

MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BRNO 2017

VÁCLAV HORKÝ

Mendelova univerzita v Brně
Agronomická fakulta
Ústav techniky a automobilové dopravy



Návrh přeplňování pístového spalovacího motoru

Bakalářská práce

Vedoucí práce:

Ing. Marek Žák, Ph.D.

Vypracoval:

Václav Horký

Brno 2017

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci:.....

.....
vypracoval/a samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou *Směrnici o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací*.

Jsem si vědom/a, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne:.....

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu a konzultantovi bakalářské práce panu Ing. Marku Žákovi, Ph.D. za jeho cenné rady a čas strávený na konzultačních hodinách kontrolou obsahu bakalářské práce.

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou přeplňování zážehových motorů. V teoretické části je obecně popsána problematika přeplňování a jednotlivá konstrukční řešení. V praktické části je popsán návrh přeplňování zážehového spalovacího motoru značky BMW, který byl následně realizován a jeho funkčnost a parametry byly ověřeny na válcovém dynamometru.

Klíčová slova: Přeplňování, turbodmychadlo, mechanické dmychadlo, kompresorová mapa, zážehový motor.

ABSTRACT

This thesis deals with issues of the turbocharging spark-ignition petrol engines. In the theoretical part general problems of supercharging and individual design solutions are described.

In the practical section the design of turbocharging BMW spark-ignition petrol engine has been described and implemented and functionality and its parameters were verified on a chassis dynamometer.

Keywords: Forced induction, turbocharger, supercharger, compressor map, spark-ignition engine.

1	ÚVOD.....	7
2	CÍL PRÁCE.....	8
3	PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU	9
3.1	Princip přeplňování motoru	9
3.2	Přeplňování motoru turbodmychadlem	11
3.2.1	Princip přeplňování turbodmychadlem	11
3.2.2	Konstrukce turbodmychadla.....	12
3.2.3	Poměr A/R turbodmychadla	14
3.2.4	Charakteristiky kompresorové a turbínové části	15
3.2.5	Regulace turbodmychadla pomocí Wastegate.....	18
3.2.6	Twinscroll turbodmychadla.....	19
3.2.7	Regulace tlaku v sání.....	20
3.3	Přeplňování pomocí mechanických dmychadel (kompresorů).....	21
3.3.1	Rootsovo dmychadlo	22
3.3.2	Lysholmovo dmychadlo	22
3.3.3	G-dmychadlo	23
3.3.4	Rotrex	24
4	NÁVRH ZPŮSOBU PŘEPLŇOVÁNÍ	25
4.1	Výběr a výpočet vhodného turbodmychadla	25
4.2	Vynesení výsledků do kompresorové mapy	29
5	MODIFIKACE VOZIDLA.....	30
5.1	Okruh mazání motoru	30
5.2	Návrh a výroba výfukového systému	31
5.3	Regulace turbodmychadla – externí wastegate.....	32
5.4	Palivový systém	32
5.4.1	Volba Paliva	32

5.4.2	Vstřikovací ventily	34
5.4.3	Palivové čerpadlo	35
5.5	Mezichladič stlačeného vzduchu a vedení vzduchu	35
5.6	Blow off ventil	36
5.7	Řízení motoru	36
5.8	Pohonné ústrojí	36
5.9	Spojka	37
6	EXPERIMENT NA VÁLCOVÉM DYNAMOMETRU	38
6.1	Parametry válcového dynamometru	38
6.2	Metodika měření	38
6.3	Dynamická zkouška měření výkonu	41
6.4	Výsledek experimentu	42
7	ZÁVĚR	43
8	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	44
9	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	46
10	PŘÍLOHY	47

1 ÚVOD

V 50. a 60. letech dvacátého století se v oblasti spalovacích motorů u nákladních vozidel rozmohl trend, zvaný přeplňování. Po první ropné krizi v 70. letech a také z důvodu stálých zpřísnování emisních norem se začalo u nákladních automobilů s dieselovým motorem hojně využívat přeplňování turbodmychadlem. V té samé době se přeplňování objevilo také v závodních vozech, kde do té doby dominovaly atmosférické motory, výjimečně přeplňované mechanickým dmychadlem a to jak ve Formuli 1, tak v Rally ve Skupině B. Závodní motory osazené turbodmychadlem dokázaly dosáhnout na tuto dobu nepředstavitelných výkonů.

Tento trend se postupně přesunul i do osobních vozidel, ale zpočátku byl doménou vznětových motorů. Příkladem byl vůz Mercedes Benz 300 SD, který byl jedním z prvních sériově vyráběných osobních vozů s přeplňovaným vznětovým motorem. Přeplňování zážehových motorů se rozšířilo až koncem 80. let a týkalo se výhradně sportovních modelů (Porsche Turbo, Toyota Supra, VW Corrado G60). Z důvodů emisních požadavků jsou dnes přeplňované motory takřka nutností a to jak naftové, tak benzinové. Dochází k tzv. downsizingu, kdy jsou atmosférické motory vyšších kubatur nahrazovány přeplňovanými motory menších zdvihových objemů, eventuálně i menších počtů válců. Výkon a točivý moment tohoto řešení je většinou srovnatelný nebo dokonce vyšší, a navíc díky nižším mechanickým ztrátám klesá měrná spotřeba paliva.

V teoretické části práce jsou popsány důvody vedoucí k využívání přeplňování spalovacích motorů a jednotlivé způsoby přeplňování, včetně kladů a záporů jednotlivých konstrukčních řešení. V praktické části byl pak popsán samotný návrh řešení, potřebné a použité komponenty a také způsob elektronického řízení motoru. Daný návrh byl realizován a poté byl evaluován experimentem na válcovém dynamometru.

2 CÍL PRÁCE

Cílem práce bylo navrhnout způsob přeplňování atmosférického zážehového spalovacího motoru dle provozních požadavků vozidla. Poté tento návrh realizovat a ověřit jeho funkčnost a výkonové parametry na válcovém dynamometru.

3 PŘEPLŇOVÁNÍ MOTORU

3.1 Princip přeplňování motoru

Výkon zážehového spalovacího motoru s vnitřním spalováním je závislý na tepelné energii dodané spálením směsi paliva se vzduchem a efektivitě, s kterou je tato energie přeměněna na mechanickou práci.

Tuto závislost lze vyjádřit vztahem:

$$P_e = \dot{Q}_p \cdot \eta_e = H_u \cdot \dot{m}_p \cdot \eta_e \quad (3.1)$$

kde:

P_e – užitečný výkon motoru [kW],

\dot{Q}_p – přiváděný tepelný tok v palivu do pracovního válce [$\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$],

η_e – užitečná účinnost motoru [1],

H_u – spodní výhřevnost paliva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$],

\dot{m}_p – hmotnost paliva přivedeného do pracovního válce [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$].

Pro spálení určité hmotnosti paliva je potřeba mít v pracovním válci i úměrnou hmotnost vzduchu, dodržet tzv. stechiometrický poměr. Vzájemný vztah obou hmotností lze vyjádřit následovně:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_s}{\lambda \cdot L_t} \quad (3.2)$$

kde:

\dot{m}_s – hmotnost vzduchu zůstávajícího v pracovním válci motoru [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$],

λ – součinitel přebytku vzduchu ve válci [1],

L_t – teoretická hmotnost vzduchu potřebná pro spálení 1 kg paliva [$\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$].

Po vyjádření hmotnostního průtoku vzduchu, jenž zůstává v pracovním válci a parametrů motoru, dostaneme vztah:

$$\dot{m}_s = V_z \cdot \frac{n_M}{60 \cdot i} \cdot \rho_s \cdot \eta_{pl} \cdot \frac{\varepsilon + (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1} \quad (3.3)$$

kde:

V_z – zdvihový objem všech válců motoru [m^3],

n_M – otáčky motoru [min^{-1}],

ρ_s – hustota vzduchu v sání motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$],

η_{pl} – plnicí účinnost [1],

i – počet otáček motoru na jeden pracovní oběh ($i = 2$ pro čtyřtákní motor) [1],

ε – kompresní poměr [1],

α – součinitel propláchnutí spalovacího prostoru (0-1, 0 - nevypláchnutý spalovací prostor, 1 - zcela vypláchnutý spalovací prostor) [1].

Součinitel propláchnutí spalovacího prostoru α lze velmi obtížně určit. Dle zkušeností se tedy uvažují hodnoty $\alpha = 0$ pro motory bez proplachování spalovacího prostoru a $\alpha = 1$ pro motory s proplachováním spalovacího prostoru.

Dosažením rovnic (3.2) a (3.3) do rovnice ((3.1), dostaneme následující vztah:

$$P_e = V_z \cdot \frac{n_M}{60 \cdot i} \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_t} \cdot \rho_s \cdot \eta_{pl} \cdot \eta_e \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (3.4)$$

Z rovnice (3.4) vyplývají veličiny, které přímo ovlivňují výslednou velikosti výkonu motoru. Změnit zdvihový objem je velmi komplikované a nákladné, maximální otáčky jsou limitovány pístovou rychlostí. U zážehového motoru je výhřevnost dostupných paliv dána a stechiometrický poměr, z něhož vyplývá λ také. Nejeefektivnější je tedy dosáhnout změny objemové účinnosti (hustota vzduchu ρ_s · plnicí účinnost η_{pl}).

Princip přeplňování tedy spočívá v dodání větší hmotnosti vzduchu do pracovního válce motoru. Do válce se díky zvětšování hustoty vzduchu ρ_s dopraví spolu s větší hmotností vzduchu také větší hmotnost paliva, což má za následek úměrné zvýšení výkonu motoru. A to při přibližně stejné plnicí a užitečné účinnosti a součiniteli přebytku vzduchu.

Hustota nasávaného vzduchu se dá vyjádřit následující rovnicí:

$$\rho_s = \frac{p_s}{r_s \cdot T_{s1c}} \quad (3.5)$$

kde:

p_s – statický tlak vzduchu v sání motoru [Pa],

T_{s1c} – celková teplota vzduchu v sání motoru [K],

r_s – plynová konstanta pro vzduch [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$].

Z rovnice (3.5) jsou tedy zřejmé způsoby zvýšení hustoty vzduchu. Hlavním způsobem je zvýšení tlaku vzduchu při minimální změně teploty tak, aby bylo dosaženo zvýšení hustoty nasávaného vzduchu.

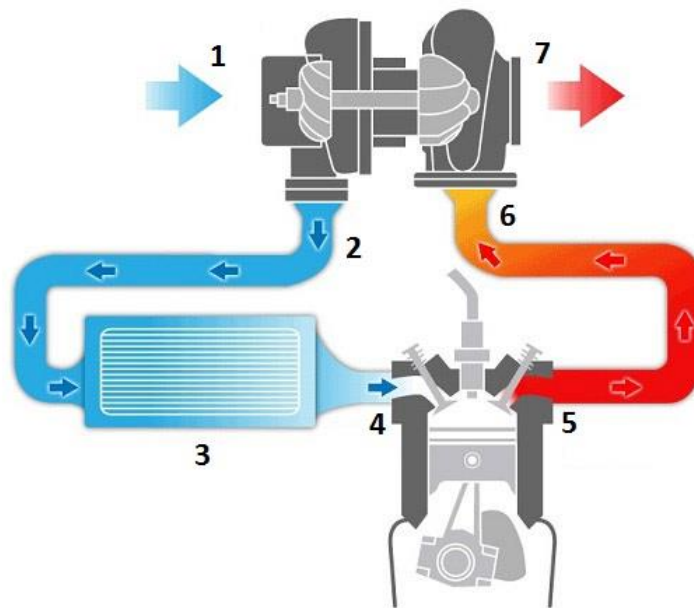
Přeplňováním se tedy zvýší tlak vzduchu v kompresoru či kompresorové části turbodmychadla a tento stlačený vzduch se pak ochlazuje v mezichladiči stlačeného vzduchu, v tzv. intercooleru. Ten je sériově zapojený mezi kompresor a sání motoru. [1]

3.2 Přeplňování motoru turbodmychadlem

3.2.1 Princip přeplňování turbodmychadlem

Turbodmychadlo je zařízení, které má za úkol zvýšit hustotu plnicího vzduchu (tedy i kyslíku) a dopravit jej do spalovacího prostoru motoru. Jak už bylo zmíněno výše, společně se zvýšenou dávkou paliva při zachování vhodného stechiometrického poměru, nastává zvýšení středního efektivního tlaku na píst a narůstá tak točivý moment, respektive výkon motoru.

Výhodou turbodmychadla je využití části jinak odpadní tepelné a kinetické energie výfukových plynů. Ta je využita k pohonu turbínového kola, jež se nachází na společné hřídeli s kolem kompresoru, které stlačuje nasávaný vzduch.



Obrázek 3.1: Funkce zážehového čtyřdobého motoru přepřňovaného turbodmychadlem [7]

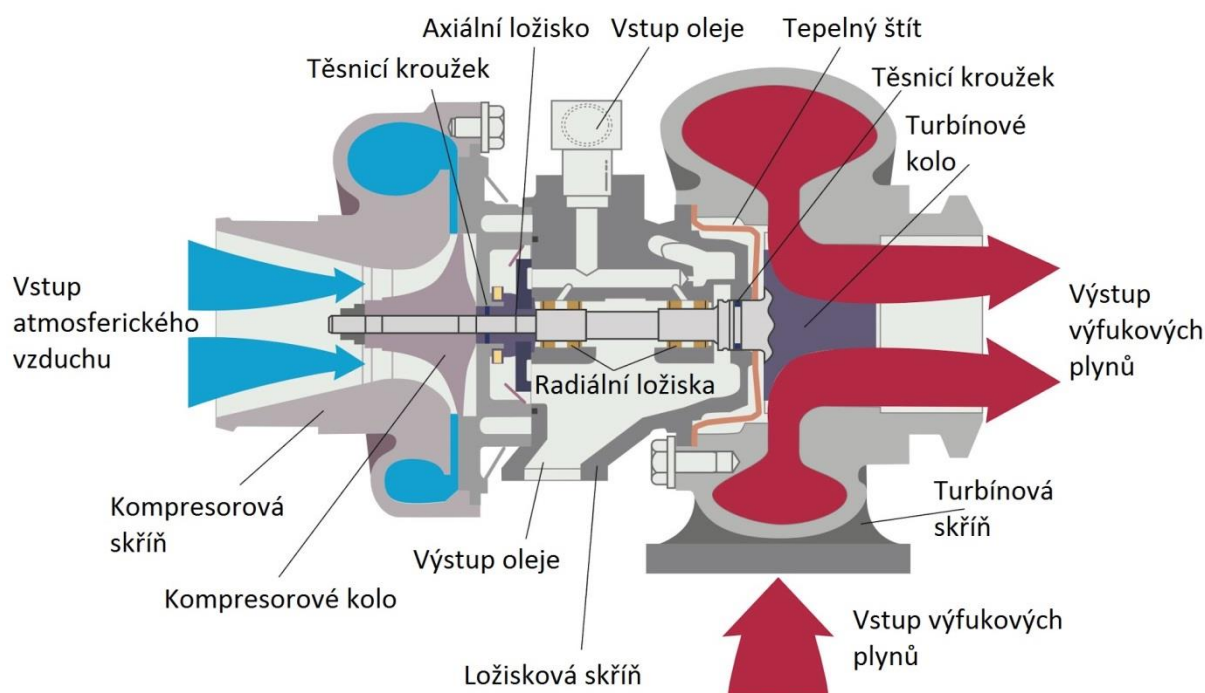
Na Obrázek 3.1 je zobrazeno schéma funkce zážehového motoru přepřňovaného turbodmychadlem. Vše začíná axiálním nasáváním atmosférického vzduchu (1) do kompresoru turbodmychadla. Zde je vlivem otáčení kompresorového kola stlačován a následuje radiální výtlač vzduchu (2). Jelikož se při procesu stlačování v kompresoru vzduch ohřeje, je nutno ho zchladit v mezichladiči stlačeného vzduchu, tzv. intercooleru (3). Ochlazený vzduch je veden sáním do spalovacího prostoru motoru (4), kde je společně se zvýšenou dávkou paliva zažehnut. Po dokončení expanze začínají výfukové plyny proudit výfukovými svody (5) radiálně k turbínové části turbodmychadla (6). Horké výfukové plyny při dostatečném hmotnostním toku motorem roztáčí turbínové kolo, které je pevně spojené s kompresorovým kolem. Poté následuje axiální odvod spalin výfukem (7). [6]

3.2.2 Konstrukce turbodmychadla

Turbodmychadlo se dá rozdělit na tři základní části. Na sací část, výfukovou část a ložiskovou část. Sací část se skládá z kompresorové skříně (compressor housing) a v ní rotujícího kompresorového lopatkového oběžného kola. Výfuková část se skládá z turbínové skříně (exhaust housing) a turbínového lopatkového oběžného kola. Turbínové a kompresorové kolo jsou na společné hřídeli a otáčejí se zároveň. Tato hřídel je uložena v ložiscích v ložiskové skříně turbodmychadla, kde je zajištěno jejich mazání i chlazení, které může být realizováno

olejem nebo olejem společně s chladicí kapalinou. Ložiska se používají kluzná nebo kuličková.

Olej do turbodmyhadla musí být přiveden pod tlakem z mazacího systému motoru. Zde má dvě hlavní funkce – mazat ložiska a chladit ložiskovou skříň s ložisky. Některá turbodmyhadla mají ložiskovou skříň chlazenou dodatečně, pomocí chladicí kapaliny z chladicího okruhu motoru. Detailní průřez turbodmyhadlem je zobrazen na obrázku 3.2.



Obrázek 3.2: Konstrukce turbodmyhadla [14]

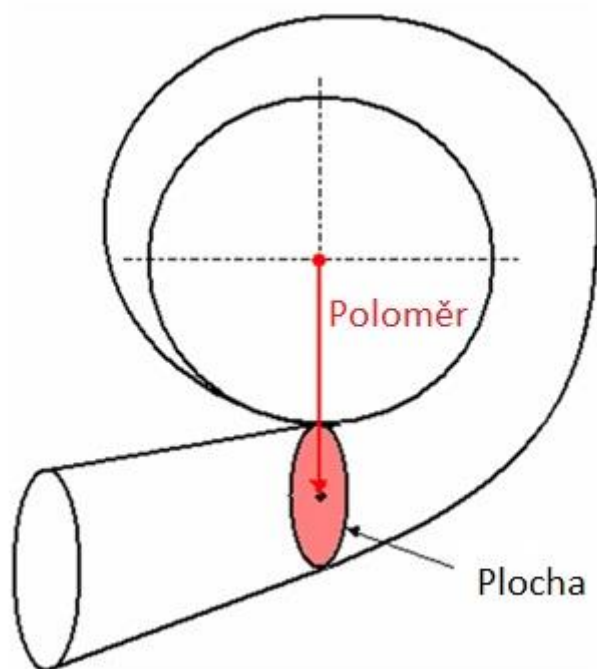
Otáčky turbodmyhadla se pohybují dle velikosti a koncepce turbodmyhadla a to od 20 000 min^{-1} až k hranici 300 000 min^{-1} . Jelikož je každé turbodmyhadlo navrženo na dané provozní otáčky a maximální pracovní tlaky, je třeba ho určitým způsobem regulovat. K tomuto účelu slouží systémy regulace pomocí: obtokového ventilu – wastegate, změnou geometrie lopatek a další.

Turbodmyhadlo má jednu zásadní nevýhodu a tou je tzv. turbolag. Termín turbolag označuje zpoždění nástupu výkonu způsobené časem pro roztočení turbodmyhadla. Čím větší je A/R turbínové části turbodmyhadla, čím je hřídelka, turbínové a kompresorové kolo vyrobeno z těžších materiálů, tím je turbolag vyšší (viz kapitola 3.2.3). Dále také záleží na konstrukci, zda je hřídel uložena v kuličkových či kluzných ložiscích. Při použití kluzných ložisek je

turbolag vyšší, jelikož úhlové zrychlení ε je zhruba $30\,000\text{ s}^{-2}$, než v případě kuličkových ložisek, kdy je úhlové zrychlení více než dvojnásobné – až $70\,000\text{ s}^{-2}$. [6]

3.2.3 Poměr A/R turbodmyhadla

A/R poměr (Area/Radius) popisuje geometrickou charakteristiku turbínové nebo kompresorové skříně. Je definována jako kruhová (průtočná) plocha vstupu do turbínové skříně, dělená vzdáleností středu průtočné plochy a poloměru otáčení středové osy turbodmyhadla. Tento poměr graficky znázorňuje obrázek 3.3.



Obrázek 3.3: A/R turbodmyhadla [8]

Jaké bude mít turbodmyhadlo vlastnosti, popisuje hlavně A/R turbínové skříně:

- Turbodmyhadlo s malým A/R poměrem umožňuje urychlení výfukových plynů již od nízkých hmotnostních toků. Urychlením výfukových plynů dosáhneme vyšší rychlosti turbínového, a tím pádem i kompresorového kola. Dochází zde k navýšení tlaku, točivého momentu i výkonu už při nízkých otáčkách. Při dosažení vysokých otáček se A/R výfukové skříně může stát limitujícím a nastává zpomalení výfukových plynů, zahlcení. Turbínová skřín v tomto případě působí jako restriktor, který limituje maximální hmotnostní tok kompresoru. To vede ke špatnému vyplachování

spalovacího prostoru, protitlakům, zvyšování teplot turbodmychadla, a tedy k celkovému snížení účinnosti. Aby se těmto nežádoucím jevům zabránilo, používá se wastegate.

- Turbodmychadlo s velkým A/R poměrem ztrácí na účinnosti při nízkých otáčkách motoru. Výfukové plyny nemají dostatečný hmotnostní tok, tedy energii, aby roztočily turbínové kolo, a proto odezva na náhlou změnu zatížení je pomalá. Naopak ve vysokých otáčkách je velké A/R výhodou. Nedochozí k brždění výfukových plynů a vytváří tak velké průtoky, a tedy i výkony. Proto se turbodmychadla s velkým A/R poměrem používají u motorů pro dosažení velkých měrných výkonů. [8]

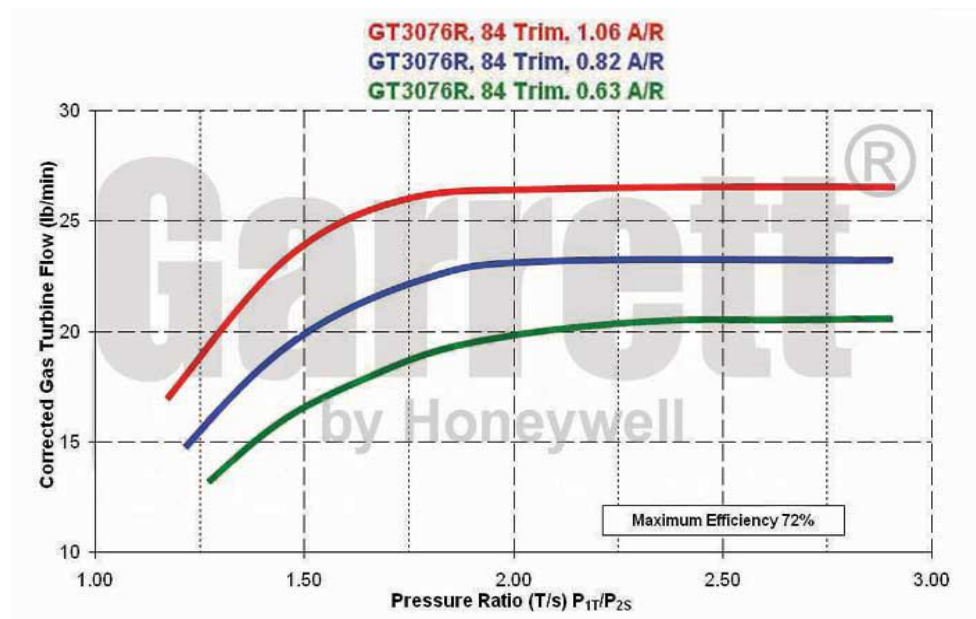
3.2.4 Charakteristiky kompresorové a turbínové části

Při výběru vhodného turbodmychadla pro určitý motor je nutné znát charakteristiky (mapy) turbodmychadla. Někteří výrobci (např. Garrett) na svých internetových stránkách nabízí ke stažení turbínové a kompresorové mapy jednotlivých modelů turbodmychadel a také je přidávají k zakoupenému turbodmychadlu. U jiných výrobců může být obtížné tyto informace získat, v takovém případě se může turbodmychadlo nechat otestovat na přístroji simulujícím chod motoru. Výstupem jsou již zmíněné charakteristiky. Příkladem je výrobce Holset.

- Turbínové mapy

Vlastnosti turbíny se znázorňují do charakteristiky, tzv. turbínové mapy. Turbínová mapa zobrazena na obrázku 3.4 znázorňuje závislost hmotnostního toku proudícího přes turbínu na dosažitelném kompresním poměru v kompresorové části. I když křivky vypadají spojitě, ve skutečnosti se skládají z více menších křivek.

Často se v grafu udává i hodnota maximální účinnosti, která je v tomto případě 72 %. V grafu si můžeme všimnout vlivu A/R poměru. S nižším A/R se razantně snižuje maximální hmotnostní tok přes turbínu a naopak.



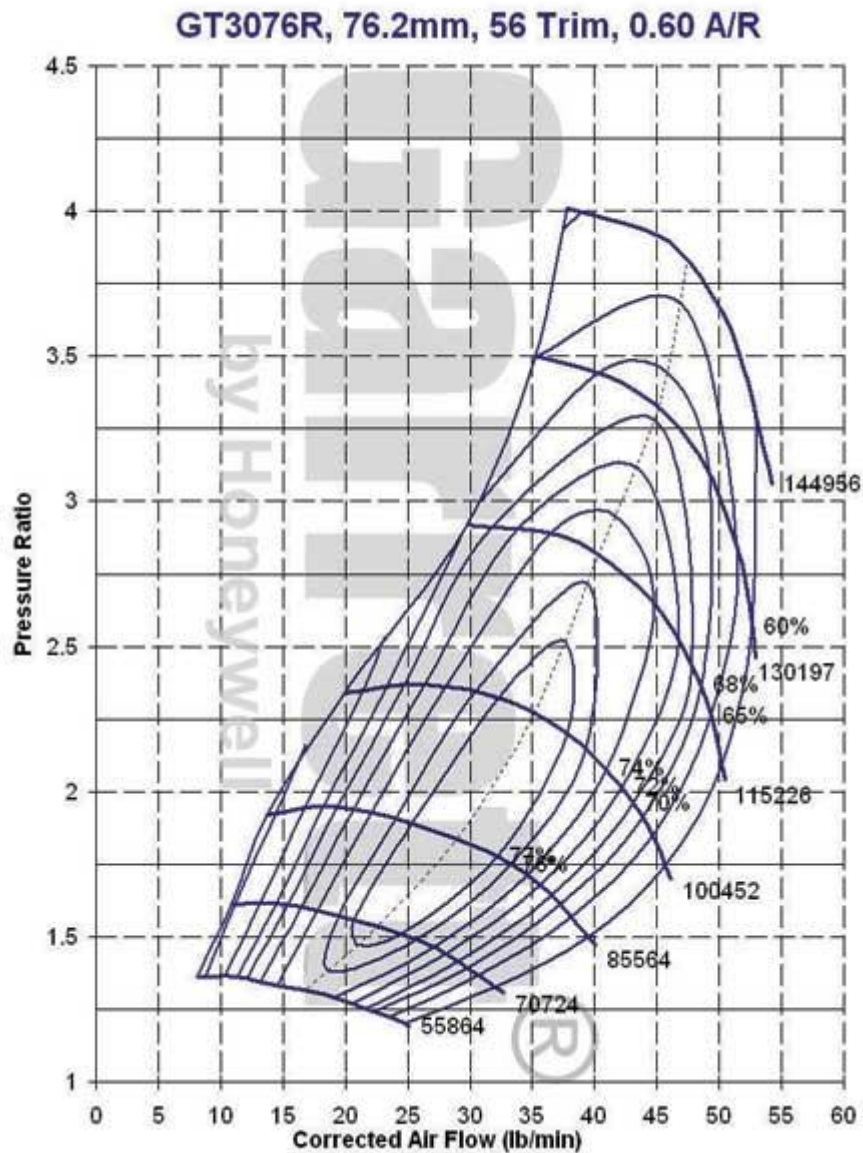
Obrázek 3.4: Turbinová mapa turbodmychadla Garrett GT3076R [13]

- Kompresorové mapy

Vlastnosti kompresorové části se taktéž znázorňují do charakteristiky, tzv. kompresorové mapy. Tyto mapy obvykle obsahují následující veličiny:

- Kompresní poměr (osa y) – podíl absolutního tlak vzduchu na výstupu a absolutnímu tlaku vzduchu na vstupu
- Hmotnostní tok vzduchu (osa x) – množství vzduchu, které proteče kompresorem za určitý čas. Obvykle se uvádí v lb/min nebo kg/min.
- Mezní hodnota pumpování – mezní hodnota pumpování kompresoru se v tomto grafu znázorňuje pomocí linie vlevo. Tok vzduchu přes kompresor v této oblasti se nachází na hranici stability a nestability. Po přechodu do nestabilní části se hmotnostní tok periodicky obrací z důvodu nevyužití přebytku vzduchu, jdoucího z kompresoru. Výsledkem je, že se vzduch protlačí přes kompresor zpět ven. Tento nežádoucí efekt velmi namáhá axiální ložiska turbodmychadla, proto se do sací soustavy zařazuje tzv. blow off ventil, který nahromaděný vzduch před škrticí klapkou odpustí.
- Maximální průtočné množství – pravá linie v kompresorové mapě, udává maximální průtočné množství vzduchu procházejícího kompresorem.
- Křivky účinností – jsou to oblasti ohraničené čarou s označením ploch účinností v procentech. Křivka maximální účinnosti bývá zpravidla nejmenší oblast uprostřed kompresorové mapy. Křivku minimální účinnosti nejčastěji najdeme v místě, kde klesá účinnost kompresoru pod 58%. Zde dochází k velkému ohřevu vzduchu při jeho relativně malém stlačení.

- Křivky otáček turbodmychadla – jsou označeny jako křivky s číselným popisem v řádech desítek až stovek tisíc otáček za minutu. Při nárůstu otáček turbodmychadla nad maximální povolenou hranici dochází k nadměrnému zatížení radiálních ložisek a nadměrnému namáhání oběžných kol odstředivou silou, kdy při kombinaci s tepelným namáháním může vést k tzv. tečení materiálu, kdy lopatky oběžných kol mohou dosáhnout kontaktu se skříní a dojde k destrukci. [3]



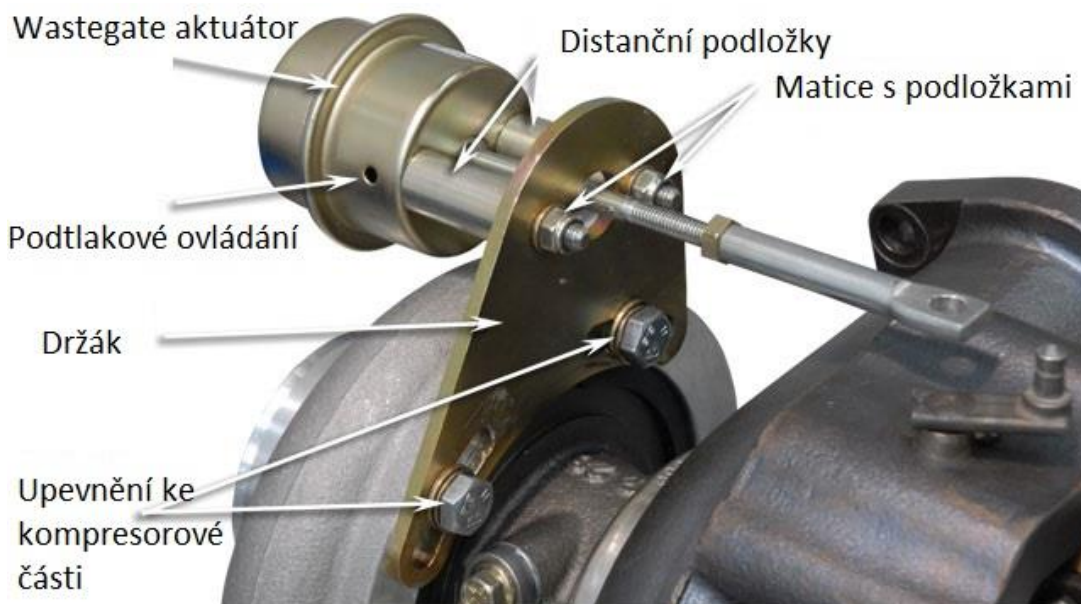
Obrázek 3.5: Kompresorová mapa turbodmychadla Garrett GT3076R [13]

3.2.5 Regulace turbodmychadla pomocí Wastegate

Wastegate, neboli obtokový ventil má za úkol odklánět výfukové plyny proudící vstupem turbodmychadla k turbínovému kolu za výstup z turbodmychadla. Tím redukuje množství výfukových plynů procházejících turbodmychadlem a velikost energie, která roztáčí turbínové kolo. Tím omezuje také otáčky a maximální plnicí tlak turbodmychadla. Toto zařízení udržuje maximální plnicí tlak turbodmychadla na nastavené hodnotě a snižuje tak riziko zničení turbodmychadla i motoru.

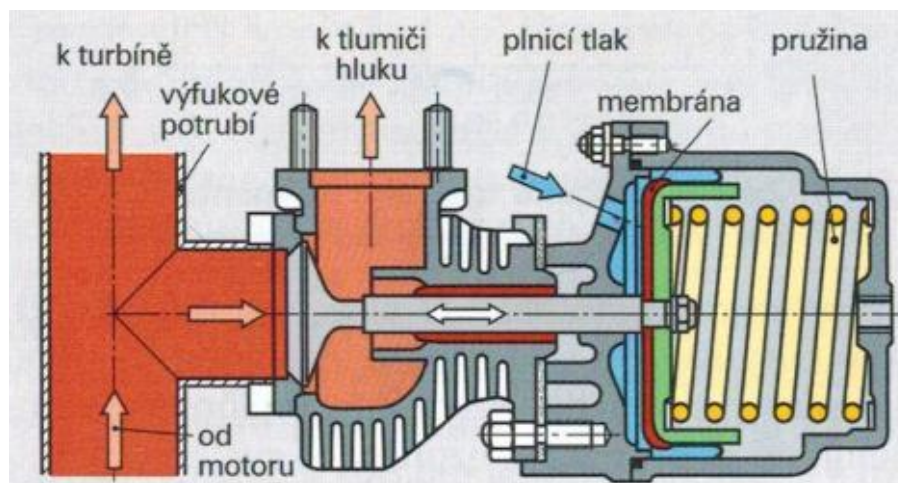
Existují dva typy:

- Interní wastegate je přímo součástí turbodmychadla. Ve výfukové části se nachází kruhový otvor pro odtok plynů a klapka, pomocí které se reguluje množství obtékajících plynů. Klapka je přes páku připojena k regulačnímu ventilu turbodmychadla tzv. wastegate aktuátoru, který pneumaticky ovládá její otevření a zavření. Při otevření obtokové klapky, výfukové plyny odchází stejným výstupem jako výfukové plyny proudící přes turbínové kolo. Systém otevírání interního wastegate je zobrazen na obrázku 3.6.



Obrázek 3.6: Systém otevírání interního wastegate [12]

- Externí wastegate je zařízení, které se montuje na přímo na přírubu výfukových svodů. Zařízení pracuje na stejném principu jako interní wastegate. Ve výchozím stavu je ventil uzavřený a všechny výfukové plyny proudí do turbodmychadla. Po dosažení určitého plnicího tlaku, přetlak působící na membránu přetlačí pružinu, obtokový ventil se otevře a výfukové plyny se začnou přepouštět za turbodmychadlo. To má za následek zpomalení otáček turbínového a tedy i kompresorového kola, případně setrvání na určitých otáčkách a nastaveném plnicím tlaku. [5] Při jakém plnicím tlaku se začne ventil otevírat, je závislé na síle pružiny. Proto musí být každá pružina určená do wastegate od výrobce kalibrována na určitý tlak, při kterém ventil otevírá. Na obrázku 3.7 je detailně rozkresleno schéma externího wastegate.



Obrázek 3.7: Schéma externího wastegate [5]

Regulace pomocí naklápěcích lopatek (VNT) uvnitř turbínové skříně se u přeplňování zážehových motorů z důvodu velmi vysokých teplot výfukových plynů používá velmi zřídka.

3.2.6 Twinscroll turbodmychadla

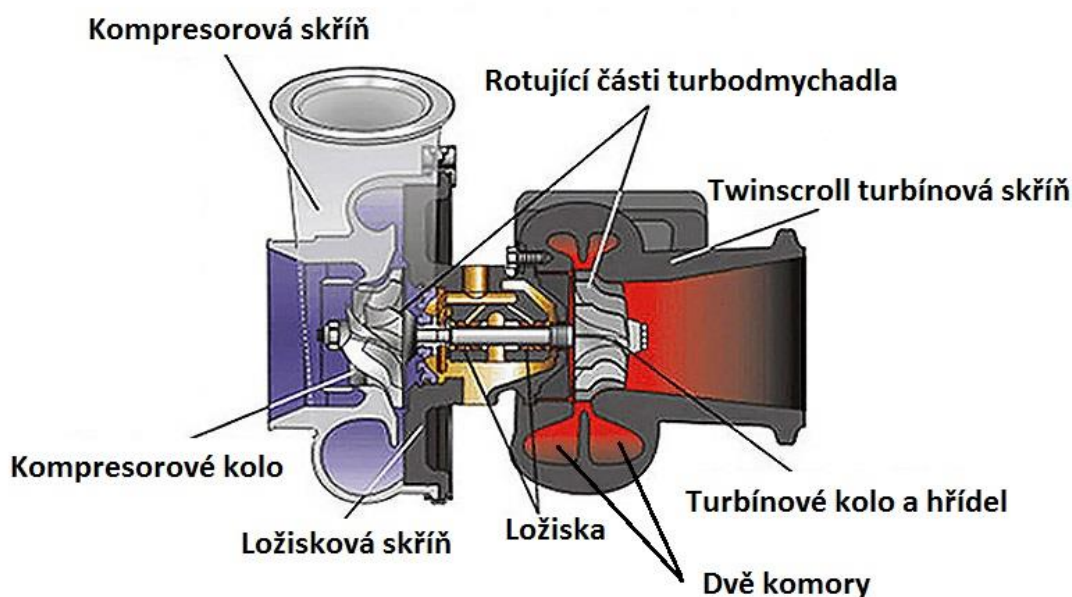
Dle způsobu přivedení výfukových plynů k turbínovému kolu můžeme přeplňování rozdělit na impulsní a rovnotlaké. Při rovnotlakém přeplňování neboli s konstantním (ustáleným) tlakem a teplotou se montují svody se společnou hlavní větví - typu Monoscroll.

Při impulsním přeplňování výfukové plyny proudí k turbíně ve formě tlakových impulsů. To vyžaduje dělené výfukové svody - typu Twinscroll.

Twinscroll je speciální typ turbodmychadla, který má turbínovou skříň (exhaust housing) rozdělen do dvou menších komor namísto jedné velké (Obrázek 3.8). Výhoda tohoto řešení je v tom, že energie výfukových plynů působí na lopatky turbínového kola ve formě tlakových impulsů a díky tomu má turbodmychadlo kratší dobu náběhu a vyšší výkon v nižších otáčkách.

Cílem impulsního přepřívání systémem Twinscroll je zachování tlakových a teplotních impulsů, které vznikají při proudění plynů výfukovým ventilem a jejich přivedení do turbíny. Pro twinscroll systém je nezbytné použití speciálních výfukových svodů, které mají oddělené větve do dvou sekcí tak, aby se tlakové a teplotní pulzy od jednotlivých válců vzájemně nerušily a neinterferovaly. Nezbytné také je, aby všechny výfukové větve byly stejně dlouhé, z důvodu rovnoměrnosti načasování impulsů.

Např. u řadového šestiválce s pořadím zapalování 1-5-3-6-2-4 musí být výfukové větve rozděleny pro válce 1-2-3 a 4-5-6. Rozdělení do dvou větví také zlepšuje vyplachování válců, což zvyšuje účinnost motoru. [3]

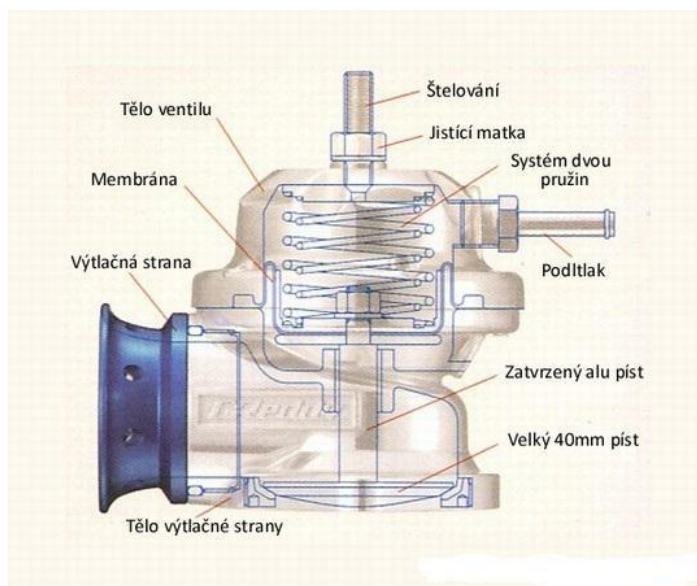


Obrázek 3.8: Twinscroll turbodmychadlo [9]

3.2.7 Regulace tlaku v sání

Pro regulaci tlaku v sání se používá Blow Off Ventil, zkráceně BOV - Při sundání nohy z plynu a zavření škrticí klapky je turbodmychadlo roztočeno a dále se točí setrvačností. Tlak, který kompresor turbodmychadla produkuje, se hromadí v celém sacím potrubí a zarazí se

o škrtecí klapku. Protože stlačený vzduch nemá kudy uniknout, tak dochází k unikání tohoto tlaku, radiálně, proti lopatkám kompresorového kola, turbo začíná brzdit a zahřívá se. BOV je ventil, který odpouští hromadící se tlak mezi kompresorem turbodmychadla a škrtecí klapkou a tak chrání turbo před působením protitlaku, namáhání ložisek a nadměrnému zahřívání. Pracuje na principu pružiny s membránou a pneumaticky ovládaného ventilu. Při zavření škrtecí klapky vzniká před klapkou přetlak a za klapkou podtlak. Na podtlak reaguje BOV a upustí stlačený vzduch do atmosféry. Tento ventil může mít i funkci udržování maximální hodnoty tlaku v sání. Pokud tlak překročí nastavenou hodnotu, ventil se otevírá a upouští nadbytečný tlak do atmosféry. [19] BOV někdy obsahuje šroubový nastavovací mechanismus pro volbu minimálního tlaku pro otevření ventilu. Konstrukci blow off ventilu popisuje obrázek 3.9.



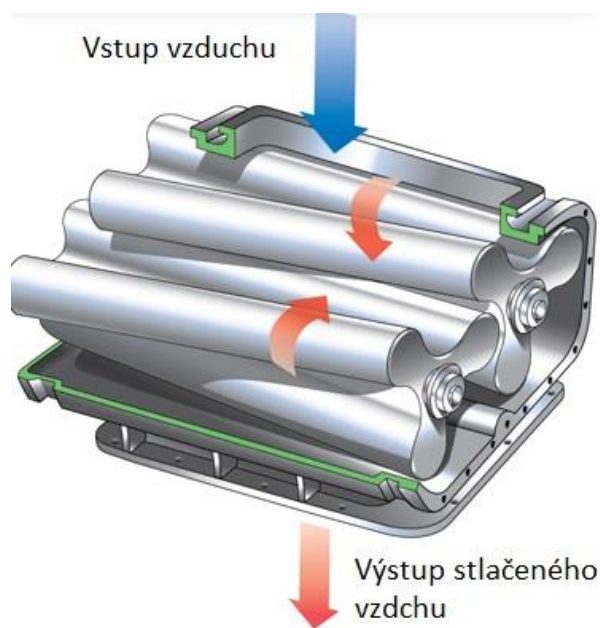
Obrázek 3.9: Blow off ventil a jeho konstrukce [10]

3.3 Přeplňování pomocí mechanických dmychadel (kompresorů)

Mechanické přeplňování je na rozdíl od turbodmychadla poháněného výfukovými plyny, poháněno mechanicky od klikové hřídele, zpravidla pomocí řemene. Odebírá tak část mechanické energie, ale díky přímé mechanické vazbě netrpí prodlevou a dodávka stlačeného vzduchu je okamžitá. Chování mechanicky přeplňovaného motoru odpovídá motoru s atmosférickým plněním. Kompresory jsou většinou mazány samočinně, nepotřebují přímé připojení k mazacímu okruhu motoru. Nevýhodou může být složitost, typický hluk a menší účinnost oproti turbodmychadlu.

3.3.1 Rootsovo dmyhadlo

Rootsovo dmyhadlo tvoří dva speciálně tvarované rotory, které jsou uloženy v oválné skříni dmyhadla, rovnoběžně vedle sebe. Rotory mohou být buď dvoulamelové, nebo vícelamelové. Tyto rotory jsou opatřeny ozubeným převodem, který zajišťuje jejich přesný pohyb otáčení – proti sobě. Princip je podobný jako např. u zubového hydrogenerátoru, při otáčení rotorů se mění objem prostoru mezi rotory a skříni dmyhadla a způsobuje stlačení vzduchu a následně jeho výtlak ven. To je znázorněno na obrázku 3.10. Jedna z nevýhod Rootsova dmyhadla je nedodržená kontinuita natlakovaného vzduchu na výstupu z kompresoru (vzduch vytlačován v pulzech). Výhodou je plnění již od nízkých otáček. Jedním z nejznámějších výrobců Rootsových dmyhadel je společnost Eaton. Těmito kompresory osazuje automobilka Mercedes a Jaguar jejich přeplňované zážehové motory. [4]



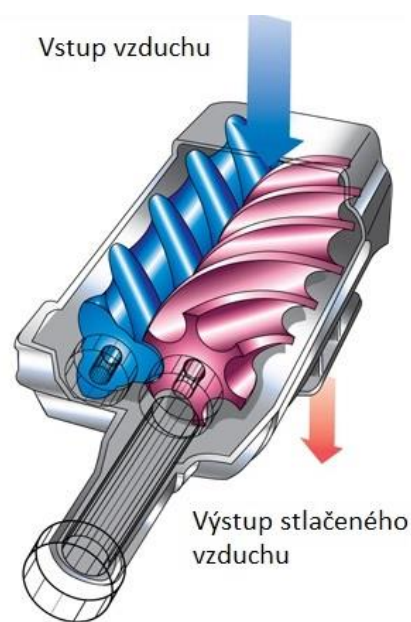
Obrázek 3.10: Rootsovo dmyhadlo [11]

3.3.2 Lysholmovo dmyhadlo

Lysholmovo neboli šroubové dmyhadlo pracuje na podobném principu jako Rootsovo. Hlavní funkci vykonávají dva rotory, které mají tvar šroubovice, jeden se označuje jako hlavní rotor a druhý jako vedlejší rotor. Speciální ozubení hlavního rotoru zapadá při otáčivém pohybu obou rotorů do mezer druhého, vedlejšího rotoru. Nejprve probíhá nasátí vzduchu do mezery mezi šroubovice, kde se vlivem rotace rotorů a zmenšování tohoto

prostoru při postupu šroubovicí vzduch stlačuje a poté je vytlačen. Tento již stlačený vzduch se posune ve šroubovici a cyklus se opakuje znovu, avšak nastává ještě větší stlačení. Po dosažení konce šroubovice odchází výstupní přírubou (obrázek 3.11) buďto rovnou do motoru nebo do mezichladiče stlačeného vzduchu, tzv. Intercooleru.

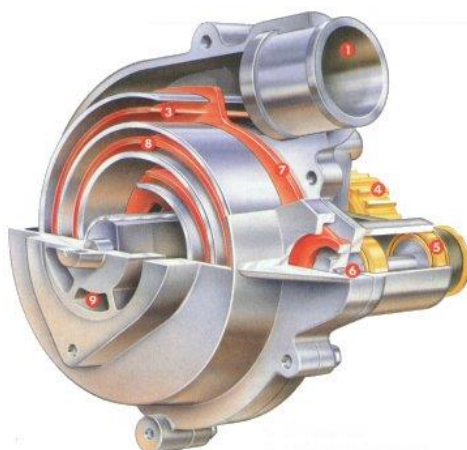
Výhodou jsou vyšší otáčky rotorů, vyšší efektivita a také produkce menšího hluku v porovnání s Rootsovým dmychadlem. Zásadní nevýhodou, která je spojena s klesající oblibou používání tohoto typu dmyhadla při přeplňování automobilů, je náchylnost na zvýšení vůle ve šroubovicích. Při zvětšení vůlí strmě klesá účinnost. V neposlední řadě je nevýhodou také nákladná a složitá výroba. [4]



Obrázek 3.11: Lysholmovo dmyhadlo [11]

3.3.3 G-dmyhadlo

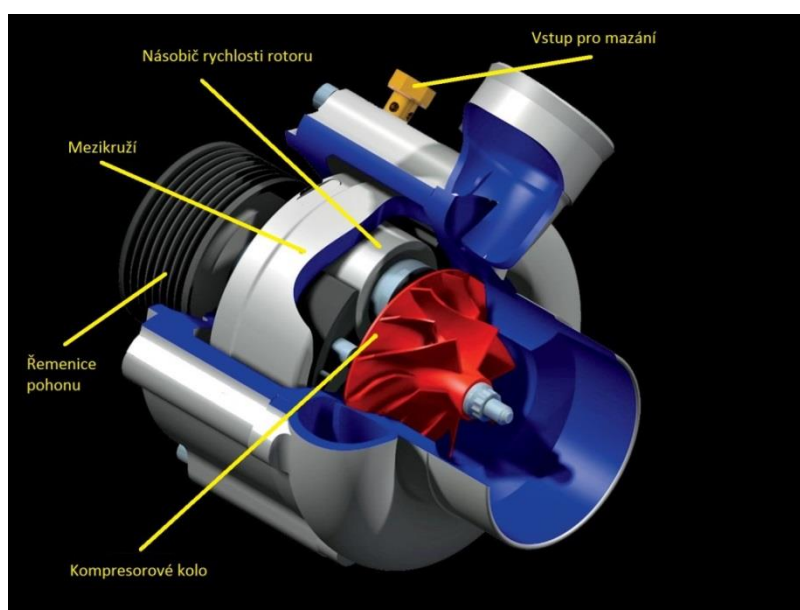
G-dmyhadlo neboli také spirálové dmyhadlo je speciálním typem dmyhadla. Ve skříní tohoto dmyhadla se nachází rotor ve tvaru spirály a samostatná dmyhadlová skříně obsahuje také spirálu, ve které se rotor excentricky otáčí. To můžeme vidět na obrázku 3.12. Tyto spirály dají dohromady prostor, do kterého se z vnější strany nasaje vzduch. Tento prostor je vlivem otáčení zmenšován a vzduch stlačován. Takto stlačovaný vzduch postupuje až do středu spirály, kde se nachází výstup stlačeného vzduchu, odkud už vzduch putuje do motoru. G-dmyhadlo bylo použito např. ve vozech Volkswagen Corrado. [2]



Obrázek 3.12: Řez G-dmychadlem [15]

3.3.4 Rotrex

Rotrex je zařízení, které kombinuje kompresor (podobný kompresorové části turbodmyhadla) s mechanickým pohonem od klikové hřídele (obrázek 3:13). Jelikož se otáčky klikové hřídele spalovacího motoru osobního vozidla pohybují maximálně v řádu tisíců a dmychadlová část potřebuje ke své práci o jeden až o dva řády vyšší otáčky, je uvnitř použit násobič otáček (jednoduchá převodovka). Poté se výstupní otáčky kompresorového kola mohou rovnat otáčkám turbodmyhadla. Výhodou kompresorů Rotrex je vysoká účinnost zařízení (až 98%) jejich vlastní systém olejového mazání a chlazení. Rotrex využívá například automobilka Koenigsegg u supersportovního modelu CCR s výkonem 601 kW. [6]



Obrázek 3.13: Schéma dmyhadla Rotrex [16]

4 NÁVRH ZPŮSOBU PŘEPLŇOVÁNÍ

Návrh přeplňování byl realizován pro vůz BMW E34 525i s motorem s typovým označením M50B25. Jedná se o řadový šestiválec o zdvihovém objemu 2494 cm^3 , se čtyřmi ventily na válec a s řetězovým rozvodem DOHC. V základu motor produkuje 141 kW v 5900 min^{-1} a 245 Nm v 4700 min^{-1} . Vrtání jednotlivých válců je 84 mm a zdvih klikové hřídele 75 mm .

Vozidlo je určené pro sportovní vyžití, hlavně pro automobilový sport zvaný Drifting. Drifting je zjednodušeně řečeno jízda řízeným přetáčivým smykem. Nejčastěji používaná koncepce je vůz s motorem vpředu a poháněnou zadní nápravou osazenou samosvorným nebo uzavřeným diferenciálem. Usnadnění řízeného smyku představuje nízké zatížení hnané nápravy, geometrie podvozku, použité pneumatiky a hlavně vysoký točivý moment přenesený na hnanou nápravu, tedy vysoký výkon motoru. Výkony motorů závodních speciálů tohoto sportu se pohybují nejčastěji okolo hranice 300 kW . Výjimkou však nejsou hodnoty přesahující 600 kW . Právě výkon motoru se u mého vozu stal limitujícím faktorem. Po shromáždění mnoha informací jsem se rozhodl pro zvýšení výkonu pomocí přeplňování turbodmychadlem. Dle zjištěných informací je motor M50B25 velmi vhodný jako základ ke stavbě přeplňování, a to z několika důvodů. Je to velmi spolehlivý motor, je dobře dostupný, má litinový blok a pevné vnitřní části motoru (v mnoha případech dokonce i kované), relativně nízký kompresní poměr (10:1, novější verze M50B25TU pak 10,5:1). U několika podobných staveb sériový motor osazený turbodmychadlem dosahoval výkonu kolem 300 kW , při přetlaku vzduchu $0,15 \text{ MPa}$.

4.1 Výběr a výpočet vhodného turbodmychadla

Maximální efektivní výkon (P_e)	300 kW při 6800 min^{-1}
Zdvihový objem motoru (V_z)	2494 dm^3
Atmosferický tlak (p_{atm})	101 kPa
Plnicí tlak (p_{boost})	210 kPa
Teplota nasávaného vzduchu (T_0)	296 K

Teplota vzduchu po ochlazení v mezichladiči (T) 313 K

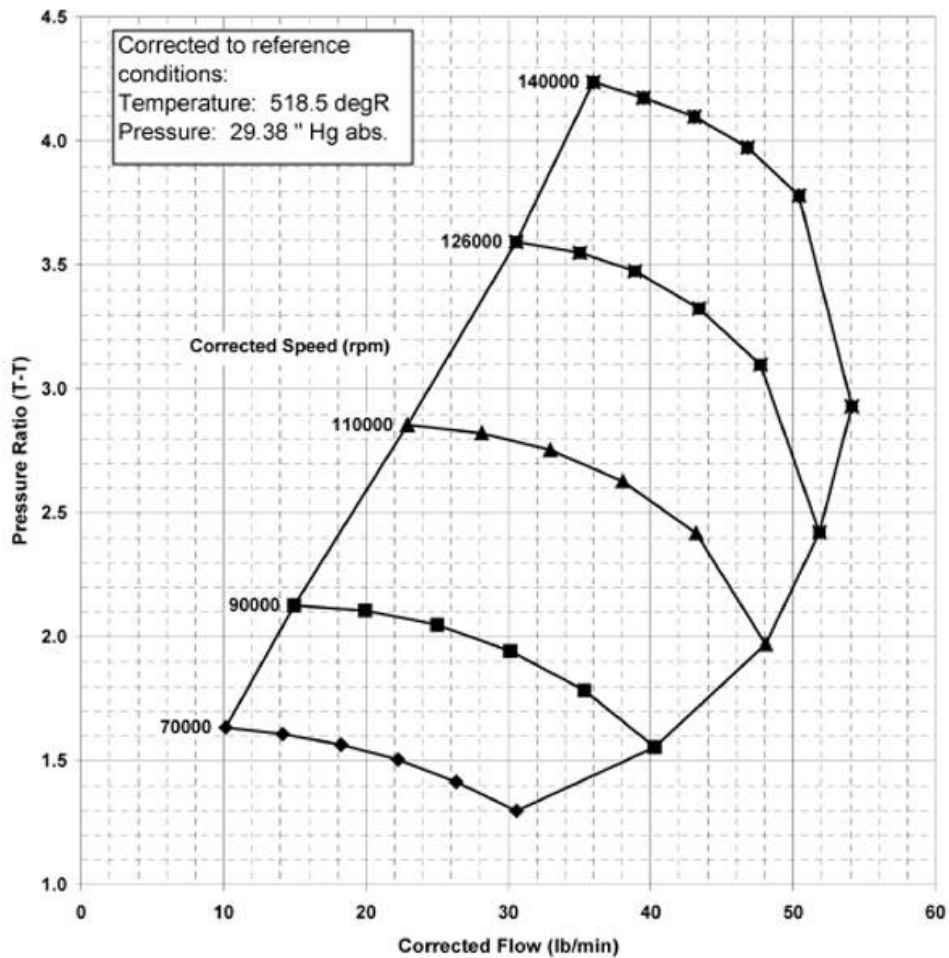
Měrná plynová konstanta vzduchu (r_s) 287,1 J · Kg⁻¹ · K⁻¹

Pro udržení kroku s konkurencí v automobilovém sportu je potřeba mít dostatečný výkon motoru. V případě přeplňovaných motorů vozů pro soutěže v kategorii Drift poslouží přeplňování motoru jedním větším turbodmychadlem, namísto např. použití systému dvou turbodmychadel – systému Biturbo, které se vyznačuje rychlejší odezvou na plynový pedál, tedy rychlejším a plynulejším nárůstem točivého momentu. Výkon bude využíván převážně na vyšší rychlostní stupně a ve vyšších otáčkách motoru tj. nad 4000 min⁻¹.

Na základě lepších vlastností jsem se rozhodl, že použiji turbodmychadlo opatřené systémem Twinscroll, viz kapitola 3.2.6. Dalšími požadavky na turbodmychadlo bylo dosáhnout plnicího tlaku alespoň 0,05 MPa před 4000 min⁻¹ a zároveň mít dostatečně velký A/R poměr turbínové skříně pro případné další zvyšování výkonu v budoucnu.

Zvolil jsem tedy turbodmychadlo Holset HX35 s 12cm² výfukovou skříní, s poměrem A/R 0,63 a s funkcí Twinscroll. Toto turbodmychadlo se montovalo primárně do amerických vozů Dodge RAM s motory Cummins 5.9L Diesel a také do menších dieselových nákladních vozů DAF a Iveco. I přes jejich sériové osazení pouze v dieselových aplikacích, je toto turbo odolné a ověřené pro použití u zážehových motorů.

S turbodmychadlem Holset HX35 v kombinaci s motorem BMW M50B25 by mělo být možné dosáhnout výkonů nad 250 kW, vše s ohledem na plnicí tlak a výsledné naladění motoru.



Obrázek 4.1: Kompresorová mapa Holset HX35 [17]

- Tlakový poměr kompresoru turbodmychadla (osa y) – poměr mezi maximálním plnicím tlakem a tlakem na vstupu do kompresoru. V našem případě budeme uvažovat, že atmosférický tlak (p_{atm}) v okolí je 101 kPa. Maximální plnicí tlak (p_{boost}) je 210 kPa. Ztráty tlaku, způsobené průtokem vzduchu přes sací filtr a intercooler v našem výpočtu zanedbáme. Poměr bude vypadat následovně:

$$\Pi = \frac{p_{boost}}{p_{atm}} \quad (4.1)$$

- Redukovaný hmotnostní tok kompresoru turbodmyhadla (osa x) – množství vzduchu, které proteče kompresorem turbodmyhadla za jednotku času. Výrobce Holset nepoužívá u svých kompresorových map jednotky kg/min tudíž je nutno pracovat s přepočtem na lb/min. Přepočet je: 1 kg/min = 2,20462442018378 lb/min.

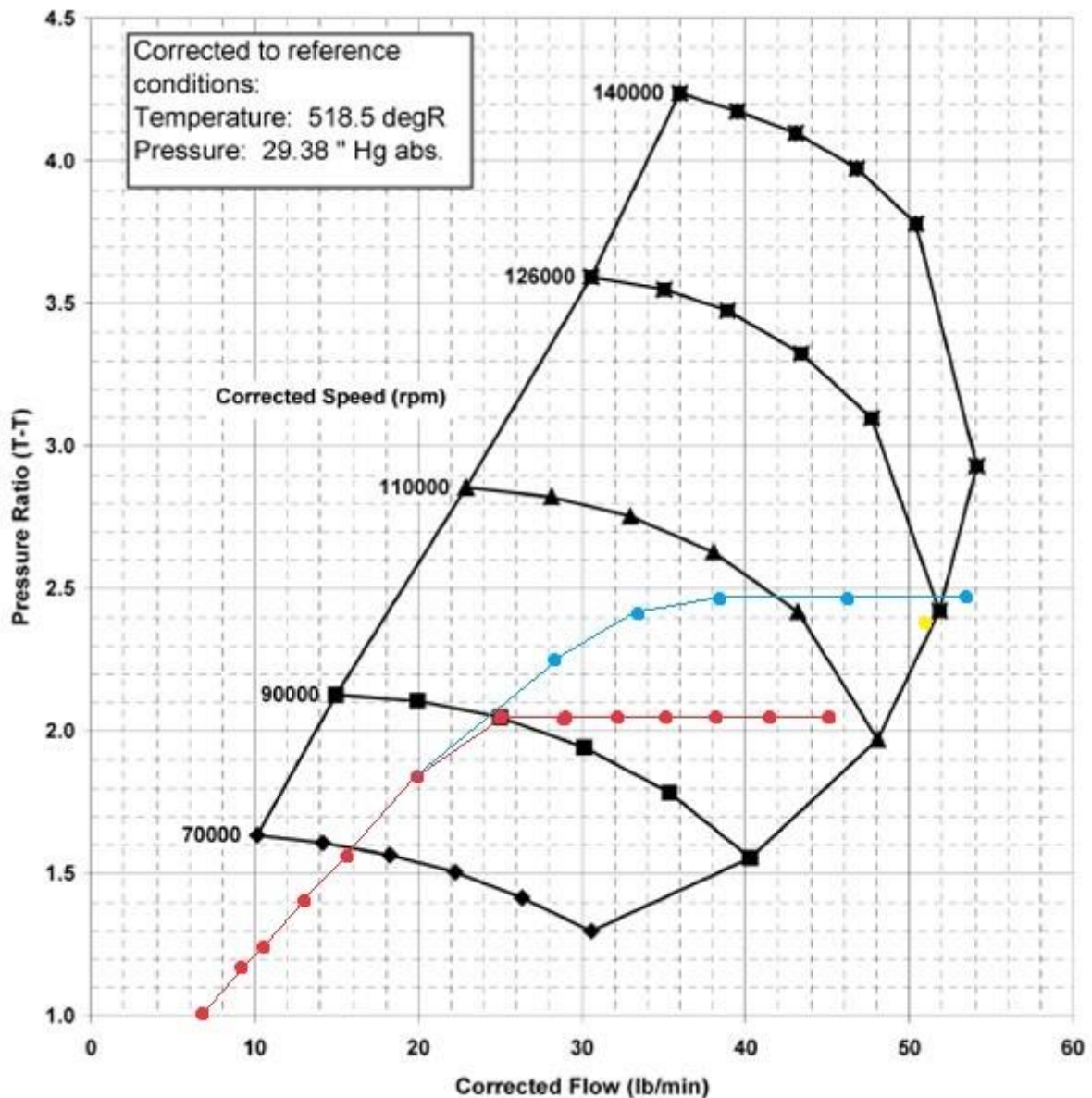
$$m_{kred} = Vz \cdot \frac{n_m}{2} \cdot \rho_s \quad (4.2)$$

Pro výpočet redukovaného hmotnostního toku bylo nejdříve nutno spočítat hustotu plnicího vzduchu ρ_s dle rovnice (3.5) pro hodnoty plnicího tlaku uvedeného v tabulce 4.1. Zvolené otáčky v tabulce odpovídají skutečnému plnicímu tlaku v sání, na zařazený čtvrtý rychlostní stupeň. Hodnoty jsou vypočteny podle dat zaznamenaných během dynamického měření na dynamometru.

Otáčky n_m [min ⁻¹]	Plnicí tlak p_{boost} [kPa]	Tlakový poměr Π [·] osa y v kompresorové mapě	Hustota plnicího vzduchu ρ_s [kg/m ³]	Redukovaný hmotnostní tok m_{kred} [kg/min]	Redukovaný hmotnostní tok m_{kred} [lb/min] osa x v kompresorové mapě
2000	105	1,0396	1,1685	2,9141	6,4246
2500	120	1,1881	1,3354	4,163	9,1779
2750	126	1,2475	1,4021	4,8083	10,6005
3000	143	1,4158	1,5913	5,9531	13,1244
3250	159	1,5743	1,7694	7,1708	15,809
3500	186	1,8416	2,0698	9,0338	19,9161
4000	210	2,0792	2,3369	11,6565	25,6982
4500	210	2,0792	2,3369	13,1136	28,9105
5000	210	2,0792	2,3369	14,5706	32,1228
5500	210	2,0792	2,3369	16,0277	35,335
6000	210	2,0792	2,3369	17,4848	38,5473
6500	210	2,0792	2,3369	18,9418	41,7596
7000	210	2,0792	2,3369	20,3989	44,9719

Tabulka 4.1: Vypočítané hodnoty pro vnesení do kompresorové mapy

4.2 Vynesení výsledků do kompresorové mapy



Obrázek 4.2: Kompresorová mapa turbodmychadla s vnesenými výsledky

Spočítané hodnoty z tabulky 4.1 byly vyneseny do kompresorové mapy turbodmychadla.

Hodnoty a závislost vynesená v kompresorové mapě označené červenou barvou nám znázorňují reálné hodnoty kompresorové části turbodmychadla při maximálním plnicím tlaku 210 kPa a maximálních otáčkách motoru 7000 min^{-1} . Z obrázku lze dobře vyčíst, že turbodmychadlo je navrženo pro vyšší plnicí tlaky a v našem případě jeho hlavní potenciál zůstává nevyužit.

Proto jsem vypočítal další hodnoty při maximálním plnicím tlaku 250 kPa a uvedl je v tabulce 4.2. V závislosti na obrázku 4.2 jsou označeny modrou barvou. Na grafu lze vidět, že při

otáčkách motoru 7000 min^{-1} , bychom se dostali za hodnotu maximálního průtočného množství vzduchu kompresorem, což by znamenalo nadměrné namáhání turbodmychadla, proto je žádoucí snížit plnicí tlak na hodnotu pod 240 kPa, (žlutý bod), aby tomu bylo zabráněno.

Otáčky n_m [min^{-1}]	Plnicí tlak p_{boost} [kPa]	Tlakový poměr Π [·] osa y v kompresorové mapě	Hustota plnicího vzduchu ρ_c [kg/m^3]	Redukovaný hmotnostní tok m_{kred} [kg/min]	Redukovaný hmotnostní tok m_{kred} [lb/min] osa x v kompresorové mapě
4000	230	2,2772	2,5595	12,7666	28,1457
4500	245	2,4257	2,7264	15,2992	33,7289
5000	250	2,4752	2,7820	17,3460	38,2414
6000	250	2,4752	2,7820	20,8152	45,8897
7000	250	2,4752	2,7820	24,2844	53,5379

Tabulka 4.2: Vypočítané hodnoty kompresorové mapy pro maximální plnicí tlak turbodmychadla 250 kPa

5 MODIFIKACE VOZIDLA

5.1 Okruh mazání motoru

Jelikož turbodmychadlo musí být mazáno z externího zdroje, bylo nutné upravit stávající mazací okruh motoru, právě pro mazání turbodmychadla. Z důvodu extrémního zatížení motoru bylo nevyhnutelné navrhnout olejové chlazení motoru a také začít sledovat teplotu a tlak oleje v motoru.

K výstupní mazací větvi již přefiltrovaného oleje z domku olejového filtru bylo připojeno dodatečné šroubení, pro mazání turbodmychadla, dále T mezikus pro čidlo tlaku oleje a čidlo teploty oleje pro dodatečné přístroje. Olej k turbodmychadlu je veden teflonovou hadicí s pancéřovým opletem s vnitřním průměrem 6mm, pro tlaky do 50 bar a teploty do 150 °C. Turbodmychadlo je dále opatřeno olejovým restriktorem o vnitřním průměru 2mm, pro snížení průtoku oleje turbodmychadlem. Odvod oleje z turbodmychadla je řešen volným odtokem, hadicí o vnitřním průměru 16mm s ústím do olejové vany.

Při návrhu olejového chlazení, bylo potřeba lehce modifikovat domek olejového filtru a přemostit celý výstup oleje z olejového čerpadla do chladiče, kde je olej chlazen a z chladiče proudí zpět do domku olejového filtru, pro přefiltrování. Poté je teprve rozváděn na původní mazací místa v motoru. Olejový chladič byl použit z vozu Opel Omega B 2.5 TD, společně s externím olejovým termostatem Behr a teflonovými hadicemi s opletem o vnitřním průměru 12mm.

5.2 Návrh a výroba výfukového systému

Výfukové svody jsem zhotovil zcela dle svého návrhu, viz obrázek 5.1. Mezi mé požadavky patřila:

- velká robustnost
- vysoká pevnost celku
- stejná délka jednotlivých větví
- rozdělení jednotlivých větví do dvou hlavních kolektorů (pro zachování dokonalé funkce twinscroll).



Obrázek 5.1: Výfukové svody s turbodmychadlem Holset HX35 a externím wastegate

Výfukovou přírubu k hlavě válců a příruby k turbodmychadlu jsem po změření navrhl a nakreslil v programu SolidWorks 2013, a ty si poté nechal zhotovit na zakázku vypálením na CNC laseru z oceli, třídy 11375. Trubky a kruhové oblouky pro výrobu svodů jsem zvolil z oceli třídy 11353, o průměru 48,2 mm a 60,2 mm s ohledem na pořizovací náklady, velkou pevnost a dobrou svařitelnost. Vše bylo svařeno technologií MAG pomocí poloautomatického

svařovacího stroje Alfa-in 160A v ochranné atmosféře plynu CO₂. Na povrchovou úpravu byla použita žáruvzdorná barva ve spreji do 900 °C.

Výfukový systém musel být upraven pro odvod většího objemu spalin a rychlejší tok výfukových plynů. Výfukové potrubí se dělí na tři části a celé je vyrobeno z nerezů třídy 17 240 o průměru 76 mm a tloušťce stěny 2 mm. Spoje mezi jednotlivými díly výfuku jsou řešeny buď sponou typu V-band, či plochou šroubovou přírubou s těsněním.

V prvním dílu výfuku je umístěna širokospektrální lambda sonda pro kontrolu směšovacího poměru. V budoucnu zde bude osazena další sonda, a to senzor teploty výfukových plynů motoru. Dále následuje středový díl a koncový díl, osazený plně průchozím tlumičem výfuku.

5.3 Regulace turbodmychadla – externí wastegate

Jelikož turbodmychadlo Holset HX35 není opatřeno interním wastegate, ani geometrií naklápění lopatek, byla nutnost použít externí wastegate. Byl tedy zvolen externí wastegate o velikosti 35 mm s nastavovací pružinou na přetlak 0,8 baru. Výsledného plnicího tlaku bylo dosaženo použitím tzv. MBC (Manual boost controller), tedy manuálním regulátorem plnicího tlaku.

5.4 Palivový systém

Jelikož se zvýšenou dodávkou vzduchu do motoru bylo třeba dodat adekvátní množství paliva pro zachování zvoleného stechiometrického poměru, bylo nezbytné udělat několik změn v palivovém systému a nahradit některé komponenty silnějšími. Protože bude vozidlo provozováno na etanol e85, bylo nutné, aby zvolené komponenty byly chemicky odolné proti působení jak etanolu e85, tak benzínu.

5.4.1 Volba Paliva

Použitý motor BMW M50B25 má pro přeplňování vcelku vysoký kompresní poměr a při použití obyčejného benzínu BA 95 či 100 oktanového benzínu by nemusel být využit celý jeho potenciál a dodržen záměr této stavby. Z tohoto důvodu bylo zvoleno palivo s obchodním názvem Etanol E85. Toto palivo tvoří ze 70% – 90% bioetanol, zbývající část je

tvořena benzínem. Poměr etanolu a benzínu se liší v závislosti na ročním období, kdy v zimních obdobích bývá podíl benzínu vyšší, kvůli lepší startovatelnosti.

Etanol E85 dosahuje oktanového čísla přibližně 104. Z důvodu vyššího oktanového čísla je zde menší riziko detonačního hoření, což umožňuje nastavení většího předstihu zážehu a tím i mírného navýšení výsledného výkonu. Významně vyšší výparné teplo etanolu oproti klasickému benzínu způsobuje, že teplota nasávané směsi je u etanolu nižší a zajistí se tak lepší plnění válců a ochlazování spalovacího prostoru. Nevýhoda spočívá ovšem v již zmíněné horší startovatelnosti v zimních měsících.

Parametr	BA 95	Ethanol E100	E85
Obsah etanolu (% obj.)	max. 5	100	70 – 90
Hustota při 15 °C (kg.m ⁻³)	720-775	794	787,4
Výhřevnost (MJ.kg ⁻¹)	46,4	28,6	29,1
Obj. výhřevnost (kWh.l ⁻¹)	cca 9,1	5,9	6,3 – 7,0
Výparné teplo (kJ.kg ⁻¹)	290	904	816
Stechiometrický poměr (kg.kg ⁻¹)	14,7	9,0	9,83
Obsah kyslíku (% hm.)	max. 2,7	34,7	25 - 30
Oktanové číslo VM	min. 95	108	cca 104

Tabulka 5.1: Porovnání parametrů paliv BA95, E85 a čistého Etanolu

V tabulce 5.1 si můžeme všimnout, že Etanol E85 má výrazně nižší výhřevnost než benzín BA95. Při zachování ideálního stechiometrického poměru Etanolu E85 se vzduchem však musí být do válce dopravena přibližně o 50 % vyšší dávka paliva než v případně směsi BA95 a vzduchu (rovnice 5.1). To znamená, že výsledná směs E85 má podobnou hodnotu výhřevnosti jako BA95 (rovnice 5.2).

$$\frac{\text{Stechiometrický poměr BA95}}{\text{Stechiometrický poměr E85}} = \frac{14,7}{9,83} = 1,495 \quad (5.1)$$

$$\text{Výhřevnost} \cdot 1,495 = 29,1 \cdot 1,495 = 43,5 \text{ [MJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \quad (5.2)$$

5.4.2 Vstřikovací ventily

Volba vhodných vstřikovacích ventilů závisí na několika faktorech, které jsou uvedeny v následující rovnici:

$$\frac{\text{Průtok vstřikovače [cm}^3 \cdot \text{min}^{-1}\text{]} \cdot \text{počet vstřikovačů} \cdot \text{duty cycle vstřikovače}}{\text{Výkon motoru [kW]} \cdot 1,36 \cdot \text{B.S.F.C} \cdot 10,5 \cdot 1,3} \quad (5.3)$$

- Požadovaný výkon motoru – v našem případě 300 kW
- B.S.F.C – Brake Specific Fuel Consumption – udává nám měrnou spotřebu paliva na jednotku výkonu – u přeplňovaných motorů turbodmychadlem je udávána kolem 0,6
- 10,5 – přepočtu z lb/h⁻¹ na cm³/min⁻¹
- 1,3 – přepočet provozu motoru na Etanol E85, namísto klasického benzínu BA95
- 1,36 – přepočet jednotky výkonu z kW na hp (koňská síla)
- Počet vstřikovačů: 6
- Duty cycle vstřikovačů, udává se bezpečná hodnota okolo 85% - tedy hodnota 0,85

Požadovaný průtok vstřikovače:

$$\frac{300 \cdot 1,36 \cdot 0,6 \cdot 10,5 \cdot 1,3}{6 \cdot 0,85} = 655,2 \text{ cm}^3/\text{min} \quad (5.4)$$

Vstřikovací ventily jsem zvolil Siemens DEKA 630, které dle výrobce mají při tlaku paliva 300 kPa udávaný průtok paliva 630 cm³/min. Ovšem palivový regulátor na vozidlech BMW je nastavený na hodnotě 350 kPa, a proto se musí tato hodnota přepočítat.


$$\sqrt{\frac{\text{New Pressure}}{\text{Old Pressure}}} \times \text{Old_Flow_Rate} = \text{New_Flow_Rate}$$

Obrázek 5.2: Vzorec pro výpočet průtoku vstřikovače [18]

$$\text{Aktuální průtok vstřikovače} = \sqrt{\frac{350}{300}} \cdot 630 = 680,5 \text{ cm}^3/\text{min} \quad (5.5)$$

Tyto vstřikovací ventily jsou pro dané řešení dostačující, při dalším zvyšování výkonu je však nutné vyměnit vstřikovací ventily za ventily s vyšším průtokem nebo dodatečně zvýšit tlak paliva, či duty cycle. [18]

5.4.3 Palivové čerpadlo

Z důvodu zvýšených nároků na dodávku paliva k palivové liště bylo třeba nainstalovat i silnější palivové čerpadlo s vyšším průtokem paliva. Sériově montované čerpadlo má průtok $130 \text{ dm}^3/\text{h}$ a dokáže dodávat palivo motoru o výkonu pouze do 200 kW. Zvolil jsem tedy náhradu v podobě japonského palivového čerpadla značky Kemso, s průtokem $340 \text{ dm}^3/\text{h}$, které by mělo být schopné spolehlivě zásobovat palivem motor až o výkonu 600 kW. Toto palivové čerpadlo je ponorné, interní, tedy uložené přímo v palivové nádrži a je vhodné jak pro benzín, tak i etanolové směsi.



Obrázek 5.3: Palivové čerpadlo Kemso $340 \text{ dm}^3/\text{h}$

5.5 Mezichladič stlačeného vzduchu a vedení vzduchu

Volba vhodného intercooleru se odvíjela hlavně dle omezeného prostoru v přední části vozu. Intercooler byl zvolen celohliníkový, od firmy Fmic. Tento model je, dle informací od výrobce, vhodný pro dosažení výkonu až 500 kW. Se svými rozměry $650 \times 450 \times 100 \text{ mm}$ a vstupní a výstupní přírubou o průměru 63 mm dosahuje vysokého chladicího výkonu.

Pro vedení vzduchu z turbodmychadla do intercooleru bylo zvoleno hliníkové potrubí o průřezu taktéž 63 mm a spoje byly realizovány silikonovými spojkami spolu s kovovými T stahovacími sponami. Pro vedení vzduchu z intercooleru ke škrticí klapce motoru bylo zvoleno stejné potrubí, včetně spojek a sponek, a navíc před škrticí klapkou byl do série instalován BOV.

5.6 Blow off ventil

Blow off ventil byl zvolen sekvenční od výrobce HKS SSQ IV. Tento ventil je nenastavitelný a má odfuk přebytečného vzduchu přímo do atmosféry. Pro správnou funkci je zdroj podtlaku vzat z výstupu ze sání za škrťací klapkou.

5.7 Řízení motoru

Vzhledem k zásadním změnám v koncepci motoru nebylo možné zachovat stávající řídicí systém Bosch Motronic, ten byl proto nahrazen programovatelnou řídicí jednotkou kDFi M50 PNP, která je určená přímo pro úpravy motorů BMW M50B25. Zkratka PNP (plug and play) znamená, že jednotka je osazena stejným konektorem jako originální systém, takže není potřeba provádět změny na kabeláži motoru. Tato řídicí jednotka má tabulky pro naladění směsi (VE table), ideálního směšovacího poměru vzduchu a paliva (AFR table) a tabulku pro naladění předstihu zapalování (Ignition table). Řídicí jednotku je možno připojit pomocí USB kabelu k počítači a provádět tak on-line ladění v programu Tuner Studio.

5.8 Pohonné ústrojí

Pohonné ústrojí se skládá ze sériově osazované pětistupňové převodovky ZF SD5 250G, spojené s uzamčeným diferenciálem, upraveným na drifting s poměrem 3,23. V tabulce 5.2 jsou uvedeny jednotlivé převodové poměry této převodovky, které byly využity i při zadávání údajů o voze do řídicího programu válcové zkušebny.

Model	525i (1989-1990)	525i (1991-1992)	525i (1992-1995)	535i (1989-1993)	530i (1994-1995)	540i (1994-1995)
Type	Getrag 260/5	S5D 310Z (up to 7-92)	S5D 250 G (from 7-92)	260/6	S5D 310Z	S6S 560G
Gear ratios						
1st	3.84	4.20	4.20	3.83	4.20	4.23
2nd	2.20	2.49	2.49	2.20	2.49	2.51
3rd	1.39	1.66	1.66	1.40	1.67	1.67
4th	1.00	1.24	1.24	1.00	1.24	1.23
5th	0.81	1.00	1.00	0.81	1.00	1.00
6th	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	0.83
Reverse	2.09	3.89	3.89	3.46	3.89	3.75

Differential ratio 3.23

Tabulka 5.2: Délka převodových stupňů jednotlivých modelů vozu BMW E34

5.9 Spojka

Jelikož sériová spojková sada s dvoumotovým setrvačником, 228 mm spojkovou lamelou a přítlačným talířem firmy Luk byla nedostatečná, bylo potřeba zvolit vhodnou náhradu, která by dokázala přenést více než dvojnásobný výkon a točivý moment na kola vozu. Zvolil jsem tedy spojkovou sadu od firmy Renovak, vyráběnou na zakázku (obrázek 5.4). Tato spojková sada byla testována na přenos točivého momentu až 600 Nm. Hlavní změnou byla pěti-segmentová, neodpružená, kovo-keramická lamela, která má vyšší součinitel smykového tření než lamela standardní. Přítlačný talíř, dvoumotý setrvačník a spojkové ložisko zůstalo beze změny.



Obrázek 5.4: Spojková sada, schopná přenést větší točivý moment

6 EXPERIMENT NA VÁLCOVÉM DYNAMOMETRU

6.1 Parametry válcového dynamometru

Základní mechanické vlastnosti dynamometru MEZ 4VDM E120-D

Max. zkušební rychlost [km.h ⁻¹]	200	
Max. výkon na nápravu [kW]	240	
Max. hmotnost na nápravu [kg]	2000	
Průměr válců [m]	1,2	
Šířka válců [mm]	600	
Mezera mezi válci [mm]	900	
Povrch válců	zdrsnění RAA 1,6	
Setrvačná hmotnost válců (každá náprava) [kg]	1130	
Min. rozvor [mm]	2000	
Max. rozvor [mm]	3500	
Zatížitelnost krytí		
	v místě jízdy [kg]	2000
	v místě chůze [kg]	500
Tlakový vzduch [bar]	min. 4	
Rozsah měření rychlosti [km.h ⁻¹]	0 - 200	
Rozsah měření sil [kN]	4x 0 - 5	
Přesnost měření rychlosti [km.h ⁻¹]	± 0,05	
Přesnost měření sil [%]	± 1,5	
Přesnost regulace rychlosti [%]	± 1,5	
Přesnost regulace síly [%]	± 2,5	

Obrázek 6.1: Mechanické vlastnosti dynamometru MEZ 4VDM E120-D

6.2 Metodika měření

Aby bylo měření na válcové zkušebně jasně identifikovatelné a opakovatelné, musí být do protokolu zadány parametry vozu a okrajové podmínky měření (atmosférický tlak, vlhkost, teplota nasávaného vzduchu a další). Jelikož na válcovém dynamometru je měřen výkon na kolech vozidla, je potřeba znát převodové poměry a otáčky motoru, aby mohl být dopočítán výkon motoru. Proto měření začíná kalibrací otáčkoměru, kdy se při jízdě na zvolený převodový stupeň, na kterém se bude měřit výkon, kalibruje rychlost válců zkušebny s otáčkami motoru, s minimálním zatížením, aby nedocházelo ke skluzu.



Obrázek 6.2: Upevnění vozu na válcové zkušebně

Jelikož je válcová zkušebna Mendelovy univerzity vybavena monoválcovým uspořádáním vozidlového dynamometru (kola vozu stojí na vrcholcích válců průměru 1,2 m), je nutné vozidlo na zkušebně ukotvit tak, aby bylo zamezeno pohybu v podélné i příčné ose vozu (obrázek 6.2).

Před samotným měřením výkonu je třeba jak vozidlo, tak zkušebnu prohřát na provozní teplotu. Kontrola prohřátí se provádí pomocí kalibrace pro statickou zkoušku, kdy se měří ztráty v pohonném ústrojí vozidla a zkušebně v rozsahu rychlostí, ve kterých bude měřen výkon. Kalibrační měření se opakuje alespoň třikrát tak, aby poslední dvě měření dosahovala totožných hodnot (obrázek 6.3).

Protokol kalibrace pro statické zkoušky výkonu

Zkušebna Br4VDM MEZservis VSETÍN

24

Vozidlo: BMW 525i SPZ: 8B1 3057 Operátor: Ing.Podlipný

Datum: 09:20:36 / 07.02.2017 Rozsah: 20.0 ÷ 160.0 km/h Poznámka:

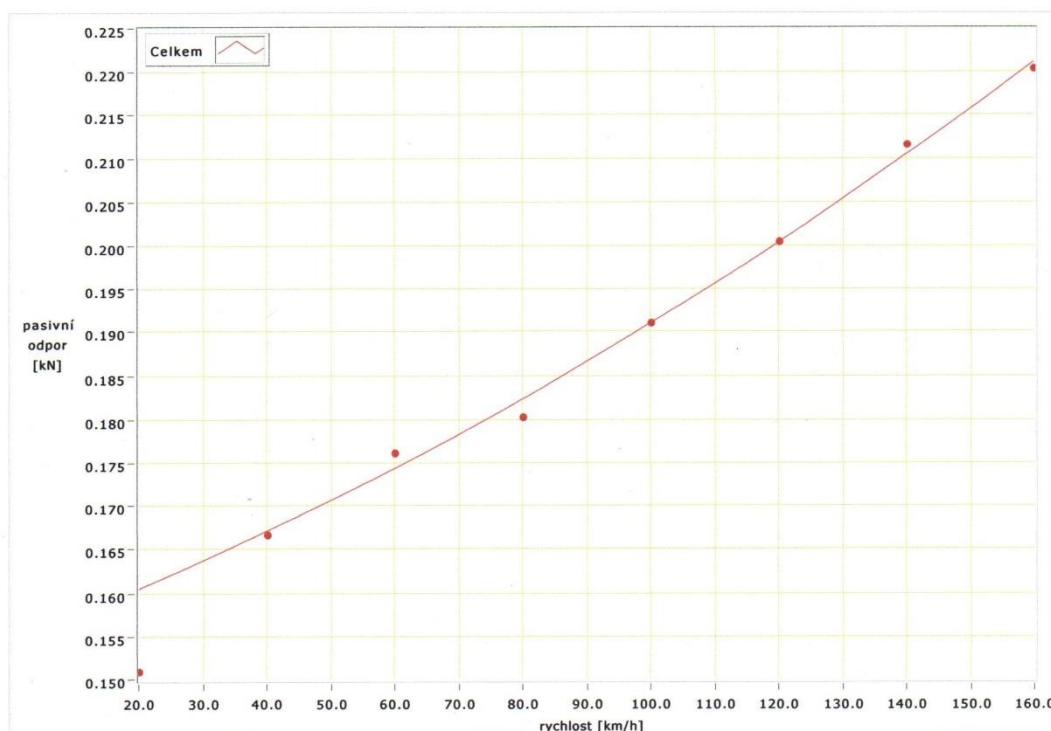
Koeficienty odporu

A 1.546053E-1 kN
B 2.766592E-4 kN/(km/hod)
C 8.728575E-7 kN/(km/hod)²
D 1166.006 kg

Náhon: Zadní

Kalibrace Rolny

LZ	-0.1383	0.9598
PZ	-0.1893	0.9741



Obrázek 6.3: Graf kalibrace pro statické zkoušky

Samotné měření výkonu probíhalo formou dynamické zkoušky, avšak existuje i měření statickou formou. Při dynamické zkoušce jde o měření výkonu na kolech vozidla při zařazeném konstantním rychlostním stupni. Rychlostní stupeň se volí tak, aby se výsledná rychlost otáčení kol vozidla + 3 km/h (přeběh zkušebny) co nejvíce blížila horní povolené hranici rychlosti zkušebny (200 km/h), ale nepřekročila ji. Zároveň se ale musí zvolit takový rychlostní stupeň, aby byly zahrnuty i nejvyšší otáčky motoru.

V mém případě se jednalo o 4 rychlostní stupeň a rozsah měřených otáček 2000 – 6500 min⁻¹, což odpovídá rychlosti 60-195 km/h.

6.3 Dynamická zkouška měření výkonu

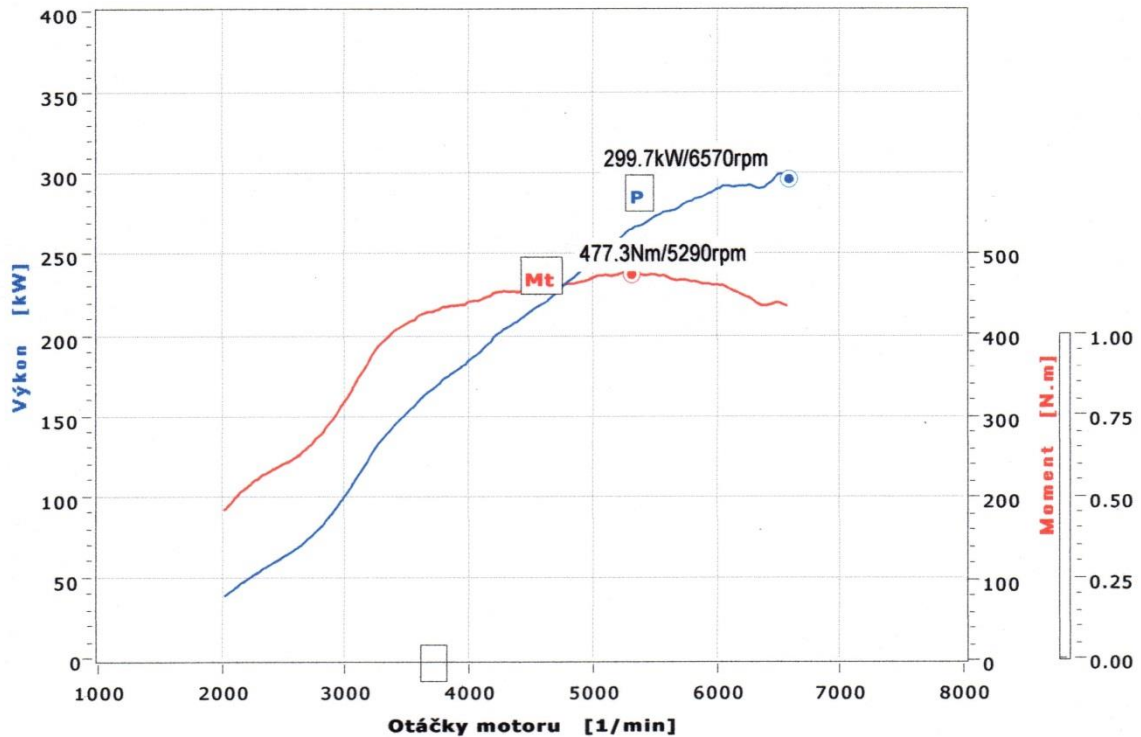
Dynamická zkouška měření výkonu na válcovém dynamometru se skládá z části akcelerační a decelerační.

Při akcelerační části je vozidlo zkušebnou urychleno na rychlost o 5 km/h nižší než je rychlost odpovídající dolním otáčkám měřeného intervalu. Obsluha potom jen zařadí zvolený rychlostní stupeň a sešlápne plynový pedál na podlahu (100% zatížení). Vozidlo pak zrychluje proti momentu setrvačnosti válců zkušebny (ekvivalent 1050 kg na nápravu), popřípadě ještě definované síly z dynamometrů.

Po překročení rychlosti o 3 km/h vyšší než rychlost odpovídající maximálním měřeným otáčkám, je akcelerační část ukončena a začíná část decelerační.

Při deceleraci musí obsluha rychle vyřadit rychlostní stupeň (zařadit neutrál) a poté je vozidlo zpomalováno vlastními odpory v trakci, odpory zkušebny a popřípadě i stejnou silou od dynamometrů, která byla použita při akcelerační části testu. Je-li tento ztrátový výkon sečten s výkonem naměřeným na kolech v akcelerační části, dostaneme výkon motoru.

6.4 Výsledek experimentu



Obrázek 6.4: Výsledek experimentu (závislost výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru)

Při experimentu na válcovém dynamometru byl dosažen maximální výkon motoru 299,7 kW při 6570 min^{-1} a točivý moment 477,3 Nm při 5290 min^{-1} . Oproti původním hodnotám maximálního výkonu 141 kW při 6065 min^{-1} a 238 Nm při 5043 min^{-1} nastalo více než 100% navýšení výkonu. Na obrázku 6.4 je patrné, že od 3500 min^{-1} je dostupný výkon přes 150 kW a točivý moment překračující hodnotu 400 Nm. Na křivce výkonu si lze dále všimnout mírného propadu okolo 6300 min^{-1} . Ten je způsobený zásahem řídicí jednotky do zapalování a vstřikování paliva, z důvodu ochrany proti překročení maximálního plnicího tlaku. Více o problému je popsáno v závěru práce. V příloze jsou přiloženy detailní výsledky z měření.

7 ZÁVĚR

V této práci byla popsána problematika zvyšování výkonu zážehového spalovacího motoru pomocí přeplňování. Bylo navrženo přeplňování původně atmosférického zážehového motoru BMW M50B25 turbodmychadlem Holset HX35. Orientační výpočet přeplňování, nutný pro správnou volbu komponentů navrhovaného systému, byl potvrzen experimentálním měřením na válcovém dynamometru. Dosažené parametry maximálního výkonu motoru 299,7 kW při 6570 min⁻¹ a točivého momentu 477,3 Nm při 5290 min⁻¹ při maximálním plnicím tlaku 200 kPa potvrdily dosažení očekávaných (požadovaných) parametrů.

Měření na válcovém dynamometru ukázalo i drobné nedostatky v návrhu, kdy zvolený externí wastegate nebyl schopen i při plném otevření ventilu dostatečně snížit tok spalin přes turbínu a muselo dojít k elektronickému zásahu řídicí jednotky, aby nebyl překročen maximální povolený plnicí tlak, potažmo nedošlo k přetočení turbodmychadla. To lze vidět i na obrázku 6.4. Pro budoucí bezproblémovou funkci musí být zvolený externí wastegate nahrazen kusem s větším průměrem ventilu, například TiAL Sport V50 s průměrem 50 mm. Ten zajistí lepší obtok spalin.

Po zpětném nahlédnutí do dat získaných během měření na válcovém dynamometru bylo zjištěno také občasné vynechání jiskry zapalovací svíčky, tzv. miss fire. Tento problém by mohla vyřešit výměna zapalovacích svíček za svíčky chladnější s iridiovou střední elektrodou, např. NGK BKR8EIX a sériových zapalovacích cívek za výkonnější zapalovací cívky VAG, např. z vozu Audi TT 2.0 TFSI.

Práce se dá považovat za úspěšnou, protože splnila všechny požadavky, které na ni byly kladeny.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] MACEK, Jan a Vladimír KLIMENT. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001, 206 s. ISBN 80-01-02275-7
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2003, 578 s. ISBN 80-238-8756-4
- [3] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přeplňování spalovacích motorů*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1985, 134 s.
- [4] ZAPLETAL, Miroslav, Karel MIFFEK a Vladimír KLIMENT. *Přeplňování naftových motorů*. 1. vyd. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1966, 242 s.
- [5] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 2. upr. vyd. Praha: Sobotáles, 2002. ISBN 80-85920-83-2
- [6] MILLER, Jay. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch: MN:CarTech, 2008, 160 p. ISBN 978-1-932494-29-7.
- [7] Turbodynamics [online]. 2015 [cit. 2016-03-28]. Dostupné z: <<http://www.turbodynamics.co.uk/technical/understanding-turbochargers>>
- [8] TurboByGarrett [online]. 2017 [cit. 2017-04-10]. Turbine housing A/R and sizing. Dostupné z: <https://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbine_housing_AR_and_housing_sizing>.
- [9] TUNING [online]. 2011 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <<http://www.tuning.sk/dokument-ako-funguje-motor-preplnovany-turbo-atmosfericky-turbosmart>>

- [10] Engine basics [online]. 2008 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <<http://www.enginebasics.com>>
- [11] Mustangforums [online]. 2008 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <<https://mustangforums.com/forum/pipes-boost-and-juice/92444-positive-displacement-supercharger-info.html>>
- [12] Miataturbo [online]. 2012 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <http://www.miataturbo.net/attachments/build-threads-57/60436d1353563612-installing-shanghai-s-kit-tomorrow-help-assemble_wastegate_actuator.jpg>
- [13] Turbomaster [online]. 2010 [cit. 2017-04-10]. GT3076R Dostupné z: <<http://www.turbomaster.info/eng/applications/700382-0012.php>>
- [14] News CAAR [online]. 2012 [cit. 2017-04-10]. Comma Oil & BTN Turbos Working Together . Dostupné z: <<http://news.caar.co.uk/2012/02/why-is-oil-so-important-to.html>>
- [15] Naše Traktory [online]. 2009 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <<http://www.nasetraktory.eu/forum/viewtopic.php?f=6&t=9901>>
- [16] Super street online [online]. 2010 [cit. 2017-04-10]. Rotrex Traction Drive Dostupné z: <<http://www.superstreetonline.com/how-to/aftermarket-parts/modp-0905-rotrex-traction-drive>>
- [17] Muscle Car DIY [online]. 2011 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <<http://www.musclediy.com/performance/choosing-turbo-system-manufacturer-right>>
- [18] RC Fuel Injection [online]. 2008 [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <<https://www.rceng.com/technical.aspx> >
- [19] BELL, Corky. *Maximum boost*. Cambridge, MA: Robert Bentley Automotive Publishers, c1997, vi, 250 p. ISBN 08-376-0160-6.

9 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Obrázek 3.1: Funkce zážehového čtyřdobého motoru přepíňovaného turbodmychadlem [7].	12
Obrázek 3.2: Konstrukce turbodmychadla [14]	13
Obrázek 3.3: A/R turbodmychadla [8]	14
Obrázek 3.4: Turbínová mapa turbodmychadla Garrett GT3076R [13]	16
Obrázek 3.5: Kompresorová mapa turbodmychadla Garrett GT3076R [13]	17
Obrázek 3.6: Systém otevírání interního wastegate [12].....	18
Obrázek 3.7: Schéma externího wastegate [5]	19
Obrázek 3.8: Twinscroll turbodmychadlo [9]	20
Obrázek 3.9: Blow off ventil a jeho konstrukce [10]	21
Obrázek 3.10: Rootsovo dmychadlo [11].....	22
Obrázek 3.11: Lysholmovo dmychadlo [11].....	23
Obrázek 3.12: Řez G-dmychadlem [15].....	24
Obrázek 3.13: Schéma dmychadla Rotrex [16].....	24
Obrázek 4.1: Kompresorová mapa Holset HX35 [17]	27
Obrázek 4.2: Kompresorová mapa turbodmychadla s vynesnými výsledky.....	29
Obrázek 5.1: Výfukové svody s turbodmychadlem Holset HX35 a externím wastegate	31
Obrázek 5.2: Vzorec pro výpočet průtoku vstřikovače [18]	34
Obrázek 5.3: Palivové čerpadlo Kemso 340 dm ³ /h.....	35
Obrázek 5.4: Spojková sada, schopná přenést větší točivý moment.....	37
Obrázek 6.1: Mechanické vlastnosti dynamometru MEZ 4VDM E120-D	38
Obrázek 6.2: Upevnění vozu na válcové zkušebně	39
Obrázek 6.3: Graf kalibrace pro statické zkoušky.....	40
Obrázek 6.4: Výsledek experimentu (závislost výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru)	42
Tabulka 4.1: Vypočítané hodnoty pro vynesení do kompresorové mapy	28
Tabulka 4.2: Vypočítané hodnoty kompresorové mapy pro maximální plnicí tlak turbodmychadla 250 kPa	30
Tabulka 5.1: Porovnání parametrů paliv BA95, E85 a čistého etanolu	33
Tabulka 5.2: Délka převodových stupňů jednotlivých modelů vozu BMW E34.....	36

10 PŘÍLOHY

Seznam příloh:

Příloha 1: Průběh výkonu a točivého momentu sériového motoru BMW M50B25

Příloha 2: Průběh výkonu a točivého momentu motoru BMW M50B25 přeplňovaného turbodmychadlem Holset HX35 s plnicím tlakem 200 kPa

Jmeno:

Vozidlo:

BMW E34 525i

Teplota okolí:

Datum:

28.9.2013 12:02:24

Teplota sani:

13,1°C

Tlak vzduchu :

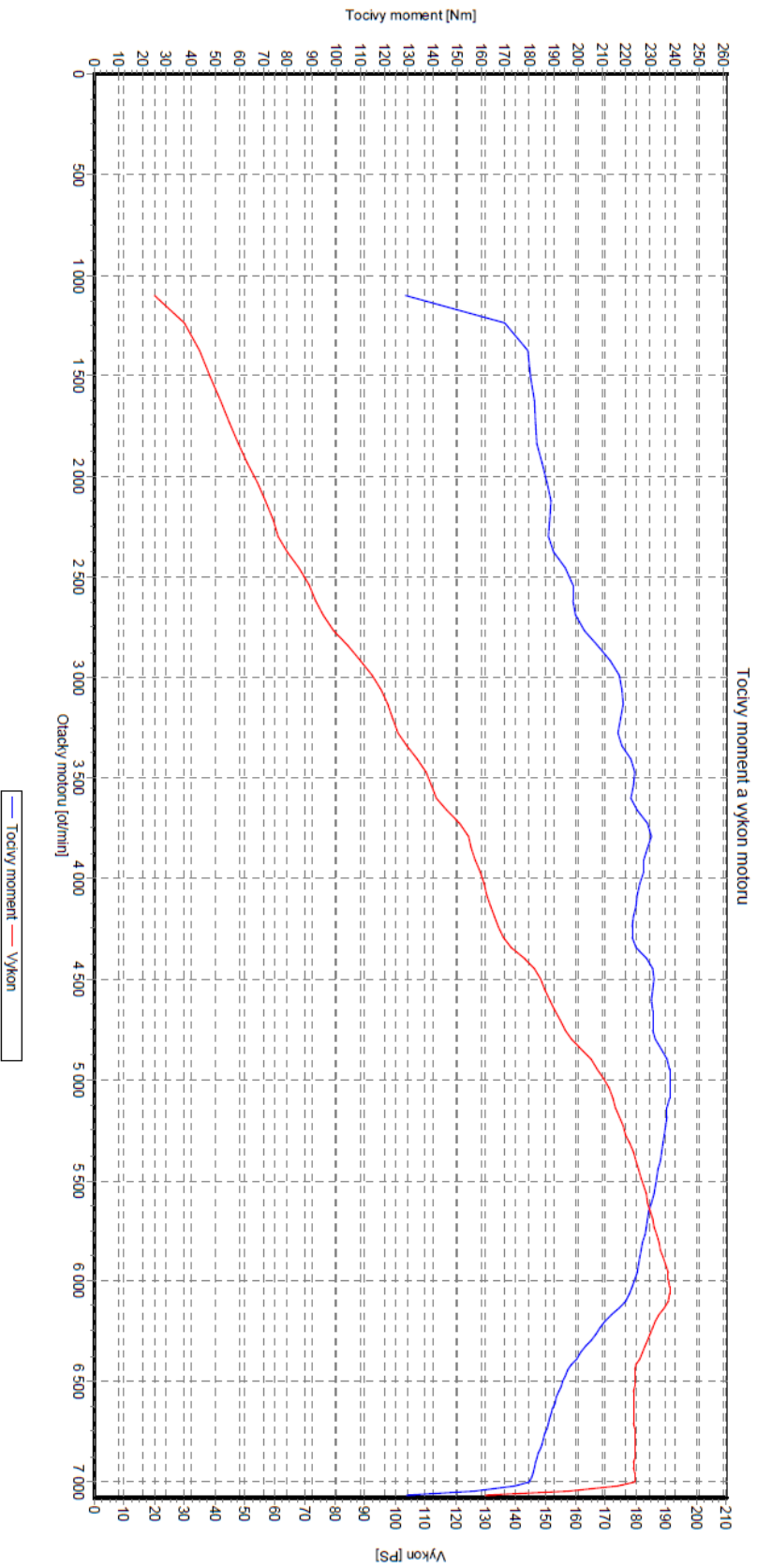
969,50634765625

Tlak sani :

1000

Tlak v pneumatice:

0



Maximální točivý moment 238,01 Nm při 5043 ot/min, Maximální výkon 191,3 PS při 6065 ot/min, Výkon navýšen o 1,9% podle ISO

Příloha 1: Průběh výkonu a točivého momentu sériového motoru BMW M50B25



Mendelova univerzita v Brně

Ústav techniky a automobilové dopravy

VOzidIOvá zkušebna

tel.: +420 545 132 949
fax: +420 545 132 093
email: podlipny@mendelu.cz
Zemědělská 1, Brno 613 00
<http://web2.mendelu.cz/autozkusebna>

Zkušební protokol motoru

Zkušebna Br4VDM MEZservis VSETÍN

dynamická zkouška / #28

Datum : 07/02/2017 Čas : 09:35:43 Operátor : Ing.Podlipný SPZ : 8B1 3057 Č.m.: není

Specifikace vozu : BMW 525i

VIN:

Specifikace testu : Bakalářská práce
přetížení 1.5 kN+416 kg závaží

Barometrické podmínky

Palivo

Motor

Ostatní

teplota [°C] : 23

druh : E85

typ : zážehový

př.stupeň : IV

tlak [kPa] : 98.77

teplota [°C] : 23

φ x zdvih : 84.0x75.0

stav tachy : 263194 km

vlhkost [%] : 42

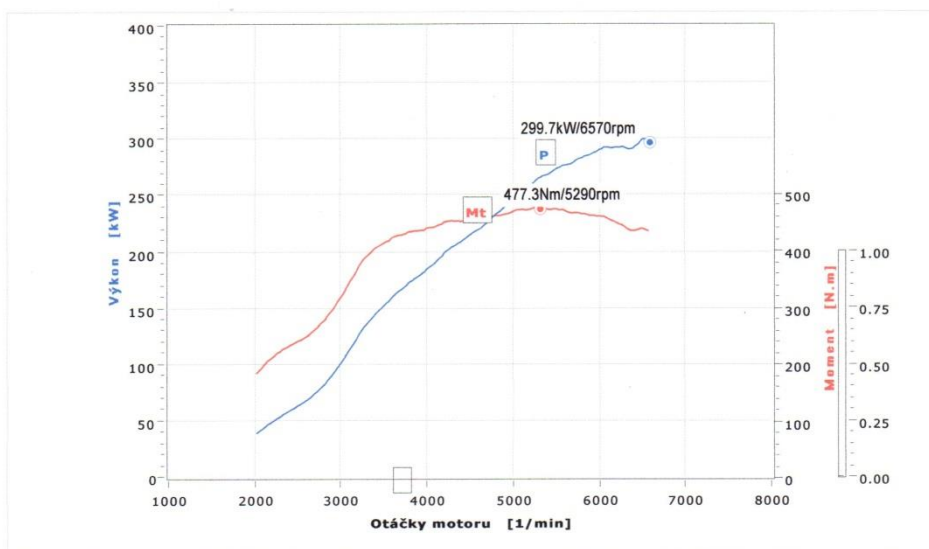
hustota [g/ccm] : 0.690

z.objem [dm^3] : 2.494

doplň.údaj :

Nekorigovaná data na barometrické podmínky

#	v	n	P	Mt	T_vzduch
	km/h	1/min	kW	N.m	°C
1	60.1	2014	38.6	182.4	22.4
2	62.5	2102	43.2	196.3	22.4
3	65.7	2208	48.9	211.5	22.4
4	69.6	2335	55.5	226.5	22.4
5	74.2	2485	62.1	238.4	22.4
6	79.3	2663	71.2	255.5	22.4
7	85.5	2869	87.1	289.9	22.4
8	94.1	3153	117.5	356.7	22.4
9	106.1	3552	155.2	417.7	22.4
10	119.9	4028	185.3	441.1	22.5
11	134.5	4515	214.8	455.2	22.7
12	149.6	5013	247.0	470.7	23.1
13	165.5	5541	274.4	472.4	23.5
14	181.0	6078	292.1	459.3	23.9
15	195.2	6550	299.7	435.4	24.1



Příloha 2: Průběh výkonu a točivého momentu motoru BMW M50B25 přepřínovaného turbodmychadlem Holset HX35 s plnicím tlakem 200 kPa