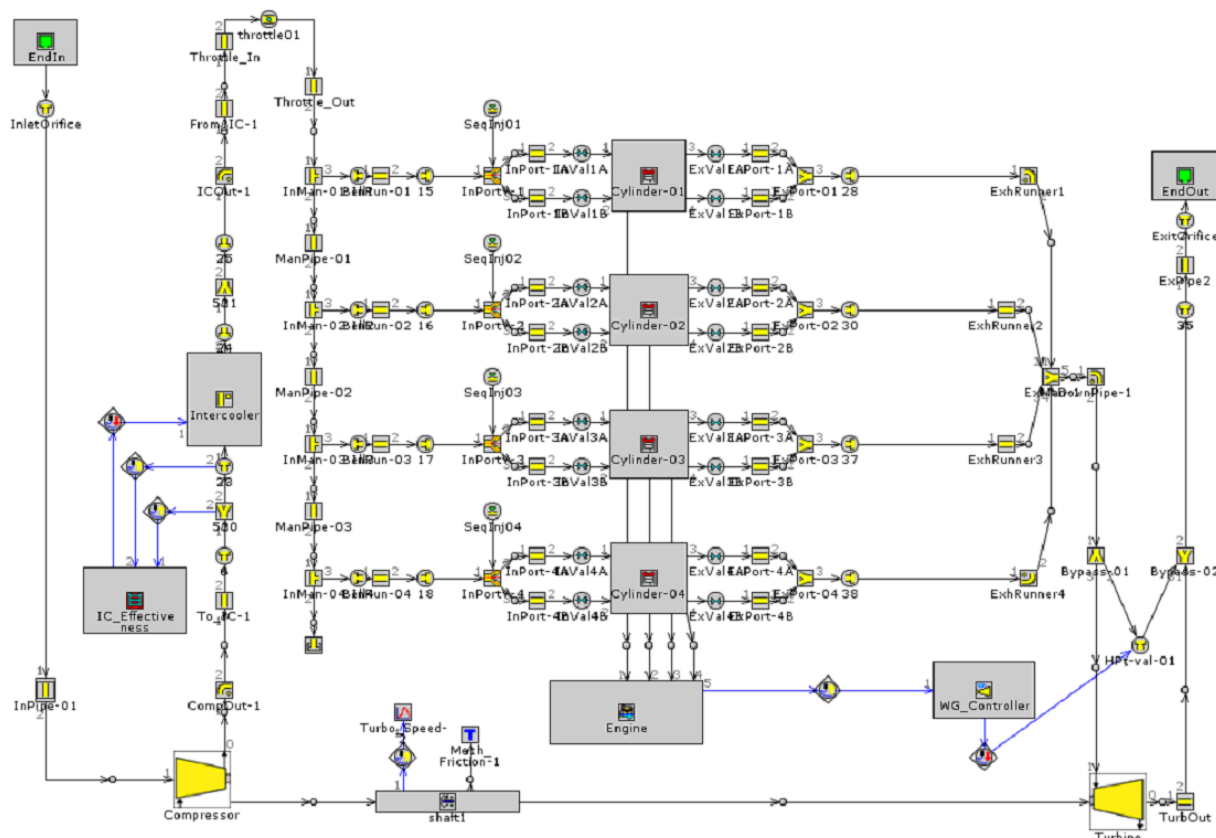
Pro věrohodnější simulaci spolupráce turbodmychadla se spalovacím motorem bylo použito programu GT-Power, jež je součástí balíčku aplikací GT-Suite, který bylo dovoleno autorovy použít na pracovišti. Tento software pracuje stejně jako předchozí na sestavení a výpočtu rovnic energetické bilance spolu s rovnicemi hmotnostního toku motorem. Využívá ale mnohem větší množství vstupních dat, které mohou, ale také nemusí zpřesnit výpočet. Část těchto vstupních dat, například zdvihové křivky a časování ventilů, nebo průtok skrz hlavu válců byly získány z předešlého programu Lotus. Kompresorové a turbínové charakteristiky byly též převzaty z téhož nástroje, jenž je umožňuje relativně jednoduše namodelovat podle obrazové předlohy dostupné na webových stránkách výrobce, jak již bylo zmíněno výše.



Obr.6.4 Příklad vykreslení dat zdvihu sacího ventilu v programu GT-Power

6.2.1 SESTAVENÍ MODELU

Simulační blok v softwaru GT-Power byl sestaven shodně jako předchozí simulace v programu Lotus, s tím rozdílem, že bylo možné sestavit celý sací i výfukový trakt na základě potrubí, nikoli ukladňovacích komor jako v předešlém případě. Model je pak velmi podobný reálnému motoru. Tabulka základních geometrických parametrů je součástí přílohy diplomové práce (**Příloha 1**). Výchozí modely, na jejichž schématu byla postavena simulace koncept B12A2, je přepřňovaný motor s přímým vstřikem a motor s přirozeným plněním a nepřímým vstřikem z databáze výukových modelů softwaru GT-Power. Autor se v maximální možné míře snažil vycházet z reálného motoru B16A2, upraveného pro závodní aplikaci, což znamená zkrácené sací potrubí, integraci mezichladiče stlačeného vzduchu (tepelný výměník vzduch-vzduch) a snížení protitlaku ve výfuku odstraněním redukčně-oxidačního katalyzátoru a tlumiče hluku.

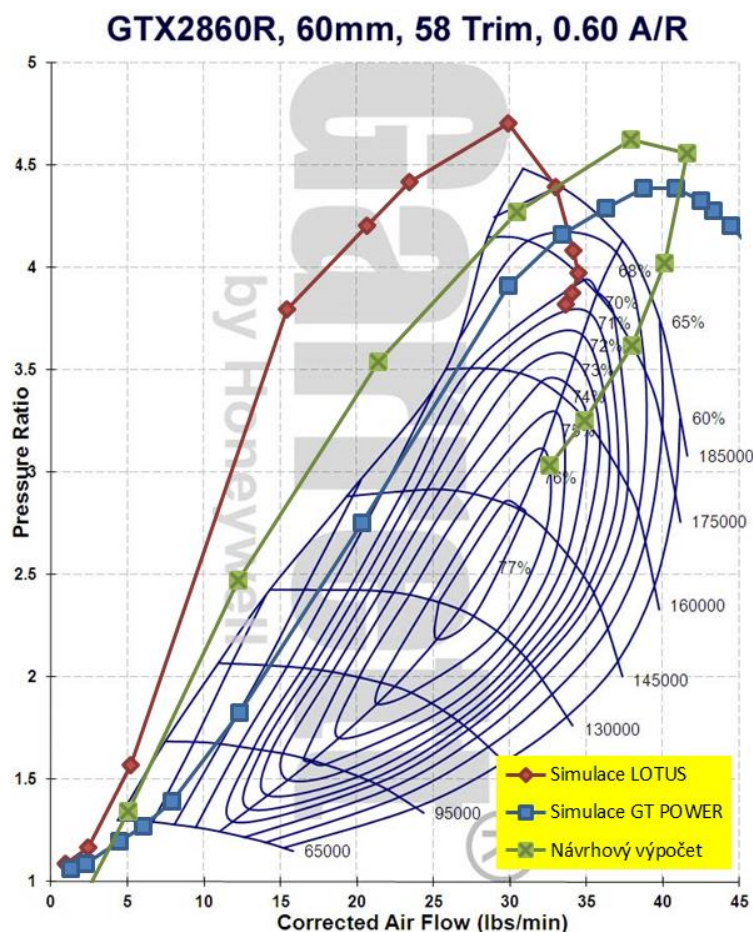


Obr.6.5 Blokový model konceptu motoru B12A2 s GTX2860R v nástroji GT-Power

Na blokovém schématu je sice znázorněna externí obtoková regulace turbíny, nicméně v první fázi testování bylo účelem zjistit celkovou charakteristiku neregulovanou dmychadla a obtokový ventil nebyl aktivní. GT-Power umožňuje interní regulaci za pomoci obtokového ventilu v turbínového skřini, což ovšem neodpovídá konfiguraci turbodmychadla GTX2860R, jež je standardně dodáváno bez jakékoliv regulace (freeflow). Byla proto zvolena strategie externí regulace, jejíž princip bude vysvětlen dále. Přetlaková regulace mezi kompresorem a škrticí klakou není uvažována, neboť motor je simulován v ustáleném režimu. V reálné aplikaci je jeho použití nezbytné, aby se zamezilo destrukci kompresorového kola.

7 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE BEZ REGULACE

Do charakteristiky kompresoru byly vyneseny pracovní body na základě výsledků návrhového výpočtu a simulace v programu Lotus a GT-Power. Pracovní otáčky se pro všechny simulace pohybovaly v rozsahu $1000 - 12000 \text{ min}^{-1}$ s krokem 1000 min^{-1} , pouze pro simulaci v nástroji GT-Power byl krok zjemněn na 500 min^{-1} v rozsahu $4000 - 9000 \text{ min}^{-1}$.



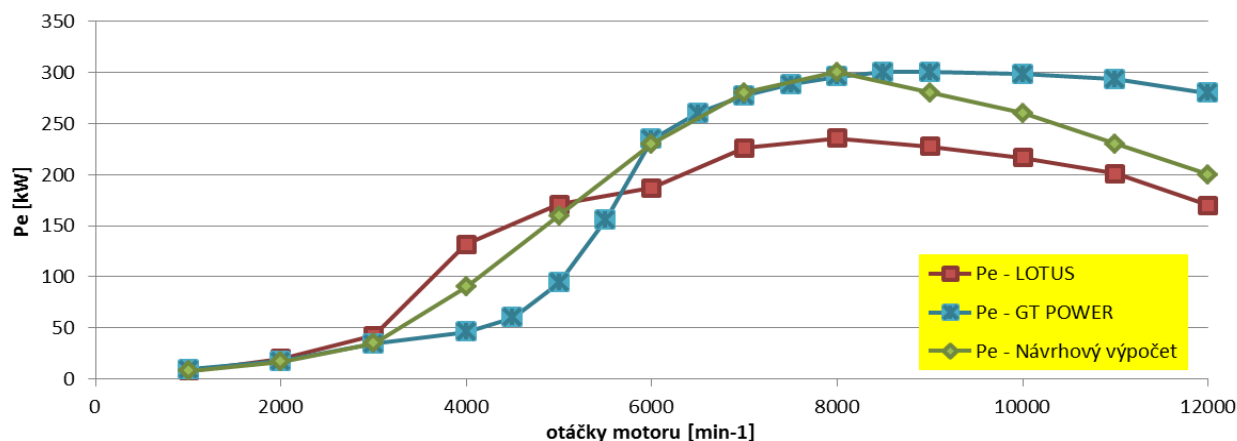
Obr.7.1 Pracovní body vynesené na kompresorové mapě neregulovaného turbodmychadla získané různými přístupy

Je zřejmé, že tlakový poměr vyšel pro všechny způsoby podobně, což je dáno použitím stejné tlakové ztráty na sání a stejných kompresorových map v případě simulací. Rozdílné hodnoty korigovaného hmotnostního průtoku jsou způsobeny mírně rozdílnými modely v případě simulací, jelikož nástroje neumožňují sestavení identických modelů. Konkrétně program Lotus neumožňuje pro konvergující výsledky sestavit model pouze z potrubí bez ukladňovacích komor (plenum). Návrhový výpočet vychází z ideálních termodynamických cyklů a dle toho na něj bude nahlíženo. Jako směrodatný pro další výpočtu bude uvažován výstup ze softwaru GT-Power.

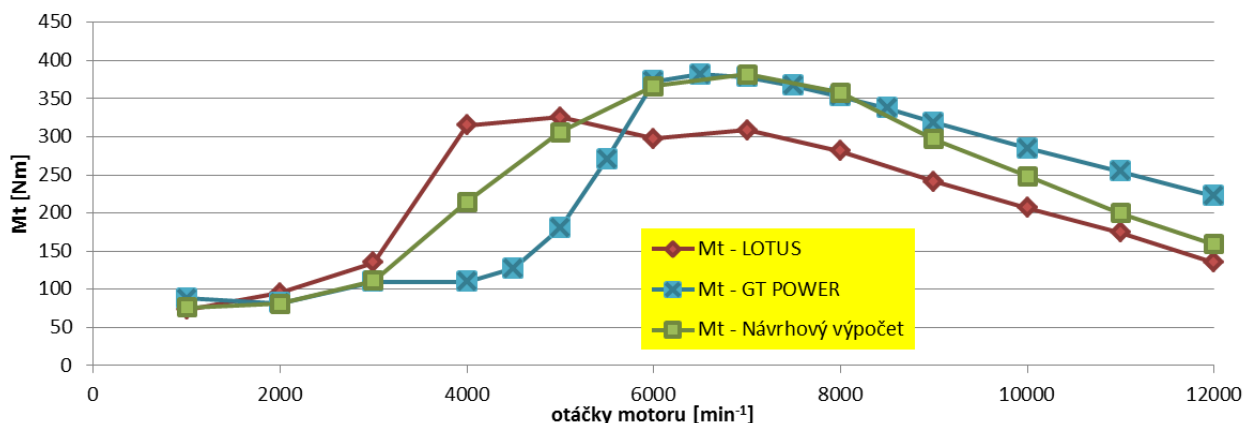
Turbodmychadlo bez regulace není možné použít z několika důvodů. Především leží část pracovních bodů mimo maximální otáčky turbodmychadla, což by vedlo k překročení návrhových parametrů rotační skupiny a její destrukci. Dále se značná část bodů blíží, nebo dokonce překračuje mez pumpování, za kterou dojde k rychlé destrukci kompresorového kola.



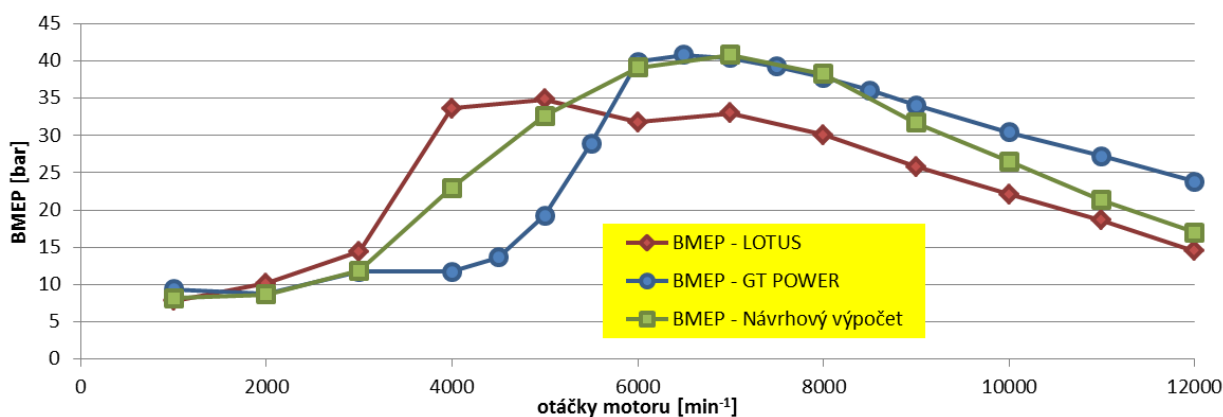
Výsledek neregulované simulace v softwaru Lotus není příliš důvěryhodný vzhledem k nízkému zdvihovému objemu a relativně velkému turbodmychadlu, kdy se očekává nárůst plnicího tlaku (a s tím i točivého momentu) ve vyšších otáčkách motoru, kdy je průtok spalin dostatečný k roztočení rotorové skupiny. Simulace ale ukázala nárůst výkonu už v relativně nízkých otáčkách, kdy energie spalin k dispozici není a naopak pokles točivého momentu ve vyšších otáčkách. Ačkoli výpočet konvergoval, autor ho nepovažuje za dále použitelný.



Obr.7.2 Graf srovnání efektivních výkonů získaných rozdílnými přístupy



Obr.7.3 Graf srovnání točivých momentů získaných rozdílnými přístupy



Obr.7.4 Graf srovnání středních efektivních tlaků získaných rozdílnými přístupy

8 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SIMULACE S REGULACÍ

Simulace s regulací plnicího tlaku byla provedena pouze v nástroji GT-Power, neboť návrhový výpočet za pomoci ideálních cyklů není vhodný a simulace softwaru Lotus neprokázala dostatečnou důvěryhodnost, jak bylo zmíněno výše.

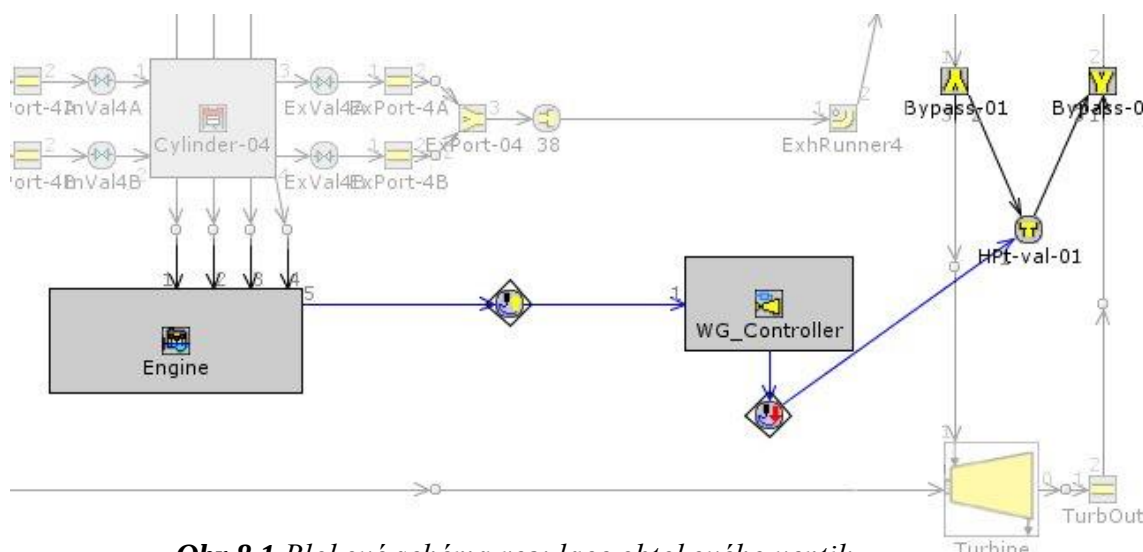
Autor se rozhodl regulovat dva zásadní parametry. První jsou otáčky rotorové skupiny turbodmychadla, které byly omezeny pro vyšší účinnost a životnost na 165000 min^{-1} (maximální otáčky GTX2860R dle kompresorové charakteristiky jsou 185000 min^{-1}). Druhým je redukce maximálních spalovacích tlaku na hodnotu 200 bar, která byla po konzultaci s vedoucím práce určena jako limitní pro životnost motoru. Ta v tomto případě nebyla dosažena, maximální hodnota byla 185 bar při 6000 min^{-1} (**Obr.8.5**). Regulace tak zasahovala pouze v rámci snižování otáček rotoru turbodmychadla.

Monitorované parametry jsou zobrazeny v následující tabulce a jejich grafické zobrazení je umístěno v příloze (**Příloha 2**).

Tab.4: Vybrané monitorované parametry regulace GTX2860R:

Lokace	Parametr	Jednotka	Blok v modelu
Sací potrubí za kompresorem	tlak	bar	Comp_out
	teplota	°C	
Sací potrubí před motorem	tlak	bar	In_run-01
	teplota	°C	
Výfukové potrubí před turbínou	tlak	bar	Down_pipe
	teplota	°C	

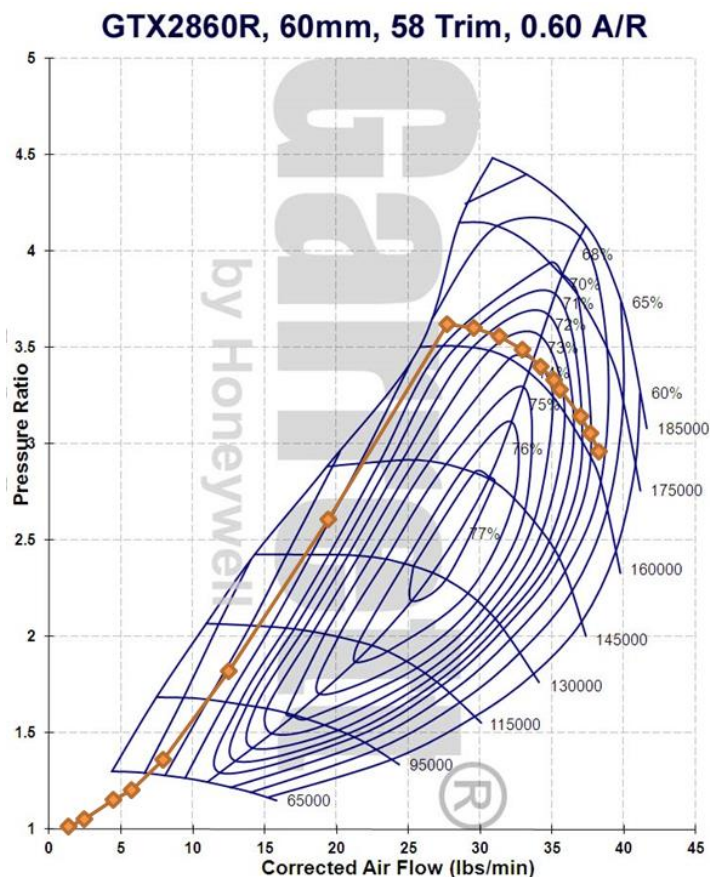
Postup modelování obtokového ventilu je možný buďto přímý, kdy je modelován kompletní mechanismus otevírání ventilu a připojeného aktuátoru (řešení mechanické rovnováhy), nebo nepřímý, kdy je ventil nahrazen clonou regulovaného průměru. Pro potřeby regulace plnicího tlaku byla zvolena druhá varianta, která využívá integrovaného ovladače obtokového ventilu přímo v nástroji GT-Power (WG_Controller), kde je možné nastavit regulující parametry.



Obr.8.1 Blokové schéma regulace obtokového ventilu

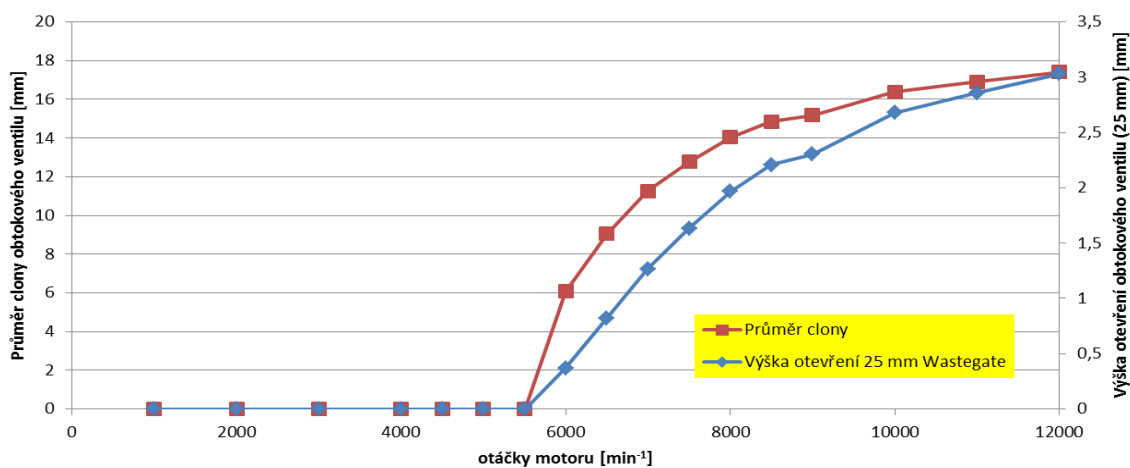


Vykreslení pracovních bodů do charakteristik kompresoru na základě simulace proběhlo dle očekávání, neboť po dosažení zadaných cílových otáček rotorové skupiny (165000 min^{-1}) byl postupně otevírán obtokový ventil, aby odpustil část výfukových plynů a tím dané otáčky udržel. Motor s tímto turbodmychadlem dosáhl maximálního výkonu 249 kW při 8500 min^{-1} a maximálního točivého momentu 349 Nm při 6000 min^{-1} .



Obr.8.2 Pracovní body regulovaného turbodmychadla GTX2860R

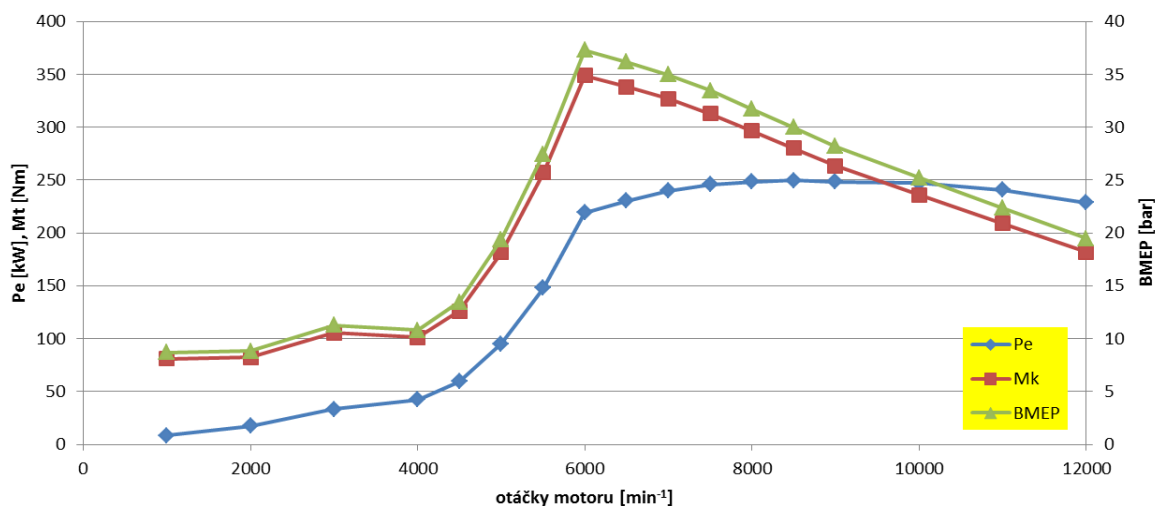
Regulovaný průměr obtokového ventilu je graficky zobrazen níže (**Obr.8.3**). Clona se rozšiřuje se na základě požadavku udržet zadané limitní otáčky turbodmychadla. Na pravé ose grafu je znázorněno otevření obtokového ventilu při uvažování jeho průměru 25 mm.



Obr.8.3 Otevření obtokového ventilu (wastegate) o průměru 25 mm

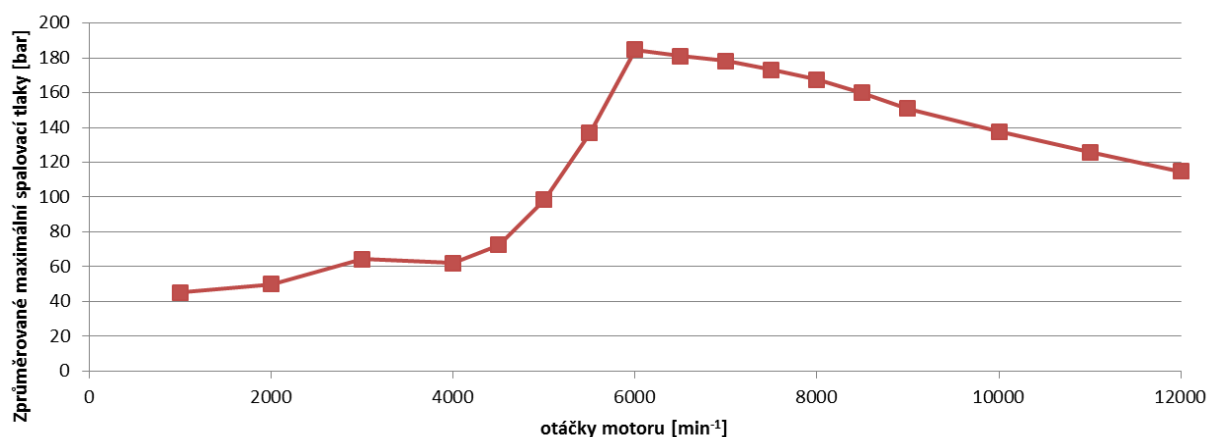


Výsledná výkonová charakteristika na následujícím grafu obsahuje srovnání efektivního výkonu, točivého momentu a středních efektivních tlaků. Je zřejmé, že spaliny mají dostatečnou energii k roztočení rotorové skupiny přibližně od 5000 min⁻¹, což vede k nevhodnému průběhu točivého momentu.



Obr.8.4 Výkonová charakteristika konceptu B12A2 s GTX2860R a externím wastegate

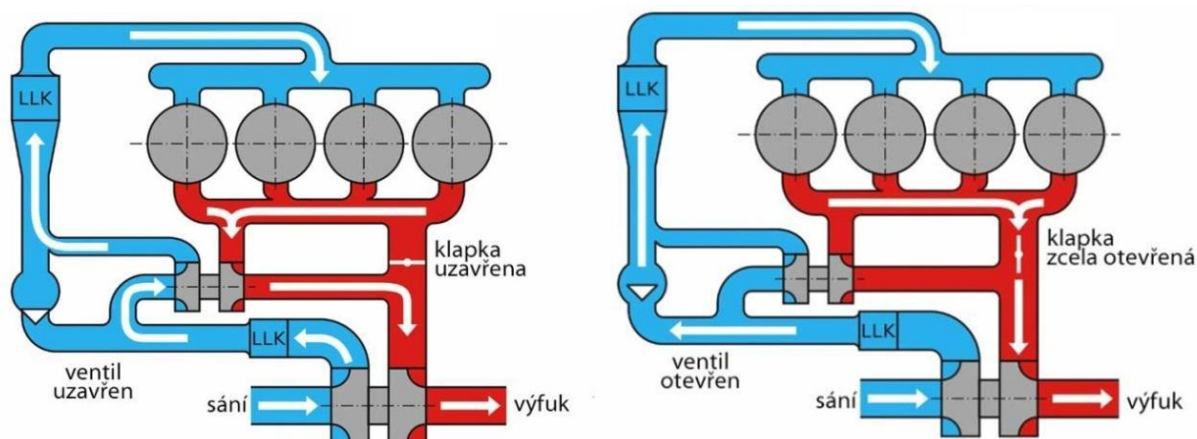
Ačkoli výsledné výkonové charakteristiky z regulovaného průběhu splňují zadané konstrukční limity, nedosahují požadovaného výkonu motoru v nominálních otáčkách. Použití většího turbodmychadla by sice vedlo k jeho zvýšení, nicméně za cenu pozdního dosažení potřebného plnicího tlaku, které je i v tomto případě hraniční. Plnicí tlak se sice zvyšuje spolu s otáčkami motoru (tzv. nastavení na plnou hltlost motoru), ale vzhledem k nízké spotřebě vzduchu vlivem nízkého zdvihového objemu se potřebný plnicí tlak dostavuje až v relativně vysokých otáčkách (6000 min⁻¹). Tento jev v reálné závodní aplikaci vyžaduje časté použití ALS systému (zmíněn v kapitole 1.5.3), jinak by docházelo ke značné prodlevě nárůstu plnicího tlaku díky delšímu času potřebnému k roztočení turbíny výfukovými plyny. Použití menšího turbodmychadla by vedlo sice k optimálnímu plnění v nižších otáčkách, ovšem za cenu ztráty výkonové špičky a nezbytné by bylo odpouštění výfukových plynů ve vyšších otáčkách, aby se zamezilo překročení limitních otáček turbodmychadla. GTX2860R je tedy vybraný kompromis s dostatečnou rezervou v rámci konstrukčního omezení maximálními spalovacími tlaky (200 bar).



Obr.8.5 Průběh maximálních spalovacích tlaků (průměr všech válců)

9 DVĚ SÉRIOVĚ ZAPOJENÁ TURBODMYCHADLA

Vzhledem k tomu, že konstrukčního omezení vlivem maximálních spalovacích tlaků nebylo dosaženo, rozhodl se autor simulovat spolupráci motoru s dvěma sériově zapojenými turbodmychadly. Značnou výhodou je možnost dosáhnout optimální plnicí účinnosti v širším rozsahu otáček motoru a tím i značné navýšení výkonových parametrů. Nevýhodou jsou zvýšené nároky na zástavbu a zpravidla nutnost použít dalšího mezichladiče stlačeného vzduchu. Na obrázku níže (**Obr.9.1**) je schematicky znázorněno zapojení turbodmychadel. Po směru proudícího vzduchu do motoru se nachází nejprve nízkotlaké a poté vysokotlaké turbodmychadlo. To je díky svému nízkému průtočnému průřezu a momentu setrvačnosti schopno rychle zvýšit své otáčky a tím i plnicí tlak při nízkých otáčkách motoru, čímž zároveň výrazně přispěje k roztočení nízkotlaké turbíny, která poté udává hlavní plnicí tlak v nominálních otáčkách motoru. V tu chvíli již musí být aktivní obtokové ventily vysokotlakého turbodmychadla, aby nedošlo k jeho mechanickému poškození překročením limitních otáček. Obtokový ventil vysokotlakého turbodmychadla bývá jak na před turbínou (výfuková strana), tak před kompresorem (strana sání).



Obr.9.1 Schéma regulace sériově zapojených turbodmychadel
(vlevo – nízké otáčky, vpravo – vysoké otáčky)

Sestrojení modelu v simulačním nástroji obnášelo pouze přidat další blok turbodmychadla, soustavu simulující mezichladič stlačeného vzduchu mezi vysokotlakým a nízkotlakým turbodmychadlem, potřebné přípojovací prvky a regulaci. Vzhledem k náročnosti modelu byla simulace provedena pouze v nástroji GT-Power. Na následující tabulce jsou vyznačena porovnávaná turbodmychadla, respektive jejich kompresorové a turbínové charakteristiky získány porovnáním dostupných grafických map výrobce a jejich úpravou podobnostními čísly v softwaru Lotus Engine Simulation. [60]

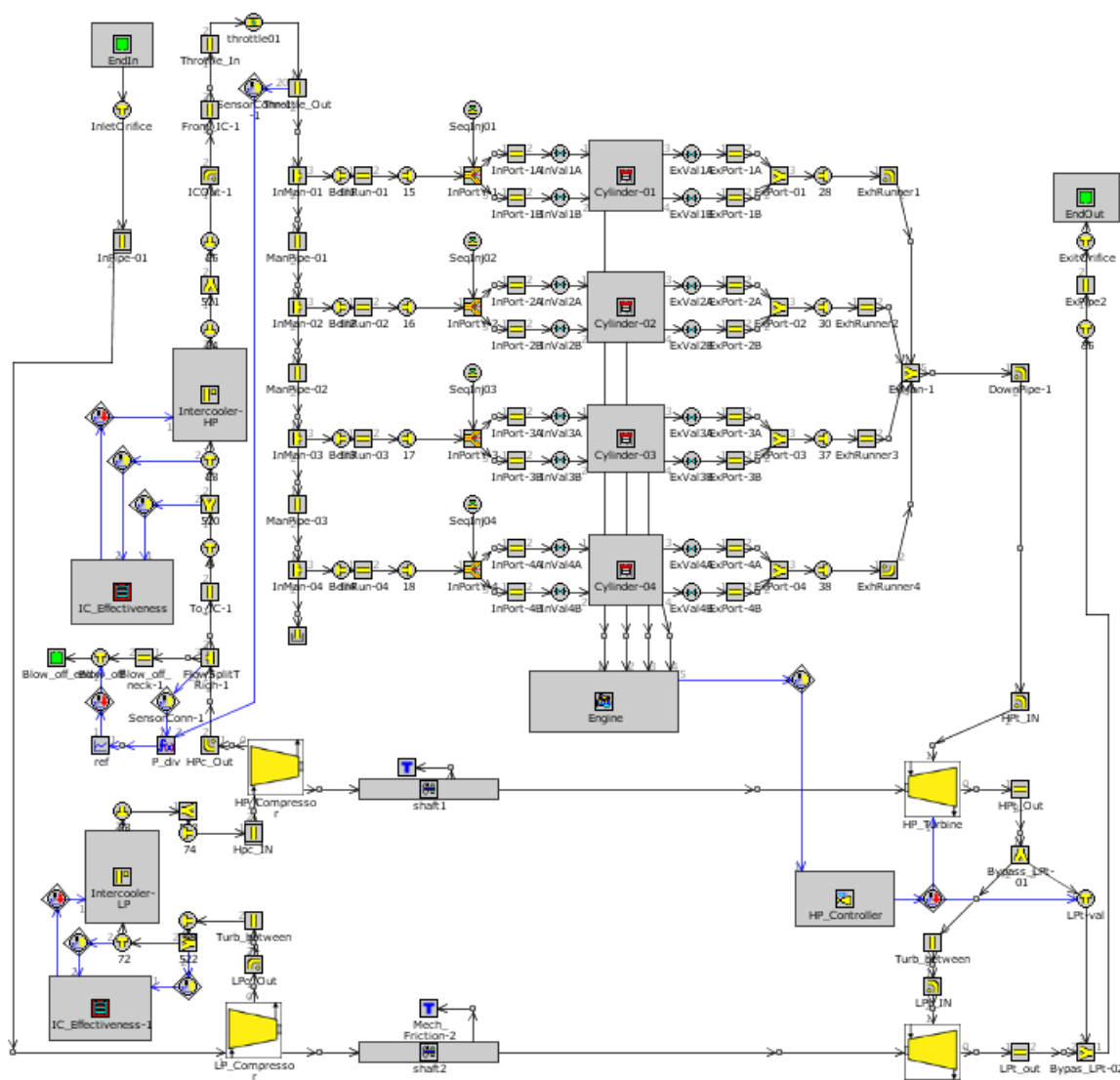
Tab.5: Tabulka porovnávaných konfigurací dvojice turbodmychadel:

	GTX2860R	GT3067R	GTX3576R
GT1544	x	x	x
GT2056	x	x	x
GT2259	x	x	x
x	zvolená konfigurace		
x	Výkonové křivky a kompresorové mapy v Příloze 3		



První fáze porovnání byla provedena bez mezichladiče, s integrovaným obtokovým ventilem v turbínové skříni vysokotlakého turbodmychadla (menší turbodmychadla bývají standardně nabízeny s integrovaným wastegate) a externím obtokovým ventilem nízkotlakého turbodmychadla na straně turbíny, viz obrázek (**Obr.9.4**). Na straně sání byl pouze domodelován přetlakový ventil za vysokotlakým kompresorem (**Obr.9.3**). Tato konfigurace odpovídá reálným aplikacím a chrání rotační skupiny obou turbodmychadel před přetočením a tím i mechanickým poškozením. Regulace byla opět omezena na maximální otáčky daného turbodmychadla a navíc středními efektivními tlaky (BMEP), pro něž byla po konzultaci s vedoucím práce zvolena maximální hodnota 38 bar. Výkonové parametry a charakteristiky kompresoru jsou uvedeny v příloze (**Příloha 4**).

Druhá fáze porovnání, pouze již pro zvolenou finální konfigurace GT2259 + GTX3576R, proběhla již s druhým mezichladičem stlačeného vzduchu a regulací na maximální spalovací tlaky motoru, jež byly dány hodnotou 200 bar. Model s touto konfigurací se považuje za finální verzi. Blokové schéma modelu je zobrazeno na obrázku (**Obr. 9.2**).



Obr.9.2 Blokové schéma dvojice sériově zapojených turbodmychadel

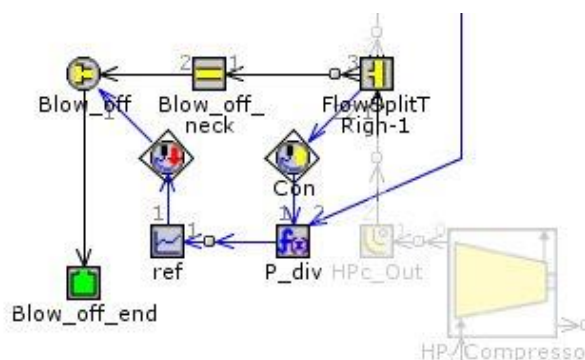
9.1 REGULACE DVOJICE TURBODMYCHADEL

Regulace více turbodmychadel využívá stejné prvky, jako regulace jediného turbodmychadla. To znamená integrovaný nebo externí obtokový ventil turbíny, aby se optimálně využila energie plynů a kompresor s turbínou byly provozovány v oblasti nejvyšší účinnosti. Na „studené“ straně sacího potrubí lze též uvažovat nad obtokovými ventily, případně nad přetlakovými ventily, jejichž funkce je popsána výše (**kapitola 1.5.6**). Záleží však v první řadě na aplikaci. Je-li požadavek na rychlou reakci mezi sešlápnutím akceleračního pedálu a zvýšení plnicího tlaku, je turbodmychadlo voleno pro tzv. částečnou hltlost motoru. Při nižších otáčkách je rychlý nárůst tlaku zajištěn díky nízkému průtočnému průřezu a momentu setrvačnosti, ale obtokový ventil turbíny se otevírá už v pásmu středních využitelných otáček, aby rotor udržel v oblasti nejvyšší isoentropické účinnosti. Při maximálních otáčkách je obtokový ventil otevřen naplno, aby se omezilo překročení kritických otáček turbodmychadla. Při požadavku na maximální výkon se volí turbodmychadlo s větším průtočným průřezem a tím pádem i větším momentem setrvačnosti rotorové skupiny. Nevýhodou je prodleva při nástupu plnicího tlaku, jež se dá ovšem kompenzovat (ALS - **kapitola 1.5.3**).

Správně zvolená dvojice turbodmychadel může tuto dispozici kompenzovat. Výsledný koncept aplikace B12A2 byl naladěn na maximální výkonové charakteristiky v rozmezí otáček motoru 4000 – 9000 min⁻¹. Následuje popis regulačních prvků.

9.1.1 MODEL PŘETLAKOVÉHO VENTILU

Přetlakový ventil, podle charakteristického efektu též nazývaný blow-off ventil, slouží k uvolnění přebytečného tlaku vzduchu v sacím potrubí mezi kompresorem a škrticí klapkou. V blokovém provedení byl simulován jako ventil s regulační clonou (*Blow_off*), který reagoval na dynamický poměr tlaku vzduchu mezi potrubím za kompresorem a za škrticí klapkou. V případě, že se tlak za škrticí klapkou snížil pod hodnotu tlaku v potrubí za kompresorem (podíl tlaků pomocí rovnice P_div), došlo (na základě referenční tabulky *ref*) k otevření ventilu, jež vypouštěl vzduch do atmosféry (*Blow_off_end*), dokud se tlakové poměry opět neustálily. Vzhledem k ustálenému režimu simulace při plně otevřené škrticí klapce, přetlakový ventil téměř nepracoval, nicméně jeho přítomnost je nezbytná u reálné aplikace, o to více závodní, kde hrozí prudké uzavírání škrticí klapky při řazení rychlostních stupňů. Absence přetlakového ventilu značně zkrátí životnost kompresorového kola.



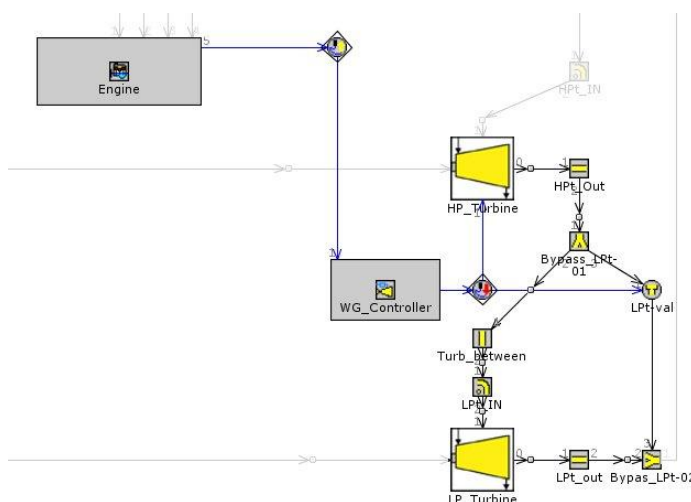
Obr.9.3 Blokové schéma přetlakového ventilu



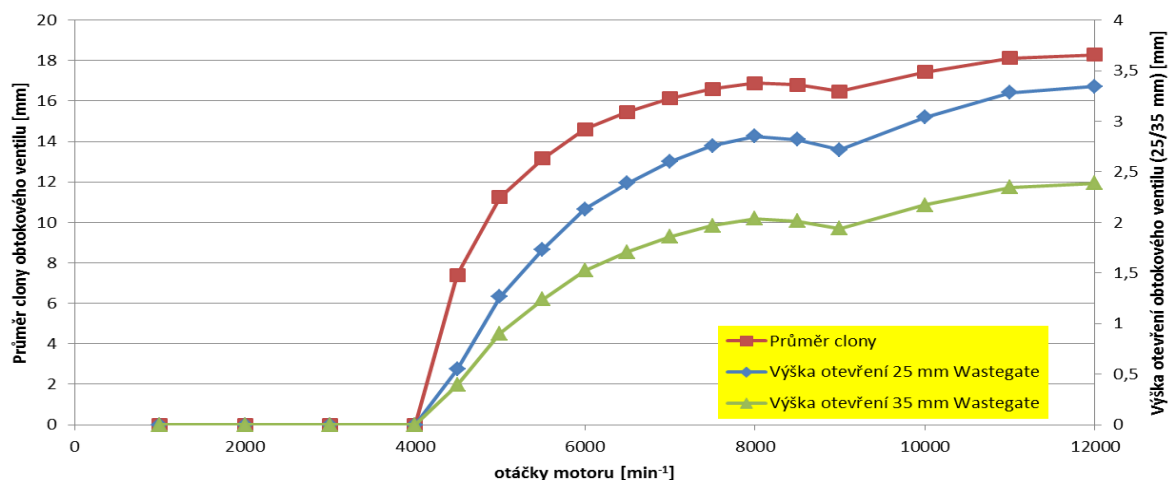
9.1.2 MODEL OBTOKOVÝCH VENTILŮ

Ačkoli si řada produkčních aplikací se sériově zapojenými turbodmychadly vystačuje s obtokovým ventilem pouze vysokotlaké turbíny, autor v tomto případě reguloval i turbínu nízkotlakou. Seznal pro to dva důvody. Jednak je nutno zabránit přetočení nízkotlakého turbodmychadla, které může nastat vlivem volby turbodmychadla. Zvolená koncepční kombinace GT2259 + GTX3576R přetočení rotorové skupiny v provozních otáčkách nedosahuje. Ovšem v případě regulace pouze vysokotlaké části, může při plném otevření obtokového ventilu nastat situace, kdy nepoháněný vysokotlaký kompresor působí jako restriktor proudění vzduchu od nízkotlakého kompresoru, což zvyšuje tlakový poměr mezi kompresory a bez dodatečného přetlakového ventilu hrozí destrukce kompresoru nízkotlakého turbodmychadla vlivem pohybu za mezí pumpování v dané kompresorové charakteristice. Tato hypotéza byla ověřena v nástroji GT-Power a kompresorové charakteristiky (**Příloha 5**).

V rámci blokového modelu byla regulace simulována pro nízkotlakou a vysokotlakou část pomocí stejného vstupu, a to omezením na maximální spalovací tlaky 200 bar. Regulační prvek *WG_Controller* tak na základě náhradní clony určoval otevření jak integrovaného obtokového ventilu o průměru 25 mm v turbínové skříni vysokotlakého turbodmychadla, tak i externí obtokový ventil o průměru 35 mm nízkotlaké části. Velikost otevření je na **Obr.9.5**.



Obr.9.4 Blokové schéma obtokových ventilů



Obr.9.5 Otevření obtokového ventilu o průměru 25 mm a 35 mm



9.2 FINÁLNÍ ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ SIMULACÍ

Nejprve jsou vykresleny výkonové charakteristiky a pracovní body turbodmychadel v kompresorové mapě konceptu GT2259 + GTX3576R. Poté jsou jednotlivé charakteristiky porovnány společně s konceptem jednoho turbodmychadla GTX2860R na základě simulace v programu GT-Power.

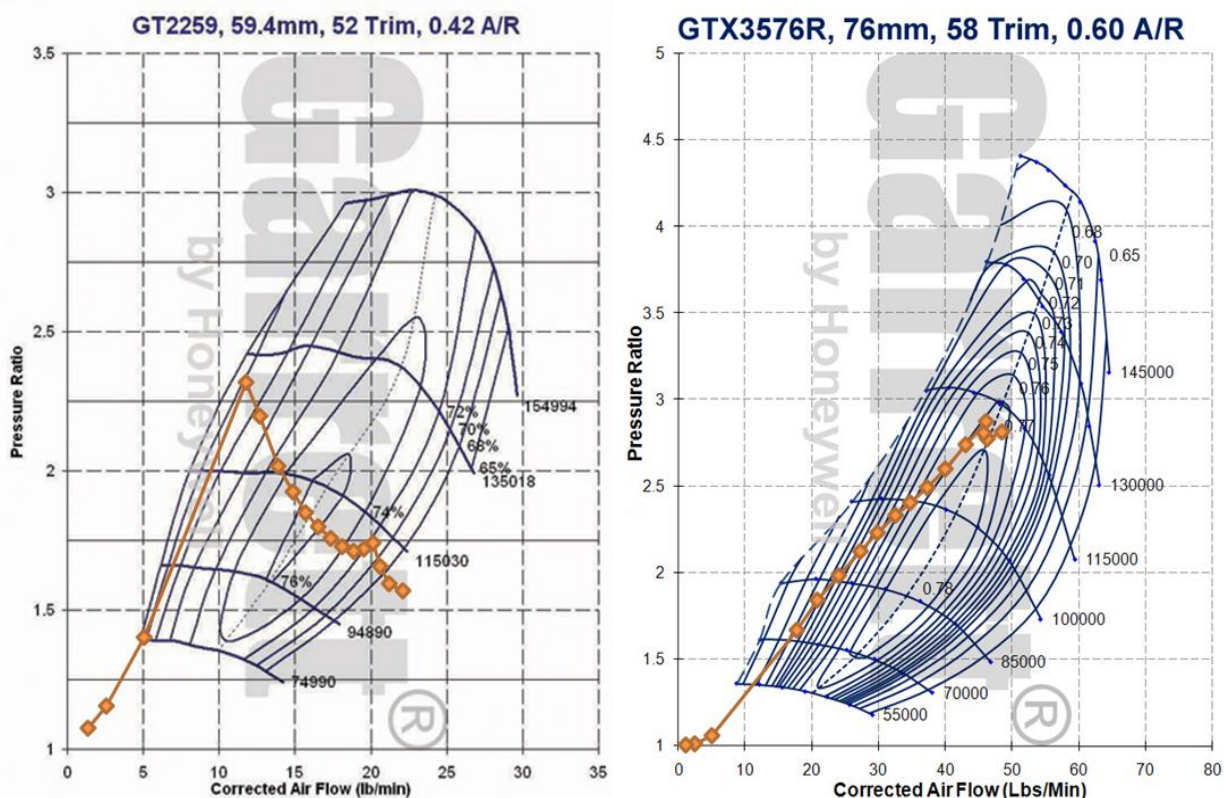
9.2.1 CHARAKTERISTIKY ZVOLENÉ DVOJICE TURBODMYCHADEL

Monitorované parametry jsou zobrazeny v následující tabulce a jejich grafické zobrazení je umístěno v příloze (**Příloha 6**).

Tab.6: Vybrané monitorované parametry konceptu GT2259 + GTX3576R:

Lokace	Parametr	Jednotka	Blok v modelu
Sací potrubí za kompresorem	tlak	bar	LPc_out
	teplota	°C	
Sací potrubí před motorem	tlak	bar	In_run-01
	teplota	°C	
Výfukové potrubí před turbínou	tlak	bar	Down_pipe
	teplota	°C	

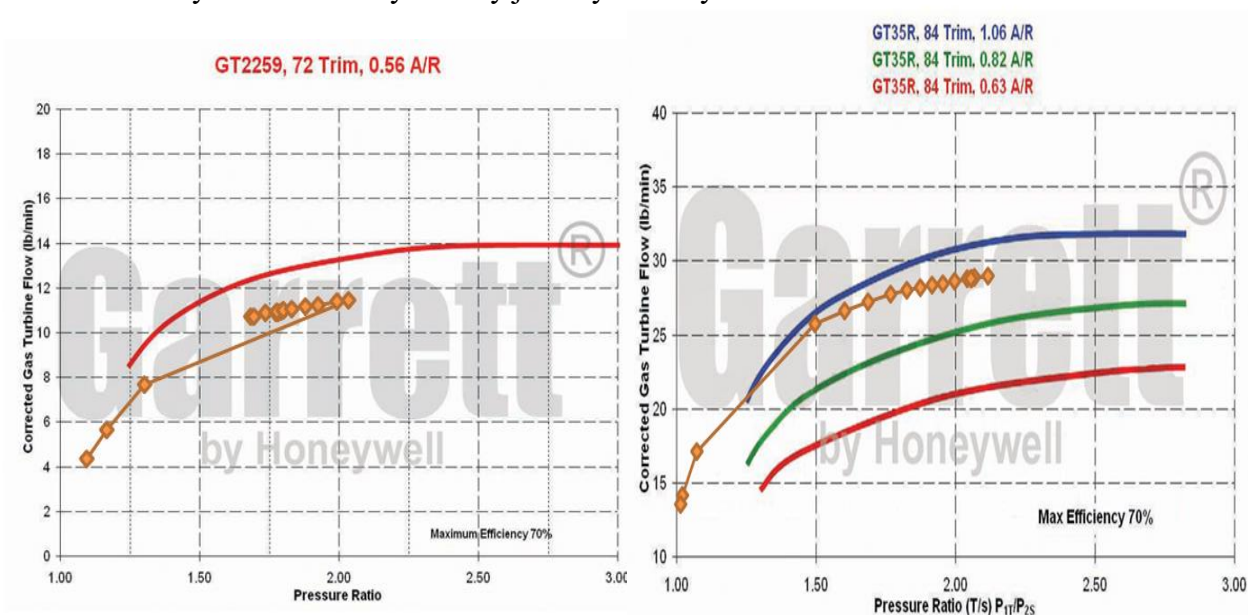
Pracovní body vysokotlakého i nízkotlakého kompresoru jsou vykresleny na podkladu kompresorových charakteristik výrobce [60]. Přesto, že křivka vysokotlaké turbíny se pohybuje poblíž meze pumpování, nepanuje důvod k obavám. Vyobrazená mapa je totiž základní konfigurace bez kanálku recirkulace vzduchu v kompresorové skříni (**kap. 1.5.5**). Výsledné pracovní body se proto pohybují v bezpečné a relativně účinné oblasti.



Obr.9.6 Pracovní body kompresorů GT2259 + GTX3576R



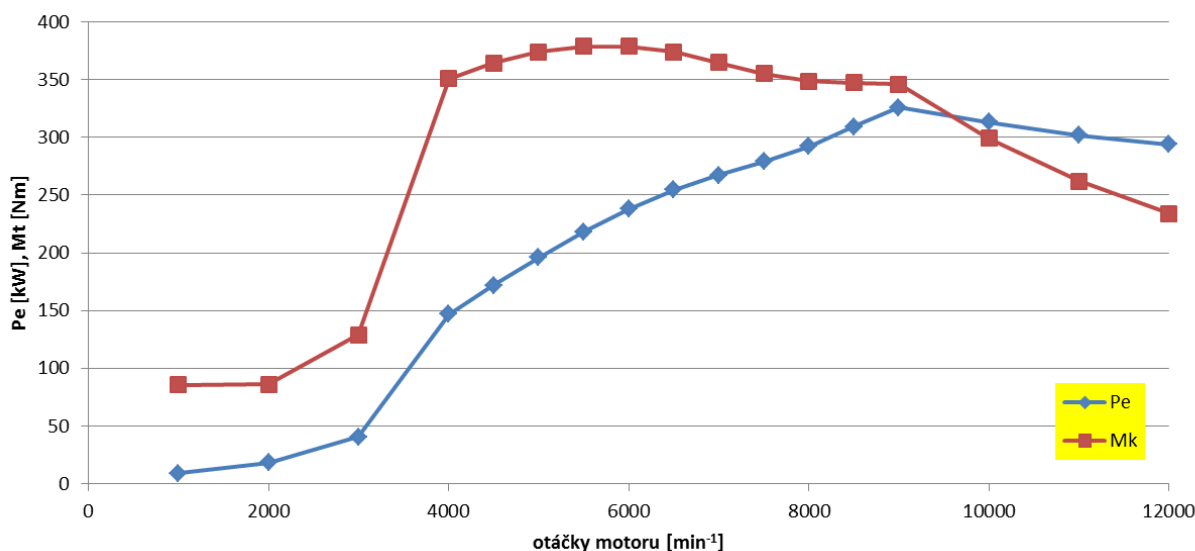
Pracovní body charakteristiky turbíny jsou vykresleny zde:



Obr.9.7 Pracovní body turbín GT2259 + GTX3576R

Vykreslená křivka pracovních bodů vysokotlaké turbíny se nepohybuje v oblasti optimální účinnosti, protože hmotnostní průtok výfukových plynů není dostatečný. Řešením by bylo snížit A/R poměr turbínové skříně. Průběh simulace v případě nízkotlaké turbíny je takřka ideální a odpovídá použití turbínové skříně s poměrem A/R 1,06.

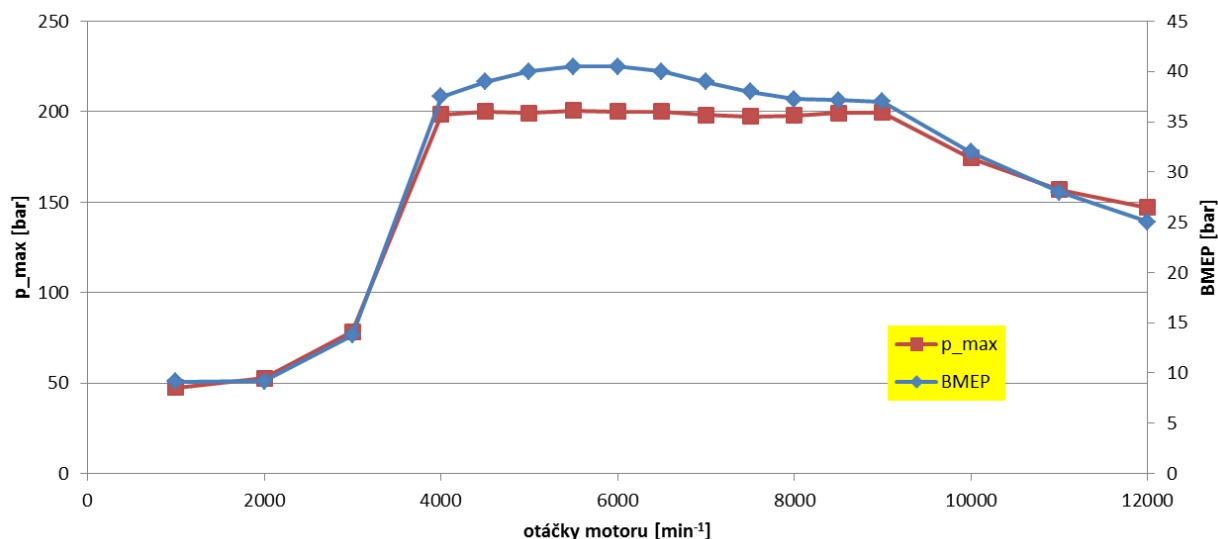
Výsledná výkonová charakteristika na následujícím grafu obsahuje srovnání efektivního výkonu a točivého momentu. Energie spalín má dostatečnou energii k roztočení rotorové skupiny od cca 4000 min⁻¹ a motor poté poskytuje stabilní dodávku točivého momentu až do 9000 min⁻¹, kdy je plnicí tlak uměle omezen kvůli ochraně komponent motoru. Maximální točivý moment je 378 Nm v 5500 min⁻¹, maximální efektivní výkon 325 kW v 9000 min⁻¹.



Obr.9.8 Výkonová charakteristika koncept GT2259 + GTX3576R



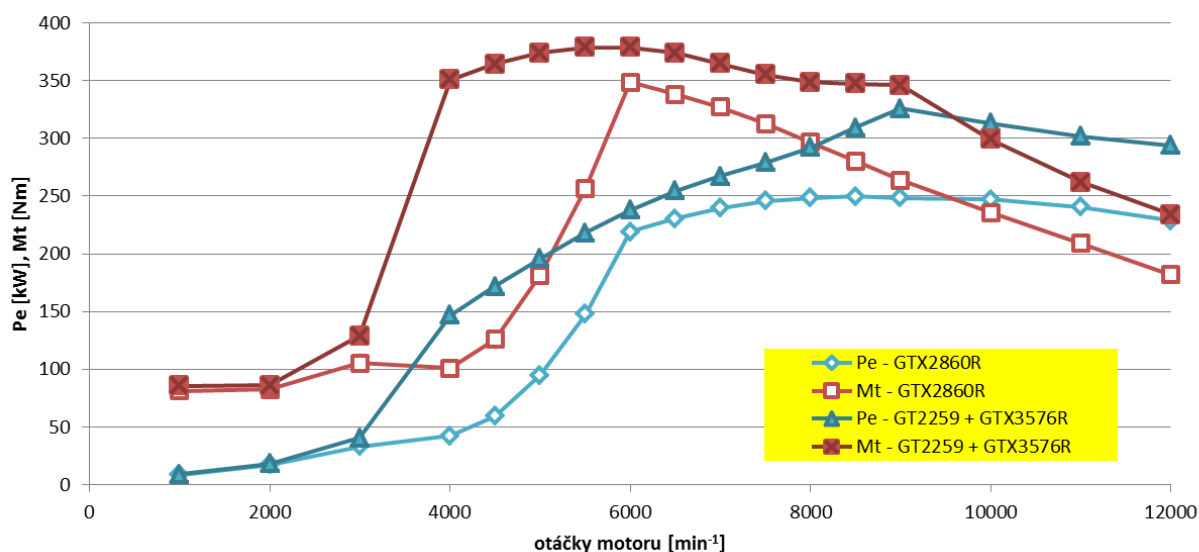
Následuje vykreslení středních efektivních tlaku ($BMEP$ – Brake Mean Effective Pressure) a maximálních spalovacích tlaků ve válci p_{max} . Na první pohled je zřetelná regulace obtokovými ventily k omezení maximálních spalovacích tlaků.



Obr.9.9 Průběh maximálních spalovacích tlaků a BMEP konceptu GT2259 + GTX3576R

9.2.2 POROVNÁNÍ S KONCEPTEM JEDNOHO TURBODMYCHADLA

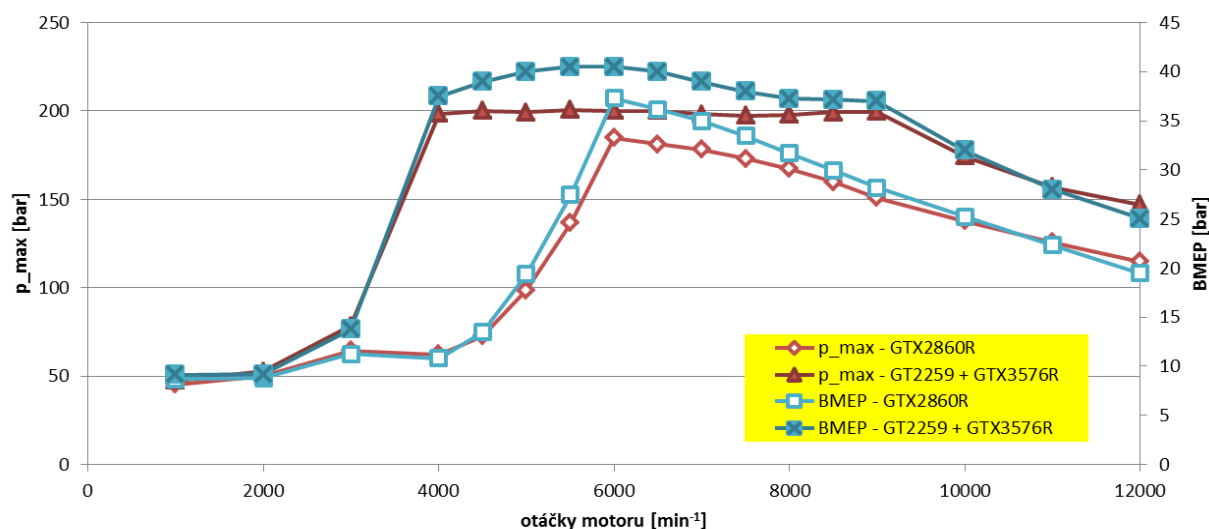
Bylo provedeno vzájemné srovnání konceptu motoru s jedním turbodmychadlem GTX2860R a dvojicí sériově zapojených turbodmychadel GT2259 + GTX3576R. Jediné, kompromisně zvolené turbodmychadlo dosahuje nižšího maximálního efektivního výkonu a jeho hlavní nevýhoda tkví v pozdním nástupu plnicího tlaku a velmi úzkém rozpětí maximálního točivého momentu, což je dáno balancováním mezi protichůdnými požadavky na co nejvyšší plnicí tlak a na co jeho nejrychlejší nástup (**kapitola 8**). Dvojice turbodmychadel tuto nevýhodu odstraňuje a umožňuje navrhnout optimální průběh výkonových charakteristik, které jsou omezeny pouze konstrukčními limity turbodmychadla a spalovacího motoru.



Obr.9.10 Porovnání výkonových charakteristik jednoho s dvojicí turbodmychadel

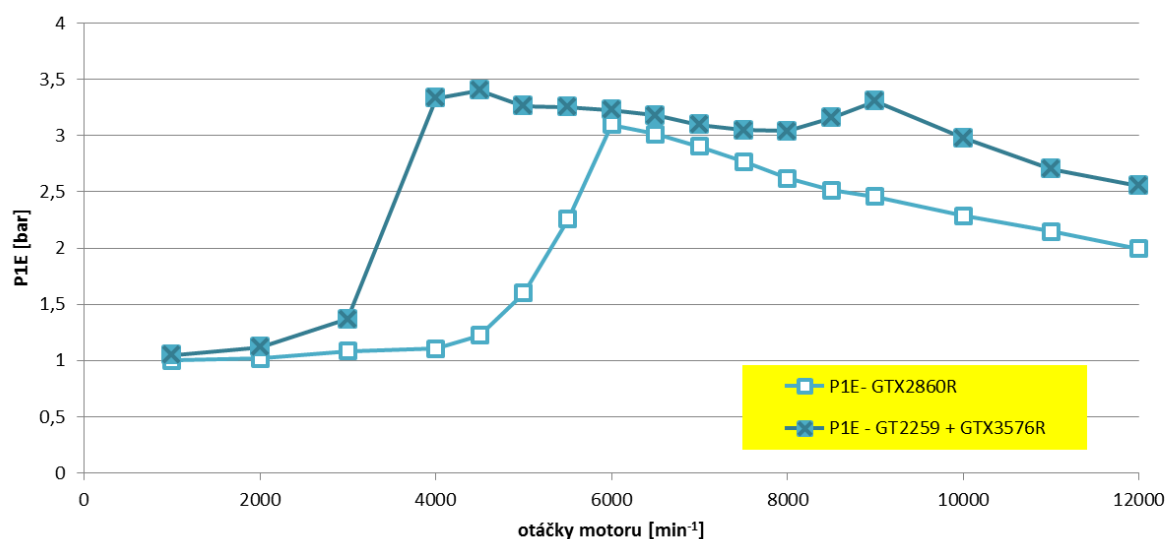


Porovnání středních efektivních tlaků a maximálních spalovacích tlaků obou konceptů. Konstrukční limity nejsou v případě simulace s turbodmychadlem GTX2860R dosaženy. Jejich dosažení a tím i zvýšení výkonu by bylo možné použitím turbodmychadla s větším hmotnostním průtokem vzduchu, ovšem za cenu ještě pomalejšího nárůstu plnicího tlaku.



Obr.9.11 Porovnání maximálních spalovacích tlaků a BMEP obou konceptů turbodmychadel

Srovnání plnicích tlaků obou konceptů, jež jsou snímány v sacím potrubí mezi škrticí klapkou a hlavou válců. Tlaky jsou absolutní, je tedy započítán tlak okolní atmosféry. Relativní přetlak v sacím potrubí se získá rozdílem absolutního plnicího tlaku a tlaku okolí. Plnicí tlak obou konceptů se odpovídá špičkovým závodním aplikacím. Tlaky a teploty za kompresorem (kompresory) či za turbínou jsou vykresleny v příloze (Příloha 6).



Obr.9.12 Porovnání plnicích tlaků jednoho a dvojice turbodmychadel

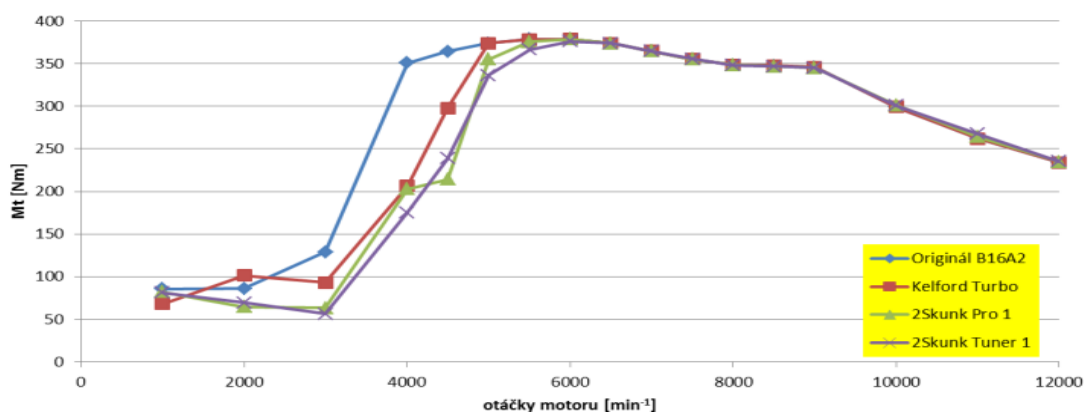


10 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY KONCEPCE B12A2

Vzhledem k úpravám rozměrů klikového ústrojí bude nezbytné navrhnout a vyrobít novou klikovou hřídel a ojnici. Nad rámec této práce autor uvádí v následujících kapitolách dosavadní výsledky v této problematice, neboť se předpokládá realizace tohoto projektu. Komponenty motoru, které nepodléhají konstrukčním změnám, budou zakoupeny od výrobců, jež nabízejí díly pro závodní použití motoru B16A2.

Použití v závodní aplikaci a dodatečný mazací okruh turbodmychadla předpokládá se úpravu mazací soustava na suchou olejovou vanu. Olej tak bude z původní olejové vany odsáván ze spodního víka přes chladič do externí nádržky, odkud bude přiváděn do hlavního mazacího kanálu motoru.

V rámci finálního konceptu motoru B12A2, přeplňovaného dvojicí sériově zapojených turbodmychadel, byla provedena řada simulací na porovnání různých vačkových hřídelí. Data zdvihu a časování byla převzata z oficiálních stránek výrobce vačkových hřídelí. Zdvihové křivky byly následně vygenerovány pomocí softwaru Lotus Engine Simulation. Průběhy točivého momentu jednotlivých typů jsou zobrazeny níže (**Obr.10.1**). Výsledky jasně ukazují, že originální vačková hřídel vykazuje vyšší hodnoty. Je tomu tak proto, že porovnávané vačkové hřídele jsou určeny pro motor s přirozeným plněním a disponují velkým zdvihem a velkým stříhem ventilů (kromě vačkové hřídele značky Kelford, která je naopak určena přeplňovanému motoru B16A2) V případě motoru s přirozeným sáním je tato konfigurace výhodná, neboť směs paliva se vzduchem má hybnost rostoucí s otáčkami motoru a plnicí účinnost tak dosahuje optima v návrhových, zpravidla vysokých otáčkách. Vliv časování ventilů je podrobně vysvětlen v kapitole (**kap. 1.3.2**). Vysoký plnicí tlak přeplňovaných motorů umožňuje díky tlakovému spádu mezi sacím potrubím a spalovacím prostorem využít kratší dobu zdvihu a pozdní otevírání sacího ventilu, neboť hybnost čerstvé směsi umožňuje plnit objem válce i při kompresním zdvihu pístu. Vysoké spalovací tlaky a značné množství spalin vyžaduje delší dobu zdvihu a brzké otevírání výfukového ventilu. Kombinace těchto požadavků jednoznačně poukazuje na minimalizaci stříhu ventilů. Motor přeplňovaný turbodmychadlem se ovšem před dosažením požadovaného plnicího tlaku chová jako motor s přirozeným sáním. V případě konceptu B12A2 je časování vačkového hřídele důležité před a během nárůstu plnicího tlaku. Vzhledem k regulaci obtokovými ventily není problém případné nedostatky časování vaček odstranit prostým zvýšením plnicího tlaku. Pro jednoznačné určení správné vačkové hřídele pro přeplňované aplikace je nutno přesně znát parametry turbodmychadla, geometrii sacího a výfukového systému, včetně průtokových součinitelů hlavy motory. [1], [4], [61]



Obr.10.1 Porovnání momentové charakteristik různých vačkových hřídelí



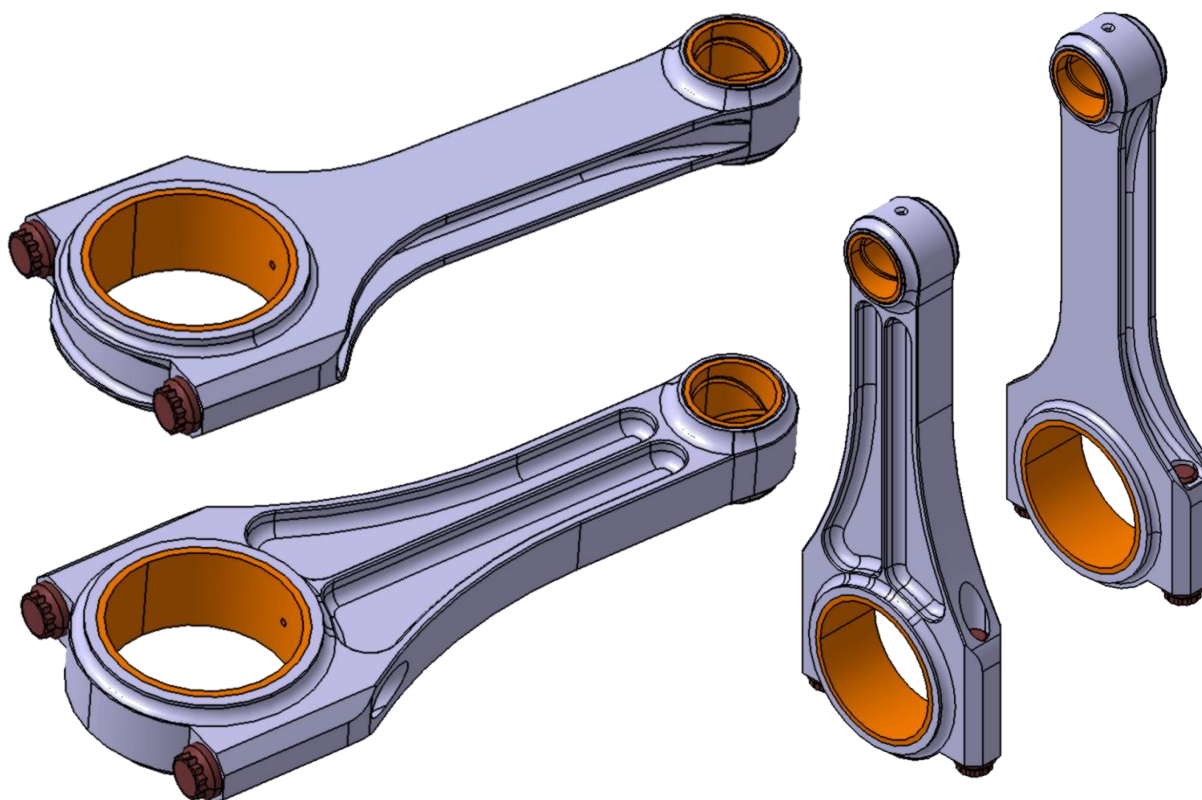
10.1 OJNICE

První verze ojnice byla navržena ve shodě se sériovou verzí se shodnými průměry malého (horního) i velkého (spodního) oka ojnice. Na pevnostní výpočet byly testovány tvar H a tvar I s přidavným žebrem. Obě provedení disponují otvorem o průměru 2 mm pro rozvod oleje mezi spodním a horním okem. Rozdělení velkého oka bude provedeno řízeným lomem, ve výpočtu ani CAD modelu není uvažováno. Tabulka se základními rozměry je uvedena níže. Průměry ok jsou uvažovány včetně hydrodynamických ložisek, jedná se tedy o vnější průměr pístního a ojničního čepu (s patřičnými tolerancemi). Jako výchozí CAD modelář byl použit software CATIA V5, poskytnutý autorovi na jeho pracovišti.

Tab.7: Rozměry ojnice, první verze

Parametr	H profil	I+ profil
Délka ojnice (středy průměru ok)	154,4 mm	154,4 mm
Průměr velkého oka*	48 mm	45 mm
Průměr malého oka*	21 mm	21 mm
Délka obou ok ojnice	19 mm	19 mm
Ojniční šroub ARP 2000 3/8	1,6 in	1,75 in
Hmotnost	679 g	710 g
Redukovaná hmotnost m_1	0,206 g	0,209 g
Redukovaná hmotnost m_2	0,473 g	0,501 g

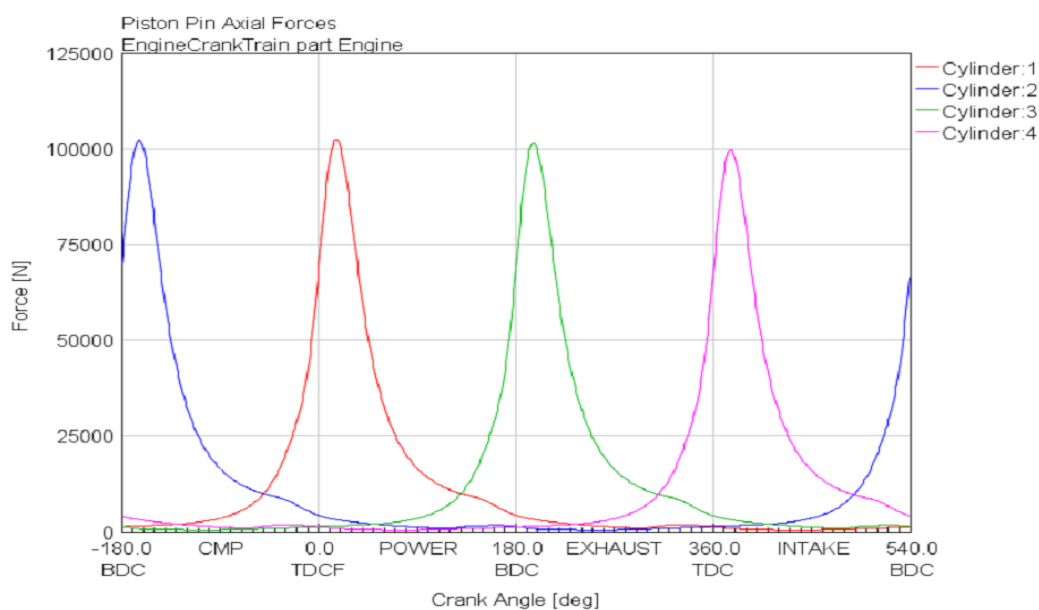
Druhá verze ojnice se vyznačuje zvětšeným průměrem horního (velkého) oka ojnice z hodnoty 45 mm na 55 mm, kvůli snížení namáhání ojničního čepu klikové hřídele.



Obr.10.2 CAD modely ojníc (nahore H profil, níže I profil s přidavným žebrem)

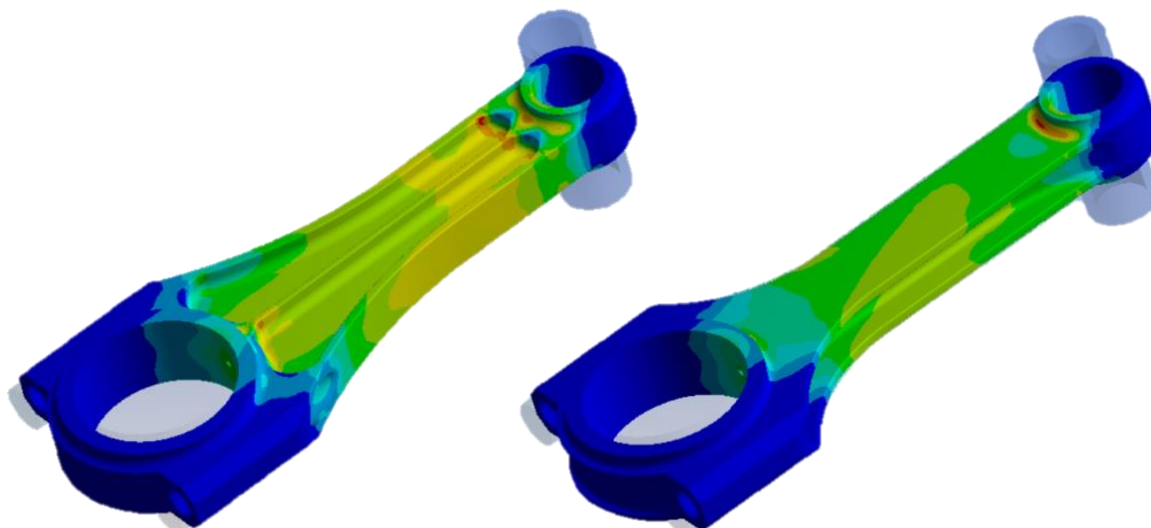
10.1.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OJNICE

Orientační pevnostní výpočet ekvivalentní napjatosti vůči tlakovému namáhání ojnice byl proveden v nástroji MKP Ansys Workbench, jež bylo možné využít v autorově pracovišti. Zátěžovací síla byla získána pomocí nástroje GT-Power a ověřena analytickým výpočtem v softwaru Matlab, jehož kód je v souboru na CD v rámci přílohy diplomové práce. Hodnoty axiálních sil působících na pístní čep v závislosti na natočení klikové hřídele jsou vykresleny v následujícím grafu (**Obr.10.3**). Nejvyšších hodnot je dosaženo 16° za horní úvratí.



Obr.10.3 Průběh axiálních sil působících na pístní čep jednotlivých válců

Autor záměrně neuvádí hodnoty napjatosti, neboť je považuje za orientační. Obecně se dá říci, že nejvyšší hodnoty ekvivalentní napjatosti dosahují hodnot meze kluzu zvoleného materiálu - nízko legované oceli ČSN 15 230. Bezpečnost k mezi kluzu je tedy blízko jedné. Vzhledem k závodní aplikaci je to uspokojivý výsledek, nicméně hmotnost ojníc je značná a odlehčení nevyhnutelné. Tato simulace ukázala, kde je možné hmotu odstranit. Směrodatný výpočet se uskuteční až po výběru konceptu přepřínování, které spalovací tlaky určí sílu na pístní čep a po optimalizaci tvaru ojnice, včetně upřesnění materiálu a povrchových úprav.

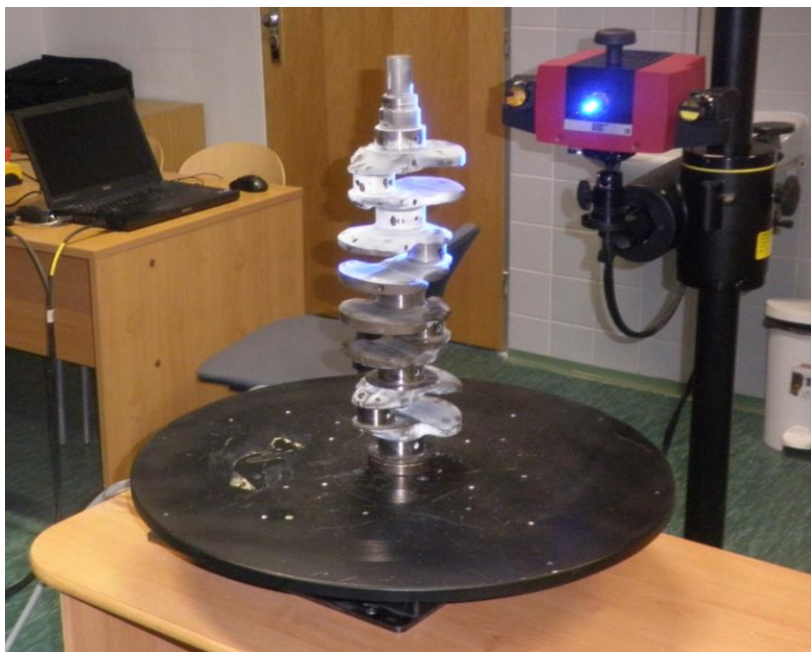


Obr.10.4 Orientační průběh ekvivalentní napjatosti obou typů ojníc



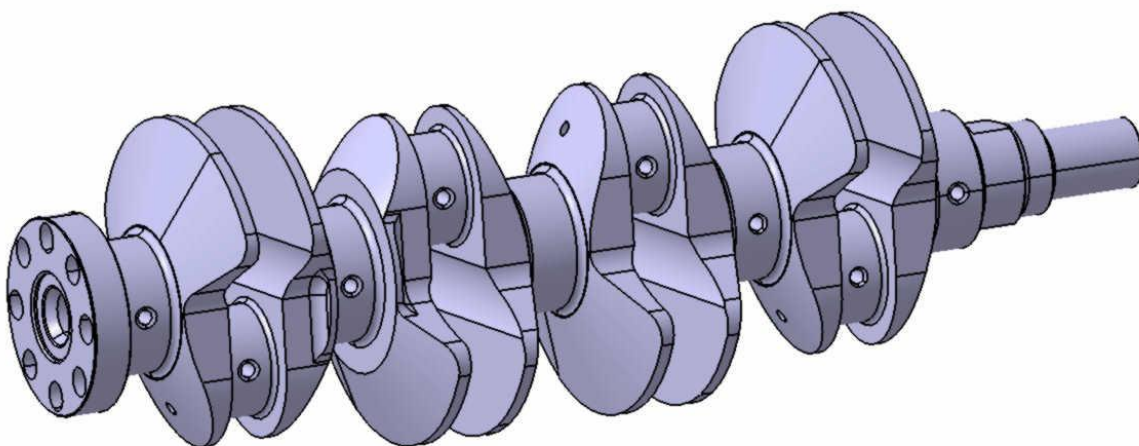
10.2 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Návrh vychází z původní klikové hřídele motoru B16A2, jejíž geometrie byla zjištěna za pomoci optického měřicího systému ATOS firmy GOM, který byl autorovi poskytnut na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Hlavní změna designu pro účely konceptu B12A2 spočívá ve snížení zdvihu pístu o 20,4 mm, tzn. posunutí ojnicních čepů blíže k ose klikové hřídele. Dále se nabízí úpravy protizávaží, tvaru ramen či možnost zvětšení průměru ojnicního čepu, kvůli snížení namáhání ojnicních hydrodynamických ložisek, spolu s adekvátní úpravou ojnice.



Obr.10.5 Snímání klikové hřídele systémem 3D skenerem ATOS

Na základě vyexportovaných dat ve formátu STL bylo možné vytvořit CAD model klikové hřídele. Ten byl vytvořen primárně pro potřeby pevnostní a modální analýzy. Na jejím základě by bylo možné v budoucnu porovnat účinky spalovacích tlaků na tloušťku olejové vrstvy hydrodynamických ložisek.

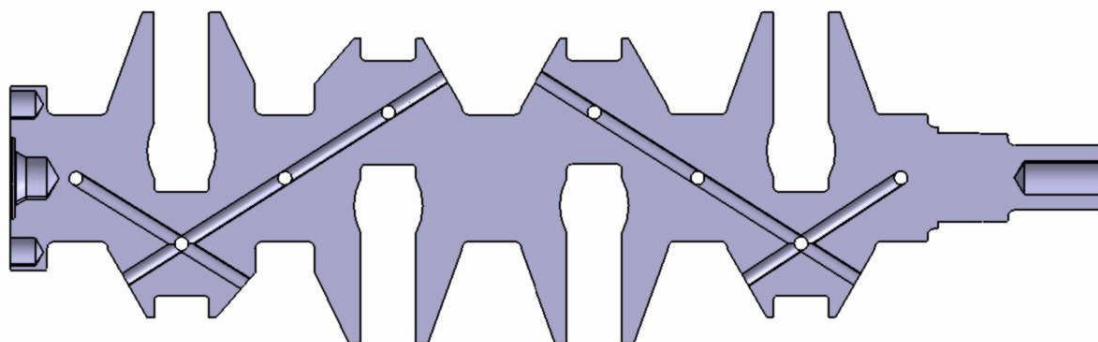


Obr.10.6 CAD model klikové hřídele silového vyvážení



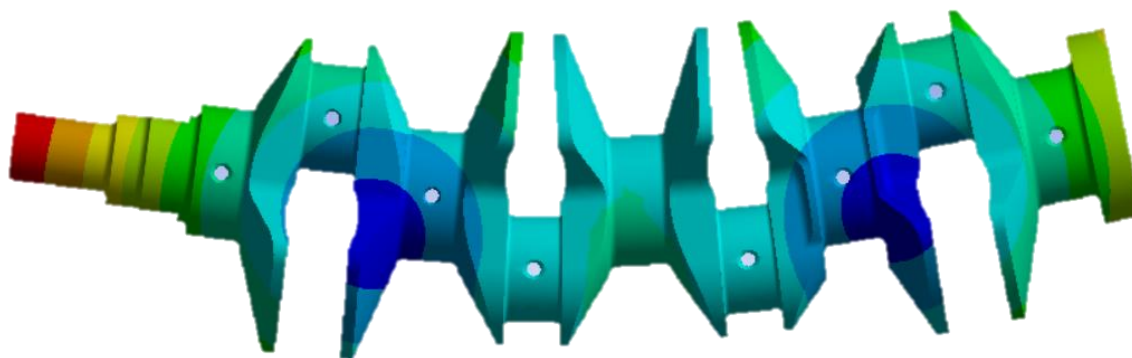
Účinky rotačních setrvačných sil způsobují u řadového čtyřválcového motoru vnitřní podélné momenty. Při stálých otáčkách nemění svou velikost, ale rovinu působení vzhledem k otáčení klikové hřídele. Jejich působení lze vyrušit dvěma způsoby. První je vyvážení silové, kdy se protizávaží umístí do každého ramene. U druhého způsobu se určí velikost volného momentu a jeho účinek se vyruší stejně velkým opačně působícím momentem dvojice protizávaží. [1]

Z koncepčního hlediska autor uvádí pouze první variantu. Tou byla kliková hřídel s osmi vývažky (**Obr.10.6**). Vývažky jsou voleny tak, aby vyvážíli redukovanou hmotnost ojnice v ojnicním čepu. Nevýhodou je zvýšená hmotnost 13,7 kg, oproti původní 13 kg. Materiál byl předběžně zvolen jako ČSN 15 142.



Obr.10.7 Řez CAD modelu s pohledem na rozváděcí mazací kanálky

Druhá varianta se čtyřmi vývažky, tzv. momentové vyvážení, bude zaměřena na co nejnížší hmotnost a tím i nejnížší moment setrvačnosti.



Obr.10.8 Vlastní tvar silového vyvážení klikové hřídele prvního módu při frekvenci 553 Hz

Autor nicméně zamýšlí nejprve získat analýzu relativně předimenzované silově vyvážené klikové hřídele. Doposud byla provedena modální analýza v MKP Ansys Workbench (**Obr.10.8**), na jejímž základě bude možný export soustavy do Multi-body systému Adams, kde lze využít fakultní licenci. Tam se simulací klikového ústrojí motoru s pružnou klikovou hřídelí a ojnicí získají průběhy silového působení pro hydrodynamická ložiska, včetně rozložení tloušťky olejové vrstvy. Paralelně bude probíhat výpočet torzních kmitů, který umožní provést zátěžné pevnostní účinky modelu v MKP. Dopadnou-li výsledky uspokojivě, provede se shodná řada simulací pro momentově vyváženou klikovou hřídel, čímž bude simulační část dokončena. K výrobě klikové hřídele a ojnic je poté nutno zhotovit výkresovou dokumentaci.



ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout vhodné turbodmychadlo pro závodní aplikaci zážehového motoru o zdvihovém objemu do 1,2 litru, přesněji do 1,177 litru, má-li být splněn požadavek pro účast v automobilových soutěžích ve stejné kategorii jako motory s přirozeným plněním do objemu 2,0 litru. Neformální požadavek byl alespoň 300 kW výkonu v nominálních otáčkách.

Nejprve byla provedena rešerše tradičních možností zvyšování výkonu zážehového motoru, s podrobným pohledem na koncepční řešení přepřňování, konstrukce turbodmychadel a jejich regulace. Bylo zřejmé, že pro požadované výkonové parametry (konkurenceschopnost v dané kategorii) je přepřňování nezbytné a zbývalo vybrat aplikaci, která pro tento účel bude upravena. Autor vyseletoval tři možné varianty: První možnost byla úprava motoru závodního motocyklu, což by znamenalo zesílení klikového ústrojí, bloku motoru a zejména konstrukční vyřešení spojení motocyklového motoru a automobilové převodovky. Druhá varianta spočívala v úpravě bloku motoru pro použití hlavy válců závodního motocyklu. Ačkoli autor našel dvojici, jež má shodnou rozteč válců, úprava by zahrnovala značný zásah do kanálků chladicí kapaliny v bloku motoru a návrhu nové klikové hřídele a ojníc pro zachování požadovaného zdvihového objemu. Třetí varianta, která byla vybrána jako výsledná koncepce, upravuje stále ještě dobře dostupný motor Honda B16A2. Kromě plánovaného přepřňování bylo nutno navrhnout nové rozměry klikové ústrojí, aby byl zachován požadovaný zdvihový objem. Vzhledem k oblíbenosti zvoleného motoru je zaručeno velké portfolio komponent motoru pro závodní aplikace. Navrhnout a vyrobit bude nutno pouze ojnice a klikovou hřídel.

Dalším krokem bylo sestavení návrhového výpočtu, který vycházel z ideálních termodynamických cyklů a zvolených parametrů, například požadovaného výkonu či čerpacích ztrát v sání vzduchu. Na základě tohoto výpočtu bylo možné zjistit návrhové pracovní body kompresoru, podle kterých bylo porovnáno několik produkčně dostupných turbodmychadel, z nichž nejlepší průběh charakteristik náležel modelu GTX2860R. Jeho spolupráce s motorem byla ověřena simulací v softwaru GT-Power, s využitím dat prostřednictvím nástroje Lotus Engine Simulation. Zejména kompresorové a turbínové charakteristiky byly získány porovnáním dostupných grafických map výrobce a následnou úpravou předvolených map podobnostními čísly v softwaru Lotus. Průtokový součinitel CF byl experimentálně změřen z hlavy motoru B16A2 pomocí profukovačky na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Vhodnou obtokovou regulací na turbínové straně turbodmychadla bylo docíleno provozu kompresoru turbodmychadla v oblasti optimální účinnosti a zároveň zabráněno přetočení rotorové skupiny. Motor s tímto turbodmychadlem dosáhl maximálního výkonu 249 kW při 8500 min^{-1} a maximálního točivého momentu 349 Nm při 6000 min^{-1} . Za touto hodnotou otáček točivý moment prudce klesá vlivem otevření obtokového ventilu. Rozsah nominálních otáček motoru je velmi úzký, neboť ve vyšších otáčkách je plnicí tlak omezen obtokovým ventilem a v nízkých otáčkách není dostatečná energie výfukových plynů pro roztočení turbíny a tím pádem ani kompresor nemůže dostatečně zvýšit plnicí tlak. Tento problém by se vyřešil volbou menšího turbodmychadla, respektive kompresorem a turbínou s menším průtočným průřezem, nicméně o to více by ve vyšších otáčkách bylo nutno odpouštět výfukové plyny kvůli konstrukčním limitům turbodmychadla, což by mělo za následek snížení maximálního dosažitelného výkonu. Zvolené turbodmychadlo GTX2860R je tedy kompromisní řešení, které navíc nedosahuje konstrukčních limitů, za něž byly obecně zvoleny maximální spalovací tlaky o hodnotě 200 bar.



Protože si vedoucí práce nebyl jist konkurenceschopností dosažených výsledků, autor se rozhodl optimalizovat výkonové charakteristiky simulací spolupráce motoru s dvojicí turbodmychadel zapojenými do série. Simulační blok v softwaru GT-Power byl rozšířen o nízkotlaké a vysokotlaké turbodmychadlo, mezi jejichž kompresory byl pro snížení teploty plnicího vzduchu předřazen další mezichladič stlačeného vzduchu. Kompresorové a turbínové mapy šesti produkčně dostupných turbodmychadel společnosti Garrett se zpracovaly obdobným způsobem jako předchozí simulace v nástroji Lotus. Regulační prvky byly tvořeny obtokovým ventilem v turbínové skříni vysokotlaké části, externím obtokovým ventilem nízkotlaké části a přetlakovým ventilem mezi vysokotlakým kompresorem a škrticí klapkou. Ten byl vzhledem k ustálenému režimu simulace téměř neaktivní. Následovaly dvě fáze simulací. Všechny zvolené dvojice turbodmychadel byly navzájem porovnány při regulaci na střední efektivní tlak maximálně 38 bar. Autor zvolil variantu, která dosahovala nejrychlejšího nástupu na omezující parametr a zároveň ho byla schopna udržet v co nejširším spektru otáček. Za vysokotlaké turbodmychadlo bylo vybráno GT2259, za nízkotlakou část GTX3576R.

Cílem druhé fáze bylo optimalizovat zvolenou dvojici turbodmychadel pro maximální výkonové parametry při dodržení konstrukčního limitu. Regulace obtokových ventilů byla proto nastavena na maximální spalovací tlaky o hodnotě 200 bar. V reálné aplikaci bude regulace probíhat buď elektronicky, či mnohem pravděpodobněji řízena na základě přetlaku plnicího vzduchu, který lze na základě těchto simulací predikovat. Výkonové charakteristiky jsou oproti předchozí simulaci s jediným turbodmychadlem značně navýšeny. Energie spalín má dostatečnou energii k roztočení rotorové skupiny od cca 4000 min^{-1} a motor je díky množství plnicího vzduchu schopen poskytovat stabilní dodávku točivého momentu až do 9000 min^{-1} , kdy je plnicí tlak uměle omezen kvůli ochraně komponent klikového ústrojí. Průběh točivého momentu má plochý charakter, s maximem 378 Nm v 5500 min^{-1} , maximální efektivní výkon je 325 kW v 9000 min^{-1} .

Předchozí výsledky vycházejí převážně z teoretických výpočtů a návrhových parametrů, ačkoli snaha přiblížit se reálné spolupráci spalovacího motoru a turbodmychadla byla maximální. Aby se dala volba daného turbodmychadla prohlásit s jistotou za správnou, vhodnost zvolených turbodmychadel by musela být ověřena reálným měřením motoru na dynamometru, nebo celého vozidla na válcové zkušebně.

Vzhledem k plánované realizaci této koncepce, obsahuje diplomová práce nad rámec zadání stručný náhled do dosavadního postupu návrhu a analýz ojnice a klikového hřídele, včetně nastínění dalšího postupu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HEISLER, H. *Advanced Engine Technology*. SAE International, First edition, 1995. ISBN 1-56091-734-2.
- [2] HALDERMAN, J.,D. *Automotive technology: Principles, Diagnosis, and Service*, Fourth Edition, Prentice Hall, 2012. ISBN 978-0-13-254261-6
- [3] BOSCH, *Electronic Automotive Handbook*, Robert Bosch GmbH, 1. Edition , 2002.
- [4] VĚŘÍŠ, M. *Variabilní ventilové rozvody*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 54 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Drápal.
- [5] HIERETH, H., PRENNINGER, P.: *Charging the Internal Combustion Engine*. Springer-Verlag, Wien, 2007. 260 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [6] *Reducing CO2 emissions from passenger cars* [online]. c2016 [cit. 2015-11-22]. Dostupné z: <http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars/index_en.htm>
- [7] *Formula 1 Engine* [online]. c2016 [cit. 2015-11-26]. Dostupné z: <<http://www.formula1-dictionary.net/engine.html>>
- [8] *Beehive vs. Cylindrical Valvespring Comparison* [online]. c2016 [cit. 2015-11-26]. Dostupné z: <<http://www.superchevy.com/how-to/corp-0509-beehive-cylindrical-valvespring-info/>>
- [9] ZIMMERMAN, M. *Chování EHD mazacího filmu při náhlých změnách rychlosti a zatížení*. Brno, 2011. 107 s. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
- [10] *Hydrodynamic lubrication regimes* [online]. c2016 [cit. 2015-11-29]. Dostupné z: <<http://www.mdpi.com/2075-4442/1/4/102/htm>>
- [11] *VCR engines* [online]. c2016 [cit. 2015-12-21]. Dostupné z: <http://www.mce-5.com/english/pop_up/fausses_idees_r/it_s_too_complex_it_s_possible_to_make_simpler_VCR_engines.html>
- [12] *Lower and Higher Heating Values of Gas, Liquid and Solid Fuels* [online]. c2016 [cit. 2015-12-21]. Dostupné z: <http://cta.ornl.gov/bedb/appendix_a/Lower_and_Higher_Heating_Values_of_Gas_Liquid_and_Solid_Fuels.pdf>
- [13] VLK, F. *Alternativní pohony motorových vozidel*. 1.vyd. Brno: Prof. Ing František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004.226 s. ISBN 80-239-1602-5
- [14] *Racing fuel characteristics* [online]. c2016 [cit. 2015-12-21]. Dostupné z: <<http://iqlearningsystems.com/ethanol/downloads/Racing%20Fuel%20Characteristics.pdf>>
- [15] *MW50* [online]. c2016 [cit. 2015-12-25]. Dostupné z: <<https://www.digitalcombatsimulator.com/images/products/kurfurst/12.gif>>



- [16] NOS system [online]. c2016 [cit. 2016-01-25]. Dostupné z: <<https://eb9239d2b3c1bda1d53d-6b4eb896915f5ae433f1eebf2b932a4d.ssl.cf1.rackcdn.com/07005nos.jpg>>
- [17] SMRČEK, M. *Netradiční metody zvyšování výkonu spalovacích motorů*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 37 s. Vedoucí práce doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
- [18] BAINES, N. *Fundamentals of Turbocharging*. Vyd. 1., nezměn. Vermont: Concepts NREC, 2005, 264 s. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [19] GSCHEIDLE, Rolf a kol. *Příručka pro automechanika*. 2. upravené vydání. Praha: Sobotáles, 2002, 637 s. ISBN 80-85920-83-2
- [20] Volkswagen. *The 1.4TSI Engine with Dual-charging* [online]. c2016 [cit. 2016-01-28]. Dostupné z: <http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_359.pdf>
- [21] Řez turbodmychadlem [online]. c2016 [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <<http://autotrip.cz/wp-content/uploads/2015/10/turbodmychadlo.jpg>>
- [22] MALEC, P. *Zážehový přeplňovaný motor Honda*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [23] VONDRÁK, A. *Spolupráce turbodmychadla a spalovacího motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 128 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [24] A/R ratio [online]. c2016 [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <http://s712.photobucket.com/user/hjor2009/media/pic5_tub.jpg.html>
- [25] Trim [online]. c2016 [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <<http://www.turbomaster.info/img/turbos/trim1.gif>>
- [26] Journal Bearings vs. Ball Bearings [online]. c2016 [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/journal_bearings_vs_ball_bearings>
- [27] Ported shroud diagram [online]. c2016 [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <<http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/turboTech/turboTechExpert/Ported-Shroud-diagram.jpg>>
- [28] Dualboost technology [online]. c2016 [cit. 2016-02-16]. Dostupné z: <[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)>
- [29] Compact series compressor turbo [online]. c2016 [cit. 2016-02-16]. Dostupné z: <<https://turbo.honeywell.com/compact-series-compressor-turbo-lst/>>
- [30] Wykres wastegate [online]. c2016 [cit. 2016-02-16]. Dostupné z: <http://www.technikajazdy.info/wp-content/uploads/2008/12/wastegate_wykres.jpg>



- [31] *Volvo VNT* [online]. c2016 [cit. 2016-02-23]. Dostupné z:
<https://landwaderdynamic.com/wp-content/uploads/2015/08/volvo_vnt.jpg>
- [32] *Animacija turbine* [online]. c2016 [cit. 2016-02-23]. Dostupné z:
<http://www.turboservis.rs/templates/images/animacija_turbine.jpg>
- [33] *Technical info blow off valve* [online]. c2016 [cit. 2016-02-23]. Dostupné z:
<<http://www.nukeperformance.com/technical-infoblow-off-valve-faq/>>
- [34] *Formula 1 engines* [online]. c2016 [cit. 2016-02-23]. Dostupné z:
<https://en.wikipedia.org/wiki/Formula_One_engines#1966.E2.80.931986/>
- [35] *Renault 5 Maxi Turbo specification* [online]. c2016 [cit. 2016-02-25]. Dostupné z:
<<http://www.zeperfs.com/en/fiche1536-renault-5-maxi-turbo.htm>>
- [36] *Project Miatabusa* [online]. c2016 [cit. 2016-03-03]. Dostupné z:
<<http://www.motoiq.com/Projects/Mazda/Miatabusa.aspx>>
- [37] *500HP Stock-Block B16A* [online]. c2016 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z:
<<http://www.superstreetonline.com/how-to/engine/htup-0805-500hp-stock-block-b16a/>>
- [38] *Honda engine B16A2* [online]. c2016 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z:
<<http://static1.squarespace.com/static/52d46dd9e4b0f63bcb07fa01/t/557784a7e4b0b21c84ccd06b/1433896106725/>>
- [39] *Honda B engine* [online]. c2016 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z:
<https://en.wikipedia.org/wiki/Honda_B_engine>
- [40] *Honda engine specs* [online]. c2016 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z:
<http://asian_e.tripod.com/Honda_Engine_Specs.htm>
- [41] Honda Motor Co.,Ltd.: *Civic 1996-2000 service manual*. First Edition 8/99. Honda of America, 1999. 1848s.
- [42] *B16A2 block* [online]. c2016 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z:
<http://hondaswap.com/attachments/100_2106-jpg.5151/>
- [43] *B16A2 block* [online]. c2016 [cit. 2016-03-06]. Dostupné z:
<http://s80.photobucket.com/user/mitchmitch17/media/Mitchs%20car/DSC01098.jpg.html/>
- [44] *Turbo test schematic* [online]. c2016 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z:
<<http://www.pdvconsult.com/images/Turbo%20test%20schematic.jpg/>>
- [45] *Compressor map expalined* [online]. c2016 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z:
<http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/turboTech/turboTechExpert/Compressor-Maps-Explained.jpg>
- [46] *Turbine map explained* [online]. c2016 [cit. 2016-03-11]. Dostupné z:
< <http://www.turbomaster.info/img/aplicaciones/GT4088R-751470-0001-turbmap.jpg/>>



- [47] ŠTĚPÁN, David. *Zvýšení pružnosti motoru Ford 1.6i Zetec-E*. [s.l.], 2004. 99 s. Diplomová práce. VUT, FSI, UDT.
- [48] *Intercooler test BMW N54 135i* [online]. c2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://mosselmanturbo.com/uploads/media/intercooler_test_Mosselman.pdf/>
- [49] *Debunking the K&N Myth – Why OEM is Better* [online]. c2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <<http://www.nicoclub.com/archives/kn-vs-oem-filter.html/>>
- [50] HÁJEK, D. *Zvýšení pružnosti motoru přepřínováním*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 81 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [51] *Fuel news* [online]. c2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://www.bp.com/content/dam/bp-country/en_au/media/fuel-news/fuel-octane-power.pdf/>
- [52] *BP 100 Racing Fuel* [online]. c2016 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: <http://www.tds.bp.com.au/pdf/5602_BP100v1.pdf/>
- [53] MORAN, J.,M., SHAPIRO, N.,H. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Fifth Edition, Scotprint, East Lothian, 2006. ISBN-10 0-470-03037-2
- [54] *Saab 99 water injection* [online]. c2016 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <<http://saabworld.net/attachment.php?s=80b227ccdae6f2360cc341dae8ec5ee9&attachme ntid=7619&d=1334321801/>>
- [55] *Ecoboost* [online]. c2016 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <<http://articles.sae.org/10714/>>
- [56] *8NR-FRS engine* [online]. c2016 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <<http://www.autoevolution.com/news/toyota-8nr-fts-12l-turbo-engine-detailed-94147.html/>>
- [57] *1.0 TSI engine* [online]. c2016 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <<http://www.cars-data.com/en/volkswagen-polo-1.0-tsi-90hp-bluemotion-specs/68137/>>
- [58] *1.2 TSI engine* [online]. c2016 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <<http://www.autoevolution.com/news/volkswagen-tsi-engines-explained-60143.html> />
- [59] OPLUŠTIL, V. *Zvýšení výkonových parametrů motoru Honda 1.6*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, PhD.
- [60] *Turbo by Garrett* [online]. c2016 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <<https://turbobygarrett.com/turbobygarrett/> />
- [61] *Skunk2 Camshafts* [online]. c2016 [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <<http://store.skunk2.com/engine-tuning/top-end/camshafts/pro-series-camshafts.html/>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

n_{ventil}	[-]	Počet ventilů
$\dot{m}_k$	[kg]	Specifická efektivní spotřeba vzduchu
ΔT_K	[K]	Teplotní spád přes kompresor
ΔT_{ch_navrh}	[K]	Teplotní spád přes mezichladič stlačeného vzduchu
Π_{K_navrh}	[-]	Tlakový poměr kompresoru
ρ_{pln_navrh}	[kg.m ⁻³]	Návrhová hustota plnicího vzduchu
D_v	[mm]	Vrtání válce
D_w	[mm]	Velký průměr rotoru
H_v	[mm]	Zdvih válce
L_{oj}	[mm]	Délka ojnice
M_{BP100}	[kmol.kg ⁻¹]	Teoretické molární množství vzduchu připadající na 1 kg paliva
M_o	[mm]	Teoreticky nutné množství kyslíku
M_{smes}	[kmol.kg ⁻¹]	Skutečné molární množství vzduchu připadající na 1 kg paliva
P_e	[kW]	Efektivní výkon
P_{e_navrh}	[kW]	Návrhový efektivní výkon
P_{fuel}	[kW]	Výkon získaný spálením paliva
P_{pl}	[Pa]	Tlak plnicího vzduchu
T_1	[K]	Teplota na začátku komprese
T_{1K_navrh}	[K]	Návrhová teplota před kompresorem
T_2	[K]	Teplota na konci komprese
T_{2K_navrh}	[K]	Návrhová teplota za kompresorem
$T_{\Delta val_navrh}$	[K]	Návrhové teplotní spád ohřátím směsi o válce
T_{pl}	[K]	Teplota plnicího vzduchu
T_{pln_navrh}	[K]	Návrhová teplota na vstupu do motoru
T_{rez_navrh}	[K]	Návrhová teplota reziduálních výfukových plynů
T_{val_navrh}	[K]	Návrhová teplota na konci plnění válce bez odvodu tepla
V_z	[l]	Zdvihový objem
c_{p_rez}	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita spalin
c_{p_vzduch}	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita vzduchu
d_t	[mm]	Průměr sedla ventilu
d_w	[mm]	Malý průměr rotoru



m_k	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostní průtok vzduchu
m_{k_red}	[kg.s ⁻¹]	Redukovaný hmotnostní tok vzduchu kompresorem
m_{skut}	[kg.s ⁻¹]	Skutečný naměřený hmotnostní průtok vzduchu
m_{teor}	[kg.s ⁻¹]	Teoretický hmotnostní průtok vzduchu
n_1	[-]	Exponent polytropy komprese
n_2	[-]	Exponent polytropy expanze
n_{kl}	[s ⁻¹]	Otáčky klikového hřídele
n_v	[-]	Počet válců
p_{1K_navrh}	[bar]	Návrhový plnicí tlak před kompresorem
p_{2K_navrh}	[bar]	Návrhový plnicí tlak za kompresorem
p_{atm}	[kPa]	Atmosférický tlak
p_{ch_ztr}	[bar]	Tlaková ztráta mezichladiče stlačeného vzduchu
p_{e_navrh}	[bar]	Návrhový efektivní tlak
p_{filtr_ztr}	[bar]	Tlaková ztráta od filtru vzduchu v sacím traktu
p_{in_navrh}	[bar]	Návrhový střední indikovaný tlak
p_{max}	[bar]	Průměrné maximální spalovací tlaky ve válcích
p_{pln_navrh}	[bar]	Návrhový plnicí tlak na vstupu do motoru
p_{rez_navrh}	[bar]	Návrhový tlak reziduálních výfukových plynů
p_{zt}	[bar]	Třecí ztrátový tlak
r_s	[J. K ⁻¹ .kg ⁻¹]	Měrná plynová konstanta spalin
t_{atm}	[°C]	Teplota prostředí
γ_{rez}	[-]	Koeficient reziduálních výfukových plynů
ε_z	[-]	Kompresní poměr
η_{ch}	[-]	Chemická účinnost spalovacího motoru
η_e	[-]	Celková účinnost spalovacího motoru
η_{is_navrh}	[-]	Návrhová isoentropická účinnost kompresoru
η_m	[-]	Mechanická účinnost spalovacího motoru
η_{pln_navrh}	[-]	Návrhová plnicí účinnost
η_t	[-]	Tepelná účinnost spalovacího motoru
κ_s	[-]	Exponent adiabaty spalin
λ_{navrh}	[-]	Návrhový součinitel přebytku vzduchu
λ_{oj}	[-]	Ojniční poměr
μ_{BP100}	[kg.kmol ⁻¹]	Molární hmotnost paliva BP 100



μ_{vzduch}	[kg.kmol ⁻¹]	Molární hmotnost vzduchu
ρ_{1K}	[kg.m ⁻³]	Hustota vzduchu vstupujícího do kompresoru
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	Hustota plnicího vzduchu
σ_{BP100}	[-]	Teoretický směšovací poměr
ω_{kl}	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
ϕ_{rez}	[-]	Součinitel znečištění spal. pr. od reziduálních plynů
Δp	[bar]	Tlakový spád dosažený při měření na profukovačce
A	[mm ²]	Průtočná plocha ventilů
$BMEP$	[bar]	Střední efektivní tlak (Brake Mean Effective Pressure)
$BSFC$	[g. kW ⁻¹ .hod ⁻¹]	Teoretická měrná spotřeba paliva (Brake Specific Fuel Consumption)
CF	[-]	Průtokový součinitel
LHV	[kJ.kg ⁻¹]	Spodní výhřevnost paliva (Low Heating Value)
Mt	[Nm]	Točivý moment
R	[J. kmol ⁻¹ .K ⁻¹]	Univerzální plynová konstanta
$Trim$	[-]	Míra ořezu lopatek radiálního kola
r	[J. K ⁻¹ .kg ⁻¹]	Měrná plynová konstanta vzduchu
κ	[-]	Exponent adiabaty
τ	[-]	Taktnost čtyřdobého motoru
v	[-]	Stupeň zvýšení tlaku
ϕ	[-]	Součinitel plnosti cyklu



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1:	Tabulka charakteristik potrubí modelu konceptu s GTX2860R	I
Příloha 2:	Průběhy teplot a tlaků simulace konceptu GTX2860R	II
Příloha 3:	Charakteristiky vybraných dvojic turbodmychadel (GT-Power)	III
Příloha 4:	Charakteristika GT2259 + GTX3576R s regulací BMEP = 38 bar	IV
Příloha 5:	Charakteristika GT2259 + GTX3576R bez regulace nízkotlaké turbíny	V
Příloha 6:	Průběhy teplot a tlaků simulace konceptu GT2259 + GTX3576R	VI

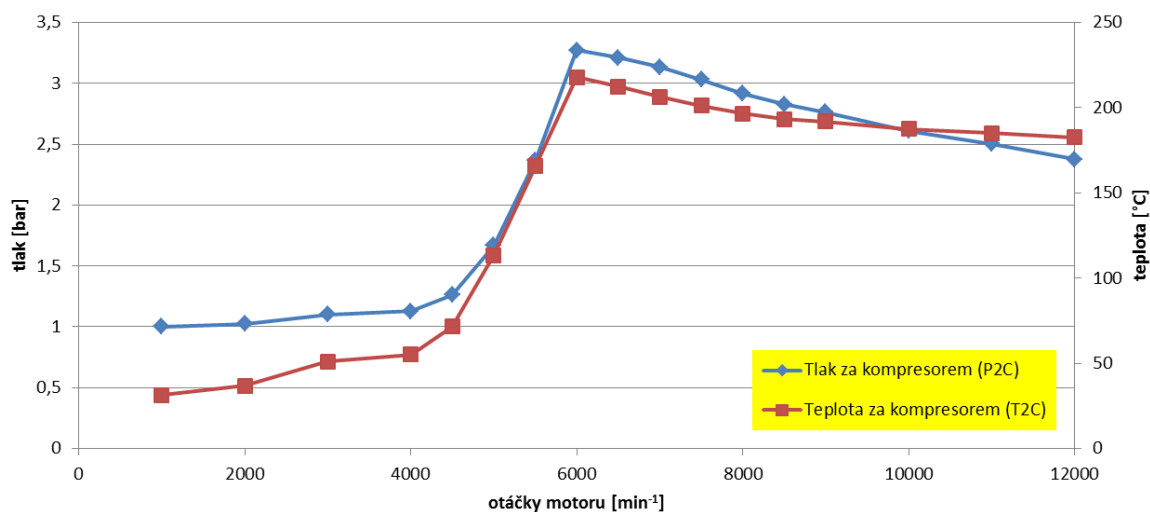


Tab I: Vybrané geometrické parametry parametry konceptu GTX2860R:

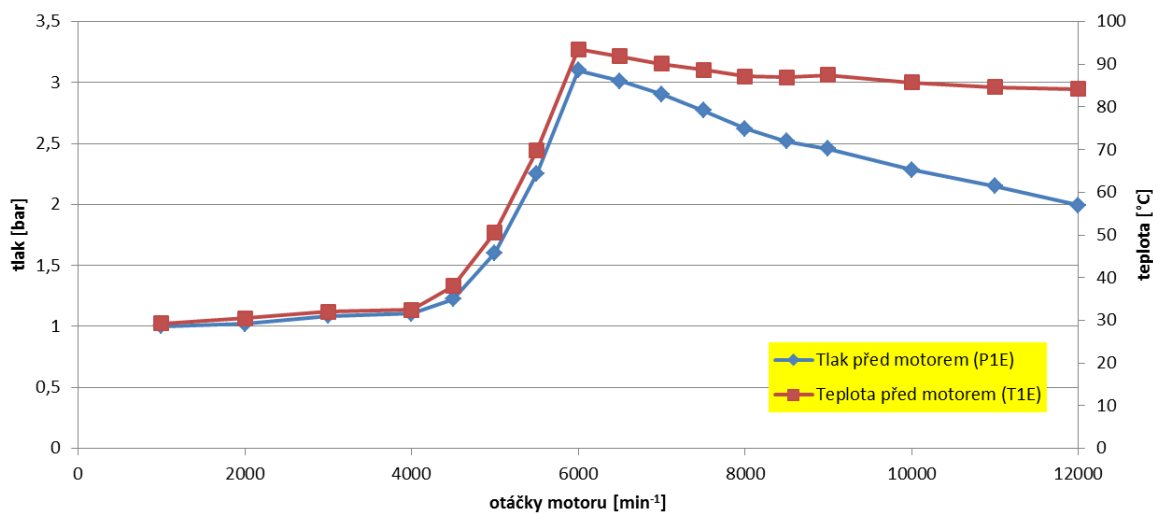
Komponenta	Parametr	Hodnota	Jednotka
Vstup sání	Viz záložka Vstupní data		
Potrubí ku kompresoru	Délka	400	mm
	Průměr	70	mm
Kompresor	Vstupní průměr	67,4	mm
	Výstupní průměr	49,7	mm
Výstup kompresoru	Délka	200	mm
	Průměr	55	mm
Potrubí mezi kompresorem a mezichladičem	Délka	500	mm
	Průměr	55	mm
Mezichladič	Viz záložka Vstupní data		
Výstup mezichladiče	Délka	200	mm
	Průměr	55	mm
Potrubí mezi mezichladičem a škrtkicí klapkou	Délka	900	mm
	Průměr	55	mm
Vstup do škrtkicí klapky	Délka	100	mm
	Průměr	55	mm
Škrtkicí klapka	Průměr	55	mm
Výstup ze škrtkicí klapky	Délka	100	mm
	Průměr	55	mm
Sací (rezonanční) potrubí	Délka	120	mm
	Průměr	36	mm
Sací kanály v hlavě motoru	Délka	96	mm
	Vstupní průměr	36	mm
	Výstupní průměr	29,5	mm
Výfukové kanály v hlavě motoru	Délka	88	mm
	Vstupní průměr	24	mm
	Výstupní průměr	31	mm
Výfukové svody	Délka	235	mm
	Průměr	31	mm
Potrubí k turbíně	Délka	250	mm
	Průměr	60	mm
Turbína	Vstupní průměr	47	mm
	Výstupní průměr	53,9	mm
Rotační skupina turbodmychadla	Moment setrvačnosti	$3 \cdot 10^{-5}$	kg*m2
Potrubí od turbíny	Délka	70	mm
	Průměr	60	mm
Výfukové potrubí	Délka	2500	mm
	Průměr	60	mm



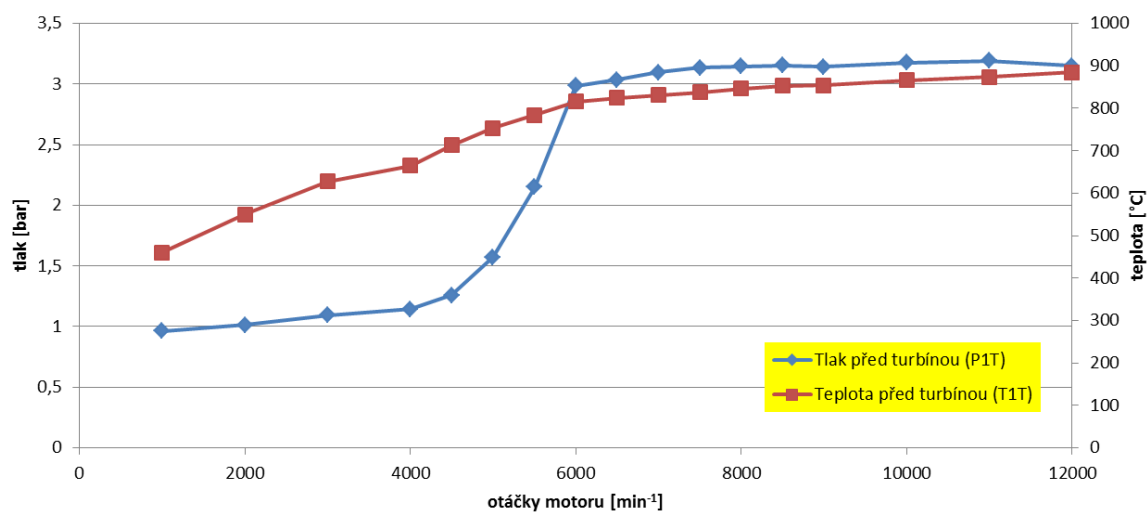
Průběhy teplot a tlaků simulace konceptu GTX2860R



Graf.II.1 Vykreslení tlaků a teplot za kompresorem konceptu GTX2860R



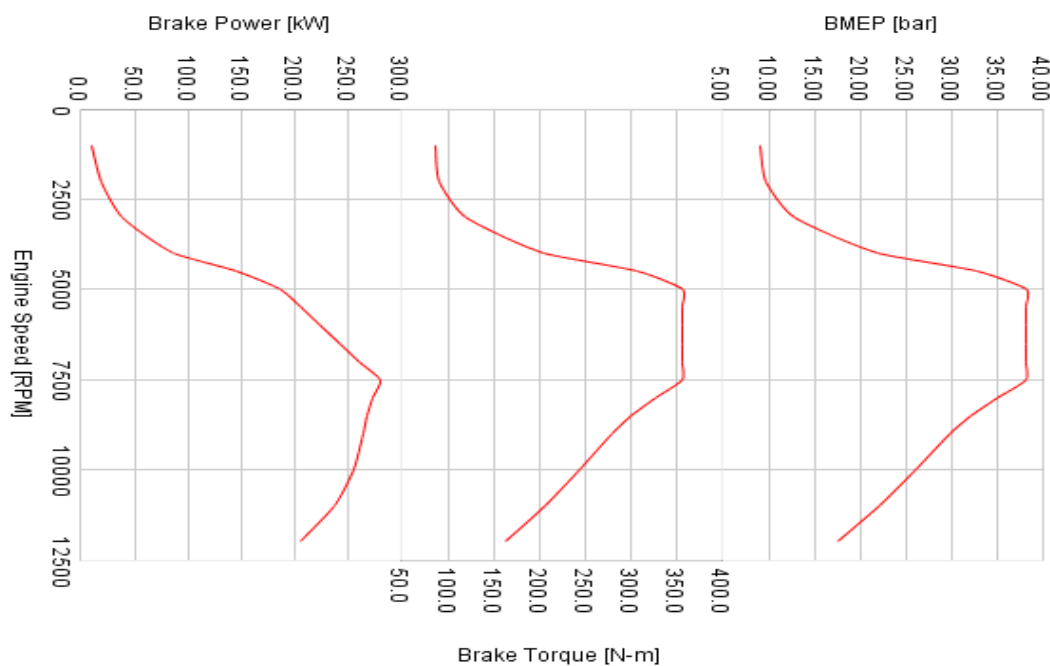
Graf.II.2 Vykreslení tlaků a teplot před motorem konceptu GTX2860R



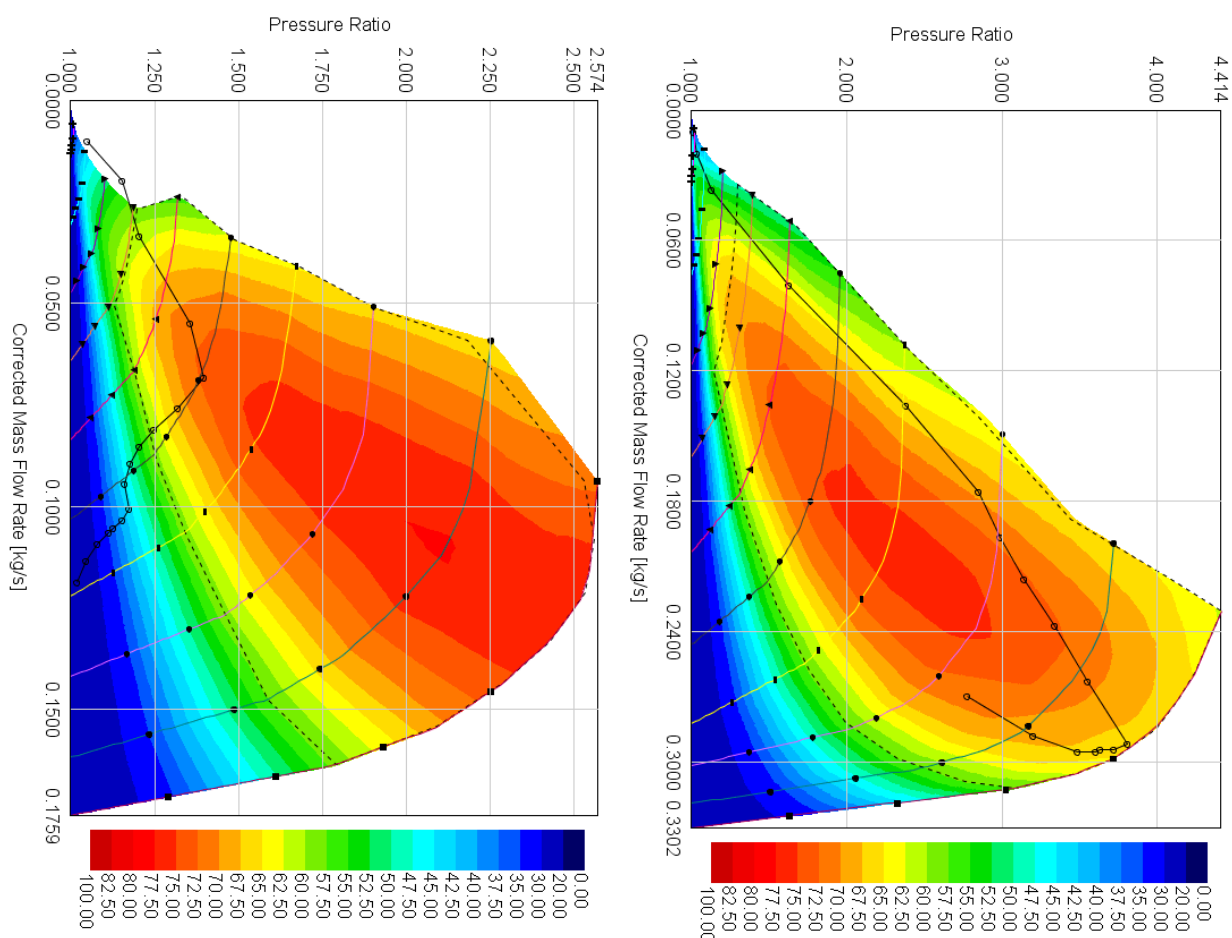
Graf.II.3 Vykreslení tlaků a teplot před turbínou konceptu GTX2860R



Charakteristika do série zapojených turbodmychadel GT1544 + GTX2860R



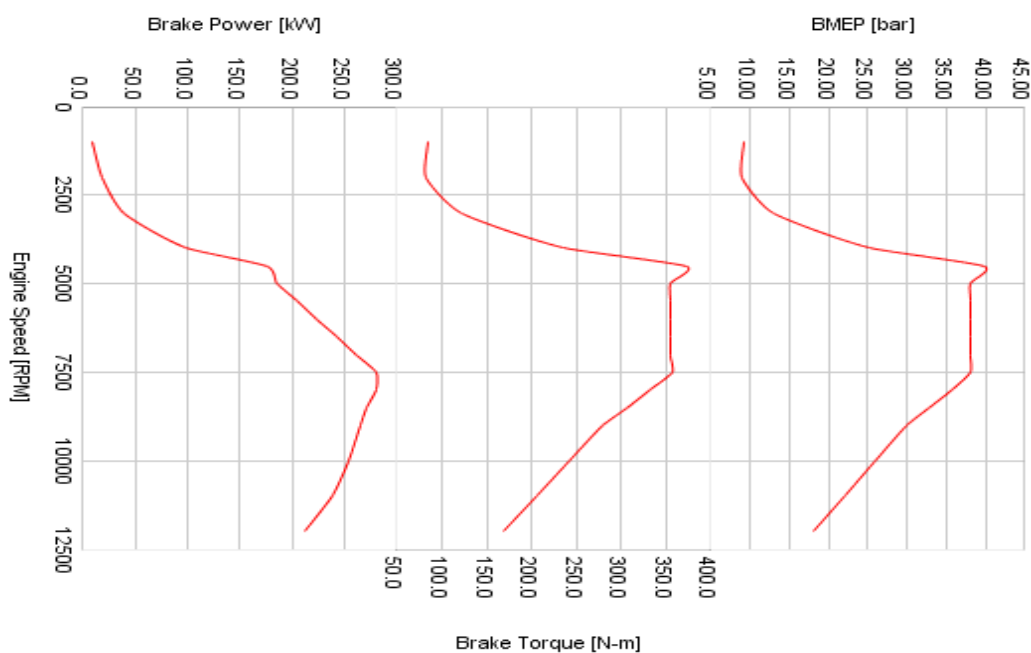
Graf.III.1 Výkonová charakteristika GT1544 + GTX2860R



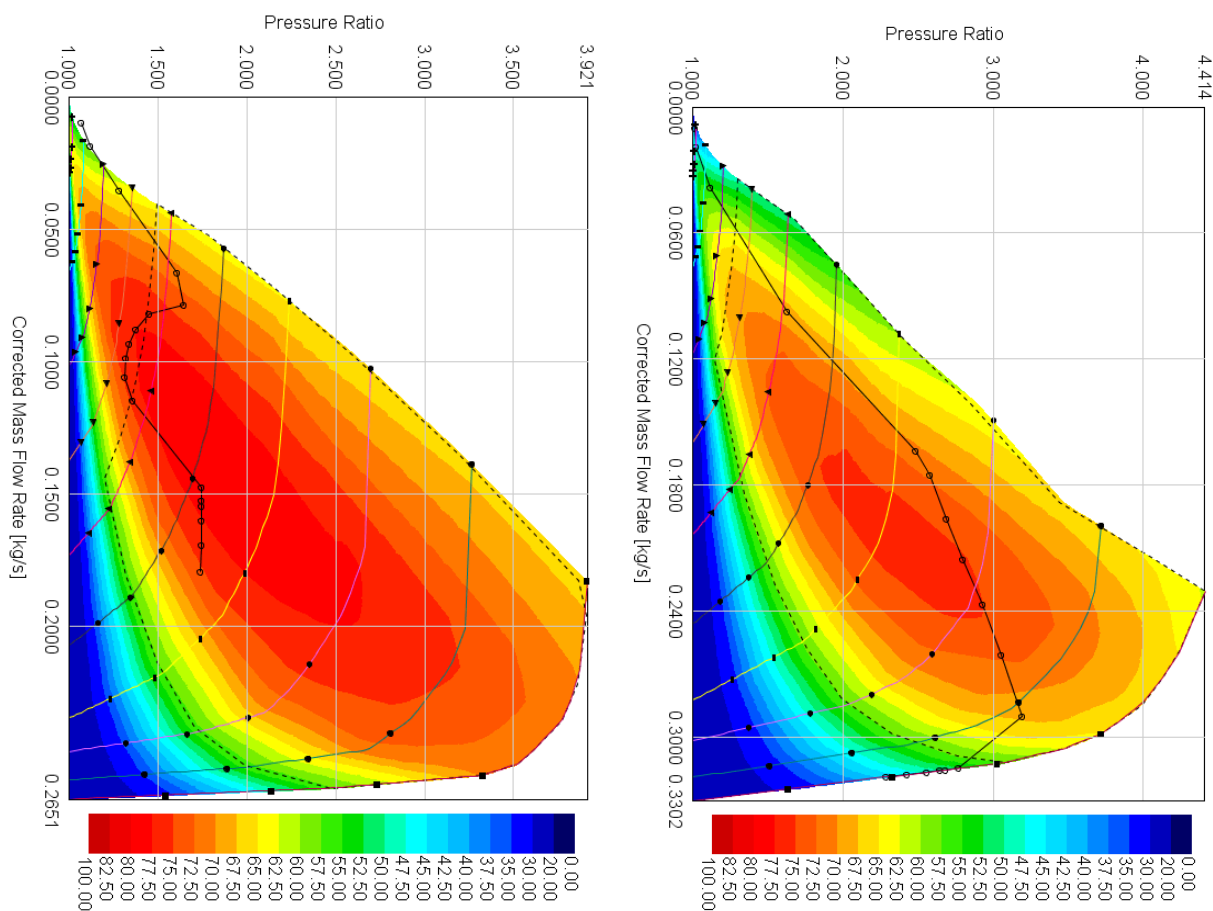
Graf.III.2 Kompresorové charakteristiky GT1544 + GTX2860R



Charakteristika do série zapojených turbodmychadel GT2259 + GTX2860R



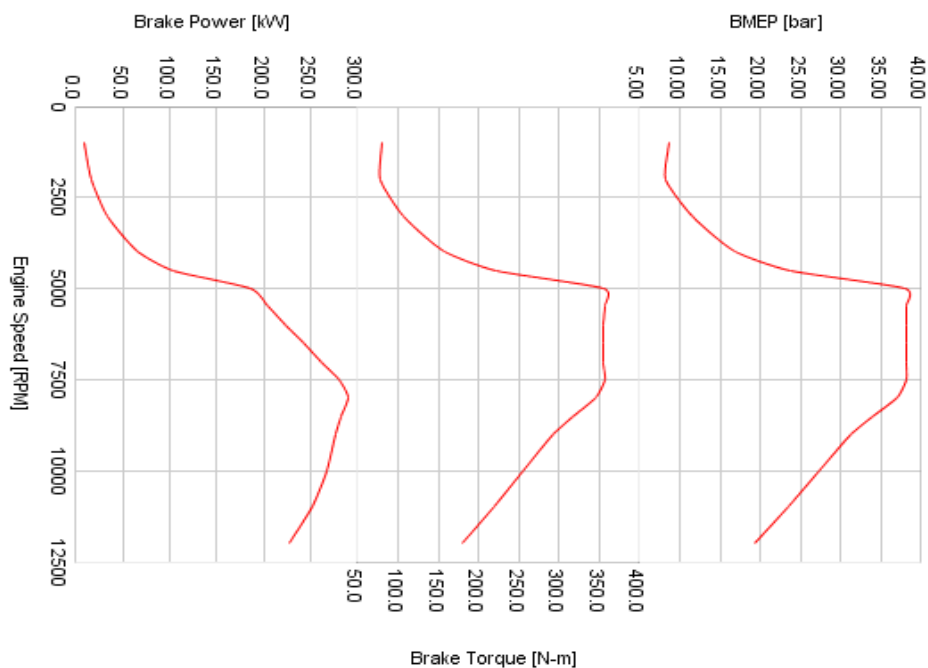
Graf.III.3 Výkonová charakteristika GT2259 + GTX2860R



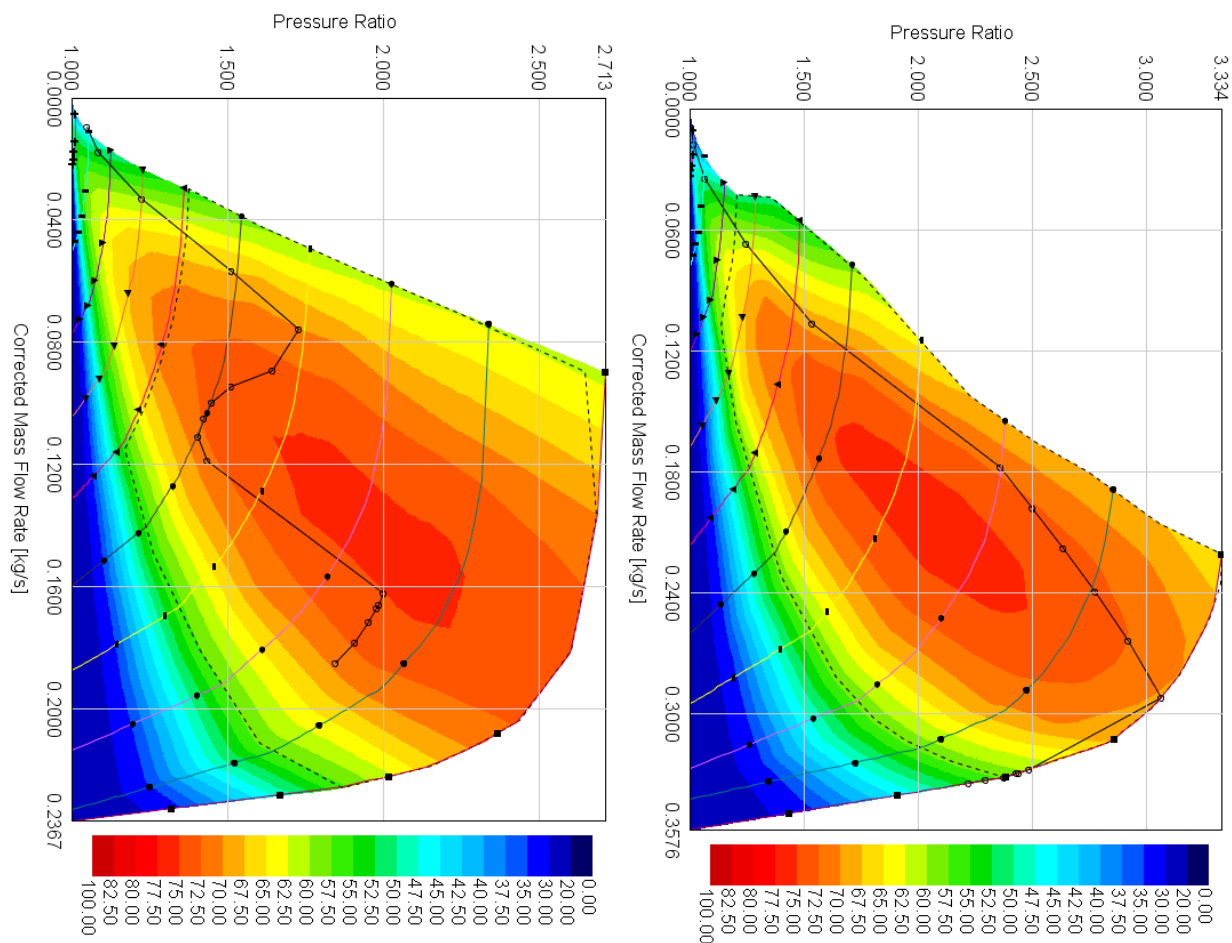
Graf.III.4 Kompresorové charakteristiky GT2259 + GTX2860R



Charakteristika do série zapojených turbodmychadel GT2056+ GT3067R



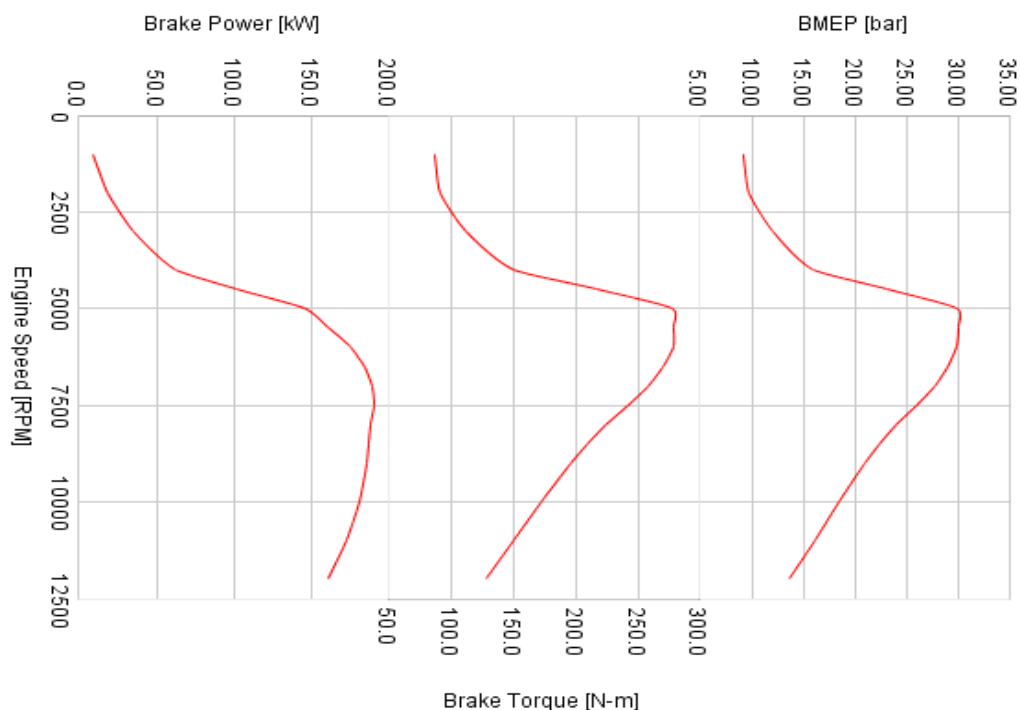
Graf.III.5 Výkonová charakteristika GT2056 + GT3067R



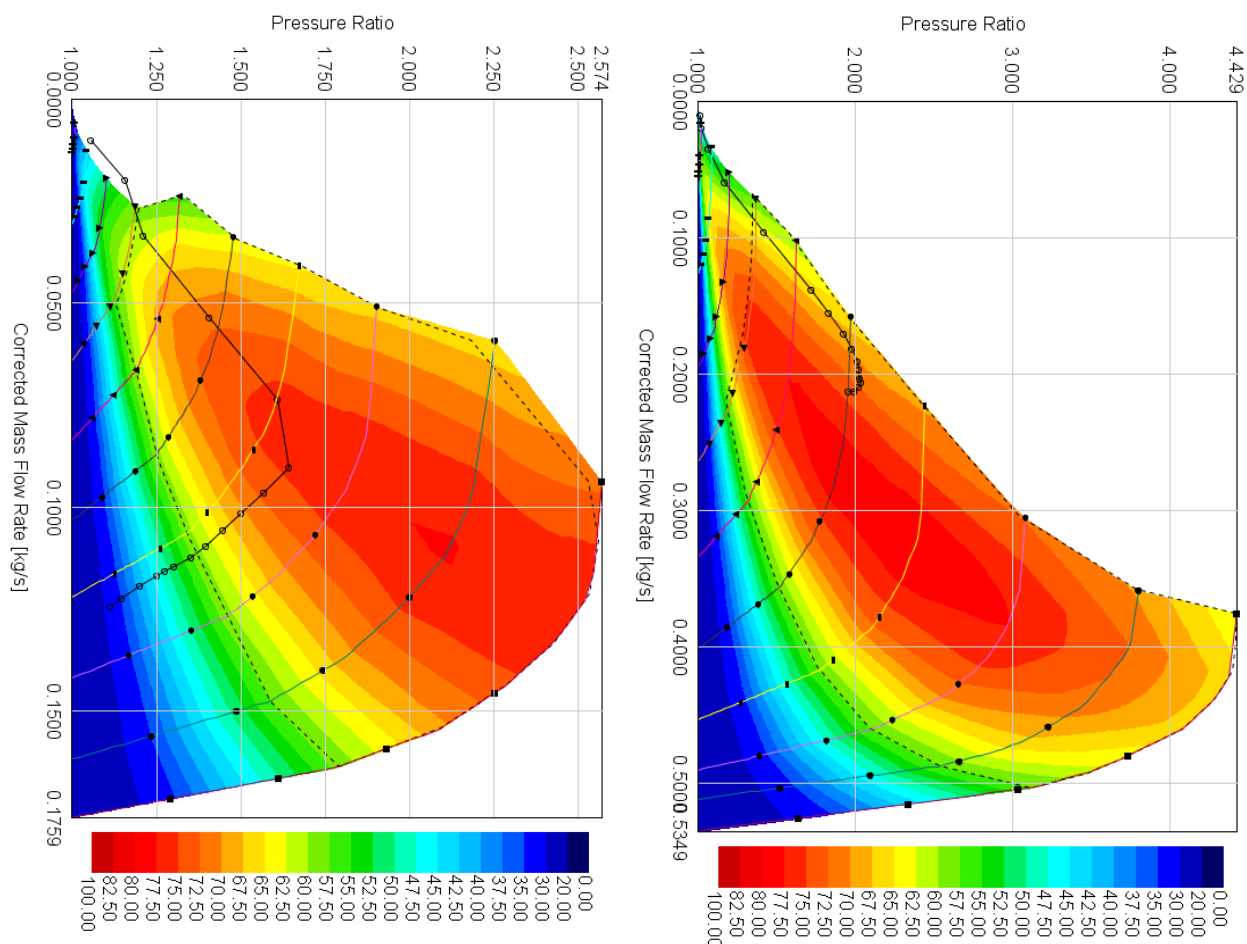
Graf.III.6 Kompresorové charakteristiky GT2056 + GT3067R



Charakteristika do série zapojených turbodmychadel GT1544+ GTX3576R



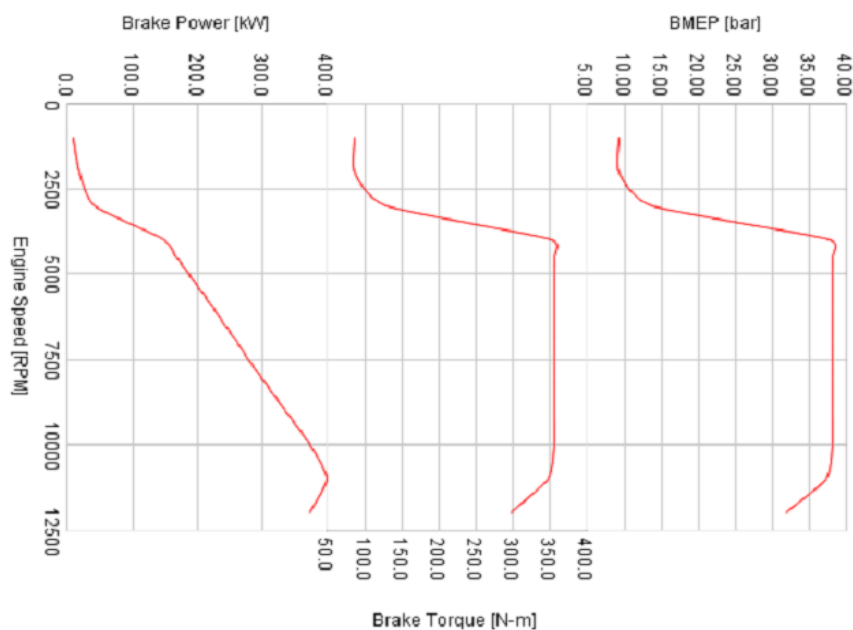
Graf.III.7 Výkonová charakteristika GT1544 + GTX3576R



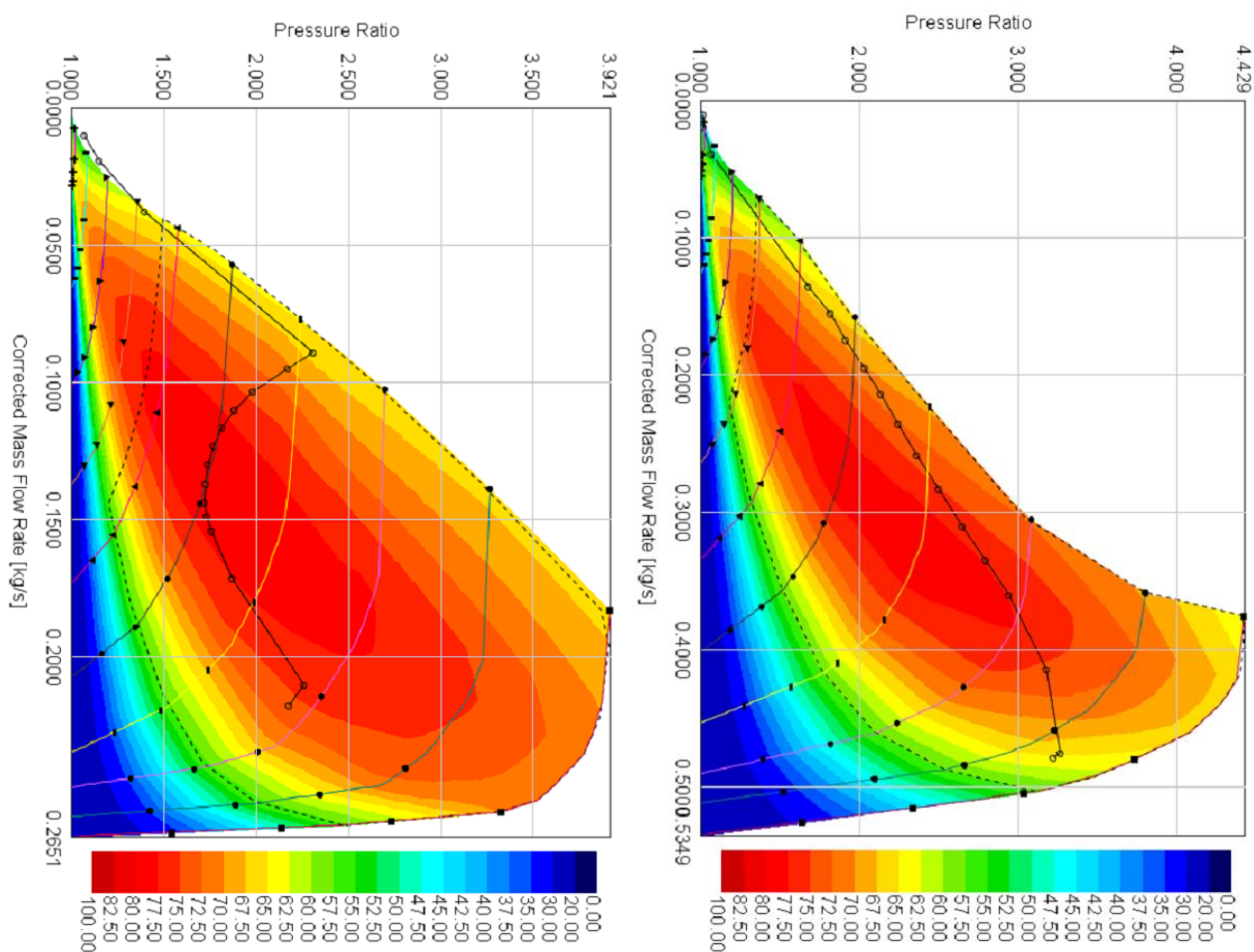
Graf.III.7 Kompresorové charakteristiky GT1544 + GTX3576R



Charakteristika GT2259 + GTX3576R s regulací BMEP = 38 bar



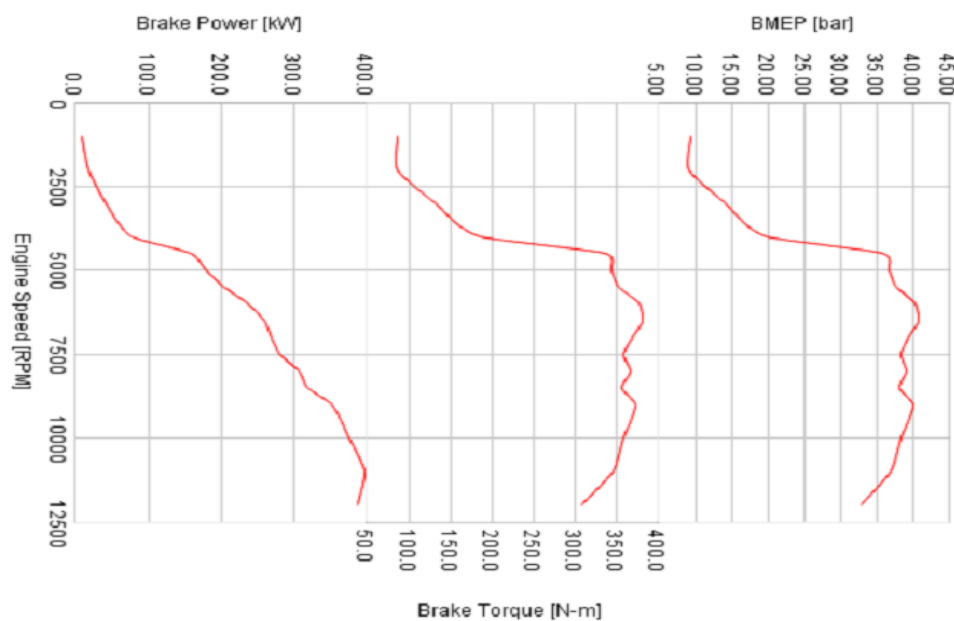
Graf.IV.1 Výkonová charakteristika GT2259 + GTX3576R s regulací BMEP = 38 bar



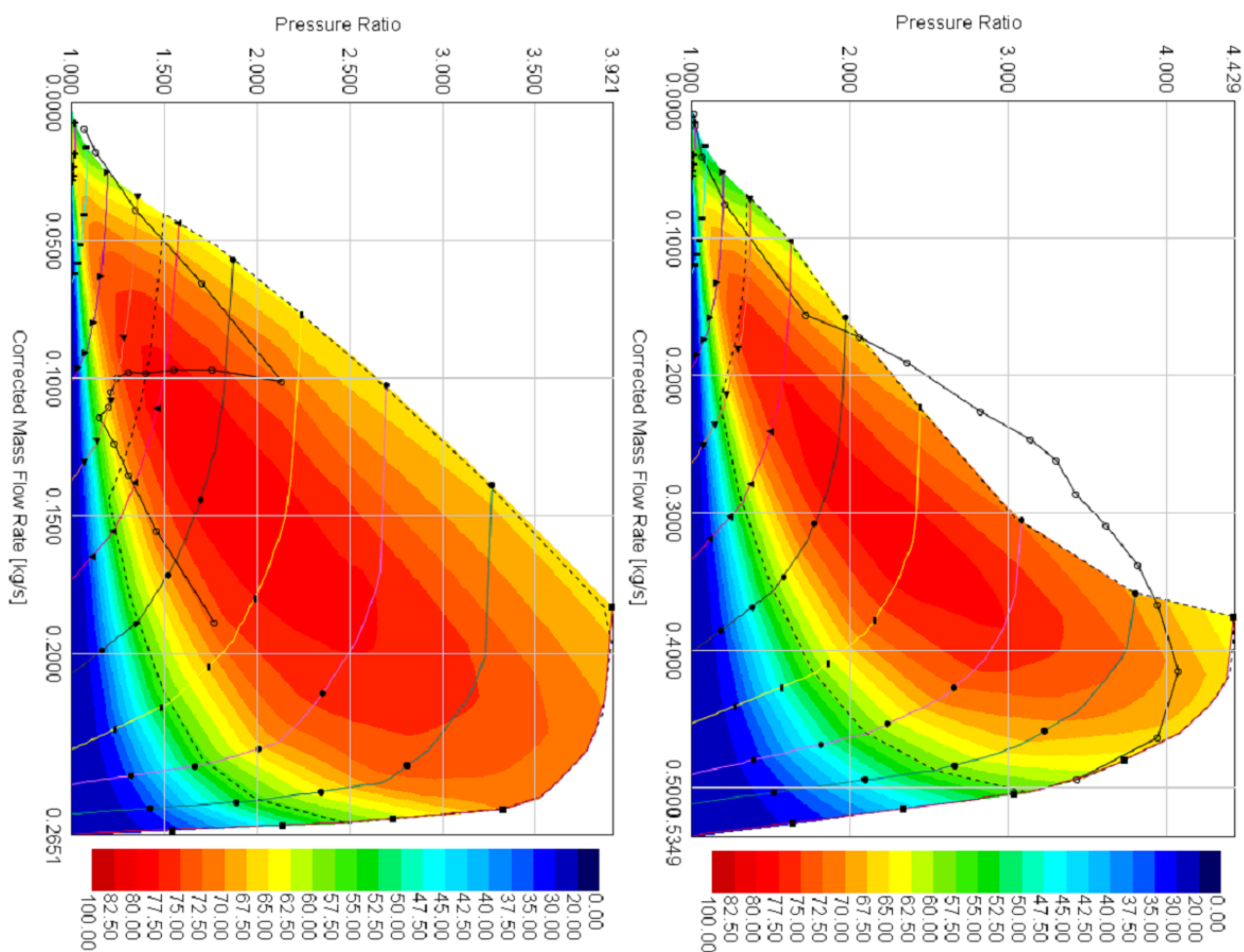
Graf.IV.2 Kompresorové charakteristiky GT2259 + GTX3576R s regulací BMEP = 38 bar



Charakteristika GT2259 + GTX3576R bez regulace nízkotlaké (LP) turbíny



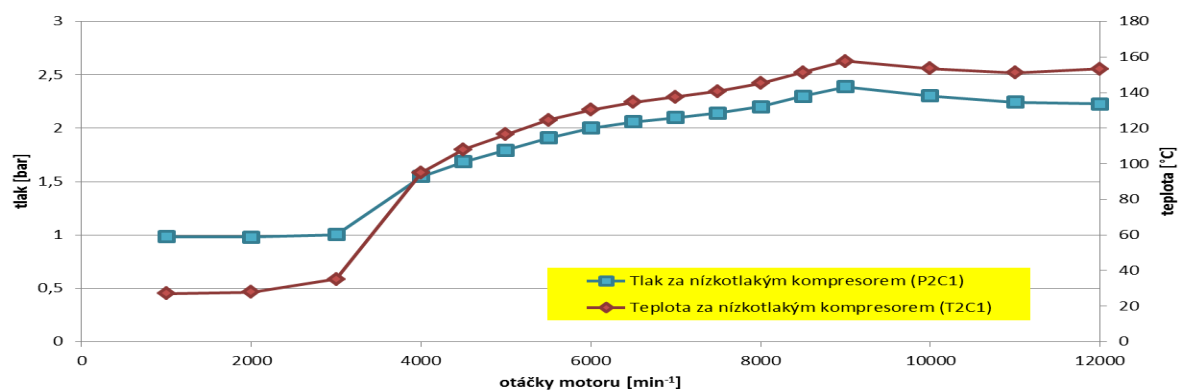
Graf.V.1 Výkonová charakteristika GT2259 + GTX3576R bez regulace LP turbíny



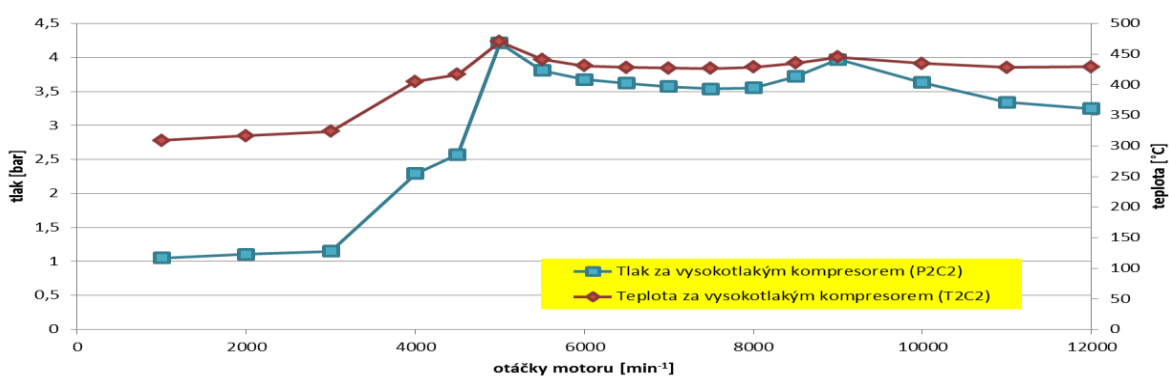
Graf.V.2 Kompresorové charakteristiky GT2259 + GTX3576R bez regulace LP turbíny



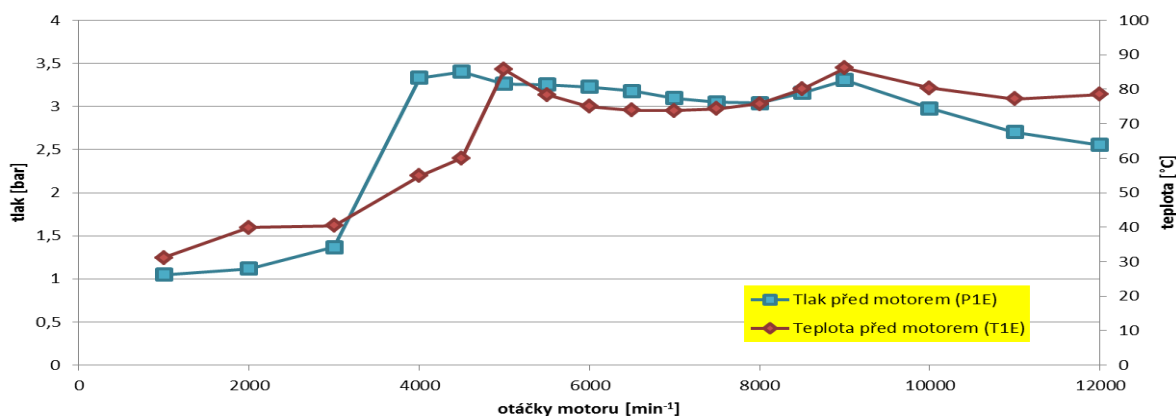
Průběhy teplot a tlaků simulace konceptu GT2259 + GTX3576R s regulací $p_{\max} = 200$ bar.



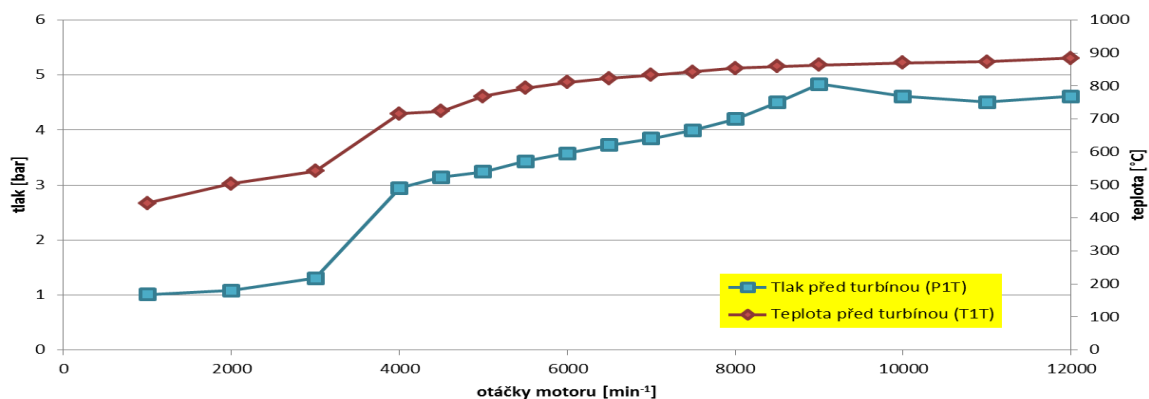
Graf.VI.1 Vykreslení tlaků a teplot za LP kompresorem konceptu GT2259 + GTX3576R



Graf.VI.2 Vykreslení tlaků a teplot za HP kompresorem konceptu GT2259 + GTX3576R



Graf.VI.3 Vykreslení tlaků a teplot za před motorem konceptu GT2259 + GTX3576R



Graf.VI.4 Vykreslení tlaků a teplot za před turbínou konceptu GT2259 + GTX3576R