



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VÍCESTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ VZNĚTOVÉHO MOTORU

MULTISTAGE TURBOCHARGING OF DIESEL ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Vichr

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. David Svída, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Tomáš Vichr
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. David Svída, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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:

Vícestupňové přepínání vznětového motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Současné požadavky na vznětové motory jsou takové, že musí mít optimální provozní parametry v širokém spektru otáček a zatížení. Úkolem této práce je pro zadaný vznětový motor navrhnout systém vícestupňového přepínání s cílem rozšířit současný provozní rozsah.

Cíle diplomové práce:

Provést rozbor vlastností vícestupňového přepínání vznětových motorů. Pro vybraný vznětový spalovací motor sestavit termodynamický model a s jeho pomocí navrhnout možnosti jeho vícestupňového přepínání.

Seznam doporučené literatury:

STONE, R. Introduction to internal combustion engines. 4th edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. ISBN 978-0-230-57663-6.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-8-01-05015-6.

SKOTSKY, Alexander. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Práce shrnuje základní poznatky v oblasti přeplňování čtyřdobých pístových spalovacích motorů. Dále se zaměřuje na rozbor některých vlastností vícestupňového přeplňování se zaměřením na vznětové motory.

S využitím analytických vztahů je vytvořen model v podobě webové aplikace, který popisuje spolupráci turbodmychadla, respektive turbodmychadel se spalovacím motorem. S pomocí tohoto modelu jsou posléze navrženy některé možnosti dvoustupňového přeplňování pro vybraný motor.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přeplňování, turbodmychadlo, vícestupňové, dvoustupňové, vznětový motor, termodynamický model, webová aplikace

ABSTRACT

This master thesis summarizes the basic knowledge in the field of turbocharging of internal combustion piston engines. It also focuses on the analysis of some properties of multistage turbocharging, especially for diesel engines.

Using analytical relationships, a model in the form of a web application has been created, which describes the cooperation of a turbocharger or turbochargers with an internal combustion engine. With the help of this model, some two-stage supercharging options for the selected engine have been then proposed.

KEYWORDS

Turbocharging, turbocharger, multistage, two-stage, diesel engine, thermodynamic model, web application

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Vichr, T. *Vicestupňové přeplňování vznětového motoru*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 83 s. Vedoucí diplomové práce David Svída



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 21. května 2021

.....

Tomáš Vichr

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu své práce Ing. Davidu Svídovi Ph.D. za veškerou pomoc a cenné rady v průběhu tvorby této práce. Zároveň bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za vytvoření vhodných podmínek pro vznik této práce.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Základy	12
1.1 Vztah mezi hustotou vzduchu a výkonem	12
1.2 Vliv teploty plnicího vzduchu	13
1.3 Metody přepřňování	13
1.3.1 Dynamické	13
1.3.2 Cizí přepřňování	14
1.4 Hlavní parametry kompresoru	16
1.4.1 Adiabatická účinnost.....	16
1.4.2 Kompresorová mapa	16
1.5 Spolupráce čtyřdobého motoru a kompresoru.....	18
1.6 Přepřňování turbodmychadlem.....	20
1.6.1 Adiabatická účinnost rychlostního kompresoru	21
1.6.2 Adiabatická účinnost turbíny a celková účinnost turbíny	21
1.6.3 Rovnotlaký provoz turbíny	22
1.6.4 Pulzní provoz turbíny	22
1.6.5 Hmotnostní tok a turbínová mapa	23
1.6.6 Rozměry radiálního stupně.....	25
1.6.7 Regulace plnicího tlaku a rovnice turbodmychadla.....	27
2 Vícetupňové přepřňování.....	31
2.1 Paralelní zapojení turbodmychadel.....	31
2.2 Řízené paralelní zapojení turbodmychadel	33
2.3 Sériové zapojení turbodmychadel.....	34
2.4 Řízené sériové zapojení turbodmychadel.....	37
3 Návrh dvoustupňového přepřňování	42
3.1 Výchozí parametry vybraného motoru	42
3.2 Popis termodynamického modelu motoru s jedním turbodmychadlem	45
3.2.1 Výpočet parametrů kompresoru	47
3.2.2 Výpočet parametrů turbíny.....	48
3.2.3 Odhad výkonové charakteristiky motoru.....	49
3.3 Příklad s užitím jednoho turbodmychadla.....	49
3.3.1 Vstupní parametry	49
3.3.2 Výsledky simulace.....	51
3.4 Popis modelu se sériovým zapojením dvou turbodmychadel	55
3.4.1 Výpočet parametrů kompresorů	57
3.4.2 Výpočet parametrů turbín	59
3.5 Sériové zapojení turbodmychadel Garrett GT2052 a GT2560R.....	61
3.5.1 Vstupní parametry	61
3.5.2 Výsledky	62
3.6 Sériové zapojení turbodmychadel GT2052 a G25 – 660.....	69
3.6.1 Vstupní parametry	70
3.6.2 Výsledky	71

4	Závěr	78
5	Použité informační zdroje	79
	Seznam použitých zkratk a symbolů	81
	Seznam příloh.....	83

ÚVOD

Přeplňování pístových spalovacích motorů je účinný nástroj jak zvýšit nejen jejich výkonové parametry, ale také cesta k jejich zefektivnění. Vznětový motor dosahuje díky nutnosti dosáhnout vysokého kompresního poměru dobré termodynamické účinnosti. Avšak je nutné z hlediska emisí pevných částic provozovat jej za neustálého přebytku vzduchu, proto jsme z hlediska výkonových parametrů velmi limitováni hmotnostní náplní válců. Navíc z důvodu nutnosti robustnější konstrukce klikového ústrojí a pístní skupiny jsou dosahované maximální otáčky nižší.

Vhodným návrhem přeplňování vznětového motoru tak lze navýšit měrný výkon a vytvořit tak efektivní pohon, proto přeplňování provází vznětové motory již od doby jejich vzniku.

Požadavky na současné vznětové motory jsou takové, že je požadován vysoký točivý moment v širokém rozmezí otáček. Pro dosažení těchto cílů je zejména u vznětových motorů nutné dosáhnout vysokých plnicích tlaků v co nejširším spektru otáček a tím vysokých hmotnostních náplní válců, zde je však nezdědka naráženo na limity při použití jediného kompresoru, tedy se nabízí otázka použití více kompresorů a jejich vzájemného řazení.

Tato práce se zabývá návrhem dvoustupňového přeplňování pomocí výfukových turbodmychadel pro vznětový motor VW 2.0TDI s cílem ukázky možností navýšení jeho výkonových parametrů a rozšíření vysoké hodnoty točivého momentu do širokého spektra otáček.

1 ZÁKLADY

1.1 VZTAH MEZI HUSTOTOU VZDUCHU A VÝKONEM

Princip přeplňování spočívá ve zvýšení tlaku nasávaného vzduchu p_{vz} , čímž se dosáhne zvýšení jeho hustoty ρ_{vz} , zároveň by ale nemělo dojít k výraznému vzrůstu teploty T_{vz} který by měl za následek snížení termické účinnosti termodynamického cyklu. Zvýšení hustoty má za následek zvýšení hmotnosti vzduchu nasátého vzduchu m_{vz} v rámci zdvihového objemu motoru V_z .

Pro ideální plyn platí

$$\rho_{vz} = \frac{p_{vz}}{r \cdot T_{vz}}, \quad (1)$$

$$m_{vz} = \rho_{vz} \cdot V_z, \quad (2)$$

Hmotnost nasátého vzduchu m_{vz} určuje hmotnost paliva m_{pal} , které se může zúčastnit spalování a na základě známého stechiometrického poměru SP lze tedy určit jeho množství

$$m_{pal} = \frac{m_{vz}}{SP}. \quad (3)$$

Množství paliva určuje množství dodaného tepla do cyklu Q_H a tím tedy přímo i množství indikované práce W_i vykonané cyklem, střední indikovaný efektivní tlak $imep$ a indikovaný výkon P_i

$$Q_H = H_u \cdot m_{pal}, \quad (4)$$

$$W_i = Q_H \cdot \eta_i, \quad (5)$$

$$imep = \frac{W_i}{V_z}. \quad (6)$$

Výsledný vztah pro indikovaný výkon čtyřdobého motoru je

$$P_i = \rho_{vz} \cdot V_z \cdot \frac{1}{SP} \cdot H_u \cdot \frac{n}{2} \cdot \eta_i, \quad (7)$$

kde,

$$H_u \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad \text{spalné teplo paliva,}$$

$$\eta_i \quad [-] \quad \text{indikované účinnost motoru (termodynamická)}$$

Jak je vidět ze vztahu 7, výkon ideálního motoru je přímo úměrný hmotnostní náplně válce. Výměna náplně válce zde však probíhá bez ztrát a zcela úplně. U motoru skutečného však musí být výměna náplně válce popsána podrobněji. V praxi to znamená, že část čerstvé náplně válce může uniknout do výfuku v oblasti překrytí ventilů u motorů čtyřdobých, resp. kanálů u motorů dvoudobých. Zároveň je potřeba uvažovat se zbytkovým množstvím výfukových plynů, které zde mohou zůstat po předchozím cyklu.

1.2 VLIV TEPLoty PLNICÍHO VZDUCHU

Při stlačování vzduchu pomocí kompresoru bez ohledu na jeho princip dojde vždy ke zvýšení teploty. Při izobarickém zvýšení teploty dochází ke zvyšování objemu, což má za následek nežádoucí snížení hustoty. [1] Pro ideální plyn lze tuto hustotu jednoduše určit ze stavové rovnice 1.

Uvažujeme-li adiabatickou kompresi, lze výslednou teplotu T_2 po stlačení vypočítat

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (8)$$

U reálného kompresoru je však potřeba zahrnout to, že se nejedná o děj adiabatický. Jedná se o děj nevratný a tyto děje jsou provázeny nárůstem entropie. Tuto skutečnost lze vyjádřit zavedením adiabatické (izoentropické) účinnosti kompresoru. Poté lze výslednou teplotu za kompresorem vyjádřit [1]

$$T_2 = T_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{cs}} \left(\frac{p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{p_1} - 1\right)\right], \quad (9)$$

kde,

T_1	[K]	výchozí teplota,
T_2	[K]	konečná teplota,
κ	[-]	adiabatický exponent,
p_1	[Pa]	absolutní tlak před stlačením,
p_2	[Pa]	absolutní tlak po stlačením,
$\eta_{s,c}$	[-]	adiabatická účinnost kompresoru.

Účinným chlazením stlačeného vzduchu lze tedy dále zvyšovat hmotnost vzduchu, které se zúčastní spalování, tedy i hmotnost paliva a množství přivedeného tepla. Dále díky nižší výchozí teplotě dochází k nižšímu termálnímu zatěžování součástí, jakož i nižší produkci oxidů dusíku. [1]

1.3 METODY PŘEPLŇOVÁNÍ

1.3.1 DYNAMICKÉ

Využití dynamických dějů, které vznikají vlivem nestacionárního proudění média v sacím a výfukovém potrubí. Periodické otevírání sacích a výfukových ventilů budí podtlakové resp. tlakové vlny v sacím resp. výfukovém potrubí. Správným návrhem délek těchto potrubí lze dosáhnou rezonance sloupce plynu tak, že v momentě zavírání sacího ventilu dorazí do válce tlaková vlna, která vznikla odražením vlny podtlakové na volném konci potrubí. Tímto lze docílit zvýšení tlaku ve válci na začátku komprese, tedy i zvýšení hmotnostní náplně. Naladěním výfuku lze pak docílit zlepšení vyplachování, když podtlaková vlna odražená na volném konci výfuku dorazí zpět v oblasti překrytí výfukového a sacího ventilu. Nevýhodou

tohoto řešení je velmi omezené otáčkové spektrum, což lze vyřešit např. proměnnou délkou sacího potrubí. [1]

1.3.2 CIZÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

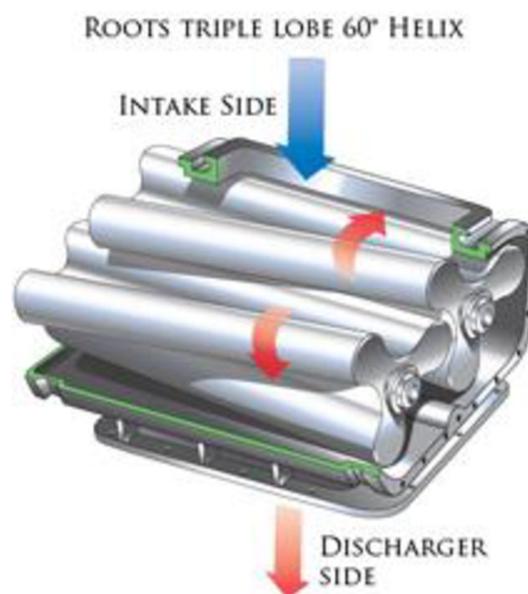
Ke zvýšení tlaku ve válci na začátku komprese je zde využít kompresor. Kompresory můžeme podle způsobu, jakým vytváří přetlak rozdělit na:

1. Objemové
2. Rychlostní

1.3.2.1 OBJEMOVÉ KOMPRESORY

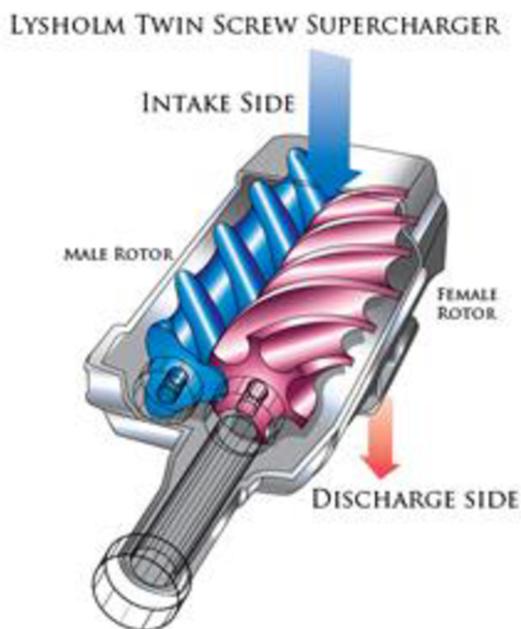
Ke zvýšení tlaku zde dochází změnou objemu, toto vyžaduje využití cyklu, což s sebou nese fakt, že tyto kompresory nejsou schopné dodávat stlačený vzduch kontinuálně, v závislosti na stupni vnitřní komprese způsobují tlakové vlny v sacím potrubí, což může mít za následek nerovnoměrný průběh objemové účinnosti a zvýšenou produkci hluku. [1]

Nejčastěji se pro přeplňování spalovacích motorů užívají dvě konstrukční řešení. První je na obr. 1, jedná se o tzv. Rootsův kompresor. Toto řešení dosahuje nižších tlakových poměrů (okolo hodnoty 2) a to z důvodu velkého škodného prostoru a vnější komprese. Výhody tohoto řešení jsou relativně nízké výrobní náklady, jednoduchá konstrukce a vysoká životnost díky bezkontaktnímu utěsnění pracovních částí. [1]



Obr. 1 Rootsův kompresor [2]

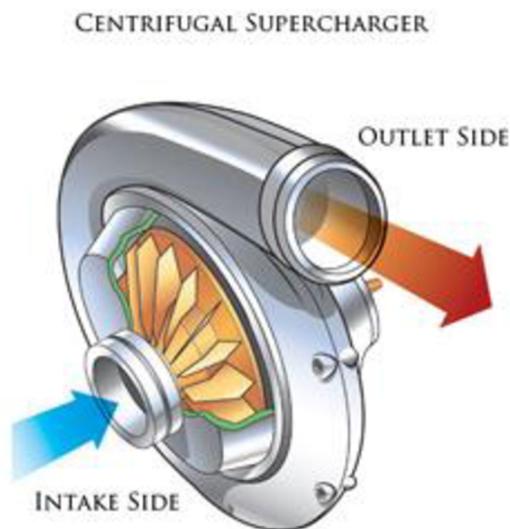
Druhé často používané konstrukční řešení je znázorněno na obr. 2, jedná se o tzv. Lysholmův (šroubový) kompresor. Tento druh dosahuje vyšších tlakových poměrů díky vnitřní kompresi. Kompresor je tvořen dvěma rotory uloženými ve skříni, jeden z rotorů má šest druhý má čtyři zuby. Rotory jsou spřažené ozubenými koly. Rotor s více zuby se točí 1,5krát rychleji. Výroba těchto zakřivených profilů rotorů je náročná a tedy i cena je vyšší. Další nevýhodou je vyšší moment setrvačnosti než u Rootsova kompresoru. [1]



Obr. 2 Lysholmův šroubový kompresor [2]

1.3.2.2 RYCHLOSTNÍ KOMPRESORY

Ke zvýšení tlaku zde dochází transformací kinetické energie, která je médiu dodávána v oběžném kole a následně dochází k zabrzdění média v difuzoru. Tyto kompresory se vyznačují zejména malou hmotností, jednoduchou konstrukcí, malým momentem setrvačnosti a nízkou hlučností. Jedná se o lopatkové stroje a rozdělit je můžeme podle smyslu stlačování média na axiální a radiální. Nejčastěji se v praxi v souvislosti s přepřínáním spalovacího motoru setkáme s jednostupňovým radiálním (odstředivým) kompresorem, který je zobrazen na obr. 3. [2]



Obr. 3 Radiální (odstředivý) rychlostní kompresor [2]

1.4 HLAVNÍ PARAMETRY KOMPRESORU

1.4.1 ADIABATICKÁ ÚČINNOST

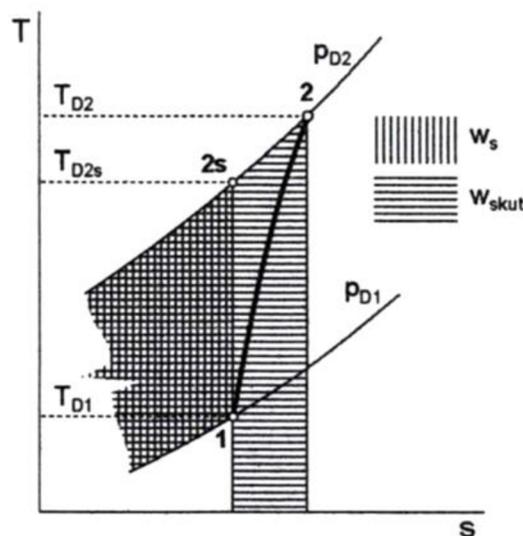
Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.2, u reálného kompresoru dochází při stlačování reálného plynu k nevratným změnám. Tyto ztráty se projevují jako přívod tepla stlačovanému plynu „zevnitř“ a tím zvyšování potřebné mechanické práce na stlačení, to lze popsat pomocí nárůstu entropie (S). Na obr. 4 je znázorněna adiabatická komprese ideálního plynu (1-2 s) a reálná komprese (1-2) v T-S diagramu. Hodnota adiabatické účinnosti není konstantní a závisí na provozním režimu kompresoru. [3]

Adiabatická účinnost lze vyjádřit [3]

$$\eta_{Cs} = \frac{w_s}{w_{skut}} = \frac{T_{C2s} - T_{C1}}{T_{C2} - T_{C1}}, \quad (10)$$

kde,

T_{C1}	[K]	výchozí teplota,
T_{C2}	[K]	konečná teplota po stlačení,
T_{C2s}	[K]	teoretická teplota po adiabatickém stlačení,
w_s	[J]	teoretická práce pro adiabatické stlačení,
w_{skut}	[J]	skutečná práce pro reálné stlačení,



Obr. 4 T-S diagram stlačování v kompresoru [3]

1.4.2 KOMPRESOROVÁ MAPA

O kompresoru komplexně vypovídá tzv. kompresorová mapa. Jedná se o diagram, ve kterém se na osu x vynáší objemový případně hmotnostní průtok vzduchu kompresorem, na osu y pak tlakový poměr π . Závislost proměnné se zde obvykle vynáší při konstantních otáčkách rotoru kompresoru a také při konstantní adiabatické účinnosti. [1] [4]

Tlakový poměr na kompresoru lze definovat jako poměr totálních tlaků před a za kompresorem [3]

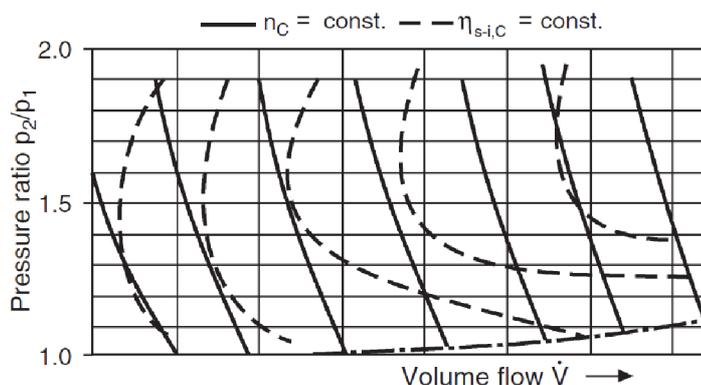
$$\pi_c = \frac{p_{02}}{p_{01}}, \quad (11)$$

kde,

p_{02} [Pa] celkový tlak za kompresorem,

p_{01} [Pa] celkový tlak před kompresorem.

Příklad mapy objemového kompresoru je vyobrazen na obr. 5. Zde neexistuje žádná oblast nestability v oblasti nízkých průtoků, lze využít celý rozsah, který je dán konstrukcí kompresoru. Pracovní oblast kompresoru je tedy omezena pouze maximálními přípustnými otáčkami kompresoru a maximální rychlostí proudění. [1]



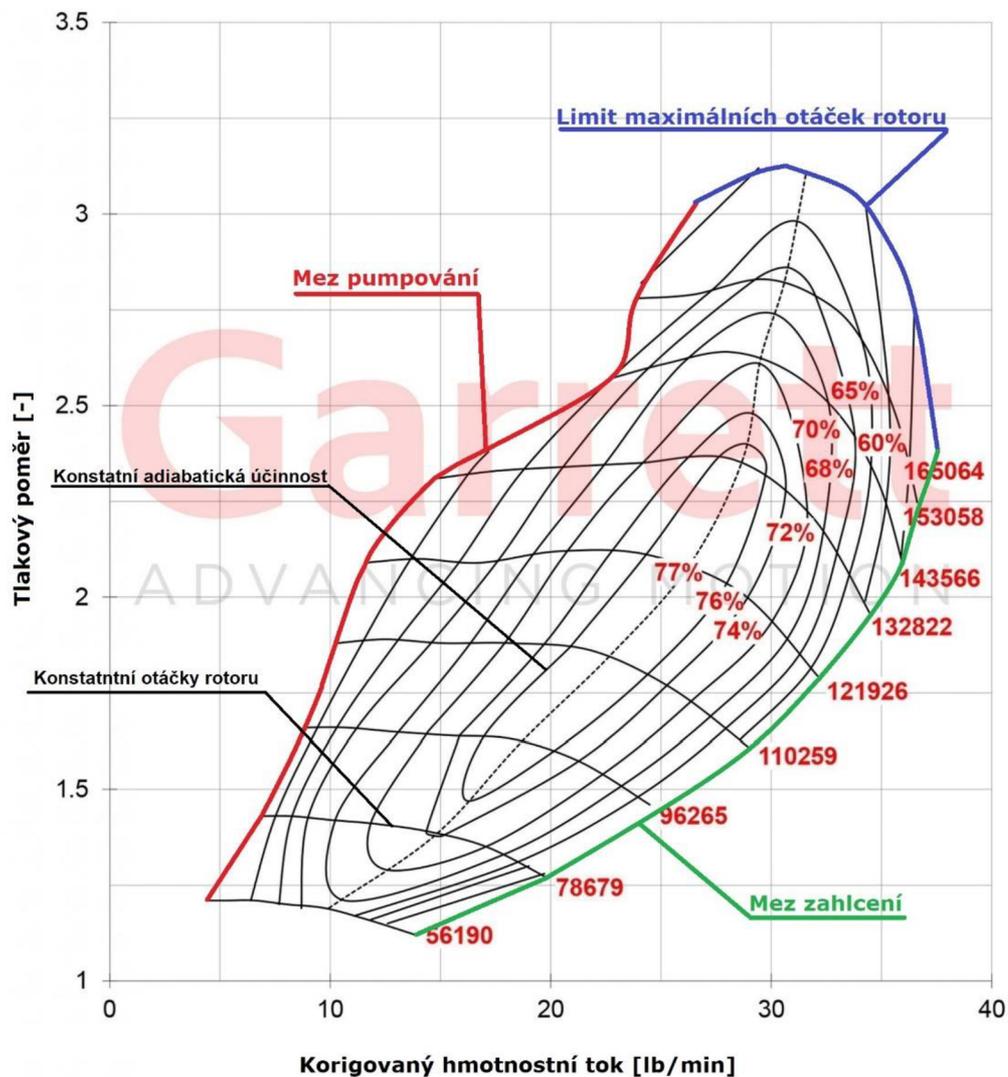
Obr. 5 Mapa objemového kompresoru [1]

Na obr. 6 je příklad mapy rychlostního kompresoru. Na rozdíl od objemového kompresoru si můžeme všimnout, že mapa je z levé části ohraničena (červená křivka). Tato hranice se nazývá mez pumpování (surge line). Pumpování nastává, když požadavek na množství vzduchu je příliš nízký a tlakový poměr vysoký, v důsledku čehož periodicky dochází ke zpětnému proudění stlačeného vzduchu na sací stranu kompresoru a dochází k razantnímu poklesu účinnosti kompresoru. V praxi lze tento stav rozeznat dle zvukových pulzací v řádu několika hertz. Umístění meze pumpování v diagramu závisí na návrhu kompresoru a kompresorové skříně. Provoz kompresoru na této hranici je zvlášť kritický, neboť je nadměrně namáhán ložiskový uzel. [1] [4]

Dalším omezujícím parametrem jsou maximální dovolené otáčky rotoru (na obrázku 6 ji znázorňuje modrá křivka). Tato hodnota je dána s materiálovými vlastnostmi oběžného kola a také vlastnostmi ložiskového uložení rotoru [4]

Pokud budeme zvyšovat průtok kompresorem při konstantních otáčkách rotoru kompresoru, jsme omezeni stavem, kdy rychlost proudění kompresorem dosáhne rychlosti zvuku v daném prostředí a dojde k zahlcení. Tento stav se nazývá anglicky „choke line“, což lze volně

přeložit jako mez zasyčení nebo zahlcení (na obr. 6 vyznačeno zelenou křivkou). V praxi je tato hodnota dána smluvně tím, že dojde k poklesu adiabatické účinnosti pod 58%. [4]



Obr. 6 Kompressorová mapa turbodmychadla Garrett GT2860R [5]

1.5 SPOLUPRÁCE ČTYŘDOBÉHO MOTORU A KOMPRESORU

Proces sání čtyřdobého motoru lze charakterizovat stejným způsobem jako u objemového kompresoru. Část náplně ale může unikat do výfuku v oblasti překrytí ventilů a umožnit tak ochlazení spalovacího prostoru po předchozím cyklu. Hltnostní křivky lze vypočítat na základě otáček motoru, objemu válce, hustoty média a objemové účinnosti kterou lze vyjádřit

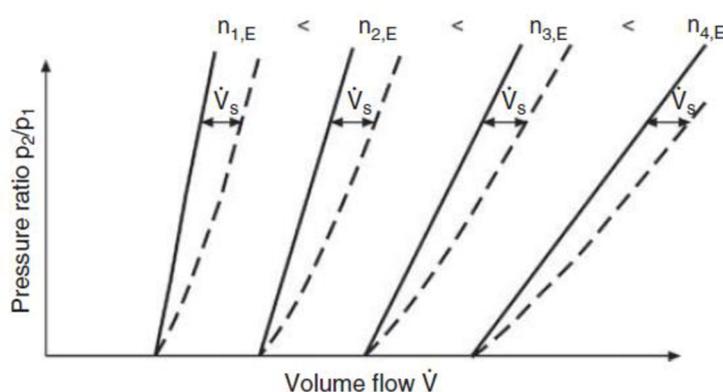
$$\eta_v = \frac{m_{in}}{m_t}, \quad (12)$$

kde,

m_{in}	[kg]	hmotnost nasátého vzduchu,
m_t	[kg]	hmotnost vzduchu, kterou je možné teoreticky nasát.

Objemová účinnost je závislá na mnoha faktorech a její hodnota se mění s pracovním režimem motoru. V praxi jí lze odhadnout dle empirických vzorců.

Typických hltnostních křivek čtyřtakového motoru s překrytím ventilů resp. bez je vidět na obr. 7. Popis os diagramu je totožný jako v případě kompresorové mapy, je zde vidět několik křivek pro konstantní otáčky pro motor s překrytím ventilů (čárkovaně) a bez něj (plná čára). Naznačený objemový průtok \dot{V}_s odpovídá množství média uniklého při stříhu ventilů. Zanedbán je zde vliv nedokonalé výměny náplně, tedy množství zbylých výfukových zplodin na začátku sacího zdvihu. [1]



Obr. 7 Pracovní charakteristiky čtyřdobého motoru [1]

Jak je tedy patrné, zakreslením pracovní charakteristiky motoru do kompresorové mapy lze zkoumat jejich spolupráci. V praxi se pak na osu x nejčastěji vynáší hmotnostní tok.

Pro výběr kompresoru lze užít stavové rovnice ideálního plynu, pokud zavedeme korekci na základě plnicí účinnosti, lze výpočet dostatečně zpřesnit. Někdy se ve výpočtu uvažuje i náplň kompresního prostoru, jehož míru naplnění udává hodnota činitele vypláchnutí α . Výpočet hmotnostního toku na sací straně čtyřdobého motoru je [1]

$$\dot{m}_E = \eta_V \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{V_Z}{2} \cdot \frac{p_{in}}{r \cdot T_C} \cdot \frac{\varepsilon \cdot (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1}, \quad (13)$$

kde,

n	$\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$	otáčky motoru,
V_Z	$[\text{m}^3]$	zdvihový objem motoru,
η_V	$[-]$	objemová účinnost,
p_{in}	$[\text{Pa}]$	absolutní tlak v sacím potrubí (plnicí tlak),

r	$[\frac{J}{kg \cdot K}]$	plynová konstanta,
T_C	[K]	teplota v sacím potrubí,
\dot{m}_E	$[\frac{kg}{s}]$	hmotnostní tok na sací straně motoru,
ε	[-]	kompresní poměr motoru,
α	[-]	činitel vypláchnutí kompresního prostoru (0 – nevypláchnuto, 1 – vypláchnuto).

Ze zákona zachování hmotnosti plyne, že hmotnostní toky na sací straně motoru a na výstupu z kompresoru (\dot{m}_C) budou totožné

$$\dot{m}_C = \dot{m}_E. \quad (14)$$

Kompresorové mapy rychlostních kompresorů jsou přepočteny pro takzvaný redukovaný hmotnostní průtok vzduchu, jehož výhodou je eliminace vlivu rozdílných podmínek měření, tedy teplot a tlaku na vstupu do kompresoru. Redukované množství vzduchu lze vypočítat

$$\dot{m}_{Cred} = \dot{m}_C \cdot \frac{\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}. \quad (15)$$

Další možností sjednocení výsledků měření, je metoda korekce k hodnotám tlaku a vzduchu, které udává norma. Pro kompresorové mapy od výrobce turbodmychadel Garrett je typická korekce dle normy SAE [4]

$$\dot{m}_{Ccor} = \dot{m}_C \cdot \sqrt{\frac{T_{01}}{298}} \cdot \frac{101325}{p_{01}}, \quad (16)$$

kde,

\dot{m}_C	$[\frac{kg}{s}]$	hmotnostní průtok vzduchu,
T_{01}	[K]	celková teplota na vstupu do kompresoru,
p_{01}	[Pa]	celkový tlak před kompresorem.

Tlakový poměr π_C na kompresoru lze určit ze známé hodnoty plnicího tlaku p_{02c} , hodnoty protitlaku vzduchového vedení včetně mezichladiče Δp a hodnoty tlaku na vstupu do kompresoru p_{01} , tedy

$$\pi_C = \frac{p_{02c} + \Delta p}{p_{01}}. \quad (17)$$

1.6 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

Jako výfukové turbodmychadlo se označuje spojení turbíny a rychlostního kompresoru, kdy v turbíně dochází k přeměně části kinetické a potenciální energie výfukových plynů na užitečnou práci pro pohon kompresoru. Tento způsob pohonu kompresoru je výhodný, neboť

je obecně známo, že energetická ztráta v podobě energie výfukových plynů u čtyřdobého motoru představuje přibližně třetinu energie do cyklu dodané. [1]

1.6.1 ADIABATICKÁ ÚČINNOST RYCHLOSTNÍHO KOMPRESORU

Při vyšetřování poměrů na kompresoru turbodmychadla se používají hodnoty celkové entalpie. Proto je nutné k těmto hodnotám určit i adiabatickou účinnost kompresoru. Hodnotu lze určit ze známých celkových teplot [3]

$$\eta_{Cs(T-T)} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}, \quad (18)$$

kde,

h_{02s}	[J]	entalpie za kompresorem po adiabatickém stlačení,
h_{01}	[J]	entalpie před kompresorem,
h_{02}	[J]	skutečná entalpie za kompresorem,
T_{02s}	[K]	teoretická teplota po adiabatickém stlačení,
T_{01}	[K]	teplota před kompresorem,
T_{02}	[K]	skutečná teplota po stlačení.

1.6.2 ADIABATICKÁ ÚČINNOST TURBÍNY A CELKOVÁ ÚČINNOST TURBÍNY

Adiabatická účinnost turbíny je vztažena k totální (celkové) entalpii na vstupu a statické entalpii na výstupu [3]

$$\eta_{Ts(T-S)} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{4s}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{4s}}, \quad (19)$$

kde,

h_{03}	[J]	celková entalpie před turbínou,
h_{04}	[J]	skutečná celková entalpie za turbínou,
h_{4s}	[J]	teoretická statická entalpie po adiabatické expanzi,
T_{03}	[K]	celková teplota před turbínou,
T_{04}	[K]	celková teplota za turbínou,
T_{4s}	[K]	teoretická statická teplota po adiabatickém expanzi.

Tento vztah je však v praxi obtížně použitelný neboť skutečná teplota za turbínou T_{04} je ovlivněna odvodem tepla z pracovní látky do okolí. Účelnější je použití celkové účinnosti turbíny, jenž v sobě zahrnuje jak adiabatickou účinnost, tak i mechanickou účinnost uložení rotoru turbodmychadla [3]

$$\eta_T = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_T} \cdot \frac{c_{pvzd}}{c_{pspal}} \cdot \frac{T_{02} - T_{01}}{T_{03} - T_{4s}} = \eta_{Ts(T-s)} \cdot \eta_{TDmech}, \quad (20)$$

kde,

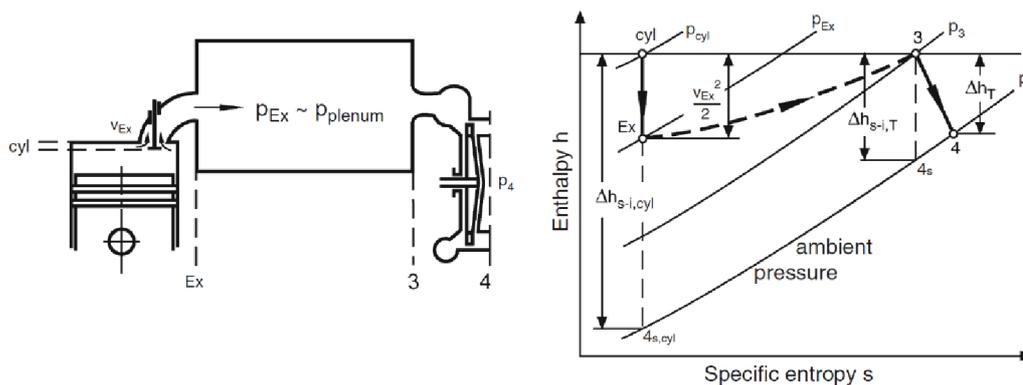
$$c_{pvzd} \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad \text{měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku,}$$

$$c_{pspal} \quad \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad \text{měrná tepelná kapacita spalin za konstantního tlaku,}$$

$$\eta_{TDmech} \quad [-] \quad \text{mechanická účinnost turbodmychadla.}$$

1.6.3 ROVNOTLAKÝ PROVOZ TURBÍNY

U tohoto způsobu pohonu turbíny je za výfukovým ventilem umístěn vhodný objem. Tento objem má za úkol „utlumení tlakových pulzů“ vznikajících periodickým otevíráním výfukových ventilů. Na výstupu z komory je tedy uvažován konstantní tlak, konstantní teplota a rovnoměrný průtok. Turbína je tak provozována v důsledku přeměny potenciální energie plynů.

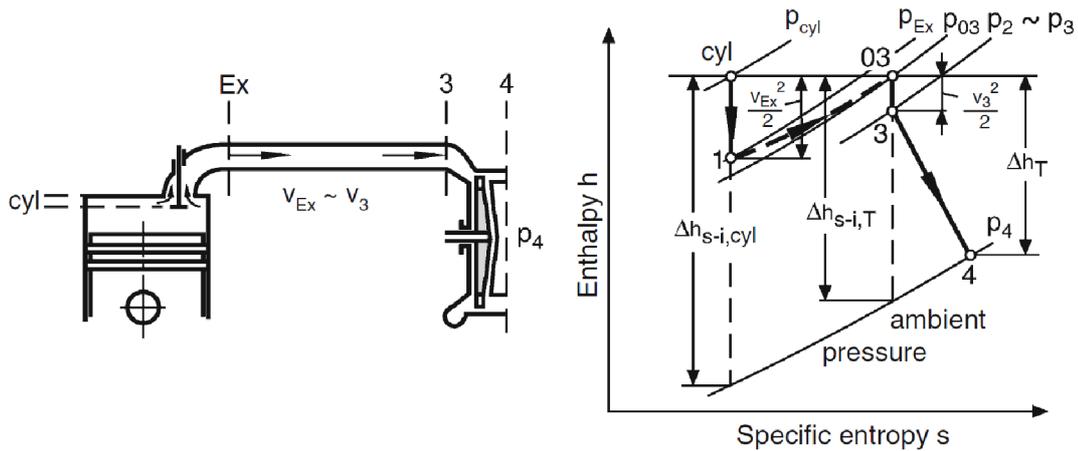


Obr. 8 Schéma rovnotlakého přeplňování a h - s diagram děje [1]

Z h - s diagramu na obr. 8 je patrné, že v důsledku proudění z válce do sběrného výfukového potrubí kromě tlakové ztráty a ztráty hybnosti nastává významné zvýšení entropie. Důsledkem je, že místo adiabatické expanze na okolní tlak s teoreticky dostupným rozdílem entalpie $h_{s-i,cyl}$ je dostupný pouze menší spád entalpie $h_{s-i,T}$. Toto je ale částečně kompenzováno tím, že díky konstantnímu hmotnostnímu toku může turbína soustavně pracovat blízko své nejvyšší účinnosti a její průtočná kapacita může být menší. To je zároveň důvod proč je tento způsob vhodný zejména pro motory pracující ve stacionárních režimech, nebo tam, kde jsou přechodové stavy pouze mírné. [1]

1.6.4 PULZNÍ PROVOZ TURBÍNY

Zde je kromě potenciální energie výfukových plynů využívána i kinetická energie přítomná ve formě tlakových vln, které vznikají periodickým otvíráním výfukových ventilů motoru. [1]



Obr. 9 Schéma pulzního přeplňování a h-s diagram děje [1]

V h-s diagramu na obr. 9 je vidět, že kromě zisku v důsledku nižších ztrát škrcením oproti rovnotlakému provozu turbíny, je zde k dispozici entalpický spád navýšený o hodnotu odpovídající adiabatickému zabrzdění proudu plynů o střední rychlosti v_3 . V důsledku kolísání hmotnostního toku spalin, však nemusí být turbína provozována v oblasti s nejvyšší účinností, toto je však částečně kompenzováno právě možností využít vyšší entalpický spád. [1]

V důsledku vyšší hustoty energie proudící na vstup turbíny je zlepšena reakce turbodmychadla na změnu zatížení při akceleraci. Tento způsob využití výfukových plynů se tak uplatňuje především u automobilových motorů.

1.6.5 HMOTNOSTNÍ TOK A TURBÍNOVÁ MAPA

Tlakový poměr resp. tlakový spád na turbíně lze definovat pomocí totálního tlaku na vstupu do turbíny a statického tlaku na výstupu [1]

$$\pi_T = \frac{p_{03}}{p_4}, \quad (21)$$

kde,

p_{03} [Pa] celkový tlak před turbínou,

p_4 [Pa] statický tlak za turbínou.

Na turbínu lze z hlediska hmotnostního toku nahlížet jako na trysku s ekvivalentní plochou A_T . Hmotnostní tok zužující se dýzou lze popsat [1]

$$\dot{m}_T = A_T \cdot \psi \cdot \frac{p_{03}}{\sqrt{T_{03}}}, \quad (22)$$

kde lze funkci hmotnostního toku vyjádřit [1]

$$\psi = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[(\pi_T)^{-\frac{2}{\kappa}} - (\pi_T)^{-\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]}, \quad (23)$$

kde,

κ [-] adiabatický exponent.

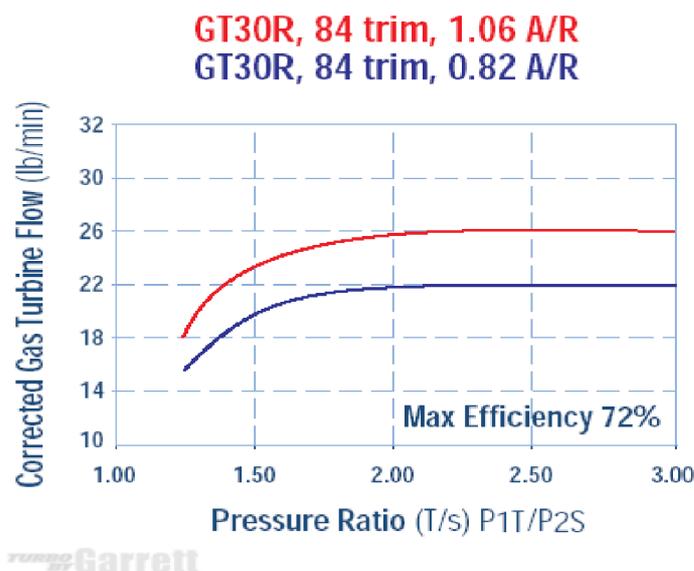
Je patrné, že funkce ψ je závislá na tlakovém spádu a na druhu plynu. Výsledný hmotnostní tok, při konstantním tlakovém spádu je pak nepřímo úměrný hodnotě totálního tlaku p_{03} před turbínou a přímo úměrný druhé odmocnině totální teploty T_{03} před turbínou. Pro sjednocení výsledků naměřených při různých hodnotách p_{03} a T_{03} jen vhodné vliv těchto parametrů eliminovat

$$\dot{m}_{Tred} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_{03}}. \quad (24)$$

Případně lze korigovat dle SAE stejným způsobem jako u kompresoru

$$\dot{m}_{Tcor} = \dot{m}_T \cdot \sqrt{\frac{T_{03}}{298}} \cdot \frac{101325}{p_{03}}. \quad (25)$$

Charakteristiku turbíny pak lze ukázat graficky pomocí turbínové mapy kde na osu x se vynáší tlakový spád π_T na osu y pak redukovaný, nebo korigovaný hmotnostní tok turbínou.



Obr. 10 Turbínová mapa radiální turbíny Garrett GT30R [4]

Na obr. 10 je znázorněna turbínová mapa a jsou zde vyneseny závislosti pro dvě rozdílné turbínové skříně. Zde si můžeme povšimnout, že se spirální skříně liší parametrem A/R tento parametr společně s parametrem „trim“ udávají celkovou charakteristiku radiální turbíny případně i radiálního kompresoru. Význam těchto parametrů je diskutován v následující kapitole.

Hmotnostní tok spalin z motoru lze za předpokladu dokonalé výměny náplně určit na základě zákona zachování hmotnosti

$$\dot{m}_T = \dot{m}_E + \dot{m}_F, \quad (26)$$

kde,

\dot{m}_E $\left[\frac{kg}{s}\right]$ nasávané množství vzduchu motorem,

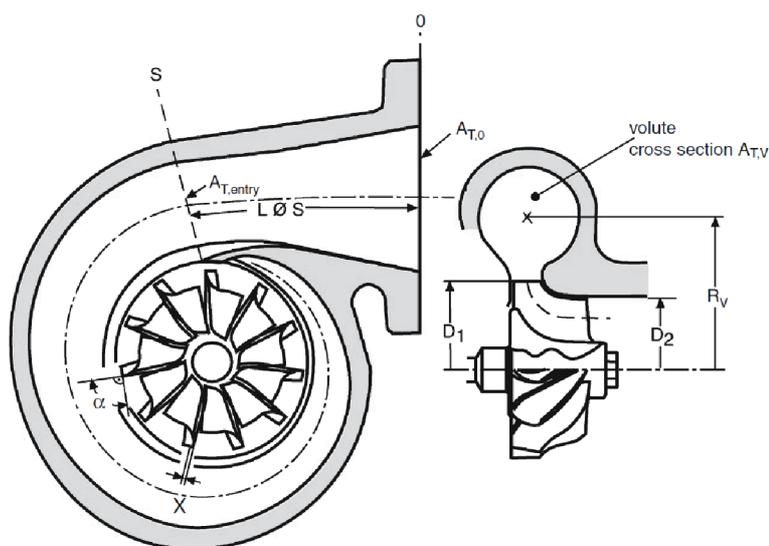
\dot{m}_F $\left[\frac{kg}{s}\right]$ hmotnostní tok paliva.

1.6.6 ROZMĚRY RADIÁLNÍHO STUPNĚ

Radiální lopátkové stroje lze charakterizovat pomocí společných parametrů. Prvním z nich je parametr A/R .

A/R charakterizuje geometrii spirální skříně a jedná se o poměr plochy vstupního kanálu v místě řezu S dle obr. 11 ($A_{T,entry}$), ke vzdálenosti od středu výstupního otvoru do těžiště této plochy (R_V). Tímto parametrem lze bez velkého vlivu na výslednou účinnost měnit chování radiálního stupně, což je velmi významné zejména u turbíny kde lze tímto ovlivnit velikost tlakového spádu a tedy i výkonu v závislosti na průtoku spalin. U kompresoru je vliv změny na velikost příkonu kompresoru poměrně nízký. [4]

Dále je nutné určit charakteristický rozměr z hlediska kontury oběžného kola. Tuto změnu lze charakterizovat parametrem zvaným ořez lopatek (anglicky trim).



Obr. 11 Znárodnění A/R parametru lopátkového stroje

Ořez lopatek udává procentuální ořiznutí kontury pracovních lopatek turbíny nebo kompresoru a lze vyjádřit [1]

$$T = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \cdot 100, \quad (27)$$

kde rozměry jsou dle obr. 11.

Tento parametry stejně jako parametr A/R ovlivňuje průtočnou kapacitu a znovu je významným vodítkem zejména pro ovlivnění parametrů turbíny. [4]

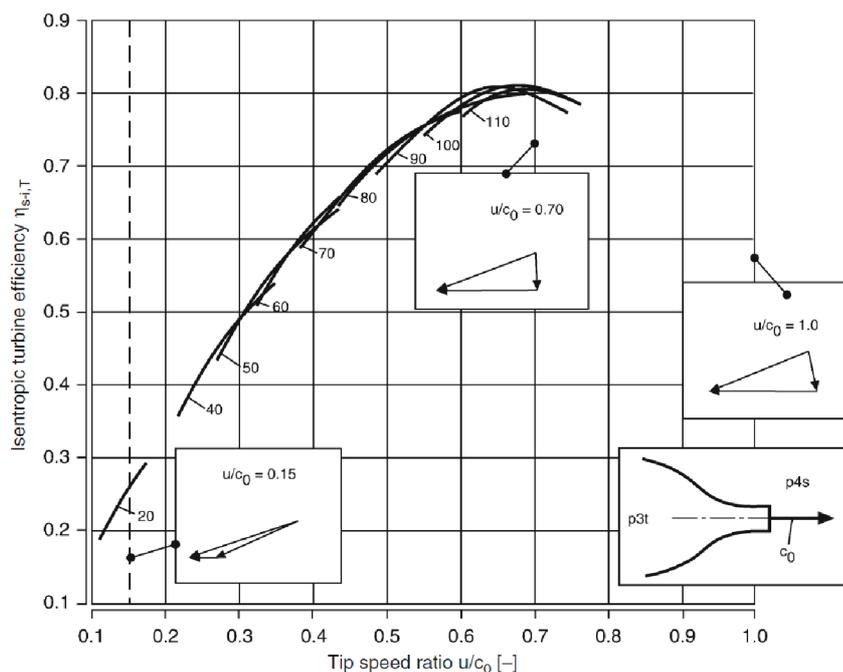
Dalším důležitým parametrem pro zhodnocení chování je samotný průměr oběžného kola radiálního stupně (na obr. 11 se jedná o průměr D_1). Tento rozměr udává velikost unášivé složky rychlosti v místě vstupu/výstupu média do/z oběžného kola v závislosti na otáčkách rotoru. Společně s maximální teoreticky možnou (adiabatickou) rychlostí proudění v tomto místě je možné definovat rychlostní poměr [3]

$$\frac{u}{c_0} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{\sqrt{2 \cdot (h_{vstup} - h_{svýstup})}} \quad (28)$$

kde,

u	$\left[\frac{m}{s}\right]$	obvodová rychlost oběžného kola v místě vstupu média do lopatkového stroje,
c_0	$\left[\frac{m}{s}\right]$	adiabatická rychlost proudění,
c_0	$\left[\frac{m}{s}\right]$	adiabatická rychlost proudění,
n	$\left[\frac{1}{s}\right]$	otáčky rotoru,
h_{vstup}	$[J]$	entalpie na vstupu,
$h_{svýstup}$	$[J]$	entalpie po adiabatické expanzi/kompresi.

Na hodnotě tohoto parametru je pak závislá účinnost daného radiálního stupně. Příklad průběhu této závislosti je vidět na obr. 12 kde je vyobrazena závislost adiabatické účinnosti radiální turbíny. Zde je vidět, že nejvyšší účinnosti je dosahováno při rychlostním poměru o hodnotě přibližně 0,7. Obecně se dá předpokládat, že pro dosažení dobré účinnosti radiálního lopatkového stupně je nutné tuto hodnotu udržovat v rozmezí přibližně 0,5 až 0,8. [3]



Obr. 12 Závislost adiabatické účinnosti turbíny na rychlostním poměru [1]

1.6.7 REGULACE PLNICÍHO TLAKU A ROVNICE TURBODMYCHADLA

Hodnota tlakového poměru kompresoru a průtoku vzduchu je dána rovnováhou výkonu a příkonu mezi kompresorem a turbínou. Výkon turbíny lze určit jako rozdíl totálních entalpií před a za turbínou, stejným způsobem lze určit příkon kompresoru. Po úpravách do vhodného tvaru může vypadat tato rovnováha [3]

$$\dot{m}_T c_{p_{spal}} T_{03} \left(1 - \pi_T^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \right) \eta_T = \dot{m}_C c_{p_{vzd}} T_{01} \left(\pi_C^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{cs(T-T)}}. \quad (29)$$

Tato rovnice je platná pouze v ustáleném režimu a je patrné, že možností regulace je hned několik.

Nejčastěji je změna prováděna na straně turbíny, proto se zaměříme pouze na tuto část. Předpokládejme, že dostupný hmotnostní tok je udáván motorem, stejně tak teplota T_{03} před turbínou.

První možností regulace je změna hmotnostního toku spalin samotnou turbínou, toto je realizováno pomocí obtokového kanálu s proměnnou průtočnou plochou („waste gate“) a jedná se v podstatě o obtok turbíny. Změnou hmotnostního toku skrze turbínu, se navíc znatelně mění i tlakový spád v závislosti na charakteristice turbíny a ve skutečnosti i teplota na vstupu do turbíny. Tento způsob se používá u turbín s pevnou geometrií, které lze popsat jedinou charakteristickou křivkou v turbínové mapě. (obr. 10)

Nevýhodou této regulace je, že se jedná o regulaci ztrátovou a nelze tedy efektivně využít energii výfukových plynů v celém rozsahu provozních otáček motoru. Naopak výhodou je jednoduchost a tím i nižší nárok na konstrukci a použité materiály regulačního zařízení.

V praxi se vyskytují dva druhy provedení této regulace. První z nich je, když se regulační ventil/klapka nachází společně v tělese turbíny turbodmychadla (obr. 13). Toto se používá u menších turbodmychadel a hovoříme o takzvaném interním „waste gate“.



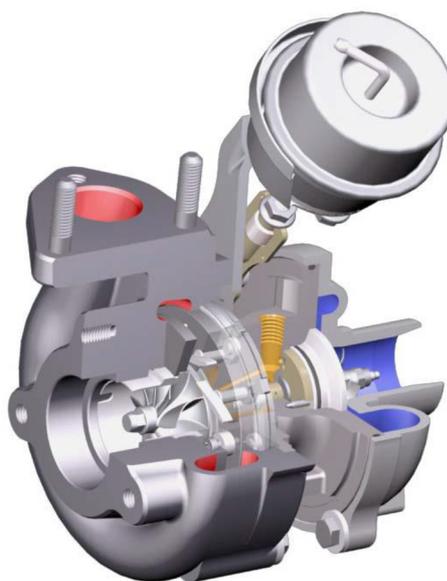
Obr. 13 Turbinová skříň s interním „waste gate“ [6]

Druhé provedení vznikne umístěním externího zařízení na výfukové svody před turbodmychadlem, což má výhodu v tom, že návrh obtokového ventilu je možné přizpůsobit dané kombinaci motoru a turbodmychadla. Zde je však nutný dostatečný zástavbový prostor.



Obr. 14 Externí „waste gate“ [7]

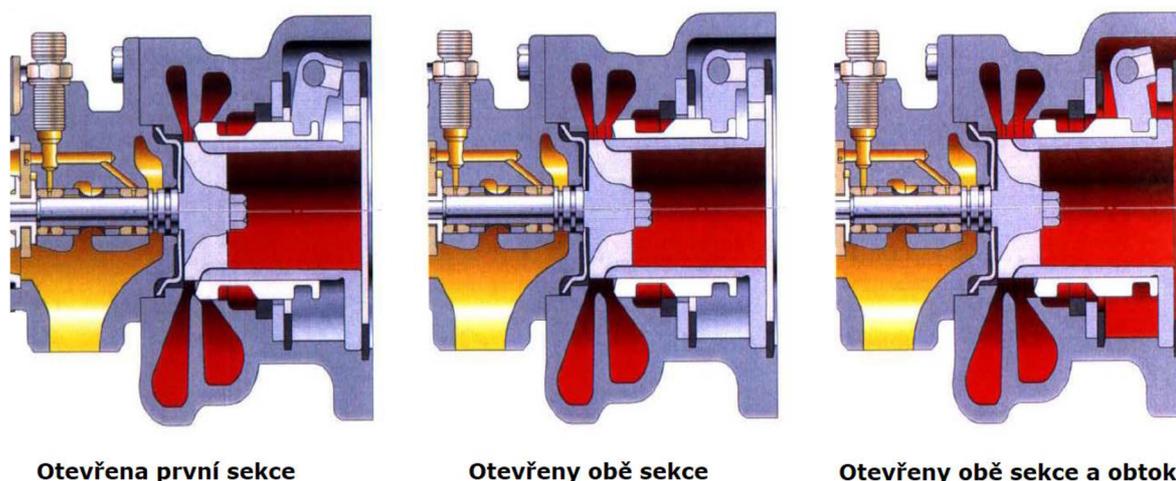
Další možností způsobu regulace je přímá změna tlakového poměru π_T . Zde jsou možnosti realizace rozmanité, nejčastěji se můžeme setkat s nastavitelnými rozváděcími lopatkami ve volutě turbíny (tzv. VTG/VGT/VNT v závislosti na výrobci). Toto řešení se v minulosti používalo zejména u vznětových motorů (obr. 15), protože tento díl je vysoce tepelně namáhán a teplota výfukových plynů u vznětového motoru je nižší. Dnes jsou tímto vybavené i některé běžné automobilové zážehové motory, jako jsou např. motory řady EA211 od koncernu VW. [8]



Obr. 15 Turbodmychadlo vybavené VTG [9]

Princip VTG spočívá v tom, že rozváděcí lopatky mění celkovou průtočnou plochu, čímž dochází ke změně rychlosti proudění na vstupu do oběžného kola turbíny, to má za následek změnu charakteristiky turbíny a mění se tím tlakový spád. [1]

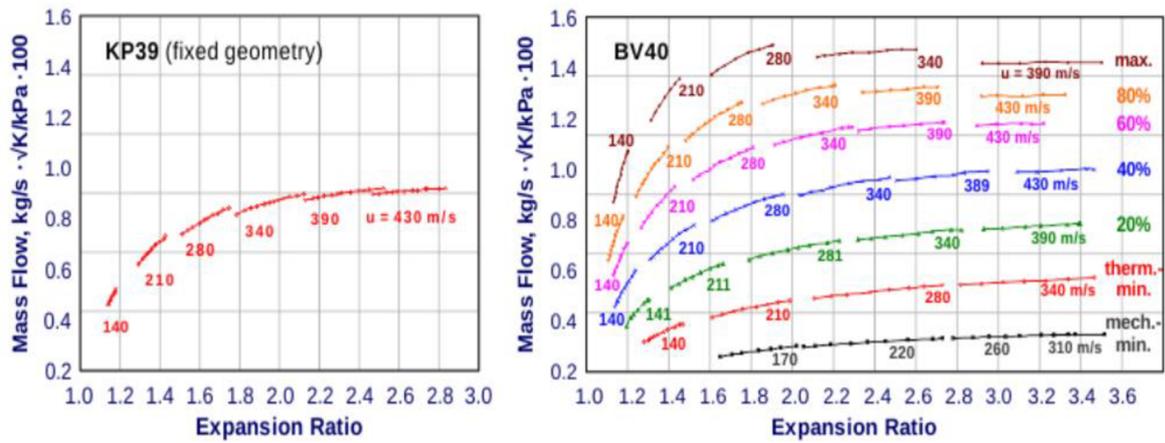
Zajímavou alternativou k VTG je turbodmychadlo vybavené turbínou s posuvným prstencem. Tento systém nese zkrácené označení VST (variable slider turbine). Tento systém navíc umožňuje elegantní řešení obtoku turbíny pro horní rozsah otáček motoru, v aplikacích kdy průtočná kapacita samotné turbíny již není dostatečná. [9] Princip funkce znázorňuje obr. 16.



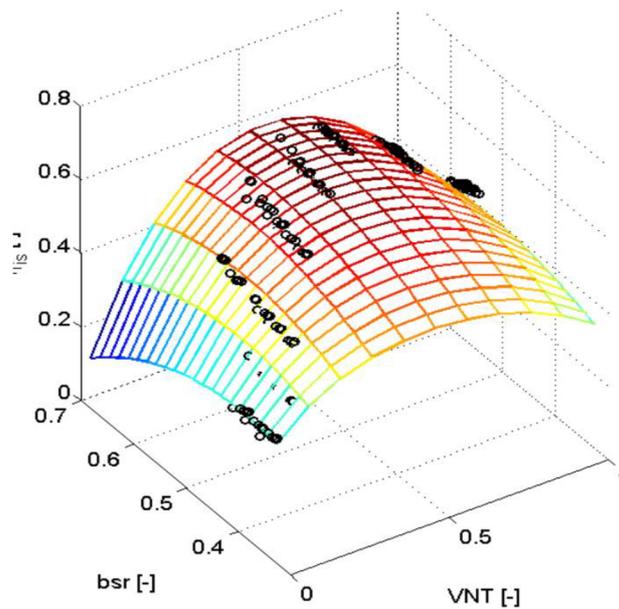
Obr. 16 Znáornění funkce VST turbodmychadla [9]

Turbíny vybavené variabilní geometrií je v turbínové mapě nutné popsat oblastí, která je tvořená křivkami při konstantním natočení rozváděcích lopatek resp. konstantní poloze posuvného prstence a prakticky je tuto turbínu možno vnímat jako více turbíny s různými parametry. Na obr. 17 je vidět srovnání turbíny s pevnou geometrií (BorgWarner KP39) a turbíny s variabilní geometrií (BorgWarner BV40) z něhož je patrné, že velkých tlakových spádu je možné pomocí VTG dosáhnout již při nízkých hmotnostních tocích, tedy nízkých otáčkách motoru. Toto umožňuje jak rychlejší akceleraci rotačních hmot turbodmychadla, tak dosažení vysokého plnicího tlaku již od nízkých otáček motoru. Motory vybavené tímto turbodmychadlem, dosahují velmi plochého průběhu točivého momentu.

Nevýhodou tohoto řešení je již zmíněný problém s konstrukčním řešením, další malou nevýhodou může být, že účinnost turbíny bývá z pravidla nejvyšší v oblasti kolem střední polohy natočení rozváděcích lopatek, na obě strany pak poměrně rychle klesá (obr. 18).



Obr. 17 Porovnání turbinových map [10]



Obr. 18 Znáornění závislost účinnost VTG turbíny (bsr – rychlostní poměr u/c_0 , VNT – nastavení rozváděcího mechanismu kde: 0 – minimální průtočná plocha, 1 – maximální průtočná plocha) [10]

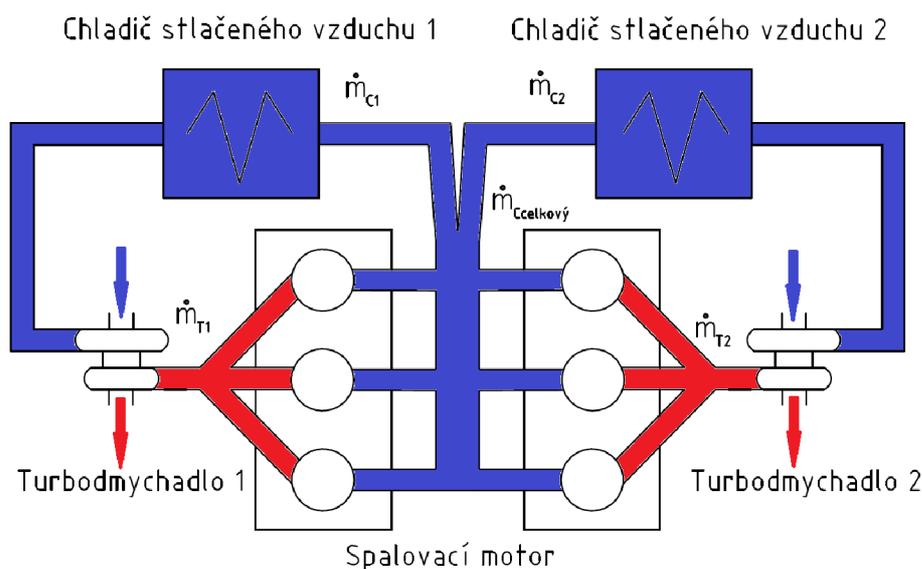
2 VÍCESTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Pokud pohlédneme do kompresorové mapy rychlostních kompresorů, můžeme si všimnout, že pokrytí širšího rozsahu otáčkového pásma jedním kompresorem zejména motorů s velkým rozsahem provozních otáček, může být v některých režimech neefektivní. Navíc oběžná kola těchto kompresorů jsou většinou vyrobena z hliníkové slitiny, jejichž pevnost umožňuje maximální obvodové rychlosti do cca 520 m/s a tlakové poměry do 4,5. Tyto problémy lze řešit použitím více kompresorů a různými způsoby jejich řazení. [1]

V případě přeplňování turbodmychadlem je rozhodující tlakový spád turbíny. Při nízkých otáčkách je pro dosažení dostatečného výkonu turbíny nutné použití spirální skříně s nižším parametrem A/R k dosažení potřebného spádu, což má za následek nežádoucí zvýšení protitlaku ve vyšších otáčkách. Další možností je použití VTG turbodmychadla, ani zde však nelze dosáhnout dobré účinnosti využití energie výfukových plynů v celém pracovním rozsahu. Tedy i zde se nabízí použití více rozdílných turbín a otázka jejich řazení.

2.1 PARALELNÍ ZAPOJENÍ TURBODMYCHADEL

Tento způsob se využívá nejčastěji u vidlicových víceválcových motorů, kdy každá z řad válců má své vlastní turbodmychadlo. Ve většině aplikací má motor společné sací potrubí, kde se výtlaky z dmychadel potkávají.



Obr. 19 Paralelní zapojení turbodmychadel [1] – upraveno

I když v realitě může vlivem různého naplnění jednotlivých válců být hmotnostní tok jednotlivými turbodmychadly rozdílný. Pro zjednodušení lze zavést, že tyto toky jsou stejné a že právě každým kompresorem, resp. turbínou prochází polovina celkového hmotnostního toku motorem.

Hmotnostní toky jednotlivými kompresory:

$$\dot{m}_{c1} = \dot{m}_{c2} = \frac{\dot{m}_E}{2}. \quad (30)$$

Hmotnostní toky jednotlivými turbínami:

$$\dot{m}_{T1} = \dot{m}_{T2} = \frac{\dot{m}_E + \dot{m}_F}{2}. \quad (31)$$

Celková práce výfukových plynů je zde rozdělena mezi dvě turbíny a výsledný tlakový poměr na kompresoru tak bude dán rovnicí turbodmychadla, do které bude vstupovat poloviční hmotnostní tok, než v případě použití jediného turbodmychadla, proto je nutné užití turbín s nižším parametrem A/R pro dosažení dostatečného tlakového spádu a tedy dostatečného využití energie výfukových plynů pro vytvoření požadovaného plnicího tlaku. Toto s sebou přináší výhodu zejména v možnosti použití menší oběžných kol a tedy s nižším momentem setrvačnosti.

U vidlicových motorů je hlavní výhodou tohoto uspořádání možnost snazšího přivedení výfukových plynů do dvou turbodmychadel, než obtížné spojování jednotlivých výfukových větví a následné osazení jedním velkým turbodmychadlem.

Další hlavní výhodou je možnost snazšího řešení pulzního provozu turbíny, kdy jsou sdruženy ty válce, jejichž výfukové fáze se co nejméně ovlivňují a to bez použití „twin-scroll“ skříně turbíny.

Za nevýhodu lze považovat fakt, že maximální tlakový poměr na kompresoru je dán limitem jednoho kompresoru.

V praxi se s tímto řešením lze setkat např. u velkých lodních a lokomotivních vznětových motorů výrobce Deutz (obr. 20).



Obr. 20 Motor Deutz V16 [11]

2.2 ŘÍZENÉ PARALELNÍ ZAPOJENÍ TURBODMYCHADEL

Na rozdíl od předchozího jsou zde obě výfukové větve spojené před turbínami vhodným způsobem. Na výfukové straně turbíny jednoho turbodmychadla je umístěn ventil. Výtlačná strana kompresoru tohoto turbodmychadla je opatřena jednocestným ventilem. Tento systém má dva pracovní stavy. [1]

V nízkých otáčkách, kdy hmotnostní tok spalin je nízký, pracuje pouze jedno turbodmychadlo (na obr. 21 se jedná o turbodmychadlo vlevo). Skrze turbínu druhého dmychadla je průtok spalin nulový, vlivem uzavřeného ventilu na výstupní straně turbíny.

Hmotnostní toky jednotlivými turbínami:

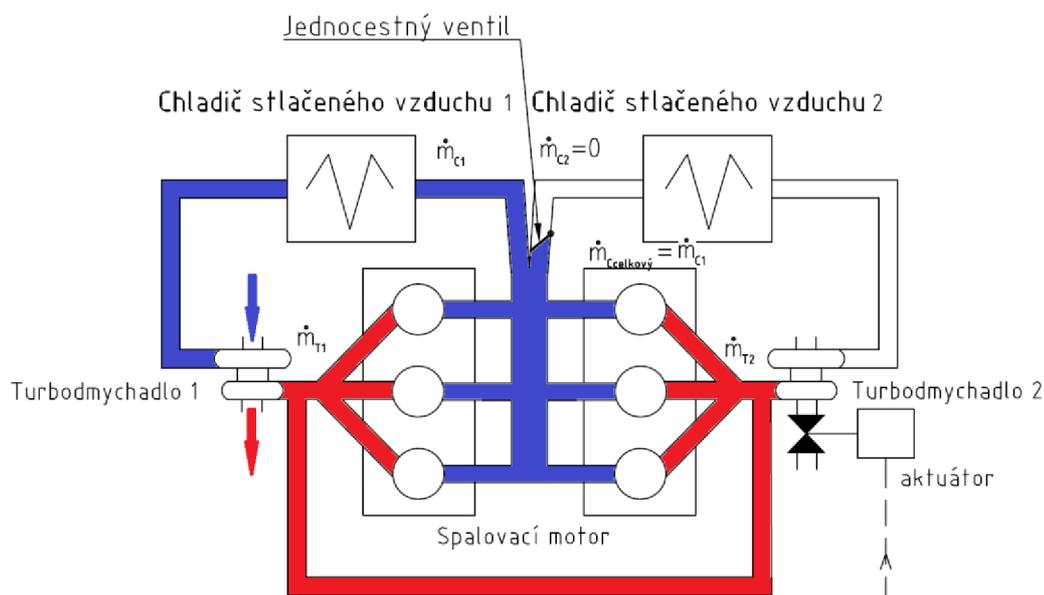
$$\dot{m}_{T1} = \dot{m}_E + \dot{m}_F, \quad (32)$$

$$\dot{m}_{T2} = 0. \quad (33)$$

Hmotnostní toky jednotlivými kompresory:

$$\dot{m}_{C1} = \dot{m}_E, \quad (34)$$

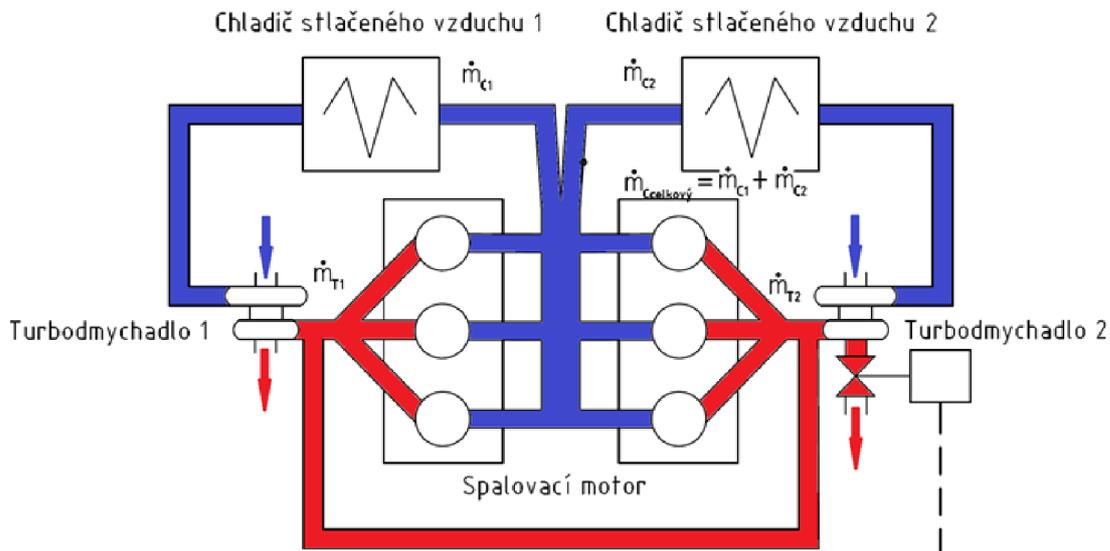
$$\dot{m}_{C2} = 0. \quad (35)$$



Obr. 21 Paralelní zapojení turbodmychadel, nízké otáčky motoru [1] – upraveno

V oblasti kdy dochází k zahlcení turbíny a průtok turbínou prvního turbodmychadla dále neroste, čímž by byla zamezena dobrá výměna náplně motoru, dochází k otevření ventilu na výstupní straně turbíny druhého turbodmychadla. Po vyrovnání rozdílu tlaků před a za jednocestným ventilem na sací straně motoru, se začíná druhé turbodmychadlo podílet na přeplňování. Toto je znázorněno na obr. 22. Výsledné hmotnostní toky lze za plného otevření ventilu považovat za obdobné jako v kapitole 2.1.

Toto řešení je schopné eliminovat problém nízkého plnicího tlaku v nízkých otáčkách, v důsledku nízkého hmotnostního průtoku motorem, neboť snížením celkové průtočné plochy turbín dojde zároveň ke zvýšení tlakového spádu a tím většímu využití energie výfukových plynů.



Obr. 22 Paralelní zapojení turbodmychadel, vysoké otáčky motoru [1] – upraveno

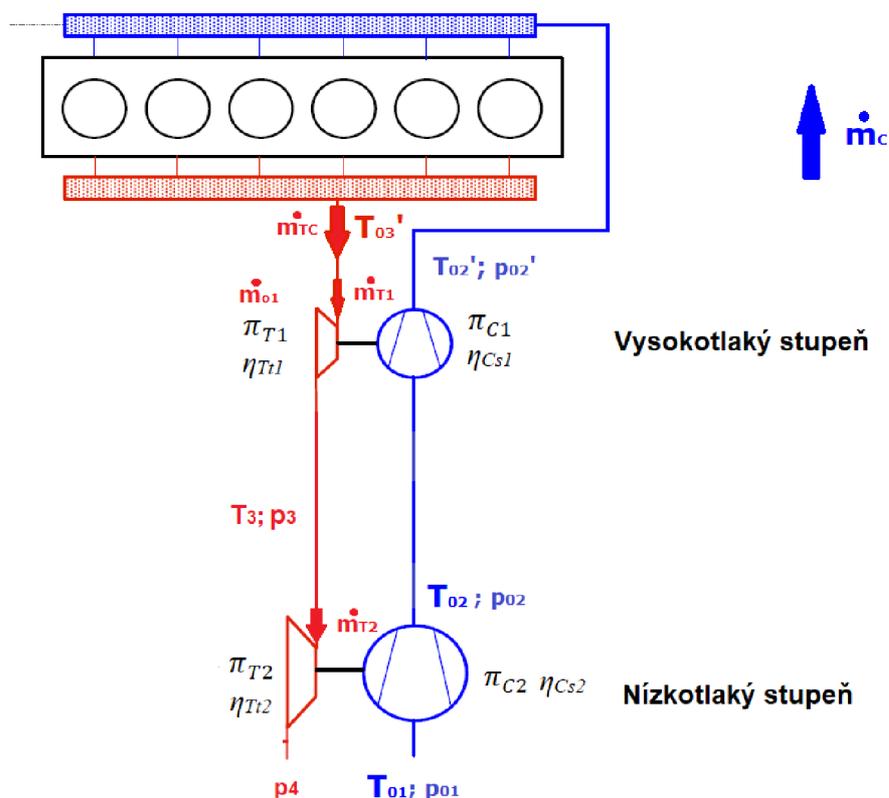
Zůstává zde však zmíněná nevýhoda, že maximální tlakový poměr kompresoru je dán jedním kompresorem. Navíc přibyl požadavek na řídicí systém, který se stará o správné a včasné otevření výfukového ventilu.

Toto řešení vyvinulo a používalo Porsche na svých motorech u modelu 956, na vznětových motorech ji využívá např. společnost MTU vyrábějící průmyslové, lodní a lokomotivní motory [1]

2.3 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ TURBODMYCHADEL

Tento způsob využívá vícestupňové expanze na turbínách a zároveň vícestupňové komprese na kompresorech. Nejčastěji jsou takto zařazena dvě nestejně velká turbodmychadla. Menší z dmychadel je označováno jako vysokotlaké, větší pak jako nízkotlaké. Mezi jednotlivé stupně kompresorů může být umístěno chlazení stlačeného vzduchu.

Pro zjednodušení analytického popisu budeme uvažovat schéma, kam nezahrneme chlazení stlačeného vzduchu mezi jednotlivými stupni ani na vstupu do motoru ani tlakové ztráty na vedení (obr. 23). Dále uvažujeme, že provoz nízkotlaké turbíny je rovnotlaký.



Obr. 23 Zjednodušené schéma dvoustupňového přeplňování [12] - upraveno

Celkový tlakový poměr na obou kompresorech:

$$\pi_{CT} = \frac{p_{01}}{p_{02}} \cdot \frac{p_{02}}{p_{02}'} = \frac{p_{01}}{p_{02}'} \quad (36)$$

Tlakový spád vysokotlaké turbíny:

$$\pi_{T1} = \frac{p_{03}'}{p_3} \quad (37)$$

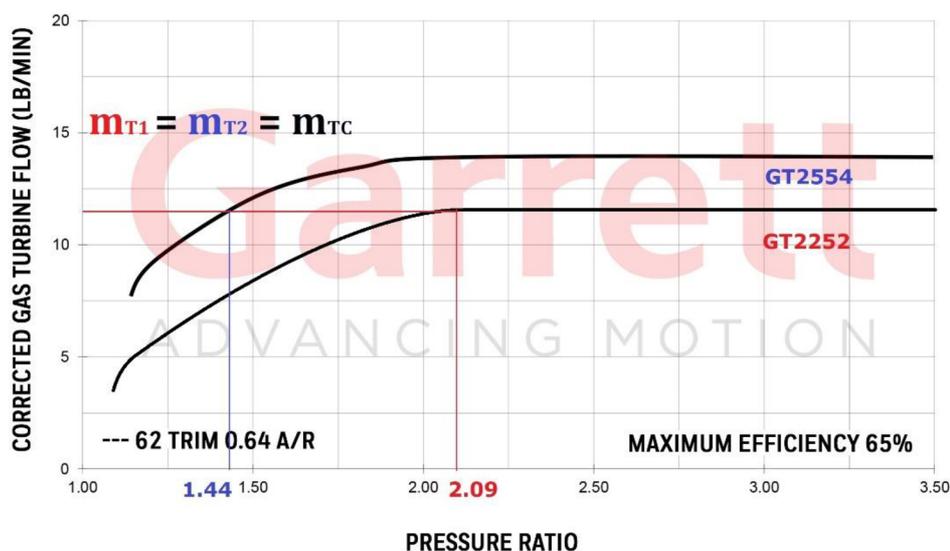
Tlakový spád nízkotlaké turbíny (rovnotlaký provoz):

Zde se za předpokladu rovnotlakého dá uvažovat, že totální parametry proudu (teplota a tlak) rovnají statickým.

$$\pi_{T2} = \frac{p_3}{p_4} \quad (38)$$

Celkový tlakový spád:

$$\pi_{TC} = \frac{p_{03}'}{p_3} \cdot \frac{p_3}{p_4} = \frac{p_{03}'}{p_4} \quad (39)$$



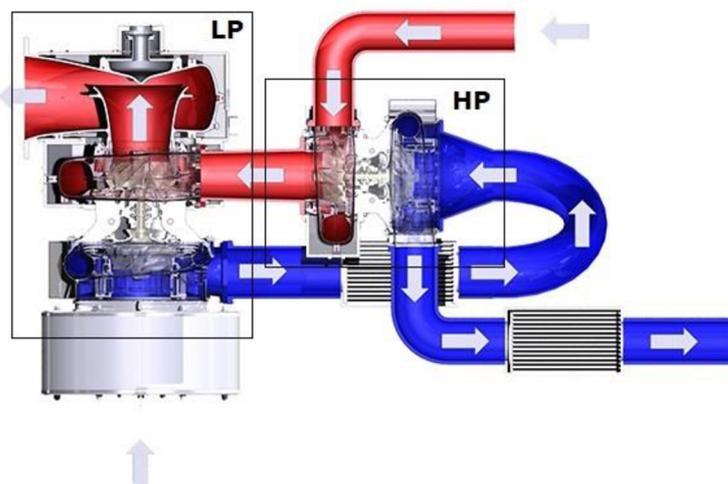
Obr. 24 Znárodnění pracovních bodů turbín [4] – upraveno

Zapojení neobsahuje žádné obtoky, tedy hmotnostní toky jsou skrze obě turbodmychadla totožné. Podle charakteristik turbín tak na každé z nich vznikne určitý tlakový spád, který je daný celkovým hmotnostním tokem (obr. 24).

Jelikož celkový tlakový poměr na kompresoru je součinem jednotlivých tlakových poměrů, lze tímto způsobem dosáhnout značných tlakových poměrů i více než 10. [13]

Z hlediska hmotnostního toku jsme však omezeni menším ze dvou turbodmychadel, proto se toto zapojení hodí spíše pro motory, které pracují v málo proměnných nebo ustálených režimech, kdy lze přímo navrhnut přepřňovací jednotku.

Na následujícím obrázku je vidět propagační nákras řešení od výrobce motorů MAN divize Energy Solutions, která se zabývá vývojem a výrobou velkých průmyslových vzněťových motorů.



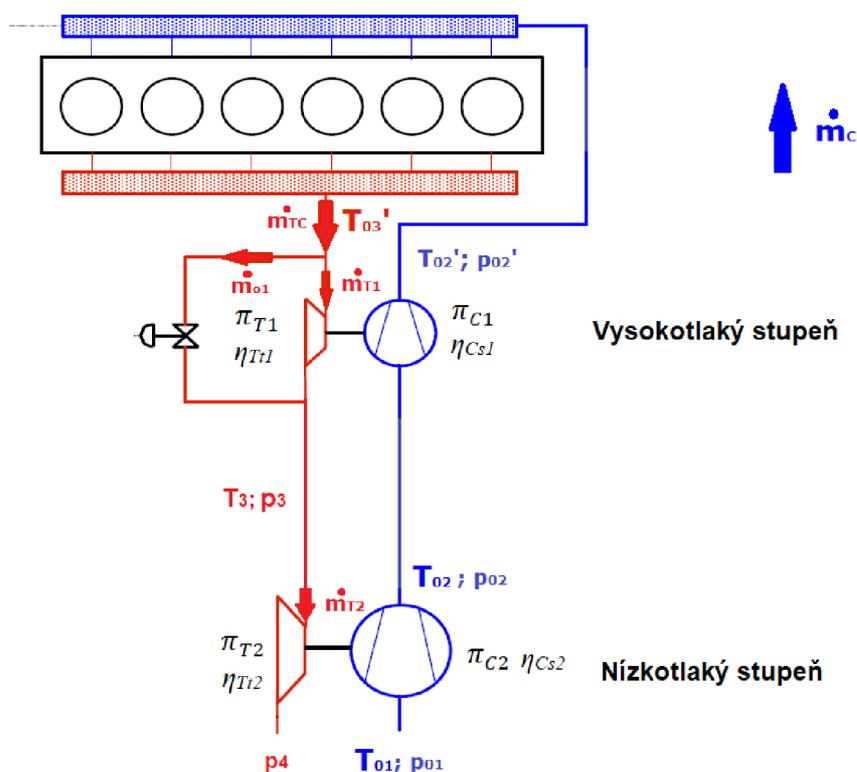
Obr. 25 Sériové zapojení dvou turbodmychadel, HP – vysokotlaké turbodmychadlo, LP – nízkotlaké turbodmychadlo [13]

2.4 ŘÍZENÉ SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ TURBODMYCHADEL

Řazení turbodmychadel je obdobné jako v předchozím případě. Systém zde je navíc vybaven aktivními prvky, které se svou činností snaží dosáhnout a udržet optimální hodnotu plnicího tlaku v co možná nejširším pásmu otáček spalovacího motoru.

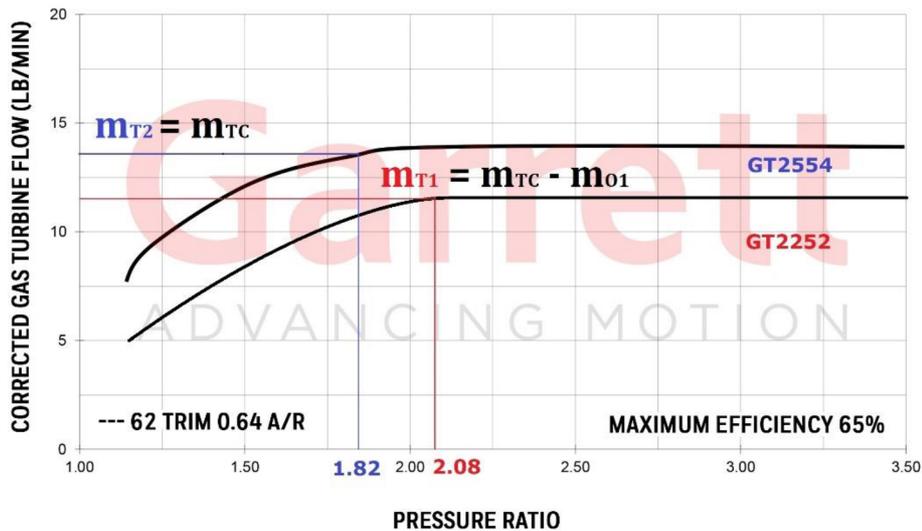
Začněme tím jednodušším dle obr. 26, kdy systém je vybaven pouze obtokem vysokotlaké turbíny. Při nejnižších otáčkách je obtok vysokotlaké turbíny uzavřen, takže výfukové plyny expandují skrze obě turbíny a vzduch je stlačován ve dvou fázích na stranách kompresorů.

Se zvyšujícími se otáčkami motoru roste hmotnostní tok spalin a tím i tlakové spády na obou turbínách. V oblasti, kdy by došlo k zahlcení vysokotlaké turbíny, nebo plnicí tlak dosahuje určité hodnoty, se plynule začíná otevírat její obtok. Tímto je umožněno další zvýšení hmotnostního toku spalin, které expandují v nízkotlaké turbíně, a tím je jejich energie využita a zároveň je umožněno snížení tlaku ve výfukovém sběrném potrubí.



Obr. 26 Řízené sériové zapojení turbodmychadel [12] – upraveno

Zakreslení pracovních bodů v turbínové mapě při zcela zavřeném obtoku vysokotlaké turbíny je vidět na obr. 24.



Obr. 27 Znáznornění pracovních bodů v oblasti řízení pomocí obtoku [4] – upraveno

Příklad znázornění pracovních bodů v oblasti otevřeného obtokového ventilu jsou zakresleny v diagramu na obr. 27. Zde je vidět, že velikostí hmotnostního toku skrze obtok vysokotlaké turbíny, lze řídit velikost tlakového spádu na vysokotlaké turbíně. Tímto lze v omezené pracovní oblasti nastavit požadovaný plnicí tlak.

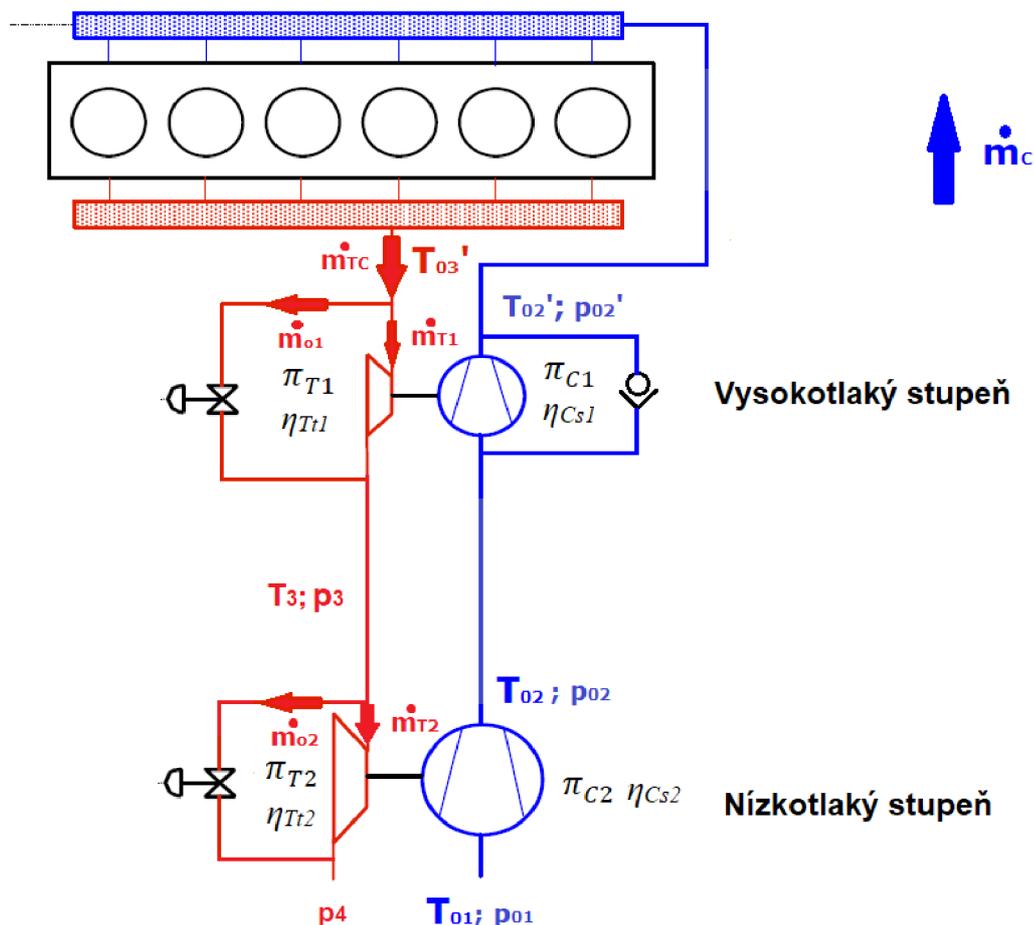
Zapojení je vhodné pro motory s nižším rozsahem provozních otáček z důvodu absence obtoku nízkotlaké turbíny. Typicky toto mohou být vznětové motory nákladních vozidel nebo motory pro pohon stavební či zemědělské techniky.

Příkladem využití tohoto řešení může být motor Caterpillar C15 (obr. 28) u kterého je ovládání obtokového ventilu řešeno proporcionálně v závislosti na přetlaku za nízkotlakým turbodmychadlem.



Obr. 28 Vznětový motor Caterpillar C15 [14]

Pro motory s vyšším rozsahem pracovních otáček (typicky zážehové nebo i vznětové motory osobních vozidel) je nutné zapojení doplnit o obtok nízkotlaké turbíny a dále o obtok vysokotlakého kompresoru například v podobě jednocestného ventilu (obr. 29).



Obr. 29 Řízené sériové zapojení turbodmychadel 2 [12] - upraveno

Obtokový ventil vysokotlakého kompresoru a obtokový ventil vysokotlaké turbíny, umožňuje vyřazení vysokotlakého turbodmychadla z činnosti v oblastech s vysokým hmotnostním průtokem (prakticky se přechází v jednostupňové přeplňování pomocí nízkotlakého turbodmychadla) a řeší se tím problém se škrcením průtoku. Obtok nízkotlaké turbíny pak umožňuje řízení v tomto pracovním režimu. Toto řešení se nazývá sekvenční.

Je patrné, že čistě mechanické řízení takového systému by bylo komplikované, proto jsou tyto systémy řízeny elektronicky, nejčastěji pomocí řídicí jednotky motoru.

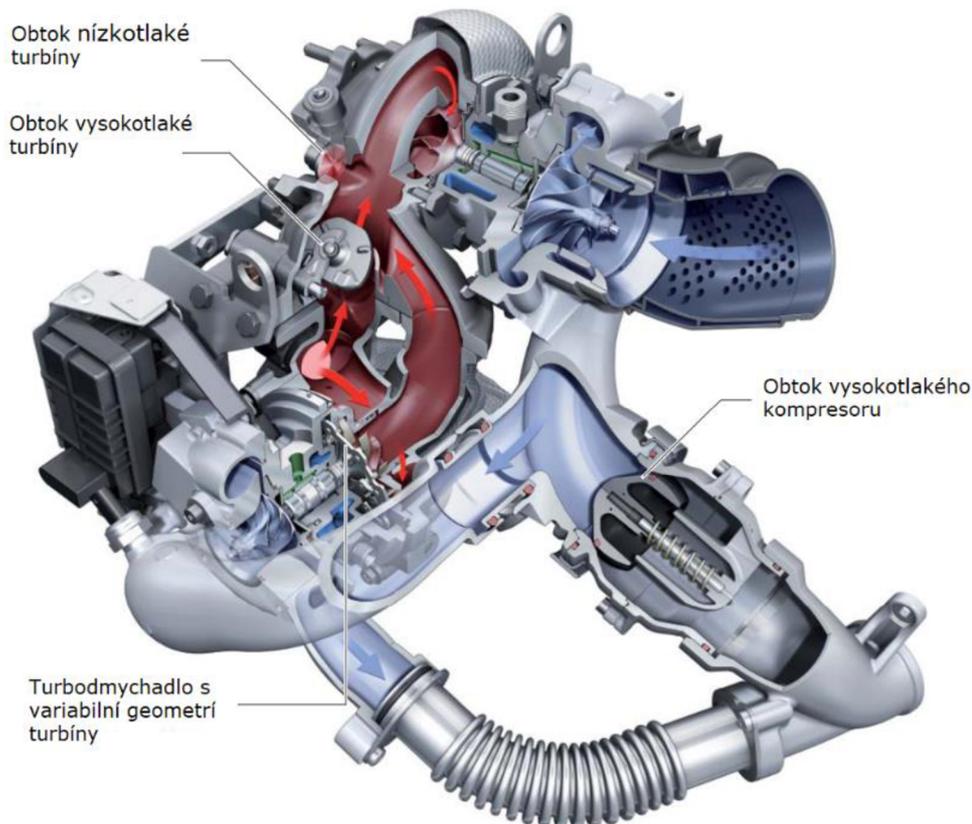
U automobilových motorů je toto prakticky nejčastěji využívané zapojení, jako příklad si můžeme uvést vznětový motor od koncernu FCA s marketingovým označením 1.9 JTDM Bi-turbo (případně 1.9TTiD), jehož přeplňovací jednotka od výrobce KKK (BorgWarner) je na následujícím obrázku. Zde je systém vybaven pneumatickými aktuátory, do nichž je přiváděn podtlak skrze elektronické proporcionální ventily, které ovládá řídicí jednotka motoru.



Obr. 30 Přeplňovací jednotka od výrobce KKK (BorgWarner) pro motor 1.9JTD [15]

Další možností vylepšení pro zajištění požadovaného plicního tlaku v ještě širším spektru otáček je použití turbodmychadel vybavených turbínou s variabilní geometrií.

Příkladem takového řešení je motor, nesoucí obchodní označení 3.0 TDI Biturbo od koncernu VW. Zapojení je totožné s předchozími, pouze je použito vysokotlaké turbodmychadlo s proměnou geometrií turbíny. Toto řešení má velice širokou pracovní oblast, v níž je možné se pohybovat a dosáhnout tak potřebných parametrů přeplňování. Řez přeplňovací jednotkou tohoto motoru je na následujícím obrázku (obr. 31).

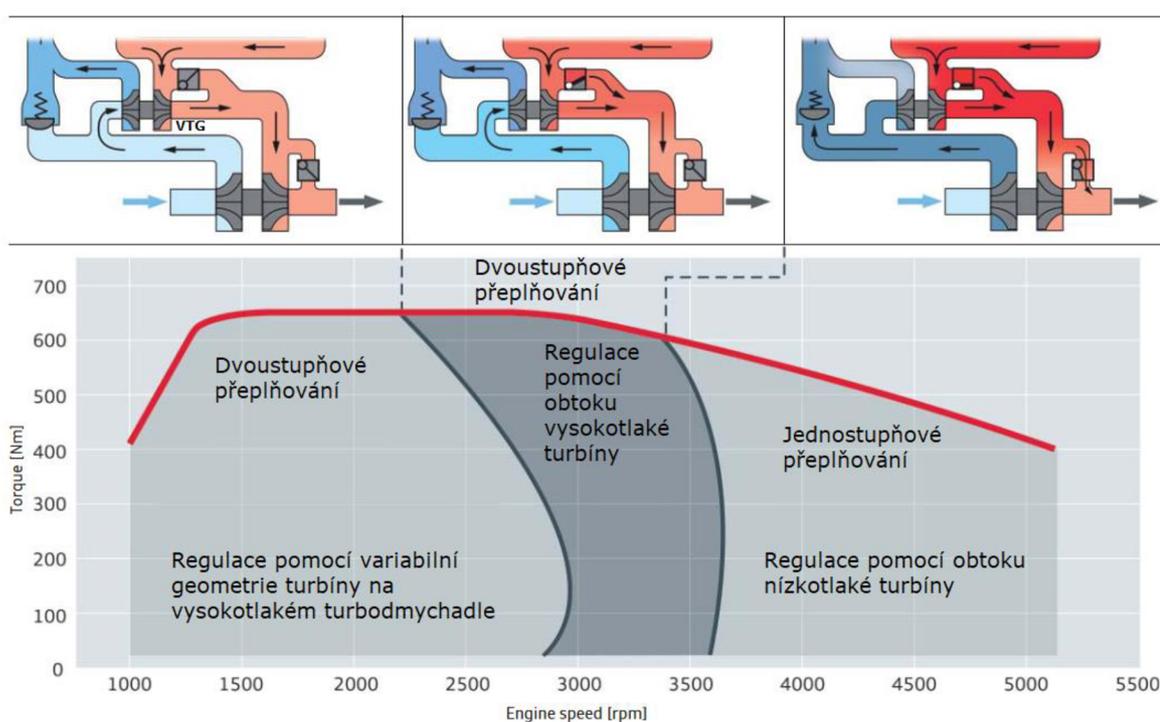


Obr. 31 Řez přeplňovací jednotkou 3.0 TDI Biturbo [16] – upraveno

Činnost systému lze rozdělit na tři regulační režimy. V prvním režimu jsou oba obtokové ventily na výfukové straně motoru uzavřeny a plnicí tlak je regulován pomocí variabilní geometrie vysokotlaké turbíny. Tento režim odpovídá nízkým otáčkám motoru, kde díky VTG turbodmychadlu je možné dosáhnout rychle vysokých plnicích tlaků.

Druhý režim nastává, když regulační možnosti VTG na vysokotlaké turbodmychadlu jsou vyčerpány (lopatky jsou maximálně otevřeny, průtočná kapacita není dostačující, klesá účinnost...). Zde dochází k otevření obtoku vysokotlaké turbíny a velikostí hmotnostního toku tímto ventilem je regulován celkový tlak přeplňování.

Třetí režim nastává, když tlakový poměr na obtoku vysokotlaké turbíny bude roven přibližně jedné. V tento moment již vysokotlaká turbína nekoná žádnou práci, čímž se vysokotlaké turbodmychadlo přestává podílet na přeplňování. Systém je vybaven jednocestným ventilem, který je otevírán v důsledku rozdílu tlaků vyvolaných škrcením ve vysokotlakém kompresoru, čímž se zabraňuje zahlcení této části systému. Shrnutí jednotlivých režimů je vidět na obr. 32.



Obr. 32 Pracovní oblasti přeplňování motoru 3.0TDI Biturbo ([16]- upraveno)

3 NÁVRH DVOUSTUPŇOVÉHO PŘEPLŇOVÁNÍ

3.1 VÝCHOZÍ PARAMETRY VYBRANÉHO MOTORU

Pro návrh byl vybrán vznětový motor o zdvihovém objemu necelé dva litry, určený pro pohon osobních automobilů koncernu Volkswagen. Jedná se o motor řady EA 188 a existuje několik výkonových variant, které se liší zejména použitým turbodmychadlem a výrobcem systému vstřikování. Pro náš účel byla vybrána varianta označená kódem BKD jejíž parametry jsou uvedeny v následující tabulce. (Tabulka 3-1)

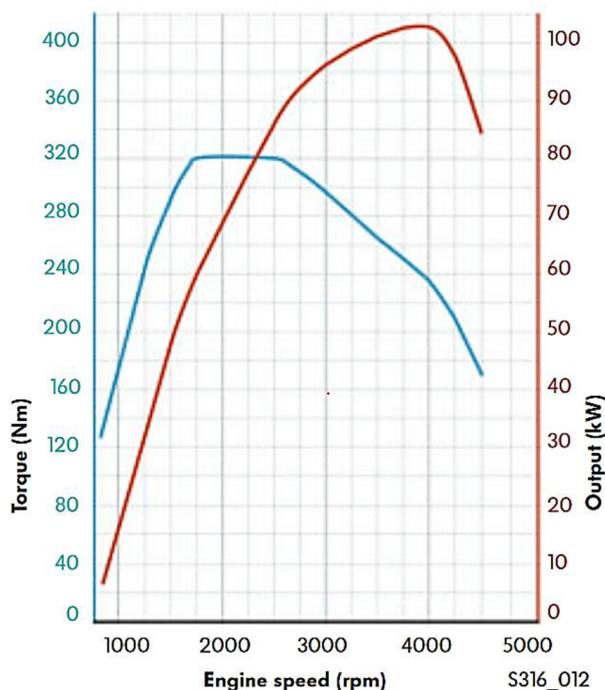


Obr. 33 Motor EA 188 BKD [17]

Systém vstřikování	Sdružené vstřikovače Bosch	-
Systém řízení vstřikování	Bosch EDC16U1	-
Vrtání	81	mm
Zdvih	95,5	mm
Zdvihový objem	1968	cm ³
Počet válců	4 v řadě	-
Počet ventilů na válec	4	-
Kompresní poměr	18:1	-
Maximální točivý moment	320 Nm při 1750 1/min až 2500 1/min	-
Maximální výkon	103 kW při 4000 1/min	-
Rozsah pracovních otáček	850 - 2350	1/min

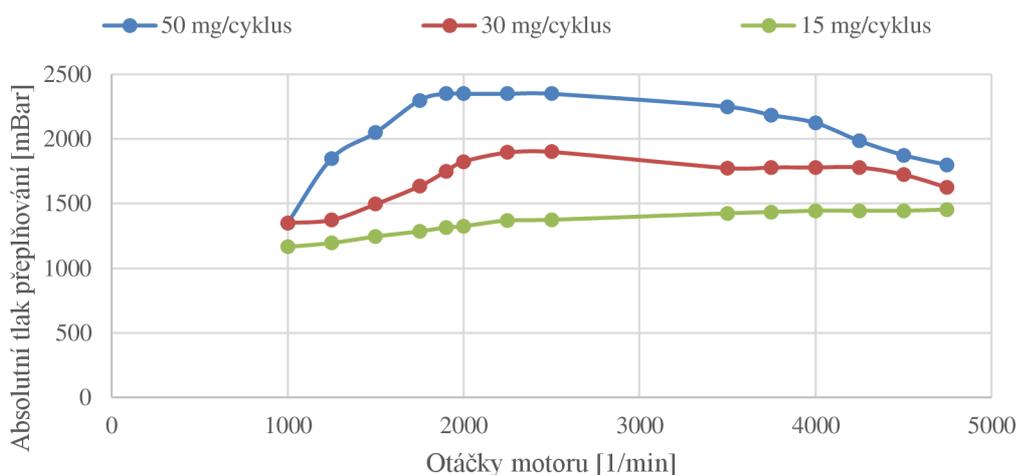
Tabulka 3-1 Parametry zvoleného motoru [17]

Průběh výkonu a průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách jsou zhruba vidět na následujícím obrázku. Motor je vybaven turbodmychadlem od výrobce Garrett s označením GTA1749MV. [18]



Obr. 34 Průběh výkonu a točivého momentu motoru 2.0TDI BKD [17]

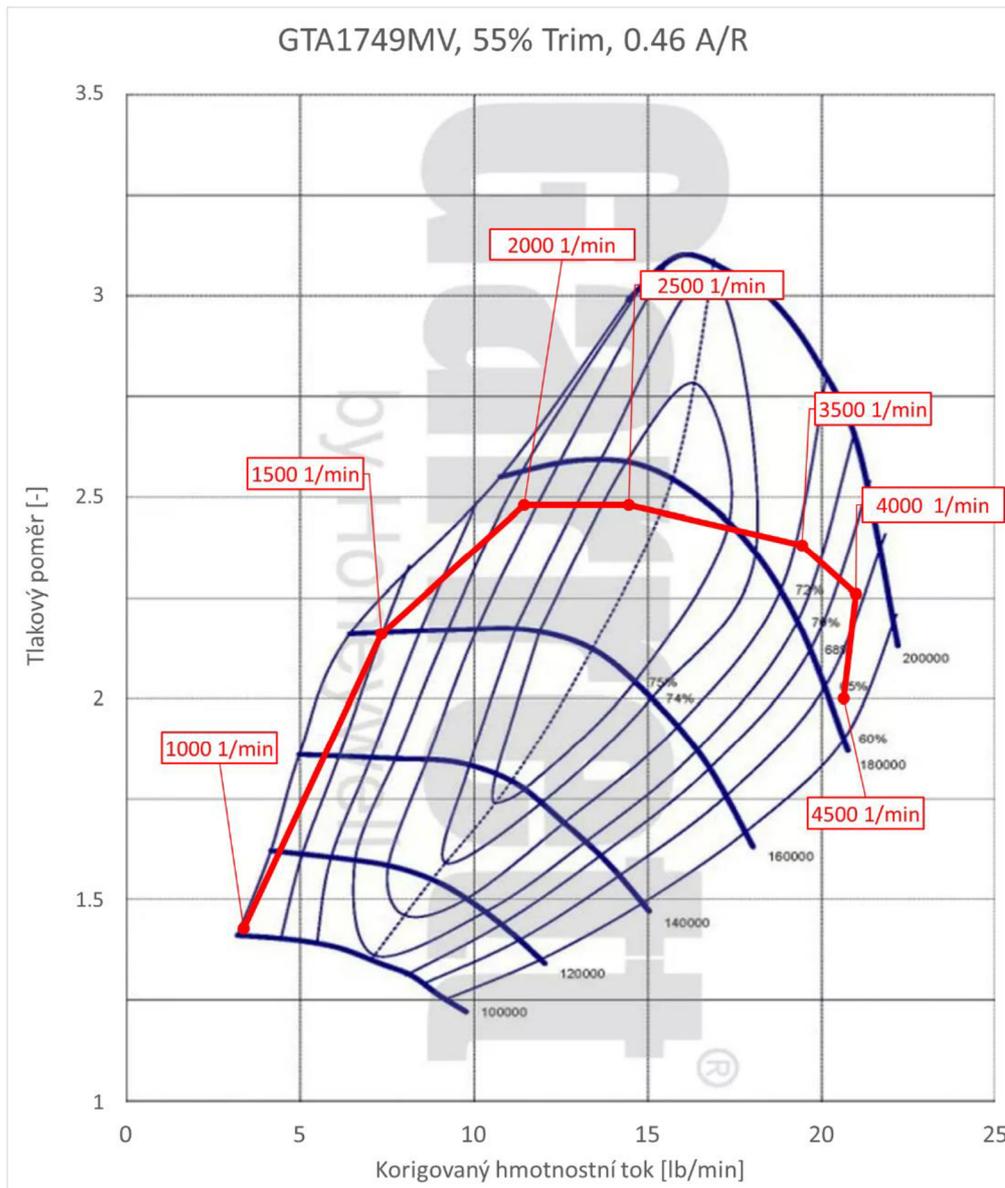
Z flashovací paměti motorové řídicí jednotky č. 0281011786 z vozidla VW Touran 2.0TDI se podařilo zjistit požadavek průběh plnicího tlaku v závislosti na otáčkách a vnitřním požadavku na množství paliva. Průběhy absolutní hodnoty plnicího tlaku pro požadavky 15, 30 a 50 miligramů na cyklus, jsou vyneseny na následujícím grafu.



Obr. 35 Znárodnění požadavku hodnoty plnicího tlaku v závislosti na množství paliva [zdroj: řídicí jednotka motoru Bosch EDC16 č. 0281011786, č. sw: 375893]

O nastavení hodnoty plnicího tlaku se zde stará variabilní geometrie turbíny turbodmychadla (VNT) poháněná pomocí pneumatického aktuátoru. Podtlak v pneumatickém aktuátoru je řízen skrze střídu ovládaný proporcionální ventil.

K originálně použitému turbodmychadlu se podařilo sehnat kompresorovou mapu a mohly tak být vyneseny pracovní body kompresoru pro požadavek 50 mg paliva na cyklus v rozmezí otáček motoru od 1500 do 4500 za minutu (obr. 36). Zde je patrná snaha výrobce o dosažení vysokého točivého momentu již od nízkých otáček, neboť pracovní charakteristika poměrně těsně kopíruje mez pumpování použitého kompresoru.



Obr. 36 Pracovní body kompresoru turbodmychadla Garrett GTA1749VM ve spolupráci s motorem EA188 BKD [19] – upraveno

3.2 POPIS TERMODYNAMICKÉHO MODELU MOTORU S JEDNÍM TURBODMYCHADLEM

Na základě analytických vzorců uvedených v předchozích kapitolách byl jako první vytvořen zjednodušený termodynamický model spolupráce motoru s jedním turbodmychadlem, jehož výsledky slouží později pro porovnání. Analytický přístup výpočtu středních hodnot byl oproti simulačnímu programu upřednostněn z důvodu, aby mohl být tento model posléze uveřejněn jako aplikace na webových stránkách a umožnilo se tím jeho využití širší veřejností.

Je vhodné zmínit, že podobné webové stránky již existují a to pod záštitou výrobce turbodmychadel BorgWarner (<http://www.turbos.bwauto.com/aftermarket/matchbot>), díky čemuž jsou zaměřeny pouze na turbodmychadla tohoto výrobce. Nevýhodou je, že výsledné i vstupní hodnoty jsou uvažovány v anglosaských jednotkách, jejichž užití je pro místní zvyklosti nepohodlné a nedávají tak dostatečnou kontrolu nad výpočtem. Aplikace nenabízí výpočet sériového zapojení turbodmychadel, uvažuje pouze paralelní verzi, kdy je rozdělen hmotnostní tok na stranách kompresoru i turbíny na polovinu. Ačkoliv byla zmíněná aplikace do jisté míry inspirací, je mnou vytvořený model odpovědí na uvedené nedostatky.

Vytvořená aplikace je přístupná na webových stránkách <http://turbomatchersi.sweb.cz>. Dále jsou všechny zdrojové kódy součástí digitální přílohy této práce k možnosti nahlédnutí.

Výpočtová část programu je napsána v programovacím jazyce JavaScript. Grafické rozhraní v běžném HTML obsahujícím prvky DOM. Kostra uživatelského rozhraní je tvořena tabulkou obsahující vstupní formuláře (obr. 37). Pro možnost využití i mimo česky mluvící země bylo rozhraní vytvořeno v anglickém jazyce.

Výpočtová část programu je rozdělena na dílčí funkce, které jsou dle jejich účelu spuštěny s každou změnou vstupních parametrů. První funkce s názvem MatchCalc má na starosti načtení proměnných z uživatelského prostředí a výpočet veškerých závislých proměnných v jednotlivých bodech, které jsou posléze vloženy do vnitřního HTML předem definovaných částí tabulky. Funkce s názvem GetCompImg posílá do HTML dle zvoleného kompresoru ve výběrové kartě správný obrázek kompresorové mapy a poté do tohoto obrázku vykresluje jednotlivé pracovní body. Obdobu funkce předchozí je funkce s názvem GetTurbImg, která má stejný účel, akorát tak koná v případě turbínové mapy. Poslední funkce s názvem OutParPlot má na starosti grafické zobrazení průběhů výstupních parametrů motoru. Koná tak na základě volně dostupné knihovny pro práci s grafy Plotly.js. Aplikace zahrnuje několik podkladů pro turbodmychadla Garrett, avšak je možné doplnit libovolné dostupné podklady.

Displacement	cm ³	1897
Ambient Temperature	°C	25
Ambient Pressure	kPa	96.5
Number of Cylinders	-	4

Points		1.	2.	3.	4.	5.	6.
Engine Speed	1/min	1500	2000	2500	3000	4000	5000
Boost pressure (relative)	kPa	21.0	60.0	120.0	120.0	88.0	45.0
Volumetric Efficiency	%	95	97	98	98	98	97
Intercooler Effectiveness	%	95	95	95	95	95	95
Intercooler Pressure Drop	kPa	1.60	1.70	1.95	2.05	2.15	2.20
Air Filter Restriction	kPa	0.80	1.00	1.10	1.20	1.40	1.60
Muffler System Backpressure	kPa	1.20	1.60	2.00	2.00	2.10	2.20
Compressor Efficiency (isotropic)	%	65	68	71	75	71	65
Turbine Efficiency (overall)	%	63	65	70	65	64	62
Exhaust Gas Temperature	°C	750	900	900	900	950	980
Turbine Expansion Ratio	-	1.180	1.535	2.310	2.755	3.200	3.080
Brake Specific Fuel Consumption	g/kWh	240	230	240	250	255	260
Air Fuel Ratio	-	16.5	16.5	16.5	18	18	19

Obr. 37 Grafické rozhraní modelu

Pro názorný popis je zde naznačen průběh výpočtu jediného pracovního bod. Vstupní parametry a jejich označení v modelu jsou

T_{01}	[K]	teplota okolí (Ambient temperature),
p_{01}	[Pa]	tlak okolí (Ambient pressure),
n	$\left[\frac{1}{min}\right]$	otáčky motoru (Engine speed),
p_{02_rel}	[Pa]	relativní plnicí tlak (Boost pressure),
η_v	[-]	plnicí účinnost (Volumetric efficiency),
η_{IC}	[-]	účinnost mezichladiče (Intercooler effectiveness),
Δp_c	[-]	tlaková ztráta mezichladiče (Intercooler drop pressure),
Δp_f	[Pa]	protitlak vzduchového filtr (Air filter restriction),
Δp_v	[Pa]	protitlak výfukového systému (Muffler systém backpressure),
η_{Cs2}	[-]	adiabatická účinnost kompresoru (Compressor efficiency),
η_{Tt}	[-]	celková účinnost turbíny (Turbine efficiency),
π_T	[-]	tlakový spád turbíny (Turbine expansion ratio),
T_{03}	[K]	teplota výfukových plynů (Exhaust gas temperature),
m_{pe}	$\left[\frac{g}{kW \cdot h}\right]$	měrná efektivní spotřeba paliva (Brake specific fuel consumption),
AFR	$\left[\frac{kg}{kg}\right]$	poměr vzduchu a paliva (Air fuel ratio),
R_{vz}	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	plynová konstanta vzduchu,

c_{p_vz}	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	měrná tepelná kapacita vzduchu,
c_{p_spal}	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	měrná tepelná kapacita spalin,
κ_{vz}	[-]	adiabatický exponent vzduchu,
κ_{spal}	[-]	adiabatický exponent spalin.

3.2.1 VÝPOČET PARAMETRŮ KOMPRESORU

Tlakový poměr kompresoru:

$$\pi_C = \frac{p_{02rel} + p_{01} + \Delta p_c}{p_{01} - \Delta p_f} \quad (40)$$

Teplota vzduchu za kompresorem:

$$T_{02} = T_{01} \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{cs}} \left[(\pi_C)^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right] \right\} \quad (41)$$

Teplota za mezichladičem (v sacím potrubí):

$$T_{02c} = T_{02} - \eta_c \cdot (T_{02} - T_{01}) \quad (42)$$

Hustota vzduchu v sacím potrubí:

$$\rho_{vz} = \frac{(p_{02rel} + p_{01})}{R_{vz} \cdot T_{02c}} \quad (43)$$

Hmotnostní tok kompresorem:

$$\dot{m}_C = \eta_v \cdot \rho_{vz} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{V_z}{2} \quad (44)$$

Příkon kompresoru:

$$P_C = \dot{m}_C \cdot c_{pvz} \cdot T_{01} \cdot \left(\pi_C^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{cs}} \quad (45)$$

Korigovaný hmotnostní tok kompresorem:

$$\dot{m}_{Ccor} = \dot{m}_C \cdot \sqrt{\frac{T_{01}}{298}} \cdot \frac{101325}{p_{01}} \quad (46)$$

V tento bod je možné vynést vypočítané hodnoty do kompresorové mapy a kontrolovat zda pracovní body vhodně spadají do charakteristiky daného kompresoru. Toto webové rozhraní umožňuje i s volbou vhodného turbodmychadla z těch, které jsou v modelu implementovány.

3.2.2 VÝPOČET PARAMETRŮ TURBÍNY

Tlakový spád turbíny:

$$\pi_T > 1 \quad (47)$$

Tlakový spád je na začátku výpočtu zvolen odhadem.

Tlak ve výfukovém potrubí:

$$p_{03} = \pi_T \cdot (p_{01} + \Delta p_v) \quad (48)$$

Hmotnostní tok turbínou:

$$\dot{m}_T = \frac{P_C}{c_{p_spal} \cdot T_{03} \cdot \left(1 - \pi_T^{\frac{1-\kappa_{spal}}{\kappa_{spal}}}\right) \cdot \eta_{Tt}} \quad (49)$$

Hmotnostní tok paliva:

$$\dot{m}_P = \frac{\dot{m}_C}{AFR} \quad (50)$$

Hmotnostní tok obtokem turbíny:

$$\dot{m}_O = \dot{m}_P + \dot{m}_C - \dot{m}_T \quad (51)$$

Korigovaný hmotnostní tok turbínou:

$$\dot{m}_{Tcor} = \dot{m}_T \cdot \sqrt{\frac{T_{03}}{298} \cdot \frac{101325}{p_{03}}} \quad (52)$$

Průtoková funkce obtokového ventilu:

$$\psi_o = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[(\pi_T)^{-\frac{2}{\kappa}} - (\pi_T)^{-\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (53)$$

Průtočný průřez obtokového ventilu:

$$S_o = \frac{\dot{m}_O}{\psi_o \cdot \frac{p_{03}}{T_{03}}} \quad (54)$$

Následuje vykreslení pracovních bodů do turbínové mapy, dále kontrola zda při zvoleném tlakovém spádu pracovní bod leží na turbínové charakteristice daného turbodmychadla a zároveň zda hmotnostní tok obtokovým ventilem vychází nezáporný. Pokud tomu tak není,

je nutné upravit tlakový spád nebo tlak v sacím potrubí, případně tyto dvě hodnoty iterovat tak, aby nastalo požadované.

3.2.3 ODHAD VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY MOTORU

Výpočet výkonové charakteristiky motoru probíhá na základě měrné efektivní spotřeby, tato hodnota je zadána spolu se vstupními parametry motoru a předpokládá se její neproměnnost v důsledku změny parametrů přeplňování. Tato metoda je sice metodou odhadní, avšak pro pozdější účely porovnání jí shledávám jako zcela dostačující.

Výpočet efektivního výkonu:

$$P_e = \frac{\dot{m}_p \cdot 3,6 \cdot 10^6}{m_{pe}} \quad (55)$$

Výpočet točivého momentu:

$$M_T = \frac{P_e}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}} \quad (56)$$

Model dále umožňuje grafické znázornění výkonové charakteristiky.

3.3 PŘÍKLAD S UŽITÍM JEDNOHO TURBODMYCHADLA

Z důvodu nedostupnosti všech potřebných podkladů pro originálně použité turbodmychadlo je pro porovnání pozdějších výsledků zde namodelována spolupráce vybraného motoru s jedním turbodmychadlem z řady „performance“ od výrobce Garrett. Jedná se o turbodmychadlo s označením GT2052 a předpokládá se použití regulace pomocí obtoku, neboť turbodmychadla vybavené variabilní turbínou nejsou v řadě „performance“ dostupné.

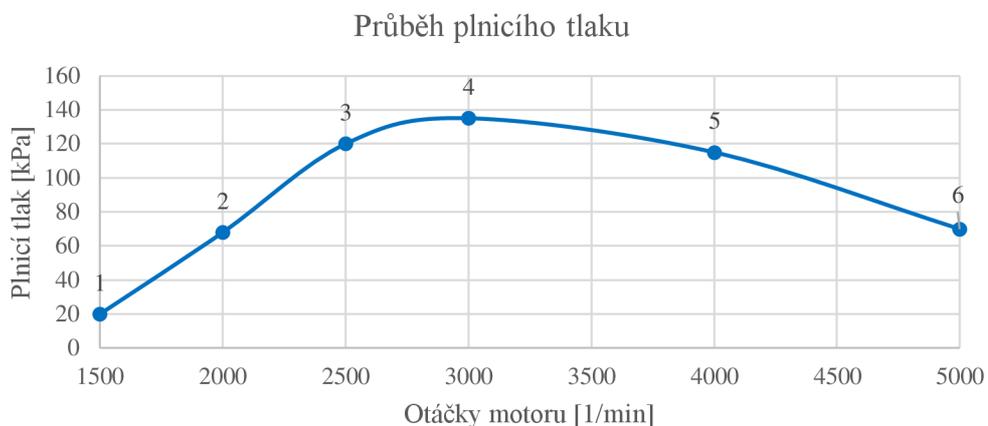
3.3.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Hodnoty plnicího tlaku jsou výsledkem iterací pro dané turbodmychadlo, stejně tak tomu je i u adiabatické účinnosti kompresoru. Vstupní hodnoty plnicí účinnosti, protitlaků a teploty výfukových zplodin byly voleny s ohledem na zkušenosti vedoucího práce. Hodnota účinnosti mezichladiče je zvolena konstantní. Celková účinnost turbíny je zvolena odhadem na základě její známé maximální hodnoty. Měrná efektivní spotřeba byla určena na základě podobného vznětového motoru, k němuž byly tyto hodnoty známé a dostupné. Hmotnostní poměr vzduchu a paliva byl volen na základě analýzy dat řídicí jednotky motoru. Veškeré zvolené hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce. Obrázky číslo 38 až 40 znázorňují průběhy některých důležitých vstupních hodnot.

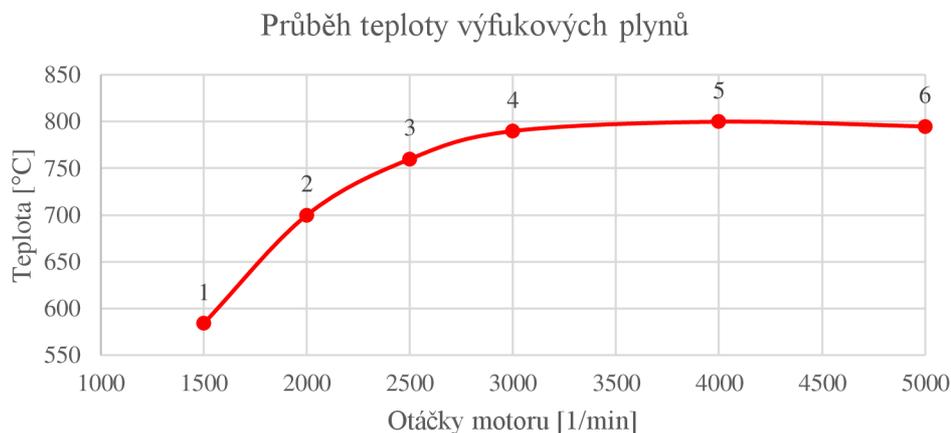
Vstupní parametry		1.	2.	3.	4.	5.	6.
Otáčky motoru	<i>l/min</i>	1500	2000	2500	3000	4000	5000
Plnicí tlak (relativní)	<i>kPa</i>	20	68	120	135	115	70
Plnicí účinnost	%	95	97	98	98	98	97
Účinnost mezichladiče	%	95	95	95	95	95	95
Tlaková ztráta mezichladiče	<i>kPa</i>	1.6	1.7	1.95	2.05	2.15	2.2

Protitlak vzduchového filtru	<i>kPa</i>	0.8	1	1.1	1.2	1.4	1.6
Protitlak výfukového systému	<i>kPa</i>	1.2	1.6	2	2	2.1	2.2
Adiabatická účinnost kompresoru	%	68	71	73	75	71	71
Celková účinnost turbíny	%	63	65	70	65	64	62
Teplota výfukových plynů	$^{\circ}\text{C}$	584	700	760	790	800	795
Tlakový spád turbíny	-	1.18	1.532	1.96	2.29	2.46	2.085
Měrná efektivní spotřeba	<i>g/kwh</i>	208	205	208	215	230	245
Poměr vzduch/palivo	-	19	19	20	22	22	22

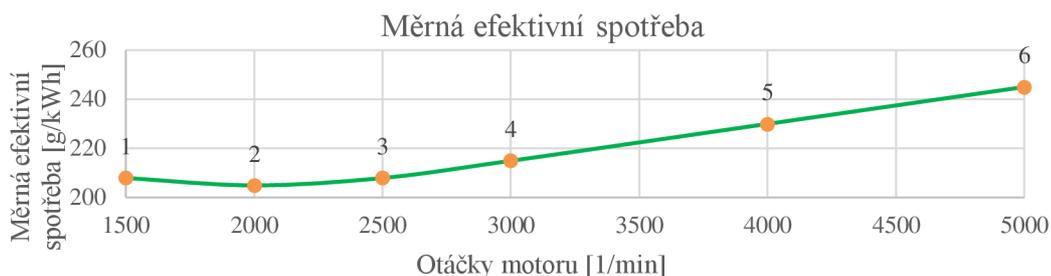
Tabulka 3-2 Vstupní parametry simulace spolupráce s jedním turbodmychadlem



Obr. 38 Určený průběh relativní hodnoty plnicího tlaku



Obr. 39 Zvolený průběh teploty výfukových plynů



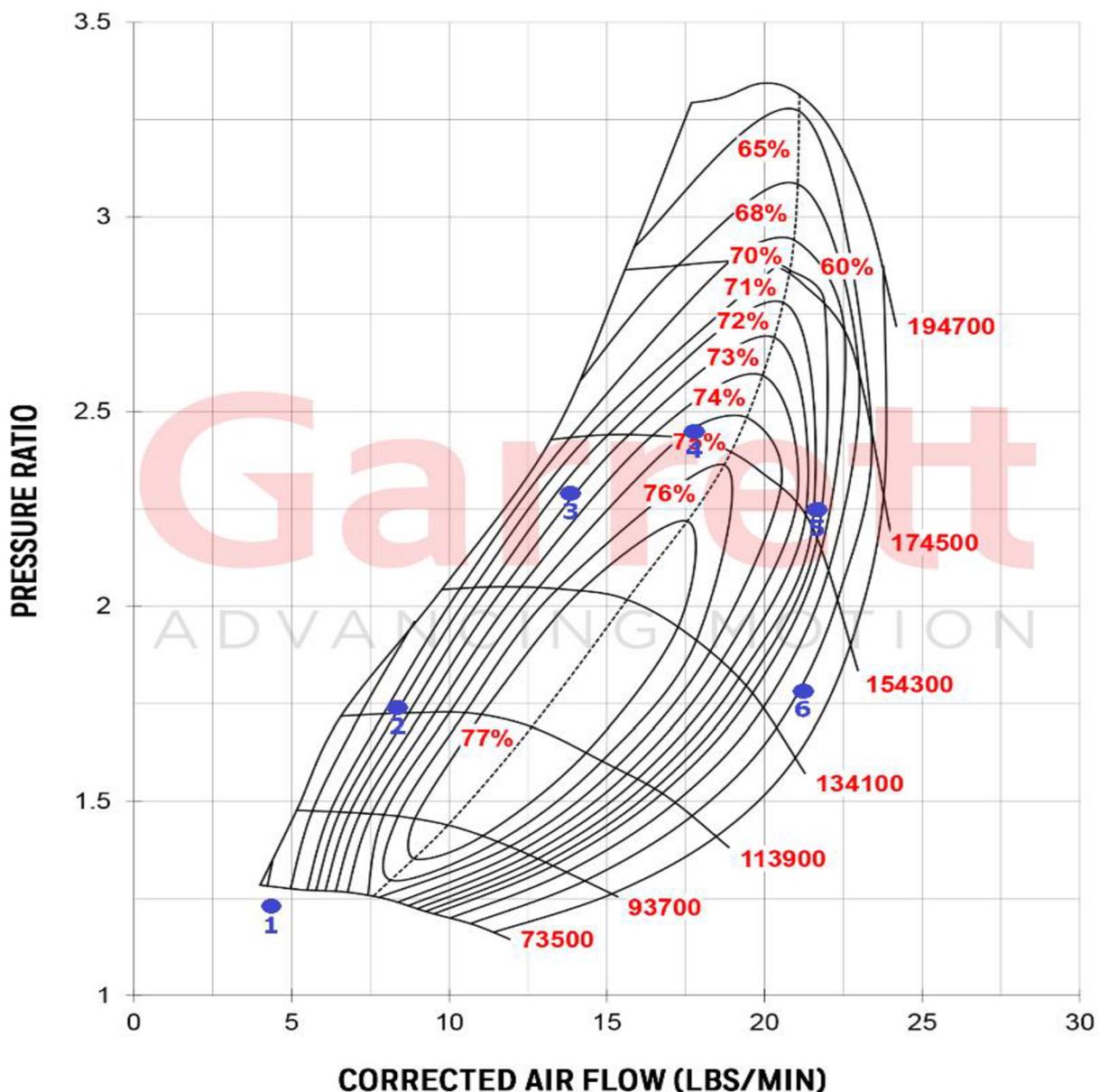
Obr. 40 Zvolený průběh měrné efektivní spotřeby paliva

3.3.2 VÝSLEDKY SIMULACE

Výsledky pro výběr kompresoru							
Tlakový poměr	-	1.23	1.74	2.29	2.45	2.25	1.78
Teplota za kompresorem	°C	51.5	96.3	133	139.8	133.4	99.5
Teplota v sacím potrubí	°C	26.3	28.6	30.4	30.7	30.4	28.7
Hustota vzduchu v sacím potrubí	kg/m ³	1.355	1.899	2.484	2.653	2.426	1.921
Průtok vzduchu	kg/s	0.0317	0.0604	0.0998	0.1279	0.156	0.1528
Korigovaný průtok vzduchu	kg/s	0.0333	0.0634	0.1048	0.1343	0.1638	0.1605
Korigovaný průtok vzduchu	lb/min	4.4	8.39	13.87	17.77	21.67	21.23
Příkon kompresoru	kW	0.8	4.4	10.9	14.9	17.1	11.5
Výsledky pro výběr turbíny							
Přetlak ve výfukovém potrubí	kPa	18.3	52.9	94.8	127.2	144.3	108
Tlakový rozdíl sání - výfuk	kPa	0.6	15.1	25.2	7.8	-29.3	-38
Průtok spalin turbínou	kg/s	0.0333	0.0622	0.0844	0.0997	0.1072	0.0898
Korigovaný průtok spalin turbínou	kg/s	0.0493	0.0743	0.0833	0.0853	0.0856	0.0843
Korigovaný průtok spalin turbínou	lb/min	6.65	9.83	11.02	11.28	11.33	11.15
Průtok obtokem turbíny	kg/s	0.0000 4	0.00135	0.02035	0.03404	0.05585	0.07058
Průtočná plocha obtoku	mm ²	0.00	1.78	25.74	43.31	71.45	90.20
Výstupní parametry motoru							
Výkon	kW	28.8	55.8	86.4	97.4	111	102
Točivý moment	Nm	183.6	266.6	329.9	309.9	264.9	194.9
Požadavek vzduchu na jeden cyklus	mg	633	906	1198	1279	1170	917
Požadavek paliva na jeden cyklus	mg	33	48	60	58	53	42

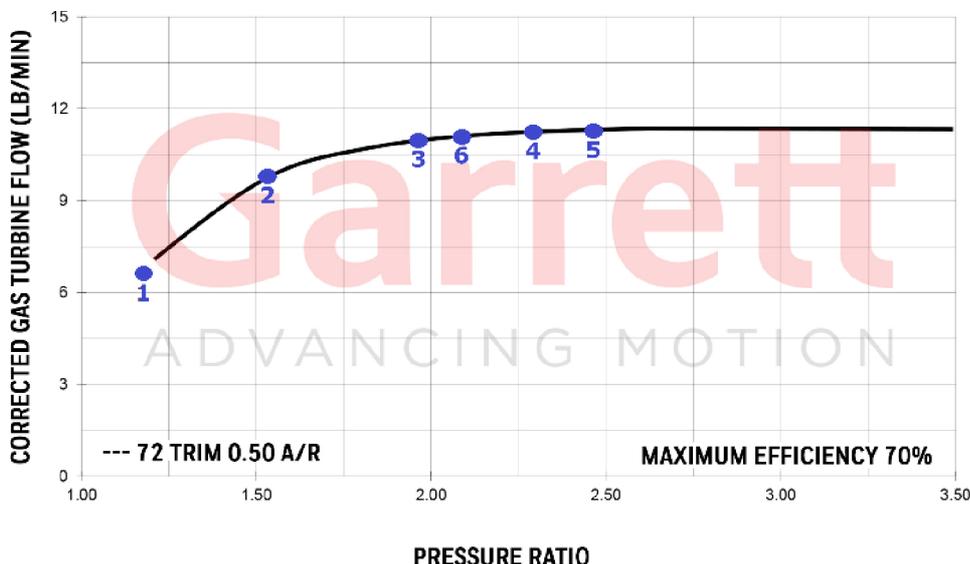
Tabulka 3-3 Výsledky simulace spolupráce motoru 2.0TDI s turbodmychadlem GT2052

Na obr. 41 jsou zakresleny pracovní body kompresoru dle zvolených vstupních hodnot, body jsou rozmístěny tak, že je dosahováno poměrně slušných účinností kompresoru ve většině simulovaných bodů. Body s číslem tři, čtyři a pět by bylo možné posunout na úkor účinnosti směrem k vyšším tlakovým poměrům a dosáhnout tak lepších hodnot plnicího tlaku a tedy i hmotnostního toku vzduchu, zde je však problém na straně turbíny s nežádoucím nárůstem přetlaku ve výfukovém potrubí, jehož nadměrná hodnota nad plnicí přetlak by způsobila proudění výfukových plynů do sacího potrubí v oblasti překrytí ventilů, čímž by došlo ke snížení plnicí i indikované účinnosti a k vzrůstu tepelného zatížení motoru. Tento problém by vyřešilo zvýšení teploty plynů na vstupu do turbíny, nebo použití turbíny s jinými parametry. V bodě s číslem 1 pak nastává problém s nedostatečnou energií výfukových plynů, proto se tento bod nachází mimo vyznačenou pracovní oblast kompresoru.



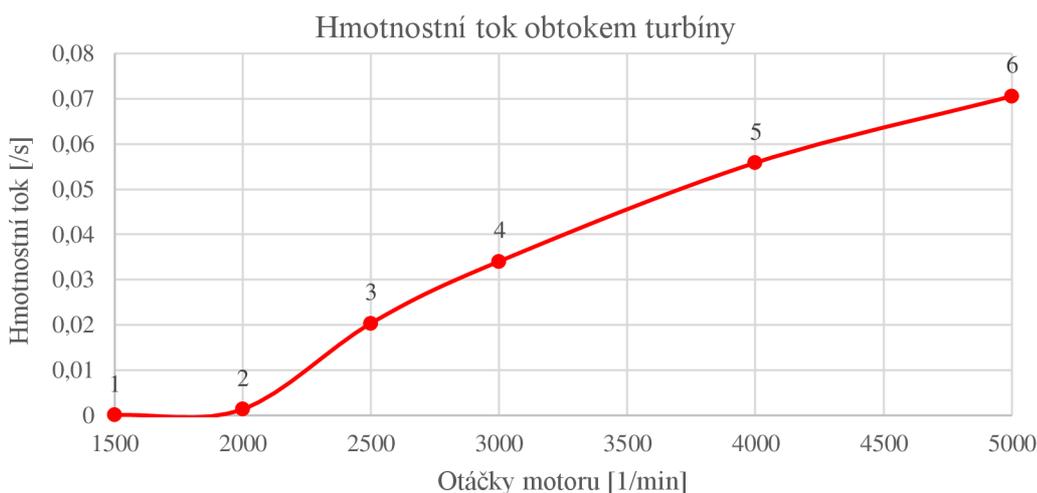
Obr. 41 Kompresorová mapa turbodmychadla GT2052 se zakreslenými pracovními body [4] – upraveno

Výsledek, který je vidět na obr. 42, tedy že pracovní body leží na průtokové charakteristice turbíny, byl dosažen iteracemi vstupních parametrů plnicího tlaku a tlakového spádu turbíny. Tato křivka je výchozím vodítkem pro určení výkonu turbíny, tedy parametrů přeplňování.

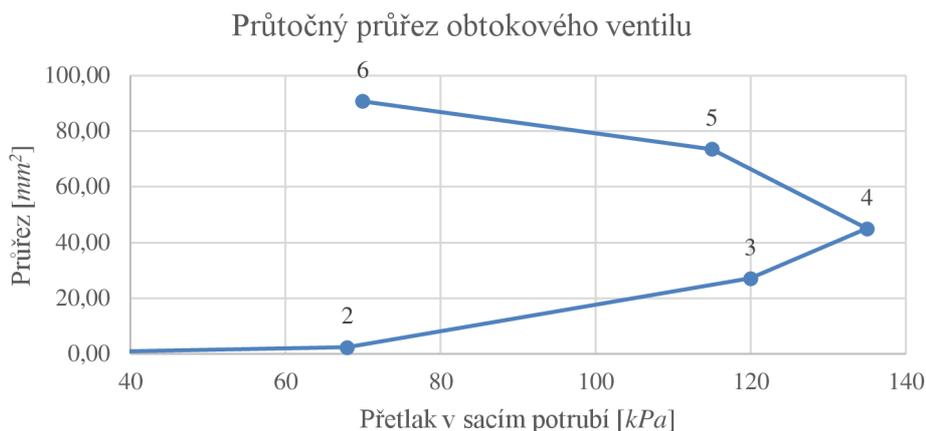


Obr. 42 Pracovní body zanesené v charakteristice turbíny turbodmychadla GT2052 [4] – upraveno

Z obr. 43 je patrné, že průběh hodnoty hmotnostního toku obtokem turbíny roste téměř lineárně s otáčkami motoru. Mnohem zajímavější je ale průběh velikosti průtočné plochy obtokového ventilu, který napovídá o způsobu řízení systému k dosažení uvažovaného průběhu plnicího přetlaku (pouze v konkrétním uvažovaném případě). Na obr. 44 je vyneseno v závislosti hodnotě přetlaku v sacím potrubí. Z tohoto průběhu je zřejmé, že závislost otevření obtokového ventilu na hodnotě přetlaku v sacím potrubí je nelineární a bylo by tak nutné užití mechatronického systému k ovládní ventilu obtoku vybaveného, což může být například PID regulátor.

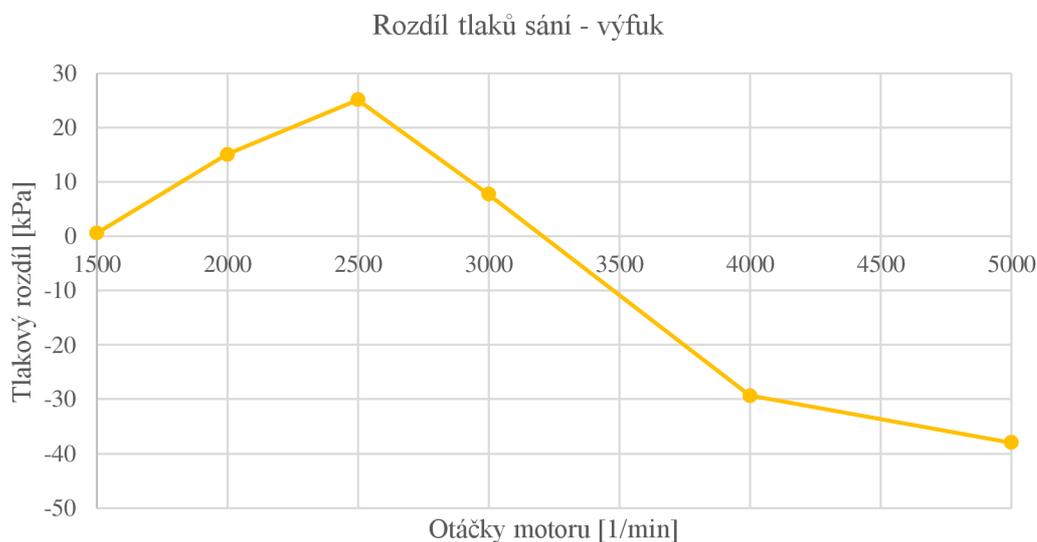


Obr. 43 Závislost hmotnostního toku obtokem turbíny na otáčkách motoru

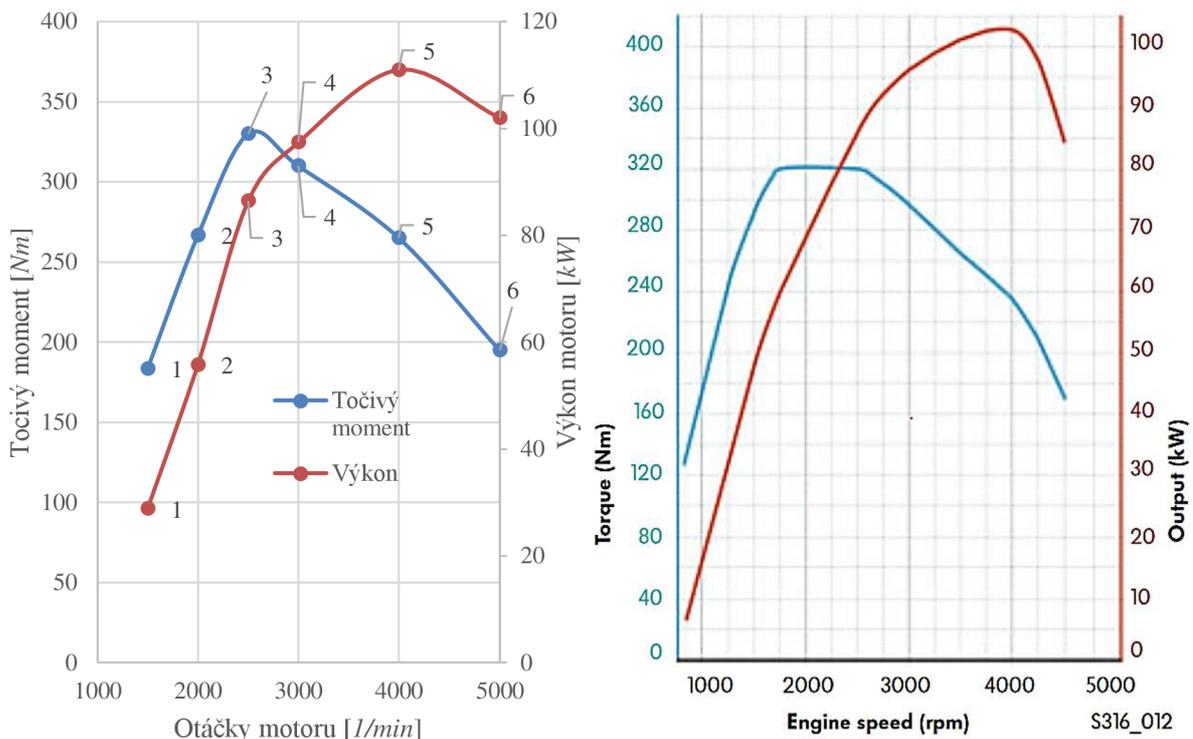


Obr. 44 Velikost průtočného průřezu obtokového ventilu turbíny v závislosti na přetlaku v sacím potrubí

Na obr. 45 je vynesena tlakový vyplachovací gradient, jehož hodnota ukazuje tendenci proudění plynů zejména v oblasti překrytí ventilů na pomezí střídání výfukového a sacího zdvihu. Kladná hodnota ukazuje, že směr proudění je od sací strany k výfukové a tedy dochází k propláchnutí spalovacího prostoru čerstvým vzduchem (v případě vznětového motoru). Záporná hodnota vyznačuje opak, jak již bylo diskutováno na začátku této kapitoly. Dále tato hodnota určuje, zda je motorem konána práce i v oblasti sacího zdvihu či nikoli a znovu platí, že v případě kladné hodnoty je práce konána, v případě hodnoty záporné je práci při sacím zdvihu nutno dodat. Snaha je udržet tuto hodnotu nezápornou, což ale zejména u turbodmychadel se statickou turbínou nemusí být vždy v důsledku kompromisů možné.



Obr. 45 Znáznornění průběhu vyplachovacího gradientu na otáčkách



Obr. 46 Odhadovaná výkonová charakteristika motoru 2.0TDI vybaveného turbodmychadlem GT2052 v porovnání s původní

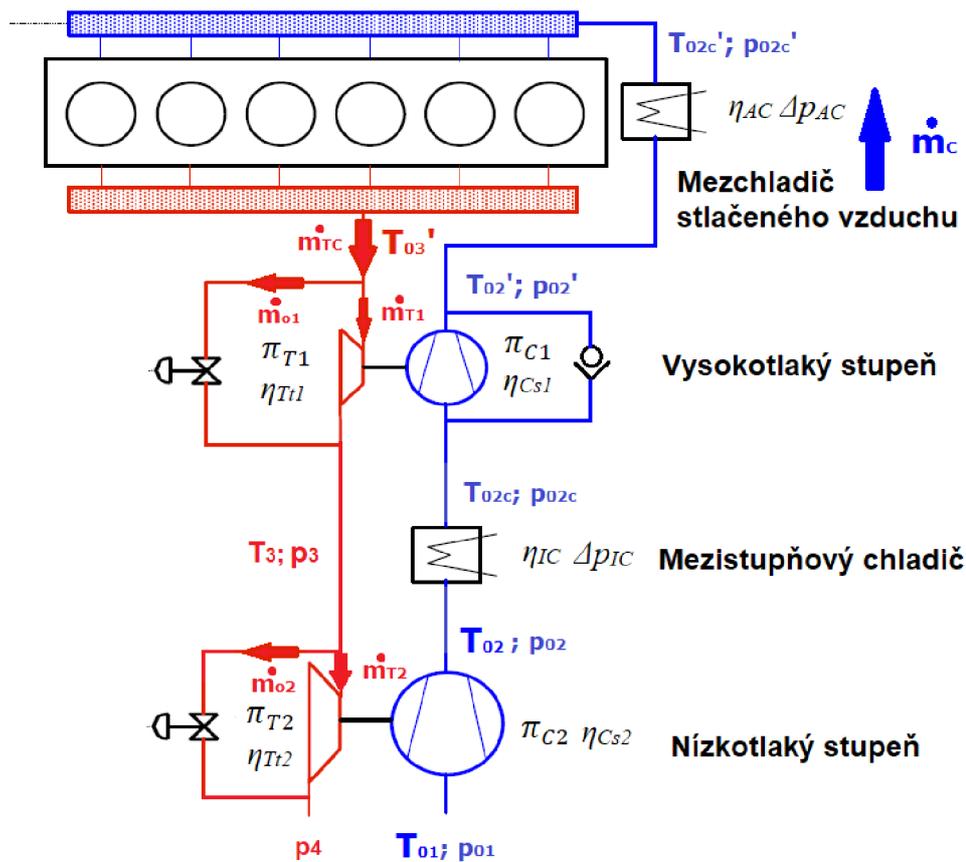
Nyní zbývá zhodnotit odhadované výkonové parametry z obr. 46. Zde je patrné, že maximum dosahovaného točivého momentu se oproti původnímu nastavení motoru posunulo o zhruba 750 otáček za minutu výše, navíc nedosahuje konstantní hodnoty v určitém rozmezí. Toto je způsobeno tím, že turbína uvažovaného turbodmychadla není vybavena variabilní geometrií a zároveň tím, že kompresor původního turbodmychadla má posunutou hranici pumpování směrem k nižším průtokům. Zlepšení lze nalézt v oblasti dosahovaného výkonu kdy oproti původnímu je vyšší nejen dosahované maximum výkonu, ale také jeho průběh již od třech tisíc otáček za minutu. Dále došlo k rozšíření provozních otáček. Lze tedy říci, že osazením motoru turbodmychadlem s označením GT2052 místo původního, bychom získali vyšší výkon motoru, ale na úkor snížení točivého momentu motoru v nižších otáčkách.

3.4 POPIS MODELU SE SÉRIOVÝM ZAPOJENÍM DVOU TURBODMYCHADEL

Stejným způsobem, jako v předchozím případě, byl vytvořen model spolupráce motoru se dvěma turbodmychadly v sériovém zapojení. Model počítá s obtoky nízkotlaké i vysokotlaké turbíny a děle s chlazením stlačeného vzduchu mezi stupni ale i za. Jsou zavedeny některé zjednodušující předpoklady, které jsou zde uvedeny v průběhu naznačeného výpočtu. Schéma zvoleného zapojení je na obr. 47. Toto zapojení bylo zvoleno z důvodu jeho výhod uvedených v kapitole 2.4.

Výpočetní model je umístěn na webové adrese:

http://turbomatchersi.sweb.cz/2_stage/index.html



Obr. 47 Schéma a popis zvoleného zapojení

Pro názorný popis je zde naznačen průběh výpočtu jediného pracovního bod. Vstupní parametry a jejich označení v modelu jsou

V_z	$[cm^3]$	zdvihový objem motoru,
T_{01}	$[K]$	teplota okolí (Ambient temperature),
p_{01}	$[Pa]$	tlak okolí (Ambient pressure),
n	$\left[\frac{1}{min}\right]$	otáčky motoru (Engine speed),
$p_{02c_{rel}}'$	$[Pa]$	relativní tlak v sacím potrubí (Boost pressure),
η_v	$[-]$	plnicí účinnost (Volumetric efficiency),
η_{IC}	$[-]$	účinnost mezistupňového chladiče (Intercooler effectiveness),
η_{AC}	$[-]$	účinnost mezichladiče (Aftercooler effectiveness),
Δp_{IC}	$[-]$	tlaková ztráta mezichladiče (Intercooler drop pressure),
Δp_{AC}	$[-]$	tlaková ztráta mezichladiče (Aftercooler drop pressure),

Δp_f	[Pa]	protitlak vzduchového filtr (Air filter restriction),
Δp_v	[Pa]	protitlak výfukového systému (Muffler systém backpressure),
T_{03}	[K]	teplota výfukových plynů před vysokotlakou turbínou (Exhaust gas temperature),
m_{pe}	$\left[\frac{g}{kW \cdot h}\right]$	měrná spotřeba paliva (Brake specific fuel consumptance),
AFR	$\left[\frac{kg}{kg}\right]$	poměr vzduchu a paliva (Air fuel ratio),
π_{T1}	[-]	tlakový spád turbíny (High pressure turbocharger turbine expansion ratio),
η_{Cs2}	[-]	adiabatická účinnost nízkotlakého kompresoru (Low pressure turbocharger compressor efficiency),
η_{Tt2}	[-]	celková účinnost nízkotlaké turbíny (Low pressure turbocharger turbine efficiency),
π_{C2}	[-]	tlakový poměr nízkotlakého kompresoru (High pressure turbocharger compressor pressure ratio),
π_{T2}	[-]	tlakový spád turbíny (Low pressure turbocharger turbine expansion ratio),
R_{vz}	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	plynová konstanta vzduchu,
$c_{p,vz}$	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	měrná tepelná kapacita vzduchu,
$c_{p,spal}$	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	měrná tepelná kapacita spalin,
κ_{vz}	[-]	adiabatický exponent vzduchu,
κ_{spal}	[-]	adiabatický exponent spalin,

3.4.1 VÝPOČET PARAMETRŮ KOMPRESORŮ

Celkový tlakový poměr:

$$\pi_{CC} = \frac{p_{02c_{rel}'} + p_{01} + \Delta p_{AC}}{p_{01} - \Delta p_f} \quad (57)$$

Poměrná tlaková ztráta mezistupňového chladiče:

$$e = 1 - \frac{\Delta p_{AC}}{(p_{01} - \Delta p_f) \cdot \pi_{C2}} \quad (58)$$

Tlakový poměr na vysokotlakém kompresoru:

$$\pi_{C1} = \frac{\pi_{CC}}{\pi_{C2} \cdot e} \quad (59)$$

Teplota za nízkotlakým kompresorem:

$$T_{02} = T_{01} \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{CS2}} \left(\pi_{C2}^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right) \right] \quad (60)$$

Teplota za mezistupňovým chladičem:

$$T_{02c} = T_{02} - \eta_c \cdot (T_{02} - T_{01}) \quad (61)$$

Teplota za vysokotlakým kompresorem:

$$T_{02}' = T_{02c} \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{CS1}} \left(\pi_{C1}^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right) \right] \quad (62)$$

Teplota za mezichladičem (v sacím potrubí):

$$T_{02c}' = T_{02}' - \eta_c \cdot (T_{02}' - T_{01}) \quad (63)$$

Hustota vzduchu v sacím potrubí:

$$\rho_{vz} = \frac{(p_{02c_{rel}}' + p_{01})}{R_{vz} \cdot T_{02c}'} \quad (64)$$

Hmotnostní tok vzduchu:

$$\dot{m}_c = \eta_v \cdot \rho_{vz} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{V_z}{2} \quad (65)$$

Korigovaný hmotnostní tok nízkotlakým kompresorem:

$$\dot{m}_{Ccor2} = \dot{m}_c \cdot \sqrt{\frac{T_{01}}{298}} \cdot \frac{101325}{p_{01} - \Delta p_f} \quad (66)$$

Korigovaný hmotnostní tok vysokotlakým kompresorem:

$$\dot{m}_{Ccor1} = \dot{m}_c \cdot \sqrt{\frac{T_{02c}}{298}} \cdot \frac{101325}{(p_{01} - \Delta p_f) \cdot \pi_{C2} \cdot e} \quad (67)$$

Příkon vysokotlakého kompresoru:

$$P_{C1} = \dot{m}_c \cdot c_{pvz} \cdot T_{02c} \cdot \left(\pi_{C1}^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{CS1}} \quad (68)$$

Příkon nízkotlakého kompresoru:

$$P_{C2} = \dot{m}_C \cdot c_{p_{vz}} \cdot T_{01} \cdot \left(\pi_{C2}^{\frac{\kappa_{vz}-1}{\kappa_{vz}}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{Cs2}} \quad (69)$$

3.4.2 VÝPOČET PARAMETRŮ TURBÍN

Tlakové spády turbín:

$$\pi_{T1} \geq 1 \quad (70)$$

$$\pi_{T2} \geq 1 \quad (71)$$

Tlakové spády jsou na začátku výpočtu zvoleny odhadem. Konečná hodnota je výsledkem iterací pro dané turbodmychadlo.

Tlak mezi jednotlivými stupni turbín:

$$p_3 = \pi_{T2} \cdot (p_{01} + \Delta p_v) \quad (72)$$

Tlak ve sběrném výfukovém potrubí:

$$p_{03}' = \pi_{T1} \cdot p_3 \quad (73)$$

Hmotnostní tok vysokotlakou turbínou:

$$\dot{m}_{T1} = \frac{P_{C1}}{c_{p_{spal}} \cdot T_{03}' \cdot \left(1 - \pi_{T1}^{\frac{1-\kappa_{spal}}{\kappa_{spal}}} \right) \cdot \eta_{Tt1}} \quad (74)$$

Korigovaný hmotnostní tok vysokotlakou turbínou:

$$\dot{m}_{Ccor1} = \dot{m}_{T1} \cdot \sqrt{\frac{T_{03}'}{298}} \cdot \frac{101325}{p_{03}'} \quad (75)$$

Hmotnostní tok obtokem vysokotlaké turbíny:

$$\dot{m}_{O1} = \dot{m}_C \cdot \left(1 + \frac{1}{AFR} \right) - \dot{m}_{T1} \quad (76)$$

Teplota mezi jednotlivými stupni turbín:

Před nízkotlakou turbínou se setkává tok vysokotlakou turbínou a tok jejím obtokovým ventilem. Část plynů tedy expanduje v samotné turbíně a část expanduje při průchodu obtokovým ventilem, to se děje za totožných tlakových spádů, nikoliv však stejných adiabatických účinností. My však navzdory tomuto faktu budeme pro zjednodušení výpočtu této teploty předpokládat, jakoby celý proud spalín expandoval při průchodu vysokotlakou turbínou za adiabatické účinnosti rovné celkové účinnosti turbíny (η_{Tt1}). Dále budeme

předpokládat, že proud plynů ztratil veškerou kinetickou energii (danou totální teplotou a totálním tlakem) již ve vysokotlaké turbíně a tedy turbína nízkotlaká je provozovaná pouze v důsledku potenciální energie výfukových plynů, tedy rovnolace. Za těchto předpokladů je vztah pro výpočet teploty mezi stupni turbín následující:

$$T_3 = T_{03}' \cdot \left[1 - \eta_{Tt1} \cdot \left(1 - \pi_{T1}^{\frac{1-\kappa_{spal}}{\kappa_{spal}}} \right) \right] \quad (77)$$

Hmotnostní tok nízkotlakou turbínou:

$$\dot{m}_{T2} = \frac{P_{C2}}{c_{p_spal} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \pi_{T2}^{\frac{1-\kappa_{spal}}{\kappa_{spal}}} \right) \cdot \eta_{Tt2}} \quad (78)$$

Korigovaný hmotnostní tok nízkotlakou turbínou:

$$\dot{m}_{Tcor2} = \dot{m}_{T2} \cdot \sqrt{\frac{T_3}{298}} \cdot \frac{101325}{p_3} \quad (79)$$

Hmotnostní tok obtokem vysokotlaké turbíny:

$$\dot{m}_{O2} = \dot{m}_c \cdot \left(1 + \frac{1}{AFR} \right) - \dot{m}_{T2} \quad (80)$$

Průtočný průřez obtokového ventilu vysokotlaké turbíny:

$$\psi_{o1} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[(\pi_{T1})^{-\frac{2}{\kappa}} - (\pi_{T1})^{-\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (81)$$

$$S_{o1} = \frac{\dot{m}_{o1}}{\psi_{o1} \cdot \frac{p_{03}'}{\sqrt{T_{03}'}}} \quad (82)$$

Průtočný průřez obtokového ventilu nízkotlaké turbíny:

$$\psi_{o2} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[(\pi_{T1})^{-\frac{2}{\kappa}} - (\pi_{T1})^{-\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (83)$$

$$S_{o2} = \frac{\dot{m}_{o2}}{\psi_{o2} \cdot \frac{p_3}{\sqrt{T_3}}} \quad (84)$$

Odhad výkonových parametrů probíhá zcela obdobně jako v kapitole 3.2.3.

3.5 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ TURBODMYCHADEL GARRETT GT2052 A GT2560R

Po prostudování dostupných podkladů turbodmychadel od výrobce Garrett, bylo pro první variantu vybráno turbodmychadlo GT2052 jako vysokotlaké, v kombinaci s turbodmychadlem nesoucím označení GT2560R, které je použito jako nízkotlaké.

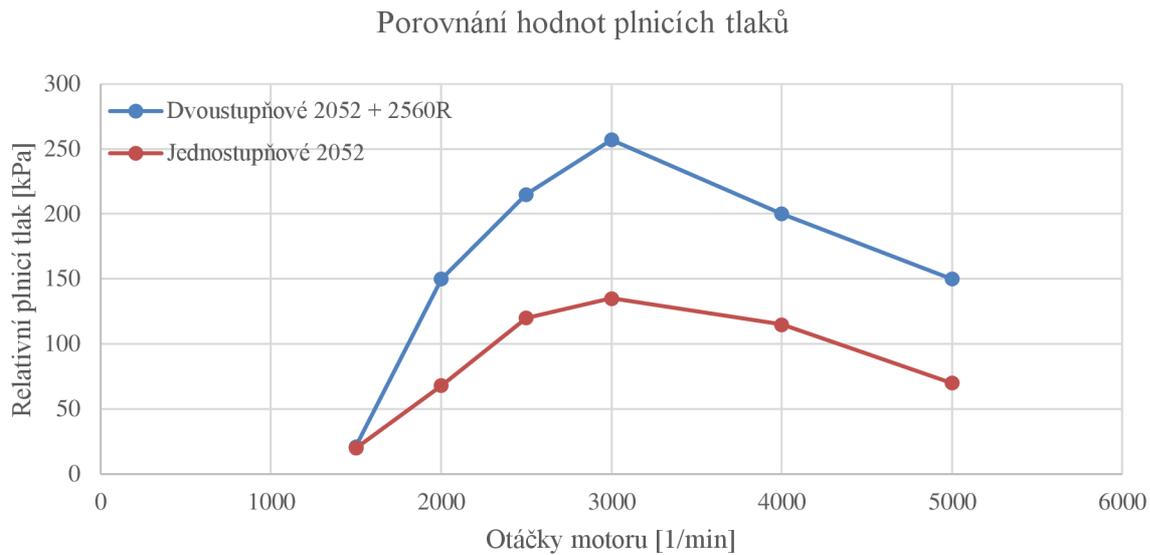
3.5.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Výchozí vstupní parametry byly voleny stejným způsobem jako v předchozím případě. (kapitola 3.3.1) U měrné efektivní spotřeby a teploty výfukových plynů se předpokládá neproměnnost, i přesto že toto přesně neodpovídá realitě.

Zajímavá je zde zejména hodnota plnicího tlaku, jejíž hodnota může být díky dvoustupňové kompresi a vyššímu využití energie výfukových plynů značně vyšší. Porovnání plnicího tlaku proti příkladu s jedním turbodmychadlem je vidět na obr. 48.

Vstupní parametry		1	2	3	4	5	6
Otáčky motoru	<i>l/min</i>	1500	2000	2500	3000	4000	5000
Plnicí tlak (relativní)	<i>kPa</i>	21	150	215	257	200	150
Plnicí účinnost	%	95	97	98	98	98	97
Účinnost mezistupňového chladiče	%	89	89	89	89	89	89
Účinnost mezichladiče	%	95	95	95	95	95	95
Tlaková ztráta mezistupňového chladiče	<i>kPa</i>	1.4	1.5	1.8	1.85	1.95	2.02
Tlaková ztráta mezichladiče	<i>kPa</i>	1.6	1.7	1.95	2.05	2.15	2.2
Protitlak vzduchového filtru	<i>kPa</i>	0.8	1	1.1	1.2	1.4	1.6
Protitlak výfukového systému	<i>kPa</i>	1.2	1.6	2	2	2.1	2.2
Teplota výfukových plynů	<i>°C</i>	584	700	760	790	800	795
Měrná efektivní spotřeba	<i>g/kwh</i>	208	205	208	215	230	245
Poměr vzduch/palivo	-	19	19	20	22	22	22
Vysokotlaké turbodmychadlo							
Adiabatická účinnost kompresoru	%	60	72	76	77	74	60
Celková účinnost turbíny	%	63	65	70	65	64	62
Tlakový spád turbíny		1.153	1.535	1.6	1.678	1.58	1.485
Nízkotlaké turbodmychadlo							
Adiabatická účinnost kompresoru	%	60	72	74	70	65	60
Celková účinnost turbíny	%	61	62	65	63	60	60
Tlakový poměr kompresoru		1.071	1.505	1.8	2	1.98	1.95
Tlakový spád turbíny		1.087	1.503	1.852	2.36	2.48	2.745

Tabulka 3-4 Shrnutí vstupních parametrů pro kombinaci turbodmychadel GT2052 a GT2560R



Obr. 48 Porovnání plicích tlaků dvoustupňového a jednostupňového přeplňování

3.5.2 VÝSLEDKY

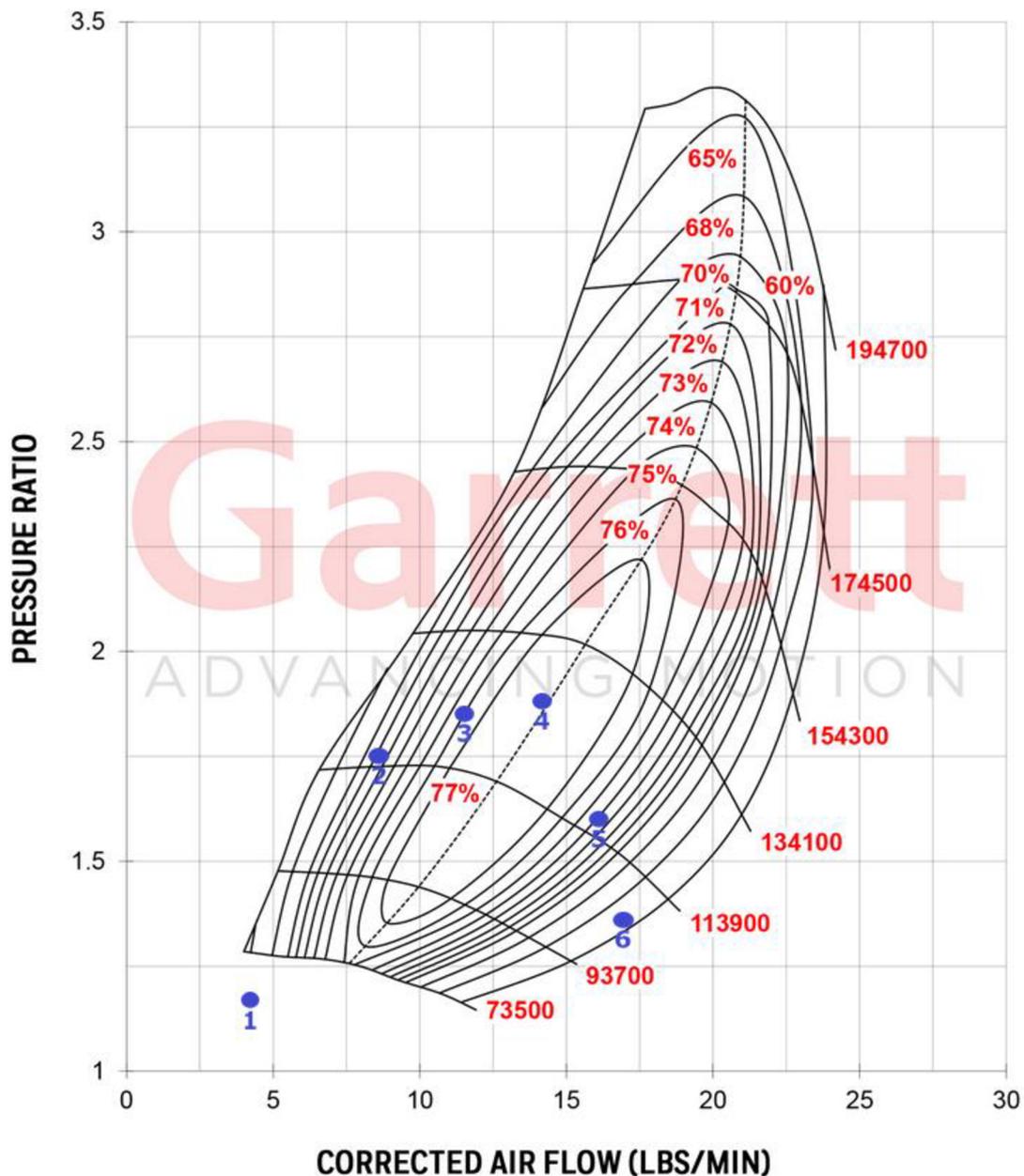
Parametry vysokotlakého kompresoru							
Tlakový poměr	-	1.17	1.75	1.85	1.88	1.6	1.36
Teplota za kompresorem	°C	48.7	103	109.7	113.5	93.8	83.3
Teplota v sacím potrubí	°C	26.2	28.9	29.2	29.4	28.4	27.9
Hustota vzduchu v sacím potrubí	kg/m ³	1.367	2.842	3.588	4.069	3.424	2.851
Průtok vzduchu	kg/s	0.0319	0.0904	0.1442	0.1962	0.2201	0.2268
Korigovaný průtok vzduchu	kg/s	0.0321	0.065	0.0871	0.1071	0.1216	0.1279
Korigovaný průtok vzduchu	lb/min	4.24	8.6	11.53	14.17	16.09	16.93
Příkon kompresoru	kW	0.7	6.6	11.2	15.6	13.2	10.8
Parametry nízkotlakého kompresoru							
Tlakový poměr	-	1.071	1.505	1.8	2	1.98	1.95
Teplota za kompresorem	°C	34.7	75.8	98	117.4	112.2	128.4
Teplota za mezistupňovým chladičem	°C	26.1	30.6	33	35.2	34.6	36.4
Průtok vzduchu	kg/s	0.0319	0.0904	0.1442	0.1962	0.2201	0.2268
Korigovaný průtok vzduchu	kg/s	0.0338	0.096	0.1531	0.2086	0.2346	0.2422
Korigovaný průtok vzduchu	lb/min	4.48	12.7	20.26	27.6	31.03	32.05
Příkon kompresoru	kW	0.3	4.7	10.7	18.4	19.4	23.8

Parametry vysokotlaké turbíny							
Přetlak ve sběrném výfukovém potrubí	<i>kPa</i>	25.9	129.8	195.4	293.6	289.9	305.8
Talkový rozdíl sání - výfuk	<i>kPa</i>	-4.9	20.2	19.6	-36.6	-89.9	-155.8
Průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0336	0.0942	0.1175	0.1608	0.154	0.1497
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0472	0.0742	0.077	0.0789	0.0766	0.0714
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>lb/min</i>	6.24	9.82	10.19	10.44	10.14	9.45
Průtok obtokem turbíny	<i>kg/s</i>	0	0.00096	0.03389	$\frac{0.0443}{3}$	0.07614	0.08738
Průtočný průřez obtoku turbíny	<i>mm²</i>	0.0	1.2	39.8	48.2	78.0	97.7
Parametry nízkotlaké turbíny							
Přetlak mezi turbínami	<i>kPa</i>	9.7	50.9	85.9	136	148	174.4
Teplota mezi turbínami	<i>°C</i>	562.7	581.4	697.3	695.8	716.6	724.9
Průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0259	0.0785	0.1024	0.1349	0.1396	0.1542
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0414	0.0914	0.1027	0.106	0.1054	0.1055
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>lb/min</i>	5.48	12.09	13.58	14.02	13.95	13.96
Průtok obtokem turbíny	<i>kg/s</i>	0	0.01666	0.04891	$\frac{0.0702}{4}$	0.09052	0.08295
Průtočný průřez obtoku turbíny	<i>mm²</i>	0.0	20.7	60.4	85.2	99.5	102.8
Výstupní parametry motoru							
Výkon	<i>kW</i>	28.8	55.8	86.4	97.4	111	102
Točivý moment	<i>Nm</i>	183.6	266.6	329.9	309.9	264.9	194.9
Požadavek vzduchu na jeden zdvih	<i>mg</i>	633	906	1198	1279	1170	917
Požadavek paliva na jeden zdvih	<i>mg</i>	33	48	60	58	53	42

Tabulka 3-5 Souhrnná tabulka výsledků simulace sériového zapojení turbodmychadel GT2052 a GT2560R

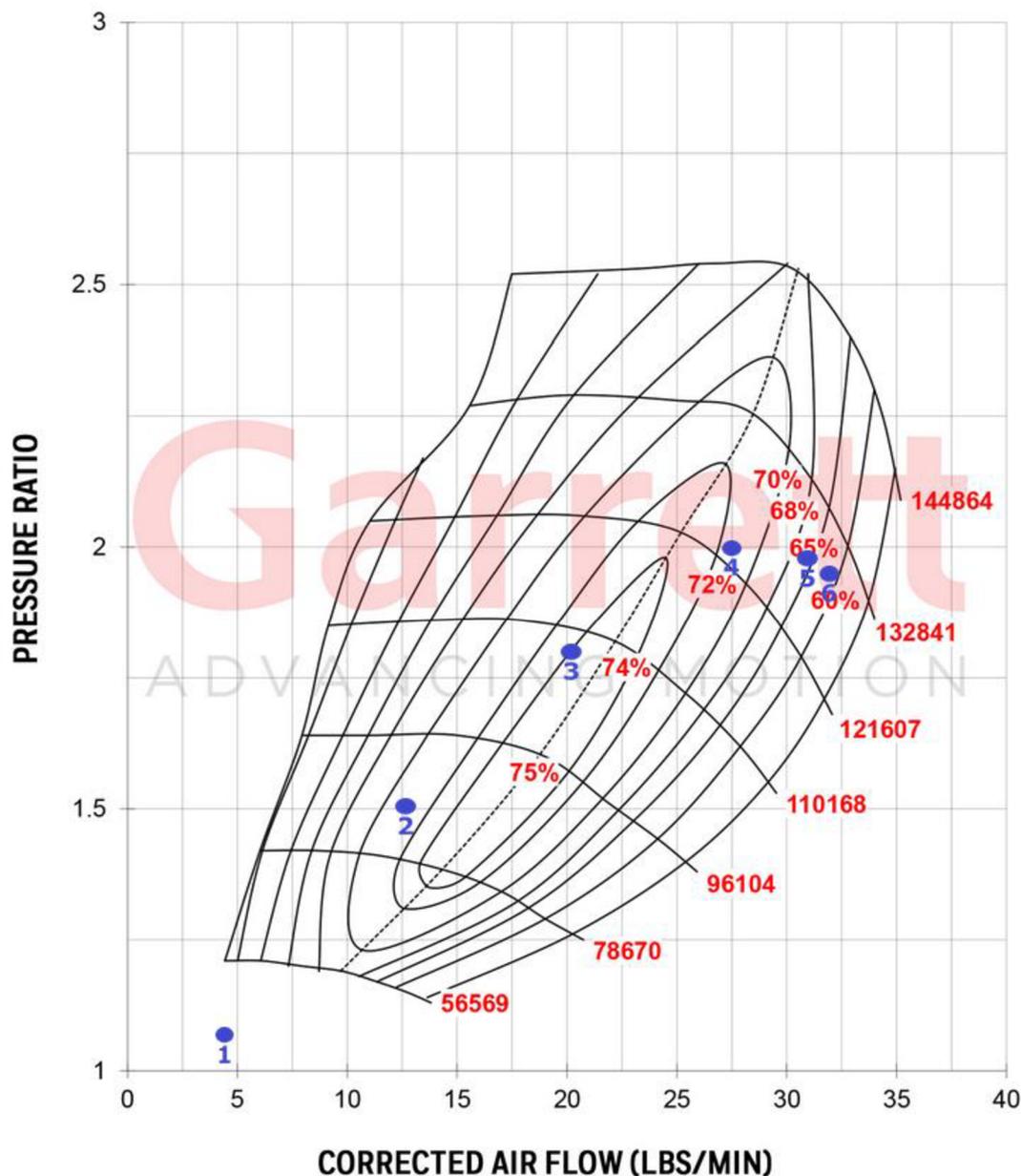
Díleční výsledky znázorňuje předchozí tabulka. Grafické znázornění pracovní bodů vysokotlakého kompresoru je na obr. 49. Pracovní bod číslo 1 znovu leží mimo vyznačenou pracovní oblast zvoleného kompresoru a to z totožných důvodů jako v uvedeném příkladu s jedním turbodmychadlem. Tedy že turbína není schopna při těchto otáčkách motoru a teplotě výfukových zplodin generovat dostatečný výkon. Ostatní body již leží se značnou rezervou v pracovní oblasti turbodmychadla. Je patrné, že v bodech s číslem dva, tři, čtyři a pět kompresor dosahuje vyšší adiabatické účinnosti, než v příkladu s jedním turbodmychadlem. Bod s číslem šest pak leží poměrně blízko meze zahlcení a oblasti s nižší účinností. Toto je dáno

tím, že ve spolupráci s nízkotlakým kompresorem se zde jedná o určitý kompromis v oblasti rozdělení celkového tlakového poměru.



Obr. 49 Pracovní body v kompresorové mapě vysokotlakého kompresoru [4] – upraveno

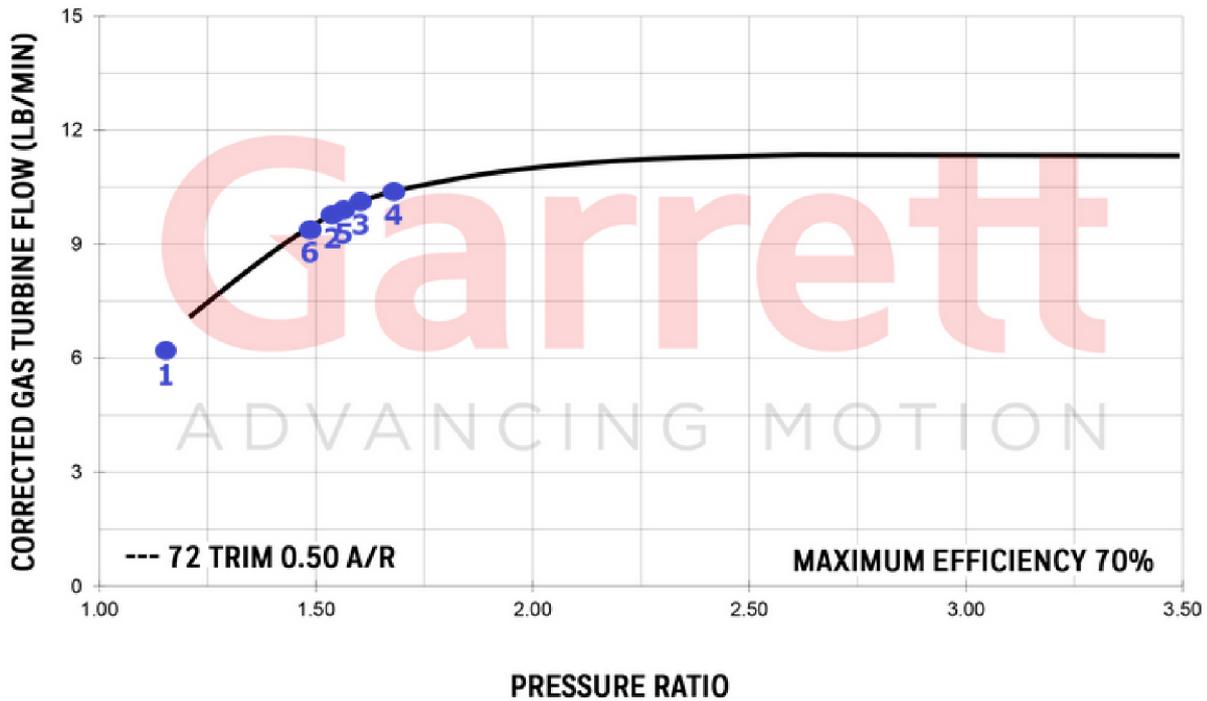
I v kompresorové mapě nízkotlakého kompresoru na obr. 50 si můžeme povšimnout, že je dosahováno slušných hodnoty adiabatické účinnosti kompresoru a to významně mezi body s číslem dva až čtyři.



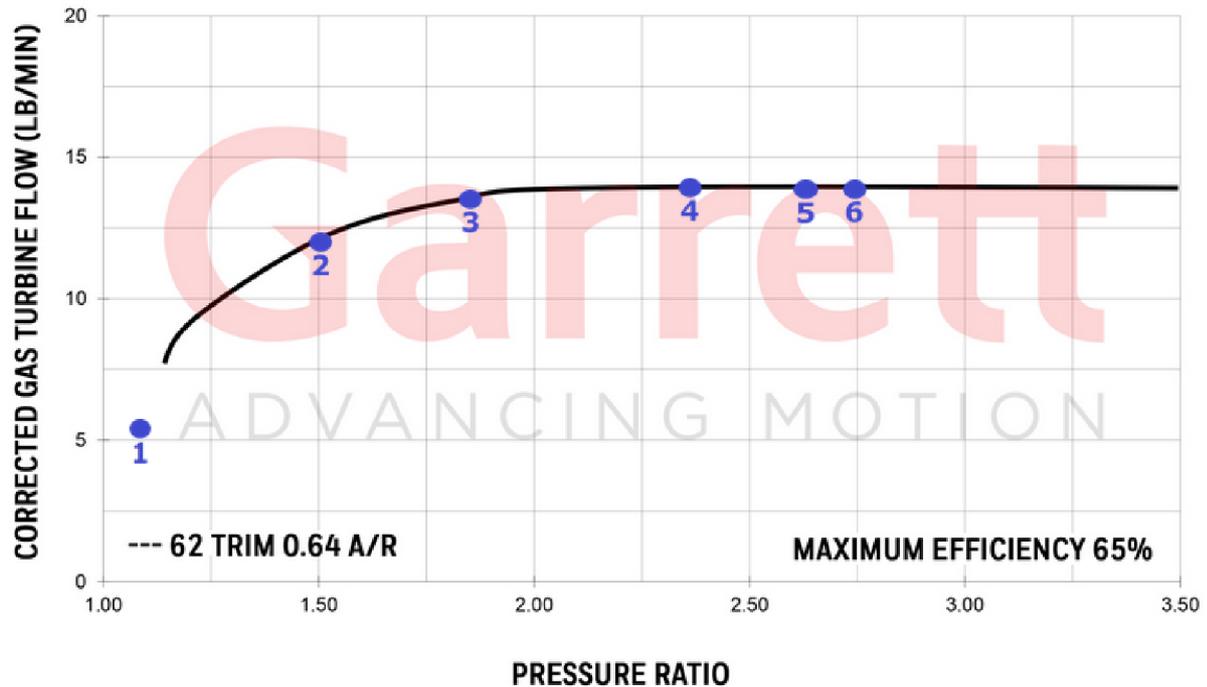
Obr. 50 Pracovní body v kompresorové mapě nízkotlakého kompresoru [4] - upraveno

Rozdělení celkového tlakového poměru (obr. 53) mezi nízkotlaký a vysokotlaký kompresor je dáno zejména charakteristikami turbín jednotlivých turbodmychadel (obr. 51 a obr. 52) a také aktuální hodnotou otevření obtokových ventilů jednotlivých stupňů. Průběh velikosti průtočné plochy obtokového ventilu vysokotlaké turbíny v závislosti na otáčkách motoru je na obr. 54, pro obtokový ventil nízkotlaké turbíny pak na obr. 55.

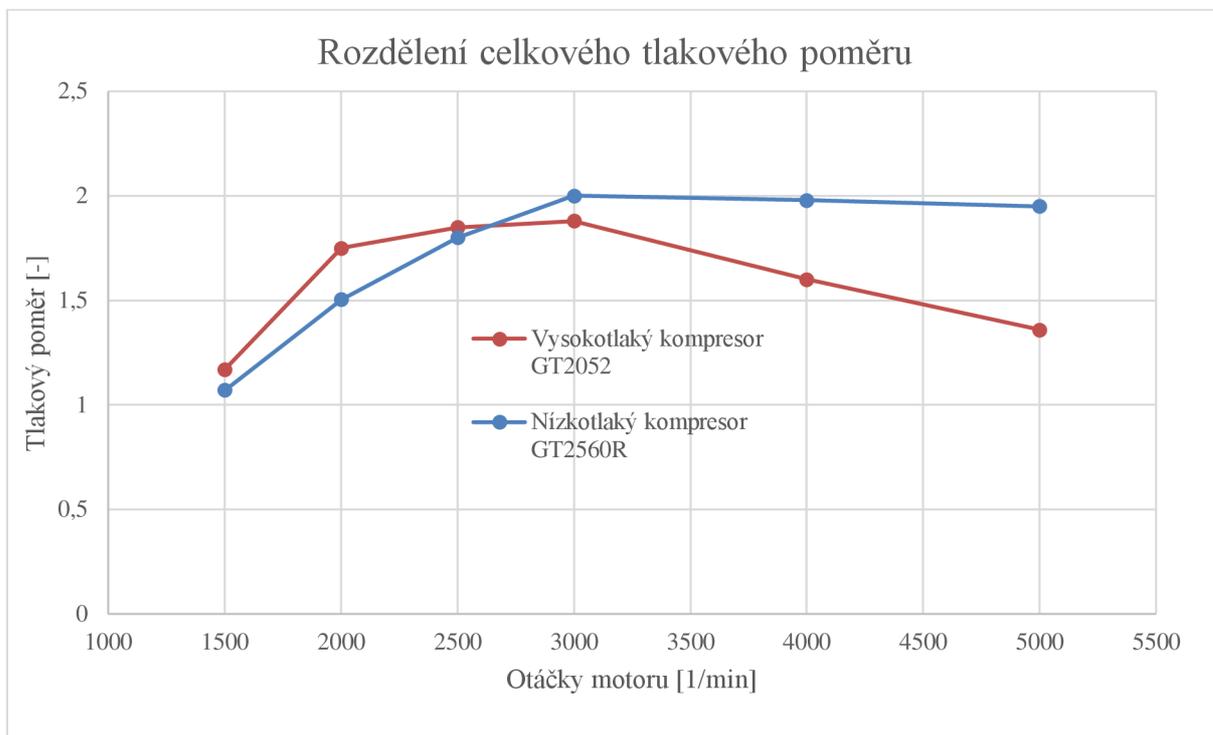
Obrázek s číslem 55 znázorňuje průběh hodnoty vyplachovacího gradientu, zde je patrné, že oproti předchozímu příkladu s jedním turbodmychadlem, se jeho hodnota pohybuje z větší části v záporné ose. To je způsobeno nízkou průtočnou kapacitou nízkotlaké turbíny, kdy pro vyvinutí dostatečného výkonu turbíny pro pohon kompresoru je nutné se pohybovat v oblastech s vyššími tlakovými spády (za kritickým tlakovým poměrem). Bylo by tedy vhodné zvolit např. turbínovou skříň s vyšším parametrem A/R, která však není pro dané turbodmychadlo dostupná a jsme tedy nuceni zvolit jiné turbodmychadlo.



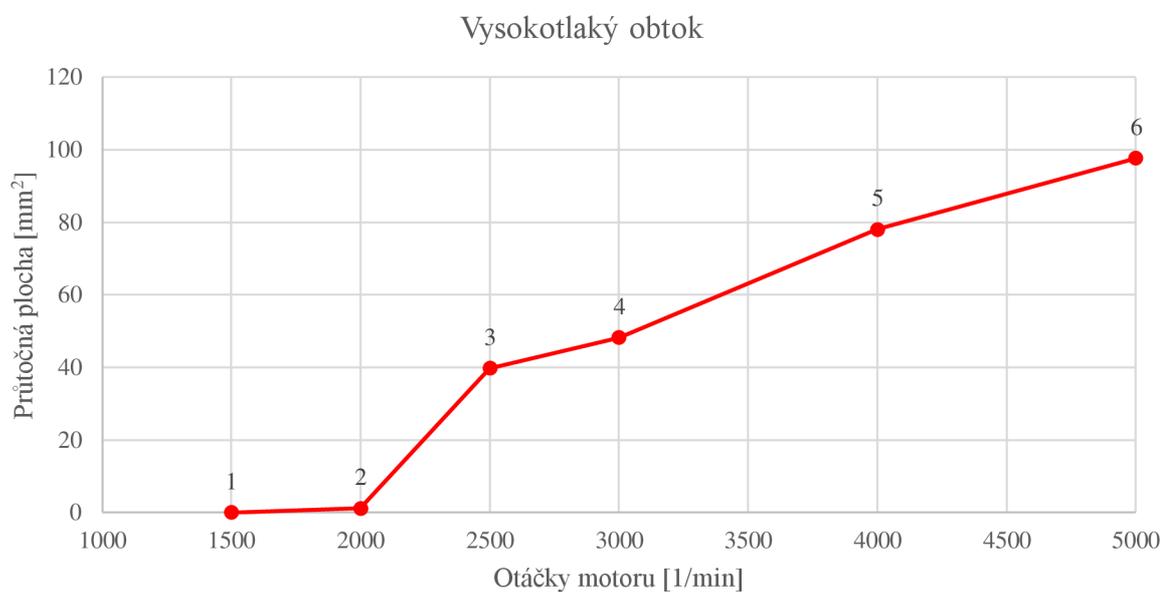
Obr. 51 Pracovní body zakreslené v charakteristice vysokotlaké turbíny [4] - upraveno



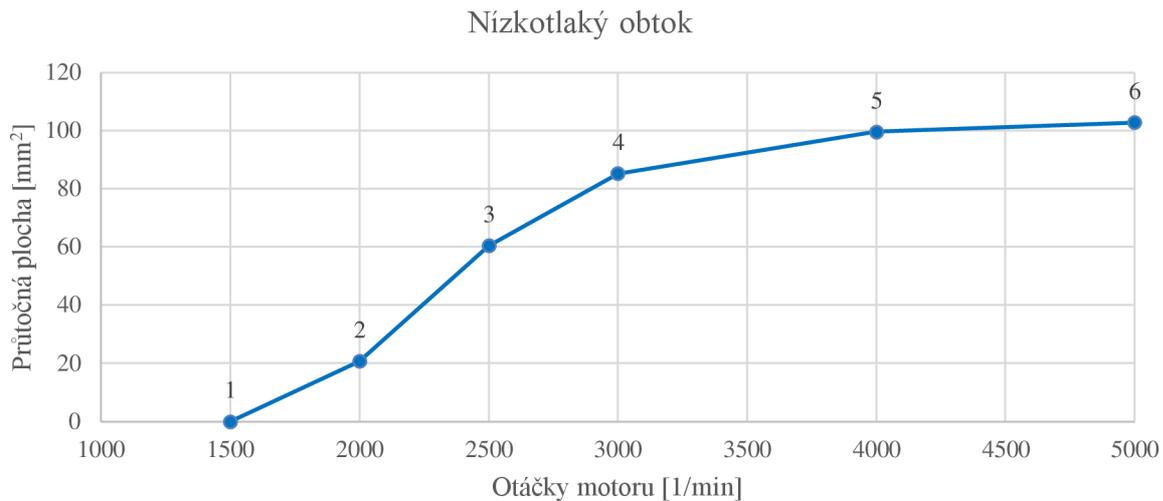
Obr. 52 Pracovní body zakreslené v charakteristice nízkotlaké turbíny [4] - upraveno



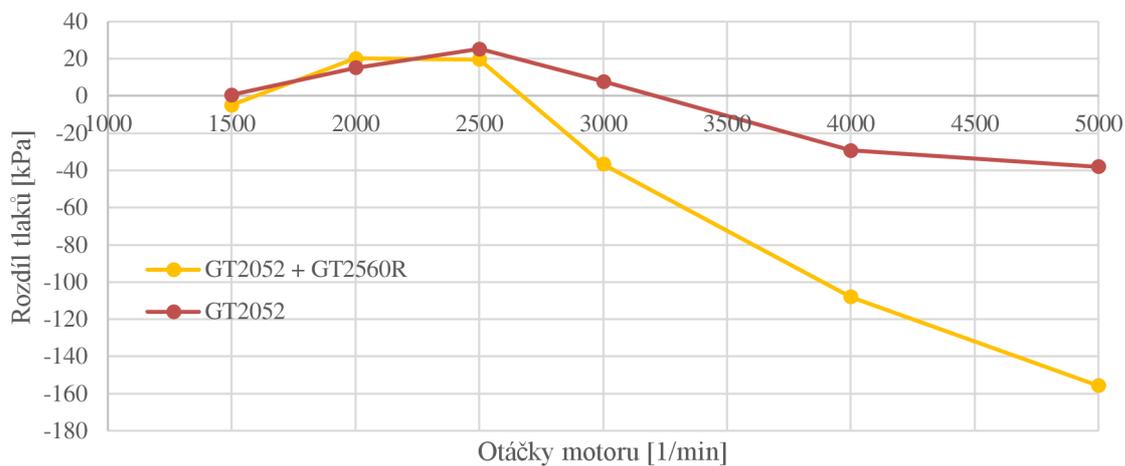
Obr. 53 Rozdělení celkového tlakového poměru



Obr. 54 Průměrná plocha vysokotlakého obtokového ventilu v závislosti na otáčkách motoru

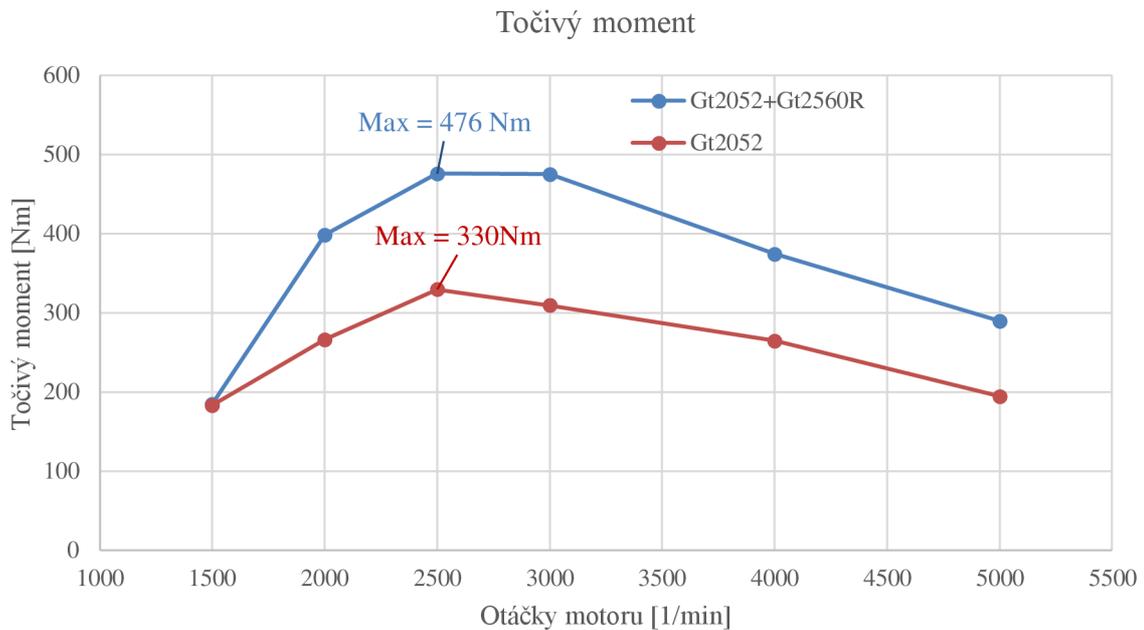


Obr. 55 Průměrná plocha nízkotlakého obtokového ventilu v závislosti na otáčkách motoru

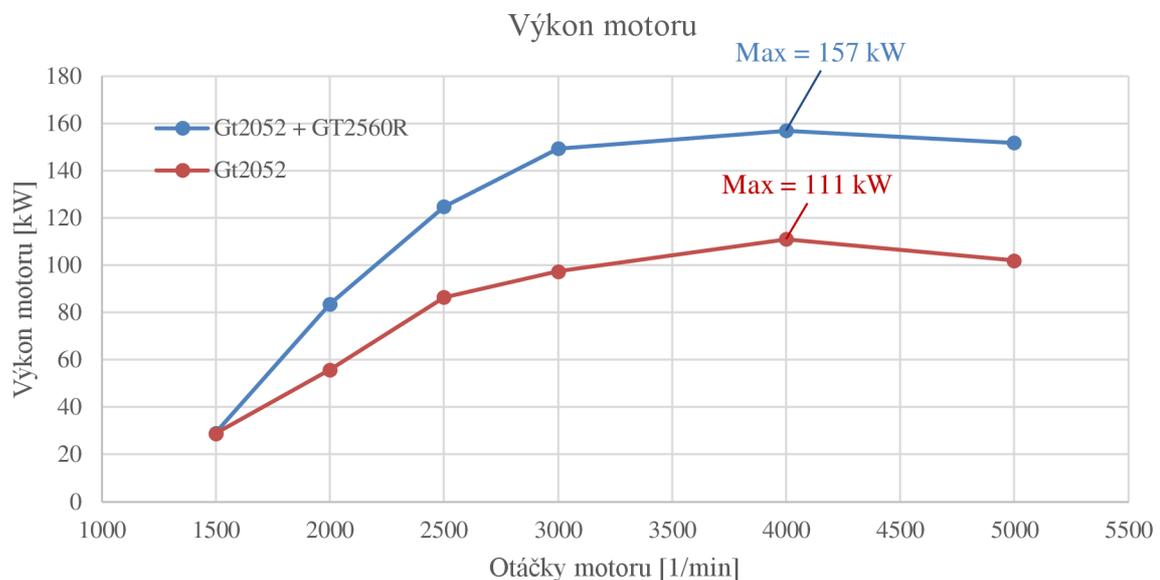


Obr. 56 Porovnání vyplachovacích gradientů

Nárůst točivého momentu a tedy i výkonu je oproti předchozímu příkladu úměrný zisku plnicího tlaku. Porovnání průběhů točivých momentů je na obr. 56, porovnání průběhů výkonů je na obr. 57. Zde zjišťujeme, že došlo k razantnímu navýšení točivého momentu a tedy i výkonu téměř v celém zkoumaném rozsahu otáček, avšak maximálního točivého momentu je dosažováno v poměrně úzkém rozsahu otáček, čemuž odpovídá i nepříliš lineární průběh výkonu v závislosti na otáčkách, jehož tvar je velice podobný průběhu s jedním turbodmychadlem.



Obr. 57 Porovnání točivého momentu jednostupňově a dvoustupňově přeplňovaného motoru



Obr. 58 Porovnání výkonu jednostupňově a dvoustupňově přeplňovaného motoru

3.6 SÉRIOVÉ ZAPOJENÍ TURBODMYCHADEL GT2052 A G25 – 660

Snaha o zlepšení průběhu točivého momentu ve smyslu dosažení jeho konstantní hodnoty v co nejširším možném pásmu otáček motoru si vyžádala změnu nízkotlakého turbodmychadla. Znovu bylo zvoleno turbodmychadlo značky Garrett tentokrát z řady „G“, ve které lze nalézt

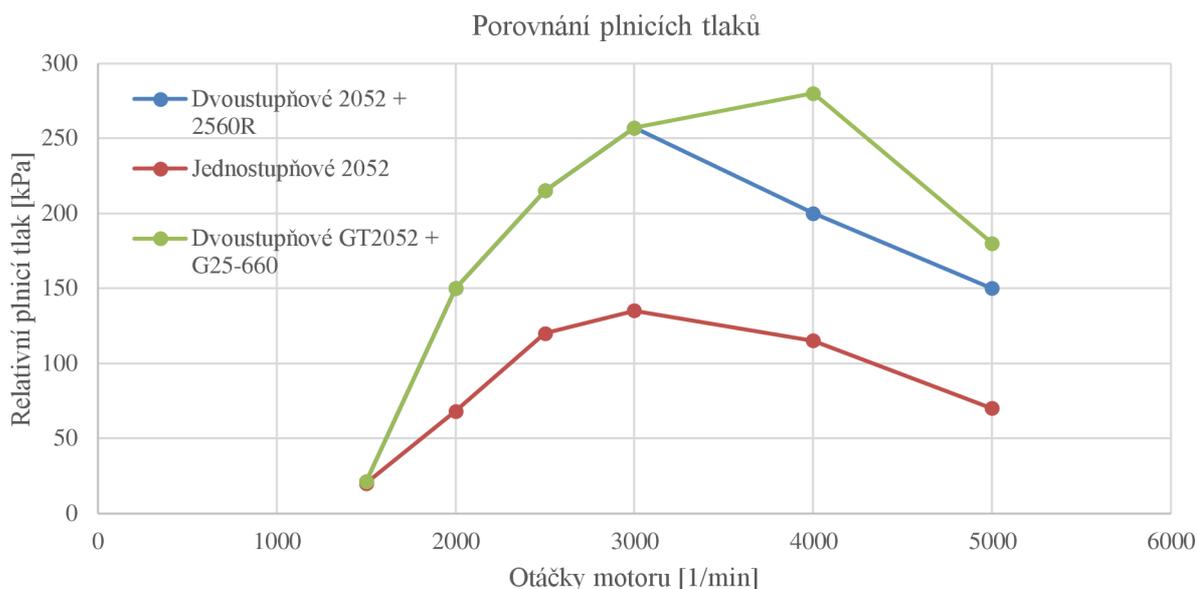
vysoce optimalizovaná turbodmychadla s velmi zajímavými parametry, čemuž ale odpovídá i jejich cena. Bylo zvoleno Turbodmychadlo s označením G25 – 660.

3.6.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Většina výchozích vstupních hodnot zůstala zachována, pouze došlo ke zvýšení plnicích tlaků od třech tisíc rozsahu otáček motoru za minutu a změně jednotlivých účinností tak aby tyto hodnoty korespondovali se zvolenou kombinací turbodmychadel. Porovnání průběhů plnicích tlaků je vidět na obr. 59.

Vstupní parametry		1	2	3	4	5	6
Otáčky motoru	<i>l/min</i>	1500	2000	2500	3000	4000	5000
Plnicí tlak (relativní)	<i>kPa</i>	21	150	215	257	280	180
Plnicí účinnost	%	95	97	98	98	98	97
Účinnost mezistupňového chladiče	%	89	89	89	89	89	89
Účinnost mezichladiče	%	95	95	95	95	95	95
Tlaková ztráta mezistupňového chladiče	<i>kPa</i>	1.4	1.5	1.8	1.85	1.95	2.02
Tlaková ztráta mezichladiče	<i>kPa</i>	1.6	1.7	1.95	2.05	2.15	2.2
Protitlak vzduchového filtru	<i>kPa</i>	0.8	1	1.1	1.2	1.4	1.6
Protitlak výfukového systému	<i>kPa</i>	1.2	1.6	2	2	2.1	2.2
Teplota výfukových plynů	°C	584	700	760	790	800	795
Měrná efektivní spotřeba	<i>g/kwh</i>	208	205	208	215	230	245
Poměr vzduch/palivo	–	19	19	20	22	22	22
Vysokotlaké turbodmychadlo							
Adiabatická účinnost kompresoru	%	68	71	75	77	74	60
Celková účinnost turbíny	%	63	65	70	65	64	62
Tlakový spád turbíny		1.197	1.56	1.665	1.785	1.886	1.652
Nízkotlaké turbodmychadlo							
Adiabatická účinnost kompresoru	%	60	65	75	77	79	79
Celková účinnost turbíny	%	63	65	70	65	64	62
Tlakový poměr kompresoru		1.011	1.505	1.8	2	2.2	2.1
Tlakový spád turbíny		1.01	1.427	1.63	1.945	2.38	2.23

Tabulka 3-6 Shrnutí vstupních parametrů pro kombinaci turbodmychadel GT2052 a G25 – 660



Obr. 59 Porovnání plicních tlaků všech uvažovaných variant

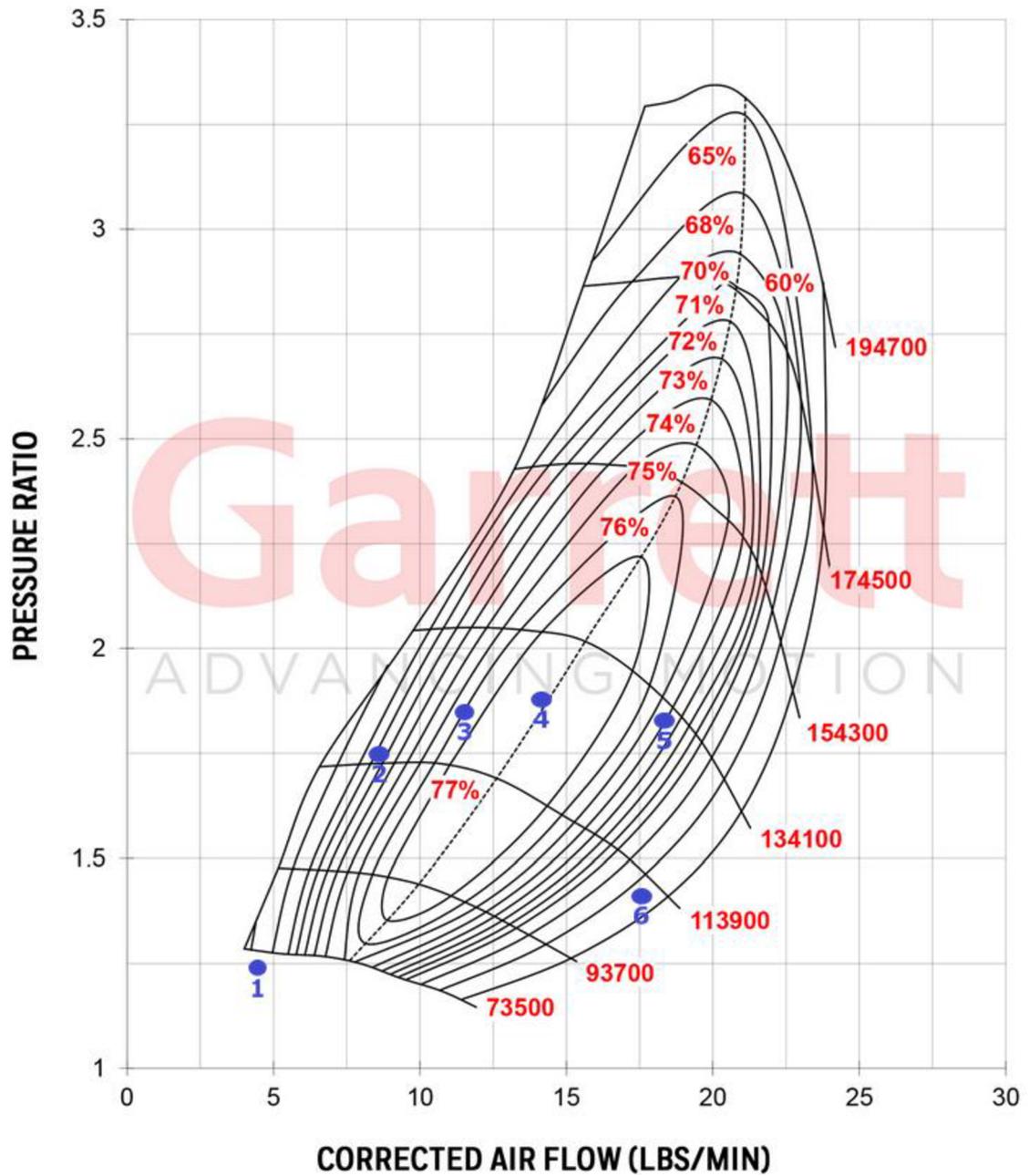
3.6.2 VÝSLEDKY

Parametry vysokotlakého kompresoru							
Tlakový poměr	–	1.24	1.75	1.85	1.88	1.83	1.41
Teplota za kompresorem	°C	52.7	104.8	110.6	112.4	113.2	87.1
Teplota v sacím potrubí	°C	26.4	29	29.3	29.4	29.4	28.1
Hustota vzduchu v sacím potrubí	kg/m ³	1.366	2.841	3.587	4.07	4.334	3.196
Průtok vzduchu	kg/s	0.0319	0.0904	0.1441	0.1962	0.2786	0.2542
Korigovaný průtok vzduchu	kg/s	0.0339	0.0651	0.0871	0.107	0.1386	0.1327
Korigovaný průtok vzduchu	lb/min	4.49	8.61	11.52	14.15	18.33	17.56
Příkon kompresoru	kW	0.9	6.7	11.3	15.5	22	13.5
Parametry nízkotlakého kompresoru							
Tlakový poměr	–	1.011	1.505	1.8	2	2.2	2.1
Teplota za kompresorem	°C	26.5	81.3	97	109	119.4	113.2
Teplota za mezistupňovým chladičem	°C	25.2	31.2	32.9	34.2	35.4	34.7
Průtok vzduchu	kg/s	0.0319	0.0904	0.1441	0.1962	0.2786	0.2542
Korigovaný průtok vzduchu	kg/s	0.0338	0.0959	0.1531	0.2087	0.2969	0.2715
Korigovaný průtok vzduchu	lb/min	4.47	12.69	20.26	27.61	39.28	35.92
Příkon kompresoru	kW	0	5.2	10.5	16.7	26.6	22.7

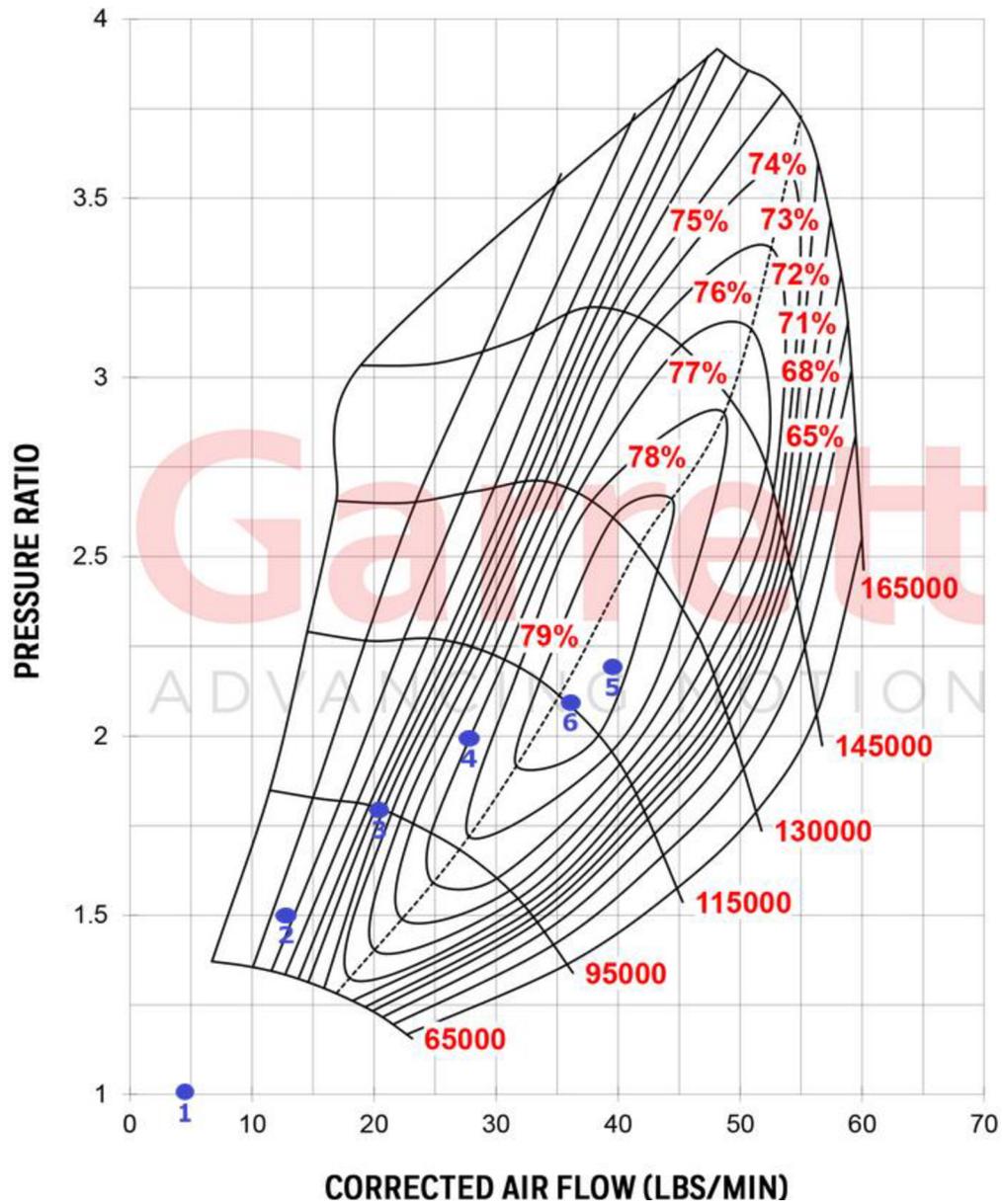
Parametry vysokotlaké turbíny							
Přetlak ve sběrném výfukovém potrubí	<i>kPa</i>	21.6	121.9	170.8	245.5	346.1	267.1
Talkový rozdíl sání – výfuk	<i>kPa</i>	-0.6	28.1	44.2	11.5	-66.1	-87.1
Průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0325	0.0924	0.1102	0.1443	0.1888	0.1497
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0473	0.0755	0.0789	0.0808	0.082	0.079
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>lb/min</i>	6.25	9.99	10.44	10.69	10.85	10.45
Průtok obtokem turbíny	<i>kg/s</i>	0	0.00273	0.04111	$\frac{0.0608}{2}$	0.10247	0.11612
Průtočný průřez obtoku turbíny	<i>mm²</i>	0.0	3.3	48.9	68.3	106.6	129.5
Parametry nízkotlaké turbíny							
Přetlak mezi turbínami	<i>kPa</i>	2.2	43.5	64.1	95.1	138.2	123.6
Teplota mezi turbínami	<i>°C</i>	557.2	579	690	685.4	687.1	707.3
Průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0332	0.0947	0.1174	0.1514	0.1927	0.1783
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>kg/s</i>	0.0569	0.1159	0.1332	0.1436	0.1494	0.1488
Korigovaný průtok spalin turbínou	<i>lb/min</i>	7.53	15.34	17.62	19	19.76	19.69
Průtok obtokem turbíny	<i>kg/s</i>	0	0.00045	0.03394	$\frac{0.0537}{2}$	0.09853	0.08754
Průtočný průřez obtoku turbíny	<i>mm²</i>	0.0	0.6	43.2	65.4	118.9	106.8
Výstupní parametry motoru							
Výkon	<i>kW</i>	29.1	83.6	124.7	149.3	198.2	169.8
Točivý moment	<i>Nm</i>	185.1	398.9	476.4	475.4	473.2	324.3
Požadavek vzduchu na jeden zdvih	<i>mg</i>	639	1356	1730	1962	2090	1525
Požadavek paliva na jeden zdvih	<i>mg</i>	34	71	86	89	95	69

Tabulka 3–7 Souhrnná tabulka výsledků simulace sériového zapojení turbodmychadel GT2052 a G25–660

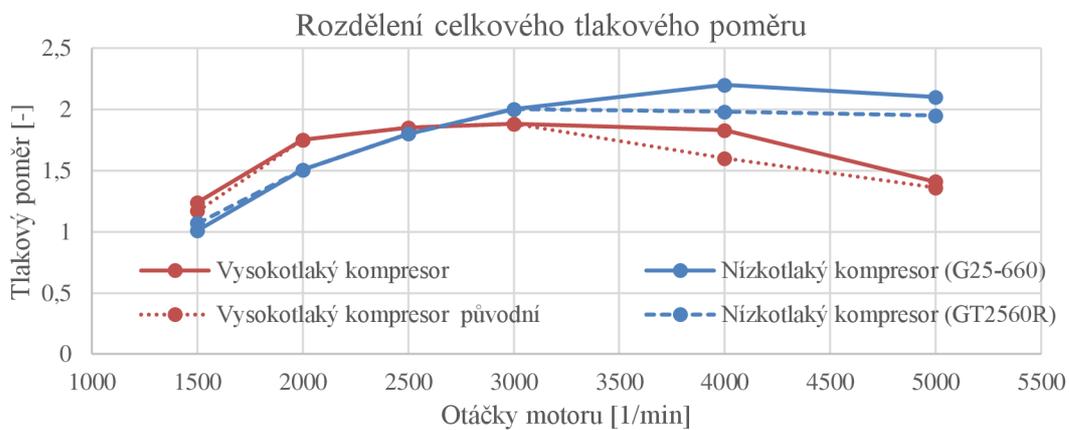
V tomto případě se oproti předchozímu změnilo rozložení celkového tlakového poměru i jeho velikost (obr. 62), což se projevilo v jednotlivých mapách kompresorů a došlo ke změně hodnot adiabatických účinností. Změna nízkotlakého kompresoru dovolila zvýšení plicního tlaku nad tři tisíce otáček za minutu, díky jeho velice široké pracovní oblasti. Zároveň bylo dosaženo nejvyšších možných účinností tohoto kompresoru (body s číslem 5 a 6 na obr. 61).



Obr. 60 Pracovní body zakreslené v charakteristice vysokotlakého kompresoru [4] – upraveno

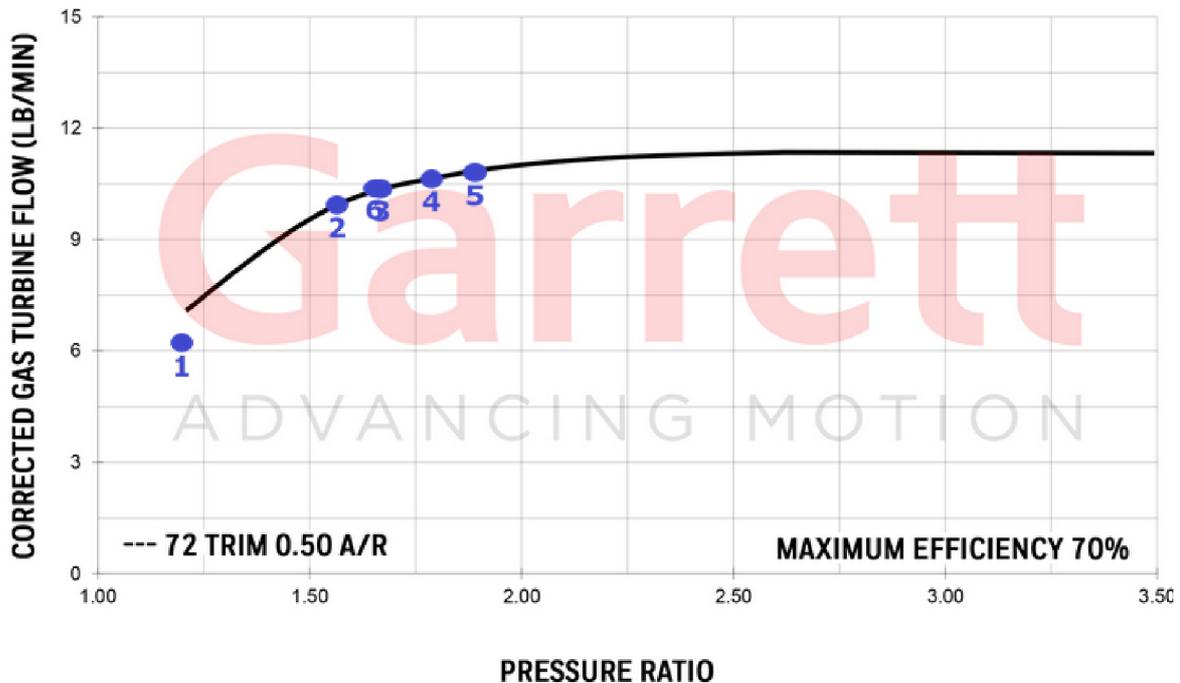


Obr. 61 Pracovní body zakreslené v charakteristice vysokotlakého kompresoru [4] – upraveno

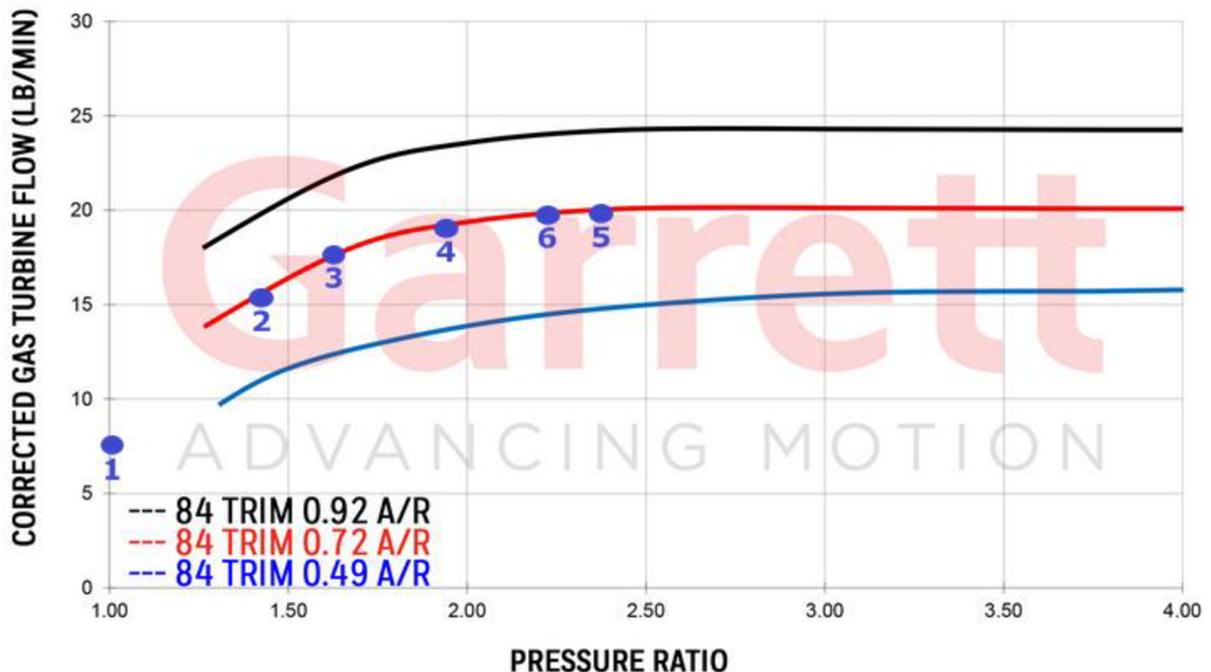


Obr. 62 Porovnání rozdělení tlakových poměrů

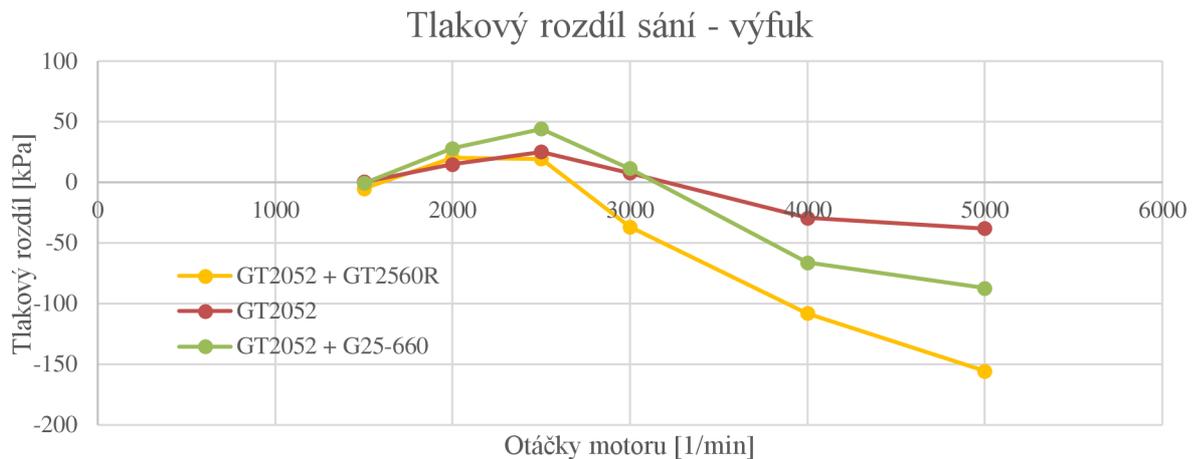
Změnou parametrů turbíny nízkotlakého turbodmychadla se podařilo v turbínové mapě posunout k vyššímu hmotnostním průtokům spalin a tím zároveň k nižším tlakovým spádům, což se příznivě projevilo na snížení tlaku ve sběrném výfukovém potrubí, tedy i na tlakovém vyplachovacím gradientu. Srovnání všech uvažovaných variant je na obr. 65, kde je vidět, že v oblasti nižších otáček tato varianta dokonce vychází lépe než obě varianty předchozí.



Obr. 63 Turbinová charakteristika vysokotlakého turbodmychadla se zakreslenými pracovními body [4] – upraveno

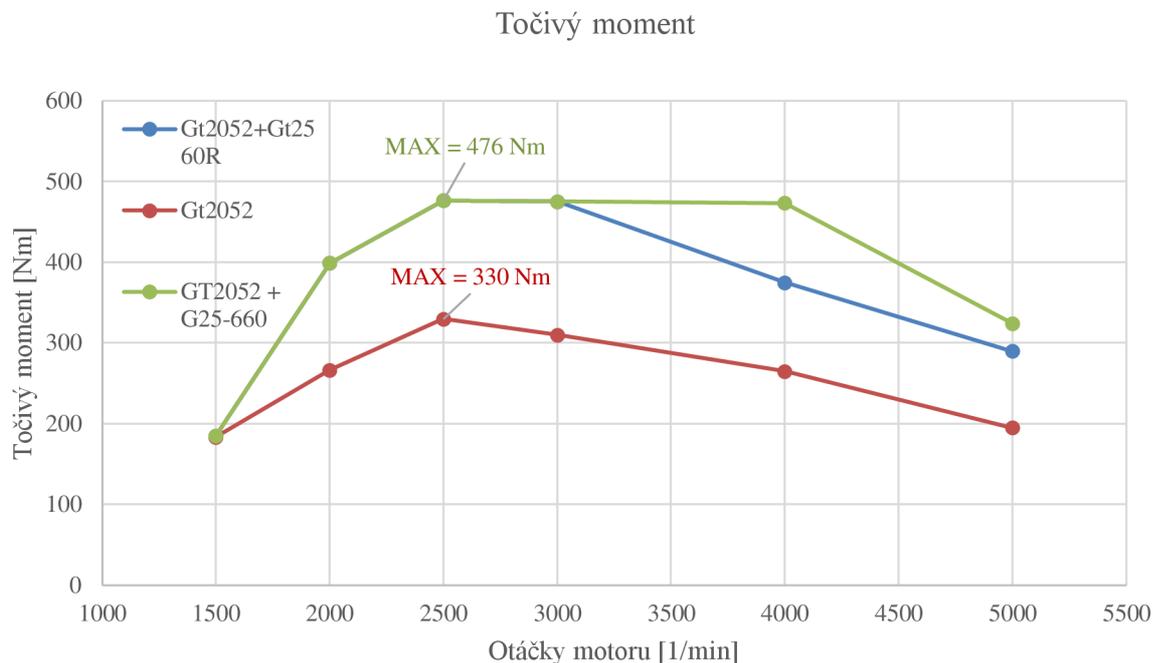


Obr. 64 Turbinová charakteristika nízkotlakého turbodmychadla se zakreslenými pracovními body [4] – upraveno

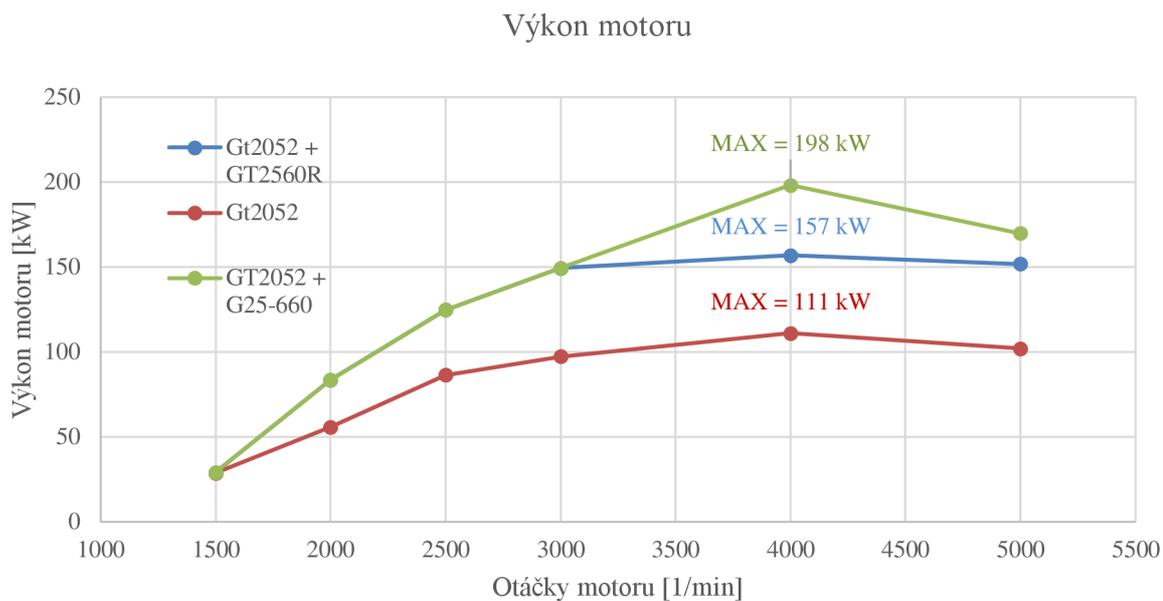


Obr. 65 Porovnání tlakových rozdílů všech uvažovaných variant

Jak je již z předchozího jasné, i z hlediska průběhu točivého momentu a výkonu vychází tato varianta ze všech nejlépe. Ze srovnání na obrázcích s číslem 66 a 67 je patrné značné zlepšení, kdy točivý moment motoru dosahuje nejvyšší hodnoty ve dvou a půl tisících otáčkách za minutu a téměř konstantní hodnota zůstává až do čtyř tisíc otáček za minutu. V oblasti výkonu došlo k napřimění jeho průběhu a jeho maximální hodnota dosahuje téměř 200 kW. (Obr. 67)



Obr. 66 Průběh točivého momentu varianty, porovnání jednotlivých variant



Obr. 67 Průběh výkonu s turbodmychadly, porovnání jednotlivých variant

4 ZÁVĚR

Tato práce obsahuje shrnutí některých teoretických poznatků v oblasti přeplňování spalovacích motorů. Také jsou zde rozebrány jednotlivé varianty víceústupňového přeplňování. Pro simulaci byl vybrán motor VW EA188 s označením BKD, jedná se o vznětový motor o zdvihovém objemu necelé dva litry, vybavený systémem vstřikování se sdruženými jednotkami čerpadlo - tryska.

Dle známých vztahů byl vytvořen termodynamický model, který zjednodušeně popisuje spolupráci turbodmychadla s motorem pomocí středních hodnot hmotnostních toků. Tato metoda výpočtu umožnila tvorbu webové aplikace, pro simulaci spolupráce libovolného motoru s turbodmychadlem respektive turbodmychadly. Aplikace je zveřejněna na webových stránkách <http://turbomatchersi.sweb.cz/>.

Z důvodu běžně nedostupných podkladů pro simulaci spolupráce s originálně použitým turbodmychadlem bylo jako výchozí turbodmychadlo zvoleno jiné, se kterým bylo možné dosáhnout velice podobných parametrů.

Pro rozšíření a navýšení provozních parametrů motor bylo zvoleno sériové zapojení dvou turbodmychadel, které umožňuje navýšení celkového tlakového poměru. Poté byl sestaven výpočtový model zahrnující mezistupňové i koncové chlazení stlačeného vzduchu, uvažována byla regulace pomocí obtoků obou turbín.

Pro názornou ukázkou možností navýšení výkonových parametrů a rozšíření provozního rozsahu s vysokým točivým momentem byly vybrány dvě kombinace turbodmychadel. V případě ekonomicky méně náročné varianty kombinace turbodmychadel ze základní řady GT od výrobce Garrett bylo dosaženo navýšení výkonových parametrů, avšak z důvodu „méně výkonného“ nízkotlakého kompresoru nebylo možné rozšířit rozsah s vysokým točivým momentem.

Varianta druhá je pak ukázkou kombinace turbodmychadel řady GT a optimalizované řady G. Zde již bylo možné díky výkonnému nízkotlakému kompresoru dostatečně navýšit celkový tlakový poměr v širokém pásmu otáček a dosáhnout tak plochého průběhu točivého momentu.

Z uvedených variant vychází nejlépe sériové zapojení turbodmychadel s označením GT2052 jako vysokotlaké a G25 – 660 jako nízkotlaké. S touto kombinací je možné dosáhnout velmi ploché vnější momentové charakteristiky motoru a maximálního výkonu 198 kW. Lze konstatovat, že bylo dosaženo všech cílů uvedených v zadání.

Je nutné podotknout, že zmíněné navýšení točivého momentu by sebou přineslo zvýšení tlaků i teplot v průběhu oběhu, tedy vzrůst mechanického namáhání klikového ústrojí a termického zatížení pístní skupiny, stěn i hlavy válců. Z tohoto důvodu by bylo před praktickou realizací vhodné ověřit, zda vybraný motor je pro toto zvýšené zatížení konstrukčně vyhovující.

5 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. *Charging the Internal Combustion Engine* [online]. 2nd edition. New York ; Wien: Springer, 2007 [cit. 2020-11-30]. ISBN 9783211471135.
- [2] Types of superchargers. In: *Diamondp* [online]. [cit. 2020-12-30]. Dostupné z: https://www.diamondp.com/kb_results.asp?ID=8
- [3] BEROUN, Stanislav, Pavel BRABEC a Karel PÁV. *Sbírka příkladů ke studiu předmětů zaměřených na pístové spalovací motory*. První vydání. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2016. ISBN 978-80-7494-270-9.
- [4] Garrett Performance Turbocharger Catalog 2021. In: *Garrett advancing motion* [online]. Garrett Motion Inc., 2021 [cit. 2021-05-12]. Dostupné z: https://www.garrettmotion.com/wp-content/uploads/2021/03/Garrett_Performance_Turbocharger_Catalog_2021.pdf
- [5] GT2860R Turbocharger. In: *Garrettmotion* [online]. [cit. 2020-12-16]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/racing-and-performance/performance-catalog/turbo/gt2860r/>
- [6] VÝFUKOVÁ MUŠLE GT35 T3 SE ZABUDOVANÝM WASTEGATE. In: *Autodesign Tuning* [online]. České Budějovice: AUTO Design, 2009 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <http://www.autodesign-tuning.cz/images/preview/6450070-1589981274.jpg>
- [7] Obtokový ventil turbodmychadla. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/b/b7/Turboexternalgate.jpg>
- [8] VTG Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie. In: *STK Turbo Technik* [online]. Německo: STK Turbo Technik, 1996 [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: <https://www.turbolader.net/Technik/VTG.aspx>
- [9] Modern turbocharging designs for passenger car diesel engines. HOECKER, P., F. PFLÜGER, J. W. JAISLE a S. MÜNZ. *BorgWarner Academy* [online]. 2010, **2010**(2), 3-5, 15 s. [cit. 2021-03-03]. Dostupné z: www.turbos.borgwarner.com/tools/download.aspx?t=document&r=141&d=324
- [10] DINESCU, Daniel a Mohand TAZEROUT. MEAN VALUE MODELING OF A VARIABLE NOZZLE TURBOCHARGER (VNT). *UPB Scientific Bulletin* [online]. 2010, (72) [cit. 2021-03-15]. ISSN 1454-2358. Dostupné z: https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs/arhiva/full7406.pdf
- [11] There's a Twin-Turbo 1,823 HP – 2,135 Cu. In: Deutz V16 Engine For Sale On eBay. In: *Silodrome* [online]. Anglie: Silodrome, 2010 [cit. 2021-03-01]. Dostupné z:

<https://silodrome.com/wp-content/uploads/2019/10/Twin-Turbo-Deutz-V16-Marine-Diesel-Engine-Back-740x614.jpg>

- [12] PFLÜGER, Frank. Regulated 2-stage turbocharging (R2S): A new charging system for commercial diesel engines. *BorgWarner Knowledge Library* [online]. 2008, , 2-8 [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: www.turbos.bwauto.com/tools/download.aspx?t=document&r=106&d=107
- [13] 2-Stage turbocharging. In: *MAN Energy Solutions* [online]. [cit. 2020-12-31]. Dostupné z: <https://turbocharger.man-es.com/technologies/2-stage-turbocharging>
- [14] CAT C15 C15 ACERT DIESEL ENGINE CATERPILLAR C15 ENGINE ACERT 625HP. In: *Ebay* [online]. USA: Ebay, 2019 [cit. 2021-03-10]. Dostupné z: <https://i.ebayimg.com/images/g/2hIAAOSwmZFdTH0G/s-l1600.jpg>
- [15] Genuine Twin Turbo Charger Saab 9-3 08-12 1.9 TTiD Z19DTR Diesel. In: *Ebay* [online]. Anglie: Ebay, c1995-2020 [cit. 2021-03-10]. Dostupné z: <https://i.ebayimg.com/images/g/pX4AAOSwLVZVukk8/s-l640.jpg>
- [16] *Audi 3.0l V6 TDI Biturbo Engine: Audi Service Training* [online]. 2011, 2011(8), 12-17 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: doi:A11.5S00.88.20
- [17] *Self-study programme 316, Service Training, The 2.0 ltr. TDI engine*. Wolfsburg: VOLKSWAGEN AG, Wolfsburg, VK-36 Service Training, 2008. 000.2811.37.20.
- [18] Garrett Aftermarket & Reman Turbo Catalog. *Garrett advancing motion* [online]. Garrett Motion Inc., 2021 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://www.garrettmotion.com/turbo-replacement/aftermarket-reman-turbochargers-catalog/>
- [19] Garrett GTA1749MV - VW TDI 2.0L Turbo. *Trubozentrum* [online]. TurboZentrum GmbH, 2021 [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: https://www.turbozentrum.de/Garrett-GTA1749MV-VW-TDI-20L-Performance-Turbo_1

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

η_{Cs2}	[-]	Adiabatická účinnost kompresoru
κ_{spal}	[-]	Adiabatický exponent spalín.
κ_{vz}	[-]	Adiabatický exponent vzduchu,
η_{Tt}	[-]	Celková účinnost turbíny
P_e	[kW]	Efektivní výkon motoru
AFR	$\left[\frac{kg}{kg}\right]$	Hmotnostní poměr vzduchu a paliva
\dot{m}_F	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní tok paliva
\dot{m}_O	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	hmotnostní tok spalín obtokem
\dot{m}_T	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Hmotnostní tok spalín turbínou
\dot{m}_C	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	hmotnostní tok vzduchu kompresorem
ρ_{vz}	$[kg \cdot m^3]$	Hustota vzduchu v sacím potrubí motoru
\dot{m}_{Tcor}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	korigovaný hmotnostní tok spalín turbínou,
\dot{m}_{Ccor}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	korigovaný hmotnostní tok vzduchu kompresorem
m_{pe}	$\left[\frac{g}{kW \cdot h}\right]$	Měrná efektivní spotřeba paliva
$c_{p,spal}$	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Měrná tepelná kapacita spalín za konstantního tlaku
$c_{p,vz}$	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku
\dot{m}_E	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Nasávané množství vzduchu motorem
n	$\left[\frac{1}{min}\right]$	Otáčky motoru
η_v	[-]	Plnicí účinnost motoru
R_{vz}	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Plynová konstanta vzduchu,
Δp_v	[Pa]	Protitlak výfukového systému
Δp_f	[Pa]	Protitlak vzduchového filtru
S_o	[-]	Průtočný průřez obtokového ventilu
ψ_o	[-]	Průtoková funkce obtokového ventilu

P_C	[W]	Příkon kompresoru
$p_{02,rel}$	[Pa]	relativní plnicí tlak
T_{01}	[K]	teplota okolí
T_{03}	[K]	Teplota výfukových plynů
T_{02}	[K]	Teplota vzduchu za kompresorem
T_{02c}	[K]	Teplota vzduchu za mezichladičem
p_{01}	[Pa]	tlak okolí
p_{03}	[Pa]	Tlak výfukových plynů (před turbínou)
Δp_c	[-]	Tlaková ztráta mezichladiče
π_c	[-]	Tlakový poměr na kompresoru
π_T	[-]	Tlakový spád turbíny
M_T	[Nm]	Točivý moment motoru
η_{IC}	[-]	Účinnost mezichladiče

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – název: Singel_turbo

Archivovaná složka jednotlivých souborů webové aplikace pro simulaci spolupráce čtyřdobého motoru s jedním turbodmychadlem

Příloha č. 2 – název: 2stage_turbo

Archivovaná složka jednotlivých souborů webové aplikace pro simulaci spolupráce čtyřdobého motoru se dvěma sériově zapojenými turbodmychadly