

**Univerzita Pardubice**  
**Dopravní fakulta Jana Pernera**

**Zástavba a úprava motoru 1.9 TDI 66 kW do vozidla  
Volkswagen Golf GTD 1. generace pro účely amatér rallye**

**Bc. Jiří Pekárek**

**Diplomová práce**

**2010**

**Univerzity of Pardubice**  
**Jan Perner Transport Faculty**

**Development and 1.9 TDI-engine 66 kW adjustment to VW  
Golf GTD I.generation vehicle in order to amateur rallye**

**Bc. Jiří Pekárek**

**Diploma Degree Thesis**

**2010**

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Akademický rok: 2009/2010

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří PEKÁREK**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**  
Název tématu: **Zástavba a úprava motoru 1.9 TDI 66 kW do vozidla  
Volkswagen Golf GTD I. generace pro účely amater rallye**  
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Úvod
2. Zvyšování výkonu motoru - teorie přeplňování
3. Zástavba motoru 1.9 TDI 66 kW do vozidla VW Golf GTD I. generace a úprava motoru
4. Měření výkonu, točivého momentu a emisí upraveného motoru 1.9 TDI 66 kW
5. Srovnání parametrů původního motoru 1.6 TD 51 kW s upraveným motorem 1.9 TDI 66 kW
6. Návrh dalších úprav na motoru 1,9 TDI 66kW pro zvýšení výkonu
7. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] FERENC, B.: Spalovací motory. Nakladatelství Computer Press, 2006. ISBN 80-251-0207-6.
- [2] PROKOP, M.: Vliv chiptuningu na ekologii a ekonomiku provozu osobních automobilů. (Bakalářská práce), Pardubice, 2006.
- [3] ŠTĚRBA, P.: Elektrotechnika a elektronika automobilů. Nakladatelství Computer Press, 2004. ISBN 80-251-0211-4.
- [4] TAKÁTS, M.: Měření emisí spalovacích motorů. Skriptum ČVUT, Praha, 1997. ISBN 80-01-01632-3.
- [5] TRNKA, J.: Spalovacie motory. Vydavateľstvo ALFA, Bratislava, 1992. ISBN 80-05-01081-8.
- [6] VÉMOLA, A.: Diagnostika AUTOMOBILŮ II. Nakladatelství Littera, 2006. ISBN 80-85763-32-X.
- [7] MOTEJL, V.: Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů. Brno, 1998. ISBN 80-85763-00-1

Vedoucí diplomové práce:

**Ing. Jaromír Folvarčný**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **26. února 2010**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2010**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 10. 5. 2010

Bc. Jiří Pekárek

## **ANOTACE**

*Diplomová práce je věnována zástavbě a úpravě přeplňovaného, vznětového motoru s přímým vstřikováním do vozidla Golf I. generace. Úvodní část obsahuje teoretický základ problematiky přeplňování motoru. V dalších částech se nachází samotná zástavba motoru do vozidla Golf I. generace, měření výkonu, emisí a točivého momentu motoru a srovnání parametrů původního motoru s upraveným motorem. V závěrečné části jsou zmíněny další úpravy, které by bylo možné provést na již upraveném motoru.*

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

*přeplňování, turbodmychadlo, vstřikovací čerpadlo, vstřikovací tryska, mezichladič pnicího vzduchu, recirkulace výfukových spalin*

## **ANNOTATION**

*The Diploma Thesis is devoted to development and adjustment treatment boosting, diesel engine with direct injection into the vehicle first generation of Golf. Preamble includes a theoretical basis for the issue of boosting. In the next parts there is the development of the engine into the foregoing vehicle, measurement of power, emissions and engine torque and compare the parameters of the original engine with a modified engine. In the final part are mentioned further adjustments which could be made on an already modified engine.*

## **KEYWORDS**

*boosting, turbo blower, injection pump, fuel injection nozzle, intercooler, Exhaust Gas Recycling*

## Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat všem, kteří mi byli nápomocni při vytváření této diplomové práce. Poděkování patří zejména zaměstnancům VOŠ a SŠ automobilní v Zábřehu, kteří mi umožnili měření výkonu motoru, dále Václavu Lenerovi, zaměstnanci stanice měření emisí NOTA BEBE s.r.o. v Nymburce. A v neposlední řadě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jaromíru Folvarčnému za odborné konzultace.

# OBSAH

ÚVOD .....	10
1 Historie vznětových motorů VW .....	11
2 Zvyšování výkonu motoru – teorie přeplňování.....	14
2.1 Nejčastější možnosti přeplňování.....	16
2.2 Regulace přeplňování vozidlových motorů .....	17
2.2.1 Rezonanční plnění .....	19
2.2.2 Regulace plnicího tlaku odpouštěním výfukových plynů před turbínou	20
2.2.3 Regulace plnicího tlaku natáčením rozváděcích lopatek turbíny .....	21
2.2.4 Kombinovaná regulace plnicího tlaku .....	22
2.2.5 Regulace plnicího tlaku změnou šířky statoru turbíny .....	23
2.2.6 Dvoustupňové regulované přeplňování .....	25
2.2.7 Turbodmychadlo s elektrickým pohonem.....	26
2.3 Chlazení plnicího vzduchu .....	27
2.3.1 Chlazení plnicího vzduchu pomocí výměníku tepla.....	28
2.3.2 Teoretický výpočet chlazení plnicího vzduchu na vozidle Golf I.....	29
2.3.3 Chlazení plnicího vzduchu expanzí ve válci – Millerův způsob.....	32
3 Zástavba motoru 1,9 TDI 66 kW do vozidla VW Golf I. generace a úprava motoru .....	33
3.1 Setrvačnick a spojka .....	33
3.2 Princip axiálního vstřikovacího čerpadla s rozdělovačem BOSCH VE .....	34
3.3 Turbodmychadlo.....	37
3.4 Čistič nasávaného vzduchu (vzduchový filtr) .....	39
3.5 Mezichladič plnicího vzduchu (Intercooler) .....	41
3.6 Zpětné vedení výfukových spalin (EGR).....	41
3.7 Naftový čistič .....	45
3.8 Akumulátor.....	45
4 Měření výkonu na válcové vozidlové zkušebně .....	46



4.1	Měřicí zařízení.....	46
4.2	Výkonová bilance vozidla.....	48
4.3	Celková účinnost výkonového přenosu mezi klikovou hřídelí a válcem dynamometru .....	48
4.4	Druhy měřených výkonů.....	50
4.6	Zajištění vozidla .....	51
4.7	Vlastní zkouška .....	53
4.8	Další možnosti použití válcového dynamometru .....	53
4.9	Měření průběhů výkonů a točivých momentů motorů 1,6 TD a 1,9 TDI.....	54
5	Měření emisí .....	55
5.1	Výňatek z vyhlášky Ministerstva dopravy a spojů .....	55
5.2	Měření emisí u vozidla Golf TDI .....	577
6	Srovnání parametrů původního motoru 1,6 TD s upraveným motorem 1,9 TDI	59
7	Návrh dalších úprav na motoru 1,9 TDI 66 kW pro zvýšení výkonu .....	60
7.1	Vstřikovací čerpadlo .....	60
7.2	Vstřikovací trysky.....	60
7.3	Turbodmychadlo.....	62
	ZÁVĚR .....	64
	SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ .....	65
	SEZNAM TABULEK.....	66
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	67
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	68
	SEZNAM PŘÍLOH.....	69

# ÚVOD

V současnosti se ve stále větší míře u osobních automobilů uplatňují přeplňované vznětové motory. Automobilka Volkswagen přitom přes 30 let určuje v tomto směru trendy vývoje a její populární agregáty TDI jsou dnes považovány za měřítko vysokovýkonného, kultivovaného a hospodárného vznětového motoru.

Vlastním vozidlo Volkswagen Golf I. generace, s kterým se zúčastňuji amatér rallye a z tohoto důvodu vznikla potřeba, aby toto vozidlo disponovalo na soutěžích vyšším výkonem motoru. Myšlenka použití vznětového motoru pro sportovní účely není novinkou. Již v minulosti se Volkswagen se svými TDI motory odvážně pustil na sportovní kolbiště, např. v roce 1997 se objevil Golf TDI III. generace ve vytrvalostním závodě na 24 hodiny na okruhu Nürburgring.

Zvýšení výkonu motoru Volkswagen Golf I. generace (dále Golf I) je předmětem méj diplomové práce. Pro amatér rallye jsem si vybral Volkswagen Golf I hlavně z důvodu nízké hmotnosti, což je základní a pozitivní vlastnost každého sportovního vozidla. Za základ zvyšování výkonu u vozidla Volkswagen Golf I jsem zvolil agregát 1,9 TDI 66 kW, původem z vozu Volkswagen Golf IV. generace. Tento motor je díky své konstrukci vhodný pro zástavbu a úpravu do vozidla Golf I. Přímým vstřikováním paliva a použitím turbodmyhadla s proměnnou geometrií lopatek došlo k podstatnému nárůstu výkonu a točivého momentu u motoru 1,9 TDI ve srovnání s původním motorem 1,6 TD.

V diplomové práci popisují, jak může moderní motor pracovat ve starém vozidle a jakých parametrů při tom dosahuje.

# 1 Historie vznětových motorů VW

Když na jaře roku 1976 představila automobilka Volkswagen svůj první osobní vůz se vznětovým motorem, asi ani největší optimisté netušili, kam se jejich vývoj posune za čtvrt století. V dřívějších letech si „diesely“ připisovaly jen mizivé procento prodejů v porovnání se zážehovou konkurencí, ale již v roce 2001 si dva z pěti německých zákazníků a dokonce každý druhý český kupující zvolili vůz se vznětovým motorem.<sup>1</sup> Tento podíl přitom neustále roste a nezdá se, že by vítězné tažení vznětových motorů mělo v dohledné době něco zbrzdit.

V době, kdy se na trhu objevil první osobní automobil značky Volkswagen Golf s nepřepřehnaným vznětovým čtyřválcem skromného objemu 1500 ccm a ještě skromnějšího výkonu 37 kW/50 k, měly jen sporadicky objevující se „diesely“ pod kapotami osobních automobilů pověst nepřilíš obratných a těžkopádných vozů, vhodných snad jedině pro vozidla městské taxislužby. Jejich existenci mohla ospravedlnit pouze příznivá spotřeba, což byl ovšem počátkem sedmdesátých let, v době vrcholící ropné krize, pádný argument.

Už první Volkswagen se vznětovým motorem však naznačil, že vznětové motory mohou docela příjemně překvapit i v jiných disciplínách, než jen v honbě za co nejnižší spotřebou. Vitální patnáctistovka dokázala rozjet Volkswagen Golf 1,5 D z 0 na 100 km/h během osmnácti vteřin a pod plným plynem tento kompaktní vůz překračoval rychlost 140 km/h. Přesto bylo konstruktérům jasné, že pokud chtějí vznětové motory „prodat“, musí zákazníkům nabídnout vyšší výkony a tedy i lepší dynamiku jízdy. Vsadili proto na přepřehování vznětových motorů turbodmychadlem a následující roky ukázaly, že jejich volba byla správná.

Prvním z rodiny přepřehovaných vznětových motorů, označovaných známou zkratkou TD (Turbo Diesel), byla šestnáctistovka 1,6 TD o výkonu 51 kW/70 k, která se objevila v roce 1982. Ta pravá „naftová“ revoluce se však odehrála až o pár let později – konkrétně v roce 1991, kdy Volkswagen svým zákazníkům nabídl první motor TDI, výsledkem společného vývoje s automobilkou Audi. Tu nejpodstatnější změnu naznačovalo třetí písmeno „I“ jako „Injection“, tedy přímé vstřikování paliva do spalovacích prostorů.

---

<sup>1</sup> Čtvrtstoletí s vůní nafty ve vozidlech VW. *Volkswagen magazin*, podzim 2001, (str. 20 - 22)

Vstřikování přesně definovaného množství nafty přímo do válce pod vysokými tlaky sice znamenalo nutnost vypořádat se s poněkud tvrdším chodem motoru, TDI agregáty se však s porovnáním s konvenčními motory s nepřímým vstřikováním chlubily nejenom vyššími výkony, ale i spotřebou nižší v průměru o 15 %, což byl hodně silný argument v době neustále vzrůstajících cen pohonných hmot.<sup>2</sup>

Je samozřejmé, že se konstruktéři automobilky Volkswagen nespokojili s dosaženými parametry svých motorů TDI a neustále pracovali na jejich dalším zdokonalování – objevili se motory s turbodmyčadly s proměnnou geometrií lopatek rozváděcího kola, potom přišly agregáty s integrovanými vstřikovači systému čerpadlo–tryska. Cestu konstruktérů a výsledky jejich snažení lze dobře sledovat na růstu výkonů základního motoru TDI – čtyřválec o zdvihovém objemu 1896 ccm. Výkon tohoto motoru postupně šplhal z původních 66 kW/90 k přes 81 kW/110 k na 96 kW/130 k. Posledním vývojovým stupněm evoluce motoru 1,9 TDI byl výkon 110 kW/150 k. S tímto výkonným motorem, který měl i skvělý točivým momentem 320 Nm, dosažitelný už od otáček 1900 min<sup>-1</sup>, dokázal například Volkswagen Golf zrychlit z klidu na 100 km/h během pouhých 8,6 s a pohybovat se nejvyšší rychlostí 216 km/h. To byly parametry více než srovnatelné s vozy se zážehovými motory podobného objemu, průměrná spotřeba Golfu TDI však činila pouhých 5,3 l nafty na 100 km jízdy.<sup>3</sup>

Populární motory 1,9 TDI nahradily modernější motory 2,0 TDI. Agregáty s integrovanými vstřikovači systému čerpadlo–tryska postupem času nahrazují agregáty se systémem vstřikování paliva Common–Rail. Dnes se vyrábí motory 2,0 TDI o výkonech 81, 103 a 125 kW. Ale vznikly i nové vznětové motory o menších kubaturách jako jsou: čtyřválcový motor 1,6 TDI 66 kW; tříválcové motory 1,4 TDI (59 kW) a novinka ledna 2010 byla 1,2 TDI (55kW). Motor 1,2 TDI je výsledkem snahy konstruktérů vyrobit co možná nejúspornější agregát. Například vůz Volkswagen Polo s tímto motorem 1,2 TDI dosahuje neuvěřitelných hodnot spotřeby: Mimo město 2,9 l; město 4,0 l a kombinované spotřeby 3,3 l nafty

---

<sup>2</sup> Čtvrtstoletí s vůní nafty ve vozidlech VW. *Volkswagen magazín*, podzim 2001, (str. 20 - 22)

<sup>3</sup> Čtvrtstoletí s vůní nafty ve vozidlech VW. *Volkswagen magazín*, podzim 2001, (str. 20 - 22)

na 100 km.<sup>4</sup> Ale Volkswagen určitě „neklesl“, chtěl jenom uspokojit každého zákazníka, a proto dnes nabízí velice širokou paletu vznětových motorů. Oproti skromným motorům konstruktéři vyvinuli i velice silné a výkonné motory vyšších objemů. Za zmínku stojí opravdu mistrovský kus: desetiválcový motor 5,0 TDI R50, který se začal vyrábět v roce 2007. Parametry agregátu 5,0 TDI jsou obdivuhodné a to proto, že výkon 258 kW a točivý moment 800 Nm opravdu nejsou skromné hodnoty.<sup>5</sup>

Od padesáti koní prapředka vznětových motorů Volkswagen až na hranici 350 koní tohoto přírůstku do rodiny agregátu TDI – tak by šla v maximálně zhuštěné formě popsat cesta, kterou za uplynulých 30 let prodělaly vznětové motory automobilky Volkswagen.

---

<sup>4</sup> VW Polo 1,2 TDI Blue Motion [online]. [cit. 2010-04-09] Dostupné z: <[www.autanet.cz/autonews-vw-polo-1-2-tdi-bluemotion-nejusponejsi-seriovy-vuz-soucasnosti-je-tu-858](http://www.autanet.cz/autonews-vw-polo-1-2-tdi-bluemotion-nejusponejsi-seriovy-vuz-soucasnosti-je-tu-858)>

<sup>5</sup> Seznam motorů Volkswagen diesel [online]. [cit. 2010-04-13] Dostupné z: <[http://translate.google.cz/translate?hl=cs&langpair=en|cs&u=http://en.wikipedia.org/wiki/List\\_of\\_Volkswagen\\_Group\\_engines](http://translate.google.cz/translate?hl=cs&langpair=en|cs&u=http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Volkswagen_Group_engines)>

## 2 Zvyšování výkonu motoru – teorie přeplňování

*Pro zvyšování výkonu pístového spalovacího motoru (PSM) je celá řada důvodů, jak společných všem typům, tj. vznětovým motorům, zážehovým motorům, benzinovým motorům i plynovým motorům, tak potom specifických pro jednotlivé typy:*<sup>6</sup>

- Růst tonáže vozidel zapříčiní zlevnění dopravy.
- Díky kvalitnějším vozovkám a dálnicím roste přepravní rychlost, je zapotřebí větší akcelerace a nebrzdění dopravy ve stoupáních.
- Při stejném nebo vyšším výkonu motoru je tlak na snižování spotřeby paliva a snižování emisí.

Vztah pro výkon motoru:

$$P_e = \frac{V_M \cdot p_e \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (VI)^7$$

$P_e$	– efektivní výkon ve válci motoru	[kW]
$V_M$	– zdvihový objem motoru	[dm <sup>3</sup> ]
$p_e$	– střední efektivní tlak	[MPa]
$n$	– otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$\tau$	– počet zdvihů pístu na jeden pracovní	[-]

**Růst výkonu lze zabezpečit v zásadě třemi způsoby:**

- 1) Růstem otáček ( $n$ ) – Růst je ale omezen velikostí střední pístové rychlosti ( $c_s$ )
- 2) Růstem zdvihového objemu motoru ( $V_M$ ) – Růst není vždy žádoucí. Tato cesta je vhodná spíše u benzinových motorů. U vznětových motorů je růst zdvihového objemu nežádoucí.

<sup>6</sup> BARTONÍČEK, L.: *Přeplňování pístových spalovacích motorů*. TUL Liberec, 2004 (str. 6)

<sup>7</sup> BARTONÍČEK, L.: *Přeplňování pístových spalovacích motorů*. TUL Liberec, 2004 (str. 6)

3) Růstem středního efektivního tlaku ( $p_e$ ) – Je to nejefektivnější cesta.

Pro Vznětový motor platí:

$$p_e = \frac{H_u}{\lambda_e \cdot L_t} \cdot \eta_d \cdot \rho_s \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (V2)^8$$

$p_e$	– střední efektivní tlak	[MPa]
$H_u$	– dolní výhřevnost paliva	[J/kg]
$\lambda_e$	– přebytek vzduchu ve válci motoru	[-]
$L_t$	– teoretická spotřeba vzduchu	[kg/kg]
$\eta_d$	– dopravní účinnost	[-]
$\rho_s$	– hustota v sání motoru	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta_i$	– indikovaná účinnost	[-]
$\eta_m$	– mechanická účinnost	[-]

Z tohoto výrazu (V2) jsou zřejmé možnosti zlepšení. Při optimální velikosti přebytku vzduchu ( $\lambda_e$ ) je možno zajistit růst  $p_e$  jen růstem  $\rho_s$ ,  $\eta_d$ ,  $\eta_i$ ,  $\eta_m$ , tzn. přeplňováním.

### Cíle přeplňování:

*„1. cíl přeplňování: Získat z pracovního oběhu větší množství energie v podobě mechanické práce při vysoké účinnosti přeměny – růst  $\eta_i$ ,  $\eta_m$ , popř. i dodat do pracovního oběhu větší množství energie –  $\rho_s$ ,  $\eta_d$ .*

*2. cíl přeplňování: Nevyplývá přímo z uvedeného vztahu, ale je neméně důležitý: Zvýšit přebytek vzduchu  $\lambda_e$  ve válci motoru k regulaci teploty stěn spalovacího prostoru a výfukových plynů a ke snížení emisí.“<sup>9</sup>*

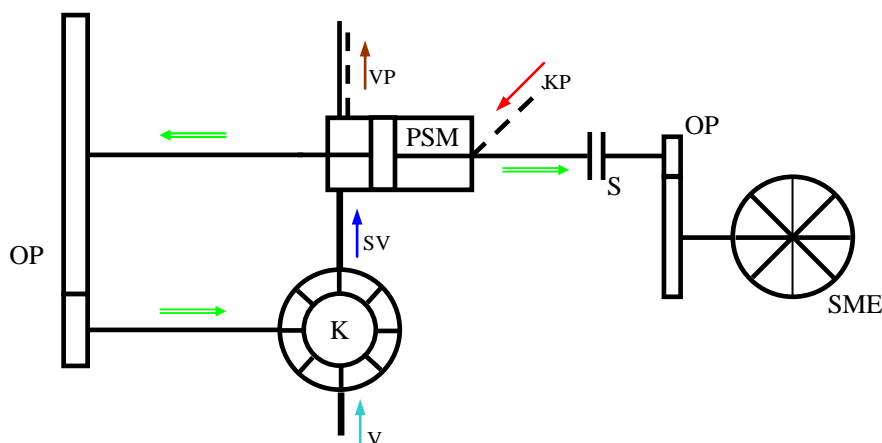
<sup>8</sup> BARTONÍČEK, L.: *Přeplňování pístových spalovacích motorů*. TUL Liberec, 2004 (str. 6)

<sup>9</sup> BARTONÍČEK, L.: *Přeplňování pístových spalovacích motorů*. TUL Liberec, 2004 (str. 6)

## 2.1 Nejčastější možnosti přepřívání

a) Přepřívání motoru kompresorem mechanicky poháněným od motoru

*„Poháněné kompresory mohou být různého provedení (pístové, rotační objemové, radiální odstředivé, axiální).“<sup>10</sup>*



Obr. 1: Přepřívání motoru kompresorem mechanicky poháněným od motoru

**PSM** – Pístový spalovací motor, **K** – Odstředivý kompresor, **OP** – Ozubený převod, **S** – Spojka, **SME** – Spotřebič mechanické energie, **V** – vzduch, **SV** – Stlačený vzduch, **KP** – kapalné palivo, **VP** – Výfukové plyny

b) Přepřívání motoru turbodmychadlem

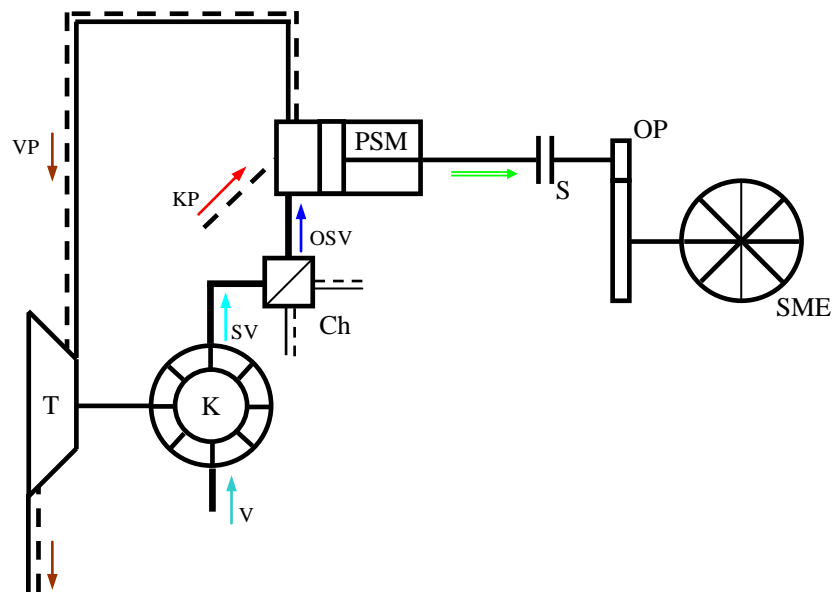
V současné době je to nejčastější způsob přepřívání. Základní uspořádání čtyřdobého motoru přepřívávaného turbodmychadlem s chlazením plnicího vzduchu ukazuje obrázek č. 2. „S tímto uspořádáním, které je nejvíce rozšířeno a používáno, je umožněno dosáhnout středního užitečného tlaku na píst 2,3 až 2,5 MPa, protože dnes již existují pro tento účel vhodné jednostupňové odstředivé kompresory se stlačením do 4,5 a v některých případech i více.“<sup>11</sup> Velmi záleží na kvalitě

<sup>10</sup> MACEK, J.; Kliment, V.: *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory*. ČVUT Praha, (str. 20)

<sup>11</sup> MACEK, J.; Kliment, V.: *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory*. ČVUT Praha, (str. 21)



materiálu a provedení oběžných kol kompresorů, které dosahují vysokých otáček a tím i vysokých obvodových rychlostí.



Obr. 2: Přepínání motoru turbodmychadlem

**PSM** – Pístový spalovací motor, **K** – Odstředivý kompresor, **T** – Plynová turbína, **Ch** – Výměník tepla vzduch-vzduch (případně vzduch-voda), **OP** – Ozubený převod, **S** – Spojka, **SME** – Spotřebič mechanické energie, **V** – vzduch, **SV** – Stlačený vzduch, **OSV** – Ochlazený stlačený vzduch, **KP** – kapalné palivo, **VP** – Výfukové plyny

## 2.2 Regulace přepínání vozidlových motorů

V současné době se prudce rozvíjí elektronická regulace spalovacího motoru a to vede k podstatnému rozšíření jeho užitečných vlastností. Tento rozvoj se promítá i do techniky přepínání, která se stává jednou z hlavních inovačních metod v této oblasti. U vozidlových motorů se regulace plnicích agregátů využívá nejen ke zvýšení efektivního výkonu, točivého momentu a snížení spotřeby paliva, ale především k získání maximální pružnosti a tím i akcelerační schopnosti přepínaných motorů.

„Změna otáčkové charakteristiky pístového spalovacího motoru se v současné době provádí především:

- 1) *Rezonančním přeplňováním (plněním)*
- 2) *Jednostupňovým regulovaným přeplňováním*
- 3) *Dvoustupňovým regulovaným turbopřeplňováním*“<sup>12</sup>

Rezonanční plnění dává v rezonanční oblasti relativně malé zvýšení plnicího tlaku (15 – 30 kPa) a tudíž i výkonu motoru o 10 až 35%. „*Tento způsob se zpočátku rozšířil především pro vyrovnání parametrů motoru při montáži katalyzátoru.*“<sup>13</sup>

Hlavním nástrojem pro výrazné zvýšení otáčkové a momentové pružnosti vznětových a zážehových motorů je regulované turbopřeplňování. „*Regulací turbíny turbodmychadla lze dosáhnout maxima točivého momentu již při nízkých otáčkách motoru, což výrazně zvýší jeho akceleraceschopnost.*“<sup>14</sup>

**Hlavní omezující faktory:**

- Maximální spalovací tlaky a teploty
- Teploty spalin před turbínou
- Detonační spalování (u zážehových motorů)

***Turbodmychadlo v tomto případě lze regulovat:***

- a) *odpuštěním výfukových plynů před turbínou,*
- b) *změnou geometrie turbíny:*
  - α) natáčením lopatek statoru turbíny,*
  - β) změnou šířky statoru turbíny,*
- c) *kombinací obou způsobů s použitím směrové klapky bezlopatkového statoru turbíny,*
- d) *podporou elektrického pohonu*<sup>15</sup>

Regulace pomocí natáčení lopatek rozváděcího kola je výhodnější, protože zde v průběhu regulace nerostou teploty a tlaky plynů před turbínou tak rychle jako při odpuštění výfukových plynů před turbínou. Nevýhodou turbodmychadla s natáčivými lopatkami oproti turbodmychadlu s bypassem a odpuštění klapkou

---

<sup>12</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 1)

<sup>13</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 1)

<sup>14</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 1)

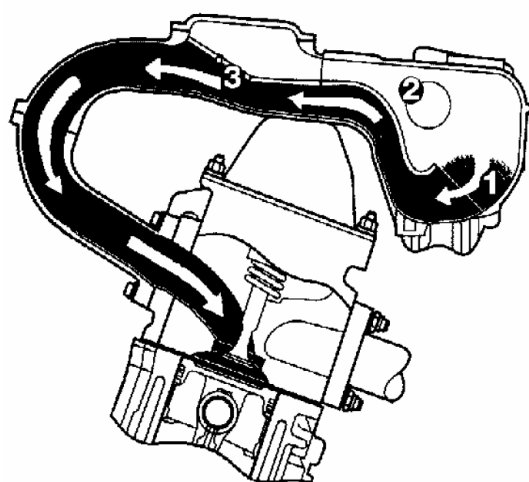
<sup>15</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 1)

je jeho vyšší výrobní cena. Proto se nejdříve používala kombinace obou způsobů se směrovou klapkou u bezlopatkových rozváděcích skříní, ale dnes je již velice rozšířená regulace s natáčivými rozváděcími lopatkami. „Zcela nová je koncepce změny šířky rozváděcího kola turbíny a regulace elektrické podpory turbodmyhadla s elektrickým pohonem, která je ještě ve vývoji.“<sup>16</sup>

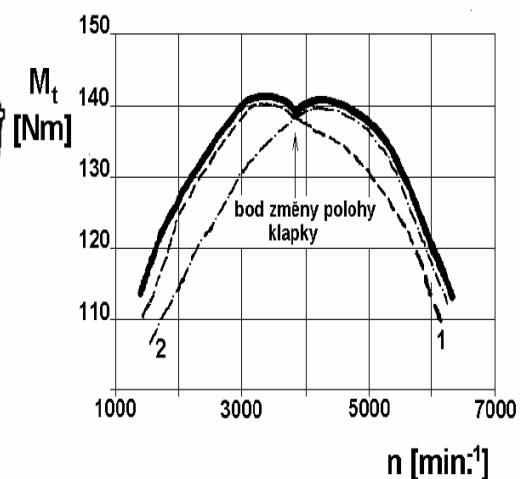
Regulace odpouštěním výfukových plynů před turbínou, změnou geometrie turbíny, kombinace obou způsobů i regulace elektrické podpory turbodmyhadla s elektrickým pohonem bude v budoucnu realizována výhradně komplexní elektronickou regulací plnicího tlaku, která vede k řízení optimálního spalovacího procesu.

### 2.2.1 Rezonanční plnění

Rezonanční plnění je založeno na ladění délek rezonančních trubek tak, aby sáním motoru buzená frekvence kmitů se při rezonanci rovnala vlastní frekvenci vzduchového sloupce v rezonanční trubce. Při rezonanci dostáváme maximální amplitudy tlaku, které využíváme k plnění válce. „V současné době se používá rezonančních trubek pro každý válec zvlášť, ladí se na nejsilnější 1. harmonickou složku kmitů. V případě, kdy jednou rezonanční trubkou chceme zvýraznit více oblastí otáčkové charakteristiky, využívá se i 2. harmonické složky kmitů.“<sup>17</sup>



Obr. 3: Rezonanční plnění motoru Audi 1,6 RS



Obr. 4: Momentová charakteristika motoru Audi 1,6 RS

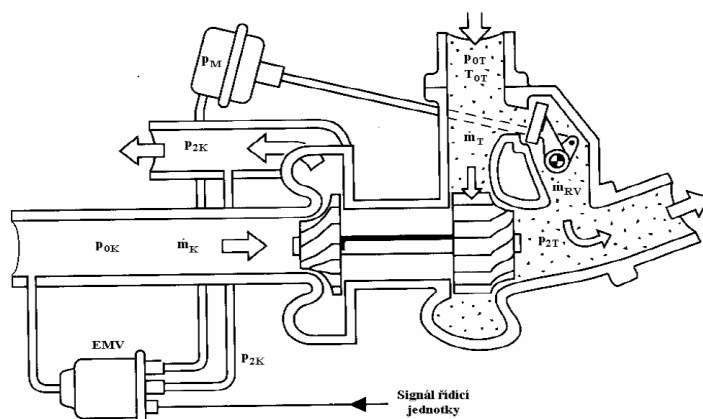
<sup>16</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 2)

<sup>17</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 3)

Příkladem je na obrázku č. 3 znázorněno schéma dvou rezonančních trubek s řídicí klapkou zážehového motoru. Pozice znázorňuje komoru za vzduchovým filtrem, odkud jednotlivé válce sají přes rezonanční trubky. V každé jednotlivé trubce se při sání válce šíří podtlaková vlna, která se na volném konci 1 odrazí a jako přetlaková proudí zpět k plnicímu ventilu. Průběh točivého momentu odpovídající uvedené pozici (řídicí klapka 3 zavřena) je s označením 1 uveden na obrázku č. 4. Otevřeme-li řídicí klapku 3 na obrázku č. 3, stává se pozice 3 místem odrazu, rezonanční oblast se přesune k vyšším otáčkám. Tomu odpovídá průběh točivého momentu 2 na obrázku č. 4. Budeme-li polohu řídicí klapky měnit v průsečíku obou křivek, využíváme při sekvenčním plnění obálkovou křivku (silně vytaženou), která při vhodném naladění délek obou rezonančních trubek, vytvoří průběh točivého momentu přibližující se požadovanému průběhu na obrázku č. 4. *Firma Audi u motoru V8 zavedla dvě regulační klapky, to jsou tři délky rezonančních trubek, aby se co nejvíce přiblížila ideálnímu průběhu točivého momentu.*<sup>18</sup>

## 2.2.2 Regulace plnicího tlaku odpouštěním výfukových plynů před turbínou

Komplexní elektronickou regulací je možné odpouštění výfukových plynů před turbínou (viz obrázek č. 5) pomocí elektromagnetického ventilu (EMV), vřazeného mezi odběrem tlaku za kompresorem a membránou pro vychýlení odpouštěcí klapky, lze řídit tlak na membránu ( $p_M$ ) odpouštěcího ventilu a tím řídit i tlak za kompresorem ( $p_{2K}$ ) podle potřeby průběhu točivého momentu přepřlňovaného motoru.



Obr. 5: Odpouštění výfukových plynů před turbínou

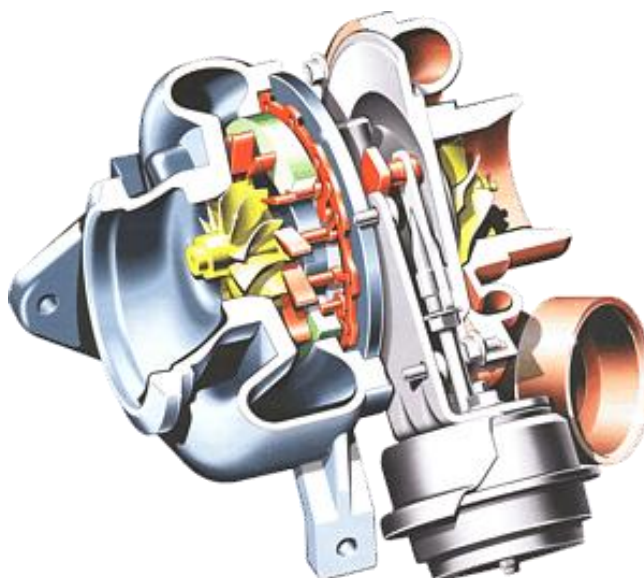
<sup>18</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přepřlňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 4)

„Pro regulaci odpouštěním výfukových plynů před turbínou musí být navržena malá turbína, která již při otáčkách počátku regulace motoru, což mohou být otáčky maximálního točivého momentu, má při plném hmotnostním toku  $m_T$  otáčky, z nichž kompresor  $p_{2K}$  přivedený na membránu regulačního ventilu vytváří sílu, rovnající se síle proti působící pružiny, takže malé zvýšení tlaku  $p_M$  začíná otevírat klapku regulačního ventilu a část výfukových plynů  $m_{RV}$  odtéká obtokem mimo turbínu.“<sup>19</sup> Tím jsme se ocitli v regulované oblasti, kde lze změnou tlaku  $p_M$  modelovat průběh  $p_{2K}$  podle potřeb charakteristiky motoru.

Z důvodu vysokých tlaků a teplot před turbínou, které omezují další zvýšení výkonu motorů, lze předpokládat v budoucnu ústup této techniky regulace ve prospěch regulačních technik s měnitelnou geometrií turbíny.

### 2.2.3 Regulace plnicího tlaku natáčením rozváděcích lopatek turbíny

„Při tomto způsobu regulace plnicího tlaku (viz obrázek č. 6) protéká turbínou stále plný hmotnostní tok, daný hlností motoru a hmotnostní spotřebou paliva. „Turbína se navrhuje na maximální hmotnostní tok a odpovídající přibližně středu regulované oblasti. Tím je při optimálním nastavení rozváděcích lopatek dán poměr průtočných ploch statoru a rotoru.“<sup>20</sup>



Obr. 6: Turbodmychadlo s natáčivými rozváděcími lopatkami<sup>21</sup>

<sup>19</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 4)

<sup>20</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 5)

<sup>21</sup> Engine forever [online] Dostupné z: <<http://www.engineforever.com/produkt.htm>>

Tímto způsobem regulace, podle obrázku č. 6, můžeme měnit pouze výstupní plochu ze statoru a tím i úhel a velikost absolutní rychlosti proudu vstupujícího do rotoru, ovšem průtočná plocha rotoru zůstává nezměněná. „*Tím dochází ke změně poměru průtočných ploch statoru a rotoru.*“<sup>22</sup>

*„Regulace se u turbodmychadel s variabilní geometrií turbíny, tedy i v případě natáčivých lopatek statoru, provádí úpravou rychlostního trojúhelníku na vstupu do rotoru turbíny. Poněvadž oběžné kolo kompresoru a turbíny jsou na společném hřídeli, mají obě kola stejné otáčky a v poměru průměrů kol i obvodové rychlosti. Tlak za kompresorem je dán obvodovou rychlostí kompresorového kola, tím je dána i obvodová rychlost turbínového kola, kterou musíme v každém okamžiku zajistit změnou úhlu a velikostí absolutní rychlosti proudu, tedy úhlem nastavení lopatek statoru.“*<sup>23</sup>

Při regulaci natáčením rozváděcích lopatek turbíny jsou tlaky a teploty výfukových plynů před turbínou mnohem nižší, než při jejich odpouštění. Názornou ukázkou tohoto projektu bylo zvýšení výkonu motoru VW 1,9 TDI maximálního výkonu 66 kW s regulací odpouštěním výfukových plynů na výkon 81 kW s regulací natáčením rozváděcích lopatek. To bylo hlavní, ale ne jediné čím se zmiňované motory lišily.

#### **2.2.4 Kombinovaná regulace plnicího tlaku**

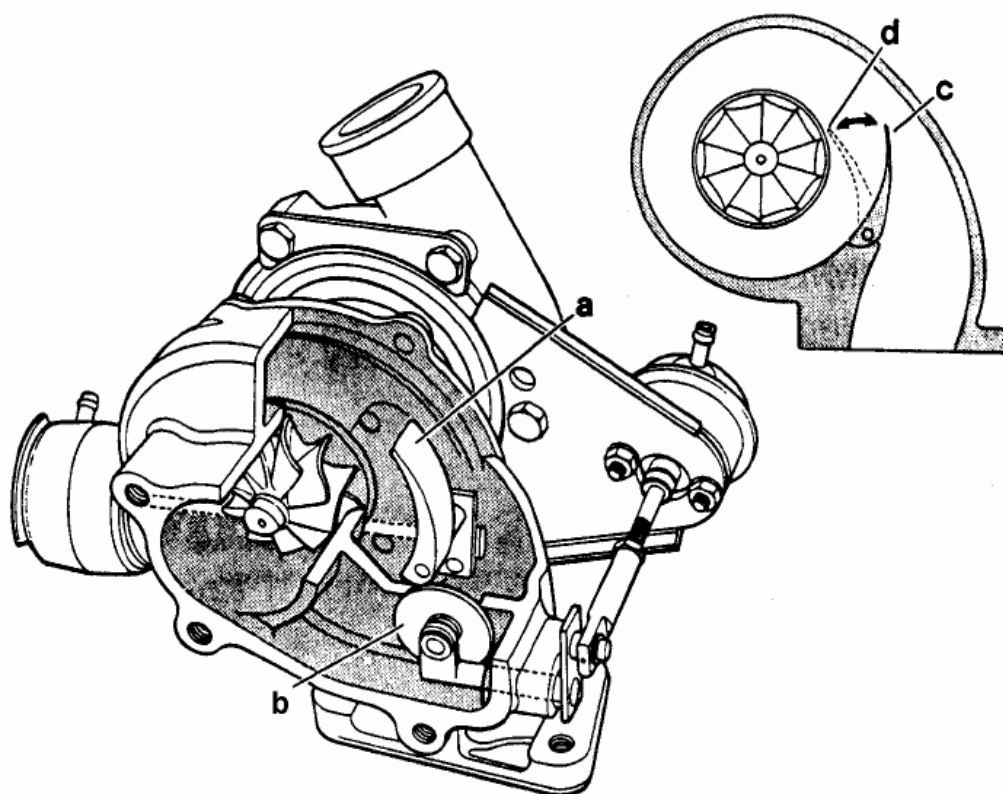
Ve snaze snížit tlaky a teploty výfukových plynů před turbínou při jejich odpouštění vyvinula firma Garret turbodmychadlo s použitím bezlopatkové rozváděcí skříně (viz obrázek č. 7) která má odpouštěcí klapku (b), doplněnou směrovou klapkou (a), pro úpravu víru v rozváděcí skříně a tím i rychlostního trojúhelníku na vstupu do rotoru turbíny. V poloze (d) směrová klapka vytváří podmínky normální turbínové skříně s regulací jen odpouštěním a v poloze (c) zvětšuje obvodovou složku rychlosti v bezlopatkové rozváděcí skříně. „*Tím se docílí v menší míře efektu, jako při natáčení rozváděcích lopatek, ovšem v kombinaci s odpouštěním se vytváří při této regulaci příznivější stavy plynu před turbínou, než při odpouštění výfukových plynů.*“<sup>24</sup>

---

<sup>22</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 6)

<sup>23</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 6)

<sup>24</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 7)



Obr. 7: Turbodmychadlo Garrett VAT 25 <sup>25</sup>

Tento způsob regulace turbodmychadlem Garrett VAT 25 byl poprvé použit při přeplňování motoru XU10J4TE ve vozidle Peugeot 405 T16.

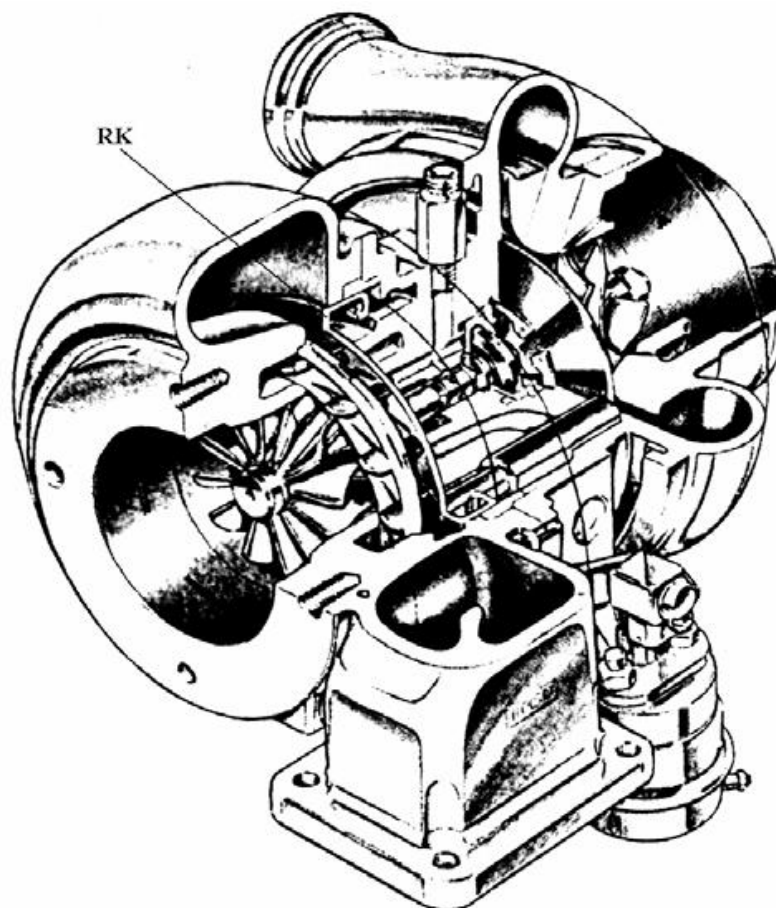
### 2.2.5 Regulace plnicího tlaku změnou šířky statoru turbíny

V roce 1998 začala anglická firma Holset používat regulaci změnou šířky rozváděcího kola turbíny, je to zdánlivě nejjednodušší způsob změny geometrie turbíny. Náročnost vyplývá z principu. „Celé rozváděcí kolo s lopatkami, viz pozice RK na obrázku č. 8, je nutno rovnoměrně po celém obvodu axiálně posouvat v turbínové skříni při teplotách až 800 °C a přitom lopatky zasouvat do prstence v druhé stěně, která má vytvořené otvory s profilem zasouvaných lopatek. Proto používá pro ovládání nikoli membránové jednotky ovládané tlakem z výstupu kompresoru, ale pístové jednotky ovládané tlakem z brzdového systému vozidla. Pro indikaci regulovaného plnicího tlaku se využívá otáček rotoru turbodmychadla,

<sup>25</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 7)

„které se snímají uprostřed rotoru v ložiskové skříni bezdotykovým magnetickým snímačem.“<sup>26</sup>

Jedná se o originální řešení z hlediska parametrů, protože proti ostatním způsobům regulace, zde protéká celý hmotnostní tok turbínou při optimálním úhlu náběhu proudu do oběžného kola a turbína tak má stále vysokou vnitřní účinnost. „Zvětšení ztrát je způsobeno pouze zvýšenými třecími ztrátami ve statoru a náhlým rozšířením v rotoru turbíny.“<sup>27</sup>



Obr. 8: Turbodmychadlo s měnitelnou šířkou statoru turbíny Holset HX40V<sup>28</sup>

Tento způsob regulace byl například použit pro regulované přeplňování řady vznětových motorů Iveco Cursor pro užitková vozidla.

<sup>26</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 7)

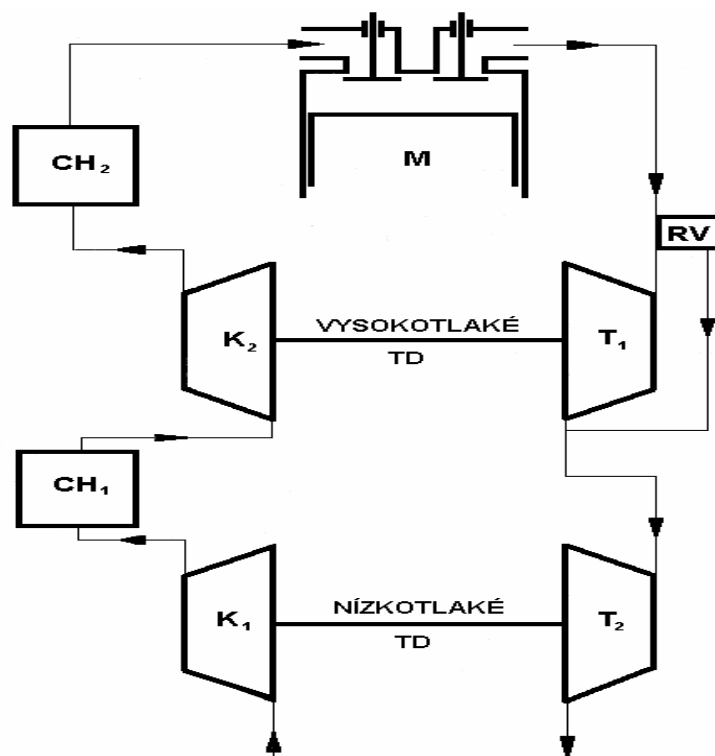
<sup>27</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 8)

<sup>28</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 8)



## 2.2.6 Dvoustupňové regulované přepřívání

Firma Kühnel, Kopp & Kausch (KKK) pro vysokotlaké přepřívání vznětových motorů užitkových vozidel se středním efektivním tlakem  $p_e = 2,1 \text{ MPa}$  a více, s regulačním rozsahem prakticky od minimálních otáček  $1000 \text{ min}^{-1}$  do jmenovitých otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$  vyvinula dvoustupňové přepřívání s regulací vysokotlaké turbíny odpouštěním výfukových plynů.



Obr. 9: Dvoustupňové přepřívání s regulací firmy KKK <sup>29</sup>

„Podle schéma na obrázku č. 9 je dvoustupňové přepřívání realizováno větším nízkotlakým turbodmychadlem a menším vysokotlakým turbodmychadlem, kde vysokotlaká turbína  $T_1$  je opatřena bypassem s elektronicky řízeným regulačním ventilem  $RV$ . Regulačním ventilem s bypassem je možné část hmotnostního toku výfukových plynů odvést vysokotlaké turbíně, která však vyexpanduje v nízkotlaké turbíně  $T_2$ , takže nárůst tlaků a teplot při regulaci je podstatně mírnější, než u jednostupňové regulace.“ <sup>30</sup> S použitím dvou chladičů plicního vzduchu ( $CH_1$  a  $CH_2$ ) se tímto způsobem regulace dosáhne téměř konstantního průběhu středního

<sup>29</sup> HOFAMANN, Karel: *Regulované přepřívání vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 8)

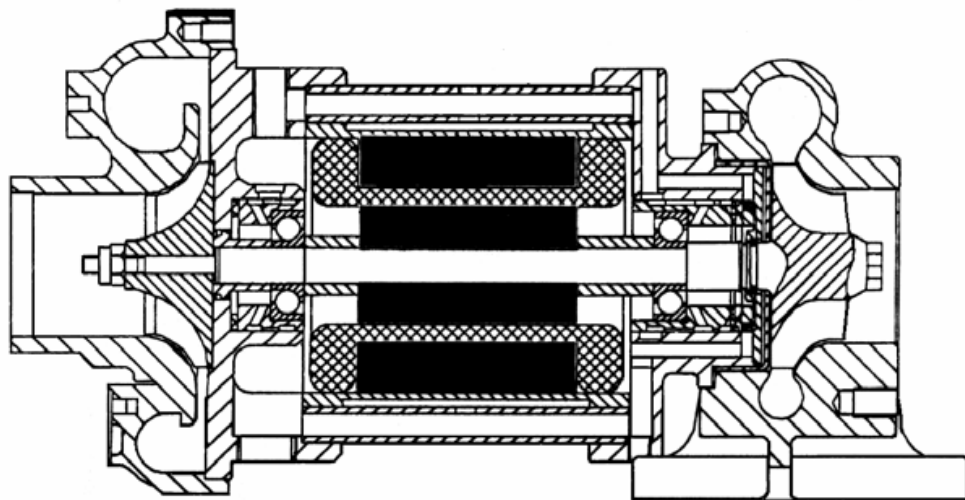
<sup>30</sup> HOFAMANN, Karel: *Regulované přepřívání vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 8)

efektivního tlaku  $p_e$  v širokém rozmezí otáček (900 až 1400  $\text{min}^{-1}$ ). V maximálním zatížení se v převážné části charakteristiky dosáhne poměrně vysoké hodnoty minimálního spalovacího přebytku vzduchu  $\lambda_z = 1,9$  a tudíž i minimální kouřivosti motoru.

*„Protože v poměrně široké části otáčkové charakteristiky motoru je možné se regulací přiblížit k optimálnímu stlačení vzduchu v obou stupních kompresorů K1 a K2 a tím i k jejich minimální kompresní práci, dochází ke snížení měrné spotřeby paliva oproti klasickému dvoustupňovému přepřívání u motoru se zdvihovým objemem 12  $\text{dm}^3$  o 6 až 8  $\text{g kW}^{-1}\text{h}^{-1}$ .“<sup>31</sup>*

### 2.2.7 Turbodmychadlo s elektrickým pohonem

Kalifornská firma Turbodyne vyvinula pro zvýšení akceleraceschopnosti turbodmychadly přepřívovaných motorů odstředivé dmychadlo s elektrickým pohonem a uvedla jej do sériové výroby. Firma spolupracuje s firmou Garret na vývoji turbodmychadla s elektrickým pohonem především pro vznětové, ale i zážehové motory osobních vozidel. *„Již v roce 1997 bylo takto pojaté přepřívání představeno na mezinárodní konferenci o přepřívání na Technické univerzitě v Dráždanech, kde byl představen i řez turbodmychadlem s elektrickým pohonem, viz obrázek č. 10, s asynchronním elektromotorem mezi kompresorem a turbínou.“<sup>32</sup>*



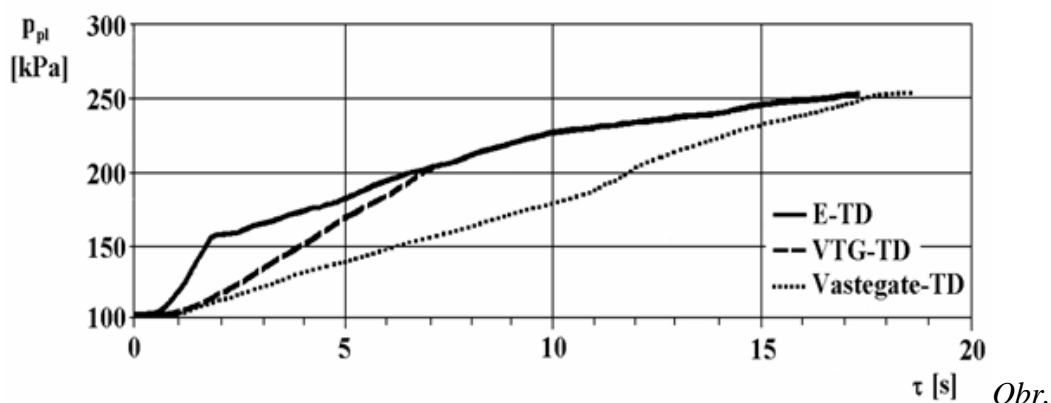
Obr. 10: Turbodmychadlo s elektrickým pohonem<sup>33</sup>

<sup>31</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přepřívání vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 9)

<sup>32</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přepřívání vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 9)

<sup>33</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přepřívání vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 9)

„Následně v roce 1998 byla na této univerzitě vypracována studie akcelerační schopnosti vozidlového motoru, kde jsou porovnána i zrychlení rotoru turbodmyhadla s elektrickým pohonem (e-TD) s turbodmyhadlem regulovaným natáčením lopatek statoru turbíny (VTG-TD) a odpouštěním výfukových plynů (Vastegate-TD).“<sup>34</sup>



Obr 11: Rychlost nárůstu plnicího tlaku<sup>35</sup>

Výsledky byly získány výpočtovým simulačním programem a jsou znázorněny na obrázku č. 11. Je zde zobrazen nárůst plnicího tlaku  $p_{pl}$  a časem  $\tau$  při náhlé akceleraci. Turbodmyhadlo s elektrickým pohonem může při náhlé akceleraci odebrat až 1,8 kW ze sítě vozidla, což by vyžadovalo speciální akumulátor.

„Elektromotor turbodmyhadla pracuje pouze při potřebě prudké akcelerace, kdy podle obrázku č. 11 je schopen do 2 sec., to je při startu během první otáčky motoru, zvednout plnicí tlak a tím i točivý moment motoru.“<sup>36</sup>

### 2.3 Chlazení plnicího vzduchu

Hmotnostní plnění válců přeplňovaného motoru ovlivňují zejména tlak a teplota plnicího vzduchu. Účinek obou veličin je ale protichůdný, proto má mimořádný význam chlazení plnicího vzduchu. "Systémů chlazení plnicího vzduchu je několik, nejobvyklejší jsou způsoby chlazení pomocí výměníků tepla, v menší míře se používá ochlazování vzduchu expanzí ve válci motoru, nebo chlazením v expanzní turbíně."<sup>37</sup>

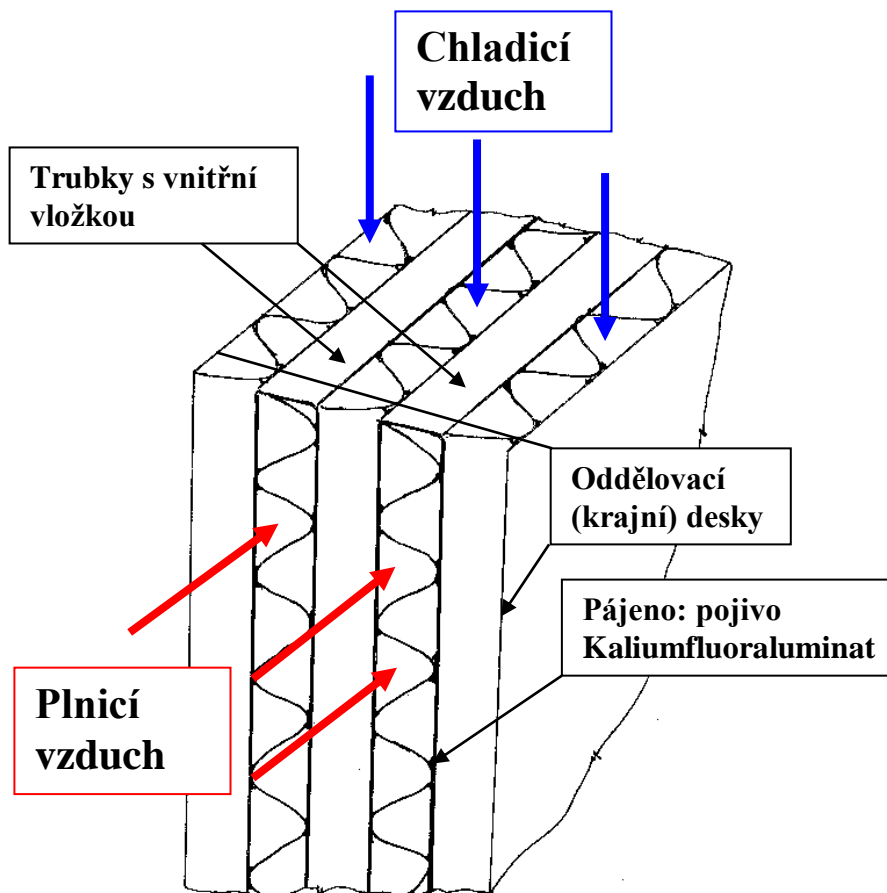
<sup>34</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 9)

<sup>35</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 9)

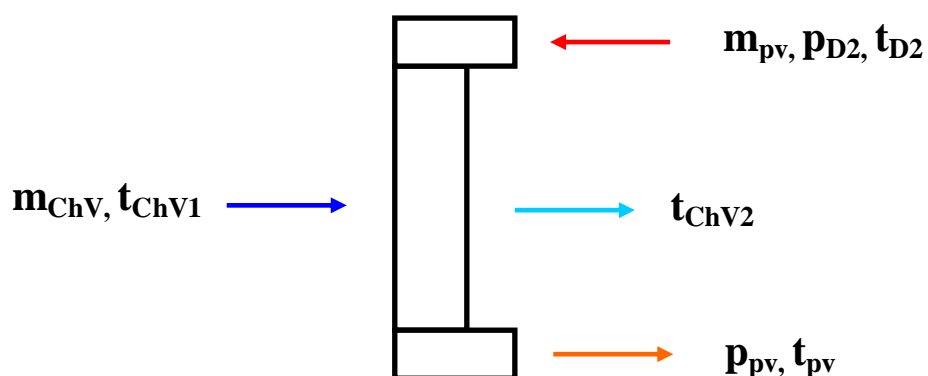
<sup>36</sup> HOFMANN, Karel: *Regulované přeplňování vozidlových motorů*. FSI-VUT Brno, 2000. (str. 10)

<sup>37</sup> BEROUN, S.: *Učební text, Chlazení plnicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008 (str. 3)

### 2.3.1 Chlazení plnicího vzduchu pomocí výměníku tepla



Obr. 12: Chlazení plnicího vzduchu pomocí výměníku tepla



Obr. 13: Schéma chladiče plnicího vzduchu

$m_{ChV}$	– Hmotnostní tok chladicího vzduchu	[kg/s]
$m_{pV}$	– Hmotnostní tok plnicího vzduchu	[kg/s]
$t_{ChV1}$	– Teplota chladicího vzduchu na vstupu (před chladičem)	[°C]
$t_{ChV2}$	– Teplota chladicího vzduchu na výstupu (za chladičem)	[°C]
$t_{D2}$	– Teplota vzduchu na výstupu z dmyhadla	[°C]
$t_{pV}$	– Teplota plnicího vzduchu	[°C]
$p_{D2}$	– Tlak vzduchu na výstupu z dmyhadla	[Pa]
$p_{pV}$	– Tlak plnicího vzduchu	[Pa]
$v_v$	– Rychlost vozidla	[m/s]

Chladiče plnicího vzduchu jsou nejčastěji typu vzduch-vzduch, méně často se používají typu vzduch-voda. „Tzv. mezichladiče vzduch-vzduch jsou konstruovány s prakticky stejnou teplosměnnou plochou na straně chladicího i plnicího vzduchu. Měrný chladicí povrch (velikost teplosměnné plochy v 1 m<sup>3</sup> chladiče) je 500 - 700 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. Účinnost chlazení bývá v rozsahu 0,75 – 0,90.“<sup>38</sup>

### 2.3.2 Teoretický výpočet chlazení plnicího vzduchu na vozidle Golf I

#### Rozměry chladiče plnicího vzduchu:

Šířka	a	=	0,78	[m]
Výška	b	=	0,21	[m]
Hloubka	c	=	0,04	[m]

#### Naměřené hodnoty:

$t_{ChV1}$	=	27	[°C]
$t_{ChV2}$	=	49	[°C]
$t_{D2}$	=	140	[°C]
$t_{pV}$	=	55	[°C]
$m_{pV}$	=	0,15	[kg/s]
$v_v$	=	25	[m/s]

<sup>38</sup> BEROUN, S.: *Učební text, Chlazení plnicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008 (str. 3)

### Konstanty:

$$\text{Měrná tepelná kapacita vzduchu: } c_{pV} = 1005 \text{ [J/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)]}$$

$$\text{Hustota vzduchu } \rho_v = 1,257 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\text{Účinnost prostupu chladicího vzduchu chladičem: } \eta_v = 0,4 \text{ [-]}$$

### Čelní průřez chladiče:

$$S_{\check{c}-ch} = a \cdot b = 0,78 \cdot 0,21 = 0,1638 \text{ m}^2$$

### Objem chladiče:

$$V_{ch} = a \cdot b \cdot c = 0,78 \cdot 0,21 \cdot 0,04 = 6,552 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

### Tepelný výkon chladiče:

$$P_{CHL} = m_{ChV} \cdot c_{pV} \cdot (T_{ChV2} - T_{ChV1}) \quad (V3)^{39}$$

$$P_{CHL} = m_{pv} \cdot c_{pV} \cdot (T_{D2} - T_{pv})$$

$$P_{CHL} = 0,15 \cdot 1005 \cdot (140 - 55)$$

$$P_{CHL} = 12813 \text{ W} = 12,8 \text{ kW}$$

### Hmotnostní tok chladicího vzduchu:

$$m_{ChV} = S_{\check{c}-ch} \cdot v_v \cdot \eta_v \cdot \rho_v \quad (V4)^{40}$$

$$m_{ChV} = 0,1638 \cdot 25 \cdot 0,4 \cdot 1,257$$

$$m_{ChV} = 2,06 \text{ kg/s}$$

### Měrný (čelní) výkon chladiče:

Ze vztahu pro výkon chladiče (V5) je vyjádřen vztah pro měrný (čelní) výkon chladiče:

---

<sup>39</sup> MACEK, J.; Kliment, V.: *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory*, ČVUT Praha, 1992 (str. 143)

<sup>40</sup> BEROUN, S.: *Učební text, Chlazení plnicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008 (str. 4)

$$P_{CHL} = k_{\check{c}} \cdot S_{\check{c}-ch} \cdot \left( \frac{t_{D2} + t_{pv}}{2} - \frac{t_{ChV1} - t_{ChV2}}{2} \right) \quad (V5)^{41}$$

↓

$$k_{\check{c}} = \frac{P_{CHL}}{S_{\check{c}-ch} \cdot \left( \frac{t_{D2} + t_{pv}}{2} - \frac{t_{ChV1} + t_{ChV2}}{2} \right)}$$

$$k_{\check{c}} = \frac{12813}{0,1638 \cdot \left( \frac{140 + 55}{2} - \frac{27 + 49}{2} \right)}$$

$$k_{\check{c}} = 1315 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K} = 1,3 \text{ kW} / \text{m}^2 \text{ K}$$

**Odhad teplosměnné plochy na straně plicího vzduchu:**

$$S_{Chl/pv} = 600 \cdot 6,552 \cdot 10^{-3}$$

$$S_{Chl/pv} = 3,93 \text{ m}^2$$

**Měrný výkon chladiče:**

$$\alpha_{pv} = \frac{P_{CHL}}{S_{Chl/pv} \cdot \left( \frac{t_{D2} + t_{pv}}{2} - \frac{t_{ChV1} + t_{ChV2}}{2} \right)}$$

$$\alpha_{pv} = \frac{12813}{3,93 \cdot \left( \frac{140 + 55}{2} - \frac{27 + 49}{2} \right)}$$

$$\alpha_{pv} = 54,8 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

**Účinnost chlazení:**

$$\eta_{CHL} = \frac{t_{D2} - t_{pv}}{t_{D2} - t_{ChV1}} = \frac{140 - 55}{140 - 27}$$

$$\eta_{CHL} = 0,75$$

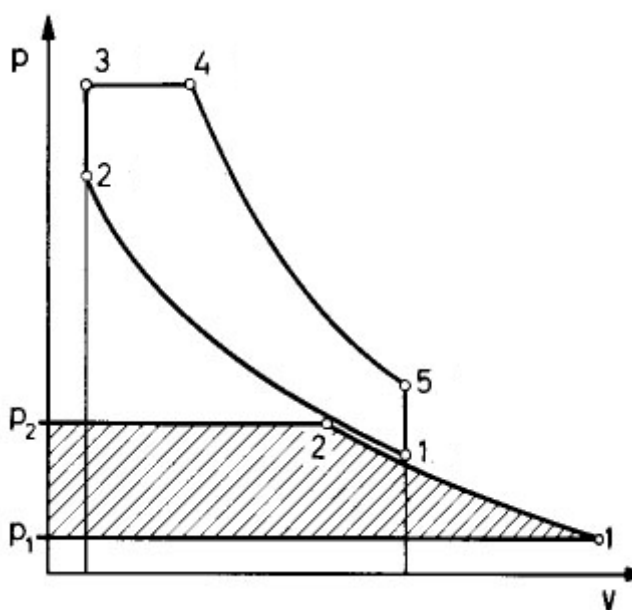
---

<sup>41</sup> BEROUN, S.: *Učební text, Chlazení plicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008 (str. 4)

Výsledky lze považovat za reálné, neboť rychlost omývání teplosměnné plochy je velká a vložky uvnitř trubek jsou upraveny k vyvolání vysoké turbulence. Pozn. Hodnoty  $t_{D2}$ ,  $m_{pV}$  jsou převzaty ze studijních materiálů (BEROUN, Stanislav.: *Učební text, Chlazení plnicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008), neboť se jedná o shodný typ motoru.

### 2.3.3 Chlazení plnicího vzduchu expanzí ve válci – Millerův způsob

„Vzduch stlačený na poměrně vysoký plnicí tlak prochází mezichladičem do válce motoru. Dalšího ochlazení ve válci se dosahuje tím, že plnicí ventil se uzavře ještě před DÚ, vzduch ve válci expanduje a klesá jeho teplota. Výhodou řešení je plnění válce vysokým tlakem (kladná práce pístu) a sníží se kompresní i spalovací tlak, což je pro zvládnutí teplotních problémů i mechanického namáhání příznivé. Zvyšuje se účinnost pracovního oběhu (relativní prodloužení expanze). Celkově je však provedení tohoto řešení konstrukčně komplikované.“<sup>42</sup>



Obr. 14: Chlazení plnicího vzduchu expanzí ve válci – Millerův způsob<sup>43</sup>

<sup>42</sup> BEROUN, S.: *Učební text, Chlazení plnicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008 (str. 6)

<sup>43</sup> BEROUN, S.: *Učební text, Chlazení plnicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008 (str. 6)



## **3 Zástavba motoru 1,9 TDI 66 kW do vozidla VW Golf I. generace a úprava motoru**

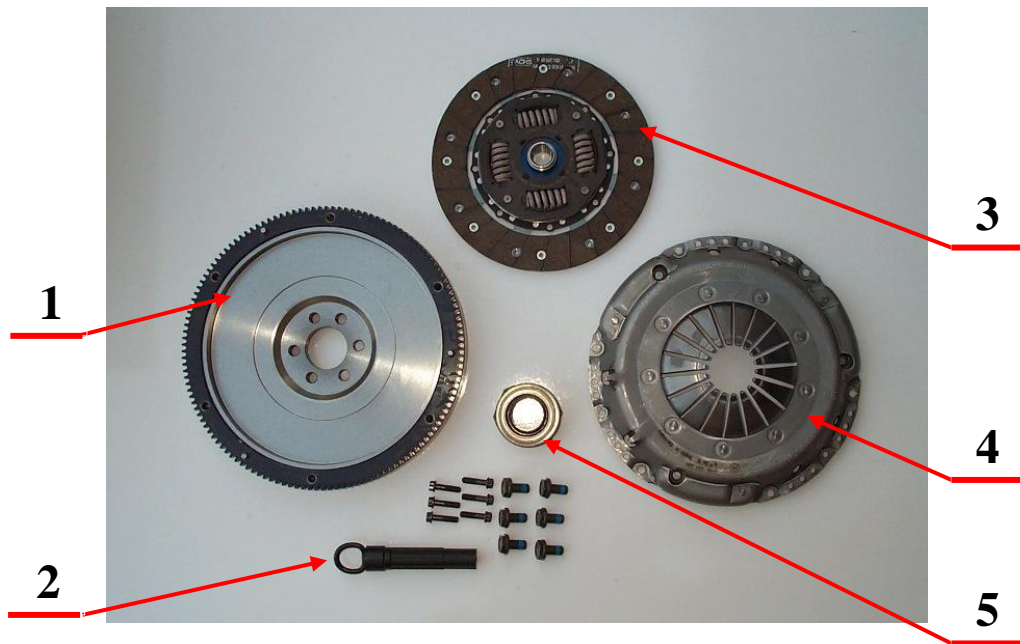
Pro vozidlo jsem zvolil koncernový agregát s obchodním označením 1,9 TDI. Dal jsem přednost motoru s označením ALH (kód motoru), před starší variantou motoru 1,9 TDI s označením 1Z. Motory mají sice stejné obchodní označení a totožný udávaný maximální výkon 66 kW, ale značně se liší. Nejvýznamnější rozdíl je v turbodmychadlech. Motor 1Z byl opatřen turbodmychadlem s regulací plnicího tlaku odpouštěním výfukových plynů před turbínou, zatímco motor ALH již využíval turbodmychadlo s proměnlivou geometrií lopatek rozváděcího kola turbíny. Motor ALH má ventilové víko a spodní víko klikové skříně hliníkové, motor 1Z měl tato víka plechová. Další důležitý rozdíl je v kvalitě pístů, motor ALH má písty výrazně odolnější. Při takovéto zástavbě by měl sice motor 1Z „velké plus“, neboť není tak náročný na prostor jako motor ALH, ale výše uvedené kladné vlastnosti motoru ALH mě přivedly k variantě zástavby, která se vyznačuje větší pracností.

V dalším textu se budu zabývat úpravou jednotlivých součástí, na kterých bylo zapotřebí něco změnit, upravit nebo případně přemístit.

### **3.1 Setrvačnick a spojka**

Motor ALH již používal dvuhmotový setrvačnick, který není vhodný na nešetrné zacházení, ke kterému dochází při sportovních účelech. Z tohoto důvodu jsem použil setrvačnick z motoru 1Z (viz obrázek č. 15). Setrvačnick mají totožnou rozteč a počet šroubů pro přišroubování ke klikové hřídeli (shodná příruba), není proto nijak náročné setrvačnick zaměnit. V kombinaci se setrvačnickem z motoru 1Z jsem použil třecí kotouč 1Z a přitlačný kotouč se štítem spojky z koncernového motoru VW 2,8 VR6. Tento přitlačný kotouč se štítem spojky je výhodnější, neboť přitlačná pružina, která je součástí, vyvíjí větší přitlačnou sílu na spojový kotouč (lamelu). Větší přitlačná síla je důležitá pro lepší přenos točivého momentu. Bylo by možno použít i třecí kotouč z motoru VR6, ale tuto variantu nedoporučuji, protože pružiny v třecím kotouči (lamele) mají menší tuhost (jsou navrhnuty na zážehový motor).

Použil jsem axiální vypínací ložisko, které je dodáváno k motoru 1Z.



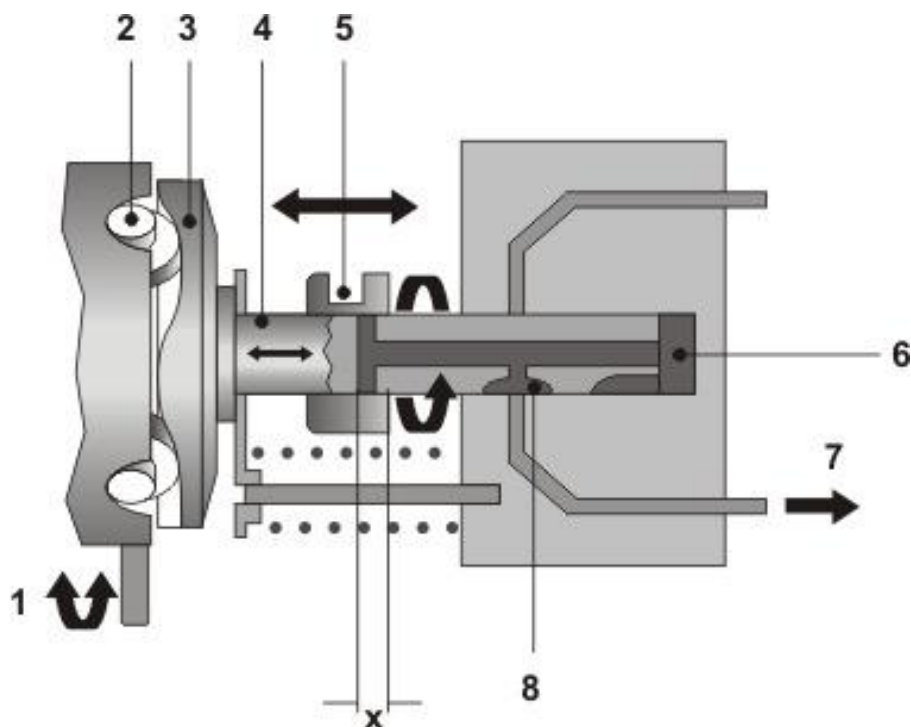
Obr. 15: Setrvačnick se spojkou

1 – Setrvačnick motoru, 2 – Přípravek pro vystředění spojkového kotouče při montáži, 3 – Třecí kotouč (lamela), 4 – přitlačný kotouč se štítem spojky a přitlačnou pružinou (talířovou), 5 – axiální vypínací ložisko

### 3.2 Princip axiálního vstřikovacího čerpadla s rozdělovačem BOSCH VE

„Otáčející se zdvihový kotouč je poháněn motorem. Počet zdvihů vačky na zdvihovém kotouči odpovídá počtu válců motoru. Vačky na zdvihovém kotouči během pohybu na válečcích válečkového kroužku vyvolávají v pístovém rozdělovači kromě otáčivého pohybu navíc posuvný pohyb. Během jedné otáčky hnací hřídele píst provede tolik zdvihů, kolik válců motoru je třeba v té době naplnit. V axiálním vstřikovacím čerpadle VE řízeném hranou s mechanickým odstředivým regulátorem nebo elektronicky regulovaným nastavovačem jsou užitečný zdvih a dávka paliva stanoveny polohou regulačního šoupátka. Počátek vstřiku čerpadla lze změnit pomocí předsuvníku vstřiku. Mechanická regulace se používá pouze v axiálních čerpadlech s rozdělovačem. Pokyny řidiče jsou přenášeny do regulátoru vstřikovacího čerpadla plynovým pedálem a táhlem. Přesnější regulace lze dosáhnout použitím elektronického řízení. Elektromagnetický nastavovač

ve vstřikovacím čerpadle s rozdělovačem nahrazuje mechanický regulátor a jeho přídatné systémy. Ovladač určuje polohu elektromagnetického nastavovače ve vstřikovacím čerpadle na základě signálů z různých snímačů, které monitorují stav práce motoru.“<sup>44</sup>



Obr. 16: Princip axiálního vstřikovacího čerpadla s rozdělovačem<sup>45</sup>

1 – směr přestavení vstřiku na válečkovém kroužku; 2 – váleček; 3 – zdvihový kotouč; 4 – pístový rozdělovač; 5 – šoupátko; 6 – vysokotlaká část; 7 – přívod paliva do trysky; 8 – řídicí okénko; X – užitečný zdvih

### Úprava vstřikovacího čerpadla pro VW Golf I

Jediná schůdná možnost, jak v dílenských podmínkách zprovoznit motor 1,9 TDI ve vozidle VW Golf I, je opustit systém elektronického řízení a nahradit ho systémem mechanickým. Tuto změnu vyžadují jen některé díly (skupiny). Hlavní součást, která vyžaduje zásah je vstřikovací čerpadlo. Jako základ jsem použil vstřikovací čerpadlo z koncernového motoru VW 1,9 TD (jeden z běžných motorů

<sup>44</sup> Vstřikovací čerpadla s rozdělovačem Bosch [online]  
Dostupné z: <[http://www.turbo-tec.eu/cz/pompy\\_rozzielaczowe.php](http://www.turbo-tec.eu/cz/pompy_rozzielaczowe.php)>

<sup>45</sup> Vstřikovací čerpadla s rozdělovačem Bosch [online]  
Dostupné z: <[http://www.turbo-tec.eu/cz/pompy\\_rozzielaczowe.php](http://www.turbo-tec.eu/cz/pompy_rozzielaczowe.php)>

vozu VW Golf III. generace). Na toto čerpadlo jsem namontoval vysokotlakou část ze vstřikovacího čerpadla TDI, to znamená, že došlo ke změně průměru výtlačného pístu z 8,5 mm na 10 mm. Došlo tak k nárůstu vstřikovacího tlaku na potřebnou mez.

Tlakové podávací čerpadlo paliva, regulátor, předsvítlík vstřiku a ostatní mechanismy zůstaly ze vstřikovacího čerpadla motoru 1,9 TD.

Kdyby se vstřikovací čerpadlo 1,9 TD namontovalo na motor TDI bez úpravy, bylo by to značně nedostačující, neboť vstřikovací tlak, který čerpadlo vyvíjí je 140 bar (14 MPa). Tlak potřebný pro vstřikovače TDI je 190 – 200 bar (19 – 20 MPa).



*Obr. 17: Úprava vstřikovacího čerpadla*

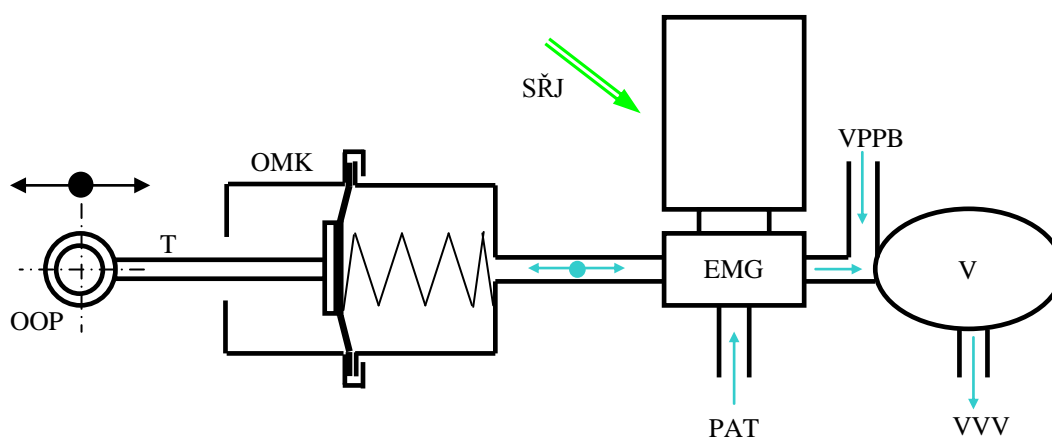
**1** – vstřikovací čerpadlo 1,9 TD; **2** – vysokotlaká část vstřikovacího čerpadla 1,9 TDI

Po úpravě vstřikovacího čerpadla a následné montáži k držáku vstřikovacího čerpadla, bylo zapotřebí nastavit hodnotu dynamického předvstříku. Předvstřík se nastavuje vzájemnou montáží řemenice vstřikovacího čerpadla a jejího unašeče. Řemenice je opatřena otvory oválného tvaru, které umožňují změnu její polohy vůči unašeči (příloha č. 1). Ke zjištění hodnoty dynamického předvstříku byl použit diesel tester (příloha č. 2) opatřený stroboskopickou lampou a sondou připevněnou na vstřikovací potrubí. Tato hodnota byla nastavena na konstantní hodnotu 12° před horní úvrať.

### 3.3 Turbodmychadlo

Turbodmychadlo, které jsem použil je původní z motoru 1,9 TDI (ALH). Tento motor již byl opatřen turbodmychadlem s regulací plnicího tlaku natáčením rozváděcích lopatek turbíny.

Největší problém představovalo vyřešení ovládní této regulace. Původní ovládací systém regulace plnicího tlaku spočíval v podtlakovém ovládní membránové komory. Zdroj podtlaku obstarávala vývěva společná pro podtlakový posilovač brzd.



*Obr. 18: Původní schéma ovládní regulace turbodmychadla*

**OOP** – Oko ovládací páky regulace; **T** – Táhlo ovládací membránové komory; **OMK** – Ovládací membránová komora; **SŘJ** – signál z řídicí jednotky motoru; **EMG** – Elektromagnetický ventil; **PAT** – Přívod atmosférického vzduchu; **VPPB** – vedení k podtlakovému posilovači brzd; **VOVZ** – Výstup vzduchu z vývěvy.

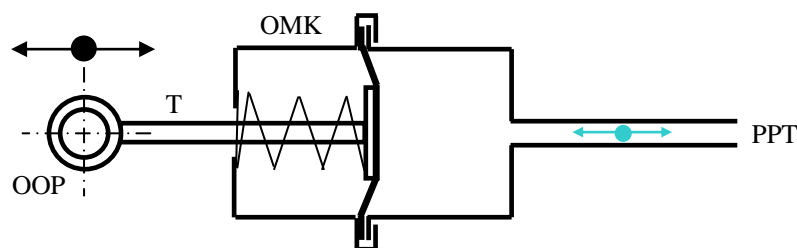
#### **Princip původního ovládní regulace turbodmychadla:**

Vývěva vytváří podtlak, který je přiveden k elektromagnetickému ventilu. Řídící jednotka motoru vysílá signály elektromagnetickému ventilu, který nastavuje velikost podtlaku v membránové komoře. Podtlak, který působí na membránu, se vyrovná se silou pružiny a tím dochází k posunu táhla s okem ovládací páky regulace. Okamžitě po spuštění motoru (při volnoběžných otáčkách) dojde k přivedení maximálního podtlaku do membránové komory a tím dojde k posunutí

táhla do krajní polohy. Se vzrůstajícími otáčkami elektromagnetický ventil zmenšuje podtlak v membránové komoře připouštěním barometrického tlaku, a tím dochází k posuvu táhla směrem od membránové komory a pohybem táhla dochází k natáčení páky regulace. Naopak při klesajících otáčkách regulační ventil zvětšuje podtlak, uzavřením přívodu barometrického tlaku a otevřením přívodu podtlaku, a tím dochází k posuvu táhla směrem k membránové komoře.

### Princip mechanického ovládání regulace turbodmyhadla:

Výše uvedený systém ovládání regulace jsem nahradil mechanickým systémem řízeným velikostí plnicího tlaku turbodmyhadla. Schéma je znázorněno na obrázku č. 19.



Obr. 19: Schéma ovládání regulace turbodmyhadla na upraveném motoru TDI

**OOP** – Oko ovládací páky regulace; **T** – Táhlo ovládací membránové komory;

**OMK** – Ovládací membránová komora; **PPT** – Přívod plnicího tlaku

Tato změna ovládání regulace turbodmyhadla si vyžádala předělání ovládací membránové komory. Membránová komora byla rozebrána a vinutá pružina byla vložena před membránu, jak je vidět na obrázku č. 19. Po tomto zákroku byla membránová komora opět složena. Do membránové komory byl přiveden plnicí tlak z příruby na sacím potrubí motoru, který působí na membránu, tato síla se vyrovnává se silou vinuté pružiny, tím nastavuje táhlo s okem ovládací páky regulace do požadované polohy. Při vzrůstajících otáčkách motoru dochází k nárůstu plnicího tlaku, který je přiveden do membránové komory. Plnicí tlak, který působí, na membránu se vyrovná se silou ve vinuté pružině, tím dochází k posuvu táhla směrem od membránové komory. Při poklesu plnicího tlaku (při poklesu otáček

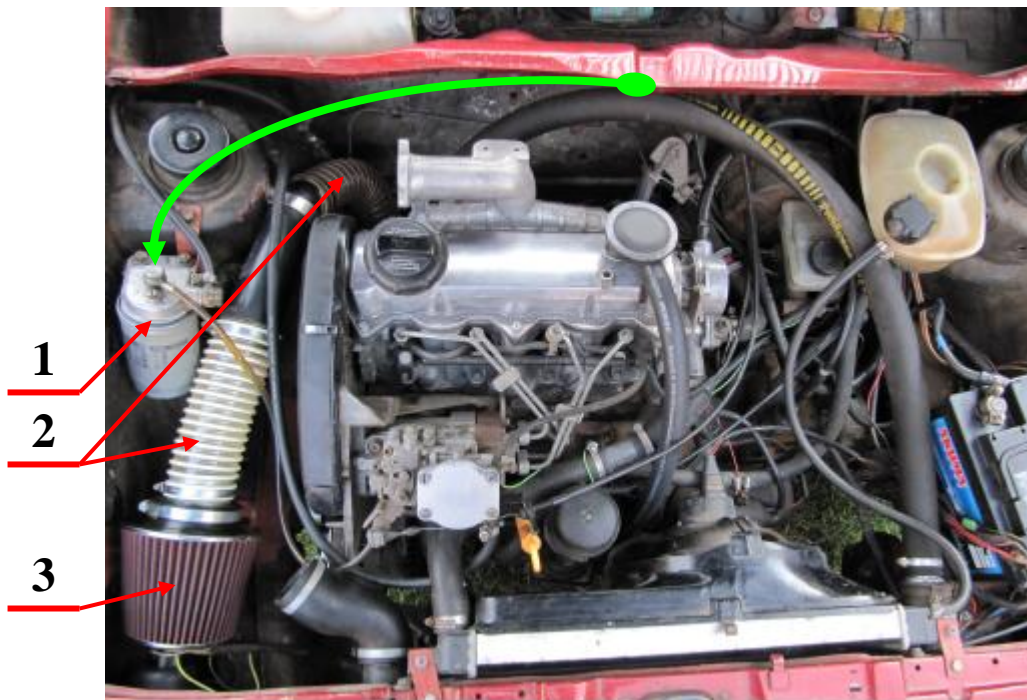
motoru) dochází k posunu táhla směrem k membránové komoře. Membránová komora, táhlo regulace s možností změny délky a ovládací páka natáčení lopatek rozváděcího kola jsou znázorněny na obrázku č. 31.

Změnou délky ovládacího táhla regulace turbodmychadla (obrázek č. 31), jsem nastavil maximální hodnotu plnicího tlaku (přetlaku oproti atmosférickému tlaku) 1,5 bar (150 kPa). Hodnota plnicího tlaku je velice důležitá, neboť úzce souvisí s výkonem, spotřebou, kouřivostí a životností motoru. Pro vyloučení chyby v nastavení hodnoty plnicího tlaku jsem použil dva na sobě nezávislé tlakoměry připojené na vývod pro regulaci turbodmychadla (obrázek č. 23; pozice č. 2). Tlakoměry jsou zobrazeny na obrázcích v příloze č. 3 a 4.

### **3.4 Čistič nasávaného vzduchu (vzduchový filtr)**

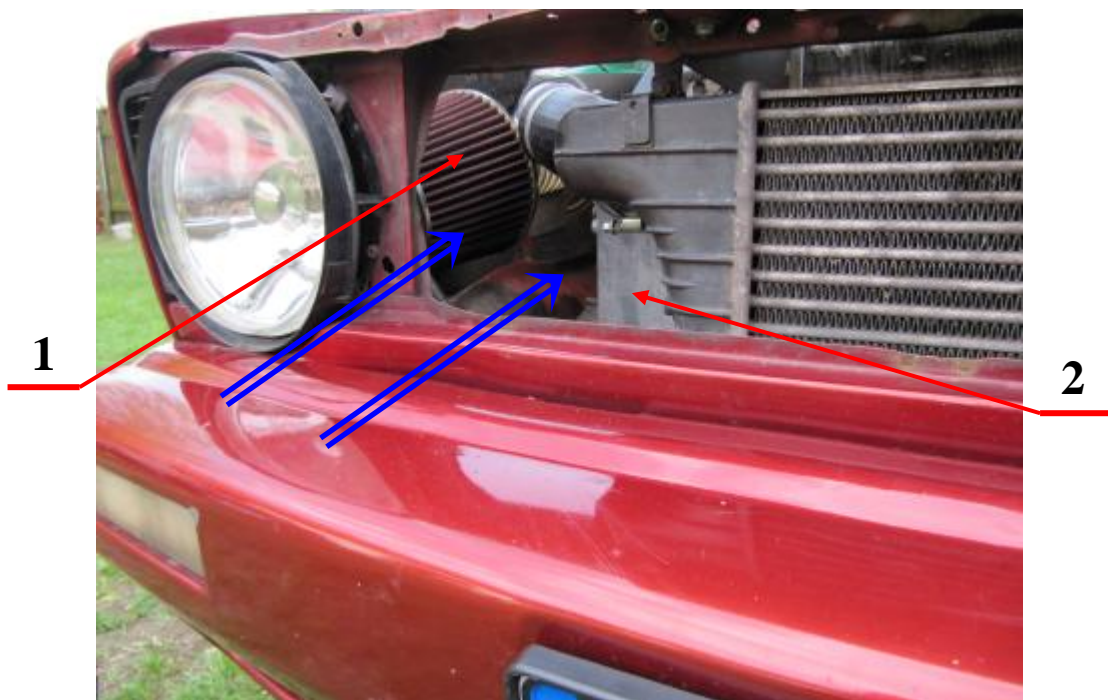
Použitý agregát 1,9 TDI, vyznačující se většími rozměry oproti agregátu 1,6 TD, již neumožňuje použití originálního vzduchového čističe nasávaného vzduchu z motoru 1,6 TD (příloha č. 5). Pro svoji rozměrnost je vzduchový čistič z motoru 1,9 TDI ve vozidle Golf I také nepoužitelný a proto jsem z těchto důvodů zvolil sportovní vzduchový čistič od německého výrobce JOM, typ: 40301 (příloha č. 6). Vzduchový čistič jsem umístil na místo původního vzduchového čističe, jak je vidět na obrázku č. 20. Umístění vzduchového čističe je důležité, neboť je zapotřebí, aby nasával chladný, čerstvý vzduch. Přívod vzduchu k čističi je znázorněn na obrázku č. 21. Vedení vzduchu od čističe k turbodmychadlu jsem zhotovil z průmyslových sacích hadic dvou různých průměrů (70 mm a 40 mm). Přejechod mezi hadicemi tvoří plastový kónus, jak je vidět na obrázku č. 20.





Obr. 20: Umístění čističe nasávaného vzduchu, naftového čističe

1 – naftový čistič; 2 – průmyslové sací hadice; 3 – čistič nasávaného vzduchu



Obr. 21: Přívod vzduchu ke vzduchovému čističi (vzduchovému filtru)

1 – čistič nasávaného vzduchu; 2 – hliníkový plech pro usměrnění proudu vzduchu



### 3.5 Mezichladič plnicího vzduchu (Intercooler)

Z důvodu lepšího hmotnostního plnění válců je u přeplňovaných motorů velice důležité chlazení plnicího vzduchu. Koncernové motory VW 1,9 TDI používají výměníky tepla (mezichladiče) umístěné za nárazníkem v úrovni blatníku (v podběhu), díky této poloze je výměník tepla tvarově uzpůsoben do kvádrového tvaru. Pro zástavbu do vozidla Golf I je takový výměník tepla zcela nevhodný, proto jsem použil mezichladič plnicího vzduchu plochého tvaru větších rozměrů (kapitola 2.3.2), od výrobce LaR. Mezichladič plnicího vzduchu jsem umístil před chladič chladicí kapaliny motoru, ihned za plastovou mřížku (masku automobilu). Umístění mezichladiče plnicího vzduchu je vidět na obrázku č. 22.



*Obr. 22: Umístění mezichladiče plnicího vzduchu (intercooler)*

### 3.6 Zpětné vedení výfukových spalin (EGR)

#### Účel a princip:

Exhaust Gas Recycling je zařízení, které odebírá část výfukových plynů od motoru a přivádí tyto plyny přes ventil pro zpětné vedení výfukových plynů zpět do nasávaného čerstvého vzduchu. Je-li zpětné vedení výfukových plynů aktivní,

přivádí se do čerstvého vzduchu až 18 % výfukových plynů. Důvod je čistě ekologický. Výsledkem je snížení přebytku vzduchu při spalování, a tím nižší teplota spalování. Díky tomu se sníží obsah oxidů dusíku ve výfukových plynech. Hodnota z datového pole, které je uloženo v řídicí jednotce motoru, omezuje maximální množství recirkulovaných výfukových plynů v závislosti na množství emitovaných uhlovodíků (HC) a oxidu uhelnatého (CO).

Hodnota pro regulaci zpětného vedení výfukových plynů se vypočítává z hodnoty dané datovým polem v závislosti na hodnotách množství nasávaného vzduchu, otáček motoru a na množství paliva, které má být vstříknuto. Vstříkované množství paliva a otáčky motoru určují v datovém poli množství recirkulovaných výfukových plynů. Regulace je aktivní jen tehdy, je-li teplota motoru vyšší než 50° C. Při nižších teplotách je systém zpětného vedení výfukových plynů odpojen. Zpětné vedení výfukových plynů je aktivní jen jsou-li otáčky motoru nižší než 3000 min<sup>-1</sup>, protože při vyšších otáčkách tvorba oxidů dusíku klesá sama o sobě. Tento efekt vzniká kratšími časy potřebnými pro spalování a malým přebytkem vzduchu. Je-li množství výfukových plynů určených k recirkulaci definováno, změní řídicí jednotka motoru 1,9 TDI hodnotu v odpovídající signál. Tento signál slouží k přesnému dávkování množství plynů k recirkulaci. Mechanický ventil pro zpětné vedení výfukových plynů (obrázek č. 23) je ovládán elektromagnetickým ventilem. Ventil pro ovládání klapky regulace plicního tlaku (mechanický) je otevírán tlakem přivedeným od elektromagnetického ventilu omezováním plicního tlaku vzduchu. Elektromagnetický ventil obdrží elektrické signály od řídicí jednotky.

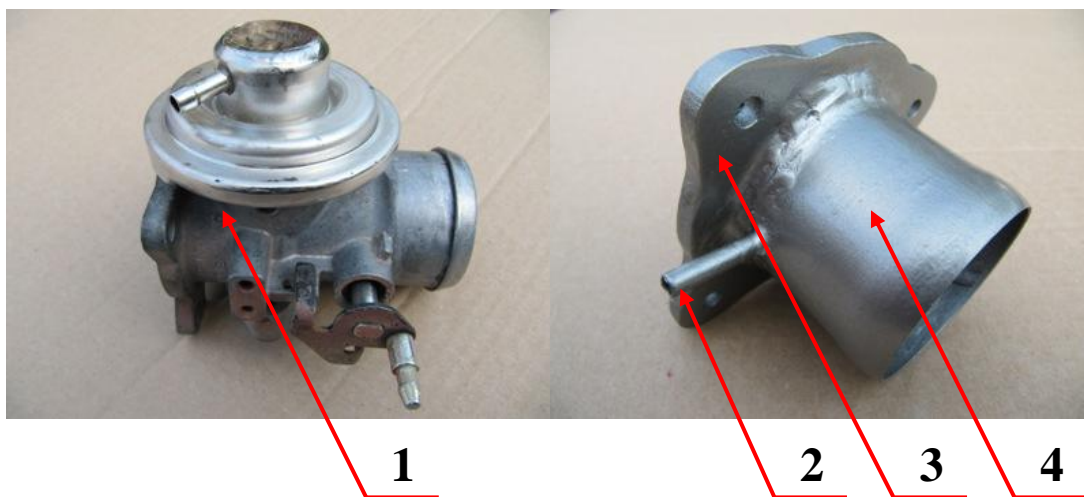
### **Nevýhody EGR:**

- Přisávání výfukových spalin značně přispívá k zanášení sacího potrubí, talířků a dřících sacích ventilů (karbonizování).
- Přimíšením horkých výfukových plynů vzrůstá teplota nasávaného vzduchu, a zároveň klesá objem, který je možno nasát do válce.
- Vysoký podíl recirkulovaných výfukových plynů snižuje výkon motoru.

## Zaslepení EGR:

Na použitém motoru 1,9 TDI mechanicky řízeném, již není možnost ovládní elektromagnetického ventilu z důvodu absence elektronického řízení. Tento „problém“ a výše zmíněné nevýhody lze vyřešit zaslepením zpětného vedení výfukových spalín. Protože u vozidla, které je používáno pro sportovní účely, není prioritou obsah složek výfukových plynů, nepředstavuje zaslepení EGR žádné komplikace.

Původní EGR ventil byl nahrazen svařencem z ocelové příruby a z ocelové tenkostěnné trubky. V tenkostěnné trubce je připájen vývod pro ovládní regulace turbodmychadla, která je řízena tlakem plnicího vzduchu. Svařenec, který nahrazuje EGR ventil je zobrazen na obrázku č. 23.

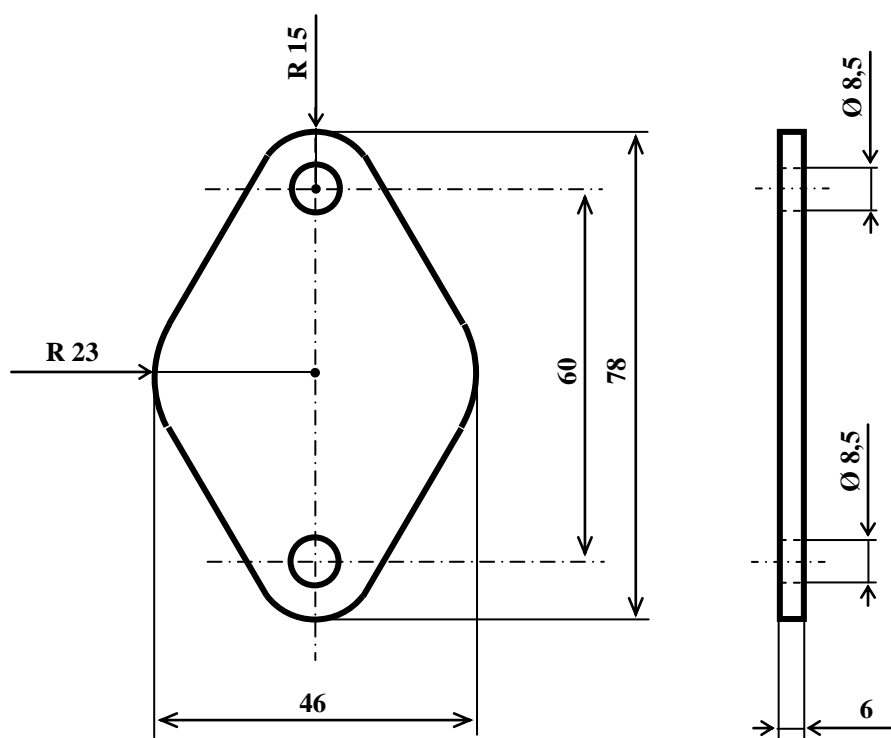


Obr. 23: Náhrada EGR ventilu

- 1** – Mechanický EGR ventil; **2** – Vývod pro ovládní regulace turbodmychadla;  
**3** – Příruba pro montáž k sacímu potrubí; **4** – Tenkostěnná trubka

Tenkostěnná trubka má na konci rozšíření, které zabraňuje „sklouznutí“ hadice vlivem plnicího tlaku, který dosahuje přetlaku až 1,6 bar (160 kPa).

Na sběrném výfukovém potrubí bylo zapotřebí zaslepit otvor, který sloužil ke zpětnému vedení výfukových spalín. Pro zaslepení jsem zhotovil víko z nerezové oceli. Rozměry víka jsou znázorněny na obrázku č. 24 (rozměry na obrázku jsou v milimetrech). Obrázek č. 25 zobrazuje umístění zátky.



Obr. 24: Rozměry víka zaslepující zpětné vedení výfukových spalin



Obr. 25: Zaslepení zpětného vedení výfukových spalin

1 – víko zaslepující zpětné vedení výfukových spalin

### 3.7 Naftový čistič

Naftový čistič byl z důvodu úspory místa pro vedení plnicího vzduchu přemístěn ze stěny za motorem do pravé přední části motorového prostoru (obrázek č. 20).

### 3.8 Akumulátor

Náročnost prostoru chladiče plnicího vzduchu a přívodní vzduchová hadice si vyžádaly změnu polohy akumulátoru. Díky předělanému držáku se akumulátor pootočil přibližně o úhel 100° a zajistil tak dostatek místa pro přívodní, plnicí hadici (viz obrázek č. 26).



*Obr. 26: Změna polohy akumulátoru*

## 4 Měření výkonu na válcové vozidlové zkušebně

Válcová vozidlová zkušebna – výkonová brzda (válcový výkonový dynamometr) je zařízení pro měření výkonu motoru a dalších parametrů vozidel automobilů i motocyklů. Zařízení umožňuje rychlé servisní i velmi přesné diagnostické měření výkonu.

Výkon, kterým vozidlo skutečně disponuje, je možné zjistit dvěma způsoby:

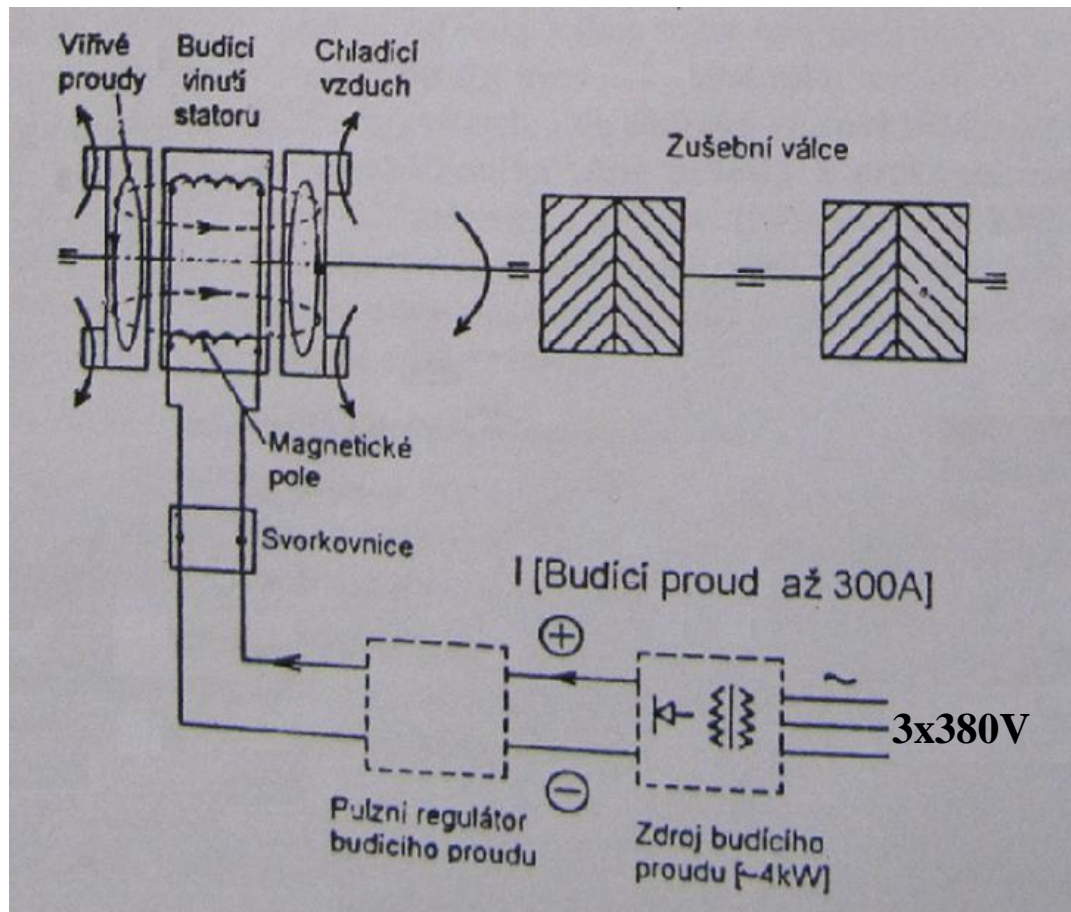
- 1) **Jízdní zkouškou**, jejíž výhody spočívají především v navození podmínek reálného provozu a nenáročnosti na měřicí aparaturu (není potřeba speciální zkušebna, odpadá často náročné dlouhavé jištění vozidla apod.). Tato metoda však současně přináší řadu nedostatků. Pomineme-li proměnlivost klimatických a provozních podmínek, vliv subjektivních pocitů řidiče, obtížnou reprodukovatelnost podmínek zkoušky apod., pak je to především hledisko bezpečnosti. V tomto případě podstupujeme riziko havárie s vozem.
- 2) **Laboratorní zkouškou**, která se může provádět buď po demontáži motoru jeho odzkoušením na dynamometru, což je pro potřeby servisní praxe prakticky nepoužitelná varianta, a nebo pomocí válcové zkušebny, uzpůsobené pro měření výkonu přímo na kolech. Takováto zkouška totiž umožňuje nejen poměrně velice přesně a rychle stanovit výkon motoru, ale také daleko snáz s motorem pracovat.

### 4.1 Měřicí zařízení

Pro zjištění výkonu stacionárního či dynamického, a to jak na kolech vozidla, tak na klikové hřídeli, se používají válcové dynamometry, které se skládají z těchto základních částí:



- Rám
- Válc s protismykovou únavou s definovaným momentem setrvačnosti
- Dynamometr
- Snímač rychlosti
- Ventilátor
- Potřebný hardware, software



Obr. 27: Princip elektrické, vířivé, válcové, vozidlové, výkonové brzdy

Poháněná kola zkoušeného vozidla, otáčející se na zkušebních válcích výkonové brzdy, jsou „bržděna“ vířivými proudy kotoučů rotoru dynamometru, které vytvářejí vstřícné pole vůči magnetickému poli statoru. Stator je napájen budícím proudem z pulzního generátoru, který reguluje brzdící výkon zkušebny. Chlazení zařízení zajišťuje proudící vzduch ventilovanými kotouči rotorů.

## 4.2 Výkonová bilance vozidla

Výkonovou bilanci vozidla lze zapsat do rovnice:

$$P_e \cdot \eta = P_k = P_z + P_v + P_a + P_s$$

kde:

- $P_e$  – Efektivní korigovaný výkon na klikovém hřídeli motoru (do výkonu nejsou zahrnuty vnitřní výkonové odběry, např. náhon, zapalování atd., dále je zohledněn vliv atmosférických podmínek pomocí normovaných korekcí)
- $\eta$  – Celková účinnost náhonové cesty mezi klikovou hřídelí a hnacími koly
- $P_k$  – Korigovaný výkon na kolech vozidla
- $P_z$  – Ztráty valením kol
- $P_v$  – Rychlostní výkon na zadním kole, překonání vzdušného odporu při jízdě
- $P_a$  – Akcelerační výkon – při jízdě konstantní rychlostí je nulový
- $P_s$  – Výkon potřebný při jízdě do stoupání – při zkoušce je nulový, protože jde o simulaci jízdy po rovině

## 4.3 Celková účinnost výkonového přenosu mezi klikovou hřídelí a válcem dynamometru

Celková účinnost výkonového přenosu se stanoví následovně:

$$\text{Celková účinnost} = 100 - (A+B+C+D) \quad (\%)$$

Kde:

- A** – výkonová ztráta v primárním převodu (převod mezi klikovou hřídelí a převodovkou)
- B** – výkonová ztráta v převodovce
- C** – výkonová ztráta v rozvodovém soukolí
- D** – výkonová ztráta mezi náhonovým soukolím a válcem brzdy



Tabulka pro zjištění parametru A:

	<b>A (%)</b>
Primární převod:	
– Přímé propojení	0
– Ozubeným soukolím, spojka suchá	3
– Ozubeným soukolím, spojka mokrá	4
– Válečkovým řetězem v olejové lázni, spojka suchá	4
– Válečkovým řetězem v olejové lázni, spojka mokrá	5
– Volným válečkovým řetězem, spojka suchá	4

Tabulka pro zjištění parametru B:

	<b>B (%)</b>
– Postupová převodovka, kola na jehlách	3
– Postupová převodovka, kola kluzně uložena	4
– Postupová převodovka, řazení klínem	4
– Předlohová převodovka, nižší stupně	6
– Předlohová převodovka, přímý záběr	2
– Řetězová převodovka	4

Tabulka pro zjištění parametru C:

	<b>C (%)</b>
– Diferenciál s kuželovým soukolím	4
– Diferenciál se šikmým ozubením	4
– Diferenciál s rovným ozubením	3
– Pokud má vozidlo kloubový spojovací hřídel	10

Tabulka pro zjištění parametru D:

	<b>D (%)</b>
– Pneu slick	4
– Běžná cestovní pneumatika	5

**Teoretická celková účinnost výkonového přenosu mezi klikovou hřídelí a válcem dynamometru pro vozidlo Golf I ( $\eta_p$ ):**

$$\eta_p = 100 - (0 + 4 + 4 + 5)$$

$$\eta_p = 80 \%$$

#### **4.4 Druhy měřených výkonů**

**Stacionární výkon** – Měření se provádí při konstantních otáčkách motoru, zatíženém dynamometrem – brzdou. Odečítají se otáčky dynamometru a jim odpovídající hodnota točivého momentu, která je měřena snímačem síly. Z těchto hodnot se následně výpočtem zjišťuje výkon motoru.

**Dynamický výkon** – Motor je krátkodobě zatížen odporem setrvačnicků během jejich roztáčení. Výkon je v tomto případě stanoven výpočtem (Výkon je roven součinu točivého momentu a úhlové rychlosti; Točivý moment je roven součinu momentu setrvačnosti a úhlového zrychlení).  $\Rightarrow$ Zásadní roli hrají momenty setrvačnosti všech roztáčejších se částí. Protože momenty setrvačnosti jednotlivých dílů motoru a náhonové cesty většinou neznáme, jsou zpravidla dosazeny dle tabulek. Některá zařízení si je umí změřit.

**Ztrátový výkon** – Pro zjištění výkonu rotoru jsou většinou snímány otáčky zkušebních válců. Zjištěný výkon je pak vlastně výkonem zkušebního zařízení. Pro zjištění výkonu vozidla, resp. výkonu motoru, je třeba určit tzv. ztrátový výkon. Ztráty mezi motorem a vozovkou jsou dvojího druhu:

- Ztráty závislé na přenášeném výkonu (třecí). Sem kromě třecích odporů patří i hystereze pneumatik (vnitřní tření materiálu pláště při jeho deformaci). Předpokládá se jejich lineární závislost na přenášeném výkonu a činí asi 5 až 7 %.
- Aerodynamické ztráty závislé na rychlosti jízdy (víření vzduchu okolo kol, tření oleje v převodovce a rozvodovce).

Ztrátový výkon zjistíme dojezdovou zkouškou, a to tak, že řidič po dosažení maximálních otáček sešlápne spojkový pedál a nechá vozidlo volně zpomalovat (tzv. dojezdová zkouška).

## 4.5 Kontrola vozidla před zkouškou

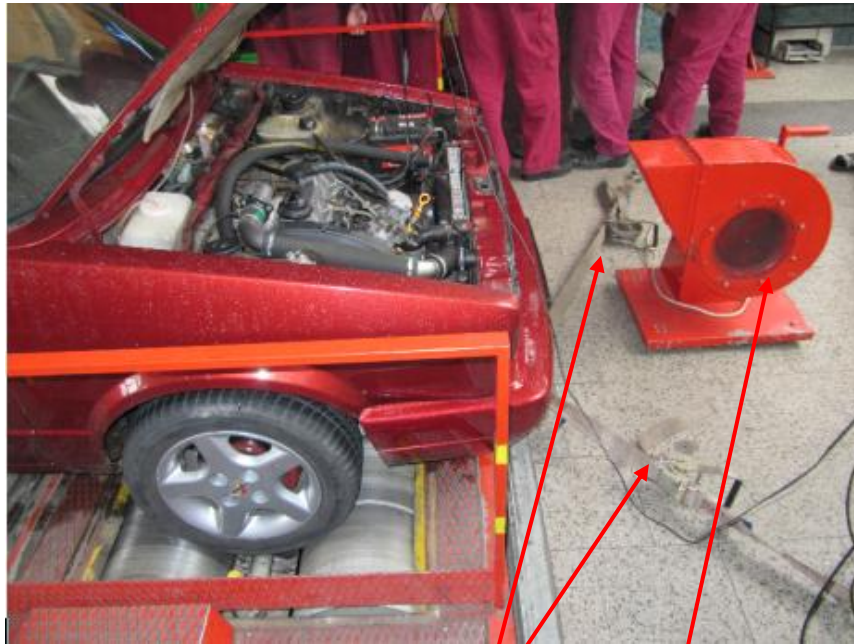
Výkon na válcové zkušebně se nesmí měřit na vozidle se zimními pneumatikami a protektory. Rovněž je potřeba zkontrolovat, zda jsou na hnací nápravě (hnacích nápravách) namontovány pneumatiky předepsané výrobcem a nejsou-li poškozeny. Dalším důležitým krokem je kontrola upevnění vyvažovacích závaží.

**Poznámka:** Výrobci zařízení doporučují hustit pneumatiky na horní mez stanovenou výrobcem vozidla.

## 4.6 Zajištění vozidla

Před vlastním zajištěním vozidla je nutné jeho usazení na válcích (viz příloha č. 7). Při najíždění nesmí být překročena rychlost 10 km/h.

Vozidlo se přichytí ocelovými lany či popruhy, dimenzovanými na minimální tahovou sílu 10 kN k podlaze zkušebny. V případě použití popruhů je nutné dbát na to, aby se jejich volné konce nedostaly do blízkosti pneumatik a válců. Aby nebyly úvazy nadměrně namáhány, je třeba kola nepoháněné nápravy podložit klíny, popř. zatáhnout parkovací brzdu. U vozidel s předním pohonem by měly být použity boční kladky pro vedení nápravy.



**1**                      **2**

*Obr. 28: Chlazení a zajištění vozidla*

**1** – Zajišťovací popruhy připevněné k přední části vozidla, **2** – Ventilátor, který zajišťuje chlazení



**1**                      **2**

*Obr. 29: Odsávací zařízení a zajištění vozidla*

**1** – Zajišťovací popruh připevněný k zadní části vozidla, **2** – Hubice odsávacího zařízení

Zvýšená opatrnost je kladena na zatažení parkovací brzdy. Je třeba zjistit, na která kola brzda působí. (Např. vozy značky Citroën s hydropneumatickým odpružením mají poháněnou přední nápravu, kterou ovládá i parkovací brzda.)

## **4.7 Vlastní zkouška**

Před spuštěním motoru musí být na výfuk nasazeno odsávací zařízení dostatečného výkonu (viz příloha č. 8). Vlastní zkouška se kvůli reprodukovatelnosti výsledků musí provádět na konkrétní rychlostní stupeň. Jisté problémy by v tomto případě mohly představovat automobily s automatickou převodovkou. Zde se doporučuje provádět zkoušku na nejvyšší rychlostní stupeň, a to rychlostí, při níž nedojde k prokluzu hnacích kol s ohledem na provozní pole dynamometru. Zkouška probíhá od určité nájezdové rychlosti, kterou je třeba pro každé vozidlo s automatickou převodovkou najít individuálně, a to proto, aby nedošlo k podřazení při plném sešlápnutí pedálu akceleraace.

Dále je potřeba si uvědomit, že velký výkon nelze měřit při malých rychlostech jízdy, protože v tomto případě není styčná plocha mezi pláštěm a válci schopna jej přenést a dojde k prokluzu hnaných kol na zkušebních válcích. Zde platí pro válcové zkušebny s řadami válců na hnací nápravu jednoduchá poučka: Aby nedošlo k prokluzu hnacích kol, musí rychlost v km/h zhruba odpovídat měřenému výkonu (udávanému v kW). U zkušeben s jednou řadou válců na hnací nápravu je možné měřit větší výkon při nižších rychlostech. Vždy je však nutné dodržet instrukce zařízení. V případě stacionárního měření je potřeba brát v úvahu pracovní pole dynamometru.

## **4.8 Další možnosti použití válcového dynamometru**

Válcovou zkušebnu výkonu lze v autoopravně použít pro řadu dalších servisních úkonů, nejen pro měření výkonu vozidel. Konkrétní možnosti jednotlivých zařízení jsou různé podle dodavatele. Souhrn možností měření na válcové výkonové zkušebně:

- Měření průběhu výkonu na kolech
- Měření ztrátového výkonu (pasivní odpory v náhonové cestě)
- Stanovení průběhu výkonu na klikové hřídeli
- Měření na křivce jízdních odporů
- Měření stálosti výkonu
- Měření přesnosti rychloměrů
- Měření přesnosti ujeté dráhy
- Měření tažné síly
- Simulace jízdy a vyhledávání závad na vozidle
- Zjištění akcelerace, měření akceleračních časů
- Měření spotřeby paliva v různých režimech
- Kontrola tempomatu
- Kontrola jízdních vlastností při prodeji staršího vozidla

## **4.9 Měření průběhů výkonů a točivých momentů motorů 1,6 TD a 1,9 TDI**

Motor 1,6 TD, který byl montován do vozů GOLF I, byl nejvýkonnější vznětovou variantou tohoto modelu. Pro změření reálných hodnot výkonu a točivého momentu tohoto motoru, jsem použil shodný vůz, ze shodného roku výroby, jako Golf, do kterého jsem namontoval agregát TDI.

Na záznamech z výkonové brzdy, které jsou uvedeny v obrázkové příloze, jsou zaznamenány průběhy výkonů a točivých momentů na kolech vozidla 1,6 TD (příloha č. 11) a 1,9 TDI (příloha č. 12).

Po zjištění ztrátových výkonů (viz kapitola 4.4) jsem získal průběhy výkonů a točivých momentů na výstupu z klikové hřídele 1,6 TD (příloha č. 13) a 1,9 TDI (příloha č. 14).

Naměřené maximální výkony a točivé momenty jsem pro přehlednost zapsal do tabulky č. 2 v kapitole 6.

## 5 Měření emisí

### 5.1 Výňatek z vyhlášky Ministerstva dopravy a spojů

*U vozidel se vznětovým motorem se při měření emisí provádí:*

- a) *„vizuální kontrola skupin a dílů ovlivňujících tvorbu emisí ve výfukových plynech zaměřená na úplnost a těsnost palivové, sací a výfukové soustavy a těsnost motoru; kontroluje se i neporušenost zajištění palivové soustavy proti neoprávněné manipulaci; ventilový rozvod a jeho stav se kontroluje bez demontáže, v rozsahu umožněném jeho konstrukcí; u neřízených systémů se kontroluje stav a případně i funkce přídavných zařízení ke snižování škodlivých emisí způsobem předepsaným výrobcem vozidla;*
- b) *u řízených systémů kontrola funkce řídicího systému motoru pomocí diagnostického zařízení v rozsahu a způsobem předepsaným výrobcem vozidla;*
- c) *kontrola seřízení motoru zahřátého na provozní teplotu, zejména volnoběžných otáček motoru, pravidelnost chodu motoru při volnoběžných otáčkách, maximálních otáček (kontrola regulátoru) a měření kouřivosti motoru metodou volné akceleraace;*
- d) *porovnání výsledků kontroly a naměřených hodnot se stavem a hodnotami stanovenými výrobcem vozidla.“* <sup>46</sup> Pokud výrobce tyto hodnoty nestanoví, nesmí být překročeny přípustné hodnoty stanovené v následující kapitole.

---

<sup>46</sup> Sbirka zákonů č. 302/2001, vyhláška Ministerstva dopravy a spojů o technických prohlídkách a měření emisí vozidel. (str. 7009)

**e) Přípustné hodnoty obsahu složek výfukových plynů vznětových motorů:**

*„Parametrem, popisujícím emisní chování vznětového motoru v provozu je kouřivost motoru, vyjádřená součinitelem absorpce světla (optickou hustotou - opacitou) výfukového plynu „k“ [ $m^{-1}$ ], zajišťovanou metodou volné akcelerace. Součinitel „k“ je aritmetickým průměrem hodnot součinitelů absorpce změřených při čtyřech za sebou jdoucích akceleracích, které splnily podmínku, že rozpětí (pásmo) jejich hodnot není větší než 0,25.“<sup>47</sup>*

Kouřivost vznětového motoru, vyjádřená součinitelem absorpce **k**, nesmí překročit:

- a) *„u vozidel vyrobených do 31. 12. 1980 hodnotu  $4 m^{-1}$ ,*
- b) *u vozidel vyrobených po 1. 1. 1981 hodnotu součinitele absorpce  $X_p$ , vypočtenou jako součet hodnoty korigovaného součinitele  $X_L$ , stanoveného pro kontrolovaný typ vozidla při jeho homologační zkoušce a hodnoty  $0,5 m^{-1}$ .“<sup>48</sup>*

$$\begin{aligned} X_p &= X_L + 0,5 \\ k &\leq X_p \end{aligned} \quad (8)$$

**Poznámka:** Hodnota korigovaného součinitele absorpce  $X_L$  [ $m^{-1}$ ] je uváděna na štítku vozidla, v dílenské dokumentaci k vozidlu a v technickém průkazu vozidla.

- c) *„u vozidel, u kterých korigovaný součinitel absorpce nebyl stanoven podle bodu b), určí hodnotu dovolené kouřivosti  $X_p$  pověřená homologační zkušebna.“<sup>49</sup>*

---

<sup>47</sup> Sbírka zákonů č. 302/200, vyhláška Ministerstva dopravy a spojů o technických prohlídkách a měření emisí vozidel. (str. 7021)

<sup>48</sup> Sbírka zákonů č. 302/200, vyhláška Ministerstva dopravy a spojů o technických prohlídkách a měření emisí vozidel. (str. 7021)

<sup>49</sup> Sbírka zákonů č. 302/200, vyhláška Ministerstva dopravy a spojů o technických prohlídkách a měření emisí vozidel. (str. 7021)



## 5.2 Měření emisí u vozidla Golf TDI

**Technická data motoru dané výrobcem, potřebné k měření emisí:**

*Tab. 1: Technická data motoru pro měření emisí*

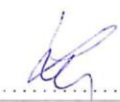
Volnoběžné otáčky	875 – 1000	[min <sup>-1</sup> ]
Omezovací/přeběhové otáčky	4900 – 5100	[min <sup>-1</sup> ]
Teplota motorového oleje	80	[°C]
Volnoběžné otáčky – při měření kouřivosti	750 - 1000	[min <sup>-1</sup> ]
Omezovací/přeběhové otáčky – při měření kouřivosti	4750 - 5200	[min <sup>-1</sup> ]
Max. doba při omezovacích otáčkách	0,5	[s]
Kouřivost – mez EU	3,0	[m <sup>-1</sup> ]
Kouřivost – homologační mez	2,0	[m <sup>-1</sup> ]

Vozidlo Golf I s upraveným motorem TDI jsem podrobil emisnímu testu ve stanici měření emisí NOTA BENE, spol. s.r.o., v Nymburce. Výsledek je zapsán ve výtisku o provedení emisního testu, viz obrázek č. 30.

**Potřebné zařízení k měření emisí vznětového motoru:**

- Přístroj na měření otáček motoru,
- přístroj na měření teploty motoru (oleje),
- přístroj k měření kouřivosti motoru (opacimetr),
- zařízení k odsávání výfukových spalin.

V obrázkové příloze je zobrazeno připojení přístroje k měření kouřivosti vznětového motoru – opacimetru (příloha č. 15), připojení odsávání výfukových spalin (příloha č. 16), sdružený přístroj pro měření otáček motoru, teploty motoru a pro vyhodnocení (příloha č. 17).

Výtisk o provedení emisního testu Slouží pouze pro kontrolu či přepis dat do protokolu o ME				
AVL DiTEST DO 285, sw verze: 11/04/00		Datum: 21.10.2009 Čas: 14:18		
Ident. data:				
Registrační značka:	8S7 80 32	Skupina vozidel:	M2	
Výrobce:	VW			
Typ vozidla:	GOLF			
Identifikační číslo vozidla:	WVWZZZ17ZCW200644	Stav kilometrů:	260000	
Program:	Diesel			
Označení	Předeps.hodn.(min/max)	Naměř.hodn.	Porovnání	
Teplota motoru [°C]:	Alternativ	80°C	# OK	
Volnoběh [1/min]:	750/1000	964	OK	
Přeběh [1/min]:	4750/5200	5005	OK	
Volné akcelerace (vyhodnocení a výtisk posledních čtyřech akcelerací)				
Šířka pásma [1/m]:	0,25	0,23	OK	
Střední hodnota [1/m]:	2,20	0,23	OK	
	Volnoběh [1/min]	Přeběh [1/min]	Kouřivost [1/m]	Čas akcelerace [s]
Akcelerace č. 1:	974	5123	0,34	2,48
Akcelerace č. 2:	995	5096	0,22	2,33
Akcelerace č. 3:	981	5189	0,27	2,20
Akcelerace č. 4:	996	5291	0,11	2,29
Výf.sonda (10/27 mm): 10 mm Měř.modus (A/B): B Zdroj otáček: Piezosnímač Koeff.otáček: 1/1,00				
Vizuální kontrola: # OK Výsledek porovnání: OK				
Odchytky/Vysvětlení k ME:				
Celkový výsledek:				
Test:	ME test vyhověl.	Technik:		
Známka:	Přidělena	Podpis:	.....	
Termín příštího ME:	2011/10			
Kontrolní číslo:				

Obr. 30: Výtisk o provedení emisního testu

Výpočet součinitele absorpce světla výfukového plynu ( $k$ ):

$$k = \frac{k_1 + k_2 + k_3 + k_4}{4} = \frac{0,34 + 0,22 + 0,27 + 0,11}{4} m^{-1}$$

$$k = 0,235 m^{-1}$$

Hodnota součinitele absorpce světla výfukového plynu, která je rovna 0,235 [ $m^{-1}$ ], svědčí o velmi dobrých emisích upraveného motoru TDI.

## 6 Srovnání parametrů původního motoru 1,6 TD s upraveným motorem 1,9 TDI

Tab. 2: Maximální naměřené výkony a točivé momenty

	Motor 1,6 TD	Motor 1,9 TDI
<b>Maximální výkon na hnacích kolech</b> [kW]	36,6	52,6
<b>Maximální točivý moment na hnacích kolech</b> [Nm]	86,8	203,3
<b>Maximální výkon motoru</b> [kW/min <sup>-1</sup> ]	45,8 / 4718	62,7 / 3987
<b>Maximální točivý moment motoru</b> [N.m/min <sup>-1</sup> ]	109,8 / 3314	244,3 / 1732

Motor 1,6 TD by podle výrobce měl dosahovat maximálního výkonu 51 kW, ztrátu cca 5 kW mohla způsobit nadměrně znečištěná vložka vzduchového čističe nasávaného vzduchu (příloha č. 18), ale také celkové opotřebení motoru (turbodmychadlo, pístová skupina, vstříkovací čerpadlo, vstříkovací trysky). Motor dosahuje výkonu 46 kW při 4700 otáčkách [min<sup>-1</sup>]. Upravený motor 1,9 TDI vykazuje maximální výkon 62,7 kW při 3978 otáčkách [min<sup>-1</sup>], což jsou podstatně nižší otáčky než u motoru 1,6 TD. Rozdíl otáček, při kterých motory dosahují maximální výkon, činí cca 730 otáček [min<sup>-1</sup>]. Maximální výkon je tak u motoru 1,9 TDI „dříve“ k dispozici. Motor 1,9 TDI má výkon ve vyšších otáčkách „stabilní“, tzn. výkon s nárůstem otáček neklesá tak výrazně jako u motoru 1,6 TD.

Podstatně větší rozdíl mají motory v průběhu točivého momentu. U motoru 1,6 TD je nárůst pozvolný, maximální točivý moment 110 Nm je až na úrovni 3300 otáček [min<sup>-1</sup>].

U motoru 1,9 TDI je velmi strmý nárůst točivého momentu již od volnoběžných otáček. Motor dosahuje maximálního točivého momentu 244 Nm již při cca 1730 otáčkách [min<sup>-1</sup>].

## 7 Návrh dalších úprav na motoru 1,9 TDI 66 kW pro zvýšení výkonu

U takto předělaného motoru je několik možností, jak zvýšit výkon motoru. U motoru, který jsem použil (typ ALH), je vhodné se dále zaměřit na vstřikovací čerpadlo, vstřikovací trysky, turbodmychadlo.

### 7.1 Vstřikovací čerpadlo

Úpravu čerpadla popsanou v kapitole 3. 2. považuji za vhodnou, přesto by byla možnost jak díky čerpadlu jednoduše zvýšit výkon, a to způsobem použití celého vstřikovacího čerpadla BOSCH, které bylo montováno do automobilu Fiat Croma na motory s označením „2,0 D TURBO“. Automobily Fiat Croma s již zmíněnou motorizací byly vyráběny v letech 1990 – 1992. Vstřikovací čerpadlo BOSCH, které zde bylo použito, vytváří podstatně vyšší vstřikovací tlak než u čerpadel montovaných na motory VW 1,9 TDI. Obě tato čerpadla mají stejnou přírubu pro montáž, což je velice výhodné.

*Tab. 3: Srovnání vstřikovacích tlaků čerpadel BOSCH*

Značka vozidla	Model vozidla	Kód motoru	Vstřikovací tlak [bar]
Volkswagen	Golf IV 1,9 TDI	ALH	252 - 260
Fiat	Croma 2,0 D Turbo	154C6.000	190 - 200

### 7.2 Vstřikovací trysky

Podstatný vliv na výkon motoru mají vstřikovací trysky. U vstřikovacích trysek je důležitá velikost, počet vstřikovacích otvorů a také kvalita rozprašení paliva. Výrobou sportovních trysek se zabývá například firma Fratelli Bosio. Vyrábí kvalitní vstřikovací trysky technologií Powerplus, při níž je na povrch trysky nanesen karbonový povlak, který má následující vlastnosti:

- Velmi vysoká tvrdost
- Velmi nízký koeficient tření
- Velmi hladký povrch
- Vysoká odolnost proti korozi
- Velmi tenká vrstva

#### **Přínos aplikovaný na vstříkovací trysku:**

- Vysoká odolnost proti opotřebení
- Díky sníženému tření – vyšší rychlost pohybu jehly
- Těsnější tolerance – méně paliva proudí okolo jehly zpět – více do válce
- Kvalitnější rozprašení

Pro použitý motor 1,9 TDI; kód motoru: ALH (66 [kW]; 210 [Nm]) jsou vhodné modely vstříkovacích trysek: Sprint 357, Sprint 520, Sprint 502, Sprint 764.

*Tab. 4: Nárůst výkonu, kterého je možno dosáhnout výměnou trysek<sup>50</sup>*

<b>Model trysek FB</b>	<b>Orientační nárůst výkonu [kW]</b>
Sprint 357	<b>10</b>
Sprint 520	<b>17</b>
Sprint 764	<b>22</b>
Race 520	<b>30 - 37</b>

Hodnoty nárůstu výkonu uvedené v tabulce č. 4 jsou pouze orientační, protože výkon motoru je závislý na spoustě okolních vlivů.

*Tab. 5: Orientační ceny vstříkovacích trysek Fratelli Bosio<sup>51</sup>*

<b>Model trysek FB</b>	<b>Cena za sadu včetně DPH [Kč]</b>
Sprint 357	4 600,-
Sprint 520	5 000,-
Sprint 764	5 600,-

<sup>50</sup> dostupné z: < <http://dieselpower.cz/forum/viewtopic.php?t=843>>

<sup>51</sup> dostupné z: < <http://dieselpower.cz/forum/viewtopic.php?t=843>>

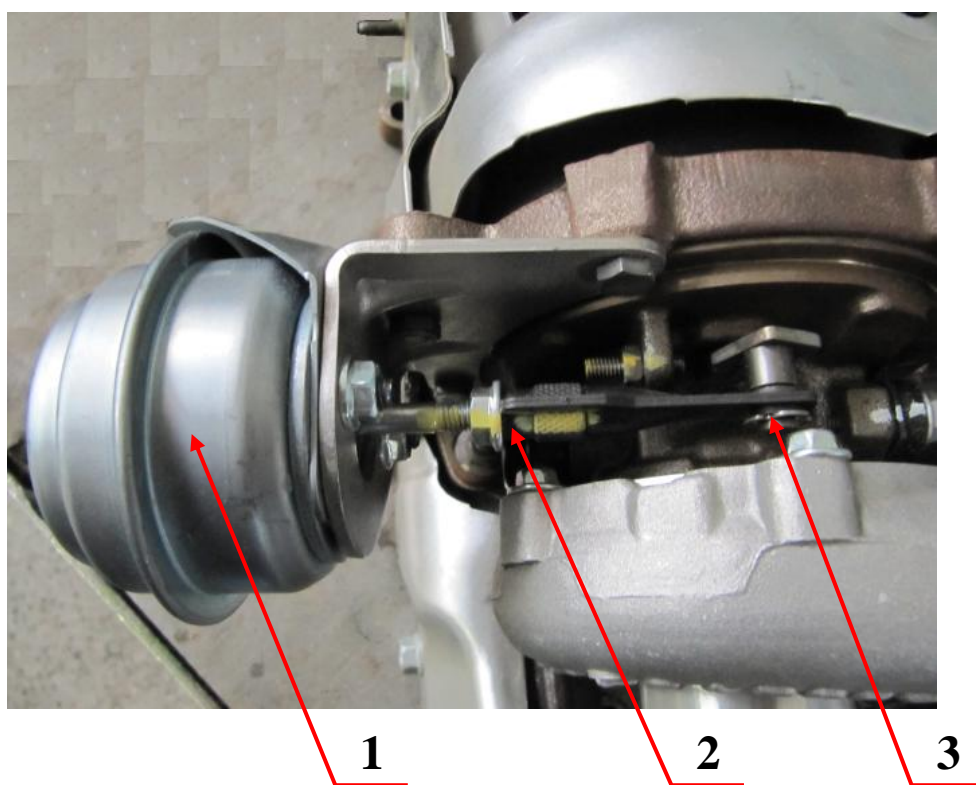
Race 520	11 000,-
----------	----------

**Poznámka:** S použitím sportovních vstřikovacích trysek se podstatně zhoršuje kouřivost motoru. S rostoucí třídou sportovních trysek se kouřivost zhoršuje progresivně.

### 7.3 Turbodmychadlo

Výkon motoru je značně závislý na tlaku plnicího vzduchu, který zajišťuje turbodmychadlo.

Plnicí tlak se může zvýšit zkrácením ovládacího táhla regulace turbodmychadla (obrázek č. 31). Zkrácením táhla regulace se zvýší předpětí pružiny v membránové komoře turbodmychadla. Tím se zvýší plnicí tlak téměř v celém režimu otáček motoru.



*Obr. 31: Seřízení regulace turbodmychadla*

**1** – Membránová komora, **2** – Táhlo regulace s možností změny délky, **3** – Ovládací páka natáčení lopatek rozváděcího kola.

Plnicí tlak lze ale zvyšovat pouze do určité hranice, protože při přetlaku přibližně 2 bar dochází vlivem tlaku na talířek ventilu k jeho pootevření, při němž plnicím tlakem hydraulické zdvihátko ihned vymezí vůli mezi vačkou a ventilem a ventil tak zůstává dál pootevřen. Sedlo ventilu z tohoto důvodu přestává těsnit. Při větším pootevření může nastat kontakt ventilu s pístem motoru. Tento jev je velice nebezpečný z hlediska poškození motoru. Hranici, při které nastává tento jev, lze „posunout“ výměnou ventilových pružin za pružiny s větší tuhostí, nebo přidáním podložek pod původní ventilové pružiny.

Výše popsaná úprava výrazně zkracuje životnost turbodmychadla z důvodu většího namáhání, při takovéto úpravě je proto vhodné použít odolnější turbodmychadlo, například z koncernového motoru VW 1,9 TDI PD; 96 kW (kód motoru ASZ) nebo z motoru VW 1,9 TDI PD; 110 kW (kód motoru ARL).

## ZÁVĚR

V diplomové práci jsem prokázal, že motor 1,9 TDI může pracovat bez elektronického systému řízení a dosahovat při tom dobrých výkonových parametrů. Mechanickým systémem řízení motoru došlo k nárůstu točivého momentu o 34 Nm oproti původnímu motoru řízenému elektronicky (**nárůst o 16 %**). Maximální výkon motoru zaznamenal nepatrný pokles, a to ztrátu přibližně 3 kW (**pokles o 4 %**). Motor s mechanickým systémem řízení splňuje velice dobře emise. Svědčí o nich součinitel absorpce světla výfukového plynu, který je roven  $0,235 \text{ m}^{-1}$ . VW Golf I. generace dosahuje s novým motorem velmi dobrých dynamických vlastností. Díky zástavbě motoru 1,9 TDI je značný rozdíl výkonových parametrů motoru oproti původnímu 1,6 TD. Výkon, kterým automobil může disponovat tak narostl o 17 kW (**nárůst o 37 %**). K razantnímu nárůstu došlo u hodnoty točivého momentu. Rozdíl 135 Nm (**nárůst o 122 %**) zaručil automobilu Golf velice dobré akcelerační schopnosti. Motor 1,9 TDI dosahuje maximálního výkonu 63 kW při otáčkách  $3400 \text{ min}^{-1}$  a maximální točivý moment 244 Nm při otáčkách  $1730 \text{ min}^{-1}$ . Motor 1,9 TDI dosahuje maximálních výkonových parametrů při podstatně nižších otáčkách než původní motor 1,6 TD, což je při soutěžích velice žádoucí.



## SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ

BARTONÍČEK, Ladislav: *Přepřehování pístových spalovacích motorů*. TUL Liberec, 2004. 1. vyd. (77 str.), ISBN 80-7083-800-0

MACEK, Jan; Kliment, Vladimír: *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory (Přepřehování spalovacích motorů)*. ČVUT Praha, 1992. 2. vyd. (206 str.), ISBN 80-01-00840-1

HOFMANN, Karel: *Regulované přepřehování vozidlových motorů, učební text*. FSI-VUT Brno, 2000. (10str.)

BEROUN, Stanislav: *Učební text, Chlazení plnicího vzduchu*. TUL Liberec, 2008  
[online] dostupné z: <http://www.ksd.tul.cz/studenti/texty/PZP/PZP-7pr.pdf>

MOTEJL, Vladimír.: *Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů*. Brno, 1998.  
ISBN 80-85763-00-1

Engine forever [online]

Dostupné z: <<http://www.engineforever.com/produkt.htm>>

Vstřikovací čerpadla s rozdělovačem Bosch [online]

Dostupné z: <[http://www.turbo-tec.eu/cz/pompy\\_rozzielaczowe.php](http://www.turbo-tec.eu/cz/pompy_rozzielaczowe.php)>

Vstřikovací trysky Fratelli Bosio [online]

dostupné z: <<http://dieselpower.cz/forum/viewtopic.php?t=843>>

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1: Technická data motoru pro měření emisí	57
Tab. 2: Maximální naměřené výkony a točivé momenty	59
Tab. 3: Srovnání vstřikovacích tlaků čerpadel BOSCH	60
Tab. 4: Nárůst výkonu, kterého je možno dosáhnout výměnou trysek	61
Tab. 5: Orientační ceny vstřikovacích trysek Fratelli Bosio	61

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Přepřňování motoru kompresorem mechanicky poháněným od motoru	16
Obr. 2: Přepřňování motoru turbodmychadlem	17
Obr. 3: Rezonanční plnění motoru Audi 1,6 RS	19
Obr. 4: Momentová charakteristika motoru Audi 1,6 RS	19
Obr. 5: Odpouštění výfukových plynů před turbínou	20
Obr. 6: Turbodmychadlo s natáčivými rozváděcími lopatkami	21
Obr. 7: Turbodmychadlo Garrett VAT 25	23
Obr. 8: Turbodmychadlo s měnitelnou šířkou statoru turbíny Holset HX40V	24
Obr. 9: Dvoustupňové přepřňování s regulací firmy KKK	25
Obr. 10: Turbodmychadlo s elektrickým pohonem	26
Obr. 11: Rychlost nárůstu plicního tlaku	27
Obr. 12: Chlazení plicního vzduchu pomocí výměníku tepla	28
Obr. 13: Schéma chladiče plicního vzduchu	28
Obr. 14: Chlazení plicního vzduchu expanzí ve válci – Millerův způsob	32
Obr. 15: Setrvačník se spojkou	34
Obr. 16: Princip axiálního vstřikovacího čerpadla s rozdělovačem	36
Obr. 17: Úprava vstřikovacího čerpadla	36
Obr. 18: Původní schéma ovládání regulace turbodmychadla	37
Obr. 19: Schéma ovládání regulace turbodmychadla na upraveném motoru TDI	38
Obr. 20: Umístění čističe nasávaného vzduchu, naftového čističe	40
Obr. 21: Přívod vzduchu ke vzduchovému čističi (vzduchovému filtru)	40
Obr. 22: Umístění mezichladiče plicního vzduchu (intercooler)	41
Obr. 23: Náhrada EGR ventilu	43
Obr. 24: Rozměry víka zaslepující zpětné vedení výfukových spalin	44
Obr. 25: Zaslepení zpětného vedení výfukových spalin	44
Obr. 26: Změna polohy akumulátoru	46
Obr. 27: Princip elektrické, vířivé, válcové, vozidlové, výkonové brzdy	47
Obr. 28: Chlazení a zajištění vozidla	52
Obr. 29: Odsávací zařízení a zajištění vozidla	52
Obr. 30: Výtisk o provedení emisního testu	58
Obr. 31: Seřízení regulace turbodmychadla	62

## **SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK**

TD	Turbo diesel
TDI	Turbo diesel injection
PSM	Pístový spalovací motor
EMV	Elektromagnetický ventil
DÚ	Dolní úvrat'

## SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č. 1: Řemenice vstřikovacího čerpadla
- Příloha č. 2: Měření dynamického předstřihu
- Příloha č. 3: Tlakoměr A plicního tlaku
- Příloha č. 4: Tlakoměr B plicního tlaku
- Příloha č. 5: Vzduchový čistič VW Golf I 1,6 TD
- Příloha č. 6: Sportovní kónusový vzduchový čistič
- Příloha č. 7: Usazení vozidla na válcích
- Příloha č. 8: Připojení odsávacího zařízení výfukových plynů
- Příloha č. 9: Vlastní zkouška
- Příloha č. 10: Vlastní zkouška
- Příloha č. 11: Průběh výkonu a točivého momentu na kolech vozidla (motor 1,6 TD)
- Příloha č. 12: Průběh výkonu a točivého momentu na kolech vozidla
- Příloha č. 13: Průběh výkonu a točivého momentu motoru 1,6 TD
- Příloha č. 14: Průběh výkonu a točivého momentu motoru 1,9 TDI
- Příloha č. 15: Připojení přístroje k měření kouřivosti vznětového motoru
- Příloha č. 16: Připojení odsávání výfukových spalin
- Příloha č. 17: Sdružený přístroj BOSCH pro měření otáček motoru, teploty motoru  
a pro vyhodnocení
- Příloha č. 18: Nadměrně znečištěná vložka čističe nasávaného vzduchu v porovnání  
s novou vložkou
- Příloha č. 19: Pohled na dokončenou zástavbu
- Příloha č. 20: Pohled na dokončenou zástavbu
- Příloha č. 21: Místo měření výkonu

# PŘÍLOHY

**Příloha č. 1: Řemenice vstřikovacího čerpadla**



**Příloha č. 2: Měření dynamického předvstřiku**



Příloha č. 3: Tlakoměr A plicního tlaku



Příloha č. 4: Tlakoměr B plicního tlaku





**Příloha č. 5:** Vzduchový čistič VW Golf I 1,6 TD



**Příloha č. 6:** Sportovní kónusový vzduchový čistič



**Příloha č. 7:** Usazení vozidla na válcích



**Příloha č. 8:** Připojení odsávacího zařízení výfukových plynů





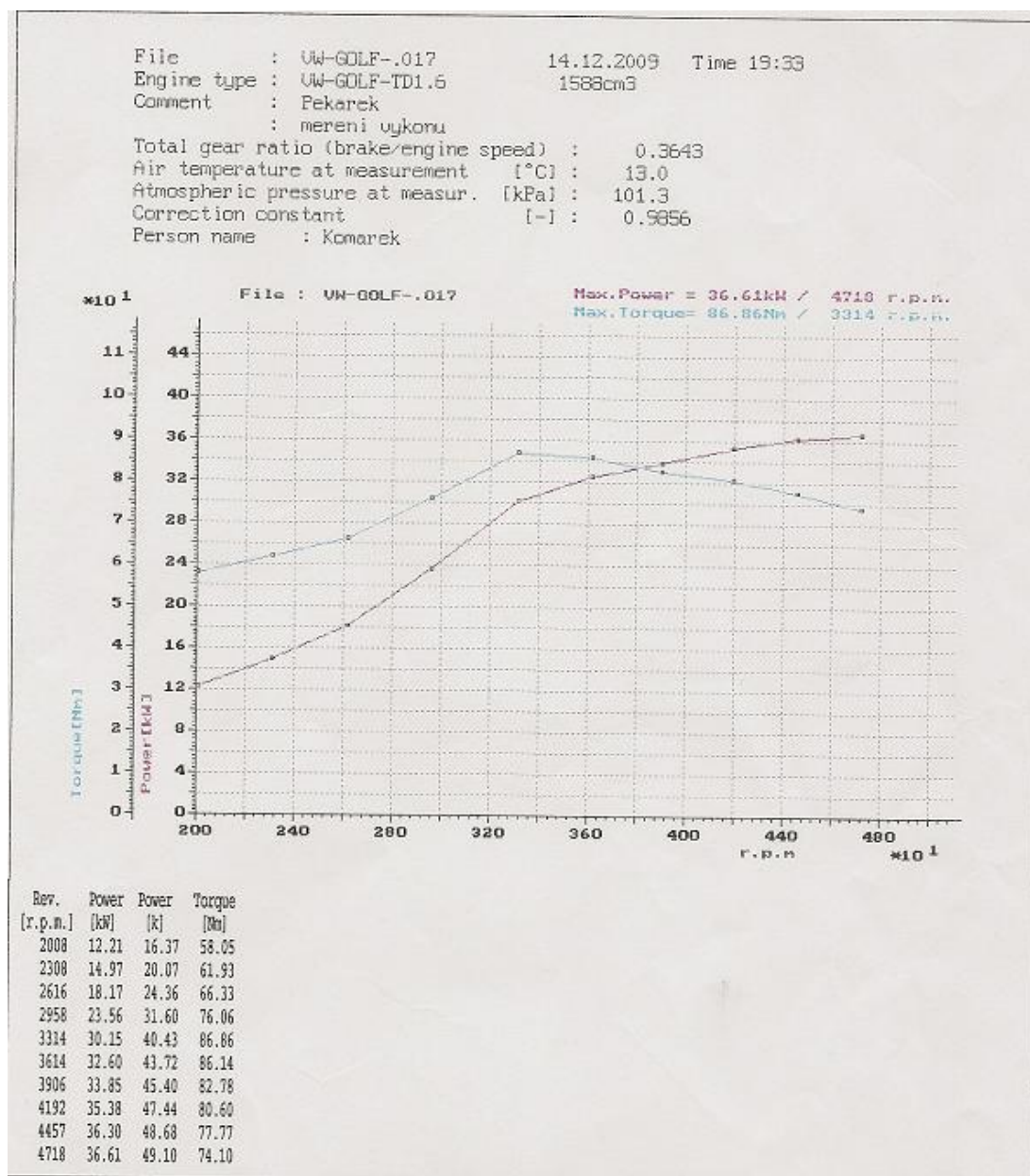
**Příloha č. 9: Vlastní zkouška**



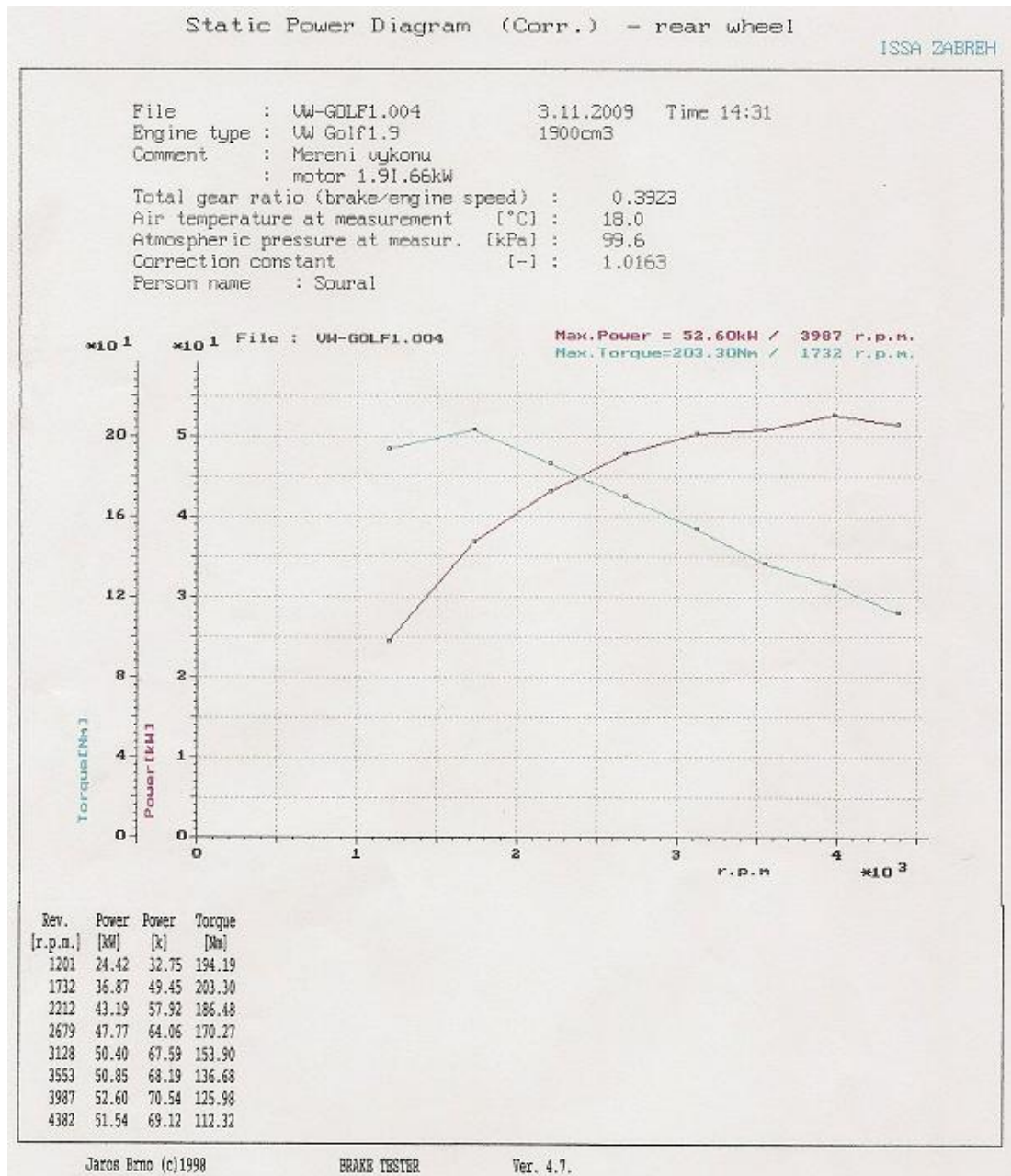
**Příloha č. 10: Vlastní zkouška**



**Příloha č. 11: Průběh výkonu a točivého momentu na kolech vozidla (motor 1,6 TD)**

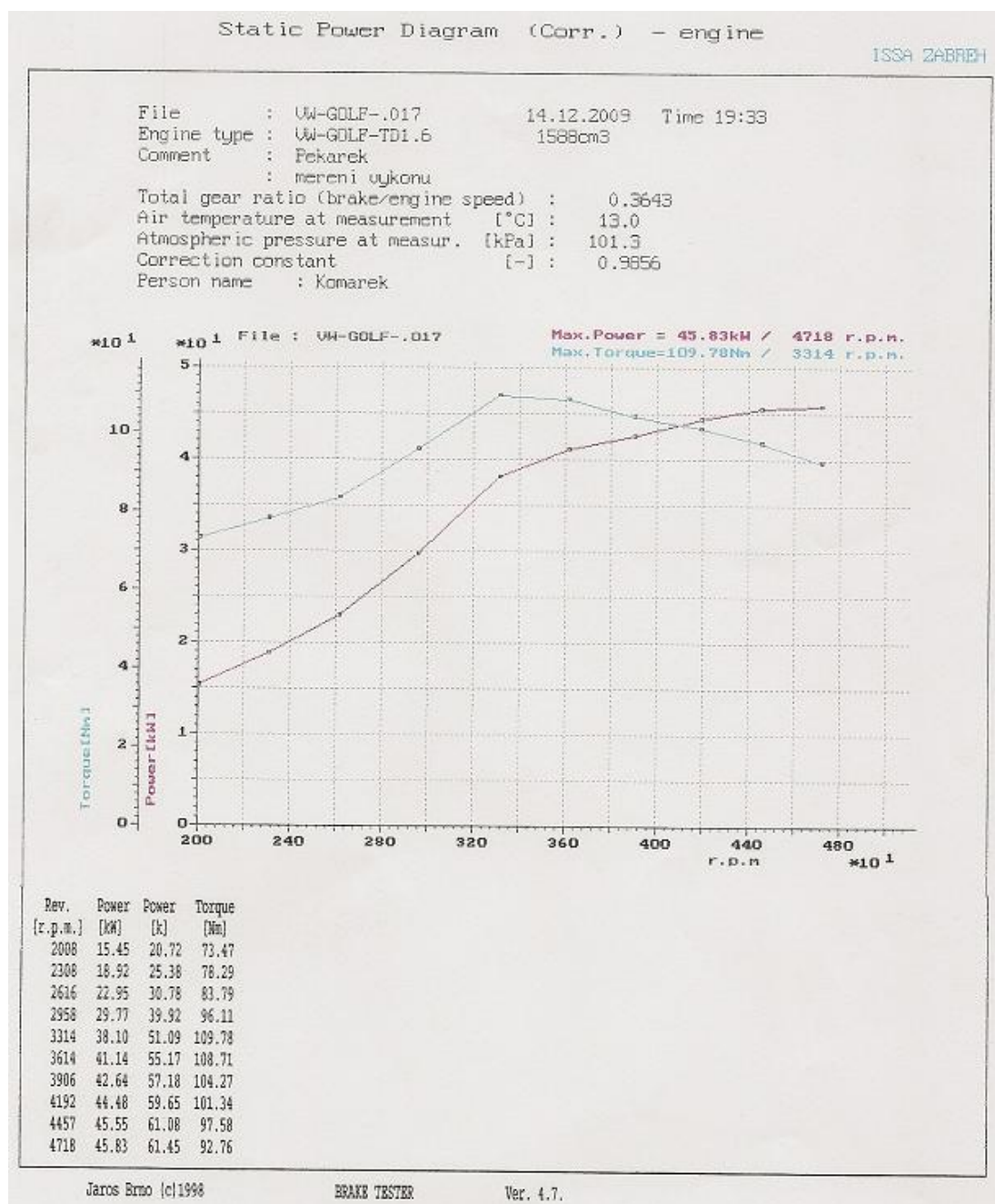


**Příloha č. 12: Průběh výkonu a točivého momentu na kolech vozidla**  
(motor 1,9 TDI)

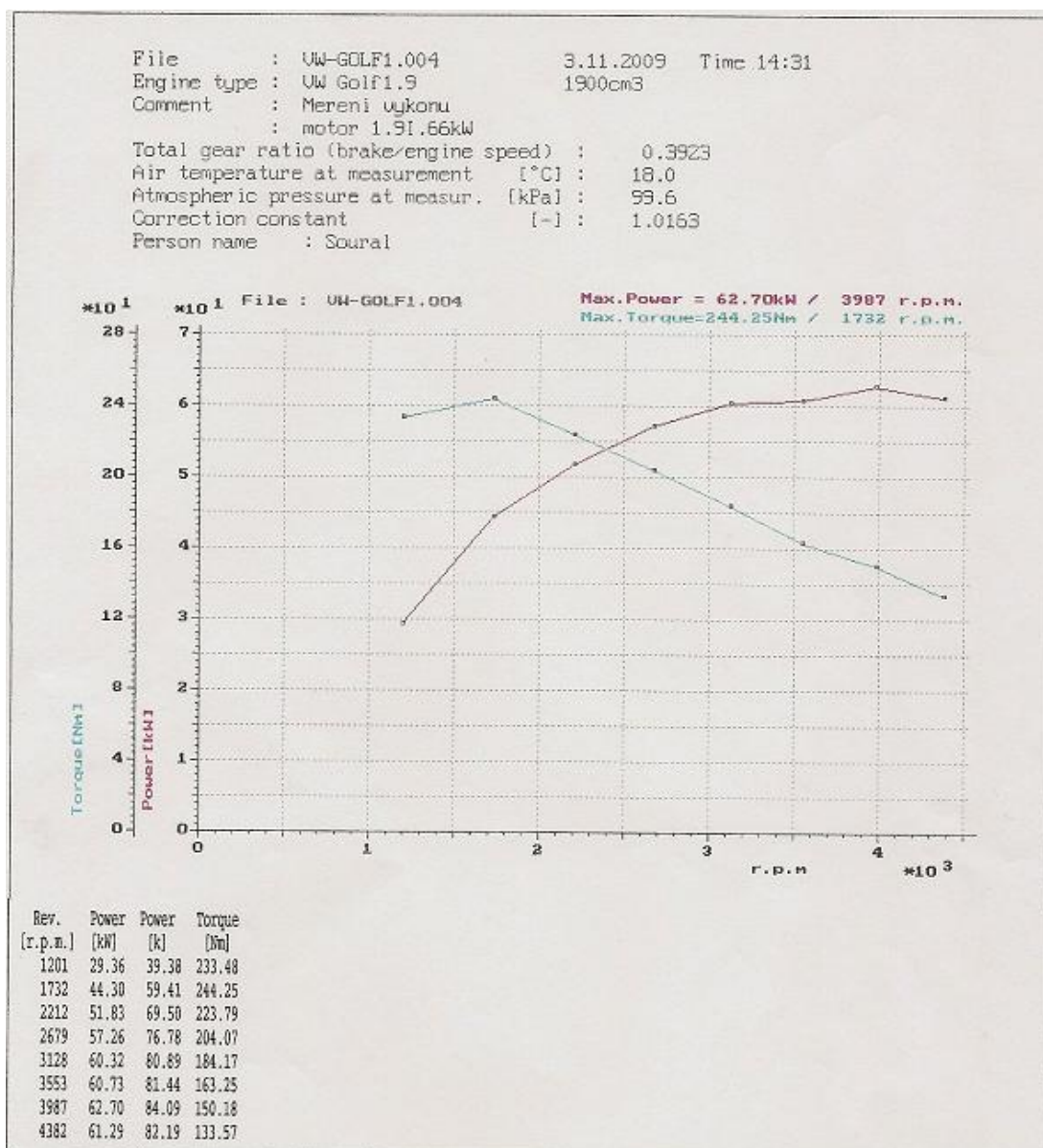




### Příloha č. 13: Průběh výkonu a točivého momentu motoru 1,6 TD



## Příloha č. 14: Průběh výkonu a točivého momentu motoru 1,9 TDI



**Příloha č. 15:** Připojení přístroje k měření kouřivosti vznětového motoru (opacimetru)



**Příloha č. 16:** Připojení odsávání výfukových spalin

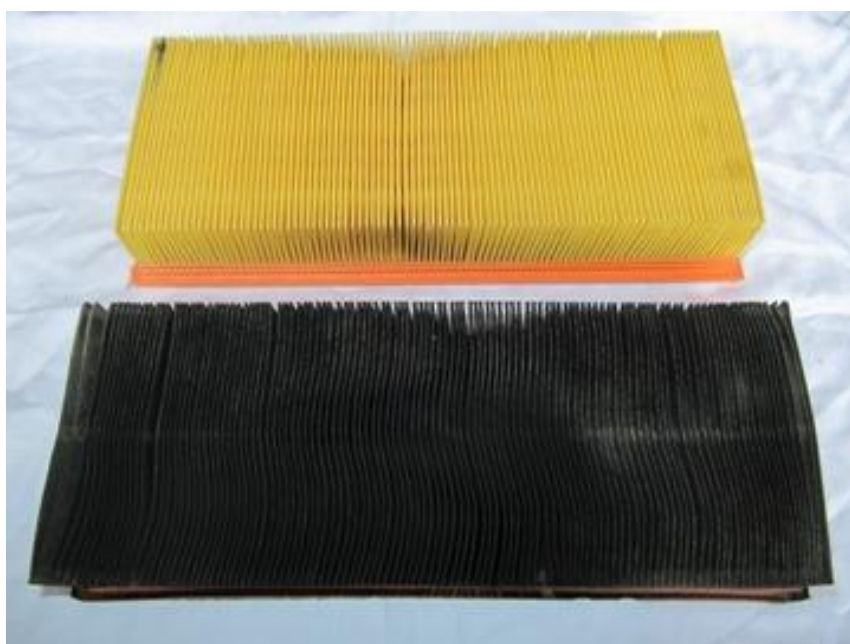




**Příloha č. 17:** Sdružený přístroj BOSCH pro měření otáček motoru, teploty motoru a pro vyhodnocení



**Příloha č. 18:** Nadměrně znečištěná vložka čističe nasávaného vzduchu v porovnání s novou vložkou



**Příloha č. 19:** Pohled na dokončenou zástavbu



**Příloha č. 20:** Pohled na dokončenou zástavbu



Příloha č. 21: Místo měření výkonu

