

Methanol als brandstof voor moderne vonkontstekingsmotoren: Rendementstudie

Maarten Van De Ginste, Louis Sileghem

Promotoren: prof. dr. ir. Sebastian Verhelst, prof. dr. ir. Roger Sierens

Begeleider: Jeroen Vancoillie

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanica van Strooming, Warmte en Verbranding

Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens

Faculteit Ingenieurswetenschappen en Architectuur

Academiejaar 2010-2011



Methanol als brandstof voor moderne vonkontstekingsmotoren: Rendementstudie

Maarten Van De Ginste, Louis Sileghem

Promotoren: prof. dr. ir. Sebastian Verhelst, prof. dr. ir. Roger Sierens

Begeleider: Jeroen Vancoillie

Masterproef ingediend tot het behalen van de academische graad van
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Vakgroep Mechanica van Strooming, Warmte en Verbranding

Voorzitter: prof. dr. ir. Roger Sierens

Faculteit Ingenieurswetenschappen en Architectuur

Academiejaar 2010-2011



De auteurs geven de toelating deze masterproef voor consultatie beschikbaar te stellen en delen van de masterproef te kopiëren voor persoonlijk gebruik. Elk ander gebruik valt onder de beperkingen van het auteursrecht, in het bijzonder met betrekking tot de verplichting de bron uitdrukkelijk te vermelden bij het aanhalen van resultaten uit deze masterproef.

The authors give permission to make this master dissertation available for consultation and to copy parts of this master dissertation for personal use. In the case of any other use, the limitations of the copyright have to be respected, in particular with regard to the obligation to state expressly the source when quoting results from this master dissertation.

Gent, juni 2011

De auteurs

Louis Sileghem

Maarten Van De Ginste

Voorwoord

De vervollediging van dit eindwerk betekent niet alleen het afronden van de opleiding, maar nog meer het afronden van een periode in mijn leven. Daarom is een woord van dank voor een aantal mensen zeker op zijn plaats.

Vooreerst gaat mijn dank uit naar onze promotor prof. dr. ir. Sebastian Verhelst. Zijn advies en opbouwende kritiek hebben het niveau van onze scriptie ongetwijfeld verhoogd. Tevens wil ik ook onze promotor prof. dr. ir. Roger Sierens bedanken om ons dit interessante onderwerp aan te bieden. Een interessant onderwerp draagt bij tot een grotere motivatie en meer werkplezier. Ook onze begeleider ir. Jeroen Vancoillie verdient een woord van dank: uw voortdurende raad en daad worden erg op prijs gesteld!

Deze scriptie zou er niet geweest zijn zonder de hulp van Koen Chielens: het vele werk aan de proefstanden wordt zeer geapprecieerd. Daarnaast bedank ik ook Patrick De Pue, voor het oplossen van onze elektronica-problemen.

Ik richt ook een woord van dank tot de Karel de Grote hogeschool voor het ter beschikking stellen van de VW-proefstand. In het bijzonder wil ik ing. Kris Martens bedanken voor de enthousiaste hulp bij de metingen en het vele werk aan de VW-proefstand.

Verder dank ik BioMCN voor het leveren van de methanol die gebruikt werd tijdens de metingen op methanol.

Ik zou ook graag mijn ouders bedanken: er zijn momenten geweest waar het studeren veraf was en er veel belangrijkere dingen voorop stonden. Tijdens die momenten waren jullie er, om mij te helpen en te steunen. Zonder jullie zou ik nooit staan waar ik nu sta, bedankt voor alles! Ook mijn zus Katrijn en al mijn vrienden bedank ik voor de steun en de toffe momenten gedurende de voorbij jaren.

Twee mensen uit mijn naaste omgeving verdienen een extra woord van dank. Mijn broer en beste vriend Thomas: jouw zin voor perfectie en onvoorwaardelijke steun leverden een grote bijdrage aan alles wat ik verwezenlijkte en maken mij tot de persoon die ik vandaag ben. En mijn vriendin Lore: jouw grenzeloos geloof in mij geeft mij de rust en het vertrouwen om elke uitdaging vol goede moed aan te gaan, bedankt!

Tot slot wil ik nog mijn thesispartner Louis bedanken voor de vlotte samenwerking. Ik kon steeds op je rekenen en de opgebouwde inzichten zouden zonder jouw inbreng niet dezelfde zijn geweest. Ik wens je een mooie toekomst!

Maarten, mei 2011

De vervollediging van dit eindwerk betekent niet alleen het afronden van de opleiding, maar nog meer het afronden van een periode in mijn leven. Daarom is een woord van dank voor een aantal mensen zeker op zijn plaats.

Vooreerst gaat mijn dank uit naar onze promotor prof. dr. ir. Sebastian Verhelst. Zijn advies en opbouwende kritiek hebben het niveau van onze scriptie ongetwijfeld verhoogd. Tevens wil ik ook onze promotor prof. dr. ir. Roger Sierens bedanken om ons dit interessante onderwerp aan te bieden. Een interessant onderwerp draagt bij tot een grotere motivatie en meer werkplezier. Ook onze begeleider ir. Jeroen Vancoillie verdient een woord van dank: uw voortdurende raad en daad worden erg op prijs gesteld!

Deze scriptie zou er niet geweest zijn zonder de hulp van Koen Chielens: het vele werk aan de proefstanden wordt zeer geapprecieerd. Daarnaast bedank ik ook Patrick De Pue, voor het oplossen van onze elektronica-problemen.

Ik richt ook een woord van dank tot de Karel de Grote hogeschool voor het ter beschikking stellen van de VW-proefstand. In het bijzonder wil ik ing. Kris Martens bedanken voor de enthousiaste hulp bij de metingen en het vele werk aan de VW-proefstand.

Verder dank ik BioMCN voor het leveren van de methanol die gebruikt werd tijdens de metingen op methanol.

Daarnaast zou ik graag mijn ouders willen bedanken voor de mogelijkheid die ze mij gegeven hebben om te kunnen studeren. Ook zou ik graag al mijn vrienden en studiegenoten willen bedanken die ons gesteund en geholpen hebben. Door jullie heb ik hier een zeer leuke tijd beleefd!

Als laatste zou ik graag mijn thesispartner Maarten willen bedanken voor de vruchtbare samenwerking. Jouw werklust en doorzettingsvermogen gaven mij een heel jaar de energie om te werken aan deze thesis. Ik had geen betere thesispartner kunnen wensen. Je gaat ongetwijfeld een mooie toekomst tegemoet!

Louis, mei 2011

Methanol als brandstof voor moderne vonkontstekingsmotoren: Rendementstudie

door

Louis Sileghem & Maarten Van De Ginste

Scriptie ingediend tot het behalen van de academische graad van
Master in de ingenieurswetenschappen: werktuigkunde-elektrotechniek

Promotoren: prof. dr. ir. Sebastian Verhelst en prof. dr. ir. Roger Sierens

Scriptiebegeleider: ir. Jeroen Vancoillie

Faculteit Ingenieurswetenschappen en Architectuur

Universiteit Gent

Academiejaar 2010-2011

Vakgroep Mechanica van Stroming, Warmte en Verbranding

Voorzitter: prof. dr. ir. R. Sierens

Overzicht

Een situatieschets van de thesis met probleem- en doelstelling wordt gegeven in **hoofdstuk 1**. De 3 verschillende proefstanden waarop de verschillende metingen werden uitgevoerd, worden besproken in **hoofdstuk 6**. In **hoofdstuk 7** worden de resultaten van de rendementsvergelijking tussen benzine, methanol en waterstof toegelicht. De nadruk van de metingen ligt steeds op het rendement en de uitstoot van NO_x . Daarom werden ook metingen uitgevoerd met uitlaatgasrecirculatie en arme werking, waarvan de resultaten staan beschreven in **hoofdstuk 8** en **hoofdstuk 9**. **Hoofdstuk 10** handelt over de metingen op een dieselmotor die opgebouwd werd voor methanol. Tot slot wordt in **hoofdstuk 11** een korte conclusie gegeven, samen met de toekomstmogelijkheden en de voorgestelde aanpassingen aan de proefstanden.

Trefwoorden

Verbrandingsmotor, methanol, EGR, arme werking, vermogen, rendement, emissies

Methanol as a Fuel for Modern Spark-Ignition Engines: Efficiency Study

Louis Sileghem, Maarten Van De Ginste

Supervisor(s): Roger Sierens, Sebastian Verhelst and Jeroen Vancoillie

Abstract—Methanol is an alternative fuel that can be used in spark-ignition engines and has the potential to decarbonise transport and secure domestic energy supply. Because of the lower volumetric energy content of methanol compared to gasoline, higher efficiencies with methanol-fueled engines are desirable. Although the growing interest in methanol-fueled vehicles, there is insufficient knowledge of how the full potential of methanol as an engine fuel can be exploited. This master dissertation investigates the use of higher compression ratios and applying different load control strategies with respect to efficiencies and emissions of 3 methanol-adapted test engines. The efficiencies obtained with methanol are higher than with gasoline and the efficiencies obtained with both EGR and lean combustion are higher in comparison with throttled stoichiometric operation. With a high compression ratio (19.5:1) and turbocharging, efficiencies comparable to diesel engines are possible. Methanol reduces NO_x emissions and the reduction is larger when EGR or lean burn is applied. To explore the full potential of methanol, turbocharging and direct injection have to be investigated in the future.

Keywords—Internal combustion engine, methanol, EGR, lean combustion, efficiency, emissions

I. INTRODUCTION

THERE are several approaches to de-carbonize transport, for example hydrogen and electrification [1]. The inherently low energy density and high associated infrastructure cost make the break-through of hydrogen as a competitor with alternative liquid fuels questionable on the short term. Electric vehicles have the problem of a very limited range, compared to conventional ICE vehicles, due to the very low net volumetric energy density of batteries [2].

Methanol and ethanol are promising alternative fuels, with less infrastructural difficulties: as liquids, they are compatible with the existing distributing and fuelling systems. Methanol can be produced from a wide variety of renewable sources (e.g. gasification agricultural byproducts) and alternative fossil fuel based feed stocks (e.g. coal and natural gas). Several workers have even proposed a sustainable closed-carbon cycle where methanol is synthesized from renewable hydrogen and atmospheric CO_2 . This way, methanol can be seen as a liquid hydrogen carrier [3].

Because of the lower volumetric energy content of methanol compared to gasoline, it is desirable to have higher efficiencies with methanol-fueled engines. Due to the characteristics of methanol, higher efficiencies compared to gasoline are possible. The combustion characteristics of methanol offer also the potential of applying load control strategies with EGR and lean combustion which can improve the efficiency. Methanol also permits the use of optimal values for spark advance, higher compression ratios and high degrees of turbocharging, without the occurrence of knock. This is due to the charge cooling and the higher octane number of methanol. The potential of methanol is investigated in this master dissertation.

II. RESEARCH AND RESULTS

First, an efficiency comparison between hydrogen, methanol and gasoline was done on a 1.8l Volvo 4-cylinder gasoline production engine modified for tri-fuel operation. Second, the effect of EGR and lean-burn on performance and emissions with methanol operation was investigated on a 1-cylinder Audi-NSU test engine with a cooled EGR system. Finally, research on the effect of a higher compression ratio in combination with EGR and turbocharging was done on a methanol-adapted VW 1.9l TDI diesel engine with a compression ratio of 19.5:1. This engine is equipped with a

variable nozzle turbine (Garrett VNT15) and a cooled EGR system.

A. Efficiency comparison

The measurements on the Volvo-engine show very clearly that hydrogen WOT operation enables the highest BTE. These elevated efficiencies are largely due to reduced flow losses and the lean mixtures of hydrogen. The efficiency gains are most distinct at low loads, where this strategy yields up to 30% relative increase of BTE compared to gasoline operation. Also, at low loads, the tailpipe NO_x emissions are very low (below the 100 ppm threshold [4]). The efficiency benefit of methanol is more modest (5-10% relative increase compared to gasoline). Those efficiency improvements can be obtained without the use of alternative load control strategies and are due to reduced pumping losses, the increased burning velocity and a slight decrease in cooling losses (lower flame temperature). Reduced combustion temperatures, moreover, cause a considerable reduction (30% and beyond) in engine-out NO_x emissions. These results are presented in figure 1.

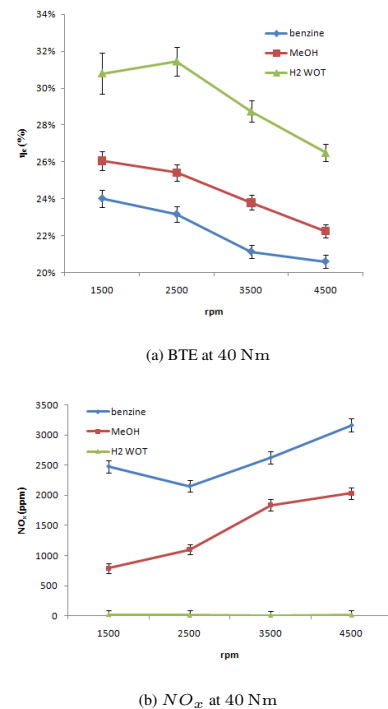
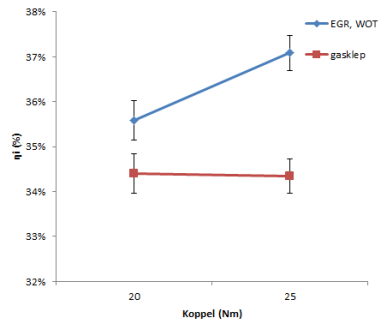


Fig. 1: BTE and engine-out NO_x emissions: comparison between gasoline, methanol and hydrogen at 40 Nm

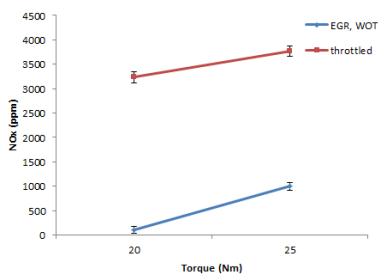
B. Effect of EGR and lean combustion

The results on the Audi-engine indicate that methanol is more EGR tolerant than gasoline, due to its higher flame speed. An EGR tolerance of 27% was found when methanol was used. The efficiencies of the methanol-fueled engine obtained with EGR are higher than those obtained with throttled stoichiometric operation. The improvement in efficiency is most apparent when the indicated efficiencies are compared because the error margins are smaller than when BTE is compared. The advantages of EGR (quasi zero pumping losses, lower heat losses) are partly offset by

the disadvantage (less isochoric combustion). Measurements of the NO_x emissions show a tremendous decrease when EGR is used due to the effect of dilution and the higher heat capacities of the recirculated exhaust gases, which lead to lower peak temperatures in the cylinder. These results are presented in figure 2.



(a) Indicated efficiency



(b) NO_x emissions

Fig. 2: Indicated efficiency and engine-out NO_x emissions: comparison between EGR and throttling at 1500 rpm

Because of the high flame speed and wide flammability limits of methanol, applying lean combustion as a load control strategy is attractive with methanol operation. The efficiencies obtained with lean-burn are higher compared to throttled stoichiometric operation. Again, the advantages of lean-burn (quasi-zero pumping losses, lower heat losses) are partly offset by the disadvantage (less isochoric combustion). The NO_x emissions at lean combustion operation, are lower than for throttled stoichiometric-fuelling but are not low enough (below 100 ppm) to overcome the disadvantage of the lower conversion rate of the TWC. Figure 3 gives a graphic presentation of the results.

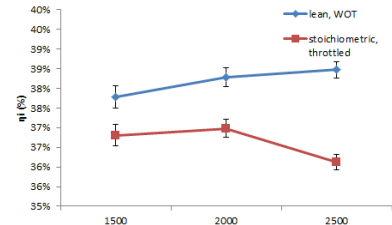
C. Possibilities higher compression ratio

The measurements on the VW-engine show that the potential of methanol can be exploited more on a converted diesel engine. Due to the higher compression ratio and turbocharging, higher efficiencies can be achieved in comparison with a converted gasoline engine. Further, the higher compression ratio makes it possible to operate at higher levels of EGR due to the higher flame speed of methanol.

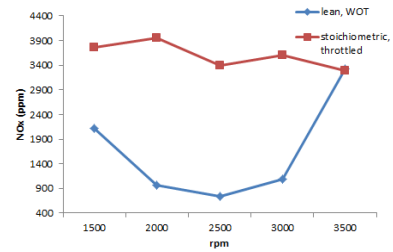
An EGR tolerance of 48.17% was found when methanol was used with wide open throttle. The control strategy with EGR and WOT results in efficiencies up to 42%. These efficiencies are higher then when the throttle is used to control the load, because of the lower pumping and heat losses. Due to the high levels of EGR, NO_x emissions reduce tremendously because of the lower in cylinder temperatures. These results are presented in figure 4.

III. CONCLUSIONS

From both the literature and the results obtained on the test engines, it is clear that methanol has a lot of potential as an alternative fuel. Higher efficiencies (5-10% relative increase compared to gasoline) and lower NO_x emissions can be achieved with methanol on a regular gasoline engine.

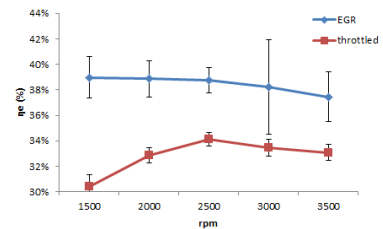


(a) Indicated efficiency

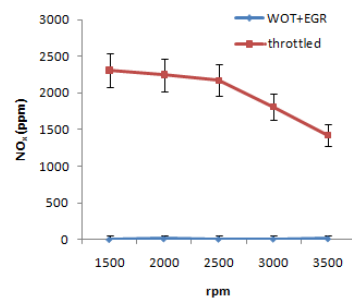


(b) NO_x emissions

Fig. 3: Indicated efficiency and engine-out NO_x emissions: comparison between lean combustion and stoichiometric-fuelling at 30 Nm



(a) BTE at 100 Nm



(b) NO_x emissions at 100 Nm

Fig. 4: Efficiency and engine-out NO_x emissions: WOT+EGR vs. throttling at 100 Nm

It is found that methanol is more EGR tolerant than gasoline and has potential for lean-burn operation. For both EGR and lean-burn, higher efficiencies and a reduction of NO_x emissions are found. Due to the fact that methanol is more resistive to knock and therefore can be used with higher compression ratios, even efficiencies compared to diesel engines are achievable. This can be seen when methanol is used in a modified VW diesel engine. Efficiencies up to 42% are found. To explore the full potential of methanol, turbocharging and direct injection have to be investigated in the future.

REFERENCES

- N. Jackson, "Low carbon vehicle strategies - options and potential benefits.," in *Cost-Effective Low Carbon Engines Conference*, Institution Mechanical Engineers, Ed., London, november 2006.
- J.W.G. Pearson, R.J. Turner, M.D. Eisaman, and K.A. Littau, "Extending the supply of alcohol fuels for energy security and carbon reduction," *SAE 2009-01-2764*, 2009.
- G.A. Olah, A. Goepfert, and G.K.S. Prakash, "Chemical recycling of carbon dioxide to methanol and dimethyl ether: From greenhouse gas to renewable, environmentally carbon neutral fuels and synthetic hydrocarbons," *The Journal of Organic Chemistry*, vol. 74, no. 2, pp. 487-498, 2009.
- S. Verhelst, P. Maesschalck, N. Rombaut, and R. Sierens, "Efficiency comparison between hydrogen and gasoline, on a bi-fuel hydrogen/gasoline engine," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 34, no. 2009, pp. 2504-2510, 2009.

Inhoudsopgave

Inhoudsopgave	i
1 Inleiding	1
1.1 Probleemstelling	1
1.2 Doelstelling	2
I LITERATUURSTUDIE	3
2 Methanol als brandstof voor vonkontstekingsmotoren	4
2.1 Waarom methanol?	4
2.2 Eigenschappen van methanol	7
2.3 Mengsels van methanol/ethanol en benzine	9
2.3.1 Redenen voor het gebruik van mengsels	9
2.3.2 Motorprestaties	11
2.3.3 Schadelijke emissies	13
3 Problemen bij methanolmotoren	15
3.1 Alcoholen versus materialen	15
3.2 Gloeiontsteking	16
3.3 Koude start	17
3.3.1 Aanpassen van de brandstof	18
3.3.2 Aanpassen van de motorwerking	18
Injector	18
Kleppen	20
Starttoerental	21
Ontsteking	22
Inlaatdruk	22
Compressie	23
Directe injectie	23

4	Productie van methanol	24
4.1	Methanol gewonnen uit fossiele brandstoffen	24
4.1.1	Conventionele methodes	24
4.1.2	Verbeterde methodes	25
	Carnol proces	25
	Combinatie van CH ₄ decompositie en dry reforming	25
	Combinatie van steam reforming en dry reforming (bireforming)	26
	Combinatie van steam reforming, dry reforming en partiële oxidatie (trireforming)	26
4.2	Methanol geproduceerd uit biomassa	26
4.2.1	Procesmethodes	26
4.2.2	Biomassalimiet	27
4.3	Methanol geproduceerd via captatie van CO ₂	28
4.4	Vergelijking van de verschillende processen	29
4.4.1	CO ₂ -uitstoot	29
4.4.2	Energetisch rendement	29
4.4.3	Kosten	30
5	Emissiemetingen bij alcoholgevoede voertuigen	31
5.1	Verskillende wetgevingen	31
5.1.1	Europese Unie	31
5.1.2	Verenigde Staten van Amerika	32
5.1.3	Brazilië	32
5.2	Emissiemetingen van alcoholgevoede voertuigen	33
II	EXPERIMENTEEL WERK	35
6	Proefstanden	36
6.1	Volvo-proefstand	36
6.1.1	Algemeen	36
6.1.2	Opmeten van de parameters	38
	Drukmeting	39
	Brandstofdebietsmeting	40
	Luchtdebietsmeting	40
6.2	Audi-proefstand	42
6.2.1	Algemeen	42
6.2.2	Bediening proefstand	44
6.2.3	Fijnregeling voor de werking op benzine en methanol	45

	MAF-belastingsregeling	45
	Instellingen motormanagement	46
	Verbruiksmetingen	48
6.2.4	Oplading & EGR	50
6.3	VW-proefstand	54
6.3.1	Algemeen	54
6.3.2	Ombouw naar alcoholen & WOT+EGR-werking	55
6.3.3	Analysetoestellen en sensoren	59
7	Rendementsvergelijkingen	62
7.1	Rendementsvergelijking Volvo	62
7.1.1	Vergelijking van één belastingspunt	63
7.1.2	Vergelijking van verschillende belastingspunten	66
	Rendementsvergelijking	66
	Uitstoot uitlaatgassen	69
7.2	Rendementsvergelijking Audi	72
7.2.1	Vergelijking van één belastingspunt	74
7.2.2	Vergelijking van verschillende belastingspunten	75
8	Uitlaatgasrecirculatie	80
8.1	Inleiding	80
8.2	Resultaten metingen	81
8.2.1	Vergelijking EGR-werking: benzine vs. methanol	82
8.2.2	Vergelijking: methanol zonder EGR vs. methanol met EGR	83
8.2.3	Invloed op de NO_x -uitstoot	86
8.2.4	Conclusie	87
9	Arme werking bij methanol	88
9.1	Inleiding	88
9.2	Resultaten metingen	90
9.2.1	Vergelijking: arme werking bij methanol vs. gasklepregeling bij methanol	91
	NO_x -uitstoot en temperatuursverschillen	92
	Rendementsvergelijking	93
9.2.2	Vergelijking: arme werking met methanol vs. EGR met methanol	95
	NO_x -uitstoot en temperatuursverschillen	95
	Rendementsvergelijking	96
9.2.3	Conclusie	98

10 Meetresultaten VW-proefstand	99
10.1 Inleiding	99
10.1.1 Invloed van de compressieverhouding	100
10.2 Resultaten metingen	101
10.2.1 WOT en EGR vs. gasklepregeling zonder EGR	103
10.2.2 Vergelijking met Brusstar et al.	112
10.2.3 Conclusie en toekomstperspectief	116
11 Conclusie en toekomstperspectief	117
11.1 Methanol als alternatieve brandstof	118
11.2 Toekomstig onderzoek	118
11.3 Aanpassing aan de proefstanden	119
11.3.1 Volvo-proefstand	119
11.3.2 Audi-proefstand	122
A Berekende grootheden en foutenanalyse	123
A.1 Inleiding	123
A.2 Grootheden en fouten	123
A.2.1 Effectief vermogen	123
A.2.2 Gemiddelde effectieve druk (BMEP)	124
A.2.3 Specifiek brandstofverbruik (BSFC)	124
A.2.4 Effectief rendement	125
A.2.5 Geïndiceerd rendement	125
A.2.6 Mechanisch rendement	126
A.2.7 Leveringsgraad	126
A.2.8 Emissiemetingen	126
Foutenanalyse	126
Vochtigheidscorrectie voor NO_x	128
Specifieke emissie in g/kWh	128
A.3 Berekening EGR%	128
A.3.1 Afleiding van EGR%	129
A.3.2 Fout op het EGR%	131
A.4 Coefficient of Variation	131
B Startup Volvo-engine	132
B.1 Startup on gasoline	132
B.2 Switching to methanol	133
B.3 Switching to hydrogen	133
B.4 Shutting down the engine	134

Inhoudsopgave

B.5	Pressure measurement procedure	134
C	Startup Audi-engine	136
C.1	Startup on compression (no combustion)	136
C.2	Startup on hydrogen	139
C.3	Startup on gasoline or methanol	140
C.4	Shutting down the engine	141
D	Kalibratie druksensoren Audi-proefstand	142
E	Meetresultaten	144
F	Datasheets	159
	Bibliografie	160

Nomenclatuur

Afkortingen

<i>(C)VVT</i>	(Continuous) Variable Valve Timing
<i>(D)OHC</i>	(Double) Overhead Camshaft
<i>AFR</i>	Air to Fuel Ratio
<i>BDP</i>	Bovenste Dode Punt
<i>BLD</i>	Borderline Detonation
<i>BMEP</i>	Brake Mean Effective Pressure
<i>BSFC</i>	Brake Specific Fuel Consumption
<i>ca</i>	crank angle
<i>CI</i>	Compression Ignition
<i>CoV</i>	Coefficient of Variation
<i>CR</i>	Compression Ratio
<i>DI</i>	Direct Injection
<i>EGR</i>	Exhaust Gas Recirculation
<i>FFV</i>	Flexible Fuel Vehicle
<i>FID</i>	Flame Ionization Detection
<i>FS</i>	Full Scale
<i>HC</i>	HydroCarbons
<i>HCCI</i>	Homogeneous Charge Compression Ignition
<i>ICE</i>	Internal Combustion Engine
<i>IMEP</i>	Indicated Mean Effective Pressure
<i>kh</i>	krukhoek
<i>LNT</i>	Lean NO_x Trap
<i>MAF</i>	Mass Air Flow
<i>MAP</i>	Manifold Absolute Pressure
<i>MBT</i>	Minimum Spark Advance for Best Torque
<i>MON</i>	Motor Octane Number
<i>MTBE</i>	methyl tertiary butyl ether
<i>MV</i>	Measured Value
<i>NMHC</i>	Non-Methane Hydrocarbons

Inhoudsopgave

<i>NMOG</i>	Non-Methane Organic Gases
<i>NTP</i>	Normal Temperature and Pressure
<i>ODP</i>	Onderste Dode Punt
<i>PFI</i>	Port Fuel Injection
<i>RON</i>	Research Octane Number
<i>SI</i>	Spark Ignition
<i>TP</i>	Throttle Position
<i>TWC</i>	Three Way Catalyst
<i>UBF</i>	Unburned Fuel
<i>VNT</i>	Variable Nozzle Turbine
<i>WOT</i>	Wide Open Throttle

Symbolen en grootheden

\dot{m}	Massadebiet
λ	Luchtfactor
ρ	Dichtheid
σ	Standaarddeviatie
m	Massa
MW	Molecular Weight
n	Aantal mol
p	Druk
Q	Volumetrisch debiet
rpm	Revolutions per minute
y	Molfractie

Hoofdstuk 1

Inleiding

1.1 Probleemstelling

In onze huidige samenleving wordt de nood aan alternatieve brandstoffen steeds dringender. Sedert een tiental jaar wordt in de onderzoeksgroep Vervoertechniek intensief onderzoek gedaan naar alternatieve brandstoffen voor verbrandingsmotoren. In eerste instantie werden de mogelijkheden van waterstof als energiedrager uitgebreid onder de loep genomen. Naast de voortzetting van dit onderzoek, worden sinds vorig academiejaar ook de mogelijkheden van methanol onderzocht, omdat dit een beloftevol alternatief blijkt te zijn voor benzine.

Vooreerst zijn de vloeibare alcoholen, zoals ethanol en methanol, erg aantrekkelijk wegens hun compatibiliteit met de bestaande distributie- en tankinfrastructuur. Ook de ombouw van bestaande vonkontstekingsmotoren naar methanolwerking is relatief eenvoudig. Daarnaast kan methanol in principe onbeperkt gesynthetiseerd worden uit verschillende (hernieuwbare) bronnen (o.a. vergassing van biomassa). Hierbij bestaat de mogelijkheid om CO₂ te onttrekken aan de lucht die samen met waterstof tot methanol omgevormd kan worden. Dit zorgt voor een gesloten CO₂-cyclus waardoor de netto CO₂ uitstoot sterk verlaagd kan worden. Ook is het mogelijk om met methanolmotoren hogere rendementen en vermogens te bekomen t.o.v. benzine wegens de voordelige eigenschappen van lichte alcoholen (o.a. hogere vlamsnelheid en hogere klopvastheid).

Er is echter nog onvoldoende kennis bij welke motorinstellingen en met welke motortechnologieën (downsizing, EGR, oplading) de voordelen van methanol ten volle uitgebuit kunnen worden. Hierbij zijn het deellastrendement en bijhorende emissies van groot belang: in de praktijk worden voertuigmotoren meest gebruikt in dit werkingsgebied.

Daarnaast wordt het onderzoek in de vakgroep fundamenteel onderbouwd door de ontwikkeling van een motorcycluscode voor methanolmotoren. Een database van cilinderdrukme-

tingen in een breed spectrum aan werkingsomstandigheden (rijkheid, EGR, oplading...) is essentieel ter validatie van die code.

1.2 Doelstelling

Het eerste doel van deze scriptie is het bedrijfszeker laten draaien van twee motoren op methanol met vermogens en rendementen hoger dan een benzinemotor en met als randvoorwaarde het behoud van lage emissies. Hiervoor zijn twee proefstanden beschikbaar in het labo: een omgebouwde viercilinder Volvo-motor en een omgebouwde, snellopende éencilinder Audi-motor. In het verleden werd reeds een rendementsvergelijking uitgevoerd tussen waterstof en benzine op de Volvo-motor. Deze rendementsvergelijking wordt uitgebreid met methanol. Dit maakt het mogelijk de verschillende brandstoffen eenduidig te vergelijken.

De tweede doelstelling van deze thesis is het potentieel van methanol als motorbrandstof te onderzoeken. Met de Audi-proefstand wordt onderzoek gedaan naar alternatieve belastingregelingen. De klassieke belastingregeling met gasklep wordt vergeleken met de belastingregeling met open gasklep en uitlaatgasrecirculatie, en de belastingregeling bij arme werking. De Karel de Grote Hogeschool stelt een derde testopstelling ter beschikking: de VW-proefstand, daarmee wordt onderzoek gedaan naar het effect van een hogere compressieverhouding, zowel bij traditionele gasklepregeling als bij een alternatieve belastingregeling (WOT+EGR).

Metingen van de vermogens en emissies bij verschillende werkingsstrategieën kunnen inzicht verschaffen in de richting waarin moet worden gewerkt om deze brandstof echt ten volle te benutten.

De laatste doelstelling is overkoepelend: om de motorcycluscode voor methanolmotoren te valideren worden cilinderdrukmetingen uitgevoerd bij alle experimenten.

Deel I

LITERATUURSTUDIE

Hoofdstuk 2

Methanol als brandstof voor vonkontstekingsmotoren

2.1 Waarom methanol?

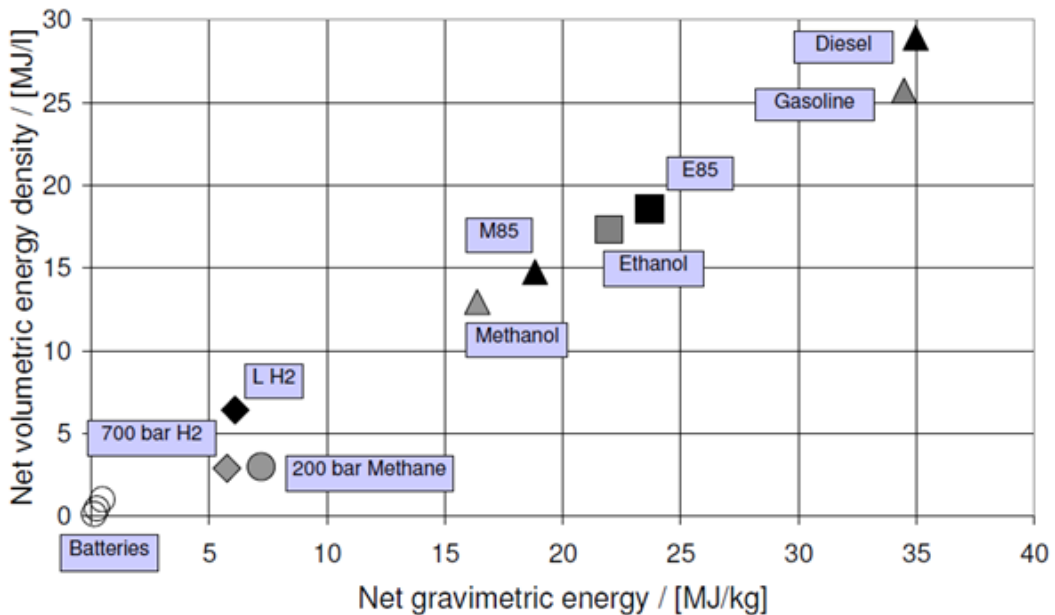
De energievoorziening in de wereld kent verschillende problemen. Een te grote hoeveelheid van de nodige energie komt van fossiele brandstoffen die geconcentreerd liggen in bepaalde landen, en de grote uitstoot van broeikasgassen zorgt ervoor dat het klimaat ontregeld geraakt. Een vermindering in uitstoot in alle sectoren is nodig om de gemiddelde oppervlaktetemperatuur van de wereld te stabiliseren.

Tegen 2030 wordt nog een groei van energiegebruik en uitstoot van koolstof verwacht van 80% [1]. Er wordt meer CO₂ uitgestoten dan dat er gerecycleerd kan worden. Daarom moet er gestreefd worden naar een lager energieverbruik en een lagere CO₂-uitstoot in alle sectoren. In de transportsector kan het energieverbruik verminderen door een betere rendement van de voertuigen. Het rendement van de huidige voertuigen kan enkel sterk vooruitgaan door dure technologieën zoals elektrische auto's met accu's of met brandstofcellen, voorzien van bijvoorbeeld waterstof. Deze technologieën kennen echter sterke nadelen.

Batterijen hebben een zeer lage energiedichtheid t.o.v. vloeibare brandstoffen, zoals te zien is in figuur 2.1. Daarbij komt ook nog eens hun enorme kost. De meest optimistische schatting stelt een prijs voor van \$250/kWh. Om een gelijkaardige actieradius te bekomen als een conventionele benzinewagen met een benzinetank van 50l, is een batterij van 100 kWh nodig, zodat de batterij in een dergelijk voertuig \$25000 zou kosten. De lagere duurzaamheid van de batterijen en het gebruik van zeldzame metalen zijn ook belangrijke nadelen. De voornaamste grondstoffen van batterijen zijn slechts in beperkte hoeveelheden aanwezig op deze aardbol, dus in dat opzicht is het niet realistisch om ervan uit te gaan

dat *alle* conventionele wagens vervangen kunnen worden door een elektrisch aangedreven exemplaar.

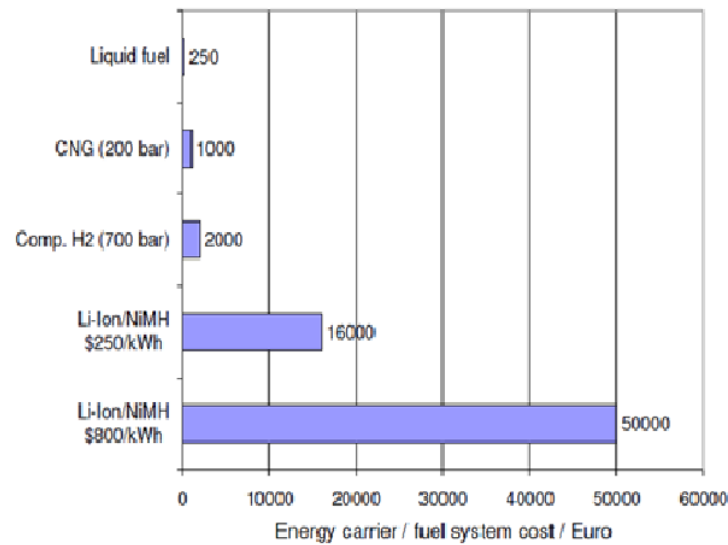
Waterstof heeft in vergelijking met batterijen een hogere energiedichtheid. Toch moet het in vergelijking met andere, vloeibare brandstoffen onderdoen, zelfs als het vloeibaar gemaakt wordt. Dit komt o.a. doordat waterstof veel moeilijker op te slaan is dan bv. benzine. Het kan opgeslagen worden als een gas op hoge druk of als een vloeistof op heel lage temperatuur in een cryogene tank. Deze opslagsystemen zorgen voor veel extra gewicht. Er is ook veel extra energie nodig om het waterstof onder hoge druk te krijgen of vloeibaar te maken. In figuur 2.2 wordt een vergelijking gemaakt van de kost van het energieopslagsysteem tussen verschillende brandstoffen/energiedragers.



Figuur 2.1: Energie per massa-eenheid versus energie per volume-eenheid [1]

De grootste groei in de transportsector wordt verwacht in de ontwikkelingslanden. De voertuigen in dergelijke landen moeten door economische noodzaak gebaseerd zijn op lage kost aandrijflijnen en goedkope brandstofsysteem. Verbrandingsmotoren zijn gemaakt uit goedkope materialen en hebben goedkope brandstofsysteem en zijn dus ideaal hiervoor.

Methanol als brandstof kan een alternatief bieden voor de problemen die de transportsector en de energievoorziening kennen. Een overgang naar methanol is mogelijk door evolutie eerder dan door revolutie. Zo kunnen mits enkele aanpassingen de huidige motoren werken op methanol. Het kan ook perfect gemengd worden met benzine; verschillende *flex fuel vehicles* zijn al ontwikkeld, met als ideaal voorbeeld de Lotus Exige 270E. Dit is een *tri-*



Figuur 2.2: Vergelijking tussen verschillende brandstoffen/energiedragers [1]

fuel voertuig: de sportwagen van Lotus rijdt op methanol, ethanol en benzine, alsook op mengsels daarvan. Methanol heeft het potentieel om het motorvermogen en het rendement te verbeteren ten opzichte van benzine. Zo heeft de Lotus Exige 270E het meeste vermogen wanneer zuiver methanol als brandstof gebruikt wordt.

Methanol is in tegenstelling tot waterstof vloeibaar onder atmosferische omstandigheden wat het ook compatibel maakt met de huidige brandstofsysteem. Een ander groot voordeel is dat het gesynthetiseerd kan worden uit biomassa of via CO₂ captatie, zie hoofdstuk 4. Dit biedt grote vooruitzichten naar de CO₂ vermindering en de continuïteit in energievoorziening omdat dan overal ter wereld methanol aangemaakt kan worden.

De grote uitdaging om volledig onafhankelijk te worden van fossiele brandstoffen is de opwekking van voldoende hernieuwbare energie. Hierbij rekent men zonne-energie, wind-energie, getijdenenergie, hydraulische energie. . . Al deze energie wordt opgewekt in de vorm van elektrische energie en het grote nadeel van elektrisch energie is dat deze heel moeilijk op te slaan is. Methanol zou ook hier een oplossing kunnen bieden in de vorm van energiedrager, zoals ook waterstof een energiedrager is. Daarbij komt opnieuw dat methanol het grote voordeel heeft dat het vloeibaar is en dus veel gemakkelijker kan worden opgeslagen en getransporteerd. Olah et al. [2] stelde dan ook zijn 'Methanol Economy' voor waarin methanol de rol heeft van:

- energie-opslagmateriaal,
- brandstof,
- grondstof voor het synthetiseren van andere koolwaterstoffen en hun producten.

2.2 Eigenschappen van methanol

Vorig jaar werd reeds een uitgebreide literatuurstudie gedaan naar de eigenschappen van methanol. Om de werking van methanol in verbrandingsmotoren te bestuderen is het evenwel nodig deze eigenschappen goed te kennen en daarom worden de eigenschappen hieronder nog eens samengevat. In tabel 2.1 worden de belangrijkste eigenschappen van methanol vergeleken met die van ethanol en benzine.

Wat meteen opvalt, is de lagere volumetrische energiedichtheid van methanol (bijna de helft van benzine). Om dezelfde actieradius te hebben moet de tankinhoud dus ongeveer dubbel zo groot zijn. Dit zou wel deels gecompenseerd worden door een beter rendement van een methanolmotor.

Methanol heeft bij stoichiometrische verbranding een lagere lucht-brandstofverhouding (*Eng: air-fuel ratio, AFR*) dan benzine, nl. 6.5 t.o.v. 14.6. Hierdoor krijgt methanol ondanks zijn lagere volumetrische energiedichtheid toch een hogere energie-inhoud per liter lucht bij λ gelijk aan één. Dit zorgt ervoor dat methanolmotoren een hoger vermogen kunnen bereiken dan benzinemotoren.

Door het hogere octaangetal (*Eng: Research Octane Number, RON*), dat een maat is voor de klopweerstand, kan er bij methanolmotoren met een grotere compressieverhouding gewerkt worden dan bij benzinemotoren, en zijn methanolmotoren ook erg geschikt voor oplading. Dit heeft een positief effect op het vermogen en het rendement.

Indien echter niet met een hogere compressieverhouding gewerkt wordt, kan het hoge octaangetal er toch voor zorgen dat de MBT-timing (*Eng: Minimum Spark Advance for Best Torque*) langer aangehouden wordt op het moment dat bij benzine klop zou optreden zodat het rendement en het vermogen gunstig beïnvloed worden.

Door het hoge octaangetal en de hoge zelfontstekingstemperatuur is methanol niet geschikt als brandstof voor compressieontstekingsmotoren (*Eng: compression ignition engine, CI engine*). Het cetaangetal, dat een maat is voor de mogelijkheid tot zelfontsteking, van methanol is zo laag dat het bijna niet te meten is.

Methanol (CH_3OH , MeOH) heeft een hydroxylgroep. Deze hydroxylgroep zorgt ervoor dat methanol geleidend en polair is. Door de polariteit is methanol corrosief (zie hoofdstuk 3) en ontstaan er waterstofbruggen die er voor zorgen dat methanol stabiel is dan andere koolwaterstoffen. Dit resulteert in een hoge latente verdampingswarmte en een lage dampdruk. Hierdoor hebben methanolmotoren problemen bij koude start (zie hoofdstuk 3, sectie 3.3). Door de hoge latente verdampingswarmte en de lage L_s wordt de inlaatlucht

	Eenheid	Methanol	Ethanol	Benzine
Moleculaire formule		CH_3OH	C_2H_5OH	Variabel
Moleculair gewicht	g/mol	32	46	95-120
Zuurstof inhoud	massa%	50	34.8	0
$\rho_{vloeistof}$ (bij 25°C)	kg/m ³	790	790	740
ρ_{damp}	kg/m ³	1.422	2.055	3.88-5.17
Stoichiometrische AFR, L_s	kg/kg	6.5	9	14.6
Onderste verbrandingswaarde, H_u	MJ/kg	20.09	26.95	42.9
Volumetrische energiedichtheid	MJ/l	15.9	21.3	31.7
Energie per kilogram lucht bij $\lambda=1$	MJ/kg	3.09	2.99	2.94
Latente verdampingswarmte (LV)	kJ/kg	1100	838	180-350
LV per kilogram lucht bij $\lambda=1$	kJ/kg	169.2	93.1	12.3-24
RON		111	108	95
Zelfontstekingstemperatuur	°C	465	425	228-460
Kooktemperatuur op 1 bar	°C	65	79	25-215
Adiabate vlamtemperatuur	°C	1870	1920	2030
Minimale ontstekingsenergie	mJ	0.14	NA	0.23
Vlampunt	°C	11	14	-45
Onderste ontstekingsgrens	vol%	6.7	3.3	1.3
Bovenste ontstekingsgrens	vol%	36	19	7.6
Dampdruk bij 38°C	kPa	31.7	17.2	62.1
Specifieke CO_2 -emissie	g/MJ	68.44	70.99	73.95
Ontstekingsgrenzen (λ)		0.25-1.95	0.30-2.05	0.26-1.60
Triatomaire/diatomaire producten		0.532	0.443	0.351
Laminaire vlamsnelheid (NTP), $\phi=1$	cm/s	42	40	28

Tabel 2.1: Eigenschappen van methanol, ethanol en benzine [1, 3, 4]

beter gekoeld, wat een positief effect heeft op de leveringsgraad aangezien door koeling de densiteit verhoogd wordt.

De hoge vlamsnelheid van methanol zorgt voor een meer isochore verbranding waardoor het effectief rendement stijgt. De relatief brede ontstekingsgrenzen in combinatie met de hoge vlamsnelheid zorgt ervoor dat methanolmotoren kunnen draaien op hoge diluties met lucht (arme mengsels) of uitlaatgassen (*Exhaust Gas Recirculation, EGR*). Er kunnen EGR-percentages tot 50% bereikt worden [5].

Bij de verbranding van methanol —en lichte alcoholen in het algemeen— hebben de verbrandingsproducten een hogere verhouding van triatomaire moleculen tot diatomaire moleculen. Hierdoor hebben de verbrandingsproducten een hoge warmtecapaciteit waardoor het positief effect van EGR gunstig wordt beïnvloed.

Er zijn weliswaar ook enkele gevaren bij het gebruik van methanol. De inname ervan is toxisch. Verder ontstaat bij de onvolledige verbranding van methanol formaldehyde (CH_2O). Dit kan leiden tot vergiftiging [6]. Ook spelen aldehydes een zeer grote rol bij de vorming van fotochemische smog, desalniettemin kan het gebruik van methanol in verbrandingsmotoren bijdragen tot een verbetering van de luchtkwaliteit [7].

2.3 Mengsels van methanol/ethanol en benzine

De beste resultaten bij gebruik van methanol in verbrandingsmotoren vindt men natuurlijk bij het gebruik van zuiver methanol omdat dan de voordelen van methanol ten volle kunnen uitgebuit worden. Een overschakeling van benzine naar methanol is echter niet mogelijk van de ene dag op de andere wegens de aanpassingen aan de infrastructuur, productie van methanol, kostprijs van methanol t.o.v. nog aanwezige fossiele brandstoffen, ... Dit moet, zoals eerder gezegd, gebeuren door een evolutie eerder dan door een revolutie.

Vorig jaar werd al bestudeerd in welke mate methanol en ethanol bijdragen tot een rendement- en vermogenverhoging en wat de invloed van methanol is op de emissies van een inwendige verbrandingsmotor (*Eng: internal combustion engine, ICE*). Hier gaan we verder in op de invloed van mengsels van benzine en lichte alcoholen omdat deze belangrijk kunnen zijn bij de overgang van benzine naar methanol.

2.3.1 Redenen voor het gebruik van mengsels

Er zijn verschillende redenen om mengsels te gebruiken. In de literatuur worden zeer dikwijls mengsels van ethanol en benzine gebruikt wegens de relatief gemakkelijke en goedkope

productie van ethanol uit biomassa. Daar ethanol en methanol gelijkaardige eigenschappen hebben, kunnen de resultaten van ethanol-benzinemengsels gebruikt worden voor de studie van methanol [3]. We maken hierbij een onderscheid tussen mengsels met een lage concentratie methanol of ethanol en mengsels met een hoge concentratie.

- Lage concentratie:

Ethanol kan het milieubelastende MTBE (methyl-tert-butylether) vervangen in loodvrije benzine, om de klopweerstand te verhogen [8, 9]. Men gebruikte vroeger het zeer giftige TEL (tetraëthyllood). Er worden nu echter meer en meer schadelijke eigenschappen toegerekend aan MTBE, waardoor men verwacht dat het in de toekomst verboden zal worden. In de meeste staten van Amerika wordt al ethanol gebruikt om het verboden MTBE te vervangen.

Kleine hoeveelheden (tot 10%) (m)ethanol kunnen met benzine worden gemengd zonder enige aanpassing van de motor of motorinstellingen. Bij het gebruik van kleine volumefracties (tot 30%) ethanol of methanol in de brandstof zijn geen aanpassingen nodig aan de motor [6, 10]. Voor een optimale werking zijn uiteraard wel aanpassingen nodig van de motorparameters. Hierbij wordt in de eerste plaats gedacht aan het ontstekingstijdstip en de inspuithoeveelheid. Het feit dat het motordesign niet hoeft gewijzigd te worden, is in veel gevallen de voornaamste reden om te kiezen voor lage concentraties (m)ethanol in het brandstofmengsel.

Zowel de consumentenmarkt als de distributiemarkt moeten worden gesensibiliseerd voor het gebruik van alternatieve brandstoffen. Hiervoor moet technologie worden ontwikkeld die deze mengsels (kosten-)efficiënter gebruikt [5]. Ook het ontwikkelen van alcoholmotoren met hoge rendementen is een middel om een snellere introductie en indringing in de brandstofmarkt te bekomen [11]. De overgang gebeurt best met mengsels met lage concentratie methanol of ethanol, omdat er dan zo goed als geen wijzigingen hoeven te gebeuren aan de distributie-, opslag- en motorinfrastructuur. Dit zijn niet te onderschatten argumenten om (voorlopig) te kiezen voor benzinemengsels met een lage concentratie (m)ethanol.

- Hoge concentratie of zuivere alcoholen:

Het spreekt voor zich dat de positieve effecten van methanol (en ethanol) meer doorwegen, naarmate de fractie ervan in het mengsel groter wordt. Hoe groter de positieve effecten, hoe groter de overtuigingskracht wordt van deze alternatieven.

De meest logische reden om voor zuivere alcoholen te kiezen, is uit pure noodzaak. Als fossiele brandstoffen te duur worden, moeten de alternatieven het overnemen.

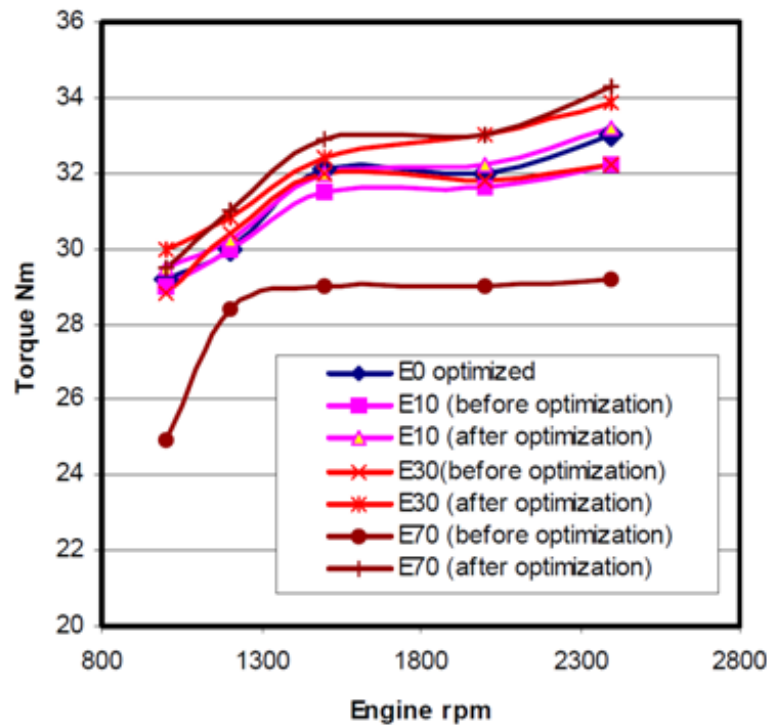
Bij het gebruik van zuiver methanol of ethanol zal de voorkeur op lange termijn uitgaan naar methanol. Dit wordt besproken in hoofdstuk 4.

Er moet dus een afweging gemaakt worden in welke omstandigheden, maar vooral wanneer (in de evolutie naar alternatieve brandstoffen) dat benzinemengels met ofwel lage concentratie ofwel hoge concentratie (m)ethanol best zouden worden gebruikt. Wat de huidige situatie betreft, zijn er twee types motoren te onderscheiden: de toegewijde methanolmotoren (*Eng: dedicated engines*) en de motoren uit FFV's (*Eng: Flexible Fuel Vehicle*). Toegewijde (m)ethanolmotoren zijn ontworpen voor de werking op zuivere (m)ethanol. Er wordt dus geen rekening gehouden met de beperkingen voor benzine en de eigenschappen van (m)ethanol worden dus volledig benut, bijvoorbeeld met een hogere compressieverhouding (*Eng: compression ratio, CR*). Motoren uit FFV's zijn ontworpen voor de werking op zowel (m)ethanol, benzine en hun mengsels. Daarvoor moeten deze motoren licht worden aangepast en er werd hierbij dus een compromis gezocht tussen optimale benutting van de voordelen van (m)ethanol en de optimale motorwerking op benzine.

2.3.2 Motorprestaties

De toevoeging van ethanol aan benzine heeft twee effecten op de mengseleigenschappen: een stijging van het octaangetal en een daling van de onderste verbrandingswaarde H_u . Deze effecten hebben een tegengestelde invloed op de prestaties van de motor. De prestaties van de motor worden gemeten aan de hand van het geleverde vermogen en koppel. Het eerste effect (hoger octaangetal) domineert tot 10% ethanol, met een positief effect op de geleverde prestaties. Daarna domineert het tweede effect. De daling van de energiewaarde heeft logischerwijs een daling van de prestaties tot gevolg, als de motorparameters niet mee worden aangepast [12].

Kumar et al. [10] vergeleken benzine en benzine-ethanol mengsels bij onveranderde en geoptimaliseerde motorinstellingen, met WOT. Ze toonden aan dat er geen significant verschil is in koppel met mengsels tot 30% ethanol, bij onveranderde motorparameters. De daling van de energie-inhoud wordt (deels) gecompenseerd door een stijging in volumetrisch rendement (*Eng: volumetric efficiency*) omdat de hogere verdampingswarmte koeling van het mengsel met zich meebrengt. Bij hogere ethanolpercentages daalt het koppel met het ethanolpercentage. Liu et al. [6] observeerden hetzelfde bij methanol-benzinemengsels. Als de motorinstellingen wel worden geoptimaliseerd — de injectiehoeveelheid en het moment van ontsteking worden aangepast aan elk mengsel — dan stijgt het koppel met het percentage ethanol [10]. De resultaten van dit onderzoek worden voorgesteld in figuur 2.3. Dit werd ook gevonden door [9, 13, 14].

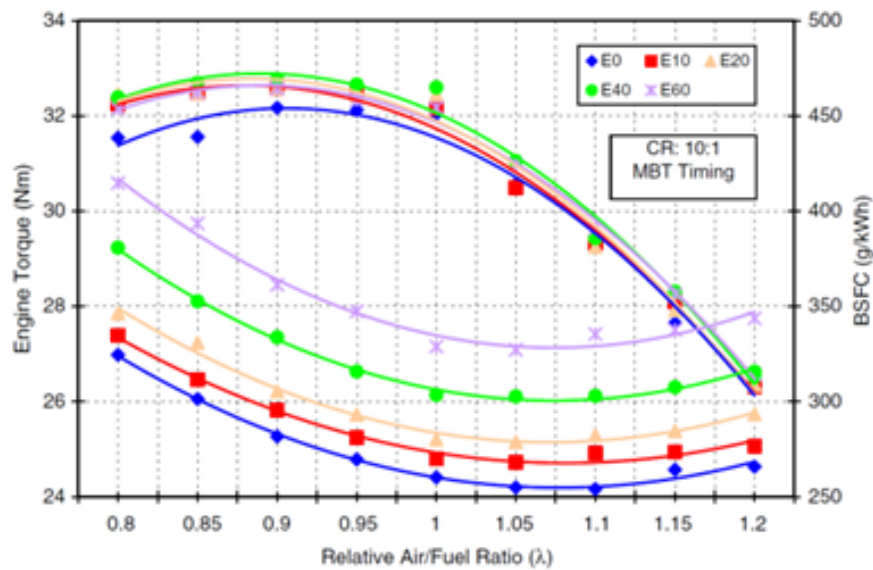


Figuur 2.3: Koppel in functie van toerental bij geoptimaliseerde en niet-geoptimaliseerde motorinstellingen [10]

De invloed van de rijkheid werd onderzocht door Wu et al. [8] en Yücesu et al. [9]. Het maximale koppel werd gevonden bij λ iets kleiner dan één. Het motorkoppel met mengsels blijkt groter dan het koppel op zuivere benzine.

Wat het specifiek verbruik betreft, verwachten we een stijging met het percentage alcohol in de brandstof, aangezien de energiedichtheden van alcoholen 37 tot 53 % lager liggen dan die van benzine. Dit wordt bevestigd door Eyidogan et al. [15], bij testen met benzine, M5, M10, E5 en E10. Yücesu et al. [9] toonden in hun metingen aan, dat het minimum specifiek verbruik (*Eng: Brake Specific Fuel Consumption, BSFC*) werd opgemeten bij λ 1.05 voor alle testbrandstoffen, zoals getoond wordt op figuur 2.4.

Menging van benzine met alcoholen laat toe de compressieverhouding te verhogen, vanwege de hogere klopweerstand, om zo hogere thermische rendementen te bekomen. Het effectief rendement (*Eng: brake thermal efficiency*) stijgt omdat de mengsels een hoger zuurstofgehalte bezitten (vanwege de zuurstof van methanol), wat de verbranding vollediger maakt. Bovendien neemt de brandstof warmte op van de cilinder en de benodigde arbeid voor compressie van het mengsel daalt. Hierdoor stijgt het thermisch rendement eveneens [15]. Ook hebben de lichte alcoholen een lagere vlamtemperatuur, waardoor de



Figuur 2.4: Specifiek verbruik bij verschillende lambda-waarden [9]

piektemperatuur in de cilinder minder hoog oploopt. Het gevolg hiervan is dat er minder warmteverliezen zullen zijn, dus het rendement stijgt [9]. Ook zorgt de hoge vlamsnelheid van (m)ethanol voor een meer isochore verbranding, waardoor het effectief rendement stijgt. Deze voordelen werden reeds besproken in paragraaf 2.2.

2.3.3 Schadelijke emissies

De HC en CO uitstoot wordt hoofdzakelijk bepaald door de rijkheid van het lucht-brandstof mengsel. Dit wordt ook bevestigd door verschillende onderzoekers [8, 10]. Zonder aangepaste motorinstellingen dalen de CO emissies met het ethanolgehalte, door het verarmend effect van alcoholen. Nadat de motorinstellingen werden aangepast, steeg het gehalte koolstofmonoxide in de uitlaat, vanzelfsprekend omdat de verbranding weer rijker en dus completer verloopt. Toch wordt opgemerkt dat de CO uitstoot met elk alcoholmengsel lager is dan die bij verbranding van zuivere benzine, door het grotere zuurstofgehalte bij de mengsels [10]. Wu et al. [8] hebben het over het *pre-mixed oxygen effect*. Yücesu et al. [12] publiceerden dezelfde bevindingen. Dit is ook het geval voor de testen gedaan door Liu et al. [6] met methanol-benzine mengsels.

Het ontstaan van onverbrande HC wordt hoofdzakelijk bepaald door drie mechanismen:

1. mislukte of onvolledige verbranding,
2. holtes in de verbrandingskamer,
3. *liquid fuel effect* tijdens koude start en opwarmen van de motor.

Bij een lambda-waarde iets groter dan één is de uitstoot van onverbrande koolwaterstoffen minimaal. Maar bij een lambda-waarde ver van één stijgen de HC emissies. Toevoegen van ethanol aan het mengsel kan HC doen dalen door zuurstofinbreng (*pre-mixed oxygen effect*) [8, 6, 10, 16].

De vorming van NO_x vereist drie zaken: een voldoende hoge temperatuur (1600°C), een voldoende lange tijd en de aanwezigheid van zuurstof. Bij onaangepaste motorinstellingen stijgt de NO_x -uitstoot, omdat bij licht arme mengsels hogere verbrandingstemperaturen worden bereikt. Na motoroptimalisatie daalt uiteraard de hoeveelheid NO_x gemeten in de uitlaat. Verder daalt de NO_x -uitstoot bij lichte alcoholen omdat deze een lagere vlamtemperatuur hebben, waardoor de piektemperatuur in de cilinder lager is [9, 14].

Een kleine fractie methanol in het brandstofmengsel beïnvloedt de katalysatorwerking niet [17].

Hoofdstuk 3

Problemen bij methanolmotoren

3.1 Alcoholen versus materialen

In methanol —en alcoholen in het algemeen— zorgt de aanwezigheid van een hydroxylgroep voor polariteit. Deze polariteit is de oorzaak voor bepaalde eigenschappen zoals een hoog kookpunt en een grote verdampingswarmte, maar deze is ook de oorzaak voor een grotere corrosiviteit t.o.v. sommige materialen in vergelijking met benzine [1].

Het is belangrijk te weten welke materialen bestand zijn tegen methanol. Zowel metalen als polymeren kunnen beschadigd worden door gebruik van alcoholen als brandstof. Hierdoor kunnen sommige onderdelen van de motor kapot gaan. Zelfs wanneer onderdelen niet falen, kan de corrosiviteit zorgen voor afbraak van het materiaal waardoor de brandstof vervuild geraakt. De afzettingen kunnen voor slijtage zorgen en uiteindelijk schade berokkenen aan andere onderdelen.

Wanneer bepaalde onderdelen en materialen getest worden of ze bestand zijn tegen een bepaalde brandstof is het belangrijk te weten wat voor brandstof het juist is. Er is namelijk een verschil in samenstelling van bv. E100 in de USA en Brazilië, 95% ethanol - 5% water. Ook de kwaliteit van de brandstof kan voor een verschil zorgen. De aanwezigheid van chloriden in de brandstof kan corrosie veroorzaken. Koper in de brandstof zorgt voor peroxiden die nefast kunnen zijn voor de brandstoflevering en de elastomeren afdichtingen. Deze problemen kunnen direct invloed hebben op de prestaties van het voertuig, brandstofverbruik en de emissies [18].

In het algemeen kan men stellen dat ferro-metalen meer corrosie vertonen wanneer ze blootgesteld worden aan alcoholen, zoals methanol en ethanol, dan aan benzine. De polariteit van methanol en ethanol is een oorzaak van (droge) corrosie maar vaak wordt de corrosie veroorzaakt door ionische onzuiverheden zoals chloride ionen en azijnzuur in de (waterhoudende) alcoholen. Een combinatie van chloride ionen, azijnzuur en ethylacetaat

zorgt zelfs voor een synergetisch effect in waterhoudend ethanol waardoor de corrosie veel groter is dan bij een enkele onzuiverheid. Vorming van azijnzuur en mierenzuur in de brandstof kan voor een verdere toename van het agressieve karakter zorgen [18].

Methanol en ethanol zijn ook elektrisch geleidend wat elektrochemische en galvanische corrosie in de hand werkt.

Voor metalen die in contact komen met methanol of ethanol gebruikt men veel austenitisch roestvrij staal —met of zonder coating— of een ander metaal dat gecoat is met een coating gebaseerd op een zinklegering of op nikkel.

Aan de proefstanden werden vorig academiejaar bepaalde wijzigingen uitgevoerd omdat het gebruik van methanol anders voor problemen zou zorgen. Hiervoor verwijzen we dan ook naar het eindwerk van vorig jaar [3].

3.2 Gloeiontsteking

Bij benzinemotoren is de beperkende factor bij het optimaliseren van de motorinstellingen voor vermogen en rendement vooral het optreden van klop. Omdat methanol een heel hoog octaangetal heeft, is niet het kloppen de beperkende factor, maar kunnen er wel problemen zijn door gloeiontsteking.

Gloeiontsteking is het fenomeen waarbij het mengsel van lucht en brandstof in de cilinder niet ontsteekt door een vonk, maar door de aanwezigheid van een andere ontstekingsbron. Deze ontstekingsbron is meestal een heet punt zoals de elektrodes van de bougie, de kleppen, afzettingen in de cilinder of scherpe randen. Methanol heeft een lagere ontstekingsenergie dan benzine (zie tabel 2.1) en dit vergroot de kans op gloeiontsteking aanzienlijk.

Gloeiontsteking gebeurt meestal vóór dat de bougie een vonk geeft. Dit zorgt bij compressie voor heel hoge temperaturen waardoor de zuiger vlug kan smelten of verbranden.

Omdat de bougie-elektrode meestal het warmste punt in de cilinderkamer is, heeft men er vorig jaar voor gekozen om andere bougies op de motor te installeren. Deze „koude” bougies geleiden de warmte veel beter door een aangepast design van de bougienek.

Voor meer informatie i.v.m. gloeiontsteking verwijzen we naar [3].

3.3 Koude start

Zoals al bij de eigenschappen van methanol aangehaald werd, hebben methanolmotoren problemen om koud te starten. Bij temperaturen onder de 5°C wordt met onze huidige proefstand eerst enkele minuten warmgedraaid op benzine voordat er op methanol gedraaid kan worden, omdat er niet kan gestart worden op zuiver methanol. Wanneer de motor warm heeft, sluit men de methanolleiding aan op de motor en wordt de mapping van methanol in de ECU geladen. De IJPU wordt aangepast zodat de injectieduur ergens tussen de injectieduur van benzine en deze van methanol ligt. De resterende benzine in de brandstofleiding wordt dan verbrand met een $\lambda < 1$ waarna de inkomende methanol verbrand wordt met $\lambda > 1$. Daarna wordt de injectieduur terug aangepast zodat de motor draait op methanol met $\lambda = 1$. Bij de normale omgevingstemperatuur (15°C) in het labo is dit echter niet nodig. Het duurt iets langer vooraleer de motor aanslaat, in vergelijking met het starten op benzine.

Indien men echter wil starten op zuiver methanol zijn er 2 vereisten:

- een ontvlambaar mengsel van brandstofdamp en lucht moet aanwezig zijn bij de bougie op het moment van ontsteking,
- er moet voldoende brandstof verbrand worden zodat er genoeg energie voorhanden is om de wrijving te overwinnen en de krukas te doen draaien.

Met methanol als brandstof wordt niet altijd aan deze eisen voldaan.

- Door de lagere energiedichtheid van methanol is er meer massa nodig voor dezelfde energie.
- Methanol heeft een hogere latente verdampingswarmte zodat er meer energie nodig is om methanol te laten verdampen
- Methanol heeft 6.7 vol% in lucht nodig om een ontvlambaar mengsel te vormen en dit ten opzicht van 1.3 vol% benzine.
- Methanol heeft een veel lagere dampdruk dan benzine waardoor methanol veel moeilijker verdampt bij lage temperaturen.
- Methanol is (net zoals ethanol) een enkelvoudige component en bevat geen vluchtige componenten zoals benzine.
- De geleidbaarheid van methanol kan voor kortsluiting zorgen tussen de elektroden van de bougie als niet alle methanol verdampt is.

Algemeen kan gesteld worden dat de omgevingstemperatuur een grote invloed heeft op het koud starten.

Ondertussen bestaan er al veel technieken om de koude start bij methanol (en ethanol) motoren te verbeteren bij lage temperaturen. Deze technieken kunnen we opdelen in twee groepen:

- het aanpassen van de brandstof
- het aanpassen van de motorwerking

3.3.1 Aanpassen van de brandstof

Dit bestaat uit het toevoegen van additieven, het veranderen van de brandstof of het mengen van methanol met benzine. Een mengsel zal gemakkelijker starten naarmate het mengsel meer benzine bevat. Hierdoor stijgt immers de dampdruk en wordt het ontstekingsbereik verbeterd. Ook andere additieven zoals butaan of pentaan verbeteren zo de startbaarheid.

Anderzijds kan methanol gedissocieerd worden in waterstof en koolstofmonoxide. Hierbij zorgt waterstof ervoor dat de motor gemakkelijk gestart kan worden. Ook kan methanol gedehydrateerd worden om dimethyl ether te maken zodat een ontvlambaar mengsel gevormd wordt. Hiervoor zijn extra systemen in de brandstoftoevoer noodzakelijk. In meer recent onderzoek wordt meer de aandacht gelegd op het proberen starten via aanpassing van de motor zelf, zonder extra systemen toe te voegen.

3.3.2 Aanpassen van de motorwerking

Bij het aanpassen van de motorwerking kunnen één of meerdere onderdelen van de motor vervangen worden door onderdelen die zorgen voor een betere startbaarheid (bv. andere injectoren), ofwel wordt de werking van bepaalde onderdelen tijdens de koude start geoptimaliseerd zodat er koud gestart kan worden (bv. een andere klepheffing tijdens het starten).

De mogelijke oplossingen werden opgedeeld op basis van de verschillende onderdelen. Vele resultaten werden gevonden in onderzoek gedaan op ethanol. De oplossingen voor ethanol kunnen op een gelijkaardige manier helpen bij de koude start van methanol.

Injector

- Opwarmen van de brandstof:
Kabasin et al.[19] toonde aan dat een stijgende snelheid van de brandstof uit de inject-

tor, kleinere druppelafmetingen en vooral een hogere temperatuur van de brandstof, een positief effect hebben op de dampvorming van ethanol. De brandstoftemperatuur is de dominante factor op de dampvorming in vergelijking met de snelheid en de druppelgrootte.

Brandstof kan op verschillende manieren opgewarmd worden. De brandstofrail kan opgewarmd worden, er kan een *glowplug* juist boven de injectoren voorzien worden, zoals bij een dieselmotor of er kan een elektrisch verwarmingselementje voorzien worden in de injectoren zelf. De eerste twee oplossingen zijn niet ideaal. Bij de verwarmde brandstofrail is er veel energie nodig om heel de rail op te warmen. Hierdoor heeft men ook een (te) lange wachttijd en grote warmteverliezen. Een bijkomend probleem is dat verwarmde brandstof stijgt naar de bovenste delen van de rail weg van de injectoren waardoor de eerste injecties bestaan uit brandstof waarvan de temperatuur gelijk is aan de omgevingstemperatuur. Zo moet de ECU zeker een startstrategie voorzien, zodat niet direct brandstof ingespoten wordt. Bij het gebruik van een *glowplug* boven de injectoren wordt enkel het probleem van de warmteverliezen en de grote hoeveelheid energie opgelost maar heeft het voor de rest dezelfde problemen als een verwarmde brandstofrail. Een injector die de brandstof verwarmt door inwendige verwarmingselementjes lijkt hier de beste oplossing.

Kabasin et al. [19] bekwam met de verwarmde injectoren bij -5°C en 500 rpm een opstarttijd van 3 seconden zonder *pre-crankheating* en 1.8 seconden met 6 seconden *pre-crank heating*.

Li et al. [20] stelden vast dat de temperatuur van de brandstof veel meer effect had op de startbaarheid dan de temperatuur van de inlaatlucht.

Colpin et al. [21] bestudeerde ook het effect van de temperaturen van het koelmiddel/olie t.o.v. van de temperatuur van de inlaatlucht. Hierbij werd ook waargenomen dat de temperatuur van de inlaatlucht geen dominante factor is.

- Injectieduur:

Ook de injectieduur heeft een invloed op het starten. Hoe meer geïnjecteerd wordt, hoe groter de kans dat een voldoende volumefractie brandstofdamp gecreëerd wordt zodat er een ontvlambaar mengsel gevormd wordt [21]. Gedurende de eerste cyclussen is er nog geen verbranding. Daardoor blijft er ook een gedeelte van de onverbrande brandstof in de cilinder waardoor de hoeveelheid brandstof in de cilinder vermeerderd en dus het starten bevordert. Veel injecteren is echter nefast voor het brandstofverbruik. Een extreem rijke conditie kan ook zorgen voor wand bevochtiging, hoge HC en CO uitstoot, olievervuiling en rook [19]. Het is dus belangrijk

te weten tot hoever men hierin mag gaan. Het opwarmen van ethanol zoals in het vorige gedeelte zou voor ongeveer 40% vermindering van HC en CO uitstoot kunnen zorgen gedurende koude start.

- Injectiedruk:

Een verhoogde injectiedruk zorgt ook voor een betere startbaarheid omdat deze de verneveling en zo de verdamping bevordert.

- Injectiefasering:

Enkelvoudige injectie

Wanneer de motor warm is, kan de brandstof verdampen op de inlaatklep tijdens de uitdrijfslag. Dit gebeurt niet tijdens koude start aangezien de inlaatklep nog niet warm genoeg is. Door brandstof te injecteren gedurende de aanzuigslag (dus bij geopende inlaatklep) wordt een luchtstroom langs de brandstof gecreëerd waardoor de verdamping bevordert wordt. Het grootste effect krijgt men wanneer de injectie stopt juist voor de maximum lift van de inlaatklep.

Gesplitste injectie

In plaatst van een enkelvoudige injectie kan een injectie in twee kleinere injecties ook een licht voordeel geven. Door een gesplitste injectie (*Eng: split injection*) is er minder wandbevochtiging.

Kleppen

- Inlaatkleptiming:

Colpin et al. [21] hebben het effect van het vervroegen en verlaten van het openen van de inlaatklep bestudeerd. Hierbij bleef de openingstijd ongewijzigd. In beide gevallen vond men een verbetering voor koude start. Bij het verlaten (tot 70 kh) vermindert de effectieve compressieverhouding. Toch heeft dit een positief effect. Door het later openen is er een onderdruk aanwezig in de cilinder waardoor de lichtsnelheid waarmee de lucht wordt aangezogen, groter is. Dit zorgt voor een betere verdamping. Nakata et al. [14] stelt dat door de hogere lichtsnelheid en kleinere kleplift (zie verder) het mengsel ook opgewarmd wordt. Wanneer de klep ook sluit rond het ODP vergroot de effectieve compressieverhouding waardoor de temperatuur nog stijgt. Het vervroegen van de inlaatklep zorgt voor een klepoverlap waardoor onverbrande brandstof terug wordt aangezogen door de lagere druk van de inlaat. Hierdoor stijgt de hoeveelheid brandstof in de cilinder waardoor de startbaarheid verbetert. Deze strategie heeft echter wel een nefast effect op de verbrandingsstabiliteit.

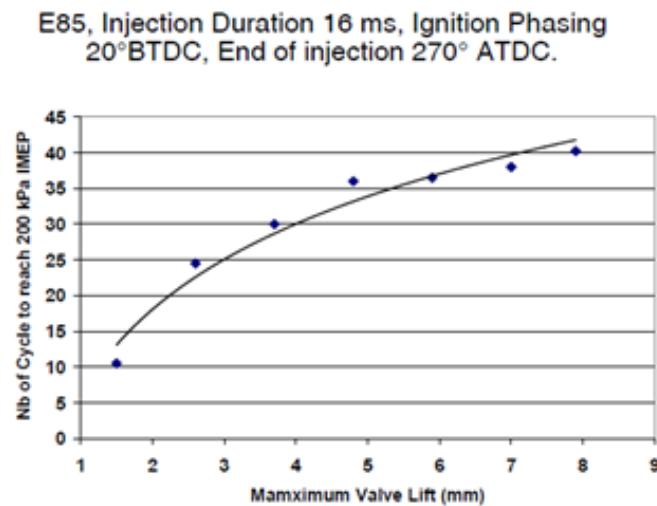
- Uitlaatkleptiming:

Colpin et al. [21] bestudeerden ook het effect van vervroegen en verlaten van het

openen van de uitlaatklep. Beide gaven ook een positief resultaat. Bij het verlaten van de uitlaatkleptiming krijgt men terug een klepoverlap. Bij het vervroegen sluit de uitlaatklep voor het BDP waardoor een onverbrand mengsel opgesloten geraakt en nog even samengedrukt wordt waardoor het opwarmt. Dit zorgt voor een betere verdamping van nieuwe brandstof tijdens de aanzuigslag.

- Kleplift:

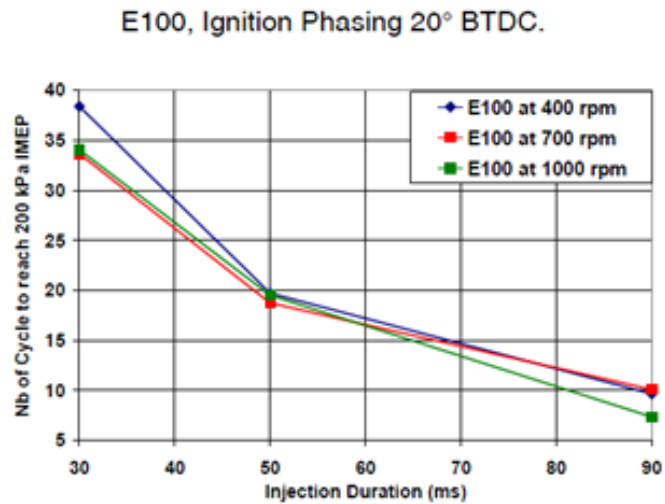
De maximumhoogte van de kleplift heeft een groot effect op de verdamping van de ingespoten brandstof. Hoe kleiner de lift, hoe beter de verdamping. Dit komt omdat een kleinere lift voor grotere luchtsnelheden zorgt tijdens de aanzuigslag, en zo voor een betere verdamping. Het effect van kleplift wordt ook nog eens getoond in figuur 3.1.



Figuur 3.1: Effect van kleplift [21]

Starttoerental

Brusstar et al. [5] vond dat het starttoerental een invloed had op het starten. Bij een verhoogd starttoerental is de opstart-compressieratio hoger, de eindcompressietemperatuur hoger en wordt de brandstof beter gemengd met de lucht door de hogere luchtsnelheid. Colpin et al. [21] vond daarentegen dat tussen de 400 en 1000 rpm weinig voordeel gehaald werd uit de stijgende luchtsnelheid die een groot effect heeft op de dampvorming van de brandstof. De luchtsnelheid verandert te weinig om effect te hebben. Brusstar testte bij 1500 rpm, volgens Colpin zijn deze snelheden te hoog om te starten. Ook Aikawa et al. [22] vond geen voordeel in het verhogen van de starttoerental. Het effect van het starttoerental is grafisch weergegeven in figuur 3.2.



Figuur 3.2: Effect van starttoerental

Ontsteking

- Ontsteking:
Om goed te kunnen starten kan het ontstekingstijdstip worden aangepast. Het effect van ontstekingstijdstip is groter bij E0 dan bij E85 of E100. Er kan ook een lichte verbetering zijn bij gebruik van een *multi spark* ontsteking.
- Bougie:
Markel et al. [23] besprak een soort bougie dat een plasma jet creëerde, waardoor een damplaaag rond de resterende brandstofdruppels in de cilinder gevormd werd en zo een brandbaar geheel gevormd kon worden. Hierbij werd alleen gebruik gemaakt van simulaties. Dit is in werkelijkheid nooit uitgewerkt en werd in latere papers nooit teruggevonden, wat ons doet vermoeden dat dit systeem te moeilijk is en beter kan vervangen worden door andere systemen.

Inlaatdruk

Bij het verlagen van de inlaatdruk door bv een elektronisch geregelde gasklep wordt de verdamping van de brandstof praktisch niet verbeterd. Ongeveer dezelfde hoeveelheid brandstof verdampt. De lucht/brandstof verhouding verandert daarentegen wel waardoor er meer brandstofdamp is in verhouding met lucht wat de startbaarheid verbetert.

Compressie

- **Compressieverhouding:**

Aikawa et al. [22] stelt dat de compressieverhouding geen effect heeft op de verdamping van de vloeistof. Deze testen werden gedaan voor temperaturen van -30°C . Dit komt omdat het grootste deel van de gegenereerde warmte weggaat naar de koude motoronderdelen bij koude start. Zelfs als er een temperatuurstijging zou zijn, zou verdamping moeilijk zijn door de lage thermische conductiviteit van de brandstofdruppel.

Directe injectie

Siewart en Groff [24] konden starten met een directe injectie bij -29°C door gebruik te maken van stratificatie en late injectie. Ook Pearson et al. [11] stellen dat het probleem zou opgelost zijn bij toepassing van directe injectie onder hoge druk.

Hoofdstuk 4

Productie van methanol

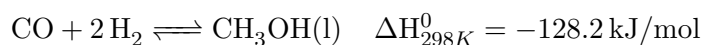
Om over te gaan op verbrandingsmotoren die werken op methanol, moet methanol efficiënt en liefst milieuvriendelijk geproduceerd kunnen worden. Er zijn drie verschillende manieren waarop methanol kan worden geproduceerd:

- methanol geproduceerd uit fossiele brandstoffen,
- methanol geproduceerd uit biomassa,
- methanol geproduceerd via captatie van CO₂.

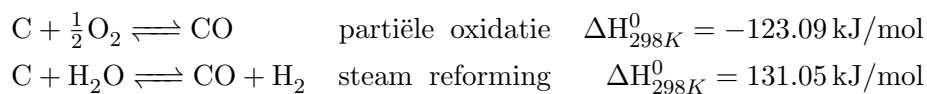
4.1 Methanol gewonnen uit fossiele brandstoffen

4.1.1 Conventionele methodes

Tegenwoordig wordt methanol bijna uitsluitend geproduceerd uit fossiele brandstoffen. Deze fossiele brandstoffen worden eerst omgezet tot syngas, een gas dat bestaat uit H₂ en CO (+ CO₂) waarna dit syngas omgezet wordt tot methanol.



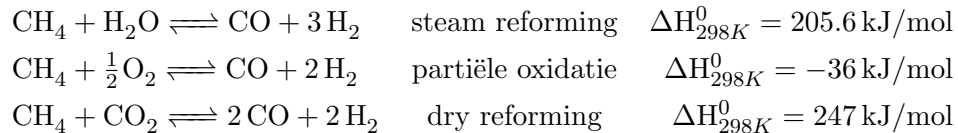
De omzetting tot syngas gebeurt door vergassing. Bij steenkool bestaat deze uit een partiële oxidatie en een stoombehandeling. De methanolproductie in steenkool-rijke landen zoals China en Zuid-Afrika gebeurt nu nog altijd door de vorming van syngas uit steenkool.



Hoofdstuk 4. Productie van methanol

De vergassing op basis van aardgas is echter gemakkelijker, economischer en milieuvriendelijker. De vergassing van steenkool brengt de grootste uitstoot van CO_2 met zich mee, ongeveer $3.8 \text{ kgCO}_2/\text{kgCH}_3\text{OH}$. Tegenwoordig wordt meer dan 75% van methanol geproduceerd uit aardgas [25].

De vergassing van aardgas kan op verschillende manieren gebeuren nl. door steam reforming, partiële oxidatie of door dry reforming [2].

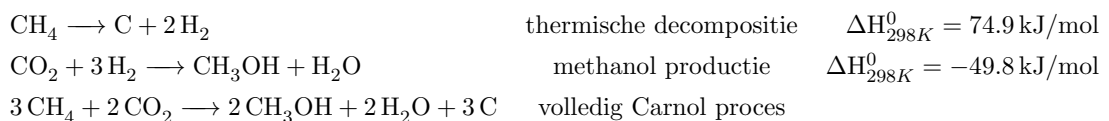


4.1.2 Verbeterde methodes

Tegenwoordig worden nieuwe processen ontwikkeld om bij de productie van methanol uit fossiele brandstoffen minder CO_2 te ontwikkelen.

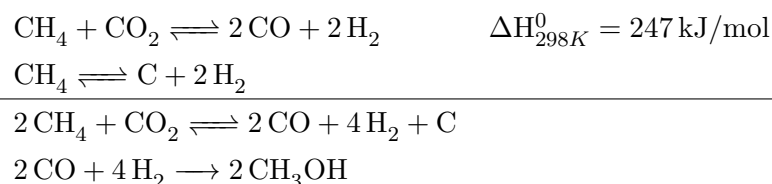
Carnol proces

Bij het Carnol proces wordt de waterstof die nodig is voor de productie van methanol geproduceerd door thermische decompositie van methaan, waarbij koolstof als bijproduct gevormd wordt. De verkregen waterstof reageert dan met CO_2 , die men haalt uit de uitlaatgassen van energiecentrales die fossiele brandstoffen gebruiken. De gevormde koolstof kan veel beter opgeslagen worden dan het gasvormige CO_2 . De netto emissie van CO_2 van dit proces is bijna nul [2].



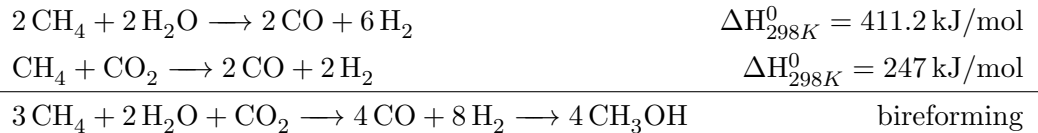
Combinatie van CH_4 decompositie en dry reforming

Door CH_4 decompositie te combineren met dry reforming wordt ook op een efficiënte manier methanol gevormd. Dit proces is minder milieuvriendelijk dan het Carnol proces, omdat minder CO_2 omgevormd wordt, maar de kosten liggen wel een stuk lager. Hierbij wordt ook koolstof als bijproduct gevormd [2].



Combinatie van steam reforming en dry reforming (bireforming)

Door een specifieke combinatie te gebruiken van steam en dry reforming van methaan kan een syngas gevormd worden met de juiste H₂/CO verhouding om methanol te produceren [2].



Combinatie van steam reforming, dry reforming en partiële oxidatie (trireforming)

Steam reforming en dry reforming zijn beide endothermische processen. Bij trireforming worden de uitlaatgassen van een energiecentrale, die gebruik maakt van fossiele brandstoffen, gebruikt om de nodige CO₂ te verkrijgen voor de productie van methanol. De *waste heat* van deze centrale wordt gebruikt als energie voor de endothermische processen, net zoals de gegenereerde warmte van de partiële oxidatie van methanol gebruik maakt van de nog aanwezige O₂ in de uitlaatgassen van de centrale [26].

reactie	stoichiometrie	enthalpie, ΔH_{298}^0 (kJ/mol)
CO ₂ reforming van methaan	$\text{CH}_4 + \text{CO}_2 \rightleftharpoons 2 \text{CO} + 2 \text{H}_2$	+247.3 (endotherm)
steam reforming van methaan	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CO} + 3 \text{H}_2$	+206.3 (endotherm)
partiële oxidatie van methaan	$\text{CH}_4 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + 2 \text{H}_2$	-35.6 (exotherm)
katalytische verbranding van methaan	$\text{CH}_4 + 2 \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O}$	-880 (exotherm)

Dit proces heeft veel potentieel omdat het gecombineerd kan worden in een elektriciteitscentrale die gebruik maakt van een gasturbine, waardoor een lage netto CO₂ uitstoot gecreëerd wordt. Studies van Minutillo en Perna [27] zouden een CO₂ reductie van 85 % aantonen. In vergelijking met bireforming heeft dit proces wel extra H₂ nodig afkomstig van andere bronnen, en is de CO₂-reductie minder.

4.2 Methanol geproduceerd uit biomassa

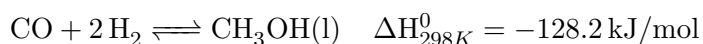
4.2.1 Procesmethodes

Methanol kan geproduceerd worden uit biomassa. Hierbij wordt biomassa gedefinieerd als materie die direct of indirect afkomstig is van planten en die hernieuwbaar is in een periode minder dan 100 jaar [1].

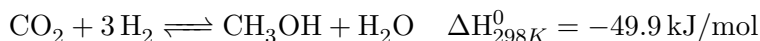
Hoofdstuk 4. Productie van methanol

Een eerste manier om brandstof te verkrijgen uit biomassa is door gisting van plantaardige suikers (bio-ethanol) of door omestering van plantaardige oliën (bio-diesel). Men onderzoekt ook een tweede generatie biobrandstoffen waarbij een voorbehandeling gebeurt om lignocellulosische biomassa af te breken in vergistbare suikers. Deze tweede generatie bestaat voornamelijk uit landbouw- en bosbouwresten en overschot van eetbare gewassen.

Een tweede manier om methanol te verkrijgen is door vergassing van biomassa. Dit is de gemakkelijkste manier om via biomassa methanol te verkrijgen. Hierbij krijgt men een syngas dat voornamelijk bestaat uit CO en H₂. Voor productie van methanol heeft men dubbel zoveel moleculen H₂ als CO nodig.



Na de gasificatie is een deel van de biomassa echter ook omgezet tot CO₂. Voor de omzetting van CO₂ naar methanol zijn er per mol CO₂ 3 mol H₂ nodig. Dit verkrijgt men door waterstof toe te voegen of door koolstofdioxide weg te nemen.



Waterstof kan men verkrijgen door de elektrolyse van water, bijvoorbeeld met behulp van hernieuwbare energie. Hierbij kan gevormde stoom en zuurstof toegevoegd worden bij het vergassingsproces. Zo kan er een biomassa-koolstof omzettingsrendement bekomen worden van 80 % [1].

4.2.2 Biomassalimiet

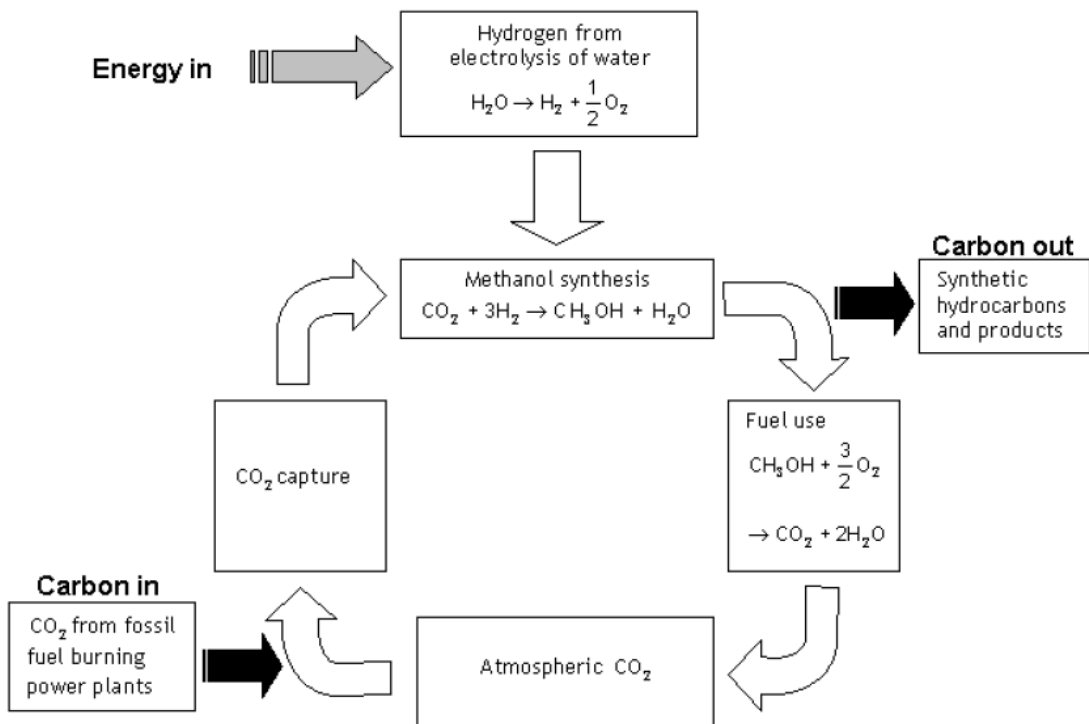
Het nadeel van biomassa is zijn eindigheid, omdat het kweken van biomassa veel land in beslag neemt. Hierdoor kan er ook een conflict ontstaan met de voedingsindustrie. Landen met een hoge bevolkingsdichtheid kunnen niet echt rekenen op het gebruik van biomassa om zich te voorzien van energie. Specht et al. [28] kwamen tot een biomassalimiet voor transportbrandstof van 27 % globaal en 18 % in de EU-27.

Daarbij komt ook nog het probleem dat land dat lange tijd ongecultiveerd was, een grote hoeveelheid koolstof opslaat in de bodem. Deze koolstof wordt dan in één keer vrijgegeven in de vorm van CO₂ als de bodem opnieuw bewerkt wordt. Daardoor wordt het gebruik van biomassa als milieuvriendelijke brandstof soms voor meer dan 100 jaar teniet gedaan [29].

4.3 Methanol geproduceerd via captatie van CO₂

Net zoals planten CO₂ recycleren kan ook op een artificiële manier CO₂ gerecycleerd worden om methanol te produceren. Bij de bespreking van methanolproductie uit fossiele brandstoffen werd al een paar keer de extractie van CO₂ uit uitlaatgassen van elektriciteitscentrales aangehaald. Dit wordt niet enkel beperkt tot elektriciteitscentrales maar ook de uitlaatgassen van cementfabrieken, gistingsprocessen, . . . kunnen hiervoor gebruikt worden.

Ook uit de atmosfeer kan CO₂ gehaald worden om methanol te synthetiseren. Dit is een stuk moeilijker dan uit uitlaatgassen aangezien de atmosfeer slechts een concentratie van 0.038 % CO₂ heeft. Hierbij is ook een energie input nodig voor de productie van H₂ door elektrolyse en voor het capteren en vrijgeven van CO₂. Er moet dus geïnvesteerd worden in hernieuwbare energie en in infrastructuur voor CO₂-captatie. Het hele proces is schematisch weergegeven in figuur 4.1 [1].



Figuur 4.1: Methanolproductie via CO₂-captatie [2]

Een mogelijke techniek om CO₂ te verzamelen, is door gebruik te maken van metaalhydroxides (bv. Ca(OH)₂ en KOH) en zo de *wet scrubbing* techniek toe te passen. Hierbij wordt CO₂ op de metaalhydroxides geabsorbeerd. Daarna wordt CO₂ gedesorbeerd op een elektrochemische manier of door opwarming, door gebruik te maken van vacuüm. Het

absorberen is exothermisch, terwijl het losmaken van de CO_2 endothermisch is en dus energie vereist. Huidig onderzoek is nog nodig om goede absorptieproducten te ontwikkelen die zo weinig mogelijk energie vereisen om het opgenomen CO_2 terug vrij te geven [2].

Het capteren van CO_2 is zeker mogelijk, hetgeen bewezen wordt in ruimtetoestellen en onderzeeërs. Lackner [30] beweert dat met grote captatiepanelen van 60 m x 50 m 3 kg CO_2 per seconde zou kunnen opgevangen worden zodat met 250000 panelen de CO_2 -uitstoot door de mens veroorzaakt zou kunnen opgevangen worden.

Een voordeel van CO_2 -captatie uit de atmosfeer is dat de CO_2 in de atmosfeer voor iedereen voorhanden is, en dat iedereen dus de mogelijkheid heeft om methanol te produceren. Hierbij zou het probleem van de concentratie van fossiele brandstoffen in geopolitieke onstabiele landen opgelost kunnen worden. Deze technologie zou het ook mogelijk maken om meer CO_2 te recyclen dan er uitgestoten wordt.

4.4 Vergelijking van de verschillende processen

Badr et al. [25] deed een literatuuronderzoek naar de verschillende processen. Hij vergeleek de processen op basis van drie criteria.

- CO_2 emissie tijdens de productie van methanol
- energetisch rendement
- kosten per ton methanol

4.4.1 CO_2 -uitstoot

Dit omvat de emissies door transport van de bron naar de centrale, het productieproces, transport naar de consument en de uitstoot uit de voertuigen. Koolstof gebaseerde methanol heeft de hoogste uitstoot ($3.8 \text{ kgCO}_2/\text{kgMeOH}$) terwijl methanol geproduceerd via CO_2 -captatie uit de atmosfeer de kleinste uitstoot heeft ($0.1 \text{ kgCO}_2/\text{kgMeOH}$). De CO_2 -uitstoot die afkomstig is van separatie, vloeibaar maken en transport wordt zo goed als teniet gedaan door de captatie uit de atmosfeer.

4.4.2 Energetisch rendement

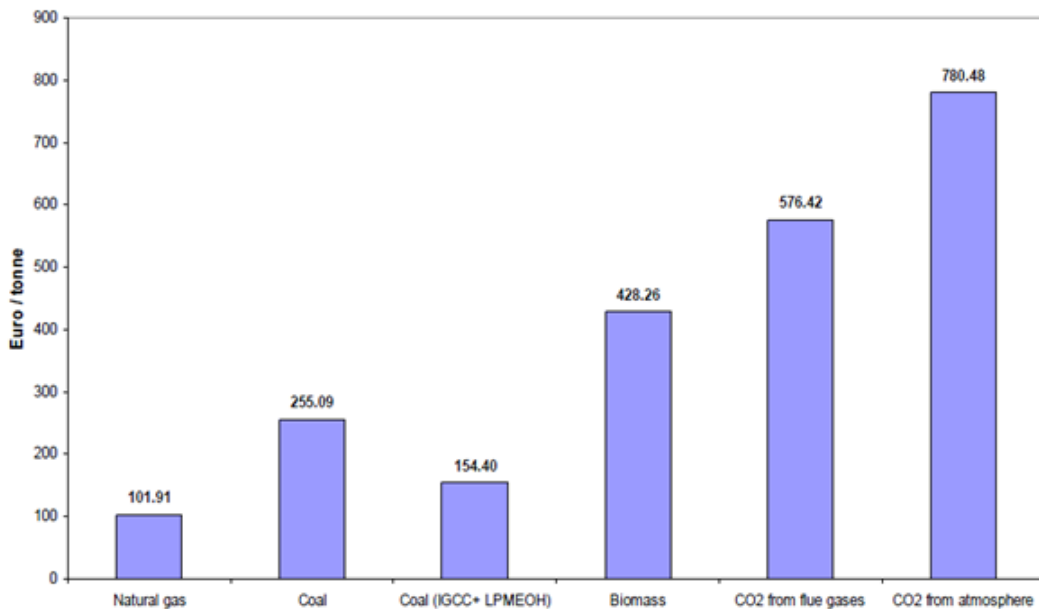
Hierbij kon men alleen een eerste schatting geven ten gevolge van verschillende definities, capaciteiten van de centrales,... Men vond zo dat de methanolproductie uit aardgas het

Hoofdstuk 4. Productie van methanol

meest efficiënt is met een rendement van 75 %. Koolstof en biomassa hebben respectievelijk een rendement van 48.5-61.3 % en 51 %. Methanol uit CO₂-captatie van uitlaatgassen en atmosfeer hebben respectievelijk een rendement van 46 % en 38 % en dit door de benodigde energie om CO₂ los te krijgen van het absorbent. Dit rendement zou met nieuwe technologie kunnen opgetrokken worden tot 50 % voor captatie uit uitlaatgassen en 44 % voor captatie uit de atmosfeer.

4.4.3 Kosten

Bij het berekenen van de kosten moet o.a. rekening gehouden worden met de benodigde systeemcomponenten, de energiebehoefte en de voorraden die voorhanden zijn. Andere factoren zoals de capaciteit, bedrijfsomstandigheden en zuiverheid van de methanol hebben ook een effect op de prijs. Een globaal beeld wordt gegeven in figuur 4.2.



Figuur 4.2: Algemeen beeld van de kosten van methanolproductie

Hoofdstuk 5

Emissiemetingen bij alcoholgevoede voertuigen

In de ontwikkeling van nieuwe aandrijvingen staan hoge efficiëntie en lage uitstoot centraal. Die laatste vereist uiteraard methodes en technieken om deze accuraat en snel te meten. Daarom werden de laatste jaren naast de conventionele methoden ook een aantal nieuwe technieken ontwikkeld om de voertuigemissies te bepalen. Een uitgebreide vergelijking van verschillende nieuwe technieken vinden we in de literatuur [31]. Daarnaast is het ook noodzakelijk om de verschillen tussen de regelgevingen te onderzoeken, om een juiste interpretatie van de resultaten mogelijk te maken. Daarom worden de verschillen kort belicht [32].

5.1 Verschillende wetgevingen

5.1.1 Europese Unie

In de Euro 4-normen (en eerder) moeten de voertuigen op alcoholen niet getest worden met deze alternatieve brandstof. De testen werden uitgevoerd met alleen "referentie-benzine" en de evaluatie van de testen gebeurde op exacte dezelfde wijze als bij reguliere benzinewagens.

In de huidige Euro 5-norm zijn er wel bepalingen opgenomen voor voertuigen op alternatieve brandstoffen. FFV's moeten worden getest met "referentie-benzine" en "referentie-E85".

In de Europese wetgeving beschouwt men alles gemeten met de FID (*Eng: flame ionization detection*) methode als HC-uitstoot. De totale uitstoot van koolwaterstoffen en niet-methaan koolwaterstoffen is aan de regelgeving onderworpen. De emissies moeten

worden gemeten met een FID-instrument, gekalibreerd met propaan in synthetische lucht. Er worden geen specificaties opgelegd aan de FID detector temperatuur, maar meestal wordt een temperatuur van 190°C toegepast. FFV's worden op dezelfde wijze getest als benzinevoertuigen.

Bij de berekening van de massa-emissies wordt een verschillende densiteit voor HC gebruikt bij E85, in vergelijking met benzine. Dit resulteert uit het in rekening brengen van de dichtheid van het zuurstofgedeelte. In de Euro 5-norm wordt uitgegaan van de volgende verhoudingen en massadichtheden:

- benzine (E5): $\rho = 0,631 \text{ g/dm}^3$ via $C_1H_{1.89}O_{0.016}$,
- E85: $\rho = 0,932 \text{ g/dm}^3$ via $C_1H_{2.74}O_{0.385}$.

Dit leidt tot een rekenkundige verhoging van de massa-emissies van ongeveer 50 %.

5.1.2 Verenigde Staten van Amerika

In de USA wordt de uitstoot van koolwaterstoffen, alcoholen en aldehydes samengevat tot de NMOG (*Eng: NonMethane Organic Gases*), die in de wetgeving is opgenomen. De NMOG bestaan uit de NMHC (*Eng: NonMethane HydroCarbons*) en de zuurstofhoudende koolwaterstoffen. De NMHC worden gemeten met FID, de alcoholen en aldehydes worden apart gemeten.

De aldehydes en alcoholen dragen uiteraard ook bij tot de NMHC gemeten door de FID. Om hun bijdrage in mindering te kunnen brengen van de NMHC-FID werden responsfactoren ontwikkeld voor elk van de componenten. Door het toepassen van deze responsfactoren (apart berekend voor alcoholen en aldehydes), kunnen hun respectievelijke bijdragen van de FID-NMHC worden afgetrokken.

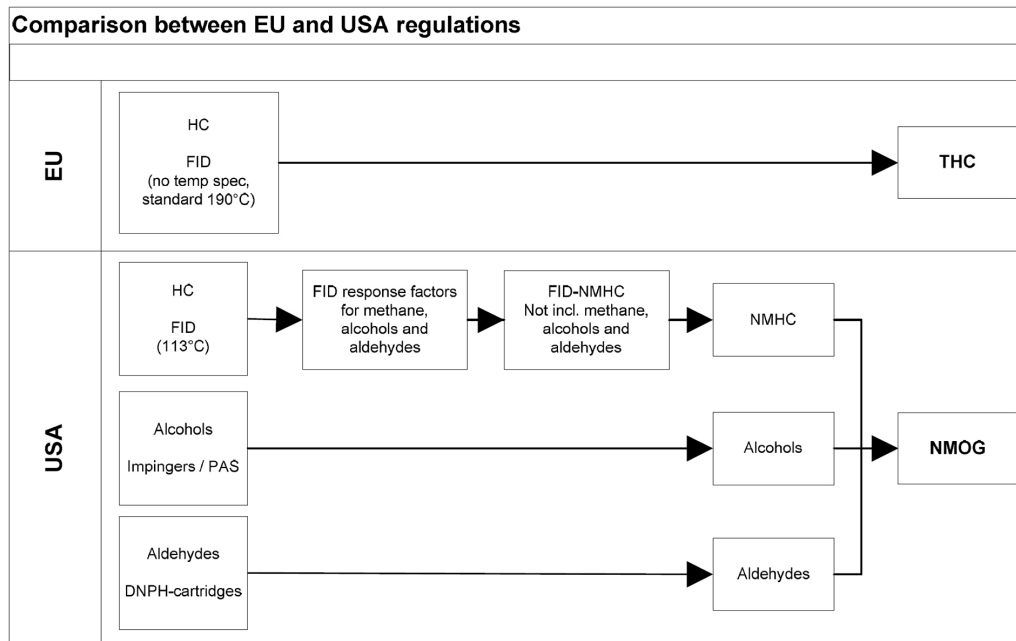
De FID detector temperatuur moet in de USA worden ingesteld op 113°C voor voertuigen op alcoholen. Voor voertuigen op benzine en diesel moet 190°C worden ingesteld. Dit verschil is gebaseerd op het hogere gehalte waterdamp in methanol en het feit dat methanol decompositie kan ondergaan bij te hoge temperatuur.

5.1.3 Brazilië

In Brazilië wordt de NMHC aan banden gelegd, nl. het methaangedeelte wordt in mindering gebracht. De autoconstructeur heeft daar het recht om de onverbrande ethanol apart te meten en deze waarde af te trekken van de NMHC-uitstoot. Ook wordt een

responsfactor gebruikt om het ethanolgedeelte te verwijderen uit de NMHC-emissies. Dezelfde methode als in de USA wordt toegepast, maar het verschil is dat het ethanolgedeelte later niet meer aan de totale uitstoot wordt toegevoegd.

In figuur 5.1 wordt een duidelijke grafische vergelijking gegeven van de verschillende wetgevingen.



Figuur 5.1: Vergelijking van de verschillende wetgevingen [32]

5.2 Emissiemetingen van alcoholgevoede voertuigen

Loos et al. [33] onderzochten de aanpassingen, die moeten worden gedaan aan het emissiemeetsysteem, om de emissies van voertuigen op ethanol correct te kunnen verwerken. Een eerste probleem is het hoge gehalte water in de uitlaatgassen. Bij gewone benzine-wagens was het systeem ontwikkeld voor 10 tot 12% water in de uitlaatgassen, maar de uitlaatgassen van FFV's kunnen 18 tot 20% water bevatten. Het condenseren van dit overtollige water in de bemonsteringsbuisjes leidt tot allerlei problemen. Daarnaast zijn zuurstofhoudende verbindingen ongemeen kleverig en ze kunnen condenseren en kleven aan de wanden van de bemonsteringsleidingen. Warmte is de logische oplossing voor deze problemen.

In paragraaf 5.1 wordt al vermeld dat methanol decompositie ondergaat bij te hoge temperaturen, namelijk vanaf 121°C. Ook ethanol ondergaat decompositie, maar pas vanaf 300°C.

Hoofdstuk 5. Emissiemetingen bij alcoholgevoede voertuigen

De vooropgestelde oplossing om goede emissiemetingen te kunnen doen bij voertuigen die als brandstof (onder andere) alcoholen gebruiken, is om de toevoerleidingen van het meetsysteem te verwarmen tot een temperatuur hoger dan het dauwpunt van de gasstroom en lager dan de decompositietemperatuur.

Deel II

EXPERIMENTEEL WERK

Hoofdstuk 6

Proefstanden

In het laboratorium Vervoertechniek zijn er drie motoren die zowel op waterstof, benzine als methanol kunnen draaien. Voor dit eindwerk werden testen gedaan op twee ervan: de Audi-proefstand en de Volvo-proefstand. Daarnaast werden ook metingen uitgevoerd op een naar methanol omgebouwde VW 1.9 TDI motor van de Karel de Grote Hogeschool. In de volgende paragrafen worden de proefstanden beschreven.

6.1 Volvo-proefstand

6.1.1 Algemeen

De Volvo-motor is een 1.8l benzinemotor van het jaar 2000 die in 2004 is omgebouwd voor de werking op waterstof [34] en in 2010 is omgebouwd voor de werking op methanol [3]. Vloeibare brandstoffen worden ingespoten via 4 methanolcompatibele injectoren (Racetrax 48INJL) die via een rail gevoed worden. Daarnaast zijn er ook 8 Teleflex GSI gasinjectoren (2 per cilinder) voorzien voor de inspuiting van waterstof. De proefstand wordt afgebeeld in figuur 6.1.

De motor is via een cardankoppeling verbonden met een wervelstroomrem (Zöllner A220) die een maximaal vermogen van 74 kW (100 pk) kan dissiperen. Via potentiometers op het bedieningspaneel van de Schenck-bank kan de bekrachtiging van de rem aangepast worden. De ene potentiometer regelt het toerental terwijl de andere potentiometer ofwel het koppel ofwel de gaskleppositie vastlegt. Daarnaast is er nog een MAP-potentiometer op het bedieningspaneel die de druk in het inlaatkanaal simuleert. Deze wordt gebruikt bij de werking op waterstof en regelt de hoeveelheid waterstof die per cilinder ingespoten wordt. De koeling van de motor en de rem gebeurt onrechtstreeks via leidingwater.



Figuur 6.1: De Volvo-proefstand

De Volvo-motor heeft een dubbele bovenliggende nokkenas (*Eng: Double Overhead Camshaft, DOHC*) waarbij de inlaatnokkenas tot 40° ca verdraaid kan worden t.o.v. normale werking waardoor het tijdstip, waarop de inlaatklep opengaat, aangepast wordt (*Eng: Continuously Variable Valve Timing, CVVT*). Het tijdstip waarop de inlaatklep sluit schuift mee op zodat de tijdsduur dat de inlaatklep openstaat dezelfde blijft. In tabel 6.1 worden de voornaamste kenmerken van de motor nog eens samengevat. Bij benzine heeft deze motor een maximaal vermogen van 88 kW en een maximaal koppel van 170 Nm bij 4000 rpm.

Cilinders	4 in lijn
Kleppen	16
Nokkenassen	DOHC met CVVT
Boring	83 mm
Slag	82.4 mm
Drijfstanglengte	123.6 mm
Slagvolume	1783 cc
Compressieverhouding	10.3:1
Injectie	PFI
Max. toerental	6000 rpm (continu)
ECU	<i>MoTeC M800</i>

Tabel 6.1: Gegevens Volvo-motor

De uitlaatgassen van de motor worden via een vernieuwd afzuigsysteem naar buiten geleid. Een deel van de uitlaatgassen wordt door een darmpje tot bij de gasanalysetoestellen geleid. Deze meetkasten kunnen de concentraties CO, CO₂, O₂, NO_x, H₂ en HC in de uitlaatgassen met hoge nauwkeurigheid meten.

De motorsturing gebeurt via een *MoTeC M800* ECU die programmeerbaar is en via een RS232 verbinding met de computer is verbonden. Hierbij kunnen verschillende motorparameters zoals ontstekingsstijdstip, injectiehoeveelheid, injectietijdstip en inlaatklepvervroeging aangepast worden. Andere parameters zoals luchtdebiet, batterijspanning, toerental en temperatuur van het koelwater kunnen afgelezen worden. De ECU bevindt zich in de kast boven de motor waar ook de temperaturen van de uitlaatgassen kunnen afgelezen worden. In bijlage B wordt de opstartprocedure van de Volvo-proefstand beschreven.

Tijdens dit academiejaar werd de uitlaat van de Volvo-motor vernieuwd en intussen werd ook een katalysator toegevoegd. In de nieuwe uitlaat zijn aftapmogelijkheden voorzien om de uitlaatgassen zowel te kunnen meten vóór als ná de katalysator.

6.1.2 Opmeten van de parameters

Heel wat motorsignalen worden uitgelezen om de exacte werkingsomstandigheden van de motor te kennen. De meeste zijn voor de hand liggend en worden continu via *MoTeC* of via displays (bv. temperaturen van de uitlaatgassen, lambdasensor, ...) uitgelezen. Bij drukmetingen, brandstofdebietmetingen en luchtdebietmetingen geven we wat meer uitleg.

Drukmeting

Principe cilinderdrukmeting

Het drukverloop in de cilinder is belangrijk om het pV-diagram te kunnen opstellen. Dit pV-diagram is noodzakelijk als men wil nagaan hoe de verbranding in de cilinder verloopt. De verschillen tussen de verschillende brandstoffen kunnen dan worden onderzocht. Hiervoor worden twee drukpickups gebruikt. De cilinderdruk zelf wordt gemeten via een meetbougie (Kistler type 6118AFD13). Deze meetbougie is piëzo-elektrisch en heeft een hoge reactiesnelheid maar kan enkel relatieve drukken meten. Om toch de absolute drukken in de cilinder te kennen wordt een piëzo-resistieve drukpickup (Kistler type 4075A10) gebruikt in het inlaatkanaal van de motor. Deze piëzo-resistieve drukpickup reageert trager maar kan wel absolute drukken meten. Men neemt aan dat in de buurt van het ODP tijdens de aanzuigslag de druk in het inlaatkanaal en de druk in de cilinder dezelfde is waardoor de signalen opgemeten door de meetbougie omgezet kunnen worden tot absolute drukken.

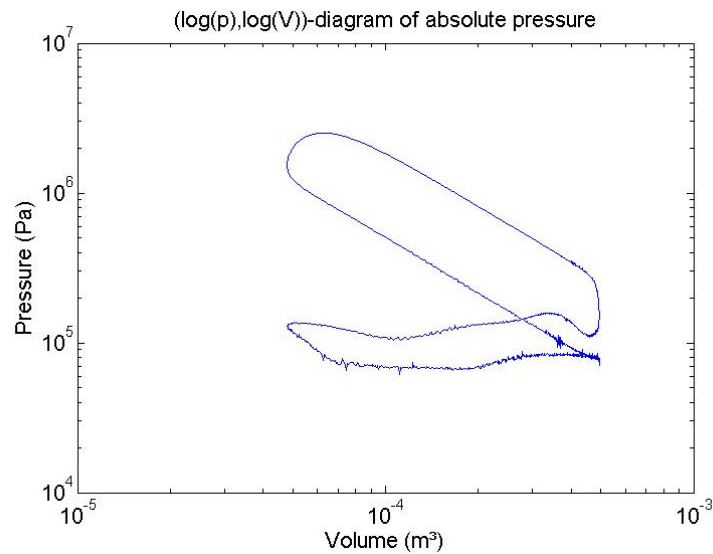
Bepaling BDP

Via een krukas-encoder (Kistler type COM2611) kan men elke opgemeten drukwaarde koppelen aan een krukhoek zodat men het drukverloop in functie van de krukhoek kent. Hiervoor dient de krukas-encoder juist afgesteld te worden. Dit gebeurt met een capacatieve sensor (AVL - 428) waarmee het BDP kan ingesteld worden. Bij de eerste metingen werd het duidelijk dat het BDP opnieuw moest ingesteld worden omdat de compressie en expansie in het $\log(p)$ - $\log(V)$ -diagram geen perfecte rechten waren. Dit moet zo zijn aangezien de compressie en expansie polytrope processen zijn. De referentie van het bovenste dode punt was een paar graden verschoven. Na het juist instellen van het bovenste dode punt werden perfecte rechten bekomen (zie figuur 6.2). De procedure voor het juist bepalen van het BDP staat beschreven in [35].

In- en uitlaatdrukmeting

Naast de inlaat- en cilinderdruk kan ook de uitlaatdruk gemeten worden. Hiervoor werd een uitlaatdruksensor (Kistler type 4075A20) voorzien in het uitlaatkanaal. Deze sensor wordt blootgesteld aan zeer hoge temperaturen en dient gekoeld te worden. De sensor wordt gekoeld met water via twee koelbuisjes. De inlaatdruk wordt in de eerste plaats gebruikt om de cilinderdruk absoluut te kunnen weergeven, maar daarnaast is het meten van de in- en uitlaatdrukken op zich ook interessant om de gasdynamica (o.a. de leveringsgraad en interne EGR) van de motorcyclus goed te begrijpen.

De meetprocedure voor drukmetingen kan teruggevonden worden in appendix B, sectie B.5.



Figuur 6.2: Correct $\log(p)$ - $\log(V)$

Brandstofdebietsmeting

De brandstoftoevoer bij methanol en benzine gebeurt via aparte brandstofkasten waarin de methanol en benzine getankt moet worden. Via snelkoppelingen met terugslagkleppen kunnen de brandstofkasten verbonden worden met de brandstofrail waarna ze op druk (3 bar) gebracht worden. De brandstofkasten zijn voorzien van een weegschaal met een maatbeker. Na het vullen van de maatbeker kan een gravimetrische debietsmeting gedaan worden waarbij brandstof uit de maatbeker verbruikt wordt en zo kan men voor een bepaalde tijd het brandstofverbruik bepalen. Een uitgebreide bespreking en schematische voorstelling staat beschreven in [3].

De waterstoftoevoer gebeurt via leidingen die de waterstofflessen, die buiten het laboratorium staan voor de veiligheid, verbinden met de motor. Er is een drukregelaar waarmee de waterstofdruk op 2 bar ingesteld wordt. Om het waterstofdebiet te meten wordt de waterstofdebietsensor (Bronkhorst type F-116AI-FD-00V) verbonden met een extern toestel waarop het debiet in Nm^3/h uitgelezen wordt.

Luchtdebietmeting

Het luchtdebiet dat de motor aanzuigt wordt geregistreerd door een luchtmassameter (Bosch type 0 280 217 121) die het luchtdebiet (*Eng: mass air flow, MAF*) in g/s aangeeft in *MoTeC*. In het eerste semester waren er problemen met de MAF-sensor waardoor het onmogelijk was de motor soepel te laten draaien op benzine of methanol. Bij de werking op methanol of benzine bepaalt de ECU namelijk hoeveel brandstof er dient ingespoten te

Hoofdstuk 6. Proefstanden

worden via de gemeten hoeveelheid lucht die aangezogen wordt. Het probleem lag bij een externe filter die het MAF-signaal filtert om een stabielere werking te verkrijgen. Deze filtering is nodig wegens de grote variaties in het MAF-signaal door de drukgolven die zich voordoen in het inlaatkanaal. De externe filter bleek niet meer te werken en werd vervangen door een interne filter in *MoTeC*. Dit gaat als volgt:

- *Adjust* → *Sensor Setup* w *Input Setup* ... →
- Dubbelklikken op het gewenste ingangsignaal → *Filter*
- 1 = off
10 = medium level filtering
50 = very heavy filtering

De waarde van de filter werd op 50 ingesteld. Dit zorgt voor de beste filtering van het signaal maar heeft ook de traagste reactietijd. De trage reactietijd zorgt niet voor problemen aangezien de motor toch op een vast werkingspunt wordt ingesteld bij metingen.

6.2 Audi-proefstand

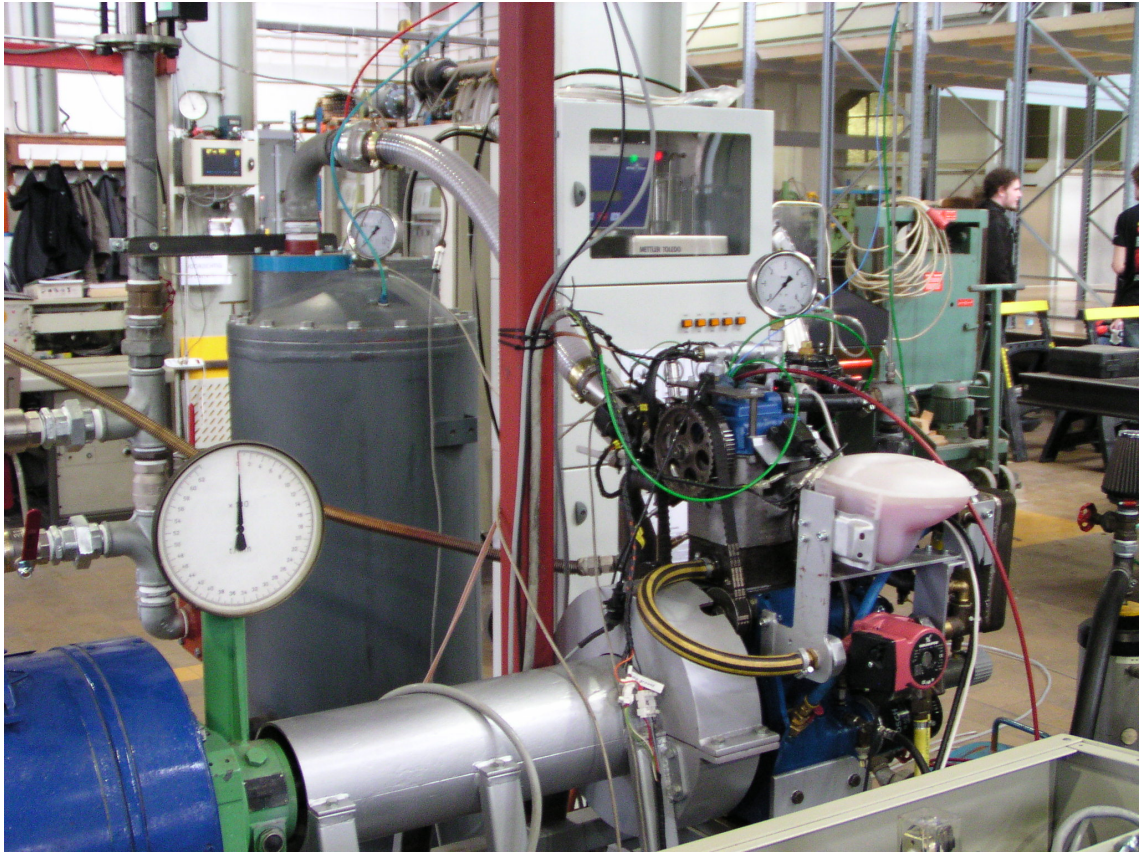
6.2.1 Algemeen

De tweede proefstand die wij ter beschikking kregen voor het uitvoeren van experimenten is een aangepaste één-cilindermotor. Deze viertakt verbrandingsmotor, afkomstig van AUDI NSU, is eigenlijk een testmotor: het is een geïsoleerde cilinder van een viercilinder productiemotor uit de AUDI 80 1.61 diesel (model 1978-1983). De motor staat al in het labo vanaf het begin van de jaren '80 en werd oorspronkelijk gebruikt voor het onderzoek van swirl bij dieselmotoren. In het academiejaar 2001-2002 werd deze motor dan omgebouwd voor de werking op waterstof [36]. Tijdens de zomer van 2010 werden de mogelijkheden van de één-cilinder verder uitgebreid: werking op benzine en methanol, en cilinderdrukmetingen werden ook mogelijk. Figuren 6.3 en 6.4 tonen de proefstand zoals die eruit zag tijdens onze metingen. In tabel 6.2 worden de gegevens van de motor samengevat.



Figuur 6.3: De Audi-proefstand

De motor is verbonden met een gelijkstroommachine (Oerlikon). Deze kan werken als motor of als generator, in tegenstelling tot de wervelstroomrem bij de Volvo-proefstand.



Figuur 6.4: De Audi-motor

De verbrandingsmotor wordt dan gestart door de gelijkstroommachine als motor te laten werken en zo de verbrandingsmotor aan te drijven. Eens er inwendige verbranding plaatsvindt, begint de gelijkstroommachine als generator te werken en drijft de verbrandingsmotor de generator aan. Het is dus ook eenvoudig de motor gewoon op compressie te laten werken om bepaalde controles of testmetingen uit te voeren. De gelijkstroommotor wordt gekoeld d.m.v. een ventilator.

Voor de werking op waterstof zijn twee Teleflex GFI-injectoren in het inlaatkanaal aangebracht. Het inspuiten van benzine of methanol gebeurt met hetzelfde type injector als de Volvo-proefstand (Racetrax 48INJL). Deze is ook voorzien van een snelkoppeling waarop de brandstoftkasten (met het benzine- of methanoltoevoersysteem) kunnen worden aangesloten. De motor wordt onrechtstreeks gekoeld met leidingwater: een thermostaat houdt de temperatuur van de motor op 80°C. De aansturing van de motor gebeurt met een *MoTeC M4* systeem (versie 6.20D). Hiermee kunnen alle variabele parameters, zoals ontstekingsstijdstip, inspuithoeveelheid, inspuittijdstip, ... ingesteld worden.

Zoals reeds eerder aangehaald zijn cilinderdrukmetingen noodzakelijk voor het goed vaststellen van verschillende effecten op de motorcyclus. Het continu opmeten van de inlaat-

Cilinders	1
Kleppen	2
Nokkenas	OHC
Boring	77.48 mm
Slag	86.385 mm
Drijfstanglengte	135.96 mm
Slagvolume	407,3 cc
Compressieverhouding	10.17:1
Injectie	PFI
Inlaatklepopening/sluiting	17°ca BTDC / 45°ca ATDC
Uitlaatklepopening/sluiting	75°ca BBDC / 10°ca ATDC
Max. toerental (continu)	4000 rpm
ECU	<i>MoTeC M4</i>

Tabel 6.2: Gegevens Audi-motor

en uitlaatdrukken is noodzakelijk voor het modelleren en valideren van motorsimulaties. Daarom is de Audi-motor ook uitgerust een inlaatdruksensor (Kistler type 4075A10), een cilinderdruksensor (AVL type QC34C) en een uitlaatdruksensor (Kistler type 4075A20). De inlaat- en uitlaatdruksensoren worden gedeeld met de Volvo-proefstand. Omdat de cilinder- en uitlaatdruksensoren moeten gekoeld worden, zijn deze in een koelmantel geschroefd waar kleine buisjes voor de toe- en afvoer van leidingwater aan zijn voorzien.

Het koppel wordt gemeten met een loadcell (type SENSY 2712). De temperatuur wordt gemeten op verschillende plaatsen (o.a. inlaat, uitlaat, voor compressor, na compressor) m.b.v. thermokoppels (type K). De drukken voor de compressor, na de compressor en in het buffervat worden gemeten m.b.v. druksensoren (TransInstruments series 2000, part no. 558140-0032). De kalibratie van deze druksensoren deden we zelf en staat beschreven in bijlage D.

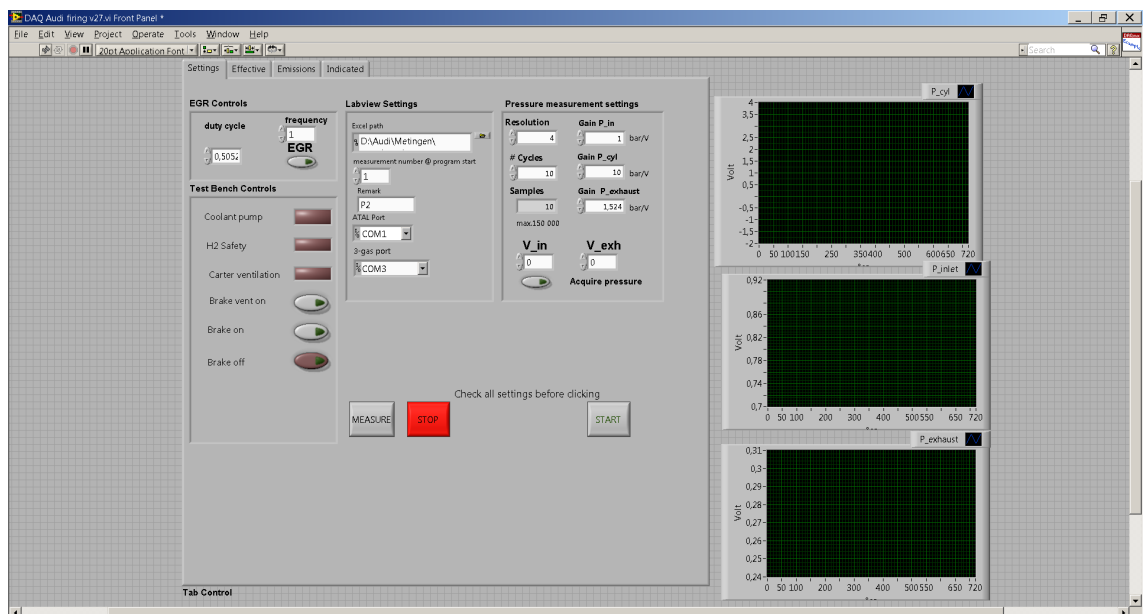
6.2.2 Bediening proefstand

De bediening van de proefstand onderging heel wat wijzigingen afgelopen zomer. De proefstand werd voorzien van een krachtige computer, die het mogelijk maakt om de aansturing van verschillende delen en de uitlezing van verschillende meetgegevens te implementeren via het programma *Labview* en het data acquisitiesysteem *CompactDAQ* (zie figuur 6.5), beiden van *National Instruments*. De lay-out van de bedieningsinterface wordt getoond in figuur 6.6. We zien dat de carterventilatie, de koelpomp van de motor, de ventilator van de gelijkstroommachine en de gelijkstroommachine apart te bedienen zijn vanuit het

programma. In bijlage C wordt de opstartprocedure van de Audi-proefstand beschreven.



Figuur 6.5: NI Compact DAQ



Figuur 6.6: Bedieningsinterface van de Audi-proefstand

6.2.3 Fijnregeling voor de werking op benzine en methanol

MAF-belastingsregeling

Zoals reeds eerder vermeld, werden dit jaar de eerste metingen gedaan waarbij de één-cilindermotor draaide op benzine en methanol. Naast de motortechnische aanpassingen moest ook de belastingsregeling worden herbekeken. In het geval van waterstof gebeurt de belastingsregeling via een gesimuleerde onderdruk in het inlaatspruitstuk (*Eng: Manifold Absolute Pressure, MAP*): m.b.v. een potentiometer wordt een fictief MAP signaal gesimuleerd in de ECU. Dit komt neer op het regelen van de effectieve waterstofinspuit-hoeveelheid. Deze belastingsregeling wordt ook bij dieselmotoren toegepast.

Bij benzinemotoren gebeurt de belastingsregeling d.m.v. de hoeveelheid ingezogen lucht-massa (*Eng: Mass Air Flow, MAF*) in de cilinder, omdat bij een constante luchtfactor wordt gewerkt. Op de Volvo-motor is een dergelijke commerciële luchtmassameter aanwezig. In eerste instantie was het ook de bedoeling zo een MAF-sensor te monteren in de inlaat van de Audi motor. Uiteindelijk werd niet voor deze optie gekozen omdat de praktische uitvoering hiervan omslachtig bleek. Daarbij komt ook dat er eigenlijk al een nauwkeurige luchtmassameter (Bronkhorst Hi-tech F-106BZ-HD-01-V) aanwezig was op de proefstand. Deze sensor stuurt wel een stroomsignaal tussen 4 en 20 mA uit, terwijl in *MoTeC* een spanningsignaal tussen 0 en 5 V moet worden ingelezen. Daarom werd de ingang en de positieve voedingsdraad van de sensor geschakeld over een weerstand van 200 k Ω in de data acquisitie module. Via *Labview* wordt de ingelezen spanningswaarde dan doorgestuurd naar de ECU.

Instellingen motormanagement

Ook de instellingen van het motormanagementsysteem stonden nog niet allemaal juist voor de werking op benzine of methanol. Bij de eerste metingen op benzine werd opgemerkt dat de motor nauwelijks of geen koppel leverde. Ook de katalysator werd roodgloeiend wat wijst op verbranding tijdens de uitlaatslag, zie figuur 6.7. De oorzaak van dit probleem moest worden gezocht bij de ontsteking: die gebeurde veel te laat. De mapping die we gebruikten was namelijk een aangepaste mapping van de waterstofwerking. Er stond een *overall trim* van 19° ingesteld waar we geen rekening mee hielden. Deze *overall trim* schuift de hele ontstekingstiming op over een bepaald aantal graden krukhoek. Nadat deze terug op nul werd gezet, kon wel een realistisch koppel afgelezen worden.

Ook bleek bij de testmetingen dat de benodigde inspuithoeveelheid, uitgedrukt in %IJPU: percentage van de maximale openingsduur van de injector, in miliseconden (*Injector Pulse Width Scaling*), veel hoger was dan berekend werd. Uiteraard is het zo dat de berekende waarden nooit helemaal overeenkomen met de werkelijke waarden waarbij $\lambda=1$ wordt bereikt [3], maar de berekende waarde moest bijna verdubbeld worden om tot stoichiometrische werking te komen.

Na heel wat zoekwerk werd gevonden dat de oorzaak van het probleem alweer lag bij een verkeerde instelling van het motormanagementsysteem. In het academiejaar 2004-2005 werd een tweede gasinjector geplaatst [37] en in *MoTeC* kan dan o.a. worden ingesteld hoeveel brandstof (van de totale hoeveelheid) elke injector moet inspuiten: *Secondary Balance Table*. Omdat we vertrokken van een mapping voor waterstof, stond deze waarde nog op 50. De twee gasinjectoren spuiten dus elk de helft in, maar bij benzine of methanol is er slechts één injector aangesloten, bijgevolg werd slechts de helft van de ingestelde hoe-



Figuur 6.7: De roodgloeiende katalysator

veelheid brandstof ingespoten. Nadat deze waarde voor de methanol- en benzinemappings op nul werd ingesteld, kwamen de berekende inspuithoeveelheden veel beter overeen met de werkelijke.

Zelfs na deze aanpassingen draaide de motor nog niet stabiel genoeg om goede metingen te kunnen doen. Daarbij kwam ook nog dat het starten niet altijd goed lukte. Het leek alsof de motor niet wou aanslaan: er werd even verbrand (merkbaar aan het lawaai, dalende luchtfactor en stijgend koppel) en even weer niet. Dit kon zo soms een hele poos doorgaan. Nochtans waren er ook momenten dat het starten probleemloos lukte en er werd geen verband gevonden met eventuele omgevingsfactoren. Er werd vastgesteld dat een aantal ingelezen en uitgestuurde signalen sterke variaties vertoonden in *MoTeC* (bv. *throttle position*, *loadEff*, *auxV*, *pulseW*,...).

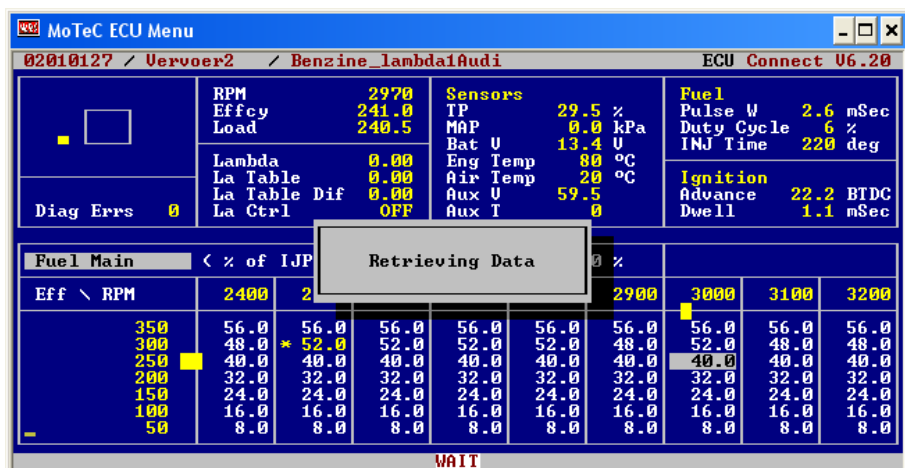
De oorzaak voor het slecht starten en onregelmatig draaien van de motor moest worden gezocht bij de variërende injectorpuls (dus een variërende inspuithoeveelheid). De *Acceleration Sensitivity* van *MoTeC* bleek aan te staan. Dit wil zeggen dat bij veranderend signaal van de gasklepstand (optrekken) een bijkomende hoeveelheid brandstof wordt ingespoten om vlot te kunnen rijden. Deze optie heeft geen enkele zin voor een testmotor als deze waarbij alleen vaste werkingspunten ingesteld en opgemeten worden. Deze compensatie werd dus onterecht uitgevoerd, wegens het variërend signaal van de gasklepstand; de

Hoofdstuk 6. Proefstanden

werkelijke gasklepstand bleef onveranderd. De oorzaak daarvan werd overigens nog steeds niet gevonden, maar door het afzetten van de *Acceleration Sensitivity* wordt niet meer extra ingespoten bij veranderende gasklepstand en bijgevolg waren de startproblemen en het onregelmatig draaien van de baan.

Een laatste probleem met de ECU deed zich voor bij hoge motorsnelheden. Het was namelijk zo dat *MoTeC* vanaf 3000 rpm vaak in een geblokkeerde toestand terechtkwam bij weergave van de melding 'retrieving data', zie figuur 6.8, waarbij dus geen aanpassingen aan de motorparameters meer mogelijk waren. Om terug te keren naar de normale toestand moest gewoon het toerental vermindert en enkele seconden gewacht worden. Eerder werd nooit melding gemaakt van dit probleem, maar de proefstand onderging dit jaar tal van wijzigingen waardoor vergelijkingen moeilijk zijn.

Emailcorrespondentie met experts van *MoTeC* leerden dat twee mogelijke oorzaken aan de basis van dit probleem kunnen liggen. Ofwel een slechte verbinding tussen PC en ECU, ofwel een storing in de communicatie tussen ECU en motor door de hoge spanningspulsen van de ontstekingsbobijn. Deze problemen waren opgelost toen een afschermende laag (zilverpapier) werd aangebracht rond de bobijn. Maar op hetzelfde moment werd ook het volledige sturing- en verwerkingsprogramma in *Labview* verbeterd. De precieze oorzaak is dus niet gekend, maar het probleem is nu wel opgelost.



Figuur 6.8: Blokkeren *MoTeC*

Verbruiksmetingen

Nog tijdens de eerste metingen op benzine en methanol werd opgemerkt dat de berekende lambda niet goed overeenkwam met de waarde weergegeven door de lambda-sensor. Dit kan logisch gezien twee oorzaken hebben: ofwel zijn de verbruiksmetingen foutief, ofwel

geeft de luchtmassameter een verkeerde waarde. Wat zoekwerk wees uit dat beide oorzaken zich voordeden.

- **Problemen brandstofkasten**

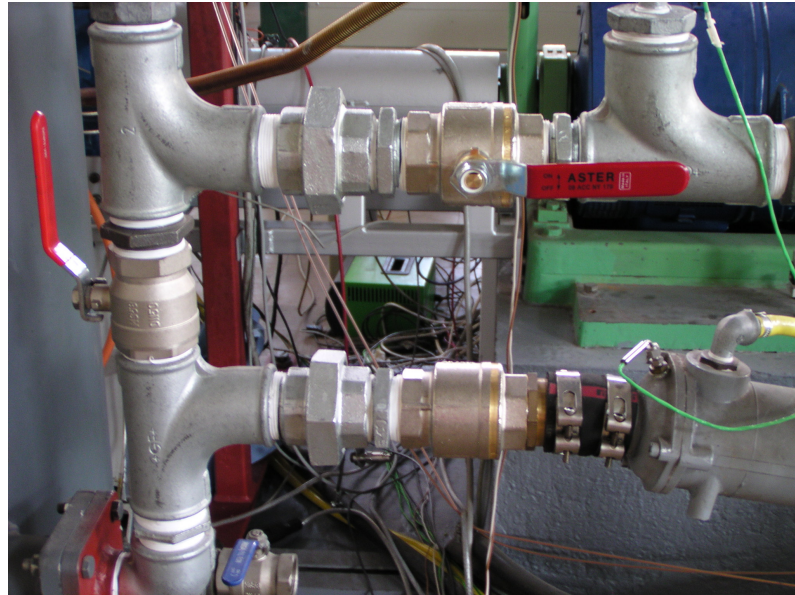
De verbruiksmetingen op benzine kunnen gemakkelijk gecontroleerd worden door de jerrycan op de Sartorius balans te plaatsen, en zo na te gaan of het gemeten massaverbruik hetzelfde is. Dit probleem werd reeds beschreven in sectie 6.1.2. De verbruiksmetingen op methanol kunnen niet op dezelfde wijze gecontroleerd worden, daar de kast is uitgerust met een vast brandstofreservoir. Uitvoerige testen toonden echter dat er een verschillend injectordebiet geleverd wordt als de kast op 'meten' staat en de brandstof dus enkel uit de maatbeker wordt aangezogen. We merkten dat het koppel met ongeveer 0,5 Nm daalt en de waarde van de luchtfactor op de display van de sensor stijgt met 0,02. Sindsdien word de meetkast steeds op de stand 'meting' gezet om fouten te vermijden.

- **Problemen MAF sensor**

Er waren ook problemen met de uitlezing van de waarde van de MAF-sensor. Zoals hierboven al vermeld, wordt het signaal van de luchtmassameter over een weerstand geschakeld om een spanningswaarde te kunnen inlezen in het data acquisitiesysteem. De inlezing in *Labview* is duidelijk onderhevig aan ruis of invloeden van andere signalen die in dezelfde module van de *CompactDAQ* worden ingelezen. Bijvoorbeeld het signaal van de relatieve vochtigheidsensor in het inlaatkanaal wordt ook met dezelfde module (nummer module) ingelezen. Deze schakeling stond nog niet op punt en als een kortsluiting optrad in de sensor of in de schakeling dan werd op het scherm (in *Labview*) een negatieve waarde getoond. Bij het loskoppelen van de signaaldraadjes uit de module werkte alles weer normaal. Dit is niet zo'n probleem omdat het duidelijk is dat de ingelezen waarde foutief is. Later echter, werd opgemerkt dat het signaal van de waterstofmassameter, die op dezelfde wijze als de luchtmassameter is geschakeld, een veel subtielere invloed kan hebben op het ingelezen signaal van de luchtmassameter. Dit kan enkel worden opgemerkt door afwijkingen op de berekende luchtfactor en door vergelijkingen met eerdere, correcte metingen. Voorlopig werden alle andere signaaldraden dus uit de module gehaald omdat voor onze metingen toch geen waterstofdebiet- of relatieve vochtigheidsmetingen nodig waren.

Zelfs na deze aanpassingen bleek uit berekende waarden van de luchtfactor dat de hoeveelheid lucht opgemeten door de luchtmassameter niet voldoende was. Er werd onderzocht of nergens ná de luchtmassameter nog lucht werd aangezogen door bv. slecht functionerende dichtingen. Na wat zoekwerk bleek dat de snelkoppelingen

die gebruikt werden om de compressor, EGR en intercooler in het circuit te schakelen onvoldoende dicht waren. Er werd dan ook beslist om die te vervangen door bolkranen met conische schroefdraad, afgedicht met teflon. De problemen hieromtrent waren na deze aanpassing dan ook opgelost. De huidige opstelling is weergegeven in figuur 6.9.



Figuur 6.9: Nieuwe bolkranen vervangen de slecht afdichtende snelkoppelingen

6.2.4 Oplading & EGR

De Audi-proefstand is uitgerust voor de toepassing van EGR en oplading. De uitlaatgasrecirculatie gebeurt eenvoudigweg door een deel van de uitlaatgassen af te leiden naar de inlaat van de compressor. Daar de maximale inlaattemperatuur van de compressor 50°C bedraagt, worden de gerecirculeerde uitlaatgassen nog gekoeld d.m.v. een warmtewisselaar (met leidingwater), alvorens de inlaat van de compressor te bereiken. De oplading gebeurt door een klauwencompressor (Busch type MM1102 BP AQUA). Deze levert een oplaaddruk tot 2 bar.

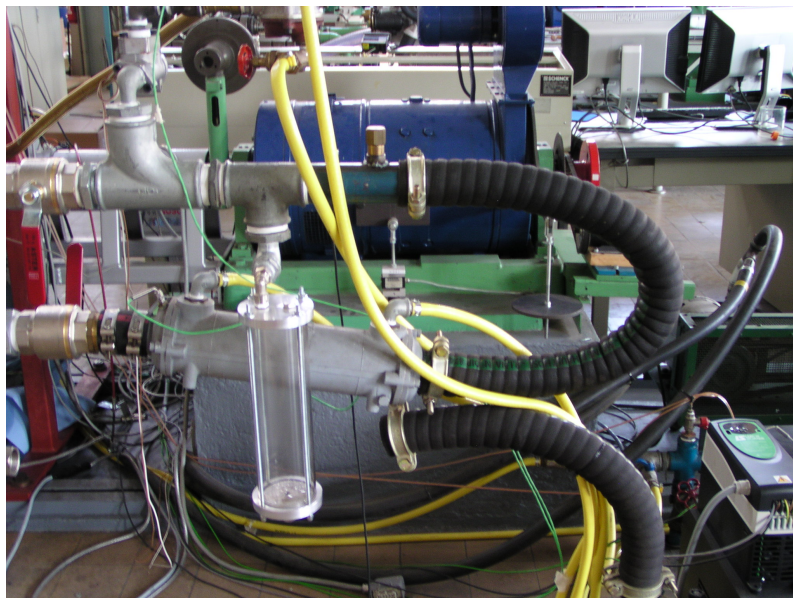
Na de compressor is een intercooler geplaatst om de samengedrukte lucht af te koelen, vooraleer deze naar de inlaat van de motor wordt geleid. Aangezien het slechts een éencilindermotor betreft, zouden er nogal wat drukpulsen en luchtstroomvariaties kunnen ontstaan in de inlaatleiding, daarom werd een buffervat voorzien.

Aan de uitlaatzijde zorgt een driewegkatalysator (*Eng: Three Way Catalyst, TWC*) voor een vermindering van de CO, HC en NO_x uitstoot. Er zijn aftapbuisjes aangebracht vóór en ná de katalysator, alsook in het inlaatkanaal, net na het buffervat, zodat de

Hoofdstuk 6. Proefstanden

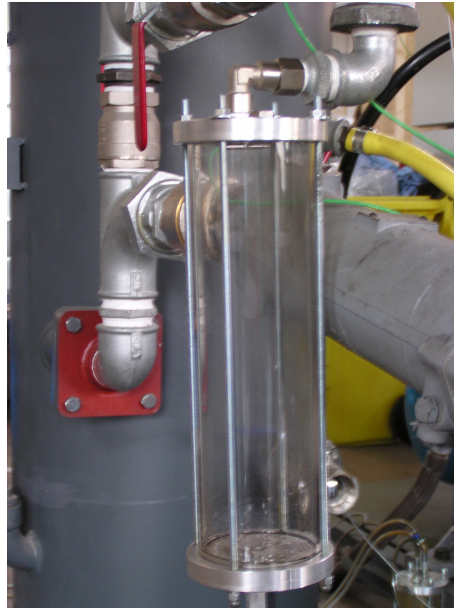
samenstelling van de uitlaatgassen op deze drie plaatsen kan worden gemeten. Dit kan handig zijn om de werking van de katalysator te controleren, maar vooral voor het bepalen van het EGR% (zie hoofdstuk 8).

Door de constructie van het EGR-systeem, aan de inlaat van de compressor, was het in het verleden onmogelijk om EGR toe te passen zonder de compressor aan te schakelen: atmosferische werking met EGR en WOT was dus onmogelijk. Omdat dit hier wel wenselijk was, werd naar een oplossing gezocht en die oplossing was betrekkelijk eenvoudig: de flexibele verbinding werd losgekoppeld van de intercooler (dit is de perskant van de compressor), de flexibele verbinding aan de zuigbuis van de compressor werd ook losgekoppeld en terug verbonden met de ingang van de intercooler. De aanpassing wordt getoond in figuur 6.10.



Figuur 6.10: EGR-werking zonder tussenkomst van de compressor

Na de EGR-koeler was een kleine condensbeker voorzien omdat de waterdamp uit de uitlaatgassen condenseert bij het afkoelen van de uitlaatgassen. Dit water wordt best uit het systeem afgelaten om corrosie tegen te gaan. Maar bij EGR-werking met methanol bleek de condensbeker zeer snel vol te lopen. Omdat bij het openzetten van het ventiel onderaan, bij voldoende onderdruk, lucht kan aangezogen worden die niet gemeten wordt door de luchtmassameter, is dit niet aan te raden. Daarom werd een grote condensbeker voorzien (zie figuur 6.11).



Figuur 6.11: Grote condensbeker na de EGR-koeler

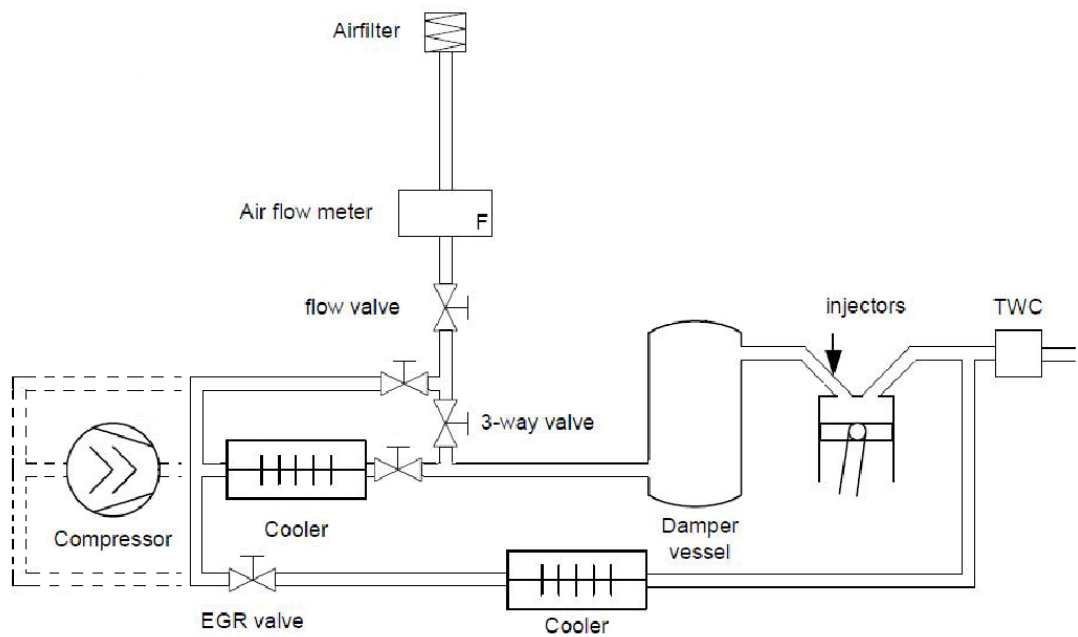
Met de huidige configuratie is er slechts een beperkt percentage EGR mogelijk, omdat er niet voldoende uitlaatgassen worden aangezogen. Tot nu werd méér EGR bekomen door de inlaat te smoren en alzo onderdruk te creëren wat zorgde voor meer aanzuiging van uitlaatgassen via de EGR-slang. Maar omdat dit geen realistische benadering is, werd dit jaar een tegendrukklep in de uitlaat gemonteerd. Deze klep creëert een regelbare tegendruk in de uitlaat, waardoor hetzelfde effect (meer EGR) bekomen wordt, maar dan op een meer realistische manier. De tegendrukklep moet manueel worden ingesteld op een bepaalde stand. In figuur 6.12 wordt de aanpassing getoond.



Figuur 6.12: Tegendrukklep in de uitlaat van de Audi-motor

Hoofdstuk 6. Proefstanden

In figuur 6.13 wordt de proefstand schematisch weergegeven.



Figuur 6.13: Schematische voorstelling van de Audi-proefstand

6.3 VW-proefstand

6.3.1 Algemeen

De derde proefstand die wij ter beschikking kregen om metingen uit te voeren is de VW-proefstand. Het betreft een omgebouwde VW 1.9l AXR TDI 4-cilinderdieselmotor. De ombouw werd uitgevoerd in de Karel de Grote hogeschool (KdG) in Antwerpen in het kader van het PWO project *Reduction*. Ing. Kris Martens, projectingenieur aan de KdG, voerde het project uit. De karakteristieken van de motor zijn weergegeven in tabel 6.3. De dieselversie van deze motor heeft een piekvermogen van 81 kW en een maximum koppel van 235 Nm bij 1900 rpm.

Cilinders	4 in lijn
Kleppen	8
Nokkenassen	OHC
Boring	79.5 mm
Slag	95.5 mm
Drijfstanglengte	144.1 mm
Slagvolume	1896 cc
Compressieverhouding	19.5:1
Injectie	PFI
Inlaatklepopening/sluiting	-344°ca ATDC / -155°ca ATDC
Uitlaatklepopening/sluiting	152°ca ATDC / 341°ca ATDC
Turbolader	Garrett VNT15
ECU	<i>MoTeC M800</i>

Tabel 6.3: Gegevens VW-motor

De proefstand wordt bediend d.m.v. een Schenck-bank, analoog zoals de Volvo-proefstand. Door aan de corresponderende potentiometers te draaien kan een gewenst toerental en koppel ingesteld worden.

De instelling van de motorparameters gebeurt d.m.v. een *MoTeC M800* motormanagement systeem dat is uitgerust met verschillende optionele pakketten. Het *Drive by Wire* pakket, enerzijds, maakt het mogelijk de gasklepstand precies te regelen. Hiervoor is ook een aangepaste gasklep vereist (Bosch 0 301 330 620). Met het *closed loop lambda control* pakket, anderzijds, moet de rijkheid van het mengsel niet manueel bijgeregeld worden tot een gewenste waarde. Verder is het met het *Servo Control* pakket mogelijk een servomotor aan te sturen vanuit *MoTeC*. De optie *Logging 1M* wordt gebruikt om de metingen

gedurende een aantal seconden weg te schrijven naar een bestand. Met het programma *MoTeC i2 Pro 1.0* kunnen de resultaten dan geëxporteerd worden naar Excel om verder te verwerken. Deze uitbreidingen maken het mogelijk om snel bepaalde punten in te stellen en metingen te doen.

De belasting wordt geregeld door een wervelstroomrem (Schenck W150, bouwjaar 1970), die watergekoeld is en via een cardanas met de krukas van de motor is verbonden. Het maximale vermogen dat de rem kan dissiperen is 150 pk en het maximaal toerental is 10000 rpm. De rem is afgebeeld in figuur 6.14.



Figuur 6.14: Wervelstroomrem VW-proefstand

De motor is standaard voorzien van oplading, intercooling en EGR. De oplading gebeurt d.m.v. een Garrett turbolader met variabele geometrie. De verstelbare schoepen worden zo afgeregeld dat de turbolader maximale oplaaddruk levert bij elk toerental. Bij deze metingen echter, waren de oorspronkelijke motorinstellingen niet meer van toepassing en werd de turbodruk geregeld via de ECU.

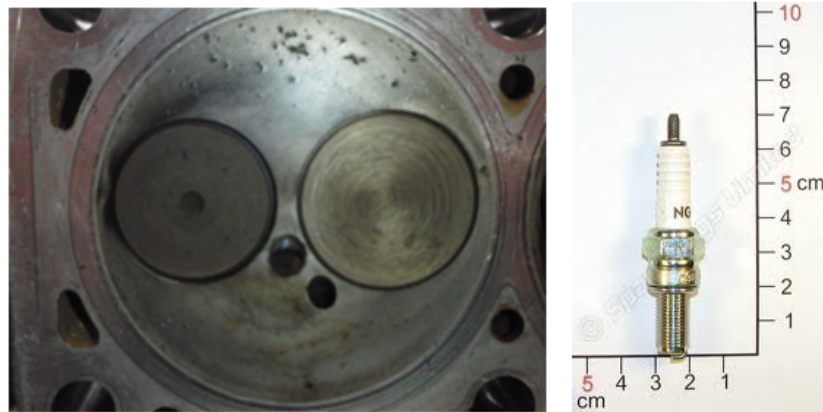
De KdG is uitgerust met 3 vermogenkamers met aparte besturingsruimte. De VW-proefstand was in zo'n vermogenkamer geïnstalleerd. Een zicht vanuit de besturingskamer wordt getoond in figuur 6.15.

6.3.2 Ombouw naar alcoholen & WOT+EGR-werking

Het ombouwen van deze dieselmotor naar een alcoholvonkontstekingsmotor vraagt een aantal ingrijpende maatregelen. Aangezien dit oorspronkelijk een direct ingespoten dieselmotor was, konden op de plaats van de injectoren bougies worden ingeschroefd, zie figuur 6.16 (a). Wegens problemen met gloeiontsteking moesten de koudst mogelijke bougies (schroefdraad M10) worden gebruikt: NGK C9E, zie figuur 6.16 (b). De gebruikte bobines zijn van Bosch.



Figuur 6.15: Besturingsruimte VW-motor



(a) Bougiegat in de cilinderkop

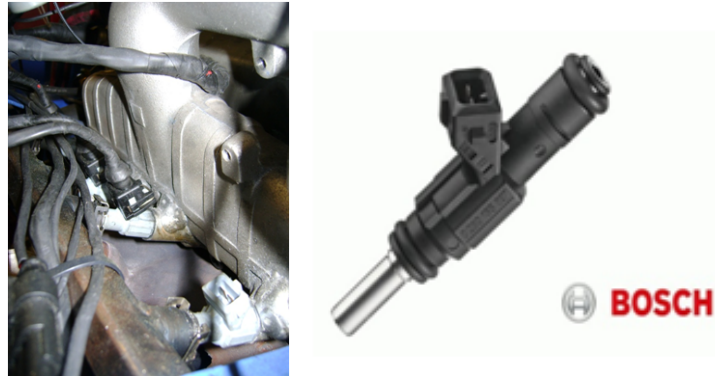
(b) Bougie NGK C9E

Figuur 6.16: Bougie en bougiegat in de cilinderkop bij de VW-proefstand

Het originele inlaatspruitstuk is aangepast naar een PFI-systeem, zie figuur 6.17 (a). De verstuiverhouders zijn zo geplaatst dat de verstuivertip recht op de kleppen gericht zijn. De brandstof zal dus op de warme kleppen ingespoten worden en hierdoor zeer goed verdampen.

Hoofdstuk 6. Proefstanden

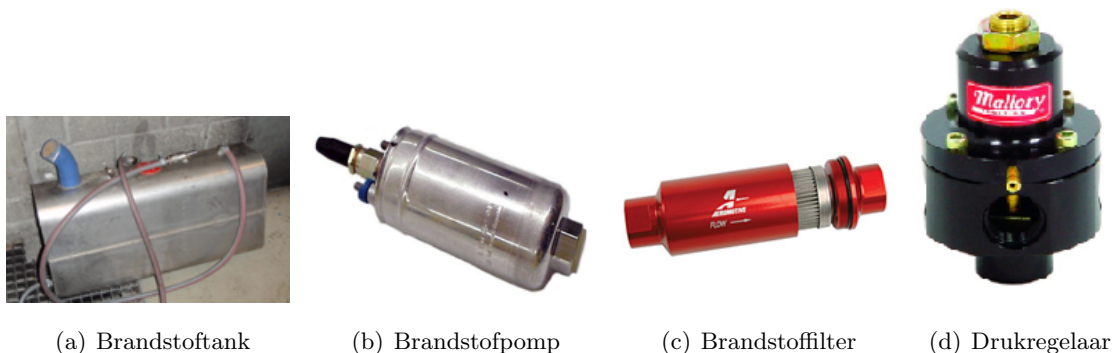
Er werden verschillende injectortypes getest. Voor onze metingen waren 4 Bosch (0 280 157 000) injectoren gemonteerd, zie figuur 6.17 (b). Deze hebben een verlengde tip en 6 gaatjes. Dit zorgt voor een fijne verneveling van de brandstof. Net zoals voor bij de Volvo-proefstand werd de brandstofrail zelf vervaardigd uit roestvrij staal, omdat deze op maat gemaakt dient te zijn.



(a) Aangepast inlaatspruit- (b) Bosch 6-gatsinjector met verlengde tip
stuk met verstuiers

Figuur 6.17: Bosch 6-gatsinjector met verlengde tip

De rest van het brandstofsysteem bestaat uit een RVS brandstoftank, een methanolbestendige brandstofpomp (Bosch 0 580 254 044), een brandstoffilter (Aeromotive 12335), een drukregelaar (Mallory 4305M, idem Volvo-proefstand) en een intercooler. Het circuit is namelijk zo opgebouwd, dat de overtollige brandstof niet terugkeert naar de tank, maar onder druk blijft circuleren in de leidingen. Dit zorgt voor opwarming van de brandstof, daarom werd een koeling voorzien. In figuur 6.18 worden alle componenten getoond.



(a) Brandstoftank

(b) Brandstofpomp

(c) Brandstoffilter

(d) Drukregelaar

Figuur 6.18: De verschillende componenten van het brandstofsysteem van de VW-proefstand

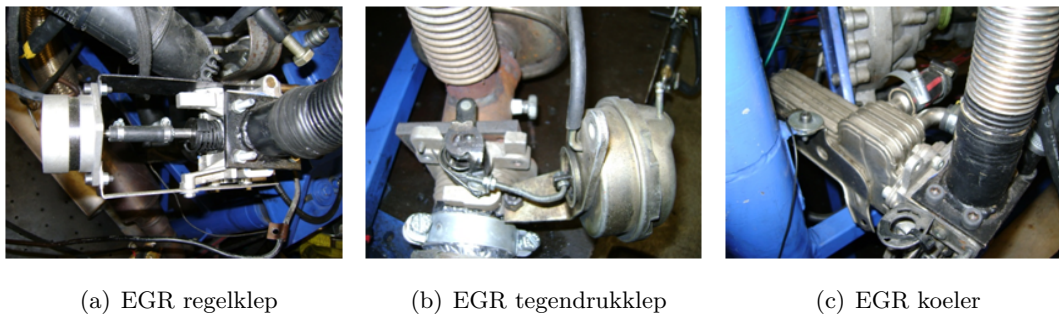
Er werd ook een *diverter valve* gemonteerd: zie figuur 6.19. Deze klep is gemonteerd tussen de turbo-compressorzijde en turbo-aanzuigzijde. Als de gasklep sluit en er onderdruk voor

de gasklep ontstaat, zal deze onderdruk de *diverter valve* openen en de turbodruk wordt naar de aanzuigzijde weggelaten. De turbodruk loopt anders te hoog op, bij snel sluiten van de gasklep.



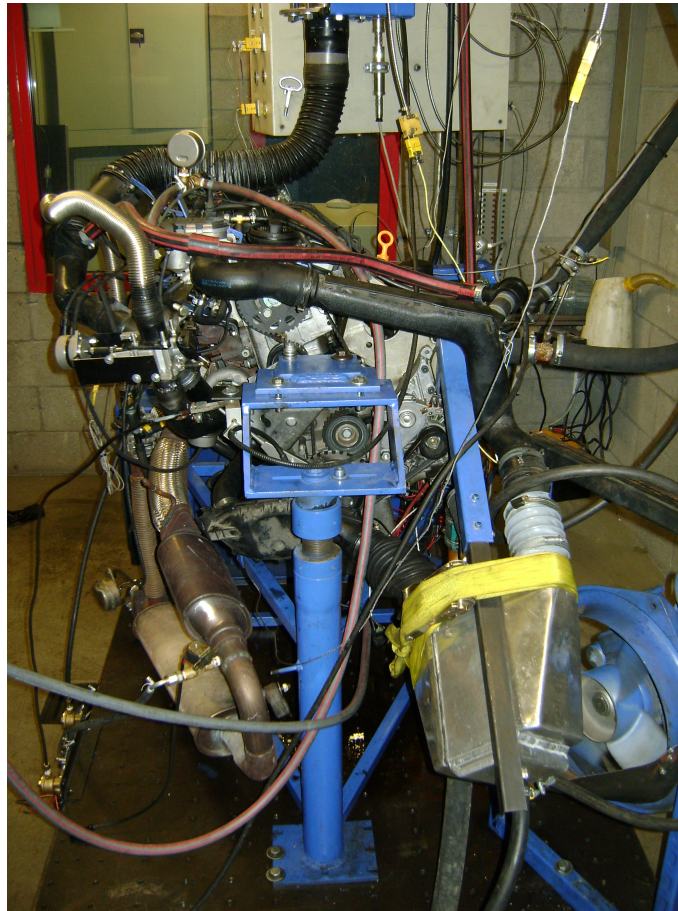
Figuur 6.19: Diverter valve

Omdat het de bedoeling is een controlestrategie toe te passen, waarbij met volledige open gasklep wordt gewerkt en de belasting te regelen door de hoeveelheid EGR aan te passen, moest een regelbare EGR-klep worden voorzien. Daarvoor wordt een gasklep in combinatie met een stappenmotor gebruikt. De stappenmotor kan aangestuurd worden vanuit *MoTeC*. Om hoge percentages gerecirculeerde uitlaatgassen te kunnen bereiken, is het nodig een tegendrukklep in de uitlaat te voorzien. Deze kan opnieuw aangestuurd worden met de ECU. Net zoals bij de Audi-proefstand, zal hier steeds met gekoelde EGR gewerkt worden, dit heeft verschillende voordelen: zie hoofdstuk 8. De standaard EGR-koeler (VW 038 131 931) werd behouden. Deze verschillende componenten worden weergegeven in figuur 6.20.



Figuur 6.20: Verschillende componenten van het EGR systeem

De volledige motor wordt getoond in figuur 6.21.



Figuur 6.21: De VW-motor

6.3.3 Analysetoestellen en sensoren

Het koppel wordt gemeten m.b.v. een load cell (HBM type U2A).

Net zoals bij de Volvo- en Audi-proefstanden is het ook mogelijk om de drukverlopen van de motorcycli op te stellen. De cilinderdruk wordt gemeten met een AVL GH12P cilinderdruksensor. De inlaat- en uitlaatdruk worden gemeten met respectievelijk een Kistler type 4045A5V200S en type 4049A10S. Via een krukas-encoder (AVL type 365C01) kan men elke opgemeten drukwaarde koppelen aan een krukhoek zodat men het drukverloop in functie van de krukhoek kent. De inlezing en verwerking van de gegevens gebeurt met de AVL software.

In tegenstelling tot de gravimetrische methode die voor de Volvo- en Audimethode worden toegepast, wordt het verbruik bij deze proefstand gemeten met een Bronkhorst Cori-flow M55-AGD-55-0: zie figuur 6.22. Deze geeft direct het verbruikte debiet brandstof weer, waarbij de metingen gebeuren op basis van het Coriolis-principe.



Figuur 6.22: Debietmeter Bronkhorst Cori-flow

Om het luchtdebiet te meten zijn twee sensoren beschikbaar. De eerste luchtmassameter is een MAF-sensor van Pierburg die standaard op de motor is gemonteerd. Dit signaal wordt ingelezen in *MoTeC* en gebruikt voor de belastingregeling van de motor. Daarnaast is ook een luchtmassameter van Bronkhorst (MFM type F-106CI-ABD-01) in het inlaatkanaal gemonteerd. Het signaal van beide luchtmassameters wordt ingelezen en gebruikt voor de berekening van de luchtfactor. Geen van beide berekende λ -waarden blijkt overeen te komen met die van de lambda-sensor. De oorzaak hiervan werd niet gevonden, maar aangezien de verbruiksmeter uitgebreid gecontroleerd werd op correctheid, werd er verder vanuit gegaan dat geen van beide luchtmassameters een correcte MAF meet, bij alle toerentallen. Beide MAF-meters worden getoond in figuur 6.23.



(a) MAF-sensor Pierburg



(b) Luchtmasameter Bronkhorst

Figuur 6.23: Twee luchtmassameters van de VW-proefstand

De concentraties CO , CO_2 , HC en NO_x in de uitlaatgassen werden gemeten d.m.v. een Hermann HGA 400 uitlaatgasanalyse toestel, zie figuur 6.24. Dit toestel heeft een zeer snelle reactietijd. Dit brengt wel met zich mee dat de nauwkeurigheid eerder beperkt is. Via een klep is het mogelijk zowel de concentraties uit de uitlaat als die uit de inlaat te

Hoofdstuk 6. Proefstanden

meten. Dit is nodig omdat bij EGR-werking het percentage EGR wordt berekend door de concentratie CO₂ in de inlaat, zie bijlage A.



Figuur 6.24: Uitlaatgasanalysetoestel Hermann HGA 400

Hoofdstuk 7

Rendementsvergelijkingen

In dit hoofdstuk worden de resultaten van de rendementsvergelijkingen uitgebreid besproken. Eerst werd een rendementsvergelijking gedaan tussen waterstof, benzine en methanol op de Volvo-motor. Daarnaast werd nog een rendementsvergelijking tussen benzine en methanol uitgevoerd op de Audi-motor.

7.1 Rendementsvergelijking Volvo

In deze paragraaf wordt een rendementsvergelijking besproken tussen de werking op waterstof, methanol en benzine van een vonkontstekingsmotor. De Volvo-motor is hiervoor ideaal omdat het een gewone seriemotor betreft die recent werd aangepast voor de werking op deze drie brandstoffen, zie hoofdstuk 6, sectie 6.1. Omdat in de voorafgaande literatuurstudie niets werd gezegd over waterstof wordt hieronder, in tabel 7.1, een vergelijking gemaakt van de eigenschappen die een belangrijke invloed hebben op de motorwerking.

De metingen die werden uitgevoerd bevinden zich in het gebied van lage en middelhoge belasting van de motor omdat deze het meest worden aangesproken in een normale rijcyclus. Een verhoging van het rendement in deze gebieden is in de eerste plaats belangrijk. De meetset wordt weergegeven in tabel 7.2. Deze meetpunten laten toe het rendement van de drie brandstoffen bij gelijk geleverd vermogen te vergelijken.

Bij waterstof draaide de motor met open gasklep en op arme mengsels indien mogelijk. Er werd een NO_x -drempelwaarde van 100 ppm nagestreefd. Bij hogere NO_x uitstoot werd stoichiometrisch gewerkt omdat de stikstofdioxide dan met hoge conversiegraad kunnen gereduceerd worden in een driewegkatalysator. Bij methanol en benzine werd om dezelfde reden steeds stoichiometrisch gewerkt. Bij elk punt werd MBT-timing en een vervroeging van de inlaatklepopening van 4°ca ingesteld.

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen

Eigenschap	Benzine	Methanol	Waterstof
massadichtheid bij NTP [kg/l]	0.74	0.79	0.00008
H_u [MJ/kg]	42.9	20.09	120
stoichiometrische AFR [kg/kg]	14.7	6.5	34.2
energie per massa-eenheid lucht [MJ/kg]	2.95	3.12	3.51
RON	95	109	130 ($\lambda=2.5$)
verdampingswarmte [kJ/kg]	180-350	1100	461
ontstekingsgrenzen in lucht [λ]	0.26-1.60	0.23-1.81	0.15-10.57
laminaire vlamsnelheid bij NTP, $\lambda=1$ [cm/s]	28	42	210
adiabatische vlamtemperatuur [$^{\circ}$ C]	2002	1870	2117

Tabel 7.1: Eigenschappen van benzine, methanol en waterstof waarbij NTP: normal temperature (293 K) and pressure (101325 Pa)

In appendix A zijn alle berekende grootheden, hun formules en de bijhorende foutenanalyse samengevat. De meetresultaten worden weergegeven in bijlage E.

Gasklepstand	Koppel	BMEP	Toerentallen
WOT	20 Nm	1.14 bar	2500, 3500, 4500 rpm
WOT	40 Nm	2.82 bar	1500, 2500, 3500, 4500 rpm
WOT	60 Nm	4.23 bar	1500, 2500, 3500, 4500 rpm
WOT	80 Nm	5.63 bar	1500, 2500, 3500, 4500 rpm

Tabel 7.2: Uitgevoerde meetset op waterstof, methanol en benzine

7.1.1 Vergelijking van één belastingspunt

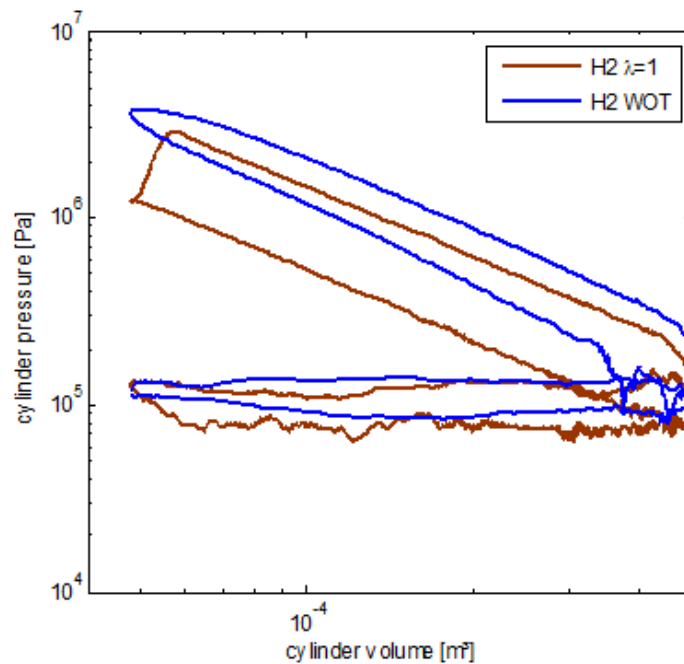
Eerst worden de effecten van de verschillende eigenschappen van de brandstoffen aange- toond door één belastingspunt te vergelijken: 1500 rpm en 40 Nm. Dit komt overeen met het constant rijden aan lage belasting, in een hoge versnelling. In tabel 7.3 worden de motorinstellingen en resulterende rendementen weergegeven.

	Benzine	Methanol	Waterstof $\lambda=1$	Waterstof WOT
λ [-]	1	1	1	2.75
Gasklepstand (TP) [%]	14	8.5	21	100
Ontstekingstijdstip [$^{\circ}$ ca BTDC]	25	17	-7	4
Luchtstroom (MAF) [g/s]	8.9	7.9	9.1	21
η_e [%]	24.0	26.1	24.1	30.8

Tabel 7.3: Rendementsvergelijking van benzine, methanol en waterstof bij 1500 rpm en 40 Nm

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen

Het hoogste rendement bij WOT-werking op waterstof is eenduidig te verklaren door de afwezigheid van pompverliezen, omdat de gasklep volledig openstaat. Dit is ook duidelijk te zien op figuur 7.1 waar de cilinderdruk werd uitgezet in functie van het cilindervolume, in logaritmische coördinaten: de spoellus is veel kleiner dan bij stoichiometrische werking. Deze werkingsstrategie is mogelijk bij waterstof dankzij de grote ontstekingsgrenzen en de hoge laminaire vlamsnelheid, zie tabel 7.1.

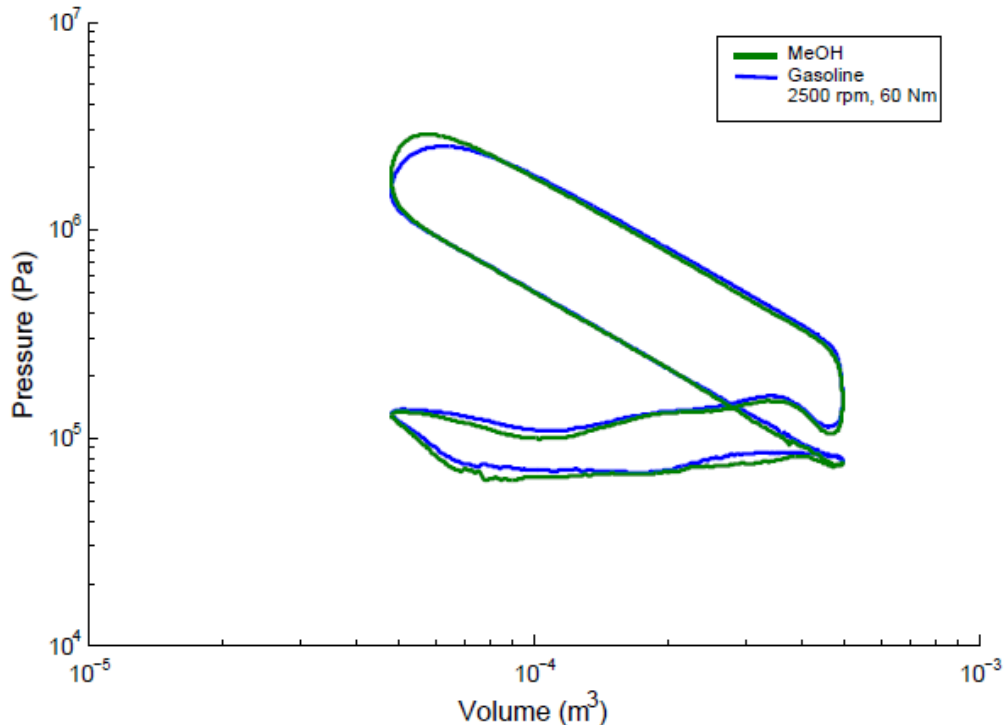


Figuur 7.1: Cilinderdruk in functie van cilindervolume bij 40 Nm en 1500 rpm

Bij gasklepregeling met waterstof worden rendementen bekomen die gelijkaardig zijn aan die op benzine. Er zijn verschillende tegenwerkende effecten die een invloed hebben. Enerzijds wordt het rendement positief beïnvloed door de hoge vlamsnelheid en de daaruit volgende quasi-isochoore verbranding. Dit is duidelijk zichtbaar op figuur 7.1. Omdat de benodigde luchtstroom om een bepaald koppel te bereiken kleiner is in vergelijking met benzine (zie tabel 7.1: energie per massa-eenheid lucht), zijn er minder ladingsverliezen in de inlaatleiding. Dit draagt bij tot een hoger effectief rendement. Daarbij zijn de pompverliezen ook kleiner, omdat de gasklep meer open staat. Dit volgt uit het feit dat waterstof een zeer kleine moleculaire massa heeft, hierdoor is de moleculaire massa van het mengsel kleiner in vergelijking met stoichiometrische lucht-benzine mengsels. Bijgevolg is een grotere gasklepstand vereist om evenveel massa in de cilinder te krijgen.

Anderzijds vermindert het rendement bij stoichiometrische werking met waterstof door de grote warmteverliezen die plaatsvinden in de cilinder [38]. Hierdoor daalt het rendement met meer dan 6% t.o.v. werking met open gasklep (WOT). Uitgebreide werkingsstrategieën met waterstof werden uitvoerig onderzocht in vorige scripties [39, 40].

Als de drukverlopen van benzine en methanol (figuur 7.2) onder de loep worden genomen, dan is in de eerste plaats het verschil in verbrandingssnelheid duidelijk zichtbaar. De hogere vlamsnelheid van methanol draagt bij tot een hoger rendement omdat de verbranding meer isochoor verloopt. De figuur toont ook dat de ladingsverliezen bij de werking op methanol iets kleiner zijn dan die bij benzine. Dit is het gevolg van twee tegengesteld werkende effecten. Enerzijds zijn de ladingsverliezen bij methanolwerking kleiner, omdat de benodigde luchtstroom kleiner is. Dit komt omdat de energie per kilogram lucht (bij $\lambda=1$) hoger is in vergelijking met benzine. Anderzijds is de gasklep meer gesloten bij methanolwerking juist omdat er minder lucht nodig is bij methanol. De sterke koeling van het mengsel (door de hoge latente verdampingswarmte en de grotere injectiehoeveelheid t.o.v. benzine) zorgt voor een significante stijging van de leveringsgraad λ_l in vergelijking met benzine. Daardoor moet de vereiste gaskleppositie om een bepaald koppel te leveren nog verkleind worden bij methanol, met als gevolg grotere verliezen over de gasklep.



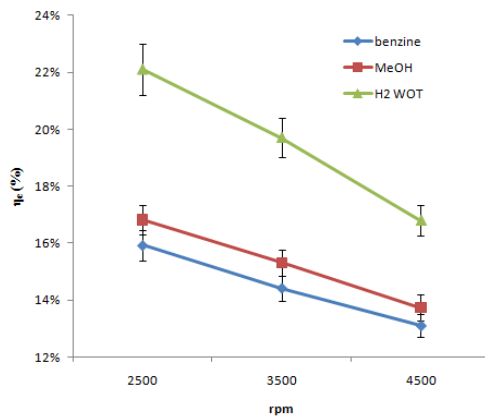
Figuur 7.2: Cilinderdruk in functie van cilindervolume bij 60 Nm en 2500 rpm

7.1.2 Vergelijking van verschillende belastingspunten

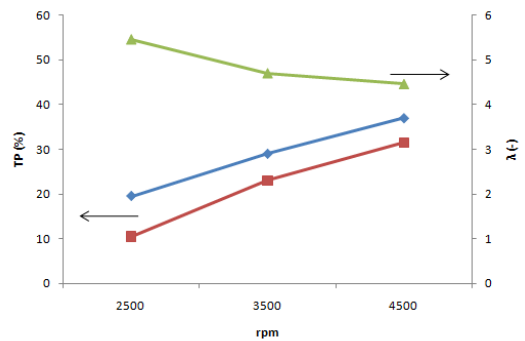
Rendementsvergelijking

Vervolgens wordt een vergelijking gemaakt tussen de werking op benzine, methanol en waterstof bij verschillende ingestelde koppels en motorsnelheden.

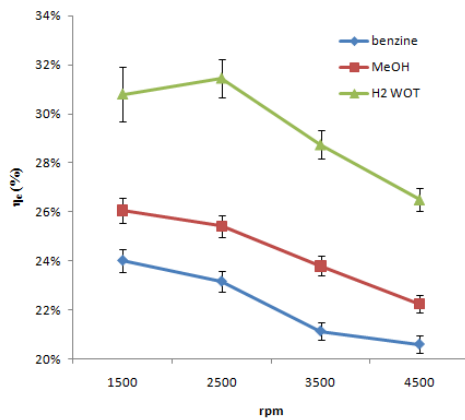
In figuur 7.3 wordt het effectief rendement afgebeeld in functie van het toerental respectievelijk bij vaste geleverde koppels van 20 Nm en 40 Nm. De grafieken tonen drie rendementscurves: één voor benzine en methanol elk, waarbij de corresponderende gasklepstanden rechts worden getoond, en één voor waterstof WOT, waarbij de corresponderende luchtfactoren worden getoond in het rechterdeel van de figuur.



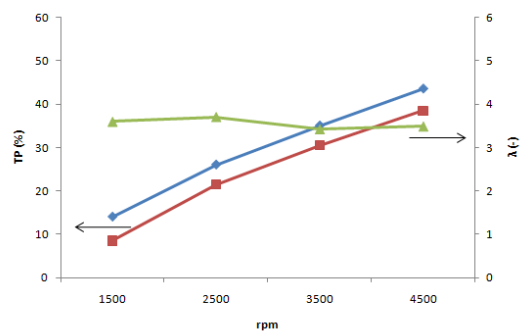
(a) Effectief rendement bij 20 Nm



(b) Gasklepstand en luchtfactor bij 20 Nm



(c) Effectief rendement bij 40 Nm



(d) Gasklepstand en luchtfactor bij 40 Nm

Figuur 7.3: Effectief rendement en corresponderende gasklepstand of luchtfactor: vergelijking tussen benzine, methanol en waterstof bij 20 en 40 Nm

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen

Het is duidelijk dat bij lage belastingen, het effectief rendement bij waterstofwerking steeds heel wat hoger ligt, dan bij werking op methanol of benzine. Er zijn twee factoren die daartoe bijdragen:

- De gasklep staat volledig open: er zijn geen ladingsverliezen (over de gasklep).
- Er wordt met arme mengsels gewerkt: de warmteverliezen zijn kleiner en het theoretisch rendement is hoger (zie ook hoofdstuk 9).

Het effectief rendement bij waterstofwerking daalt bij toenemend toerental: de hogere luchtmassadebietten veroorzaken meer ladingsverliezen in de inlaat. Het gunstige effect van de open gasklep wordt dus gedeeltelijk teniet gedaan. Om de verliezen te compenseren moet meer waterstof worden ingespoten, en bijgevolg dalen de rendementen en de λ -waarden.

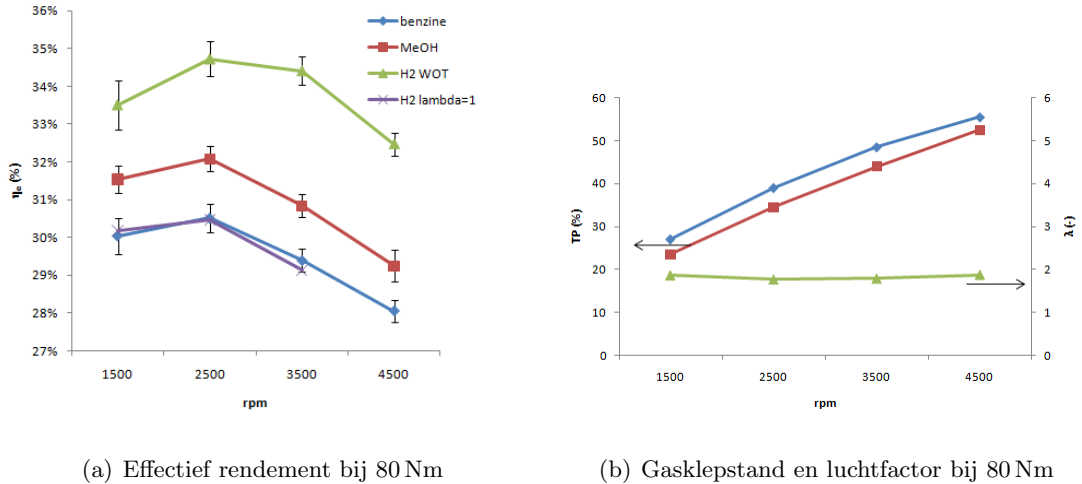
De metingen tonen ook aan dat het rendement bij methanol 1 à 2% hoger is, dan bij benzine. Dit kan hoofdzakelijk verklaard worden door de hogere vlamsnelheid en corresponderende snellere verbranding. In mindere mate spelen de kleinere ladingsverliezen, wegens de kleinere luchtstroom, een rol omdat deze grotendeels teniet gedaan worden door de kleinere gasklepstand en de corresponderende hogere ladingsverliezen. Daarnaast zijn de warmteverliezen bij methanol ook lager dan bij benzine. Ten eerste is de temperatuur van het mengsel lager dankzij de hogere verdampingswarmte van methanol, in vergelijking met benzine. Maar vooral de grote warmtecapaciteit van verbrande methanol zorgen voor een lagere vlam- en uitlaatgastemperaturen.

Bij stijgend toerental daalt het effectief rendement bij zowel benzine- als methanolwerking. De hogere luchtstroom zorgt voor meer ladingsverliezen. Dit effect wordt voor een deel tenietgedaan door de gaskleppositie die vergroot en dus minder verliezen induceert. Maar het netto-effect van beide is negatief, zodat het rendement daalt.

Als het effectief rendement bij 80 Nm wordt vergeleken, zie figuur 7.4, dan zijn de eerste vaststellingen dezelfde als hierboven. Het rendement bij waterstofwerking met open gasklep ligt ruim boven dat van methanol en benzine, terwijl het rendement bij stoichiometrische methanolwerking ook hoger is dan dat bij benzinewerking. Bij de metingen op waterstof werd de λ echter lager dan 2. De cilinder- en corresponderende uitlaatgastemperaturen stijgen hierdoor aanzienlijk, waardoor de NO_x -uitstoot ook zeer sterk stijgt. Deze werkingsstrategie is niet praktisch bruikbaar en er wordt bijgevolg beter overgeschakeld op stoichiometrische werking, daar de schadelijke uitstoot van stikstofoxiden dan met hoge conversiegraad kan gereduceerd worden d.m.v. een driewegkatalysator. Door de stoichiometrische werking op waterstof daalt het effectief rendement wel met 5% tot het niveau van dat van benzinewerking. Er werd eerder al vermeld dat dit hoofdzakelijk te wijten

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen

is aan de veel grotere warmteverliezen bij stoichiometrische werking in vergelijking met arme werking. Een bijkomend probleem bij stoichiometrische werking is het optreden van backfire: daarom zijn geen metingen beschikbaar bij 4500 rpm.

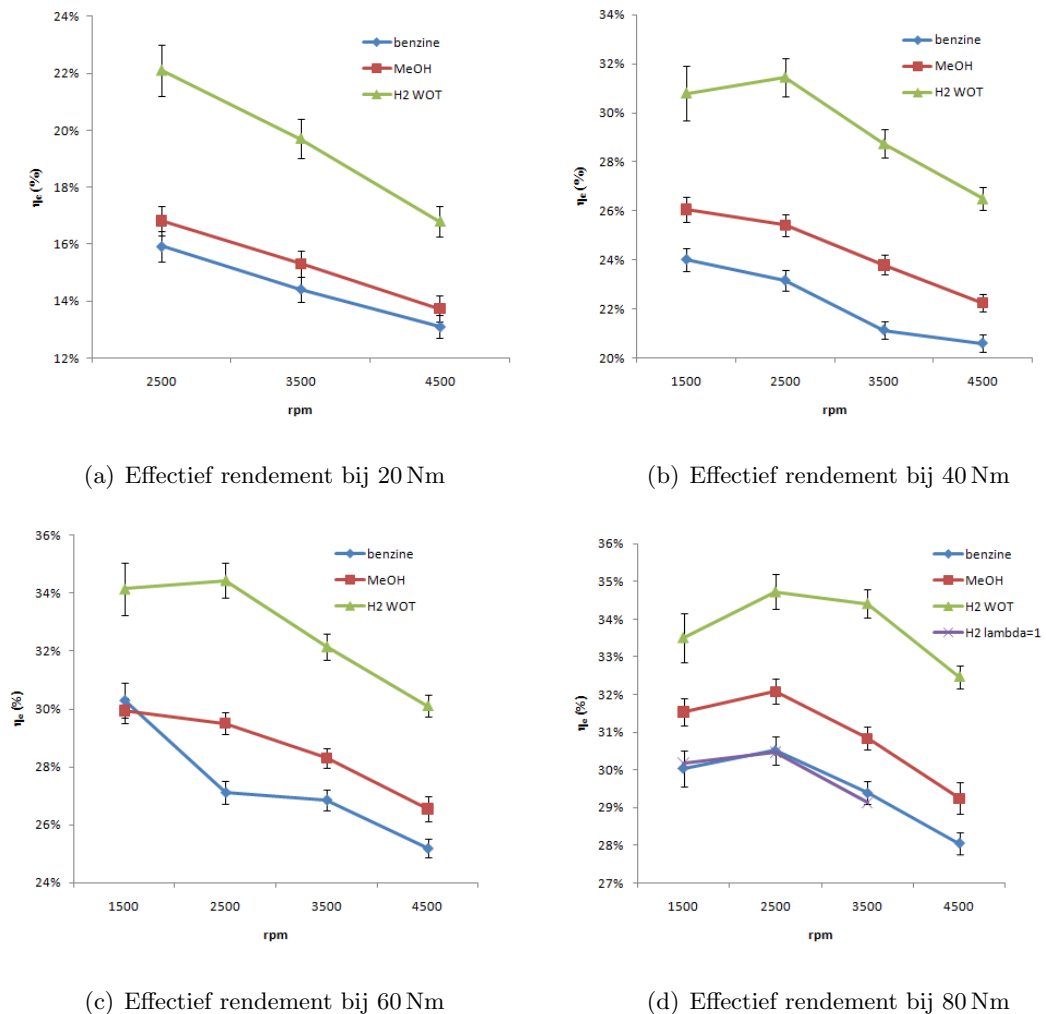


Figuur 7.4: Effectief rendement en corresponderende gasklepstand of luchtfactor: vergelijking tussen benzine, methanol en waterstof bij 80 Nm

Figuur 7.5 toont de rendementen van de volledige meetset. Het is duidelijk dat het effectief rendement toeneemt met toenemende belasting. Eerst en vooral stijgt het mechanisch rendement van de motor bij toenemende belasting: het vermogen geleverd aan de hulpmachines en het vermogen gedissipeerd door wrijving blijft gelijk terwijl het geïndiceerd vermogen toeneemt. In het geval van benzine en methanol spelen hier weer de twee reeds aangehaalde tegengestelde effecten: er zijn meer ladingsverliezen bij hogere belasting wegen de grotere luchtstroom, maar dit wordt grotendeels gecompenseerd door de grotere gasklepstand. De stijging van het mechanisch rendement domineert hier dus.

Bij waterstofwerking daarentegen dalen de ladingsverliezen: er moet meer waterstof worden ingespoten (wegens de grotere belasting) en deze waterstof neemt meer ruimte in in de cilinder waardoor minder lucht wordt aangezogen bij volledige vulling van de cilinder. Omdat er minder lucht wordt aangezogen, dalen de ladingsverliezen in de inlaat. Het effectief rendement wordt hierdoor ook minder afhankelijk van de motorsnelheid: figuur 7.5 toont een dalende afhankelijkheid van het toerental wat betreft het effectief rendement bij WOT waterstofwerking.

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen



Figuur 7.5: Rendementsvergelijking tussen benzine, methanol en waterstof op de Volvo-motor

Uitstoot uitlaatgassen

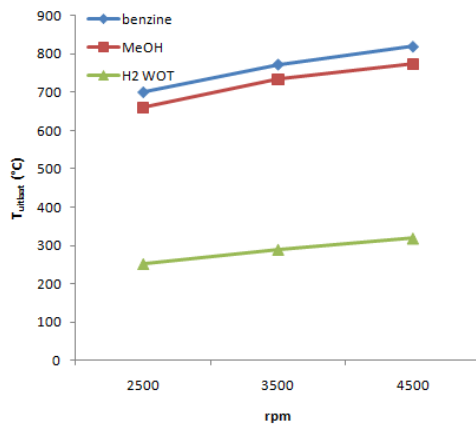
Naast een hoger rendement, hebben methanol en waterstof (als alternatieve brandstoffen) ook het potentieel de NO_x -uitstoot te verlagen. In het geval van waterstof en open gaslep werking kan bij lage belastingen (20 Nm, 40 Nm en 60 Nm) de NO_x -uitstoot onder de 100 ppm gehouden worden, zie figuur 7.6. De arme werking zorgt voor lage verbrandingstemperaturen, en aangezien de temperatuur de voornaamste trigger is voor het mechanisme van NO_x -vorming, worden zeer weinig stikstofoxiden gevormd. Bij de (middel-hoge) belasting van 80 Nm overschrijdt de NO_x -uitstoot de drempelwaarde van 100 ppm, daarom wordt overgegaan naar stoichiometrische werking: zie figuur 7.7. De uitstoot van stikstofoxiden is dan nog hoger maar zoals eerder vermeld kunnen deze dan met hoge conversiegraad gereduceerd worden in een driewegkatalysator.

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen

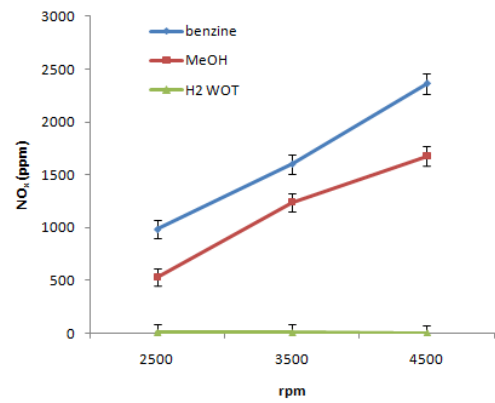
In het geval van methanol zorgen de lagere piektemperaturen in de cilinder (20 tot 50 °C in vergelijking met benzine), door de lagere vlamtemperatuur, ook voor een significante daling van de NO_x -uitstoot. De uitstoot van stikstofoxiden daalt wel nooit tot onder de drempelwaarde van 100 ppm, een nageschakelde katalysator is dus steeds vereist.

In het geval van 20 Nm is de NO_x -uitstoot sterk afhankelijk van de motorsnelheid. Dit is duidelijk zichtbaar op figuur 7.6. Dit kan worden verklaard door een toegenomen hoeveelheid interne EGR, want bij deze (zeer) lage belasting is de gasklep bijna volledig gesloten waardoor een grote onderdruk heerst in de inlaat. Bij 80 Nm daarentegen is die onderdruk veel kleiner en de hoeveelheid interne EGR zal dan ook veel kleiner zijn. De uitstoot van stikstofoxiden is dan heel wat hoger, zie figuur 7.7.

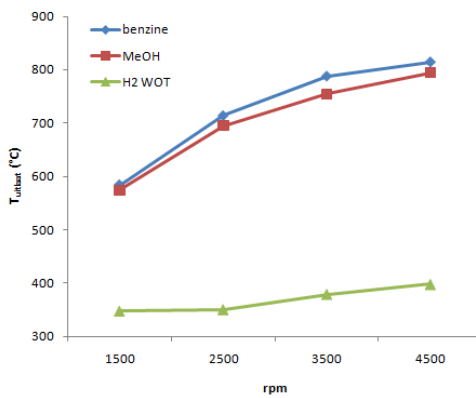
Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen



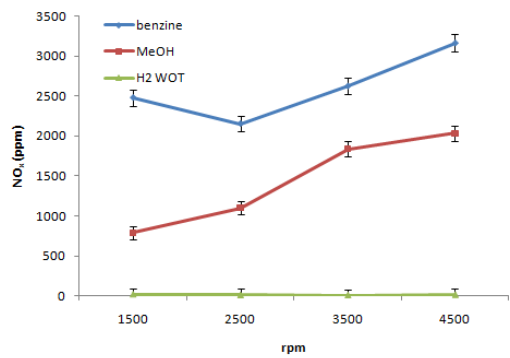
(a) Uitlaatgastemperatuur bij 20 Nm



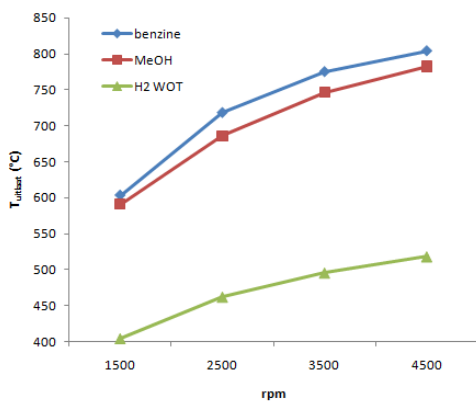
(b) Engine-out NO_x -uitstoot bij 20 Nm



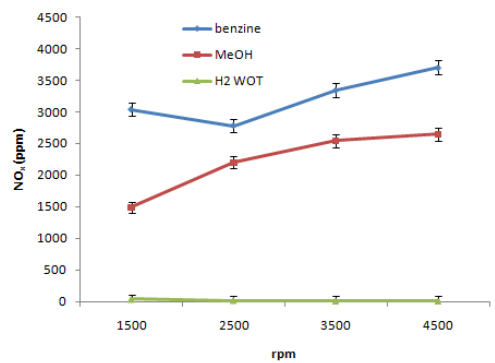
(c) Uitlaatgastemperatuur bij 40 Nm



(d) Engine-out NO_x -uitstoot bij 40 Nm



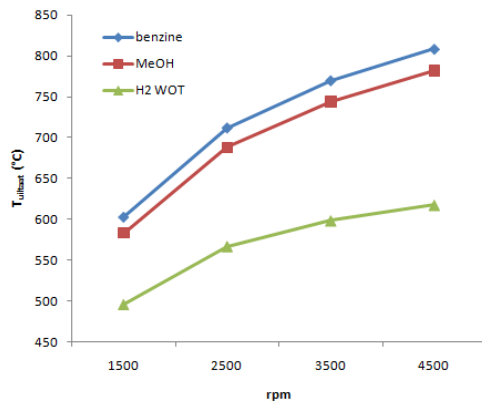
(e) Uitlaatgastemperatuur bij 60 Nm



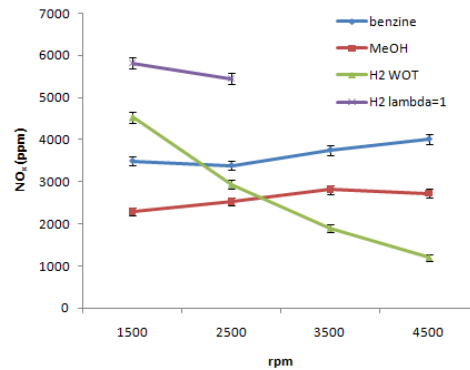
(f) Engine-out NO_x -uitstoot bij 60 Nm

Figuur 7.6: Uitlaatgastemperatuur en NO_x -uitstoot: vergelijking tussen benzine, methanol en waterstof (WOT) bij 20, 40 en 60 Nm

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen



(a) Uitlaatgastemperatuur bij 80 Nm



(b) Engine-out NO_x -uitstoot bij 80 Nm

Figuur 7.7: Uitlaatgastemperatuur en NO_x -uitstoot: vergelijking tussen benzine, methanol en waterstof (WOT en $\lambda=1$) bij 80 Nm

De uitstoot van onverbrande koolwaterstoffen werd niet gemeten. De FID-meetapparatuur die daarvoor voorhanden is, is niet geschikt voor het meten van onverbrande methanol en formaldehyde aangezien de reactietijd voor zuurstofhoudende bestanddelen zeer groot is [32]. Alzo zouden de onverbrande koolwaterstoffen onderschat kunnen worden.

De CO-uitstoot werd ook gemeten. Na de verwerking bleek dat deze metingen geen wetenschappelijke waarde bezitten aangezien de fout op de metingen van dezelfde grootteorde zijn als de gemeten waarden zelf. Nochtans wordt in de literatuur (zie ook hoofdstuk 2) melding gemaakt van het *pre-mixed oxygen effect* van methanol. Door de gebonden zuurstof (in de OH-groep) zou de verbranding completer zijn. Daardoor stijgt het rendement en is de CO-uitstoot lager. Een stijging van het rendement werd waargenomen, maar een daling van de CO-uitstoot niet, dus een controle van dit effect was er niet. Daarbij zullen afwijkingen van de perfecte stoichiometrische werking ($\lambda=1.00$) waarschijnlijk grotere variaties teweeg brengen in de uitstoot van koolstofmonoxide, dan het *pre-mixed oxygen effect*.

7.2 Rendementsvergelijking Audi

Omdat dit academiejaar de Audi-motor voor het eerst werd aangepast aan de werking op benzine en methanol (zie hoofdstuk 6, sectie 6.2), werd ter verkenning van de motor ook een rendementsvergelijking tussen benzine en methanol bij atmosferische werking uitgevoerd. In tegenstelling tot de rendementsvergelijking op de Volvo-motor, waar vooral deellast werd onderzocht, werd hier het volledige bereik van de motor afgetast. Eerst werden metingen uitgevoerd bij vast ingestelde belastingen, zie tabel 7.4.

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen

Bij elk punt werd indien mogelijk MBT-timing ingesteld om de hoogste rendementen te verkrijgen. Dit was niet altijd mogelijk bij de werking op benzine. Vanaf koppels gelijk aan 25 Nm of hoger kon geen MBT-timing meer ingesteld worden en werd overgegaan op BLD-timing (*Eng: borderline detonation, BLD*) min 2°ca. In appendix A zijn alle berekende grootheden, hun formules en de bijhorende foutenanalyse samengevat. De meetresultaten zijn weergegeven in bijlage E.

Lambda	Koppel	BMEP	Toerentallen
1	10 Nm	3.09 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
1	15 Nm	4.63 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
1	20 Nm	6.17 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
1	25 Nm	7.71 bar	1500*, 2000*, 2500*, 3000*, 3500* rpm

Tabel 7.4: Meetset benzine en methanol (* = kloprens bij benzine)

Daarnaast werden ook metingen gedaan bij volledige open gasklep. De bereikte koppels worden getoond in tabel 7.5 en het verschil wordt geïllustreerd in figuur 7.8.

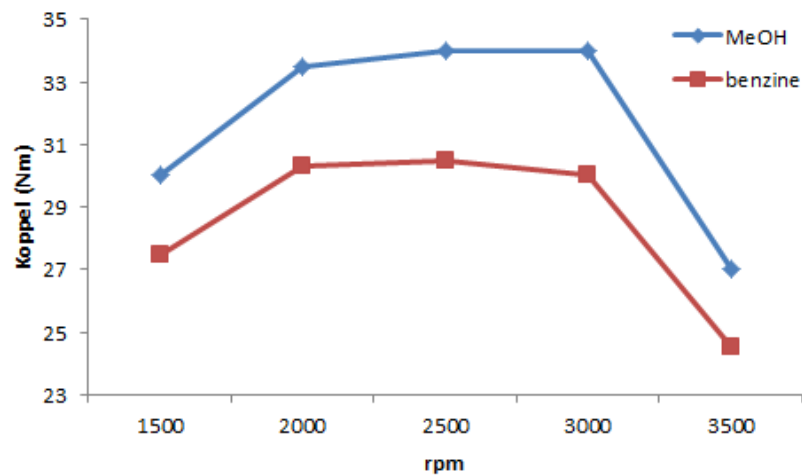
Het vermogen dat bij WOT geleverd kan worden is sterk afhankelijk van de leveringsgraad. Hoe hoger de leveringsgraad, hoe beter de vulling van de cilinder en dus hoe hoger het vermogen. Zoals in de vorige sectie werd uitgelegd, heeft de hoge latente verdampingswarmte een positieve invloed op de leveringsgraad, vanwege de sterke koeling van het mengsel. De meetset met WOT toont dit duidelijk aan, zie figuur 7.9, ondanks de overlappende foutvlaggen bij lage toerentallen. De stijgende leveringsgraad bij methanolwerking werd uitgebreid besproken in [3].

Een tweede factor waardoor het vermogen hoger is bij methanol dan bij benzine is dat bij methanol, door het hogere RON-getal, altijd MBT-timing kon aangehouden worden terwijl bij benzine dit niet mogelijk was, zie * in tabellen 7.4 en 7.5.

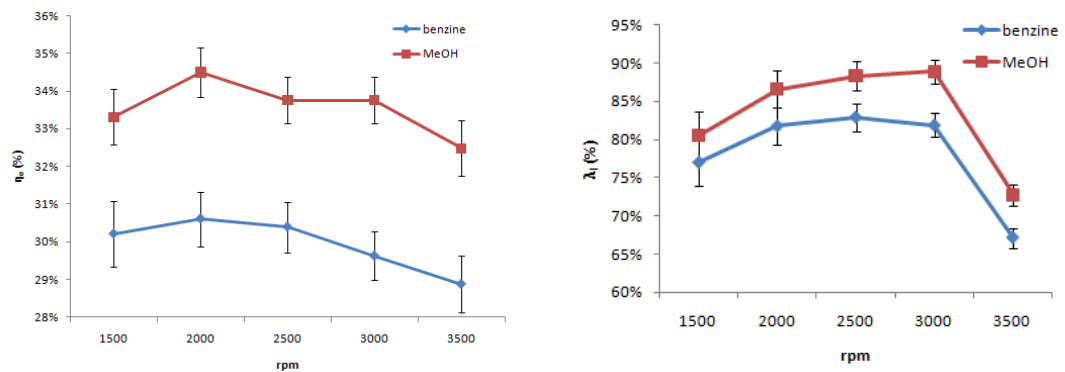
Het hogere rendement bij methanol bij WOT zorgt er ook voor dat het verschil tussen methanol en benzine meer uitgesproken is, zie figuur 7.9.

Lambda	Toerental	Benzine*		Methanol	
		Koppel	BMEP	Koppel	BMEP
1	1500 rpm	27.5 Nm	8.49 bar	30 Nm	9.26 bar
1	2000 rpm	30.5 Nm	9.35 bar	33.5 Nm	10.34 bar
1	2500 rpm	30.5 Nm	9.41 bar	34 Nm	10.49 bar
1	3000 rpm	30 Nm	9.26 bar	34 Nm	10.49 bar
1	3500 rpm	24.5 Nm	7.56 bar	27 Nm	8.33 bar

Tabel 7.5: Meetset benzine en methanol bij WOT, met * = kloprens



Figuur 7.8: Maximum koppel (WOT): benzine vs. methanol



(a) Effectief rendement bij WOT

(b) Leveringsgraad bij WOT

Figuur 7.9: Effectief rendement en leveringsgraad bij WOT: benzine vs. methanol

7.2.1 Vergelijking van één belastingspunt

Net zoals bij de bespreking van de rendementsmetingen op de Volvo-motor zullen we hier eerst één punt onder de loep nemen. Zo kunnen we controleren of de vastgestelde trends op de Volvo-motor vergelijkbaar zijn. Hiervoor werd de motor ingesteld op 10 Nm en 3000 rpm. De corresponderende motorinstellingen, berekende en gemeten grootheden worden getoond in tabel 7.6. Het effectief rendement ligt hier duidelijk hoger bij methanol dan bij benzine.

In eerste instantie kan het verschil in laminaire vlamsnelheid aangetoond worden door de drukverlopen van benzine en methanol in dit punt te vergelijken, zie figuur 7.10. Door de grote verbrandingssnelheid van methanol verloopt de verbranding meer isochoor. Dit

Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen

	Benzine	Methanol
λ [-]	1	1
Gasklepstand (TP) [%]	21	13.5
Ontstekingsstijdstip (MBT) [°ca BTDC]	36	26
Luchtstroom (MAF) [g/s]	5.29	4.25
η_e [%]	20.2	23.90
$\delta\eta_e$ [%]	1.06	1.22

Tabel 7.6: Rendementsvergelijking van benzine en methanol bij 3000 rpm en 10 Nm (BMEP = 3.085 bar)

zorgt voor een hoger rendement. De figuur toont ook dat de ladingsverliezen bij de werking op methanol slechts iets kleiner zijn dan die bij benzinewerking. Dit is het gevolg van twee tegengesteld werkende effecten. Enerzijds zijn de ladingsverliezen bij methanolwerking kleiner, omdat de benodigde luchtstroom kleiner is. Dit komt omdat de energie per kilogram lucht (bij $\lambda=1$) hoger is in vergelijking met benzine. Anderzijds is de gasklep meer gesloten bij methanolwerking juist omdat er minder lucht nodig is bij methanol. De sterke koeling van het mengsel (door de hoge latente verdampingswarmte en de grotere injectiehoeveelheid t.o.v. benzine) zorgt voor een significante stijging van de leveringsgraad λ_l in vergelijking met benzine (zie tabel 7.1). Daardoor moet de vereiste gaskleppositie om een bepaald koppel te leveren nog verkleind worden bij methanol, met als gevolg grotere verliezen over de gasklep.

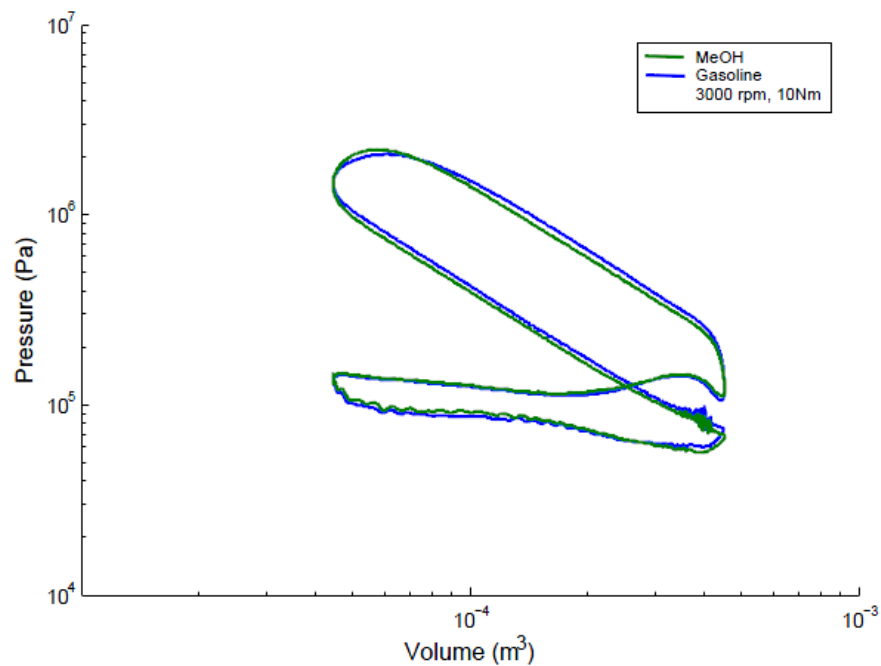
We merken op dat de waargenomen trends hier dezelfde zijn als bij de rendementsvergelijking op de Volvo-motor.

7.2.2 Vergelijking van verschillende belastingspunten

Rendementsvergelijking

In dit onderdeel wordt de rendementsvergelijking uitgebreid naar punten met variërende belasting en toerentallen.

Het effectief rendement bij 10 Nm, 15 Nm, 20 Nm en 25 Nm wordt besproken: zie figuur 7.11. De algemene trend van het rendement is bij alle belastingen van de motor hetzelfde: bij methanolwerking wordt een hoger rendement gehaald dan bij benzinewerking. Met uitzondering van enkele punten verloopt het rendement in functie van het toerental, gelijkaardig bij methanol als bij benzine: de curven hebben dezelfde vorm.



Figuur 7.10: Cilinderdruk in functie van cilindervolume bij 10 Nm en 3000 rpm

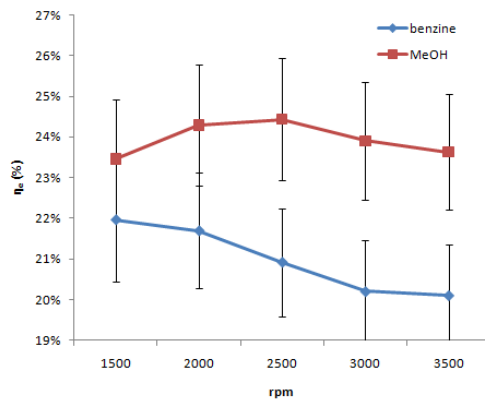
Als we de rendementscurve bij 10 Nm in detail bekijken, dan zien we dat het punt bij 1500 rpm en methanolwerking de algemene trend niet volgt en er geen significante rendementsverhoging is, wegens overlappende foutvlaggen. Dit kan verklaard worden door de zeer kleine gasklepstand (4%). De daling van de stromingsverliezen over in de inlaat, wegens de kleinere luchtstroom bij methanolwerking, worden ruimschoots gecompenseerd door de grotere verliezen over de gasklep, wegens de zeer kleine gasklepstand.

Het effectief rendement neemt toe met de belasting. Dit komt omdat het mechanisch rendement stijgt met toenemende belasting: het vermogen geleverd aan de hulpmachines en het vermogen gedissipeerd door wrijving blijft gelijk terwijl het geïndiceerd vermogen toeneemt.

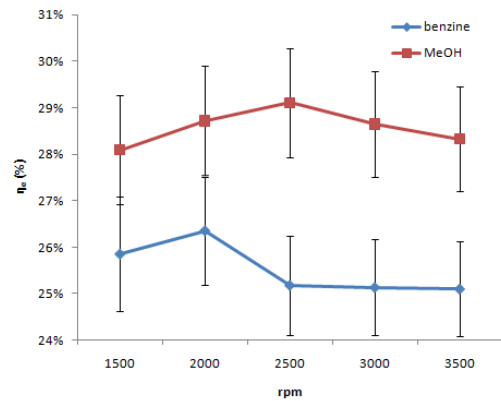
Als de toerentalafhankelijkheid vergeleken wordt zijn twee tegengestelde effecten werkzaam: bij stijgend toerental nemen enerzijds de stromingsverliezen toe wegens de grotere aangezogen luchtstroom, en het mechanisch rendement daalt; maar anderzijds dalen de ladingsverliezen over de gasklep, wegens de grotere gasklepstand die nodig is wanneer meer lucht aangezogen wordt, en dalen ook de warmteverliezen naar de cilinderwand wegens de hogere cyclussnelheid.

Bij 20 Nm is het rendement door deze twee tegenstrijdige effecten min of meer onafhankelijk van het toerental. Wanneer we de rendementen bij de andere opgemeten koppels bekijken zien we dat er een kleine toerentalafhankelijkheid is maar dan het rendement nooit meer dan 2% verandert bij variërend toerental.

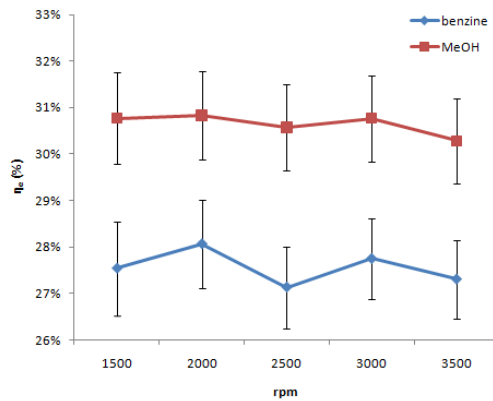
Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen



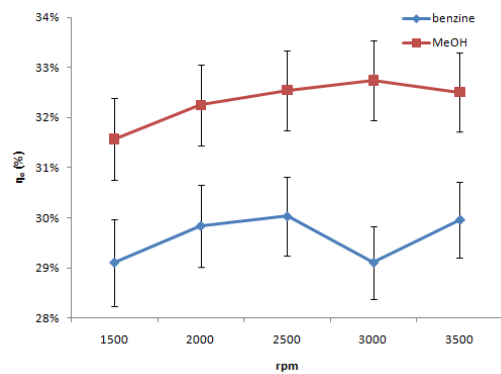
(a) Effectief rendement bij 10 Nm



(b) Effectief rendement bij 15 Nm



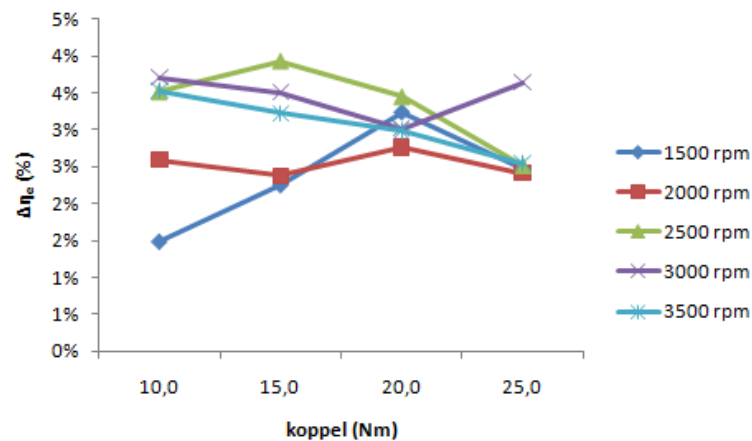
(c) Effectief rendement bij 20 Nm



(d) Effectief rendement bij 25 Nm

Figuur 7.11: Rendementsvergelijking tussen benzine en methanol op de Audi-motor

Verder kan ook de rendementstijging t.o.v. benzine worden bestudeerd. De absolute rendementstijging varieert tussen 1.49 % (bij 10 Nm en 1500 rpm) en 3.92 % (bij 15 Nm en 2500 rpm). Als we de relatieve rendementstijging bekijken in functie van de belasting van de motor, zie figuur 7.12, dan zien we ruwweg twee trends. Bij hoge toerentallen, 2500 rpm, 3000 rpm en 3500 rpm, stijgt het rendement minder in vergelijking met dat van benzine bij toenemende belasting (dalende curves). Enerzijds dalen de stromingsverliezen over de gasklep, omdat de gaskleppositie groter wordt met toenemende belasting. Anderzijds stijgen de ladingsverliezen in de inlaat, omdat het aangezogen massadebiet lucht stijgt met stijgende belasting. Bij hoge toerentallen domineert de invloed van de stijgende luchtstroom. Bij lage toerentallen, 1500 rpm en 2000 rpm zijn de rendementstijgingen ongeveer constant in functie van de belasting. De twee besproken invloeden compenseren elkaar. Daarnaast zijn de daling van het mechanisch rendement met stijgend toerental bij beide brandstoffen gelijk, en aangezien bij er bij methanol al sowieso minder warmteverliezen zijn, is het positief effect op het rendement (bij stijgend toerental) kleiner dan bij benzine.



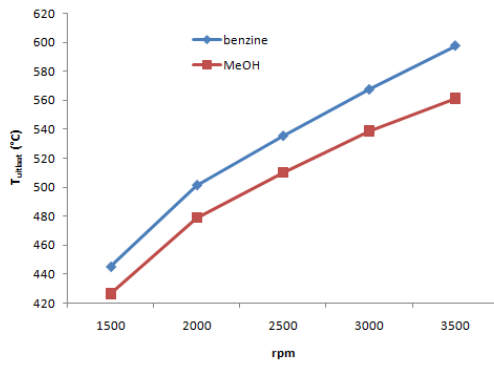
Figuur 7.12: Absolute rendementstijging in functie van de belasting

Uitstoot uitlaatgassen

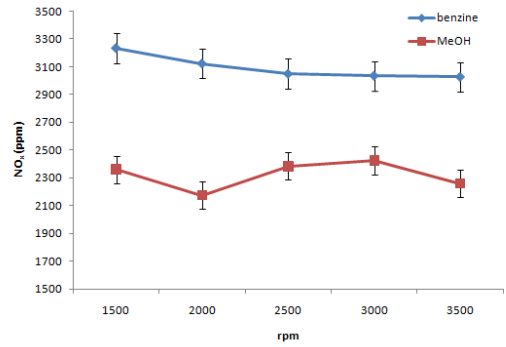
Methanol heeft ook het potentieel om de NO_x -uitstoot te verlagen. De lagere vlamtemperatuur zorgt ervoor dat de piektemperatuur in de cilinder minder hoog oploopt, waardoor de vorming van NO_x gereduceerd wordt. De temperatuur (vanaf 1600°C) is één van de voornaamste triggers voor de NO_x -vorming. In figuur 7.13 staan de uitlaatgastemperatuur (als indicatie van de piektemperatuur in de cilinder) weergegeven, alsook de NO_x -uitstoot voor twee belastingspunten: 15 Nm en 20 Nm. Het is duidelijk dat de uitstoot van stikstofoxiden lager is bij methanolwerking. De curven bij benzine en methanol hebben nagenoeg dezelfde vorm. Hoewel de uitlaatgastemperatuur stijgt met toenemend toerental (en toenemende belasting), volgt de vorming van stikstofoxiden deze trend niet. Door de stijgende motorsnelheid is er minder tijd voor de vorming van NO_x : tijd is namelijk de tweede voorwaarde, naast temperatuur, voor NO_x -vorming. Deze twee tegengestelde invloeden compenseren elkaar dus ongeveer. De NO_x -uitstoot, gemeten bij de proeven op de Volvo-motor, heeft wel een lichte toerentalafhankelijkheid. Het effect van de korte reactietijd kan het effect van de hogere temperatuur niet volledig compenseren, maar vooral de hoeveelheid interne EGR is hier bepalend en deze is toerental- en belastingafhankelijk.

Ondanks de significante daling van NO_x -emissies, is nog steeds reducerende nabehandeling vereist.

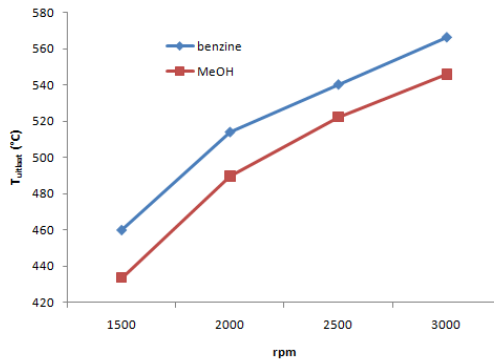
Hoofdstuk 7. Rendementsvergelijkingen



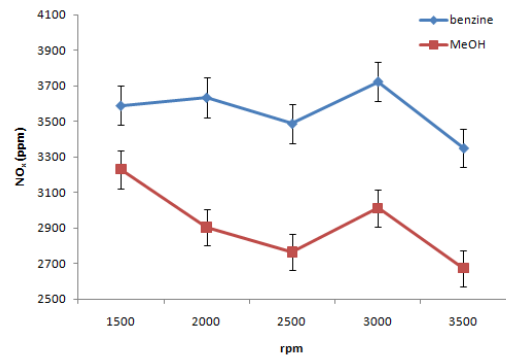
(a) Uitlaatgastemperatuur bij 15 Nm



(b) Engine-out NO_x -uitstoot bij 15 Nm



(c) Uitlaatgastemperatuur bij 20 Nm



(d) Engine-out NO_x -uitstoot bij 20 Nm

Figuur 7.13: Uitlaatgastemperatuur en NO_x -emissies: benzine vs. methanol

Hoofdstuk 8

Uitlaatgasrecirculatie

8.1 Inleiding

Uitlaatgasrecirculatie (*Eng: exhaust gas recirculation, EGR*) is een techniek waarbij een deel van de uitlaatgassen terug in de inlaat van de motor gebracht wordt en zich mengt met de verse lucht die aangezogen wordt.

De belasting van de motor kan hiermee geregeld worden. De gasklep wordt hierbij volledig open gezet en de gerecirculeerde uitlaatgassen vervangen een deel van de verse lucht die normaal bij WOT wordt aangezogen. Door de hoeveelheid gerecirculeerde uitlaatgassen te gaan regelen kan men het vermogen van de motor bepalen. Het voordeel is dat er bij deze werkingsstrategie geen gasklepverliezen zijn waardoor het rendement stijgt [41, 42, 43].

Een tweede effect van EGR is NO_x -vermindering. In eerste instantie daalt de temperatuur in de cilinder door verdunning: bij gasklepregeling is er in principe enkel lucht en brandstof in de cilinder aanwezig, terwijl bij EGR-werking de cilinder (veel) meer gevuld is — brandstof, lucht en gerecycleerde uitlaatgassen — waardoor de vrijgekomen warmte door een groter volume gassen wordt opgenomen en de temperatuurstijging bijgevolg kleiner is [42]. Daarnaast hebben de uitlaatgassen bij zowel benzine, methanol als waterstof een grotere warmtecapaciteit dan lucht, waardoor er een kleinere temperatuurtoename is bij dezelfde warmteopname. Dit zorgt ook voor een lagere piektemperatuur. Aangezien NO_x gevormd wordt bij hoge temperaturen (boven 1600°C) zal dit zorgen voor een sterke reductie van de uitgestoten NO_x .

Door de lagere piektemperatuur is er ook minder kans op kloppen en gloeiontsteking. Hierdoor kan er bij EGR langer MBT-timing aangehouden worden wat zorgt voor een hoger vermogen en rendement [41].

Door de lagere temperaturen in de cilinder zijn er minder warmteverliezen waardoor het rendement ook positief beïnvloed wordt.

Een nadeel van EGR is dat door de verdunning de laminaire vlam snelheid daalt en bijgevolg de verbranding trager verloopt. Dit zorgt er voor dat de verbranding minder isochoor is en dat het geïndiceerd rendement dus daalt. De vermindering in verbrandingssnelheid resulteert ook in een verhoging van de verbrandingstijd waardoor er gedurende een langere tijd een hoge temperatuur is in de cilinder. Hierdoor wordt het voordeel van minder warmteverliezen voor een deel teniet gedaan. Wanneer er te veel EGR is, zal de verbranding onstabiel worden en zal er te veel variatie zijn tussen verschillende cycli waardoor er geen goede motorwerking meer is. Die spreiding wordt uitgedrukt door de cyclusvariatiecoëfficiënt (*Eng: Coefficient of Variation, CoV*). Als drempelwaarde werd een CoV van 10% gekozen [44]. De CoV wordt gedefinieerd als de verhouding van de standaardafwijking van de gemiddelde geïndiceerde druk (*Eng: indicated mean effective pressure, IMEP*) t.o.v. de gemiddelde IMEP.

$$CoV = \frac{\sigma_{IMEP}}{\mu_{IMEP}}$$

Om de hoeveelheid gerecirculeerde uitlaatgassen te kunnen vergelijken, wordt gebruik gemaakt van het EGR%. De berekeningswijze wordt uitgelegd in appendix A.

8.2 Resultaten metingen

De metingen bij uitlaatgasrecirculatie werden uitgevoerd op de Audi-proefstand, omdat die daarvoor uitgerust is (zie hoofdstuk 6, sectie 6.2). Om de invloed van EGR te begroten werden enkele meetpunten van de rendementsvergelijking tussen methanol en benzine herhaald. Bij het toepassen van EGR is er een afweging tussen enerzijds een minder isochoore verbranding waardoor het rendement negatief beïnvloed wordt en anderzijds minder pompverliezen door een grotere gasklepstand. Eerst werd er nagegaan tot hoever EGR kon toegepast worden zonder dat de variatie tussen de verschillende motorecycli te groot werd. Daarna werden enkele meetpunten herhaald waarbij de gasklepstand vast werd ingesteld. Dit werd gedaan om een afweging te kunnen maken tussen de voor- en nadelen van uitlaatgasrecirculatie.

Uiteindelijk werd voor zowel benzine als voor methanol de meetset van tabel 8.1 opgemeten, telkens bij $\lambda=1$. De ontsteking werd ingesteld op MBT-timing zodat voor elk meetpunt het hoogste rendement werd behaald. Er werden enkel metingen uitgevoerd bij 1500 rpm omdat de elektronische sturing van de rem stuk is gegaan, nog vooraleer alle metingen konden worden uitgevoerd.

Toerental	Gasklepstand	Koppel	BMEP
1500 rpm	100 %, 50 %	25 Nm	7.713 bar
1500 rpm	100 %, 50 %, 30 %	20 Nm	6.171 bar

Tabel 8.1: Meetset EGR: benzine en methanol

De benodigde hoeveelheid EGR werd ingesteld door een klep — die in verbinding staat met de uitlaat — waarvan de openingsfrequentie en duty cycle geregeld kan worden. Wanneer een grote hoeveelheid EGR nodig was, werd deze klep volledig open gezet en werd via een klep voor het EGR-systeem de aangezogen lucht gesmoord. De gecreëerde onderdruk zorgde er voor dat meer uitlaatgassen gerecirculeerd werden. Op het einde van dit academiejaar is er ook een tegendrukklep aan de uitlaat van de motor gemonteerd, waardoor op een meer realistische manier de hoeveelheid EGR kan bijgeregeld worden, zie sectie 6.2.

In appendix A zijn alle berekende grootheden, hun formules en de bijhorende foutenanalyse samengevat. Alle gegevens die werden opgemeten kunnen teruggevonden worden in bijlage E.

8.2.1 Vergelijking EGR-werking: benzine vs. methanol

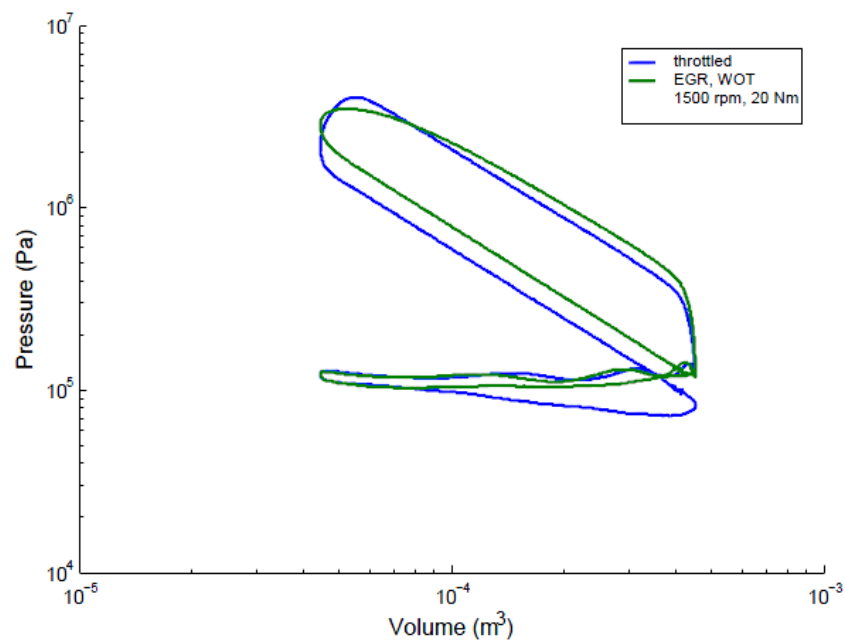
Om het EGR% te kunnen begroten waarbij er nog een stabiele motorwerking mogelijk is wordt als regel aangenomen dat de CoV (*Eng: Coefficient of Variation*) lager moet zijn dan 10%. Bij methanol werd bij 1500 rpm en WOT een maximum EGR% van 27% gevonden. Hierbij werd nog een koppel geleverd door de motor van 20 Nm. Bij het toepassen van EGR bij benzine werd eerst hetzelfde werkingspunt ingesteld, nl. 20 Nm, 1500 rpm. Bij WOT werd er een variatie tussen de verschillende cycli van 19,94% opgemeten. Dit komt omdat benzine, door de lagere vlamsnelheid, minder bestand is tegen verdunning dan methanol. Om de variatie te beperken werd de gasklepstand op 50% ingesteld. Hierbij verminderde de CoV-waarde tot 9.58% omdat minder EGR nodig was voor hetzelfde werkingspunt en omdat turbulentie gecreëerd werd door de gasklep waardoor de vlamsnelheid toenam. Het EGR% bij benzine was hierbij 23.99%.

	MeOH	Benzine	MeOH	Benzine
Koppel [Nm]	20	20	20	20
Toerental [rpm]	1500	1500	1500	1500
TP [%]	100	100	50	50
CoV [%]	10	19.94	8.23	9.58
EGR% [%]	27.30	29.10	27.49	23.99

Tabel 8.2: Cyclusvariatie bij methanol en benzine

8.2.2 Vergelijking: methanol zonder EGR vs. methanol met EGR

Het grote voordeel van EGR bij vonkontstekingsmotoren is dat de gasklep meer open kan staan zodat de stromingsverliezen over de gasklep dalen. Dit kan aangetoond worden door de pV-diagrammen te vergelijken zonder en met EGR.



Figuur 8.1: Log(p),log(V)-diagram met WOT en EGR, en met gasklepregeling zonder EGR (methanolwerking)

In figuur 8.1 is duidelijk te zien dat de negatieve arbeidslus quasi nul is bij EGR dankzij de open gasklep.

Op deze figuren is het echter ook duidelijk dat door de invloed van de uitlaatgassen de verbranding veel trager verloopt en dus minder isochoor is. Dit effect heeft een negatieve invloed op het rendement.

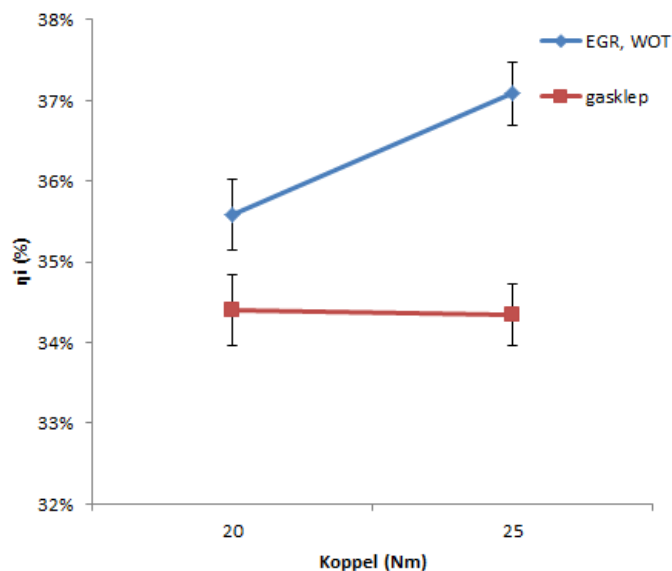
Hoofdstuk 8. Uitlaatgasrecirculatie

Door de tragere verbranding moet het mengsel vroeger ontstoken worden. Hierdoor ligt de MBT-timing veel vroeger dan wanneer geen EGR wordt toegepast (zie tabel 8.3). Als we de effectieve rendementen vergelijken voor dit werkingspunt op methanol, zien we dat die quasi onveranderd blijven wegens de overlappende foutvlaggen.

	EGR	Gasklep	EGR	Gasklep
Koppel [Nm]	20	20	25	25
Toerental [rpm]	1500	1500	1500	1500
MBT-timing [$^{\circ}$ ca BTDC]	38	15	22	16
TP [%]	100	20.5	100	30.5
EGR% [%]	27.30	0	12.68	0
η_e [%]	31.27	30.27	31.91	31.07
$\delta\eta_e$ [%]	0.85	0.90	0.72	0.77

Tabel 8.3: EGR vs. gasklepregeling bij methanolwerking

Wanneer echter de geïndiceerde rendementen η_i worden vergeleken is er wel een duidelijk onderscheid tussen EGR-WOT en gasklepregeling door de kleinere foutvlaggen. Hierbij is er een verbetering in geïndiceerd rendement van 3.46 % bij 20 Nm en 7.99 % bij 25 Nm, zie figuur 8.2.



Figuur 8.2: Geïndiceerd rendement: EGR vs. gasklepregeling

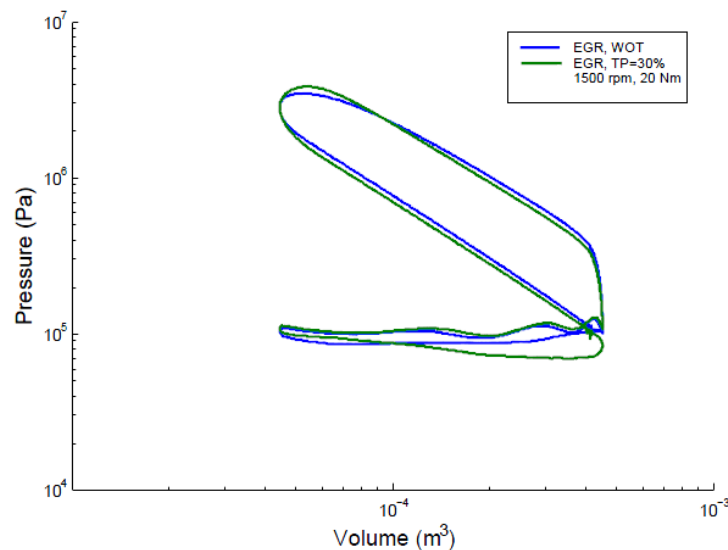
Hoofdstuk 8. Uitlaatgasrecirculatie

Wanneer de gasklepstand op een vaste positie wordt ingesteld, zal er minder EGR nodig zijn maar zullen de gasklepverliezen toenemen. Door het lager EGR% en de turbulentie gecreëerd door de gasklep neemt de snelheid van de verbranding toe. Beide effecten blijken elkaar op te heffen waardoor het rendement ongeveer hetzelfde blijft (zie tabel 8.4). Dit kan echter anders zijn bij hogere motorsnelheden, maar zoals gezegd konden daarbij geen metingen uitgevoerd worden wegens het falen van de proefstand.

	EGR	EGR-Gasklep
Koppel [Nm]	20	20
Toerental [rpm]	1500	1500
MBT-timing [$^{\circ}$ ca BTDC]	38	35
TP [%]	100	30
EGR% [%]	27.30	19.34
η_e [%]	31.27	31.28

Tabel 8.4: EGR WOT vs. EGR TP=30 % bij methanolwerking

De toename van de verbrandingssnelheid en de grotere negatieve arbeidslus zijn duidelijk te zien op de pV-diagrammen in figuur 8.3. Door de gasklep wordt er een onderdruk gecreëerd die eerst nog moet worden opgeheven wanneer de zuiger begint aan de compressieslag. Dit uit zich in het feit dat de compressielijn bij een gasklepstand van 30 % lager ligt dan de compressielijn bij WOT.

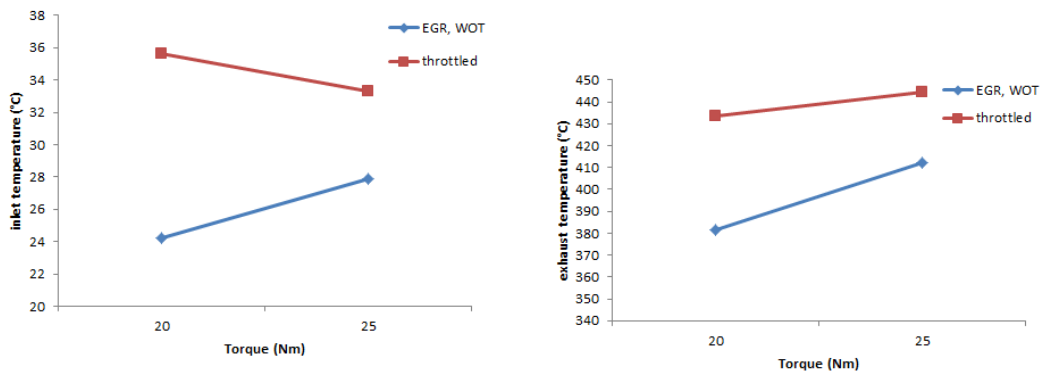


Figuur 8.3: Verschil tussen EGR+WOT en EGR+TP=30 % bij methanolwerking

8.2.3 Invloed op de NO_x -uitstoot

EGR heeft een grote invloed op de NO_x -vorming. Door het gecombineerde effect van verdunning en hogere warmtecapaciteiten van de uitlaatgassen zal de NO_x -uitstoot sterk verminderen.

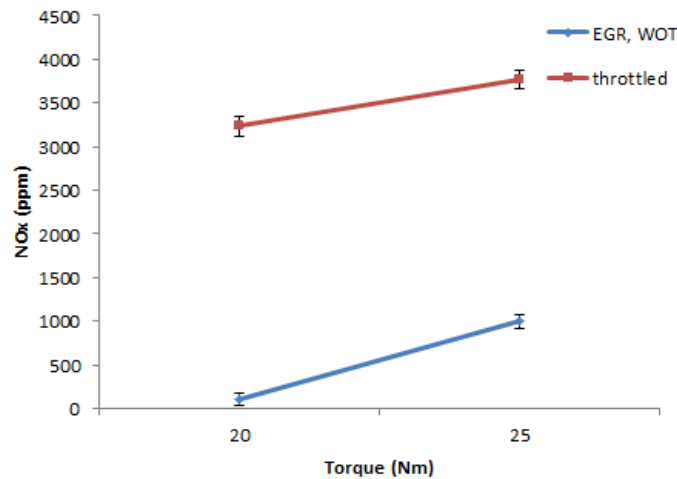
De invloed van EGR uit zich al in de temperatuur aan de inlaat van de motor. Door het feit dat er meer verdunningsgassen zijn en door de grotere warmtecapaciteit van de gekoelde uitlaatgassen zal het mengsel minder opwarmen juist voordat het de cilinder binnengaat. De uitlaattemperatuur is bij toepassen van EGR door deze twee effecten ook een stuk lager. Naarmate er meer EGR is (dus bij lagere koppels) zal het temperatuurverschil tussen EGR-werking en gasklepwerking bij inlaat en uitlaat groter worden. Dit kan opgemaakt worden uit figuren 8.4. Het effect van de piektemperatuur in de cilinder is veel groter dan de verschillen in de inlaattemperatuur.



(a) Inlaattemperatuur: EGR-WOT vs. gasklep- ((b) Uitlaattemperatuur: EGR-WOT vs. gas-
regeling klepregeling

Figuur 8.4: In- en uitlaattemperatuur: EGR-WOT vs. gasklepregeling bij 1500 rpm (methanol-werking)

De vermindering in NO_x is te zien in figuur 8.5. De NO_x -vermindering is zeer sterk en de vermindering neemt terug af naarmate het EGR% minder is.



Figuur 8.5: Engine-out NO_x -uitstoot: EGR-WOT vs. gasklepregeling bij 1500 rpm (methanolwerking)

8.2.4 Conclusie

In de literatuur werd een maximum toelaatbaar EGR% bij methanol gevonden tussen de 45 en 50 %. Dit was echter bij een motor met een grotere compressieverhouding [41]. De vlamsnelheid is dan hoger door de hogere druk en temperatuur in de cilinder. Daardoor is meer uitlaatgasrecirculatie mogelijk. Op de Audi-proefstand was dit echter niet mogelijk maar is niettemin duidelijk dat methanol meer EGR tolerant is dan benzine. Bij het toepassen van EGR is er een grote NO_x -reductie mogelijk. De uitlaattemperaturen zijn echter een stuk lager waardoor het werking van de TWC negatief beïnvloed wordt. De NO_x -reductie ten gevolge van EGR moet echter de mindere werking van de TWC teniet doen. Het grote nadeel van EGR is de tragere vlamsnelheid. Alle technieken die de vlamsnelheid verhogen kunnen positieve gevolgen hebben voor EGR-werking. Hiervoor verwijzen we naar hoofdstuk 11, sectie 9.2.3. Verder merken we nog op dat in de toekomst best nog rekening wordt gehouden met de gecondenseerde waterdamp bij de berekening van het EGR%, daar er bij de verbranding van methanol meer water wordt gevormd dan bij benzine (bij $\lambda=1$). Afhankelijk van de mate van koeling van de gerecirculeerde uitlaatgassen zal er meer of minder waterdamp condenseren.

Hoofdstuk 9

Arme werking bij methanol

9.1 Inleiding

In de onderzoeksgroep Vervoertechniek is er al gedurende een lange tijd onderzoek bezig naar waterstof als alternatieve brandstof voor vonkontstekingsmotoren. Zoals in hoofdstuk 7 al vermeld werd, heeft waterstof brede ontstekingsgrenzen en een snelle verbranding, door de zeer hoge vlamsnelheid. Hierdoor leent waterstof zich heel goed tot arme werking waarbij een stabiele motorwerking verkregen wordt tot λ gelijk aan 4. Een voordeel hiervan is de mogelijkheid om met WOT te werken waardoor de pompverliezen over de gasklep gereduceerd worden. Door de grote luchtvermaat dalen de piektemperaturen waardoor ook de NO_x uitstoot sterk verminderd wordt [45].

Methanol heeft, in mindere mate dan waterstof, ook relatief brede ontstekingsgrenzen (van $\lambda=0.23$ tot $\lambda=1.81$ atmosferisch) en een snelle verbranding. Dit maakt het interessant om arme werking bij methanol te bestuderen.

Arme werking bij methanolmotoren heeft verschillende voordelen. In eerste instantie wordt het effectief rendement gunstig beïnvloed. Dit heeft verschillende redenen. Door het grote luchtoverschot verloopt de verbranding vollediger. Daardoor komt er meer energie per mol brandstof vrij [46]. Ook loopt de temperatuur tijdens de verbranding minder hoog op door de verdunning. Enerzijds zorgt dit voor minder dissociatie van de verbrandingsproducten. Aangezien dit een endotherme reactie is, zorgt dit voor een stijging van het rendement [46]. Anderzijds is door de lagere temperaturen het warmteverlies naar de wanden kleiner. Daarnaast zijn er minder pompverliezen omdat de gasklepstand groter is.

Naast de eerder vermelde voordelen wordt door arme werking ook het theoretisch rendement positief beïnvloed. Het theoretisch rendement bij een ottomotor wordt gedefinieerd als volgt:

$$\eta_\nu = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$$

Hierbij is ϵ de compressieverhouding. κ is de adiabate constante.

$$\kappa = \frac{C_p}{C_v}$$

$$C_p - C_v = R = 8314.3 \text{ J/kmol K}$$

κ is afhankelijk van de gastemperatuur en de gassamenstelling. Bij een toenemende lucht-factor λ vermindert de soortelijke warmte zodat κ toeneemt en dus ook het theoretisch rendement toeneemt. Dit is duidelijk te zien in een semi-empirische formule die gebruikt wordt voor de gemiddelde kappa tussen de uiterste werkingstemperaturen [47].

$$\kappa = 1.27 + 0.15 \cdot (1 - 0.1 \cdot \sqrt{\epsilon}) \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)$$

Deze formule is voor benzine opgesteld maar geeft toch een beeld van hoe κ beïnvloed wordt door λ .

De nadelen van arme werking zijn dat de verbranding trager verloopt naarmate er meer luchtovermaat is waardoor het rendement negatief beïnvloed wordt. Door de tragere verbranding neemt de verbrandingstijd ook toe waardoor er gedurende een langere tijd een hoge temperatuur in de cilinder aanwezig is, waardoor het voordeel van minder warmteverliezen voor een deel teniet gedaan wordt [48]. Daarnaast daalt de conversiegraad van de TWC door de overmaat zuurstof. Bij waterstof vormt dit bij $\lambda \geq 2$ geen probleem daar de uitstoot van stikstofoxiden dan al minder is dan de drempelwaarde van 100 ppm [44, 49] en er dus geen reductie nodig is.

De uitstoot van uitlaatgassen bij arme werking is anders dan bij $\lambda=1$. De uitstoot van CO is lager dankzij de meer complete verbranding door de overmaat aan lucht. De uitstoot van CO neemt echter wel toe door onvolledige verbranding in de vorm van misfires en partiële verbrandingen wanneer de limiet van arme werking benaderd wordt [46]. Om dezelfde redenen stijgt de uitstoot van onverbrande brandstof bij de arme werkingslimiet. De lagere temperaturen in cilinder zorgen voor een grote vermindering in NO_x -uitstoot maar de overmaat aan zuurstof zorgt dus wel voor een lagere conversiegraad van de TWC, wat betreft NO_x [46, 48].

Aangezien de voor- en nadelen grotendeels gelijk lopen bij arme werking en bij het gebruik van EGR is het ook interessant om deze twee technieken te vergelijken. Arme werking heeft t.o.v. EGR het voordeel dat de motorsturing veel eenvoudiger is: enkel de injectieduur moet worden aangepast.

9.2 Resultaten metingen

De metingen op arme werking werden uitgevoerd op de Audi-proefstand (zie hoofdstuk ??, sectie 6.2), omdat de resultaten van deze metingen dan goed kunnen worden vergeleken met de resultaten bij EGR-werking. Net zoals bij EGR werden bij arme werking dezelfde meetpunten herhaald als bij stoichiometrische werking via gasklepregeling. Hierbij werd ook eerst onderzocht tot hoever er kon gegaan worden voordat de motor niet meer stabiel kon draaien, waarbij dus een CoV hoger dan 10 % gevonden werd. Uit de eerste metingen werd duidelijk dat bij een λ tussen 1.52 en 1.6 de motorwerking te onstabiel werd, bij 15 Nm. De CoV bij 15 Nm en 1500 rpm was 32.94 % bij een λ gelijk aan 1.62, zie tabel 9.2. Uiteindelijk werd volgende meetset opgemeten: zie tabel 9.1. Benzine werd niet onderzocht: de lage vlamsnelheid en nauwere ontstekingsgrenzen lenen zich minder tot arme werking.

De ontsteking werd ingesteld op MBT-timing zodat voor elke meetpunt het hoogste rendement werd behaald. Alle meetpunten werden opgemeten met WOT.

Koppel	BMEP	Toerentallen
15 Nm	4.628 bar	1500 rpm
20 Nm	6.171 bar	1500, 2000, 2500, 3000 rpm
25 Nm	7.713 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
30 Nm	9.256 bar	2000, 2500, 3000 rpm

Tabel 9.1: Meetset arme werking op methanol

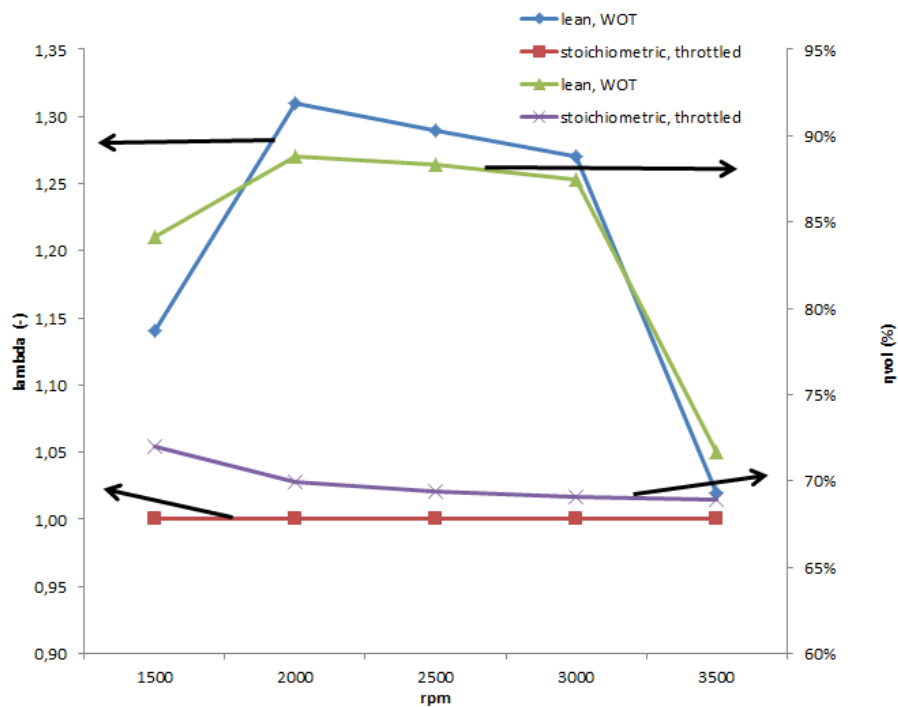
Koppel [Nm]	15
Toerental [rpm]	1500
TP [%]	100
MBT-timing [$^{\circ}$ ca BTDC]	45
λ (sensor) [-]	1.56
λ (berekend) [-]	1.62
CoV [%]	32.94
NO_x [ppm]	94,1

Tabel 9.2: Arme werking: limiet op de Audi-proefstand

In appendix A zijn alle berekende grootheden, hun formules en de bijhorende foutenanalyse samengevat. Alle gegevens die werden opgemeten kunnen teruggevonden worden in bijlage E.

9.2.1 Vergelijking: arme werking bij methanol vs. gasklepregeling bij methanol

Om een meetpunt in stellen werd de motor eerst ingesteld op $\lambda=1$ en WOT. Om het gewenste koppel te verkrijgen werd steeds minder methanol ingespoten waarbij de ontstekingstiming telkens aangepast werd. Afhankelijk van het toerental werd bij een bepaald koppel een andere λ -waarde opgemeten. De opgemeten λ -waarden bij 25 Nm zijn weergegeven in figuur 9.1.



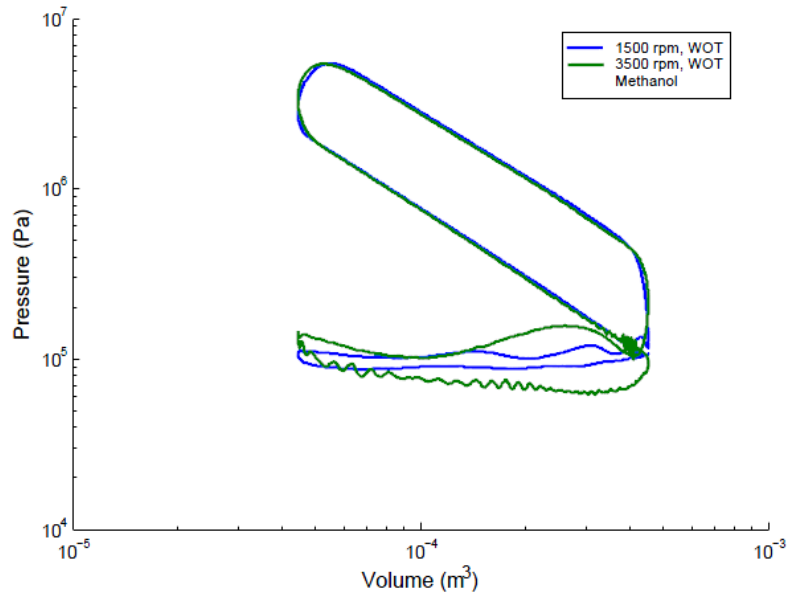
Figuur 9.1: De luchtfactor en leveringsgraad bij arme werking en gasklepregeling bij 25 Nm

Bij 1500 en 3500 rpm is het duidelijk dat de afwijking van $\lambda=1$ minder is dan bij 2000, 2500 en 3000 rpm. Het koppel dat bij vollast kan geleverd worden bij 1500 en 3500 rpm en WOT is echter ook lager waardoor het vanzelfsprekend is dat bij deze punten de werking iets rijker is dan bij 2000, 2500 en 3000 rpm.

Bij 1500 rpm is het koppel bij vollast beperkt door de lagere leveringsgraad (zie figuur 9.1). Bij hogere toeren is de leveringsgraad beter omdat bij het openen van de inlaatklep de inertie van de uittredende uitlaatgassen tijdens het moment van klepoverlap groter is waardoor het verse mengsel beter in de cilinder wordt gezogen.

Bij 3500 rpm wordt het koppel beperkt door de grotere stromingsverliezen, door de grotere hoeveelheid lucht die aangezogen moet worden. In figuur 9.2 is de grotere negatieve

arbeidslus bij 3500 rpm duidelijk te zien. Hierdoor is het vermogen dat geleverd kan worden kleiner.

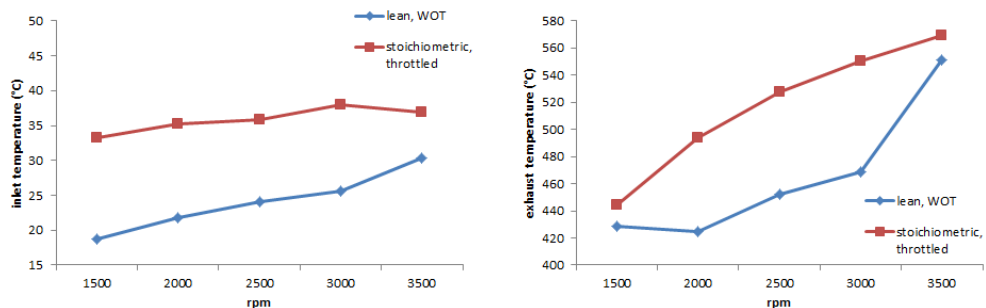


Figuur 9.2: Log(p),log(V)-diagram bij 1500 en 3500 rpm, WOT

NO_x -uitstoot en temperatuursverschillen

Het verschil in arme werking bij deze toerentallen heeft duidelijk zijn effect op de temperaturen en de NO_x -uitstoot.

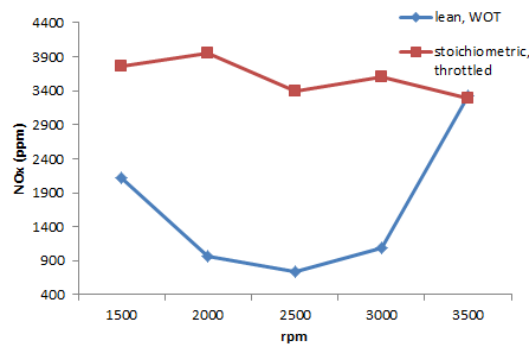
De inlaat- en uitlaattemperatuur volgen dezelfde trend als de luchtfactor. Enkel de inlaattemperatuur bij 1500 rpm volgt deze trend niet. Dit schrijven we toe aan een meetfout. De temperaturen zijn lager naarmate er meer luchtovermaat is (zie figuur 9.3). De overmaat lucht zorgt voor verdunning, waardoor de temperatuurstijging kleiner is.



(a) Inlaattemperatuur: arme werking vs. gas- (b) Uitlaattemperatuur: arme werking vs. gas-
 klepregeling klepregeling

Figuur 9.3: Verschil temperaturen tussen arme werking en gasklepregeling bij 25 Nm

Door de lagere temperaturen ligt de NO_x veel lager dan bij gasklepregeling en $\lambda=1$. De NO_x -uitstoot bij 25 Nm is te zien in figuur 9.4. Naarmate er armer gewerkt wordt neemt het verschil duidelijk toe. Toch is de uitstoot van stikstofoxiden bij alle stabiele werkingspunten nog te hoog: de drempelwaarde van 100 ppm wordt overschreden, waardoor er toch nog reductie vereist is [44, 49]. De NO_x -uitstoot bij 15 Nm en 1500 rpm is net onder de 100 ppm maar dit punt heeft geen stabiele werking (CoV boven 10%), zie tabel 9.2. Misschien kan de NO_x -uitstoot nog verder verlaagd worden door nog armer te draaien, maar dan moet oplading toegepast worden dezelfde belastingen te kunnen aanhouden [46]. Anderzijds kan de NO_x -uitstoot weer stijgen doordat de piektemperatuur in de cilinder — en dus de vorming van stikstofoxiden — verhoogt, naarmate de oplaadruk stijgt.

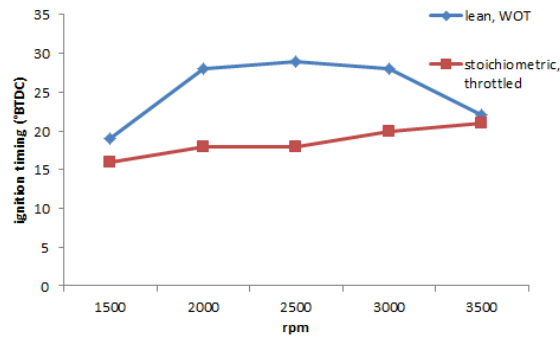


Figuur 9.4: Engine-out NO_x -uitstoot bij arme werking en gasklepregeling bij 25 Nm

Rendementsvergelijking

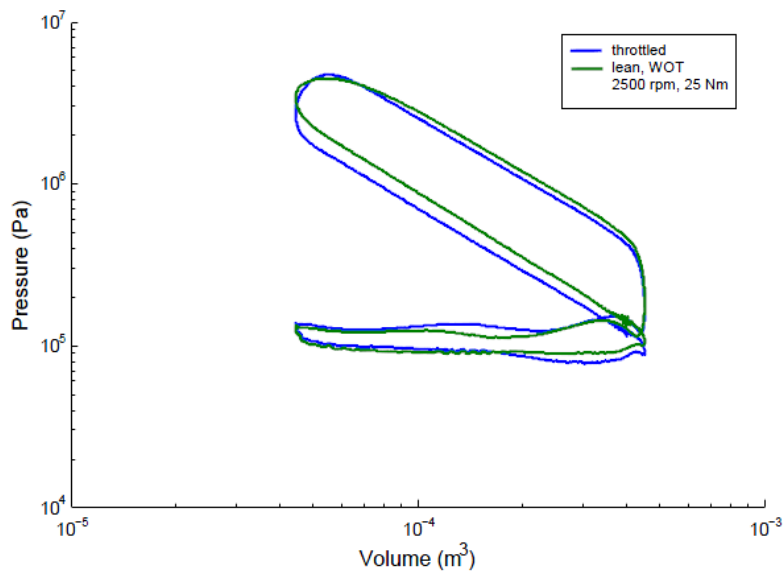
Door de luchtvermaat verloopt de verbranding minder snel. Als men hetzelfde rendement wil behouden bij arme werking moet het voordeel van de kleinere negatieve arbeidslus bij arme werking het nadeel van de minder isochore verbranding compenseren.

Dat de verbranding minder snel verloopt naarmate er meer luchtvermaat is, is duidelijk als de MBT-timing vergeleken wordt, zie figuur 9.5. Deze heeft terug dezelfde trend als het verloop van de luchtfactor. Bij een hogere λ is er meer voorontsteking nodig.



Figuur 9.5: MBT-timing bij arme werking en gasklepregeling bij 25 Nm

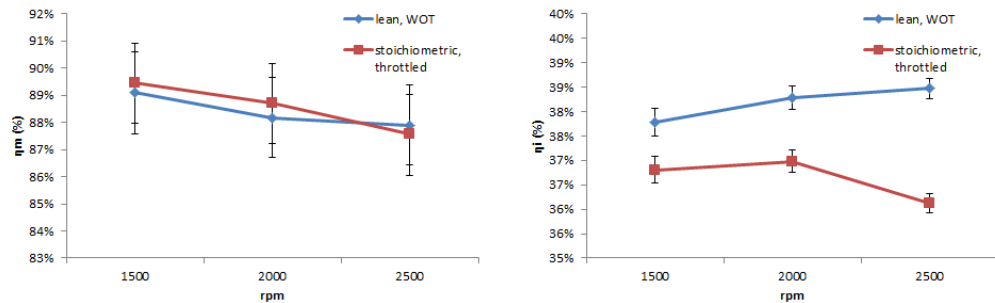
De tragere verbranding is duidelijk te zien in figuur 9.6. De pompverliezen zijn bij arme werking ook kleiner maar dit is moeilijker te zien op de figuur aangezien bij 25 Nm en 2500 rpm de negatieve arbeidslus sowieso al redelijk klein is.



Figuur 9.6: Log(p),log(V)-diagram bij arme werking en gasklepregeling bij 25 Nm en 2500 rpm

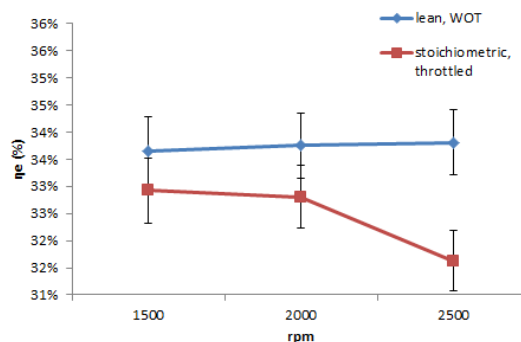
Wanneer de effectieve rendementen worden vergeleken wordt er bij arme werking gelijke of hogere rendementen bekomen dan bij $\lambda=1$, zie figuur 9.8. Door de overlappende foutvlaggen in bepaalde werkingpunten kan beter gekeken worden naar het verschil in geïndiceerd rendement waar de foutvlaggen een stuk kleiner zijn. Hierbij is het duidelijk te zien dat er bij arme werking een verbetering is in rendement, zie figuur 9.7. Het geïndiceerd rendement stijgt afhankelijk van het meetpunt met 2.6 % tot 6.5 %. Hierbij werden de meetpunten bij 30 Nm vergeleken omdat deze zowel voor $\lambda=1$ en arme werking op dezelfde dag juist na elkaar zijn opgemeten. Hierdoor was er weinig invloed van andere factoren. Als het

mechanisch rendement bij 30 Nm vergeleken worden, is duidelijk te zien dat dit quasi hetzelfde is voor zowel arme werking als voor stoichiometrische werking, zie figuur 9.7. Dit is normaal aangezien bij eenzelfde werkingspunt de wrijving en de aandrijving van de hulptoestellen praktisch niet verandert bij deze twee werkingstrategieën. Het geïndiceerd rendement vormt dan een goede beoordeling voor het rendement van de werkingstrategie. Het voordeel van de lagere pompverliezen overheerst bij deze werkingspunten dus t.o.v. het nadeel van de tragere verbranding.



(a) Mechanisch rendement: arme werking vs. gasklepregeling (b) Geïndiceerd rendement: arme werking vs. gasklepregeling

Figuur 9.7: Rendementsvergelijking tussen arme werking en gasklepregeling bij 30 Nm



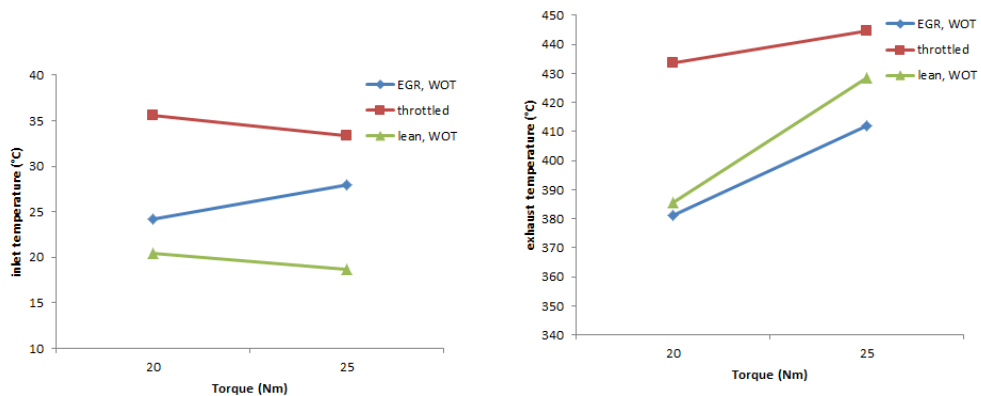
Figuur 9.8: Effectief rendement bij arme werking en gasklepregeling bij 30 Nm

9.2.2 Vergelijking: arme werking met methanol vs. EGR met methanol

NO_x -uitstoot en temperatuursverschillen

Wanneer de temperaturen en de NO_x -uitstoot vergeleken worden bij EGR en arme werking, zijn er verschillende trends te zien. Door de hogere temperaturen van de gerecirculeerde uitlaatgassen ligt de inlaattemperatuur iets hoger bij EGR dan bij arme werking. Als de uitlaattemperatuur bekeken wordt, zien we dat deze hoger ligt bij arme werking

dan bij EGR (zie figuren 9.9). Dit komt omdat de uitlaatgassen bij EGR, die voornamelijk bestaan uit waterdamp, CO_2 en N_2 , een hogere warmtecapaciteit hebben dan de luchtvermaat bij arme werking die vooral bestaat uit O_2 en N_2 . Maar vooral de effectieve verdunning is hoger. Door toepassen van EGR zullen die piektemperaturen in de cilinder dus lager liggen dan bij arme werking. Bij 25 Nm is het verschil groter dan bij 20 Nm. Bij 25 Nm speelt vooral het effect van de grotere warmtecapaciteiten een rol. Bij 20 Nm is er een grotere hoeveelheid EGR bij EGR-werking en een grotere luchtvermaat bij arme werking waardoor het effect van verdunning domineert en dus de uitlaattemperaturen dichter bij elkaar komen te liggen.



(a) Inlaattemperatuur: verschil tussen arme werking, EGR en gasklepregeling bij 1500 rpm (b) Uitlaattemperatuur: verschil tussen arme werking, EGR en gasklepregeling bij 1500 rpm

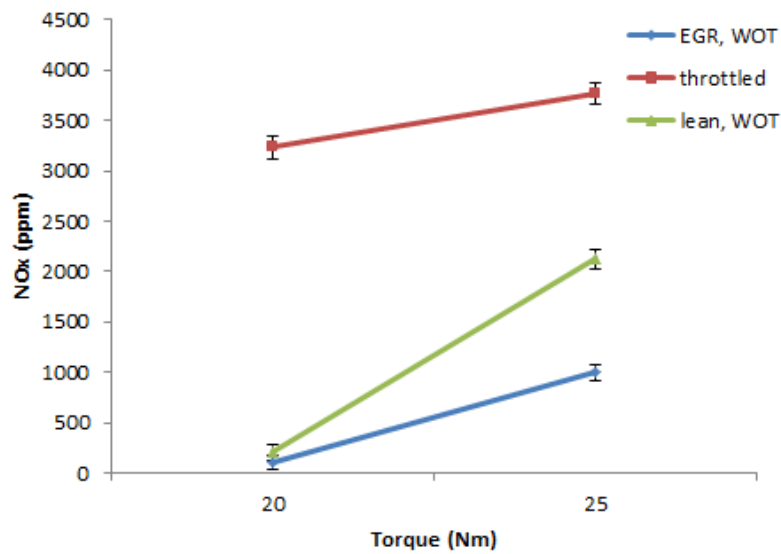
Figuur 9.9: In- en uitlaattemperaturen: verschil tussen arme werking, EGR en gasklepregeling bij 1500 rpm

De lagere temperaturen in de cilinder leiden tot een vermindering in NO_x -uitstoot. Deze volgt dezelfde trend als de uitlaattemperaturen, zie figuur 9.10.

Rendementsvergelijking

Aangezien bij EGR de gerecirculeerde uitlaatgassen een grotere warmtecapaciteit hebben en er lagere temperaturen in de cilinder zijn wordt het rendement hierdoor positief beïnvloed t.o.v. arme werking. Dit komt omdat de warmteverliezen kleiner zijn door het kleinere temperatuurverschil tussen de verbrandingsgassen en de omgeving.

Bij het vergelijken van de verbrandingssnelheid wordt vastgesteld dat bij arme werking de verbrandingssnelheid hoger ligt dan wanneer EGR gebruikt wordt. Dit kan afgeleid worden uit een vergelijking van de ontstekingstiming bij EGR en bij arme werking (zie tabel 9.3).



Figuur 9.10: Engine-out NO_x -uitstoot bij EGR, arme werking en gasklepregeling bij 1500 rpm

De verklaring hiervoor ligt bij de grotere warmtecapaciteiten van de verbrandingsgassen. Dit is dan weer voordelig voor arme werking t.o.v. EGR.

Beide effecten blijken elkaar grotendeels op te heffen. Bij 25 Nm en 1500 rpm wordt bijna hetzelfde rendement bekomen als men rekening houdt met de foutmarges, zie tabel 9.3.

	EGR	arme werking
Luchtfactor [-]	1.00	1.14
Koppel[Nm]	25	25
Toerental [rpm]	1500	1500
MBT-timing [$^{\circ}$ ca BTDC]	22	19
TP [%]	100	100
EGR% [%]	12.68	-
η_e [%]	31.91	31.27
$\delta\eta_e$ [%]	0.72	0.71
η_i [%]	37.09	36.68
$\delta\eta_i$ [%]	0.39	0.38

Tabel 9.3: Rendement

9.2.3 Conclusie

Uit de vergelijking van de drie werkingsstrategieën voor methanol (EGR, arme werking, stoichiometrisch) blijkt dat bij het toepassen van EGR en arme werking hogere rendementen haalbaar zijn dan bij stoichiometrische werking. Het grote voordeel van arme werking en EGR is namelijk de lagere ladingsverliezen door de gasklep WOT te plaatsen. Zowel bij arme werking als bij EGR is ook de NO_x -uitstoot lager door de lagere temperaturen in de cilinder. De NO_x -reductie is het sterkst bij EGR. Bij arme werking is de vermindering in NO_x te weinig om het nadeel van de dalende conversiegraad van de TWC teniet te doen. Eventueel kan een NO_x -adsorber of LNT *Eng: lean NO_x trap*, LNT hierbij als oplossing dienen. Andere technieken, zoals nog armere werking in combinatie met oplading kunnen hierbij ook helpen [46]. Het grote nadeel van arme werking en EGR zijn de lagere vlamsnelheden en grotere hoeveelheden UBF door het effect van verdunning. Elke techniek die de vlamsnelheid verhoogt kan voordelen bieden voor deze twee werkingsstrategieën. Hieronder worden nog kort enkele technieken besproken die de vlamsnelheid kunnen verhogen. Het is hoe dan ook interessant om de mogelijkheid van arme werking, eventueel in combinatie met EGR en oplading verder te onderzoeken.

Verhogen van de vlamsnelheid

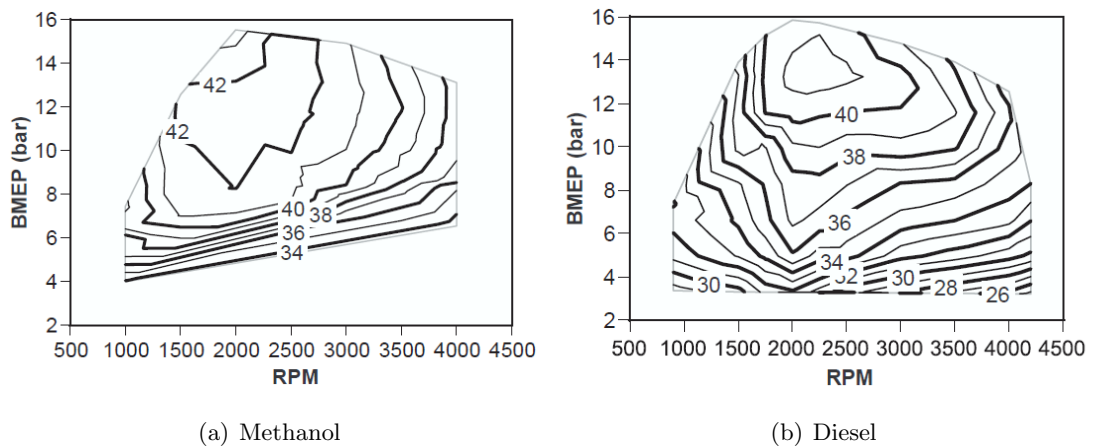
- Een hogere compressieverhouding verhoogt de verbrandingssnelheid door de hogere drukken en temperaturen in de cilinder. Het effect van een hogere compressieverhouding wordt bestudeerd in hoofdstuk 10.
- Door oplading wordt er meer turbulentie gecreëerd waardoor de verbrandingssnelheid ook positief beïnvloed wordt [46].
- Om meer turbulentie te creëren voor een hogere verbrandingssnelheid kan ook het design van de verbrandingskamer aangepast worden [48].

Hoofdstuk 10

Meetresultaten VW-proefstand

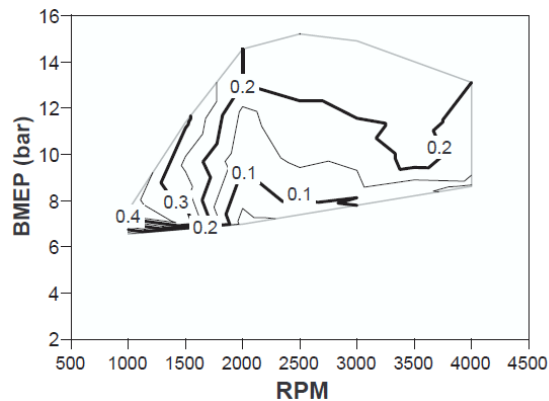
10.1 Inleiding

De Karel de Grote hogeschool in Antwerpen startte twee jaar geleden een project op een Volkswagen TDI-motor naar aanleiding van een paper van Brusstar et al. [41]. Daarin werd onderzoek gedaan op een identieke motor (opgeladen, poort-geïnjecteerde, vonk-ontstoken 1.9l 4-cilinder motor met een compressieverhouding van 19.5:1) waarbij de gunstige eigenschappen van methanol beter benut werden dan bij een motor met een lagere compressieverhouding. De VW-proefstand staat uitgebreid beschreven in hoofdstuk 6, sectie 6.3. De motor draaide met stoichiometrische mengsels, maar de gasklep werd volledig open gezet (WOT) en via EGR (en oplading) werd de belasting geregeld. Dit resulteerde in een rendement hoger dan 40% tussen 6.5 en 15 bar BMEP bij toerentallen van 1200 tot 3500 rpm. Zoals te zien is in figuur 10.1 waren de piekrendementen op methanol zelfs hoger dan bij dieselwerking op dezelfde motor.



Figuur 10.1: Effectief rendement bij methanol en diesel als functie van BMEP en toerental [41]

De compressieverhouding van 19.5:1 werd gekozen op basis van eerder onderzoek [41]. Door de grotere compressieverhouding kon gewerkt worden met EGR% tot bijna 50% zonder onaanvaardbare variatie in de verbrandingscycli. Hierbij was het mogelijk om dicht bij MBT-timing te komen bij hoge belasting door de gekoelde EGR. Door het hoge EGR% vermindert de NO_x -uitstoot ook drastisch. De NO_x -uitstoot bij werking op methanol is weergegeven in figuur 10.2.



Figuur 10.2: Tailpipe NO_x -uitstoot [g/kWh] bij methanol in functie van BMEP en toerental [41]

10.1.1 Invloed van de compressieverhouding

De grootte van de compressieverhouding heeft een belangrijk effect op de werking van een verbrandingsmotor. De invloed op het theoretisch rendement kan duidelijk gemaakt worden aan de hand van de formule voor het theoretische rendement van een ottomotor:

$$\eta_\nu = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}}$$

Hierbij is ϵ de compressieverhouding en κ de adiabate constante. Het is duidelijk dat als ϵ toeneemt, het theoretische rendement stijgt.

Door een hogere compressieverhouding stijgen echter ook de druk en temperatuur in de verbrandingskamer. Dit heeft verschillende gevolgen voor de werking van de motor.

- De kans op kloppen van de motor is veel groter. Hierdoor worden grote compressieverhoudingen nooit gebruikt bij benzinemotoren, zoals bij dieselmotoren wel het geval is. Methanol leent zich beter voor deze compressieverhoudingen door het hogere octaangetal. Bij het optreden van klop bij hogere compressieverhouding kan MBT-timing niet altijd aangehouden worden waardoor het rendement negatief beïnvloed wordt.

- De vlamsnelheid neemt toe: zowel de hogere druk als de hogere temperatuur zorgen voor een hogere vlamsnelheid [50]. Hierdoor verloopt de verbranding meer isochoor en stijgt het rendement.
- Door de hogere temperaturen zijn er meer warmteverliezen naar de cilinderwanden: het rendement wordt negatief beïnvloed.
- De hogere temperaturen zorgen voor de vorming van meer NO_x .

De hogere temperaturen kunnen in de hand gehouden worden door toepassen van EGR. Dit zorgt voor minder warmteverliezen, minder klopgevaar en een beperkte NO_x -uitstoot. De gasklep kan ook meer open staan zodat de gasklepverliezen beperkt worden. EGR zorgt echter ook voor een tragere vlamsnelheid en resulterend lager rendement en onstabiele verbranding: zie hoofdstuk 8.

10.2 Resultaten metingen

Op de omgebouwde VW-proefstand werd getracht dezelfde punten op te meten als in de paper van Brusstar et al. Om vergelijkingen mogelijk te maken werden in totaal 3 meetsets opgemeten: één meetset over het volledige bereik van de motor waarbij naast de gasklep ook EGR en oplading gebruikt werd om het vermogen te regelen, een meetset waarbij de gasklep volledig open stond (WOT) en via EGR de belasting werd geregeld en een meetset waarbij enkel de gasklep werd gebruikt om het vermogen te regelen. De meetsets zijn weergegeven in tabellen 10.1, 10.2 en 10.3.

De ontsteking werd ingesteld op MBT-timing of op BLD-timing (*Eng: borderline detonation, BLD*) min 2° ca.

In appendix A zijn alle berekende grootheden, hun formules en de bijhorende foutenanalyse samengevat. Alle gegevens die werden opgemeten kunnen teruggevonden worden in bijlage E.

Hoofdstuk 10. Meetresultaten VW-proefstand

Gasklepregeling		
Koppel	BMEP	Toerental
50 Nm	3.31 bar	1500, 2000, 3000, 3500 rpm
75 Nm	4.97 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
100 Nm	6.63 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
125 Nm	8.29 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
150 Nm	9.94 bar	1500, 2000, 2500 rpm
WOT	-	2000, 2500, 3000, 3500 rpm

Tabel 10.1: Meetset VW: Gasklepregeling zonder EGR en zonder oplading

Gasklepregeling – EGR – Oplading		
Koppel	BMEP	Toerental
25 Nm	1.66 bar	1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
50 Nm	3.31 bar	1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
75 Nm	4.97 bar	1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
100 Nm	6.63 bar	1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
125 Nm	8.29 bar	1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
150 Nm	9.94 bar	1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
175 Nm	11.60 bar	1500, 2000, 2500, 3000 rpm
200 Nm	13.26 bar	2000, 2500, 3000 rpm
WOT	-	1250, 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm

Tabel 10.2: Meetset VW: Gasklepregeling met EGR en oplading

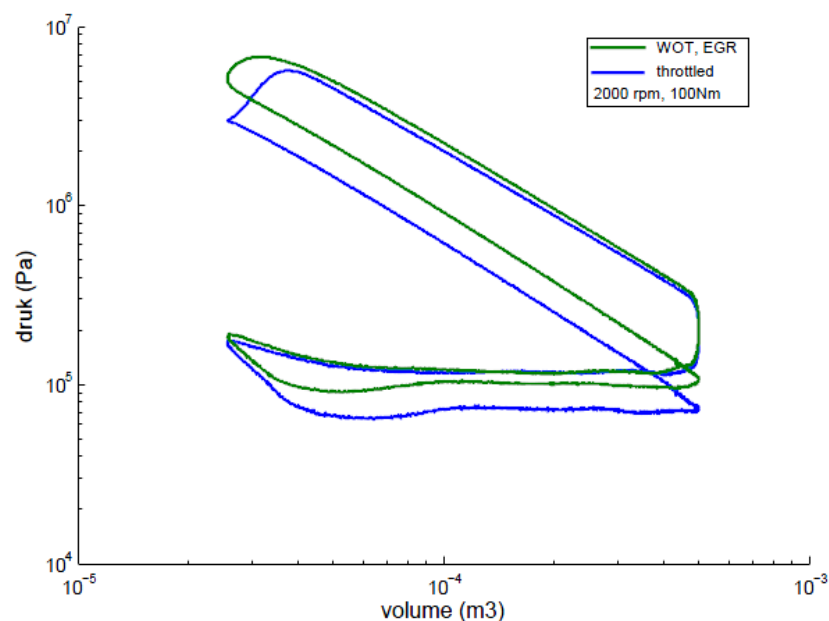
WOT – EGR		
Koppel	BMEP	Toerental
50 Nm	3.314 bar	2000, 2500, 3000 rpm
75 Nm	4.971 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
100 Nm	6.628 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
125 Nm	8.285 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
150 Nm	9.942 bar	1500, 2000, 2500, 3000, 3500 rpm
175 Nm	11.599 bar	1500, 2000, 2500, 3000 rpm

Tabel 10.3: Meetset VW: WOT met EGR

10.2.1 WOT en EGR vs. gasklepregeling zonder EGR

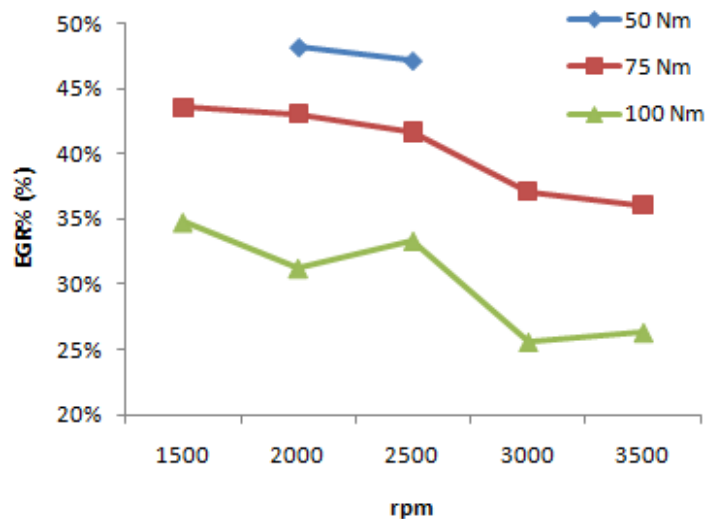
In deze sectie wordt het verschil tussen de werkingsstrategie waarbij de gasklep volledig open wordt gezet en via EGR de belasting wordt geregeld vergeleken met gewone gasklepregeling zonder EGR. De vergelijking wordt hier gedaan bij verschillende toerentallen bij vaste koppels: 50 Nm, 75 Nm en 100 Nm, omdat we vooral het deellastgebied willen onderzoeken. De opgemeten koppels bij de twee werkingsstrategieën zijn niet exact 50 Nm, 75 Nm en 100 Nm maar liggen toch dicht genoeg bij de ingestelde waarde om een vergelijking te kunnen maken (zie bijlage E).

Om goed het verschil te kunnen zien tussen de twee werkingsstrategieën worden eerst de pV-diagrammen vergeleken bij 2000 rpm en 100 Nm. In figuur 10.3 is duidelijk het verschil te zien. Zoals reeds uitgelegd in hoofdstuk 8 is het grote voordeel van de belastingsregeling met EGR dat de pompverliezen veel kleiner worden. Het grote nadeel van uitlaatgasrecirculatie is dat de verbranding veel trager verloopt, en dus minder isochoor, wat een negatief effect heeft op het rendement. Dit nadeel wordt door de hogere compressieverhouding deels in de hand gehouden maar is toch nog duidelijk zichtbaar (sectie 10.1.1). De invloed van de hogere compressieverhouding op de vlamsnelheid kan ook gezien worden in het pV-diagram bij gasklepregeling. Door de snellere verbranding is het mogelijk het mengsel later te ontsteken. Hierdoor krijgt het pV-diagram een meer hoekige vorm.



Figuur 10.3: Log(p),log(V)-diagram bij 100 Nm en 2000 rpm: gasklepregeling vs. WOT+EGR

Als we het EGR% uitzetten bij de verschillende toerentallen bij 50 Nm, 75 Nm en 100 Nm, dan zien we verschillende zaken, zie figuur 10.4 . Ten eerste is het EGR% in de meeste gevallen al hoger dan het maximum EGR% van 27% dat gevonden werd op de Audi-proefstand. Het hoge EGR% is mogelijk door enerzijds de hogere compressieverhouding en anderzijds door de swirl gecreëerd door de geometrie van de motor waardoor er meer turbulentie is. Deze zorgen voor een hogere vlamsnelheid waardoor de verbranding stabiel wordt. Ten tweede is er bij hogere toerentallen minder EGR nodig dan bij lagere toerentallen. Dit komt door de hogere stromingsverliezen bij hogere toerentallen waardoor er minder EGR nodig is om het koppel te verminderen. Uiteraard stijgt het EGR% als de belasting kleiner wordt, omdat meer lucht in de cilinder moet vervangen worden door gerecirculeerde uitlaatgassen. Bij 50 Nm zijn slechts twee meetpunten opgenomen in de grafiek, omdat bij de andere punten de verbranding teveel variaties vertoonden ($CoV > 10\%$).



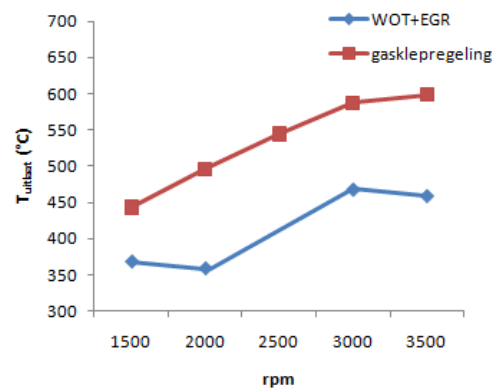
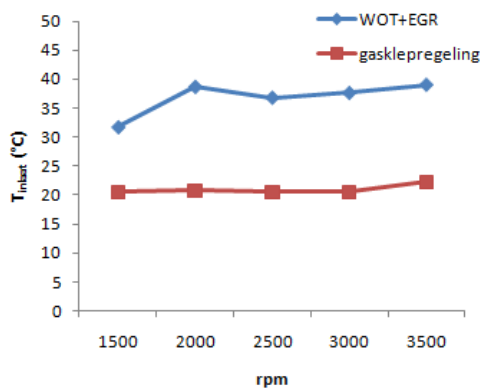
Figuur 10.4: EGR% bij 50 Nm, 75 Nm en 100 Nm (WOT+EGR)

In de volgende paragrafen worden enkele parameters vergeleken die de invloed van EGR illustreren.

Temperatuur en NO_x -uitstoot

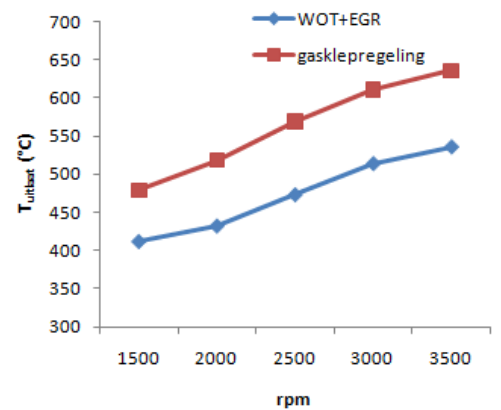
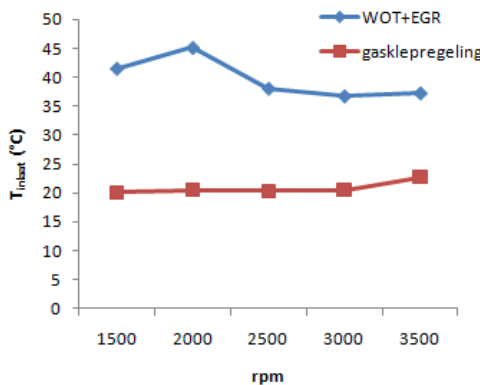
Net zoals bij de Audi-proefstand is de uitlaattemperatuur lager bij EGR-werking dan bij gasklepregeling, zie figuur 10.5. De oorzaken hiervan zijn terug het effect van verdunning en het effect van de hogere warmtecapaciteiten van de gerecirculeerde uitlaatgassen. Deze effecten zijn hier nog sterker aanwezig door het hogere EGR%. Naarmate het toerental stijgt, stijgt ook de uitlaattemperatuur. Dit komt omdat de cycli bij een hoger

toerental sneller op elkaar volgen waardoor de motor minder gekoeld kan worden. De inlaattemperatuur is nu echter wel hoger wanneer EGR wordt toegepast in vergelijking met gasklepregeling. Dit kan verschillende oorzaken hebben. De gerecirculeerde uitlaatgassen kunnen, ondanks dat ze gekoeld worden, nog voldoende warmte met zich meebrengen. Ook kan de turbo, hoewel die bij het toepassen van EGR zo weinig mogelijk gebruikt werd, de temperatuur verhogen door de compressie. De koeling van de inlaatlucht kan ook een effect hebben. Deze koeling viel geregeld uit op de dag dat de meetset met open gasklep en EGR werd opgemeten.



(a) Inlaattemperatuur: EGR+WOT vs. gasklep-regeling bij 75 Nm

(b) Uitlaattemperatuur: EGR+WOT vs. gasklep-regeling bij 75 Nm



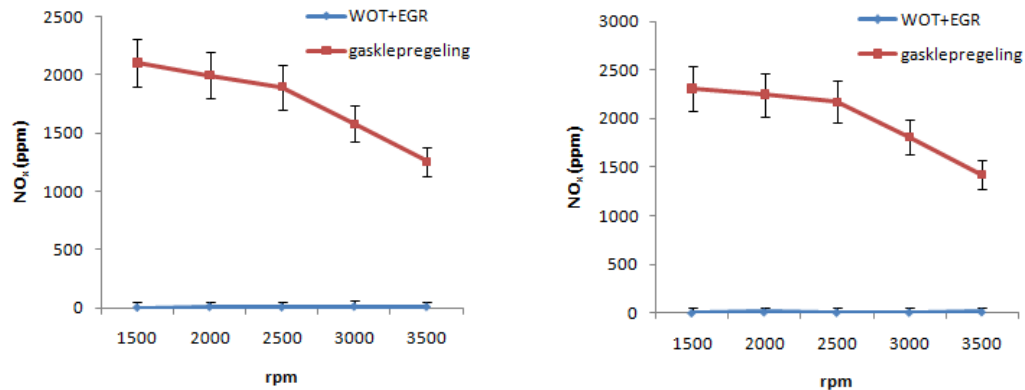
(c) Inlaattemperatuur: EGR+WOT vs. gasklep-regeling bij 100 Nm

(d) Uitlaattemperatuur: EGR+WOT vs. gasklep-regeling bij 100 Nm

Figuur 10.5: In- en uitlaattemperatuur: EGR+WOT vs. gasklepregeling bij 75 Nm en 100 Nm

De lagere temperaturen in de cilinder bij toepassen van EGR hebben een sterke invloed op de NO_x -vorming. Bij 100 Nm is de NO_x -uitstoot bijna verwaarloosbaar wanneer de gasklep helemaal open staat en met EGR gewerkt wordt. Dit komt door het hoge EGR%. Zoals te zien is in figuur 10.6 is de NO_x -uitstoot zeker niet verwaarloosbaar in het geval

van gasklepregeling. De NO_x -uitstoot bij gasklepregeling daalt bij toenemend toerental terwijl bij toenemend toerental de temperatuur wel stijgt. Dit komt omdat naast hoge temperaturen ook een zekere verblijfstijd nodig is om NO_x te vormen. Hoe hoger het toerental, hoe kleiner de verblijfstijd waardoor minder stikstofoxiden gevormd worden.



(a) Engine out NO_x -emissies: EGR+WOT vs. gasklepregeling bij 75 Nm
 (b) Engine out NO_x -emissies: EGR+WOT vs. gasklepregeling bij 100 Nm

Figuur 10.6: NO_x uitstoot: EGR+WOT vs. gasklepregeling bij 75 Nm en 100 Nm

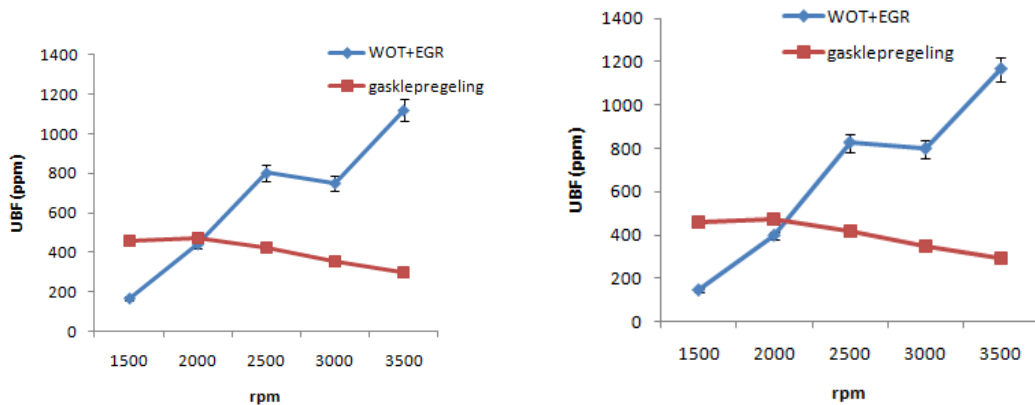
Uitstoot van onverbrande brandstof

Het gehalte aan onverbrande brandstof is afkomstig van drie bronnen [50]. Ten eerste het wandeffect, waarbij brandstof onverbrand achterblijft in wanden en spleten waar de vlamvoortplanting niet meer mogelijk is door te lage temperaturen. Ten tweede door te trage verbranding waardoor het vlamfront de ganse verbrandingskamer nog niet doorlopen heeft als de uitlaatklep reeds opent. Ten derde (in mindere mate) door het spoeffect, waarbij brandstof rechtstreeks in de uitlaat terecht komt. Bij de vergelijking van de uitstoot van onverbrande brandstof zien we dat bij lage toerentallen er minder uitstoot is wanneer EGR wordt toegepast en bij hoge toerentallen de uitstoot bij EGR hoger is (figuur 10.7). Door de hogere inlaatterperaturen wanneer EGR wordt toegepast (zie figuur 10.5) is de verdamping van de geïnjecteerde methanol beter waardoor het wandeffect afneemt. Door de tragere verbranding bij het toepassen van EGR neemt de uitstoot van onverbrande methanol echter toe naarmate het toerental stijgt. Het effect van tragere verbranding is dus belangrijker naarmate het toerental toeneemt.

Bij gasklepregeling blijft de uitstoot redelijk constant door de snellere verbranding waardoor het vlammenfront de ganse verbrandingskamer kan doorlopen. Bij hoge toerentallen is dus de uitstoot van onverbrande brandstof lager bij gasklepregeling.

Brusstar et al. [41] kon door nabehandeling van de uitlaatgassen met een driewegkatalysator de uitstoot van onverbrande methanol reduceren tot 0.2 g/kWh over een groot deel van

het werkingsgebied.



(a) Engine out UBF emissies: EGR+WOT vs. gas- (b) Engine out UBF emissies: EGR+WOT vs. gas-
klepregeling bij 75 Nm klepregeling bij 100 Nm

Figuur 10.7: Uitstoot onverbrande methanol: EGR+WOT vs. gasklepregeling bij 75 Nm en 100 Nm

EGR tolerantie

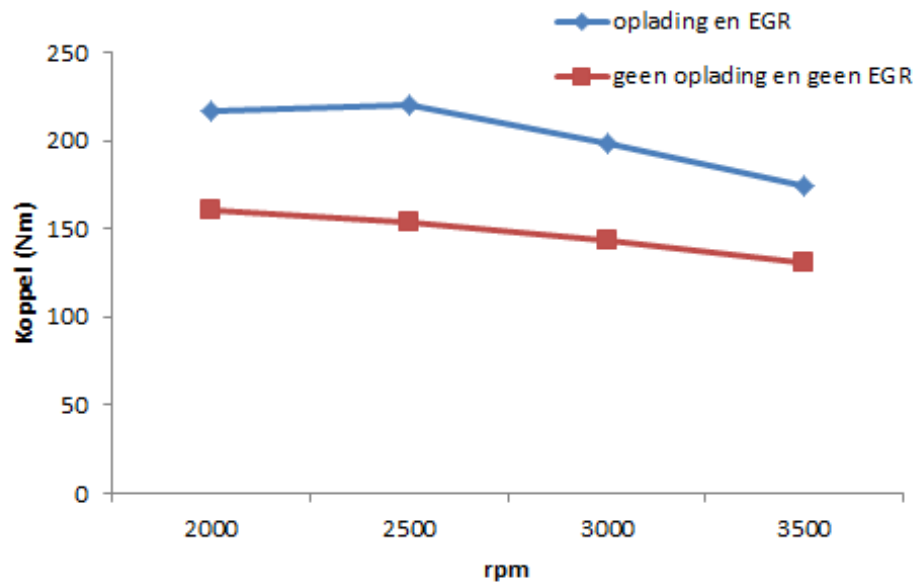
Wanneer een CoV van 10 % (zie hoofdstuk 8) aangenomen wordt als limiet voor stabiele werking kan het maximum toegelaten EGR% begroot worden. Wanneer het EGR% vergeleken wordt bij de limiet van onstabiele verbranding, worden net zoals in de paper van Brusstar et al. [41] EGR percentages gevonden tot 50 % (zie tabel 10.4).

WOT en EGR			
BMEP [bar]	3.180	3.825	3.9
Koppel [Nm]	48	57.8	58.9
Toerental [rpm]	1959	2452	2969
TP [%]	100	100	100
CoV [%]	9.05	8.04	17.13
EGR% [%]	48.17	47.11	46.53

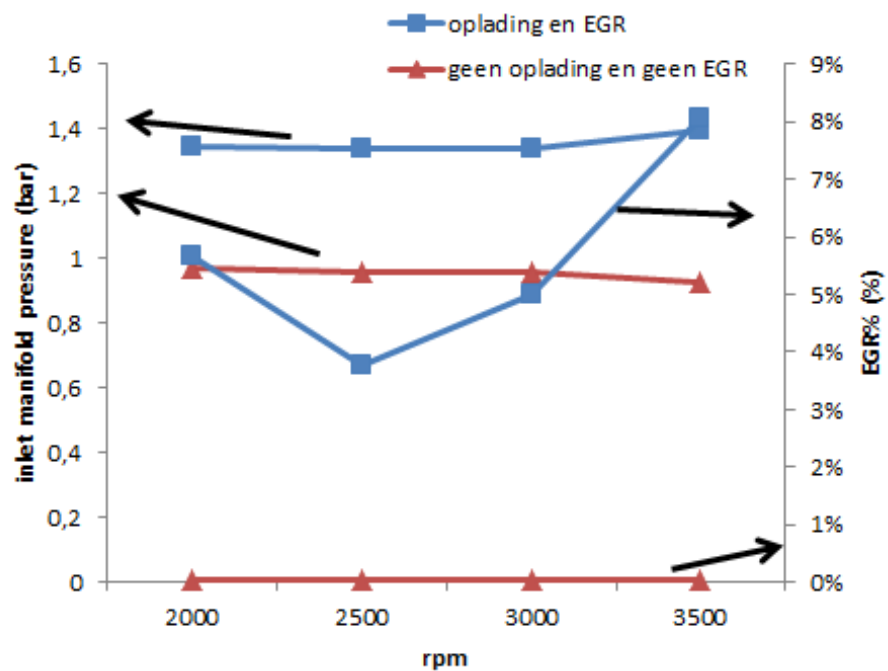
Tabel 10.4: Cyclusvariatie en EGR% bij WOT+EGR

Vermogen

Het vermogen dat de motor kan leveren wordt beïnvloed door de vulling van de cilinders bij WOT-werking van de motor. Wanneer geen oplading toegepast wordt, is de vulling van de cilinder een stuk slechter dan wanneer wel oplading wordt toegepast. Hierdoor wordt het vermogen bij gasklepregeling zonder oplading beperkt. Wanneer echter oplading gebruikt wordt, kan door de hogere temperaturen die ontstaan door de compressie bij oplading het aanhouden van MBT-timing een probleem vormen. De hoogste vermogens werden bereikt met oplading en EGR, die enkel diende om klop te vermijden (zodat MBT-timing kon aangehouden worden). Uit figuur 10.8 is duidelijk dat zonder deze maatregelen het vermogen sterk beperkt wordt.



(a) Maximum vermogen: EGR+oplading vs. geen EGR+geen oplading (WOT)



(b) EGR% en druk in het inlaatspruitstuk bij maximum vermogen (WOT)

Figuur 10.8: Verschil in maximum vermogen: effect van oplading en EGR (WOT)

Rendement

Er zijn verschillende zaken die het rendement beïnvloeden wanneer uitlaatgasrecirculatie gebruikt wordt. Voor de volledigheid sommen we ze nog even op.

Het rendement wordt positief beïnvloed:

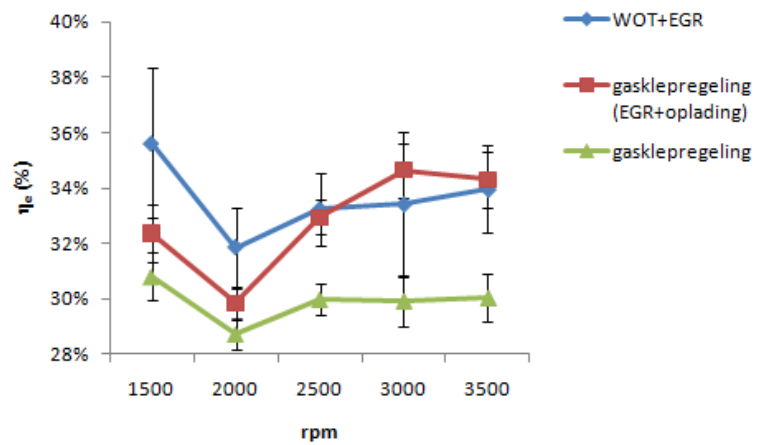
- Door WOT te werken zijn de verliezen over de gasklep quasi nul.
- Door de lagere temperaturen in de cilinder is de kans op gloeiontsteking of klopp veel kleiner waardoor MBT-timing in meer werkingspunten kan aangehouden worden.
- Door de lagere temperaturen zijn er minder warmteverliezen.

Het rendement wordt negatief beïnvloed:

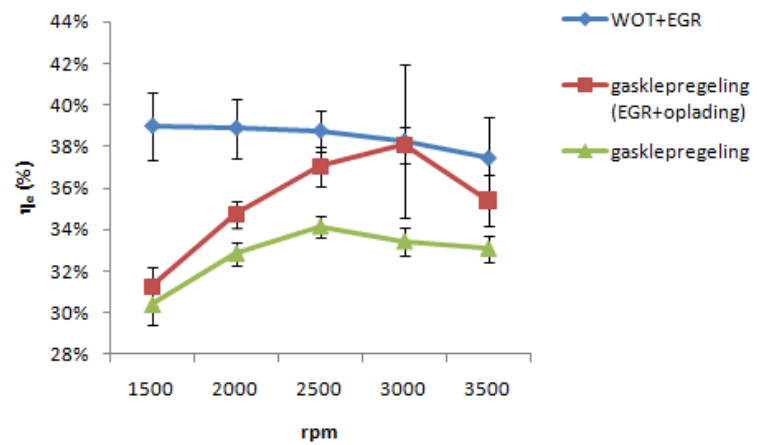
- Door EGR is de vlamsnelheid lager waardoor de verbranding minder isochoor is. Dit heeft een negatief effect op het rendement.
- Bij het toepassen van EGR is de verbranding minder volledig.
- Door de lagere vlamsnelheid is de tijdsduur van de verbranding langer waardoor er gedurende een langere tijd een hoge temperatuur heerst in de cilinder. Dit doet de vermindering in warmteverliezen door de lagere temperaturen deels teniet.

Als we het effectief rendement bij 75 Nm, 100 Nm en 125 Nm vergelijken bij verschillende toerentallen is het duidelijk te zien dat de voordelen opwegen tegen de nadelen, zie figuur 10.9. De rendementen bij de belastingsregeling via WOT+EGR zijn altijd hoger of gelijk aan die bij gasklepregeling. De hogere compressieverhouding heeft hier een groot aandeel in door o.a. de vlamsnelheid positief te beïnvloeden. Bij lage motorsnelheden is het verschil telkens groter, omdat de verliezen over de gasklep dan een grote rol spelen. De invloed van oplading is hier opnieuw zeer duidelijk als de rendementen bij gasklepregeling met en zonder turbo worden vergeleken.

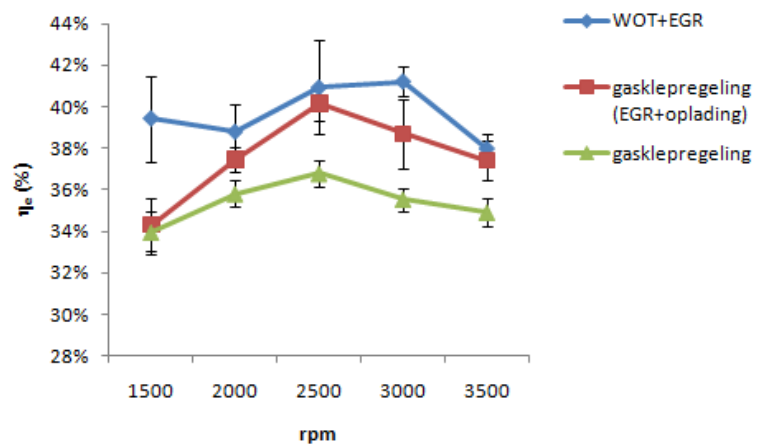
Hoofdstuk 10. Meetresultaten VW-proefstand



(a) Effectief rendement bij 75 Nm



(b) Effectief rendement bij 100 Nm



(c) Effectief rendement bij 125 Nm

Figuur 10.9: Effectief rendement: WOT+EGR vs. gasklepregeling bij 75 Nm, 100 Nm en 125 Nm

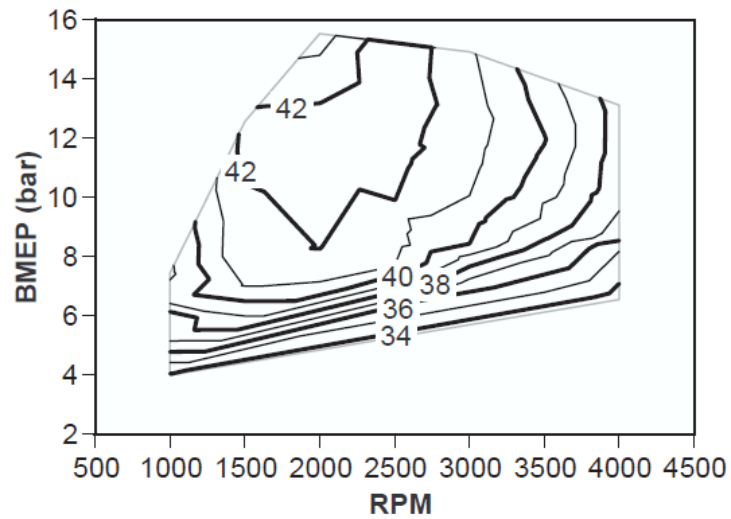
Wanneer de contourplots vergeleken worden over heel het werkingsgebied dat opgemeten werd is het ook duidelijk wanneer met de gasklep WOT en EGR gewerkt kan worden het rendement beter is dan wanneer de belasting via de gasklep geregeld wordt. Zie figuren 10.11 en 10.12, sectie 10.2.2.

10.2.2 Vergelijking met Brusstar et al.

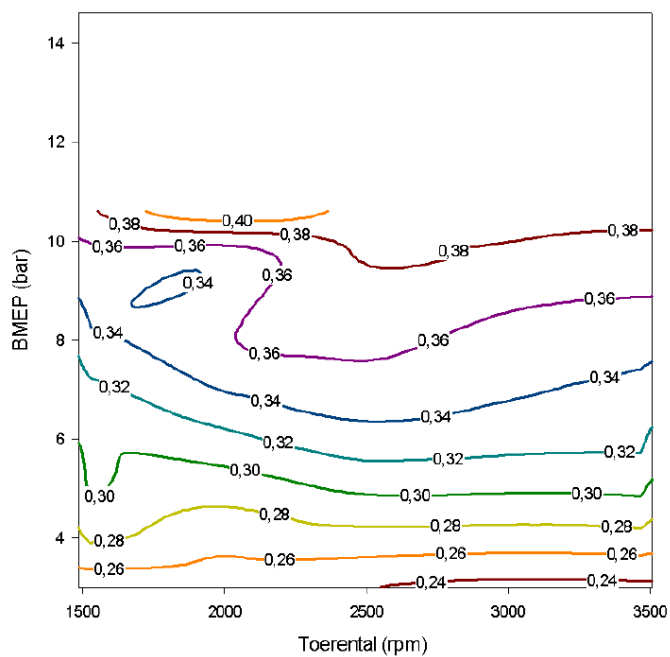
In figuren 10.10, 10.11, 10.12 en 10.13 worden telkens de opgemeten effectieve rendementen getoond. Hierbij is het duidelijk dat de meetset waarbij de gasklep WOT werd gezet en via EGR de belasting werd geregeld de hoogste rendementen geeft en het dichtst in de buurt komt van de metingen van Brusstar et al. Uit die paper blijkt echter dat Brusstar et al. het piekrendement bereiken over een groter werkingsgebied. Die verschillen kunnen verscheidene oorzaken hebben.

- De turbocompressor werd niet optimaal benut. De schoepen van de compressor kunnen namelijk ingesteld worden afhankelijk van toerentallen en belasting. Om de tijdsduur van de metingen te beperken werd de finetuning van de compressor overgeslagen en werden de schoepen van de compressor in de laagste stand geplaatst.
- De injectoren en bougies zijn verschillend.
- De atmosferomstandigheden hebben een invloed.
- De brandstof circuleerde continu waardoor de brandstof opgewarmd werd.
- ...

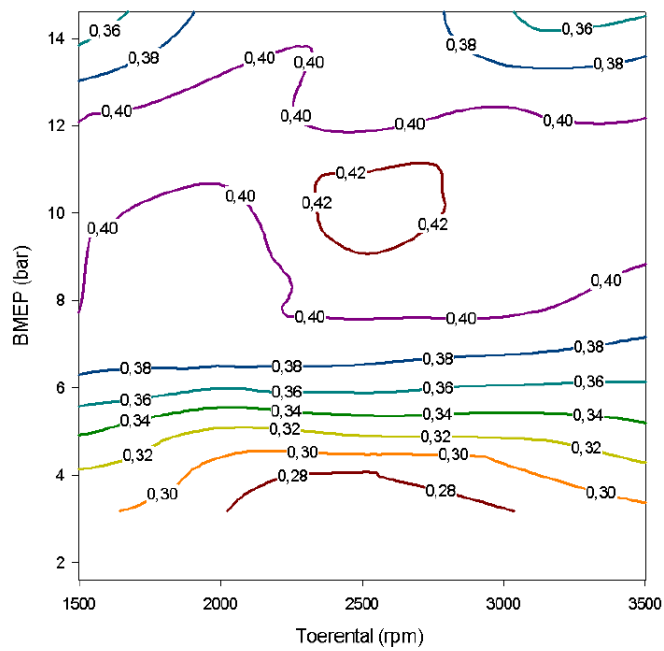
Brusstar behaalde een minimum BMEP van ongeveer 4 bar bij 1000 rpm met de gasklep WOT en EGR terwijl hier nog stabiele werking (Cov lager dan 10 %) mogelijk was bij een BMEP van 3.18 bar bij 1959 rpm. Dit komt omdat Brusstar een andere referentie voor stabiele werking hanteerde nl. een maximum CoV-waarde van 3 % [5].



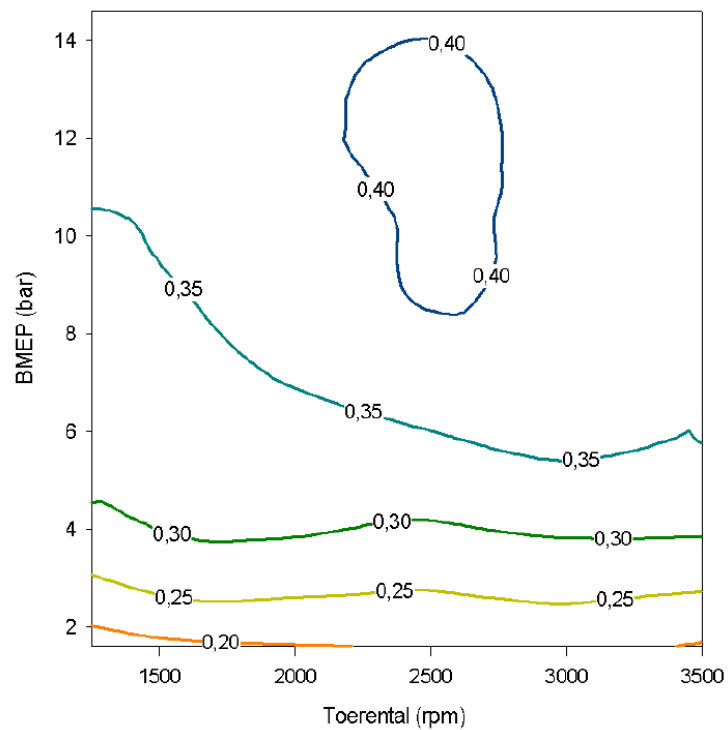
Figuur 10.10: Effectief rendement bij methanol in functie van BMEP en toerental – Brusstar et al. [41]



Figuur 10.11: Effectief rendement bij methanol in functie van BMEP en toerental – gasklep-regeling

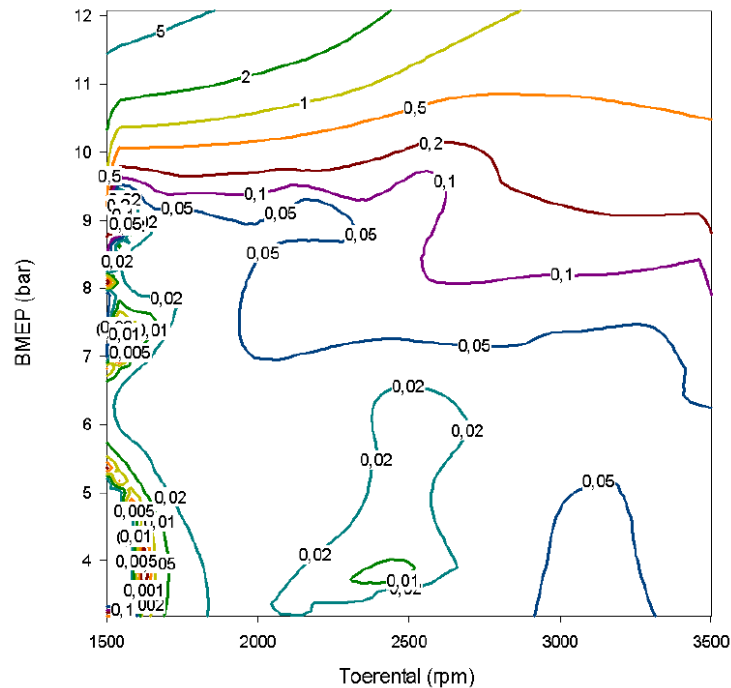


Figuur 10.12: Effectief rendement bij methanol in functie van BMEP en toerental – WOT+EGR

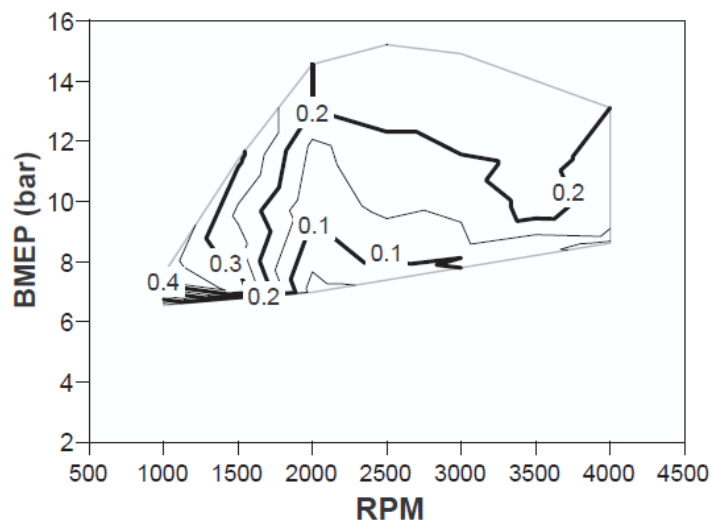


Figuur 10.13: Effectief rendement bij methanol in functie van BMEP en toerental – gaslepregeling, EGR, oplading

In figuur 10.14 wordt de NO_x -uitstoot bij EGR en WOT uitgezet over heel het opgemeten werkingsgebied. Dit kan echter niet vergeleken worden met de NO_x -uitstoot bij Brusstar et al. [41], zie figuur 10.15, aangezien in onze metingen de NO_x -uitstoot voor de katalysator werd opgenomen.



Figuur 10.14: Engine-out NO_x -uitstoot [g/kWh] bij methanol in functie van BMEP en toerental



Figuur 10.15: Tailpipe NO_x -uitstoot [g/kWh] bij methanol in functie van BMEP en toerental – Brusstar et al. [41]

10.2.3 Conclusie en toekomstperspectief

Uit de resultaten blijkt dat de gunstige motoreigenschappen van methanol veel beter benut worden wanneer de compressieverhouding hoger wordt gekozen dan de compressieverhouding die normaal gehanteerd wordt bij benzinemotoren. Door de hoge compressieverhouding kunnen veel grotere EGR percentages gebruikt worden waardoor het rendement sterk stijgt door de kleinere pompverliezen en de NO_x -uitstoot sterk daalt door de lagere temperaturen in de cilinder. Deze resultaten kunnen nog uitgebreid worden met een meetset waarbij de compressor optimaal gebruikt wordt. Het echte potentieel van methanol kan bereikt worden als naast EGR en oplading ook gebruik gemaakt wordt van directe injectie. Ook zou het interessant zijn om de resultaten die bereikt werden met arme werking op de Audi-proefstand te onderzoeken op de VW-proefstand waarbij de invloed van oplading (eventueel met een regelbare compressor) en hogere compressieverhouding op de arme werking bij methanol niet kunnen ontbreken.

Hoofdstuk 11

Conclusie en toekomstperspectief

Zowel uit de literatuur als uit het onderzoek dat we dit jaar hebben uitgevoerd kunnen we besluiten dat methanol een groot potentieel heeft als alternatieve brandstof. Het grote voordeel van methanol is dat het vloeibaar is onder atmosferomstandigheden waardoor het compatibel is met de bestaande brandstofopslag- en distributieinfrastructuur. Daarnaast kan het gesynthetiseerd worden uit een grote variëteit aan bronnen met inbegrip van duurzaam geproduceerde waterstof in combinatie met CO_2 uit de atmosfeer. Daardoor heeft methanol ook het potentieel om de CO_2 uitstoot sterk te verlagen en de energievoorziening veilig te stellen.

Dit jaar werd bevestigd dat er bij methanol hogere rendementen bekomen worden dan bij benzine bij atmosferische werking op een omgebouwde benzinemotor waarbij de uitstoot van uitlaatgassen bij methanol telkens beter was dan bij benzine (Volvo-proefstand). Verder werd aangetoond dat methanol zich beter leent tot EGR en arme werking waarbij telkens ook hogere rendementen bekomen werden (Audi-proefstand). EGR-werking zorgde daarbij nog voor een drastische vermindering in NO_x uitstoot. Dankzij het hoge RON-getal van methanol heeft methanol een veel hogere kloprens en is het dus beter geschikt voor hogere compressieverhoudingen. Uiteindelijk werden er ook metingen gedaan op een naar methanol omgebouwde dieselmotor (VW-proefstand). Hier werd vooral een vergelijking gemaakt tussen werking met WOT+EGR en atmosferische werking met gaskepregeling. Door de hogere compressieverhouding van de motor konden bij WOT+EGR veel hogere EGR percentages gehanteerd worden (tot 48.2%) dan bij de Audi-proefstand (maximum 28%). Door de hogere compressieverhouding werden veel hogere rendementen gevonden dan op een omgebouwde benzinemotor (tot 42%).

11.1 Methanol als alternatieve brandstof

11.2 Toekomstig onderzoek

Dit jaar werd de mogelijkheid van EGR en arme werking onderzocht voor methanol als alternatieve brandstof. De invloed van oplading kan nog sterk uitgebreid worden. Ook de invloed van hogere compressieverhoudingen is zeer interessant om verder te onderzoeken aangezien hiermee zeer hoge rendementen kunnen behaald worden. Om volledig het potentieel van methanol te kunnen uitbuiten is op termijn directe injectie noodzakelijk aangezien men zo het best gebruik kan maken van de hogere latente verdampingsenergie van methanol. Verder kan men de invloed van mengsels van methanol en benzine (en eventueel ethanol) bestuderen aangezien een overgang naar methanol als alternatieve brandstof zeker niet van de ene op de andere dag kan gebeuren.

Hieronder worden per proefstand nog eens de verschillende mogelijkheden opgesomd.

Volvo-proefstand

Het potentieel van methanol op deze motor is al grotendeels onderzocht. Verder kan nog gekeken worden naar de invloed van de luchtfactor en de invloed van variabele kleppentiming, hoewel dit al onderzocht is op benzine en waterstof. Verder kan ook gekeken worden naar de invloed van mengsels van methanol met benzine (en eventueel ethanol).

Audi-proefstand

Op de Audi-proefstand kan de invloed van oplading nog onderzocht worden. Vooral voor arme werking kan dit interessant zijn. Bovendien kan de compressieverhouding nog verhoogd worden. Verder kan ook gekeken worden naar de invloed van mengsels van methanol met benzine (en eventueel ethanol).

VW-proefstand

Op de VW-proefstand kan de invloed van oplading en EGR nog verder onderzocht worden. Dit jaar werd onderzoek gedaan waarbij de originele turbocompressor werd gebruikt van de motor. Met een regelbare compressor kan de invloed van oplading op bv. de verbrandingssnelheid veel nauwkeuriger onderzocht worden. Het zou ook interessant zijn om de resultaten die dit jaar bekomen werden voor arme werking op de Audi-proefstand te vergelijken met arme werking op de VW-proefstand.

11.3 Aanpassing aan de proefstanden

Om op de proefstanden vlugger en nauwkeuriger te meten stellen we een enkele aanpassingen voor.

11.3.1 Volvo-proefstand

Closed loop lambda control

De luchtfactor op de Volvo-proefstand wordt gemeten met een breedband lambda-sonde (Innovate Motorsports LM-1) in de uitlaat. Voor zowel methanol en benzine zijn er mappings opgesteld die de injectiehoeveelheid bepalen afhankelijk van het toerental en de belasting. Deze mappings moeten bij elke meting door o.a. variërende omgevingsfactoren nog handmatig bijgesteld worden om precies lambda gelijk aan één te krijgen. Dit zorgt er voor dat het langer duurt om een meetpunt perfect in te stellen alvorens alle parameters opgemeten kunnen worden. Hiervoor zou een gesloten kring lambda-regeling (*Eng: closed loop lambda control*) een oplossing kunnen bieden. De gemeten lambda-waarde wordt dan teruggekoppeld naar de ECU zodat de ECU de lambda-waarde automatisch kan regelen door meer of minder brandstof te injecteren.

Dit zou er voor zorgen dat een meetpunt sneller kan ingesteld worden en zou de nauwkeurigheid van de metingen bevorderen aangezien de luchtfactor beter én continu op een bepaalde waarde kan geregeld worden door de ECU, dan dat men handmatig kan instellen. Ing. Kris Martens van de KdG, die ook instond voor de ombouw van de VW-proefstand, is vertrouwd met de *closed loop lambda control* daar dit op de VW-proefstand al wordt toegepast. Er moet wel nog onderzocht worden of het vereiste softwarepakket van *MoTeC* reeds aanwezig is, zoniet zou het moeten worden aangekocht.

Air flow meter

Op de Volvo-proefstand wordt het luchtdebiet dat door de motor wordt aangezogen opgemeten door een MAF-sensor (Bosch type 0 280 217 121). Hiermee wordt door de ECU bepaald hoeveel brandstof geïnjecteerd moet worden. Gedurende het academiejaar werd opgemerkt dat de MAF-sensor verkeerd gekalibreerd is. Dit werd vastgesteld nadat de luchtfactor werd berekend uit het brandstofdebiet en het luchtdebiet. Hiervoor wordt de volgende formule gebruikt:

$$L_w = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{fuel}}$$

$$\lambda = \frac{L_w}{L_s}$$

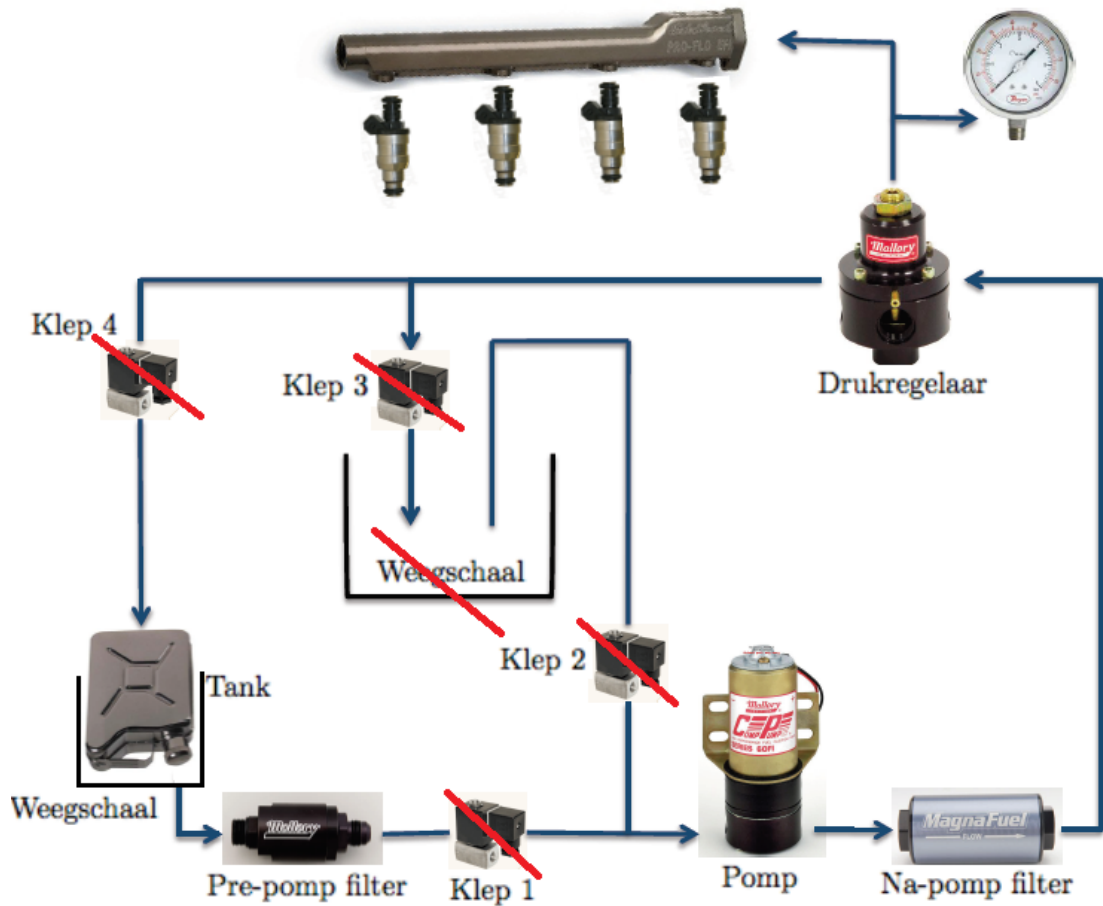
L_s en L_w zijn respectievelijk de stoichiometrische en werkelijke luchthoeveelheid. Normaal moeten de luchtfactor op basis van de lambda-sonde en de luchtfactor berekend uit het brandstof- en luchtdebiet heel dicht bij elkaar liggen. Dit is zo voor de Audi-proefstand waar een professionele luchtmassameter (Bronkhorst Hi-tech F-106BZ-HD-01-V) gebruikt wordt. Voor de metingen op de Volvo-proefstand daarentegen liggen de berekende lambda-waarden veel hoger dan de weergegeven luchtfactor van de lambda-sonde. De MAF-sensor op de Volvo-proefstand dient dus opnieuw gekalibreerd te worden. Dit kan bijvoorbeeld door de luchtmassameter van de Audi-proefstand en de MAF-sensor na elkaar te plaatsen op een flowbench. Een andere oplossing is om nog een luchtmassameter zoals op de Audi-proefstand aan te kopen en dit signaal in te lezen in de ECU.

Verbruiksmetingen

Om bij interne verbrandingsmotoren rendementen te kunnen vergelijken, is het brandstofverbruik bij een bepaald werkingspunt heel belangrijk. Het bepaalt immers de hoeveelheid energie die in de motor geïnjecteerd wordt. Aangezien de brandstofdebieten van de grootteorde g/s zijn is het dus belangrijk een toevoersysteem te hebben waarmee voldoende nauwkeurig kan gemeten worden en waarbij er geen brandstof weglekt waardoor te lage rendementen bekomen worden. Vorig jaar werd een brandstoftoevoerkast ontwikkeld voor methanol. Hierbij kan men met een weegschaal een gravimetrische debietsmeting doen. Er zijn vier kleppen die de methanolstroom sturen tussen de brandstoftank, de motor en een maatbeker op de weegschaal. Naargelang bepaalde kleppen open of dicht staan wordt methanol verbruikt uit de tank of uit de maatbeker op de weegschaal. Dit wordt gestuurd door een PLC-programma. De opbouw van een dergelijke brandstofkast heeft echter wel enkele nadelen. Bij slechte sluiting van bepaalde kleppen kan brandstof weglekken naar de brandstoftank waardoor er méér verbruikt wordt dan in werkelijkheid. Een tweede nadeel is dat bij een hoog brandstofverbruik (bij een hoog toerental en hoge belasting) de maatbeker op de weegschaal te klein is om gedurende een voldoende lange tijd het brandstofverbruik op te meten waardoor meetfouten minder uitgemiddeld worden en de metingen dus minder nauwkeurig zijn.

Er werd ook opgemerkt tijdens de metingen dat er bij de benzinekast benzine lekte naar de benzinetank waardoor bij de allereerste metingen een te hoog benzineverbruik werd gemeten zodat de rendementen bij benzine een stuk lager waren dan in werkelijkheid. Dit hebben we opgelost door de benzinetank rechtstreeks op een externe weegschaal (de Sartorius balans van de Volvo diesel) te plaatsen en zo verbruiksmetingen te doen. Dit zorgde er voor dat er geen benzine kon weglekken en dat het verbruik over een langere tijd gemeten kon worden.

We stellen dan ook voor om de brandstofkasten aan te passen zodat zowel voor methanol als voor benzine de volledige brandstoftank op een weegschaal kan geplaatst worden zodat men geen tweede circuit moet voorzien om metingen te kunnen doen via een weegschaal. Hierdoor kan er geen brandstof meer weglekken en kan het verbruik gemeten worden voor een voldoende lange tijd. Voor een schematische voorstelling zie figuur 11.1.



Figuur 11.1: Voorstel tot aanpassing brandstofkasten

11.3.2 Audi-proefstand

Closed loop lambda control

Idem Volvo-proefstand

Verbruiksmetingen

Idem Volvo-proefstand

Gasklep en tegendrukklep

Net zoals bij de Volvo-proefstand zou de gasklep en de tegendrukklep ook aangestuurd moeten worden door een stappenmotor. Tijdens de metingen was het soms moeilijk om een vaste gaskleppositie in te stellen. Het zou eenvoudiger zijn als deze twee kleppen ook via een potentiometer versteld kunnen worden.

ECU

De Audi-proefstand maakt gebruik van een MoTeC M4 ECU. Deze heeft niet de mogelijkheden van MoTeC M800 waardoor het maken van vaste mappings voor een bepaalde werkingsstrategie moeilijk is. Vaak zijn er nog veel aanpassingen nodig tijdens het meten omdat de mappings te weinig nauwkeurig zijn en bepaalde werkingspunten overlappen. Bij MoTeC M800 kunnen meerdere punten tegelijkertijd aangepast worden, kunnen binnenkomende signalen nauwkeuriger gekalibreerd worden, zijn er de uitbreidingspakketten *Drive by Wire* en *Servo Control*, voor een nauwkeurige aansturing van de gasklep en andere kleppen en dit zou zorgen voor uniformiteit tussen de verschillende proefstanden.

Bijlage A

Berekende grootheden en foutenanalyse

A.1 Inleiding

In deze paragraaf wordt een overzicht gegeven van de berekende grootheden die gebruikt zullen worden in de volgende hoofdstukken, samen met hun fout. De berekeningen zijn grotendeels geïnspireerd op [3]. Indien verschillende apparatuur gebruikt werd bij de verschillende proefstanden, zullen de foutenanalyse ook opgesplitst worden per proefstand. Om de fout op de berekende grootheden te berekenen, gaan we uit van de formule van Taylor [51] die de fout op een willekeurige functie $q = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ definieert als:

$$\delta q = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial x_1} \cdot \delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial x_2} \cdot \delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial q}{\partial x_n} \cdot \delta x_n\right)^2}$$

A.2 Grootheden en fouten

Met M_e het effectief koppel [Nm], n het toerental [rpm], B het brandstofverbruik [kg/h], V_s de totale cilinderinhoud [m^3] en H_u de onderste verbrandingswaarde [kJ/kg] definiëren we de grootheden als:

A.2.1 Effectief vermogen

$$P_e = 2 \cdot \pi \cdot \frac{M_e}{1000} \cdot \frac{n}{60} \quad [kW]$$

$$\delta P_e = \frac{1}{30000} \sqrt{\pi^2 n^2 \delta M_e^2 + \pi^2 M_e^2 \delta n^2} \quad [kW]$$

Waarbij:

- voor de Volvo-proefstand: $\delta n = 5$ rpm en $\delta M_e = 0.6$ Nm [3],
- voor de Audi-proefstand: $\delta n = 5$ rpm en $\delta M_e = 0.6$ Nm [40],
- voor de VW-proefstand: $\delta n = 2 \cdot \sigma_n$ en $\delta M_e = 2 \cdot \sigma_M$, waarbij σ = de standaarddeviatie en waarbij met twee keer de standaardafwijking een confidentieinterval van 95% overeenstemt.

De metingen op de VW-proefstand laten het gebruik van deze methode toe, omdat met de *Logging 1M* optie van *MoTeC M800* de meetgegevens van een groot aantal parameters gedurende een aantal seconden worden weggeschreven. Op deze grote reeks gegevens kunnen we dan een statistische analyse doen.

A.2.2 Gemiddelde effectieve druk (BMEP)

$$BMEP = \frac{P_e}{V_s \cdot n / 60 \cdot \chi \cdot 100} \quad [bar]$$

$$\delta BMEP = \frac{6}{5} \sqrt{\frac{\delta P_e^2}{V_s^2 n^2} + \frac{P_e^2 \delta n^2}{V_s^2 n^4}} \quad [bar]$$

A.2.3 Specifiek brandstofverbruik (BSFC)

$$BSFC = \frac{B}{P_e} \cdot 1000 \quad \left[\frac{g}{kWh} \right]$$

$$\delta BSFC = 1000 \cdot \sqrt{\frac{B^2 \cdot \delta P_e^2}{P_e^4} + \frac{\delta B^2}{P_e^2}} \quad \left[\frac{g}{kWh} \right]$$

waarbij:

- voor de Volvo- en Audi-proefstanden:

$$B = \frac{m_{voor} - m_{na}}{t_{voor} - t_{na}} \quad \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\delta B = \sqrt{2 \frac{\delta m^2}{(t_{voor} - t_{na})^2} + 2 \frac{(m_{voor} - m_{na})^2 \delta t^2}{(t_{voor} - t_{na})^4}} \quad \left[\frac{kg}{h} \right]$$

met :

- voor metingen op benzine:

$$\delta m = 0.001 \text{ kg (Sartorius balans)}$$

$$\delta t = 0.5 \text{ s}$$

- voor metingen op methanol:

$$\delta m = 0.001 \text{ kg (Mettler-Toledo balans)}$$

$$\delta t = 0.5 \text{ s}$$

- voor metingen op waterstof: Bronkhorst In-Flow F-116AI-FD-00-V (Volvo-proefstand) en Bronkhorst In-Flow F-113AC-FDD-00-V (Audi-proefstand):

$$\delta B = 0.02 \text{ kg/h [40]}$$

- voor de VW-proefstand: het kalibratieblad van de vloeistofdebietsmeter Bronkhorst Cori-flow M55-AGD-55-0 schrijft als absolute fout voor:

$$\delta B = 0.2\% \cdot MV + \text{zero-stability} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

met zero-stability = 0.100 kg/h en $MV = \text{Measured Value}$.

A.2.4 Effectief rendement

$$\eta_e = \frac{P_e \cdot 3600}{B \cdot H_u} \quad [\%]$$

$$\delta \eta_e = 3600 \cdot \sqrt{\frac{\delta P_e^2}{B^2 \cdot H_u^2} + \frac{P_e^2 \cdot \delta B^2}{H_u^2 \cdot B^4}} \quad [\%]$$

A.2.5 Geïndiceerd rendement

$$\eta_i = \frac{W_i \cdot n \cdot 3600}{60 \cdot 2 \cdot B \cdot 1000 \cdot H_u} \quad [\%]$$

$$\delta \eta_i = 0.03 \cdot \sqrt{\frac{W_i^2 \cdot \delta n^2}{B^2 \cdot H_u^2} + \frac{W_i^2 \cdot n \cdot \delta B^2}{H_u^2 \cdot B^4}} \quad [\%]$$

Waarbij de fout op de geïndiceerde arbeid werd verwaarloosd.

A.2.6 Mechanisch rendement

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad [\%]$$

$$\delta\eta_m = 3600 \cdot \sqrt{\frac{\delta P_e^2}{B^2 \cdot H_u^2} + \frac{P_e^2 \cdot \delta B^2}{H_u^2 \cdot B^4}} \quad [\%]$$

Waarbij de fout op het geïndiceerd vermogen werd verwaarloosd.

A.2.7 Leveringsgraad

$$\lambda_l = \frac{\dot{m}_{\text{werkelijk}}}{\dot{m}_{\text{theoretisch}}} = \frac{\dot{m}_{\text{lucht}} + \dot{m}_{\text{brandstof}}}{m_{\text{theoretisch}} \cdot n \cdot \chi}$$

$$\delta\lambda_l = \frac{1}{m_{\text{theoretisch}} \cdot n \cdot \chi} \cdot (\delta\dot{m}_{\text{lucht}}^2 + \delta\dot{m}_{\text{brandstof}}^2 + (\dot{m}_{\text{lucht}} + \dot{m}_{\text{brandstof}})^2 \cdot \frac{1}{n^2} \cdot \delta n^2)^{\frac{1}{2}}$$

met $\chi = 1/2$ voor viertakt motoren en $\delta\dot{m}_{\text{brandstof}} = \delta B$; \dot{m}_{lucht} en $\dot{m}_{\text{brandstof}}$ worden gemeten; $m_{\text{theoretisch}}$ wordt berekend zoals uitgelegd in [3].

En verder:

- voor de Volvo-proefstand: MAF-sensor:

$$\delta\dot{m}_{\text{lucht}} = 0.03 \cdot \dot{m}_{\text{lucht}} \quad [3]$$

- voor de Audi-proefstand: Bronkhorst Hi-tech F-106BZ-HD-01-V:

$$\delta\dot{m}_{\text{lucht}} = 0.6 \text{ Nm}^3/\text{h} = 0.2 \text{ g/s} \quad [40]$$

- voor de VW-proefstand: $\delta\dot{m}_{\text{lucht}} = 2 \cdot \sigma \cdot \dot{m}_{\text{lucht}}$.

A.2.8 Emissiemetingen

Foutenanalyse

- Wat betreft de Volvo- en de Audi-proefstanden: emissiemeetkast labo:

- Maihak Oxor-P S710:

$$\delta O_2 = 0.25 \text{ vol\%}$$

- Signal Hydrocarbon Analyser Model 3001:

$$\delta HC = 1\% \cdot FS$$

met $FS = Full Scale = 1000 \text{ ppm}$

- Maihak Multor 610:

$$\delta CO = 1.5\% \cdot FS + 1\% \cdot MV$$

met $FS = 12 \text{ vol\%}$ en $MV = \text{Measured Value}$

- Maihak Multor 610:

$$\delta CO_2 = 1.5\% \cdot FS + 1\% \cdot MV$$

met $FS = 15 \text{ vol\%}$

- Maihak Multor 610:

$$\delta NO_x = 1.5\% \cdot FS + 1\% \cdot MV$$

met $FS = 5000 \text{ ppm}$

- Wat betreft de VW-proefstand: uitlaatgasanalysetoestel Hermann HGA 400:

- O_2 :

$$MV < 2 \text{ vol\%} : \delta O_2 = 0.1 \text{ vol\%}$$

$$MV \geq 2 \text{ vol\%} : \delta O_2 = 0.05 \cdot MV$$

- HC:

$$MV < 220 \text{ ppm} : \delta HC = 11 \text{ ppm}$$

$$MV \geq 220 \text{ ppm} : \delta HC = 0.05 \cdot MV$$

- CO:

$$MV < 1.2 \text{ vol\%} : \delta CO = 0.06 \text{ vol\%}$$

$$MV \geq 1.2 \text{ vol\%} : \delta CO = 0.05 \cdot MV$$

- CO_2 :

$$MV < 10 \text{ vol\%} : \delta CO_2 = 0.5 \text{ vol\%}$$

$$MV \geq 10 \text{ vol\%} : \delta CO_2 = 0.05 \cdot MV$$

- NO_x :

$$MV < 500 \text{ ppm} : \delta NO_x = 50 \text{ ppm}$$

$$MV \geq 500 \text{ ppm} : \delta NO_x = 0.10 \cdot MV$$

Vochtigheidscorrectie voor NO_x

Voor de NO_x -uitstoot wordt een aparte factor K_H opgesteld, die enkel rekening houdt met de absolute luchtvochtigheid $y_{\text{H}_2\text{O}}$:

$$K_H = 0.6272 + 44.030 \cdot 10^{-3} \cdot y_{\text{H}_2\text{O}} - 0.862 \cdot 10^{-3} \cdot y_{\text{H}_2\text{O}}^2$$

De NO_x -concentratie in de natte uitlaatgassen bedraagt dan $\text{NO}_{x,\text{nat}} = K_H \cdot \text{NO}_{x,\text{droog}}$

Specifieke emissie in g/kWh

Het massadebiet wordt voor elke component x berekend als volgt:

$$\dot{m}_x = \frac{MW_x}{MW_{\text{brandstof}}} \cdot \frac{\text{vol}\%_x \cdot B \cdot 1000}{(\text{vol}\%_{\text{CO}_2,\text{nat}} - \text{vol}\%_{\text{CO}_2,\text{lucht}}) + \text{vol}\%_{\text{CO}_{\text{nat}}} + \text{vol}\%_{\text{HC}_{\text{nat}}}} \quad [\text{g/h}]$$

Daarbij is:

- $MW_{\text{brandstof}} = 12.0107 + \alpha \cdot 1.00794 + \beta \cdot 15.9994$ [g/mol]
- β = de verhouding zuurstof tot koolstof
- B = brandstofverbruik in kg/h
- $1 \text{ ppm} = \frac{1 \text{ gas volume}}{10^6 \text{ air volumes}}$

En met vanzelfsprekend $MW_{\text{MeOH}} = 32.04186$ g/mol. De specifieke emissie wordt vervolgens bekomen door het massadebiet te delen door het vermogen aan de krukas, P_e .

A.3 Berekening EGR%

Om de hoeveelheid gerecirculeerde uitlaatgassen te kunnen vergelijken, wordt gebruik gemaakt van EGR%. Deze wordt als volgt gedefinieerd:

$$\text{EGR}\% = \frac{\dot{m}_{\text{EGR}}}{\dot{m}_{\text{EGR}} + \dot{m}_{\text{lucht}} + \dot{m}_{\text{brandstof}}} \quad (\text{A.1})$$

Hierbij zijn \dot{m}_{lucht} , $\dot{m}_{\text{brandstof}}$ en \dot{m}_{EGR} respectievelijk het massadebiet verse lucht, het brandstofdebiet en het massadebiet van de gerecirculeerde uitlaatgassen. Het luchtdebiet wordt op de Audi-proefstand rechtstreeks gemeten door de luchtmassameter. Het

brandstofdebiet kan gravimetrisch opgemeten worden voor methanol en benzine, en via een debietsmeter (Bronkhorst Hi-tech F-113AC-HDD-55V) opgemeten worden voor waterstof. Het massadebiet EGR kan niet rechtstreeks opgemeten worden. Bij waterstof zijn er drie methodes om dit debiet te begroten waarbij de methode die gebruikt maakt van O₂-molbalans in het inlaat- en uitlaatkanaal als meest correcte werd bevonden. Hiervoor verwijzen we naar [3]. Bij benzine en methanol kan het massadebiet EGR berekend worden uit de CO₂-molbalans.

De CO₂-molbalans steunt op de massabehoudswet bij de menging van twee gasstromen in een gesloten systeem. Hierbij geldt volgende molbalans:

$$n_{CO_2, mix} = n_{CO_2, lucht} + n_{CO_2, EGR} \quad (A.2)$$

A.3.1 Afleiding van EGR%

Het EGR-massadebiet kan als volgt geschreven worden:

$$\dot{m}_{EGR} = \dot{n}_{EGR} \cdot MW_{EGR} \quad (A.3)$$

Eerst wordt \dot{n}_{EGR} bepaald. We schrijven dit als:

$$\dot{n}_{EGR} = \frac{y_{EGR, mix}}{y_{lucht, mix}} \cdot \dot{n}_{lucht} \quad (A.4)$$

De molaire fracties $y_{EGR, mix}$ en $y_{lucht, mix}$ kunnen berekend worden uit de molaire fracties $y_{CO_2, lucht}$, $y_{CO_2, EGR}$ en $y_{CO_2, mix}$ die via de gasanalysetoestellen opgemeten kunnen worden. \dot{n}_{lucht} kan via de moleculaire massa van lucht berekend worden uit het luchtdebiet dat rechtstreeks via een luchtmassameter opgemeten wordt. Door substitutie van volgende vergelijkingen:

$$\begin{cases} MW_{EGR} = y_{CO_2, EGR} \cdot MW_{CO_2, EGR} + y_{restgassen, EGR} \cdot MW_{restgassen, EGR} \\ MW_{lucht} = y_{CO_2, lucht} \cdot MW_{CO_2, lucht} + y_{restgassen, lucht} \cdot MW_{restgassen, lucht} \\ MW_{mix} = y_{CO_2, mix} \cdot MW_{CO_2, mix} + y_{restgassen, mix} \cdot MW_{restgassen, mix} \end{cases} \quad (A.5)$$

in:

$$MW_{mix} = y_{lucht} \cdot MW_{lucht} + y_{EGR} \cdot MW_{EGR}$$

kan men tot volgende vergelijking komen:

$$y_{CO_2, mix} = y_{CO_2, lucht} \cdot y_{lucht, mix} + y_{CO_2, EGR} \cdot y_{EGR, mix} \quad (A.6)$$

De restgassen worden gedefinieerd als alle gassen uitgezonderd CO_2 .

De substitutie van $y_{lucht,mix} = 1 - y_{EGR,mix}$ in vergelijking A.6 leidt tot een uitdrukking voor $y_{EGR,mix}$. Een analoge substitutie leidt tot een uitdrukking voor $y_{lucht,mix}$. Wanneer deze twee uitdrukkingen gesubstitueerd worden in vergelijking A.4 krijgen we volgende uitdrukking:

$$\dot{n}_{EGR} = \left(\frac{y_{\text{CO}_2, lucht} - y_{\text{CO}_2, mix}}{y_{\text{CO}_2, mix} - y_{\text{CO}_2, EGR}} \right) \cdot \dot{n}_{lucht} \quad (\text{A.7})$$

Het EGR-massadebiet kan nu als volgt geschreven worden:

$$\dot{m}_{EGR} = \frac{1}{MW_{lucht}} \cdot \dot{m}_{lucht} \cdot MW_{EGR} \cdot \Delta y_{\text{CO}_2} \quad (\text{A.8})$$

met:

$$\Delta y_{\text{CO}_2} = \frac{y_{\text{CO}_2, lucht} - y_{\text{CO}_2, mix}}{y_{\text{CO}_2, mix} - y_{\text{CO}_2, EGR}}. \quad (\text{A.9})$$

Om het EGR% te berekenen dienen enkel de moleculaire massa's (*Eng: molecular weight, MW*) van lucht en van de uitlaatgassen van benzine en methanol nog berekend te worden. Hiervoor wordt gebruik gemaakt van de luchtsamenstelling enerzijds en de verbrandingsvergelijking van methanol en benzine anderzijds.

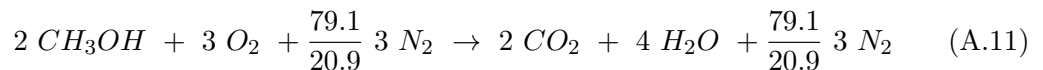
- MW_{lucht}

Praktisch gezien bestaat lucht uit 20.9% O_2 en 79.1% N_2 . De moleculaire massa van lucht kunnen we schrijven als:

$$MW_{lucht} = 0.209 \cdot MW_{\text{O}_2} + 0.791 \cdot MW_{\text{N}_2} \quad (\text{A.10})$$

- MW_{EGR}

Om de moleculaire massa's van de uitlaatgassen te berekenen wordt de verbrandingsreactie gebruikt. Voor methanol hebben we volgende verbrandingsreactie (bij $\lambda=1$):



De molaire fracties van de verschillende componenten in de uitlaatgassen kunnen eenvoudig berekend worden:

$$y_{\text{CO}_2} = \frac{2}{(2 + 4 + 3\frac{79.1}{20.9})}, \quad y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{4}{(2 + 4 + 3\frac{79.1}{20.9})}, \quad y_{\text{N}_2} = \frac{3\frac{79.1}{20.9}}{(2 + 4 + 3\frac{79.1}{20.9})} \quad (\text{A.12})$$

Met deze fracties kan de moleculaire massa van de uitlaatgassen bij methanol berekend worden net zoals die van lucht berekend wordt.

$$MW_{EGR} = y_{CO_2} \cdot MW_{CO_2} + y_{H_2O} \cdot MW_{H_2O} + y_{N_2} \cdot MW_{N_2} \quad (A.13)$$

Op dezelfde manier wordt de moleculaire massa van de uitlaatgassen van benzine berekend.

A.3.2 Fout op het EGR%

De fout op het EGR% wordt als volgt berekend:

$$\delta EGR\% = \sqrt{\frac{(\dot{m}_{lucht} + \dot{m}_{MeOH})^2 \cdot \delta \dot{m}_{EGR}^2 + \delta m_{EGR}^2 \cdot (\delta \dot{m}_{lucht}^2 + \delta \dot{m}_{MeOH}^2)}{(\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{lucht} + \dot{m}_{MeOH})^4}} \quad [\%]$$

waarbij $\delta \dot{m}_{MeOH} = \delta B$ en

$$\delta \dot{m}_{EGR} = \sqrt{\left(\frac{MW_{EGR}}{MW_{lucht}}\right)^2 \cdot (\Delta y_{CO_2}^2 \cdot \delta \dot{m}_{lucht}^2 + \dot{m}_{lucht}^2 \cdot \delta \Delta y_{CO_2}^2)}$$

$$\delta \Delta y_{CO_2} = \sqrt{\frac{1}{(y_{CO_2, mix} - y_{CO_2, EGR})^2} \cdot ((\Delta y_{CO_2} + 1)^2 + \Delta y_{CO_2}^2) \cdot \delta y_{CO_2}^2} \quad [vol\%]$$

met δy_{CO_2} de fout op de CO_2 metingen, zie sectie A.2.8.

A.4 Coefficient of Variation

De spreiding van de verschillende motorcycli wordt uitgedrukt door de cyclusvariatiecoëfficiënt (*Eng: Coefficient of Variation, CoV*). De CoV wordt gedefinieerd als de verhouding van de standaardafwijking van de gemiddelde geïndiceerde effectieve druk (*Eng: indicated mean effective pressure, IMEP*) over de gemiddelde IMEP.

$$CoV = \frac{\sigma_{IMEP}}{\mu_{IMEP}}$$

Bijlage B

Startup Volvo-engine

In this appendix, the startup of the Volvo-engine for operation and measurements on gasoline, methanol and hydrogen is explained. Before measurements can be done, the engine must warm up. To do that, the following procedure must be completed.

B.1 Startup on gasoline

- Turn on the battery.
- Switch on the distributing-plug: the cooling pump of the eddy current brake is plugged in there.
- Turn on the λ -sensor.
- Switch on the Schenck-bench: the tumbler switch below the table (red light is on) and the green button above the table (displays light up); set the selector switch to 'gasoline' (*in Dutch: 'benzine'*).
- VERY IMPORTANT: Turn on the exhaust ventilation system (green button on the pillar), open the cooling water valve.
- Turn on the crankcase ventilation. This is done by starting the PC of the Audi test setup and opening the program 'DAQ Audi firing v27 (in *Labview*) (sic). This is very important if the engine is running on hydrogen!
- Start up the gasoline fuel system: plug it in and press the start button after a few seconds. Check if the fuel pump is working: the pressure should be about 3 bar.
- Turn on the emission measurement systems by turning the switch to '1'(red light is burning) and switching on the variable suction pump. Connect the tube coming from the Volvo engine exhaust with the input channel 'Meetpunt 1', in the back of

the cabinet. Make sure the valve on the frontside of the cabinet is in the correct position (also 'Meetpunt 1'). Empty the condensate cup if necessary.

- Open the HC-valve for HC-measurements and connect the compressed air in the back of the HC-measurement device.
- Turn on the laptop and start the MoTeC-software (*MoTeC ECU Manager M800*). Load the file 'benzine_lambda1_oudeMAF (zonder filter).e35'.
- Turn on the ignition key on the MoTeC box.
- Set the throttle to about 20 % and adjust the speed at about 1500 rpm.
- Start the engine with the start button on the Schenck-bench.
- Run the engine until the temperature of the engine is constant.

B.2 Switching to methanol

- Stop the engine by pressing the red button.
- Switch of the gasoline fuel system by pressing the 'stop' button.
- Turn on the methanol fuel system: plug it in and press the 'start' button.
- Load the file 'methanol_lambda1_oude MAF waarden (zonder filter).e35' in *MoTeC*.
- Set the throttle to about 20 % and adjust the speed at about 1500 rpm.
- Start the engine with the start button on the Schenck-bench.
- Run the engine until the temperature of the cooling water (which you can see in *MoTeC*) stabilizes.
- Now, the measurements can start.

B.3 Switching to hydrogen

For measurements on hydrogen, the engine must also be warmed up. After the engine is warmed up, next steps have to be followed:

- The hydrogen is stored outside: first open the valve at the gas cylinders (SLOWLY) and then open the red valve (SLOWLY) near the wall, at the gas expansion devices. The available amount of hydrogen can be seen from the left-wing pressure gauge.

- Switch off the gasoline fuel system and set the selector switch to 'gas' (Schenck-bench).
- Turn open the H₂-valve (slowly!) and adjust the pressure to the value of 2 bar on the common rail.
- Load the H₂-mapping of your choice into MoTeC.
- Set the throttle in the choosen position and set the engine speed not too low, for example 1500 rpm.
- Start the engine by pushing the start button while turning the potentiometer to increase MAP (from a fully closed position rotated) until the engine starts. The MAP potentiometer controls the H₂-injection flow, not *MoTeC*, as is the case with methanol and gasoline. Now set the desired mixture with the potentiometer.
- After the measurements on hydrogen, it is best to remove the remaining hydrogen out of the fuel line, by closing the hydrogen on the pillar. The engine will simply fail.

B.4 Shutting down the engine

After the measurements, it is desirable to let the engine run on gasoline for several minutes. Methanol is much less lubricating than gasoline. Operation gasoline before shutting down is therefore good for the durability of the engine. Let the engine run for a minute or so. Afterwards, do not forget to fill in the logbook.

If something happens, remember you can always press the EMERGENCY BUTTON!

B.5 Pressure measurement procedure

1. Installation of the pressure pickups: the spark plug of the first cylinder is replaced by the measuring spark plug. In the inlet manifold, a piezoresistive pressure sensor is placed. A water-cooled piezoresistive pressure sensor is also placed in the exhaust manifold. The cooling of this sensor is very important!
2. Connection with the PC: the measuring spark plug is connected at the port 'piëzo 1'. Through this port, the signal is transmitted towards the amplifier. The calibration factor is 10.2 pC/bar and the scaling factor is 20 bar/V. This signal is transmitted to the first entrance of the DAQ-system. The piezoresistive pressure sensor is connected at the port 'piëzo-resistief', after which the signal is transmitted to the second entrance of the DAQ-system.

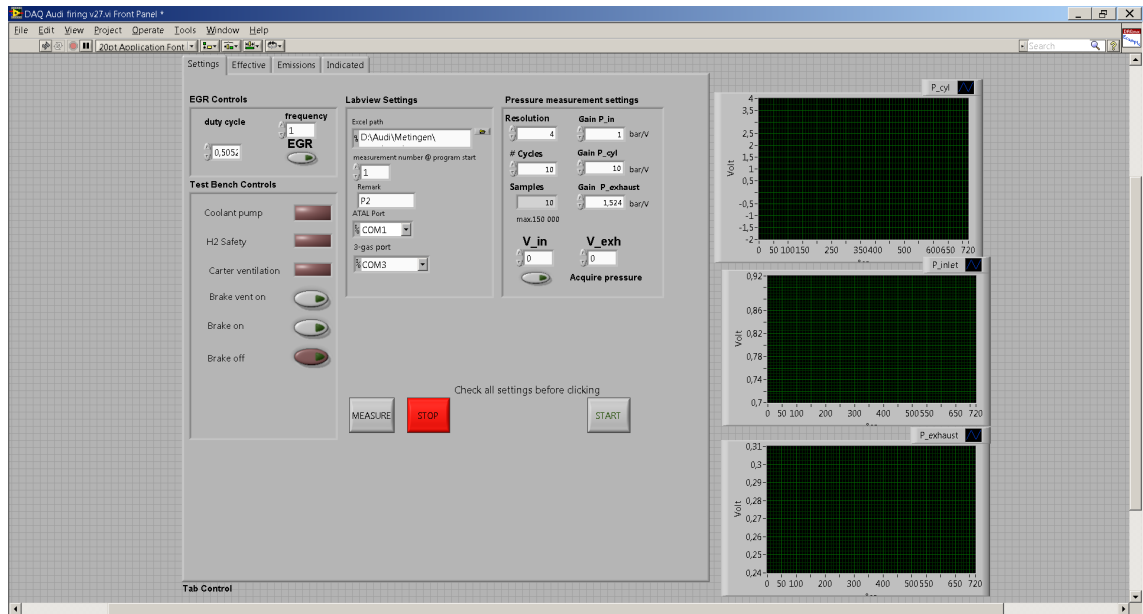
3. Data-acquisition via the PC: open the program 'meetkrt.exe'. For the first question: answer 'nee'. Now, a name for the file has to be chosen: maximum 7 symbols followed by '.prn'. Then, give in the number of channels: '3', followed by the scaling factors of the three pressure sensors: 20 bar/V, 1 bar/V and 1.5124 bar/V. Finally, give in the number of samples per degree crank angle (normally 4) and the number of cycles you want to log (normally 50). A pressure measurement can be done.

Bijlage C

Startup Audi-engine

C.1 Startup on compression (no combustion)

- Turn on the battery and the (power) distributing-plugs: all appliances should get power now.
- VERY IMPORTANT! Turn on the water cooling: turn the red valve completely open. Check if the water returns through the small tube.
- Power the UPS and start the computer.
- Check the *Hoekenencoder*: erase the error by pressing the switch down: the red light should burn.
- Check the Charge Amplifier: the following values must be set: 'T1:99E+1' and 'S1:00E+1'.
- Start the *Labview* program to measure the reference values of the pressure pickups: path: Data > Audi < Labview < 'referentie druksensoren'. Write down the measured values.
- Open the MS Office template for logging the measured values: rename the file 'template.xls': 'example_template.xls'.
- Start *Matlab*: this is necessary for the *Matlab* code inside the *Labview* program to work.
- Start the *Labview* test bench control program: path: Data > Audi > Labview > Labview Program Audi > 'DAQ Audi firing v27' (or latest):
 - First tab: 'Settings' (Figure C.1)



Figuur C.1: Audi test bench control: Labview 'Settings'

* Labview Settings:

- Set the folder for writing the logged data:
D:\Audi\Metingen\example_template.xls .
- 'Remark' should be 'P2'.
- 'ATAL Port' should be 'COM1'.
- '3-gas port' should be 'COM3'.

* Pressure measurement settings:

- Choose the resolution for the pressure measurements (number of samples per degree crank angle): default = 4.
- Choose the number of cycles for one measurement: default = 50.
- 'Gain P_in' should be '1'.
- 'Gain P_cyl' should be '10'.
- 'Gain P_exhaust' should be '1.5124'.
- 'V_in' should be the value of the reference value of the inlet pressure sensor measured earlier.
- 'V_exh' should be the value of the reference value of the exhaust pressure sensor measured earlier.

* Run the program.

* Test Bench Controls:

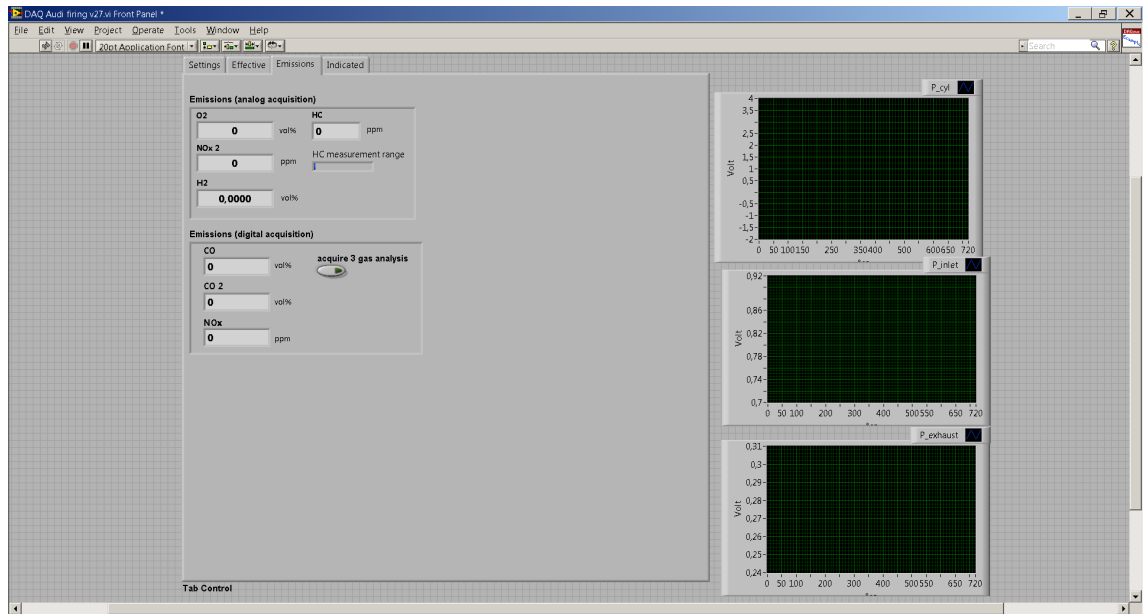
- Switch on the coolant pump.
- Switch on the brake vent

- Switch on the brake: the green light on the engine dashboard (right) should light up.
 - * Rotate the RPM button on the engine dashboard: the engine starts running now.
 - * Click the 'Acquire pressure' and 'START' (Settings > Pressure measurement settings): the indicators on the right will show the pressure measured.
- Second tab: 'Effective' (Figure C.2). This tab page shows all the real-time measured values. The indicator 'mass flow rate' gives the MAF in g/s. Measurements can start when the engine temperature has stabilized. To log the data of a point you want to measure, click 'MEASURE': you will be asked to give up a name for the '.prn'-file with the pressure data. A file will be created with the data of the pressure measurement. The measured values will be written to the Excel file.



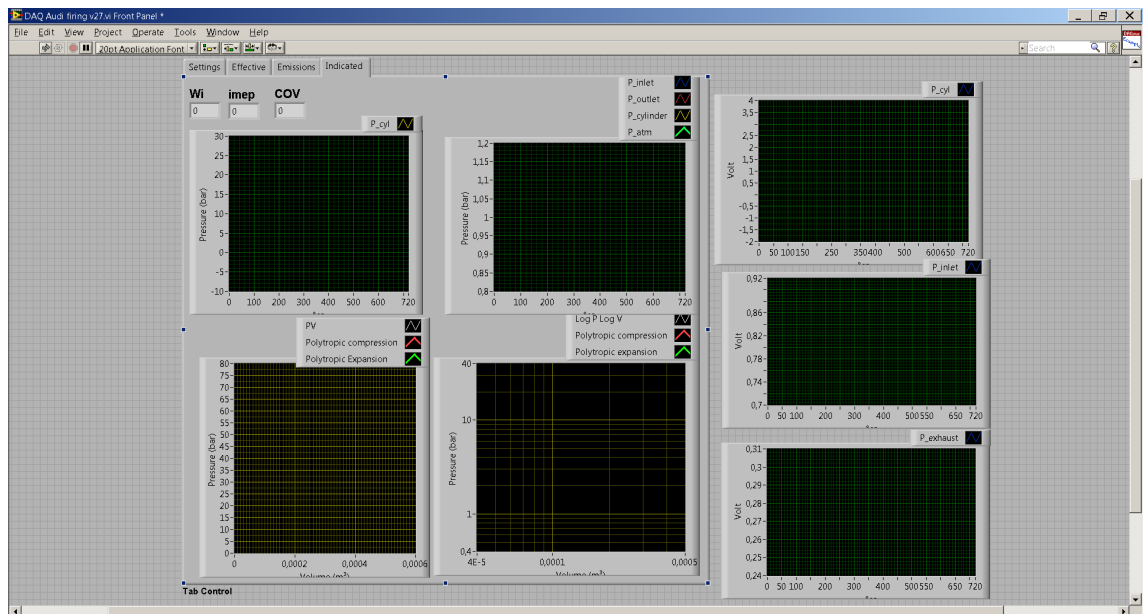
Figuur C.2: Audi test bench control: *Labview* 'Effective'

- Third tab: 'Emissions' (Figure C.3). This tab page gives the emission components, measured by the emission analyzers (not working properly yet).



Figuur C.3: Audi test bench control: *Labview* 'Emissions'

- Fourth tab: 'Indicated' (Figure C.4). This tab gives the pressure diagrams, calculated by *Matlab*.



Figuur C.4: Audi test bench control: *Labview* 'Indicated'

C.2 Startup on hydrogen

- Turn on the emission measurement systems by turning the switch to '1' (red light is burning) and switching on the variable suction pump. Connect the

tube coming from the Volvo engine exhaust with the input channel 'Meetpunt 1', in the back of the cabinet. Make sure the valve on the frontside of the cabinet is in the correct position (also 'Meetpunt 1'). Empty the condensate cup if necessary.

- **IMPORTANT:** Turn on the exhaust ventilation system (green button on the pillar near the Volvo test bench).
- The hydrogen is stored outside: first open the valve at the gas cylinders (slowly!) and then open the red valve (SLOWLY) near the wall, at the gas expansion devices. The available amount of hydrogen can be seen from the left-wing pressure gauge.
- Turn open the H₂-valve (SLOWLY) and adjust the pressure to the value of 2 bar.
- Turn on the λ sensor.
- Turn on the key.
- **VERY IMPORTANT:** the fuel selector should be on 'gasoline/MeOH' and check if no fuel system (gasoline or methanol) is connected. Now, no hydrogen will be injected when the engine starts rotating.
- Run *MoTeC M4* and load the H₂-mapping of your choice.
- Follow the steps (section C.1) above, but in the tab 'Settings', at 'Test Bench Controls': also turn on the 'H2 Safety' and the 'Carter ventilation' (**IMPORTANT**).
- If the engine is running (on compression), the fuel selector can be set on 'gas': injection of hydrogen can be adjusted by rotating the H₂-button.
- After the measurements on hydrogen, it is best to remove the remaining hydrogen out of the fuel line, by cutting off the hydrogen supply. The engine will simply run out of hydrogen and starts working on compression.

C.3 Startup on gasoline or methanol

- Turn on the emission measurement systems by turning the switch to '1'(red light is burning) and switching on the variable suction pump. Connect the tube coming from the Volvo engine exhaust with the input channel 'Meetpunt 1', in the back of the cabinet. Make sure the valve on the frontside of the cabinet is in the correct position (also 'Meetpunt 1'). Empty the condensate cup if necessary.

- IMPORTANT: Turn on the exhaust ventilation system (green button on the pillar near the Volvo test bench).
- Connect the fuel system with the injector and power up the fuel system by pressing 'start'.
- Turn on the λ sensor.
- Turn on the key.
- VERY IMPORTANT: the fuel selector should be on 'gas' and check if the H_2 supply is disconnected. Now, no fuel will be injected if the engine starts rotating.
- Run *MoTeC M4* and load the mapping of your choice (recent mappings: 'Benzine_lambda1Audi' and 'MeOH_lambda1AudiLM').
- Follow the steps (section C.1) above, but in the tab 'Settings', at 'Test Bench Controls': also turn on the 'Carter ventilation' (IMPORTANT).
- If the engine is running (on compression), the fuel selector can be set on 'gasoline/MeOH': injection of gasoline or methanol will start.

C.4 Shutting down the engine

After the measurements, the engine has to be flushed with gasoline for several minutes. Methanol is much less lubricating than gasoline. Rinsing with gasoline is therefore good for the durability of the engine. Let the engine run for a minute or so. Afterwards, do not forget to fill in the logbook.

If something happens, remember you can always press the EMERGENCY BUTTON!

Bijlage D

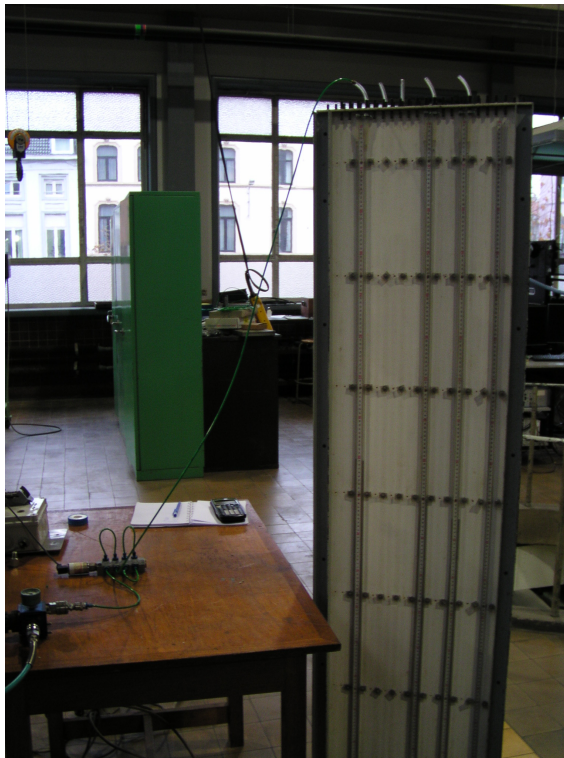
Kalibratie druksensoren Audi-proefstand

Eén van de praktische taken tijdens onze thesis was het kalibreren van allerlei sensoren. In deze bijlage wordt beschreven hoe de druksensoren P_voor_compr, P_na_compr en P_dempvat van de Audi-proefstand werden gekalibreerd. Meer precies is het de bedoeling de spanningswaarde (in Volt) die de sensoren uitsturen (en dus die de DAQ inleest) te koppelen aan de werkelijke druk.

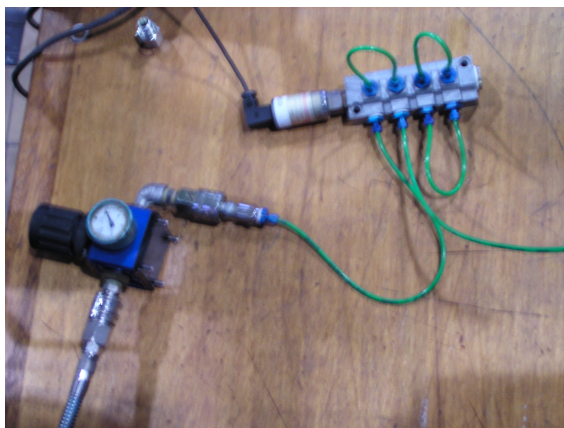
De kalibratie gebeurde met behulp van de kalibratiemodule van het programma *Measurement & Automation Explorer (Labview)* en een zelf ontwikkelde opstelling (zie figuur D.1 links). De opstelling bestaat eenvoudigweg uit de kwikkolom uit het labo (van de Volvo-diesel) en een klein apparaatje waarop de druksensor en perslucht kunnen worden op aangesloten, zie figuur D.1 rechts.

De kalibratie is betrekkelijk eenvoudig en gebeurt als volgt:

- (a) Controleer voor welke drukken de sensor geschikt is en zorg dat de aangelegde drukken zeker binnen deze waarden blijven.
- (b) Connecteer de druksensor met het DAQ-systeem,
Schroef de druksensor op de voorziene plaats,
Koppel de perslucht aan: om de druk te regelen gebruiken we de drukregelaar van de carterventilatie (zie figuur D.1 (b)).
- (c) Stel een bepaalde druk in met de drukregelaar; de druk wordt nauwkeurig afgelezen van de kwikkolom. Door de afgelezen waarde aan de uitgelezen waarde in *Measurement & Automation Explorer* te linken, ontstaat een kalibratietabel voor de sensor.



(a) Opstelling kalibratie druksensoren



(b) Drukregelaar carterventilatie en connector druksensor/perslucht

Figuur D.1: Kalibratie druksensoren Audi-proefstand

Bijlage E

Meetresultaten

In deze bijlage worden alle meetresultaten weergegeven. Eerst van de Volvo-proefstand, dan van de Audi-proefstand en als laatste van de VW-proefstand.

Volvo-proefstand: Benzine – atmosferisch

	Benzine																				
	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	24/03/2011	
Datum																					
Omgevingsvoorwaarden																					
$P_{atmosfeer}$ (Pa)	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200	103200
$T_{atmosfeer}$ (°C)	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21
relatieve vochtigheid (%)	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46	46
$\rho_{O_2, lucht}$ (kg/m ³)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Constant gehouden grootheden																					
λ	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
valve timing (°ca BTDC)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Variërende grootheden																					
$M_{ingesteld}$ (Nm)	20	20	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	60	60	60	60	60	60	80
toerental _{ingesteld} (rpm)	2500	3500	4500	1500	2500	3500	4500	1500	2500	3500	4500	1500	2500	3500	4500	1500	2500	3500	4500	1500	2500
Gemeten grootheden																					
MBT-timing (°ca BTDC)	27	31	34	25	26	28	32	25	26	28	32	25	26	28	32	25	26	28	32	25	27
TP (%)	19,5	29,0	37,0	14,0	26,0	35,0	43,5	14,0	26,0	35,0	43,5	14,0	26,0	35,0	43,5	19,5	32,0	41,5	50,5	27,0	48,5
MAF (g/s)	13,3	19,4	26,7	10,3	17,3	25,2	34,1	10,3	17,3	25,2	34,1	10,3	17,3	25,2	34,1	13,1	21,2	30,8	42,2	16,2	36,3
meettijd (s)	120	270	180	210	150	120	120	210	150	120	120	210	150	120	120	120	120	120	120	120	120
m_{voor} (kg)	15,990	15,224	14,525	13,830	13,540	12,950	12,040	13,830	13,540	12,950	12,040	13,830	13,540	12,950	12,040	11,360	9,630	8,670	8,090	17,490	16,320
m_{naar} (kg)	15,898	14,904	14,223	13,702	13,382	12,756	11,784	13,702	13,382	12,756	11,784	13,702	13,382	12,756	11,784	11,273	9,468	8,441	7,776	17,373	16,748
$T_{inlaat, gemiddeld}$ (°C)	701	773	820	584	714	788	815	584	714	788	815	584	714	788	815	603	718	775	804	602	712
NO_x (ppm)	986,0	1603,0	2363,0	2480,0	2153,0	2625,0	3165,0	2480,0	2153,0	2625,0	3165,0	2480,0	2153,0	2625,0	3165,0	3038,0	2779,0	3342,6	3701,0	3488,4	3386,0
CO_2 (vol%)	14,564	14,632	14,495	14,210	14,656	14,746	14,431	14,210	14,656	14,746	14,431	14,210	14,656	14,746	14,431	14,635	14,709	14,632	14,390	14,520	14,634
CO (vol%)	0,187	0,269	0,278	0,212	0,289	0,274	0,422	0,212	0,289	0,274	0,422	0,212	0,289	0,274	0,422	0,199	0,432	0,296	0,625	0,223	0,382
O_2 (vol%)	0,990	0,617	1,018	1,039	0,850	0,706	1,044	1,039	0,850	0,706	1,044	1,039	0,850	0,706	1,044	1,002	0,680	0,830	1,070	1,060	0,765
λ	1,01	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Berekende grootheden																					
P_e (kW)	5,236	7,330	9,425	6,283	10,472	14,661	18,850	6,283	10,472	14,661	18,850	6,283	10,472	14,661	18,850	9,425	15,708	21,991	28,274	12,566	20,944
MAF _{berekend} (g/s) (via λ_{nomoor})	11,305	17,304	24,496	8,999	15,379	23,603	31,147	8,999	15,379	23,603	31,147	8,999	15,379	23,603	31,147	10,585	19,710	27,862	38,203	14,235	23,360
brandstofverbruik B (kg/h)	2,76	4,27	6,04	2,19	3,79	5,82	7,68	2,19	3,79	5,82	7,68	2,19	3,79	5,82	7,68	2,61	4,86	6,87	9,42	3,51	5,76
b_g = BSFC (g/ekWh)	527,12	582,05	640,86	349,23	622,11	396,98	407,44	349,23	622,11	396,98	407,44	349,23	622,11	396,98	407,44	276,93	309,40	312,40	333,16	279,32	275,02
λ_{BMEP} berekend (-) (via MAF)	1,19	1,12	1,09	1,16	1,12	1,07	1,09	1,16	1,12	1,07	1,09	1,16	1,12	1,07	1,09	1,24	1,08	1,11	1,10	1,14	1,07
BMEP (bar)	1,410	1,410	1,410	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	4,229	4,229	4,229	4,229	5,638	5,638
η_{poc} (%)	25,35%	27,72%	30,52%	33,26%	34,49%	37,81%	38,80%	33,26%	34,49%	37,81%	38,80%	33,26%	34,49%	37,81%	38,80%	39,56%	44,20%	44,63%	47,60%	53,20%	52,38%
Geïndiceerde grootheden																					
Wi (Joule/Cycle)	106,19	122,39	135,89	172,41	174,73	188,74	197,31	172,41	174,73	188,74	197,31	172,41	174,73	188,74	197,31	232,02	236,28	255,92	262,81	299,23	300,58
imep (bar)	2,3817	2,7451	3,048	3,867	3,9193	4,2335	4,4256	3,867	3,9193	4,2335	4,4256	3,867	3,9193	4,2335	4,4256	5,2041	5,2997	5,7402	5,8948	6,7116	6,7419
P4 (kW)	8,8488	14,2786	20,3836	8,6203	14,5611	22,0201	29,5965	8,6203	14,5611	22,0201	29,5965	8,6203	14,5611	22,0201	29,5965	11,6008	19,6899	29,8569	39,4215	14,9613	25,0481
Cov (%)	7,44%	35,50%	5,02%	1,23%	21,00%	2,43%	2,38%	1,23%	21,00%	2,43%	2,38%	1,23%	21,00%	2,43%	2,38%	1,01%	1,89%	1,37%	1,72%	1,15%	1,05%
η_i (%)	59,17%	51,34%	46,24%	72,89%	71,92%	66,58%	63,69%	72,89%	71,92%	66,58%	63,69%	72,89%	71,92%	66,58%	63,69%	81,24%	79,78%	73,66%	71,72%	83,99%	83,61%
η_o (%)	26,91%	28,08%	28,32%	32,97%	32,22%	31,75%	32,34%	32,97%	32,22%	31,75%	32,34%	32,97%	32,22%	31,75%	32,34%	37,30%	34,00%	36,47%	35,12%	35,77%	36,49%
η_e (%)	15,92%	14,42%	13,09%	24,03%	23,17%	21,14%	20,60%	24,03%	23,17%	21,14%	20,60%	24,03%	23,17%	21,14%	20,60%	30,30%	27,12%	26,86%	25,19%	30,04%	30,51%
Berekende nauwkeurigheden																					
dP (kW)	0,157	0,220	0,283	0,097	0,158	0,221	0,284	0,097	0,158	0,221	0,284	0,097	0,158	0,221	0,284	0,099	0,160	0,222	0,284	0,103	0,163
dh_e (%)	0,55%	0,44%	0,40%	0,46%	0,42%	0,38%	0,35%	0,46%	0,42%	0,38%	0,35%	0,46%	0,42%	0,38%	0,35%	0,61%	0,40%	0,36%	0,31%	0,47%	0,37%
brandstof (kg/h)	0,045	0,022	0,037	0,025	0,038	0,055	0,062	0,025	0,038	0,055	0,062	0,025	0,038	0,055	0,062	0,045	0,051	0,059	0,070	0,047	0,054
dO ₂ (vol%)	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250
dCO (vol%)	0,182	0,183	0,183	0,182	0,183	0,183	0,183	0,182	0,183	0,183	0,183	0,182	0,183	0,183	0,183	0,182	0,184	0,183	0,186	0,182	0,184
dCO ₂ (vol%)	0,371	0,371	0,370	0,369	0,372	0,372	0,369	0,371	0,372	0,372	0,369	0,371	0,372	0,372	0,369	0,371	0,372	0,371	0,369	0,370	0,371
dNO _x (ppm)	84,9	91,0	98,6	99,8	96,5	101,3	106,7	99,8	96,5	101,3	106,7	99,8	96,5	101,3	106,7	105,4	102,8	108,4	112,0	109,9	108,9

Volvo-proefstand: Methanol – atmosferisch

	23/03/2011				25/03/2011				25/03/2011				25/03/2011				25/03/2011				25/03/2011			
	103720	103720	103720	103720	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	102100	
Methanol																								
Omgevingsvoorwaarden																								
$P_{atmosfeer}$ (Pa)	19,6	19,6	19,6	19,6	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	
$T_{atmosfeer}$ (°C)	49	49	49	49	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	
relatieve vochtigheid (%)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	
$\rho_{O_{2,licht}}$ (kg/m³)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Constant gehouden grootheden																								
lambda (-)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
valve timing (°ca BTDC)																								
Variërende grootheden																								
$M_{ingeseid}$ (Nm)	20	20	20	20	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	
toerental _{ingeseid} (rpm)	2500	3500	4500	4500	1500	2500	3500	4500	4500	1500	2500	3500	4500	4500	1500	2500	3500	4500	4500	1500	2500	3500	4500	
Gemeten grootheden																								
MBT-timing (°ca BTDC)	24	28	28	28	17	20	25	25	25	15	24	24	25	25	16	20	22	24	24	16	20	22	24	
TP (%)	10,5	23,0	31,5	31,5	8,5	21,5	30,5	38,5	38,5	15,5	27,5	36,5	46,0	46,0	23,5	34,5	44,0	52,5	52,5	23,5	34,5	44,0	52,5	
MAF (g/s)	10,0	15,7	22,5	22,5	9,4	15,5	21,9	29,7	29,7	11,9	19,3	27,5	37,1	37,1	15,1	23,2	32,8	45,2	45,2	15,1	23,2	32,8	45,2	
meettijd (s)	120	120	60	60	120	120	120	120	120	120	120	120	60	60	120	120	120	60	60	120	120	120	60	
m_{voor} (kg)	0,773	0,750	1,030	1,030	1,020	0,815	1,030	1,040	1,040	1,050	1,030	1,020	1,020	1,020	0,990	1,010	1,000	1,000	1,000	0,990	1,010	1,000	1,000	
m_{na} (kg)	0,587	0,464	0,825	0,825	0,876	0,569	0,662	0,534	0,534	0,862	0,712	0,556	0,702	0,702	0,752	0,620	0,432	0,615	0,615	0,752	0,620	0,432	0,615	
$T_{vulbaak, gemiddeld}$ (°C)	660	734	774	774	574	695	754	794	794	591	686	746	782	782	583	688	744	782	782	583	688	744	782	
No_x (ppm)	530,0	1240,9	1677,8	1677,8	792,0	1101,0	1836,1	2034,3	2034,3	1492,0	2198,0	2545,2	2646,6	2646,6	2288,2	2532,4	2818,2	2721,8	2721,8	2288,2	2532,4	2818,2	2721,8	
CO_2 (vol%)	14,312	14,559	14,283	14,283	13,795	14,144	14,244	14,317	14,317	13,702	14,250	14,243	14,283	14,283	13,632	14,216	14,315	14,163	14,163	13,632	14,216	14,315	14,163	
CO (vol%)	0,181	0,161	0,131	0,131	0,217	0,230	0,229	0,182	0,182	0,287	0,371	0,189	0,310	0,310	0,557	0,200	0,260	0,321	0,321	0,557	0,200	0,260	0,321	
O_2 (vol%)	1,353	0,786	1,867	1,867	1,430	0,836	0,965	0,780	0,780	1,196	0,690	0,810	0,832	0,832	1,262	0,758	0,582	0,723	0,723	1,262	0,758	0,582	0,723	
lambda _{afgelezen} (-)	1,00	1,01	1,01	1,01	1,01	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	1,00	
Berekende grootheden																								
P_e (kW)	5,236	7,330	9,425	9,425	6,283	10,472	14,661	18,850	18,850	9,425	15,708	21,991	28,274	28,274	12,566	20,944	29,322	37,699	37,699	12,566	20,944	29,322	37,699	
MAF _{berekend} (g/s) (via λ_{vvoor})	10,075	15,647	22,430	22,430	7,878	13,325	19,933	27,408	27,408	10,285	17,053	25,133	34,450	34,450	12,892	21,125	30,459	41,708	41,708	12,892	21,125	30,459	41,708	
brandstofverbruik B (kg/h)	5,58	8,58	12,30	12,30	4,32	7,38	11,04	15,18	15,18	5,64	9,54	13,92	19,08	19,08	7,14	11,70	17,04	23,10	23,10	7,14	11,70	17,04	23,10	
$b_g = BSFC$ (g/ekWh)	1065,70	1170,47	1305,07	1305,07	687,55	704,74	753,03	805,32	805,32	598,42	607,34	632,98	674,82	674,82	568,18	558,63	581,14	612,75	612,75	568,18	558,63	581,14	612,75	
lambda _{berekend} (-) (via MAF)	0,9926	1,01	1,01	1,01	1,21	1,16	1,10	1,08	1,08	1,17	1,12	1,09	1,08	1,08	1,17	1,10	1,07	1,08	1,08	1,17	1,10	1,07	1,08	
BMEP (bar)	1,410	1,410	1,410	1,410	2,819	2,819	2,819	2,819	2,819	4,229	4,229	4,229	4,229	4,229	5,638	5,638	5,638	5,638	5,638	5,638	5,638	5,638	5,638	
η_{vool} (%)	24,90%	27,59%	30,76%	30,76%	33,00%	33,53%	35,83%	38,32%	38,32%	43,09%	42,96%	45,18%	48,16%	48,16%	54,07%	53,16%	54,81%	58,31%	58,31%	54,07%	53,16%	54,81%	58,31%	
Geïndiceerde grootheden																								
Wi (Joule/Cycle)	113,85	124,9	149,56	149,56	165,13	167,79	178,81	197,30	197,30	226,38	235,68	243,39	266,07	266,07	302,07	303,52	310,06	333,74	333,74	302,07	303,52	310,06	333,74	
imep (bar)	2,5536	2,8015	3,3547	3,3547	3,7037	3,7634	4,0106	4,4255	4,4255	5,0776	5,2862	5,4593	5,968	5,968	6,7753	6,8079	6,9547	7,4856	7,4856	6,7753	6,8079	6,9547	7,4856	
P/4 (kW)	9,4874	14,5715	22,4343	22,4343	8,2563	13,9822	20,8607	29,5957	29,5957	11,3189	19,6399	28,3958	39,918	39,918	15,1034	25,2932	36,1741	50,0603	50,0603	15,1034	25,2932	36,1741	50,0603	
Cov (%)	0,0356	2,44%	2,25%	2,25%	2,36%	2,62%	2,23%	1,78%	1,78%	1,49%	1,99%	1,61%	1,82%	1,82%	1,23%	1,67%	1,49%	1,73%	1,73%	1,23%	1,67%	1,49%	1,73%	
η_m (%)	55,19%	50,31%	42,01%	42,01%	76,10%	74,90%	70,28%	63,69%	63,69%	83,27%	79,98%	77,45%	70,83%	70,83%	83,20%	82,80%	81,06%	75,31%	75,31%	83,20%	82,80%	81,06%	75,31%	
η_o (%)	30,47%	30,43%	32,68%	32,68%	34,25%	33,95%	33,86%	34,94%	34,94%	35,96%	36,89%	36,55%	37,48%	37,48%	37,91%	38,74%	38,04%	38,83%	38,83%	37,91%	38,74%	38,04%	38,83%	
η_e (%)	16,81%	15,31%	13,73%	13,73%	26,06%	25,43%	23,80%	22,25%	22,25%	29,94%	29,51%	28,31%	26,55%	26,55%	31,54%	32,08%	30,83%	29,24%	29,24%	31,54%	32,08%	30,83%	29,24%	
Berekende nauwkeurigheden:																								
dP (kW)	0,157428	0,220	0,283	0,283	0,097	0,158	0,221	0,284	0,284	0,099	0,160	0,222	0,284	0,284	0,103	0,163	0,224	0,286	0,286	0,103	0,163	0,224	0,286	
$d\eta_e$ (%)	0,53%	0,47%	0,45%	0,45%	0,50%	0,44%	0,40%	0,36%	0,36%	0,43%	0,37%	0,34%	0,43%	0,43%	0,37%	0,33%	0,31%	0,42%	0,42%	0,37%	0,33%	0,31%	0,42%	
dbrandstof (kg/h)	0,053676	0,066	0,068	0,068	0,049	0,061	0,078	0,099	0,099	0,054	0,070	0,092	0,120	0,120	0,060	0,081	0,109	0,285	0,285	0,060	0,081	0,109	0,285	
dO ₂ (vol%)	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	
dCO (vol%)	0,368	0,371	0,368	0,368	0,363	0,366	0,367	0,368	0,368	0,362	0,368	0,367	0,368	0,368	0,361	0,367	0,368	0,367	0,367	0,361	0,367	0,368	0,367	
dNO _x (ppm)	80,3	87,4	91,8	91,8	82,9	86,0	93,4	95,3	95,3	89,9	97,0	100,5	101,5	101,5	97,9	100,3	103,2	102,2	102,2	97,9	100,3	103,2	102,2	

Audi-proefstand: Benzine – atmosferisch

Date	Benzine									
	15/04/2011	16/04/2011	17/04/2011	18/04/2011	19/04/2011	20/04/2011	21/04/2011	22/04/2011	23/04/2011	24/04/2011
Omgevingsvoorwaarden										
P _{atmosfeer} (Pa)	102000	102000	102350	102350	102350	102350	102350	102350	102350	102350
T _{atmosfeer} (°C)	24	24	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2	21,2
relative humidity (%)	48	48	48	49	49	49	49	49	49	49
rho _{air} (kg/m ³)	1,20	1,20	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21
Variërende grootheden										
M _{ingesteld} (Nm)	10,0	10,0	10,0	10,0	15,0	15,0	15,0	20,0	20,0	20,0
toerental _{ingesteld} (rpm)	1500	2000	2500	3000	3000	3000	3500	3500	3500	3500
Sameten grootheden										
MBT-timing (°ca BTDC)	25	27	35	36	38	38	22	23	27	31
TP (%)	6,5	12,0	17,0	21,0	27,0	30,0	36,0	41,0	26,5	33,0
MAF (kg/s)	2,30	3,08	4,08	4,73	5,67	2,92	3,88	5,10	6,02	6,85
meettijd (s)	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240
m _{fuel} (kg)	14,182	13,005	18,698	17,533	15,829	14,071	12,854	18,490	17,381	15,606
m _{air} (kg)	14,142	12,951	18,628	17,446	15,727	14,019	12,786	18,401	17,274	15,481
T _{exhaust} (°C)	423,1	498,0	529,8	560,6	602,3	445,0	501,4	535,4	567,4	597,6
No _x (ppm)	2176,6	2106,9	2351,8	2311,0	2163,3	3233,0	3122,9	3049,8	3035,6	3027,3
CO ₂ (vol%)	13,950	14,168	14,351	14,621	14,742	14,078	14,183	14,489	14,619	14,748
CO (vol%)	0,283	0,304	0,410	0,341	0,214	0,374	0,262	0,368	0,331	0,401
O ₂ (vol%)	1,449	1,342	0,929	0,815	0,680	1,132	1,109	0,760	0,691	0,600
T _{inlet} (°C)	46,4	48,1	39,5	43,2	45,0	43,3	45,2	40,7	42,1	43,7
P intake (bar)	0,993	0,991	0,998	1,000	1,000	0,993	0,995	0,999	1,000	0,997
lambda _{ingesteld} (-)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Berekende grootheden										
P _e (kW)	1,571	2,094	2,618	3,142	3,665	2,356	3,142	3,927	4,712	5,498
M _{FE,ingesteld} (-) (via lambda sensor)	2,433	3,285	4,258	5,232	6,205	3,163	4,137	5,414	6,509	7,604
brandstofverbruik B (kg/h)	0,6	0,81	1,05	1,305	1,53	0,78	1,02	1,335	1,605	1,875
b _e = BSFC (g/ekWh)	383,97	386,75	401,07	415,39	417,44	331,04	324,68	339,95	340,59	341,05
lambda _{gemiddeld} (-) (via MAF)	0,95	0,94	0,96	0,89	0,91	0,92	0,94	0,94	0,92	0,90
BMEP (bar)	3,085	3,085	3,085	3,085	3,085	4,628	4,628	4,628	4,628	4,628
η _{mech} (%)	38,49%	38,66%	40,44%	39,12%	40,18%	48,88%	48,70%	50,50%	49,78%	48,55%
Geïndiceerde grootheden										
W _i (Joule/Cycle)	175,94	178,21	191,31	181,54	193,87	239,19	238,0	248,56	246,3	248,42
imep (bar)	4,3197	4,3765	4,6971	4,4572	4,7959	5,6756	5,6656	6,1027	6,0471	6,0993
PI (kW)	2,1992	2,9702	3,9656	4,5385	5,6545	2,9898	3,9817	5,1783	6,1574	7,2456
Cov (%)	2,65%	4,26%	4,65%	4,98%	2,78%	1,75%	2,26%	2,41%	2,16%	2,84%
η _m (%)	71,43%	70,51%	65,69%	69,22%	64,82%	78,81%	78,50%	75,84%	76,53%	75,88%
η _t (%)	30,78%	30,77%	31,85%	29,18%	31,01%	32,17%	32,76%	33,55%	32,19%	32,43%
η _e (%)	21,97%	21,70%	20,92%	20,20%	20,10%	25,35%	25,85%	24,68%	24,64%	24,61%
Berekende nauwkeurigheden										
dp _e (kW)	0,094	0,126	0,157	0,189	0,220	0,095	0,126	0,157	0,189	0,220
dp _h (%)	1,53%	1,42%	1,33%	1,26%	1,24%	1,23%	1,17%	1,07%	1,04%	1,03%
dI (%)	3,12%	2,34%	1,83%	1,54%	1,26%	3,12%	2,34%	1,85%	1,54%	1,32%
dbrandstof (kg/h)	0,021	0,021	0,021	0,022	0,022	0,021	0,021	0,022	0,022	0,022
dCO ₂ (vol%)	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250
dCO (vol%)	0,183	0,183	0,184	0,183	0,182	0,184	0,183	0,184	0,183	0,184
dCO ₂ (vol%)	0,365	0,367	0,369	0,371	0,372	0,366	0,367	0,370	0,371	0,371
dNO _x (ppm)	96,8	96,1	98,5	98,1	96,6	107,3	106,2	105,5	105,4	105,3

* = klopgrens

Audi-proefstand: Methanol – atmosferisch

Datum	Methanol									
	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011
Omrekeningsvoorwaarden	102000	102000	102000	102000	102000	102000	102000	102000	102000	102000
P _{ambiosfeer} (Pa)	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6
T _{ambiosfeer} (°C)	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
relative humidity (%)	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21
ρ _{H₂O}	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
ρ _{H₂O} (kg/m ³)	1500	2000	2500	3000	3500	1500	2000	2500	3000	3500
Variabele grootheden										
M _{ingraad} (Nm)	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
toerental _{ingraad} (rpm)	1500	2000	2500	3000	3500	1500	2000	2500	3000	3500
Gemeten grootheden										
MBT-timing (°Ca BTDC)	15	20	23	26	29	16	20	23	25	27
TP (%)	4,0	6,0	9,0	13,5	18,5	11,5	17,0	21,5	27,0	33,0
MAF (g/s)	2,02	2,63	3,31	4,00	4,85	2,52	3,42	4,27	5,14	6,17
meettijd (s)	240	240	240	240	250	240	240	240	240	240
m _{part} (kg)	0,460	0,410	0,435	0,565	0,590	0,605	0,510	0,535	0,500	0,645
m _{fuel} (kg)	0,380	0,307	0,307	0,408	0,397	0,503	0,377	0,371	0,300	0,409
T _{ambiant} (°C)	419,9	470,8	516,8	541,9	555,7	426,4	478,9	510,0	538,7	561,2
Nox (ppm)	1022,0	956,7	1050,8	1293,0	1500,6	2361,1	2175,0	2383,5	2424,1	2258,5
CO (vol%)	13,769	13,832	14,010	14,203	14,102	13,884	13,902	13,997	14,176	14,047
CO ₂ (vol%)	0,299	0,326	0,279	0,333	0,242	0,379	0,337	0,288	0,294	0,266
O ₂ (vol%)	1,415	1,327	1,149	0,899	1,055	1,140	1,134	1,070	0,882	1,058
T _{inlet} (°C)	42,5	41,4	42,1	43,2	42,8	38,5	37,4	40,4	42,1	43,1
P intake (bar)	0,989	0,989	0,990	0,988	0,991	0,991	0,996	0,998	0,988	0,997
lambda _{ambiant} (°)	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Berekende grootheden										
P _e (kW)	1,571	2,094	2,618	3,142	3,665	2,356	3,142	3,927	4,712	5,498
MAF _{corrected} (°) (via lambda sensor)	2,167	2,790	3,467	4,252	5,018	2,763	3,602	4,442	5,417	6,392
brandstofverbruik B (kg/h)	1,20	1,55	1,92	2,36	2,78	1,53	2,00	2,46	3,00	3,54
b _e = BSFC (g/kWh)	763,94	737,68	733,39	749,62	758,27	649,35	635,03	626,43	636,62	643,90
lambda _{ambiant,calculeerd} (°) (via MAF)	0,93	0,94	0,95	0,94	0,97	0,91	0,95	0,96	0,95	0,97
BMEP (bar)	3,085	3,085	3,085	3,085	3,085	4,628	4,628	4,628	4,628	4,628
η _{mech} (%)	37,39%	36,46%	36,65%	36,98%	38,30%	46,77%	47,37%	47,24%	47,46%	48,74%
Geïndiceerde grootheden										
W _i (joule/Cycle)	164,19	158,17	163,07	171,53	178,96	215,13	227,36	225,76	230,38	238,75
imep (bar)	4,0313	3,8835	4,0037	4,2115	4,4398	5,282	5,5822	5,5428	5,6565	5,8619
PI (kW)	2,0524	2,6362	3,3973	4,2883	5,2196	2,6891	3,7893	4,7032	5,7596	6,9636
Cov (%)	3,88%	6,51%	4,47%	3,67%	2,78%	2,58%	3,34%	2,87%	2,02%	2,83%
η _{in} (%)	76,53%	79,45%	77,06%	73,26%	70,22%	87,62%	82,91%	83,50%	81,82%	78,95%
η _e (%)	30,65%	30,58%	31,71%	32,63%	33,65%	31,50%	34,04%	34,26%	34,40%	35,25%
η _e (%)	23,46%	24,29%	24,43%	23,90%	23,63%	27,60%	28,22%	28,61%	28,15%	27,83%
Berekende nauwkeurigheden										
dp (kW)	0,094	0,126	0,157	0,189	0,220	0,095	0,126	0,157	0,189	0,220
dl _e (%)	1,47%	1,50%	1,49%	1,45%	1,43%	1,17%	1,17%	1,15%	1,13%	1,13%
dl (%)	3,18%	2,39%	1,91%	1,59%	1,36%	3,18%	2,39%	1,91%	1,59%	1,37%
dbrandstof (kg/h)	0,022	0,022	0,022	0,022	0,022	0,022	0,022	0,022	0,023	0,024
dO ₂ (vol%)	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250
dCO (vol%)	0,183	0,183	0,183	0,183	0,183	0,184	0,183	0,183	0,183	0,183
dCO ₂ (vol%)	0,363	0,363	0,365	0,367	0,366	0,364	0,364	0,365	0,367	0,365
dNO _x (ppm)	85,2	84,6	85,5	87,9	90,0	98,6	96,8	98,8	99,2	97,6

Audi-proefstand: Methanol – atmosferisch

		Methanol									
Datum		13/04/2011	13/04/2011	13/04/11	11/04/2011	11/04/11	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011	11/04/2011
Omgevingsvoorwaarden											
Atmosphere (Pa)		102350	102350	102350	102000	102000	102000	102000	102000	102000	102000
T _{atmosphere} (°C)		18,8	18,8	18,8	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6
relative humidity (%)		45	45	45	50	50	50	50	50	50	50
ρ _{air} (kg/m ³)		1,22	1,22	1,22	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21
Variërende grootheden											
M _{ingesteld} (Nm)		30	30	30	30	33,5	34	34	34	34	27
toerental _{ingesteld} (rpm)		2000	2500	3000	1500	2000	2500	3000	3000	3500	3500
Samenvatting grootheden											
MBT-timing (°ca BTDC)		16	19	19	16	18	19	21	21	21	21
TP (%)		51,0	60,5	69,5	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT
MAF (g/s)		6,12	7,50	8,92	4,36	6,25	7,95	9,61	9,61	9,17	9,17
meetijd (s)		240	240	240	240	240	240	240	240	240	240
m _{fuel} (kg)		1,030	1,050	1,040	0,635	0,655	0,395	0,645	0,645	0,590	0,590
m _{fuel} (kg)		0,802	0,764	0,684	0,466	0,412	0,080	0,267	0,267	0,226	0,226
T _{entlast} (°C)		504,6	532,6	548,8	449,9	496,1	541,3	560,9	571,2	571,2	571,2
CO ₂ (vol%)		3760,3	4196,2	4225,1	3534,9	4078,9	4317,0	4354,1	3594,6	3594,6	3594,6
CO (vol%)		13,978	13,929	13,967	13,970	14,147	14,066	14,166	14,166	14,166	14,166
λ		0,234	0,289	0,239	0,241	0,264	0,213	0,235	0,235	0,197	0,197
O ₂ (vol%)		1,222	1,158	1,082	1,069	0,704	0,957	0,821	0,821	0,856	0,856
T _{inlet} (°C)		30,7	30,5	31,2	22,1	27,6	31,4	31,7	31,7	34,6	34,6
P intake (bar)		0,990	0,997	0,988	0,991	0,990	0,994	0,992	0,992	0,990	0,990
λ _{ambda_{ingesteld}} (-)		1,00	1,00	0,99	1,00	1,00	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00
Berekende grootheden											
P _e (kW)		6,283	7,854	9,425	4,712	7,016	8,901	10,681	10,681	9,896	9,896
MAF _{berekend} (-) (via lambda sensor)		6,175	7,746	9,545	4,577	6,581	8,446	10,238	10,238	9,858	9,858
brandstofverbruik B (kg/h)		3,42	4,29	5,34	2,54	3,65	4,73	5,67	5,67	5,46	5,46
b _e = BSFC (g/ekWh)		544,31	546,22	566,59	537,94	519,51	530,83	530,83	530,83	551,74	551,74
λ _{ambda_{gereguleerd}} (-) (via MAF)		0,99	0,97	0,93	0,95	0,95	0,93	0,94	0,94	0,93	0,93
BMEP (bar)		9,256	9,256	9,256	9,256	10,336	10,490	10,490	10,490	8,330	8,330
η _{mech} (%)		83,62%	82,21%	81,94%	80,49%	86,56%	88,29%	88,86%	88,86%	72,76%	72,76%
Samenvatting grootheden											
W (Joule/Cycle)		421,49	425	430,56	411,43	458,71	463,49	470,53	384,13	384,13	384,13
imep (bar)		10,349	10,435	10,571	10,102	11,262	11,38	11,553	9,4313	9,4313	9,4313
P (kW)		7,0249	8,8542	10,764	5,1429	7,6451	9,656	11,763	11,204	11,204	11,204
Gov (%)		2,42%	2,51%	2,24%	2,18%	2,18%	1,57%	1,54%	1,96%	1,96%	1,96%
η _m (%)		89,44%	87,06%	87,56%	91,63%	91,77%	92,18%	90,81%	88,33%	88,33%	88,33%
η _t (%)		36,81%	36,98%	36,12%	36,35%	37,58%	36,62%	37,18%	36,77%	36,77%	36,77%
η _t (%)		32,92%	32,81%	31,63%	33,31%	34,49%	33,76%	33,76%	32,48%	32,48%	32,48%
Berekende nauwkeurigheden											
dP (kW)		0,106	0,132	0,158	0,096	0,127	0,158	0,189	0,220	0,220	0,220
dP _e (%)		0,60%	0,58%	0,55%	0,74%	0,66%	0,63%	0,62%	0,74%	0,74%	0,74%
dλ (%)		2,38%	1,90%	1,58%	3,19%	2,39%	1,92%	1,60%	1,37%	1,37%	1,37%
dbrandstof (kg/h)		0,023	0,025	0,026	0,022	0,024	0,025	0,027	0,027	0,027	0,027
dCO ₂ (vol%)		0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250
dCO (vol%)		0,182	0,183	0,182	0,182	0,183	0,182	0,182	0,182	0,182	0,182
dCO ₂ (vol%)		0,365	0,364	0,365	0,365	0,366	0,366	0,366	0,367	0,367	0,367
dNO _x (ppm)		112,6	117,0	117,3	110,3	115,8	118,2	118,5	118,5	110,9	110,9

Audi-proefstand: Methanol – EGR

	Ibenzine				Methanol			
	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011
* = kloppgrens								
Datum	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011	12/04/2011
Omgevingsvoorwaarden								
P _{atmosphere} (Pa)	102610	102610	102610	102610	102610	102610	102610	102610
T _{atmosphere} (°C)	21,8	21,8	21,8	21,8	21,8	21,8	22,2	21,8
relative humidity (%)	45	45	45	45	45	45	51	45
rho _{air} (kg/m ³)	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21	1,21
Variated quantities								
M _{ingesteld} (Nm)	20	20	25	25	20	20	25	25
toerental _{ingesteld} (rpm)	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Gemeten grootheden								
MBT-timing (°ca BTDC)	42	42	30	37*	24*	24*	22	22
TP (%)	100	50	30	100	50	30	WOT	50
MAF (g/s)	3,85	3,64	3,46	4,29	4,25	3,29	3,17	3,83
meetijd (s)	240	240	240	240	240	240	240	240
m _{air} (kg)	14,320	14,047	13,743	13,244	12,996	0,460	0,458	0,590
m _{brand} (kg)	14,255	13,985	13,683	13,173	12,924	0,337	0,340	0,443
T _{exhaust} (°C)	457,1	428,8	444,8	439,9	445,4	381	389	412
NO _x exhaust (ppm)	284,3	231,0	1195,3	1739,7	1950,5	107,0	98,5	994,8
CO ₂ exhaust (vol%)	14,153	14,245	14,366	14,028	14,414	13,900	13,899	13,795
CO exhaust (vol%)	0,591	0,539	0,312	0,113	0,291	0,155	0,255	0,207
O ₂ exhaust (vol%)	1,277	1,174	1,139	1,751	1,315	1,497	1,365	1,438
T _{EGC} (°C)	21,2	20,9	20,1	20,3	20,1	23,7	23,9	22,1
T _{mixture, engine in} (°C)	34,6	35,2	39,7	35,1	36,7	24,2	32,5	36,4
CO ₂ mixture (vol%)	3,260	3,616	2,455	1,896	1,820	4,539	4,573	3,272
P _{intake} (bar)	0,987	1,000	0,998	1,000	0,997	0,989	1,000	0,999
lambda _{sensor} (-)	1,00	1,00	0,99	1,02	1,00	1,00	1,00	1,00
Berekende grootheden								
P _e (kW)	3,142	3,142	3,142	3,927	3,927	3,142	3,142	3,927
brandstofverbruik B (kg/h)	0,975	0,93	0,9	1,065	1,08	1,85	1,80	2,21
b _e = BSFC (g/ekWh)	310,35	296,03	286,48	271,20	275,02	587,28	572,96	561,50
lambda _{calculated} (-) (via MAF)	0,97	0,97	0,95	0,99	0,97	0,99	0,98	0,96
BMEP (bar)	6,171	6,171	6,171	7,713	7,713	6,171	6,171	7,713
rho _{oil} (%)	81,18%	60,09%	57,14%	70,78%	70,15%	83,05%	80,35%	72,42%
deltaγCO ₂	0,296	0,337	0,203	0,153	0,141	0,481	0,486	0,307
mEGR (g/s)	1,143	1,230	0,705	0,660	0,604	1,428	1,392	0,882
EGR (%)	21,72%	23,99%	15,97%	12,57%	11,71%	27,30%	27,49%	12,68%
Geïndiceerde grootheden								
W _i (loulie/cycle)	284,41	285,93	284,03	360,47	353,35	293,16	286,07	365,09
imep (bar)	6,9828	7,0201	6,9736	8,8503	8,6752	7,0237	7,1978	7,0206
Pi (kW)	3,5551	3,5741	3,5504	4,5058	4,4167	3,5759	3,6645	4,5636
Cov (%)	19,94%	9,58%	4,45%	3,08%	2,25%	10,01%	8,23%	3,69%
η _m (%)	88,37%	87,90%	88,49%	87,15%	88,91%	87,85%	85,73%	86,05%
η _i (%)	30,60%	32,25%	33,10%	35,50%	34,32%	35,59%	35,60%	37,09%
η _e (%)	27,04%	28,35%	29,29%	30,94%	30,51%	31,27%	30,52%	31,28%
Berekende nauwkeurigheden								
dP _e (kW)	0,079	0,079	0,079	0,080	0,080	0,079	0,079	0,080
dη _e (%)	0,90%	0,97%	1,01%	0,88%	0,87%	0,85%	0,88%	0,72%
dbrandstof (kg/h)	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021	0,022	0,022	0,022
dO ₂ (vol%)	0,186	0,185	0,183	0,181	0,183	0,182	0,183	0,181
dCO (vol%)	0,367	0,367	0,369	0,365	0,369	0,364	0,364	0,366
dCO ₂ exhaust (vol%)	0,258	0,261	0,250	0,244	0,243	0,270	0,271	0,258
dNO _x (ppm)	77,8	77,3	87,0	92,4	94,5	76,1	76,0	84,9

Audi-proefstand: Methanol – arme werking

Datum	Methanol													
	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011	13/04/2011		
Omgevingsvoorwaarden														
P _{atmosfeer} (Pa)	102350	102350	102350	102230	102350	102350	102230	102230	102350	102350	102350	102350	102350	
T _{atmosfeer} (°C)	18,8	18,8	18,8	20,4	18,8	18,8	20,4	20,4	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	
relative humidity (%)	45	45	45	41	45	45	41	41	45	45	45	45	45	
rho _{air} (kg/m ³)	1,22	1,22	1,22	1,21	1,22	1,22	1,21	1,21	1,22	1,22	1,22	1,22	1,22	
Variërende grootheden														
M _{ingesteld} (Nm)	15	20	20	20	20	20	20	25	25	25	25	30	30	
toerental _{ingesteld} (rpm)	1500	1500	2000	2500	3000	3000	3000	3500	3500	3500	3500	2000	2500	3000
Gemeten grootheden														
MBT-timing (ca BTDC)	45	32	38	47	50	50	50	22	22	22	22	19	22	22
TP (%)	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT	WOT
MAF (g/s)	4,92	4,85	6,79	8,20	9,78	9,78	9,78	9,77	9,09	9,09	9,09	6,63	8,20	9,75
meettijd (s)	240	240	240	270	240	240	240	240	240	240	240	240	240	240
m _{part} (kg)	0,990	0,938	1,035	1,050	1,030	1,030	1,030	0,723	0,689	0,689	0,689	0,837	0,762	0,717
m _{fuel} (kg)	3,49,9	3,85,5	4,04,6	4,24,7	4,13,4	4,13,4	4,13,4	4,28,6	4,25,0	4,25,0	4,25,0	4,63,1	5,02,3	5,09,8
T _{exhaust} (°C)	94,1	206,0	158,2	230,5	337,7	337,7	337,7	2125,0	961,2	745,1	1085,8	3323,2	3757,7	3324,1
No _x (ppm)	7,306	9,020	8,477	8,536	8,563	8,563	8,563	11,678	10,115	10,128	10,437	13,408	12,510	12,230
CO ₂ (vol%)	0,131	0,103	0,112	0,123	0,144	0,144	0,144	0,132	0,092	0,131	0,098	0,119	0,107	0,161
CO (vol%)	10,461	8,008	8,858	8,607	8,679	8,679	8,679	4,250	6,560	6,477	6,016	1,930	3,123	3,519
T _{inlet} (°C)	20,9	20,5	22,0	28,4	26,4	26,4	26,4	18,7	21,8	24,1	25,6	30,3	22,9	28,1
P _{intake} (bar)	0,992	0,984	0,993	0,996	0,994	0,994	0,994	0,978	0,992	0,981	0,990	0,985	0,994	0,988
lambda _{inset} (-)	1,56	1,40	1,49	1,48	1,51	1,51	1,51	1,14	1,31	1,29	1,27	1,02	1,11	1,11
Berekende grootheden														
P _e (kW)	2,356	3,142	4,189	5,236	6,283	6,283	6,283	3,927	5,236	6,545	7,854	9,163	6,283	7,854
brandstofverbruik B (kg/h)	1,680	1,830	2,460	3,147	3,675	3,675	3,675	2,250	2,790	3,585	4,380	5,265	3,345	4,170
b _e = BSFC (g/ekWh)	713,01	582,51	587,28	600,97	584,89	584,89	584,89	572,96	532,85	547,75	557,68	574,59	532,37	530,94
lambda _{airfuelinset} (-) (via MAF)	1,62	1,47	1,53	1,44	1,47	1,47	1,47	1,16	1,33	1,28	1,24	0,96	1,10	1,09
BMEP (bar)	4,628	6,171	6,171	6,171	6,171	6,171	6,171	7,713	7,713	7,713	7,713	7,713	9,256	9,256
η _{ind} (%)	85,53%	84,98%	88,94%	86,33%	86,18%	86,18%	86,18%	84,18%	88,80%	88,30%	87,45%	71,70%	89,56%	88,69%
Geïndiceerde grootheden														
W _i (oule/cycle)	239,39	301,96	313,09	308,69	311,14	311,14	311,14	368,46	364,92	359,24	379,19	375,09	423,16	427,57
imep (bar)	5,7057	7,4137	7,6872	7,5791	7,6393	7,6393	7,6393	9,0466	8,9596	8,8203	9,3099	9,1597	10,39	10,498
P _i (kW)	2,9049	3,7745	5,2182	6,4311	7,7786	7,7786	7,7786	4,6058	6,082	7,4842	9,4797	10,881	7,0527	8,9077
Cov (%)	32,94%	6,43%	6,50%	9,79%	6,68%	6,68%	6,68%	6,28%	2,98%	5,68%	2,52%	2,16%	2,49%	2,19%
η _m (%)	81,11%	83,23%	80,27%	81,42%	80,78%	80,78%	80,78%	85,26%	86,09%	87,45%	82,85%	84,21%	89,09%	88,17%
η _i (%)	31,92%	36,96%	38,01%	36,62%	37,93%	37,93%	37,93%	36,68%	39,06%	37,41%	38,78%	37,04%	37,78%	38,28%
η _e (%)	25,89%	30,76%	30,51%	29,82%	30,64%	30,64%	30,64%	31,27%	33,63%	32,71%	32,13%	31,19%	33,66%	33,75%
Berekende nauwkeurigheden														
dP _e (kW)	0,08	0,08	0,11	0,13	0,16	0,16	0,16	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18	0,11	0,13
dη _e (%)	0,90%	0,86%	0,82%	0,77%	0,79%	0,79%	0,79%	0,71%	0,73%	0,69%	0,67%	0,64%	0,61%	0,60%
dbrandstof (kg/h)	0,022	0,022	0,022	0,021	0,024	0,024	0,024	0,022	0,023	0,024	0,025	0,026	0,023	0,025
dCO ₂ (vol%)	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250	0,250
dCO (vol%)	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181	0,181
dCO ₂ (vol%)	0,298	0,315	0,310	0,310	0,311	0,311	0,311	0,342	0,326	0,326	0,329	0,359	0,350	0,348
dNO _x (ppm)	75,9	77,1	76,6	77,3	78,4	78,4	78,4	96,3	84,6	82,5	85,9	108,2	112,6	108,2

VW-proefstand: Methanol – atmosferisch

Datum	Methanol															
	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011	27/04/2011
Omgevingsvoorwaarden																
P _{atmosfeer} (Pa)	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980
T _{atmosfeer} (°C)	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2
relatieve vochtigheid (%)	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6
ρ _{0, lucht} (kg/m ³)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Variërende grootheden																
M _{ingesteid} (Nm)	45,9	45,8	45,7	46,5	71,4	71,3	71,2	71,2	71,2	71,2	70,5	96,7	98,7	96,9	96,3	97,7
toerental _{ingesteid} (rpm)	1490	1998	2993	3502	1492	1999	2496	2993	2993	3503	3503	1487	1997	2497	2983	3503
Gemeten grootheden																
P _{inlaat} (kPa)	46,01	45,76	46,18	49,50	57,77	57,62	57,54	59,24	60,43	60,43	60,43	69,88	69,83	69,00	66,82	73,43
MBT-timing (°ca BTDC)	5,3	7,4	8,1	8,2	3,8	6,2	6,9	5,9	6,9	6,9	6,9	2,1	4,2	5,5	5,5	5,8
TP (%)	7,8	10,2	14,5	17,2	10,2	13,2	15,7	18,5	21,7	13,4	16,9	13,4	16,9	19,6	22,8	27,9
MAF (g/s)	10,32	13,48	19,91	26,62	13,25	16,93	21,79	27,94	33,72	15,97	21,78	15,97	21,78	28,17	33,95	40,25
brandstofverbruik (g/s)	1,44	1,92	3,04	3,56	1,83	2,64	3,14	3,77	4,36	2,47	3,13	2,47	3,13	3,70	4,48	5,39
T _{inlaat} (°C)	21,0	21,0	20,9	21,6	20,5	20,7	20,5	22,3	20,1	20,5	20,5	20,5	20,5	20,3	20,5	22,7
T _{uitlaat} (°C)	389,6	472,8	533,0	543,8	443,2	496,0	544,0	587,6	598,4	478,6	517,9	478,6	517,9	569,0	610,3	635,4
No _x (ppm)	1645	1596	1270	936	2102	1995	1894	1579	1254	2310	2247	2310	2247	2168	1807	1422
CO _{2, uitlaat} (vol%)	14,20	14,30	14,40	14,20	14,30	14,30	14,40	14,30	14,30	14,30	14,30	14,30	14,30	14,30	14,40	14,30
CO (vol%)	0,55	0,49	0,53	0,73	0,51	0,55	0,54	0,49	0,62	0,47	0,55	0,47	0,55	0,56	0,58	0,68
O ₂ (vol%)	1,08	0,92	1,03	1,20	0,94	1,00	0,98	0,91	1,15	1,02	1,07	1,02	1,07	1,00	1,06	1,14
HC (ppm)	456	476	360	308	455	475	422	351	297	456	470	456	470	415	347	292
lambda _{afgegeven} (-)	1,000	0,998	1,000	1,000	1,000	1,001	0,999	1,000	0,999	1,003	0,999	1,003	0,999	0,999	0,998	1,001
Berekende grootheden																
P _e (kW)	7,161	9,576	14,330	17,056	11,153	14,934	18,596	22,312	25,866	15,059	20,631	15,059	20,631	25,347	30,067	35,843
brandstofverbruik B (kg/h)	5,19	6,92	10,94	12,82	6,60	9,49	11,31	13,59	15,69	8,88	11,26	8,88	11,26	13,31	16,12	19,42
b _s = BSFC (g/ekWh)	724,63	722,23	763,58	751,51	591,36	635,29	607,98	609,06	606,54	589,40	545,57	589,40	545,57	525,13	536,12	541,70
lambda _{berekend} (-) (via MAF)	1,10	1,08	1,01	1,15	1,11	0,99	1,07	1,14	1,19	1,00	1,07	1,00	1,07	1,17	1,17	1,15
BMEP (bar)	3,037	3,030	3,027	3,079	4,725	4,722	4,710	4,712	4,668	6,404	6,532	6,404	6,532	6,418	6,373	6,469
η _{oel} (%)	40,18%	39,25%	38,99%	43,90%	51,47%	49,73%	50,84%	53,97%	55,41%	63,04%	63,50%	63,04%	63,50%	65,05%	65,66%	66,39%
Geïndiceerde grootheden																
W _i (Joule/Cycle)	189,052	192,461	196,111	213,954	263,944	268,556	271,267	275,310	282,843	339,205	347,257	339,205	347,257	345,349	349,171	365,877
imep (bar)	3,988	4,060	4,137	4,513	5,568	5,665	5,722	5,808	5,966	7,155	7,325	7,155	7,325	7,285	7,366	7,718
P ₄ (kW)	9,390	12,818	19,565	24,976	13,127	17,895	22,569	27,467	33,027	16,813	23,116	16,813	23,116	28,745	34,719	42,722
Cov (%)	0,75%	0,63%	1,83%	1,08%	0,79%	0,70%	0,89%	1,23%	1,21%	0,84%	0,88%	0,84%	0,88%	0,96%	1,20%	0,93%
η _{in} (%)	76,26%	74,71%	73,24%	68,29%	84,97%	83,46%	82,40%	81,23%	78,32%	89,57%	89,25%	89,57%	89,25%	88,18%	86,60%	83,90%
η _i (%)	32,44%	33,21%	32,04%	34,92%	35,67%	33,80%	35,77%	36,22%	37,72%	33,94%	36,79%	33,94%	36,79%	38,59%	39,42%	39,42%
η _e (%)	24,74%	24,81%	23,47%	23,85%	30,31%	28,21%	29,47%	29,42%	29,54%	30,40%	32,84%	30,40%	32,84%	34,12%	33,42%	33,08%
Berekende nauwkeurigheden																
dP _e (kW)	0,176	0,185	0,729	0,273	0,251	0,210	0,295	0,662	0,705	0,432	0,283	0,432	0,283	0,304	0,543	0,646
dη _e (%)	0,80%	0,63%	1,22%	0,45%	0,86%	0,53%	0,57%	0,91%	0,84%	0,96%	0,57%	0,96%	0,57%	0,52%	0,66%	0,64%
dbrandstof (kg/hour)	0,110	0,114	0,122	0,126	0,113	0,119	0,123	0,127	0,131	0,118	0,123	0,118	0,123	0,127	0,132	0,139
dO ₂ (vol%)	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
dCO (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO _{2, uitlaat} (vol%)	0,71	0,72	0,72	0,71	0,72	0,72	0,72	0,73	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
dHC (ppm)	23	24	18	15	23	24	21	18	15	23	24	23	24	21	17	15
dNO _x (ppm)	165	160	127	94	210	200	189	158	125	231	225	231	225	217	181	142

VW-proefstand: Methanol – atmosferisch

	27/04/2011		27/04/2011		27/04/2011		27/04/2011		27/04/2011		27/04/2011	
	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980
Methanol												
Omgangsvoorwaarden												
P _{atmosfeer} (Pa)	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980	101980
T _{atmosfeer} (°C)	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2	18,2
relatieve vochtigheid (%)	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6	42,6
ρ _{O₂ lucht} (kg/m ³)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Variërende grootheden												
M _{ingesteid} (Nm)	124,2	123,9	124,8	123,8	123,7	151,6	150,8	149,5	143,5	143,5	131,3	131,3
toerental _{ingesteid} (rpm)	1504	1998	2496	2998	3503	1485	2000	2495	2496	2496	2996	3506
Gemeten grootheden												
P _{inlaat} (kPa)	83,15	81,05	81,36	85,60	87,96	95,56	92,76	93,01	96,69	95,54	95,50	92,37
MBT-timing (°ca BTDC)	1,6	3,3	4,2	3,9	4,4	0,6	1,5	3,7	0,3	1,4	3,6	4,4
TP (%)	18,6	22,1	26,3	32,1	44,4	37,5	36,4	44,9	100,0	100,0	100,0	100,0
MAF (g/s)	18,94	26,88	33,71	40,11	45,88	23,87	31,73	38,02	24,16	32,61	38,25	42,69
brandstofverbruik (g/s)	2,87	3,60	4,42	5,45	6,47	3,26	4,31	5,08	3,32	4,00	5,19	6,00
T _{inlaat} (°C)	19,9	20,1	20,1	20,3	23,4	20,5	19,8	20,4	20,6	19,7	20,5	24,0
T _{uitlaat} (°C)	509,7	550,2	606,0	640,3	665,6	541,0	587,9	625,7	544,4	599,9	626,9	646,0
No _x (ppm)	2544	2413	2372	1844	1520	2583	2497	2504	2442	2573	2550	1960
CO _{2, uitlaat} (vol%)	14,20	14,20	14,30	14,30	14,20	14,00	14,30	14,30	13,80	14,30	14,20	14,10
CO (vol%)	0,56	0,58	0,60	0,64	0,75	0,71	0,57	0,63	0,80	0,55	0,65	0,73
O ₂ (vol%)	1,05	1,07	1,02	1,08	1,18	1,24	1,07	1,03	1,39	1,06	1,06	1,18
HC (ppm)	461	467	402	336	278	472	459	392	476	455	383	273
lambda _{bda afgereken (-)}	0,998	0,999	1,000	0,998	1,001	1,000	0,999	0,999	0,998	0,999	0,998	1,001
Berekende grootheden												
P _e (kW)	19,563	25,919	32,632	38,871	45,363	23,578	31,570	39,072	24,069	33,508	40,130	45,015
brandstofverbruik B (kg/h)	10,33	12,97	15,90	19,60	23,29	11,75	15,53	18,29	11,95	14,41	18,70	21,60
b _s = BSFC (g/ekWh)	528,23	500,58	487,14	504,33	513,44	498,47	491,89	468,20	496,63	430,10	465,98	479,78
lambda _{bda berekend (-)} (via MAF)	1,02	1,15	1,17	1,13	1,09	1,12	1,13	1,15	1,12	1,25	1,13	1,09
BMEP (bar)	8,222	8,201	8,264	8,195	8,186	10,039	9,981	9,899	10,240	10,604	10,165	9,498
η _{mech} (%)	73,73%	77,73%	77,84%	77,39%	76,08%	93,06%	91,80%	88,02%	94,20%	93,51%	88,67%	82,73%
Geïndiceerde grootheden												
W _i (Joule/Cycle)	422,191	422,385	428,643	433,401	443,371	506,668	500,426	501,603	529,924	511,066	490,292	467,188
imep (bar)	8,906	8,910	9,042	9,142	9,353	10,688	10,556	10,581	10,688	10,781	10,343	9,855
P _{ik} (kW)	21,166	28,131	35,663	43,311	51,771	25,080	33,362	41,717	35,293	42,521	48,964	54,599
Cov (%)	0,68%	0,86%	0,79%	0,98%	1,09%	0,59%	0,84%	0,90%	0,79%	0,90%	0,88%	1,04%
η _{im} (%)	92,43%	92,14%	91,50%	89,75%	87,62%	94,01%	94,63%	93,66%	94,94%	94,38%	91,93%	88,30%
η _{ie} (%)	36,71%	38,85%	40,20%	39,60%	39,83%	38,23%	38,49%	40,87%	43,87%	29,17%	36,74%	40,44%
η _{ie} (%)	33,93%	35,80%	36,79%	35,54%	34,90%	35,94%	36,42%	38,28%	41,65%	27,53%	33,78%	35,71%
Berekende nauwkeurigheden												
dP _e (kW)	0,542	0,392	0,510	0,527	0,815	0,992	0,513	0,517	1,051	0,498	0,743	0,585
dn _{ie} (%)	1,02%	0,64%	0,65%	0,54%	0,66%	1,56%	0,67%	0,58%	1,62%	0,72%	0,77%	0,54%
dbrandstof (kg/hur)	0,121	0,126	0,132	0,139	0,147	0,124	0,131	0,137	0,124	0,129	0,137	0,148
dO ₂ (vol%)	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
dCO (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO _{2, uitlaat} (vol%)	0,71	0,71	0,72	0,72	0,71	0,70	0,72	0,72	0,69	0,72	0,71	0,71
dHC (ppm)	23	23	20	17	14	24	23	20	24	23	19	14
dNO _x (ppm)	254	241	237	184	152	258	250	250	244	257	255	196

VW-proefstand: Methanol – EGR + WOT + oplading

Datum	Methanol				
	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011
Omgavevoorwaarden					
P _{atmosfeer} (Pa)	101350	101350	101350	101350	101350
T _{atmosfeer} (°C)	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3
relatieve vochtigheid (%)	25	25	25	25	25
ρ _{O₂ lucht} (kg/m ³)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Variërende grootheden					
M _{ingeneur} (Nm)	48,0	57,8	58,9	80,0	103,4
toerental _{ingeneur} (rpm)	1959	2452	2969	1504	1498
Gemeten grootheden					
P _{inlaat} (kPa)	98,50	97,92	97,42	99,99	101,48
MBT-timing (°ca BTDC)	38,1	28,2	30,5	37,8	14,3
TP (%)	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
MAF (g/s)	13,60	17,83	22,87	14,06	16,01
brandstofverbruik (g/s)	1,72	2,75	3,24	1,79	2,07
T _{inlaat} (°C)	44,1	37,2	38,6	31,8	41,6
T _{uitlaat} (°C)	315,3	391,8	413,5	368,1	412,4
No _x (ppm)	3	1	7	0	0
CO _{2, uitlaat} (vol%)	11,70	11,80	11,80	12,60	13,20
CO _{2, inlaat} (vol%)	6,30	6,30	6,20	6,20	6,30
CO (vol%)	0,89	0,71	0,67	0,53	0,52
O ₂ (vol%)	4,17	3,57	3,59	2,49	1,87
HC (ppm)	500	783	725	167	145
lambda _{dafgelezen} (-)	1,001	1,001	1,001	1,000	0,998
Berekende grootheden					
P _e (kW)	9,854	14,836	18,316	12,602	16,233
brandstofverbruik B (kg/h)	6,20	9,90	11,67	6,43	7,46
b _e = BSFC (g/ekWh)	629,61	666,97	637,20	510,27	459,72
lambda _{daberekend} (-) (via MAF)	1,21	1,00	1,09	1,21	1,19
BMEP (bar)	3,180	3,825	3,900	5,297	6,830
η _{act} (%)	79,09%	82,86%	86,01%	95,78%	94,83%
deltaYCO ₂	1,16	1,14	1,10	0,96	0,67
mEGR (g/s)	14,24	18,33	22,72	12,23	9,62
EGR (%)	48,17%	47,11%	46,53%	43,54%	34,74%
Geïndiceerde grootheden					
W _i (Joule/Cycle)	239,08	258,59	246,36	303,93	346,80
imep (bar)	5,04	5,45	5,20	6,41	7,32
P ₁₄ (kW)	15,61	21,14	24,38	15,24	17,32
Cov (%)	9,05%	8,04%	17,13%	2,63%	1,01%
η _m (%)	63,12%	70,19%	75,12%	82,70%	93,74%
η _i (%)	45,09%	38,28%	37,43%	42,46%	41,59%
η _e (%)	28,46%	26,87%	28,12%	35,12%	38,99%
Berekende nauwkeurigheden					
dp _e (kW)	0,68	0,86	0,99	0,95	0,62
dh _e (%)	2,03%	1,60%	1,55%	2,72%	1,61%
dbrandstof (kg/uur)	0,11	0,12	0,12	0,11	0,11
dO ₂ (vol%)	0,21	0,18	0,18	0,12	0,10
dCO (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO _{2, uitlaat} (vol%)	0,59	0,59	0,59	0,63	0,66
dCO _{2, inlaat} (vol%)	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
dHC (ppm)	25	39	36	11	11
dNO _x (ppm)	50	50	50	50	50

VW-proefstand: Methanol – EGR + WOT + oplading

	Methanol									
	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011
Datum	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011
Ongrevinsvoorwaarden										
P _{manifester} (Pa)	101380	101350	101350	101350	101350	101350	101350	101350	101380	101380
T _{manifester} (°C)	18,5	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	25,3	18,5	18,5
relatieve vochtigheid (%)	44,5	25	25	25	25	25	25	25	44,5	44,5
ρ _{lucht} (kg/m ³)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Variërende grootheden										
M _{ingeseed} (Nm)	130,9	129,2	125,5	130,0	125,7	125,7	125,7	125,7	180,2	179,8
toerental _{ingeseed} (rpm)	1512	1997	2501	3005	3499	3499	3499	3502	1506	2004
Gemeten grootheden										
P _{inlaat} (kPa)	102,81	105,17	103,98	108,38	107,86	107,86	107,86	115,45	107,52	111,94
MBT-timing (°ca BTDC)	8,5	10,6	12,6	12,8	9,5	9,5	9,5	8,0	14,2	4,1
TP (%)	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
MAF (g/s)	18,75	25,61	31,38	38,31	44,43	44,43	44,43	49,44	28,20	35,28
brandstofverbruik (g/s)	2,62	3,47	4,00	4,94	6,04	6,04	6,04	7,00	3,48	4,60
T _{inlaat} (°C)	33,9	42,0	35,9	35,8	35,0	35,0	35,0	34,6	26,2	29,2
T _{uitlaat} (°C)	435,6	485,1	10,0	545,8	584,4	584,4	584,4	595,3	563,1	586,0
NO _x (ppm)	0	10	21	30	18	18	18	74	129,7	689
CO _{2, uitlaat} (vol%)	13,40	13,60	13,80	13,70	13,70	13,70	13,70	13,60	13,50	13,70
CO _{2, inlaat} (vol%)	4,20	3,70	4,10	3,60	2,80	2,80	2,80	1,40	0,90	1,60
O ₂ (vol%)	0,49	0,42	0,44	0,52	0,48	0,48	0,48	0,49	0,58	0,49
O ₂ (vol%)	1,55	1,42	1,19	1,29	1,27	1,27	1,27	1,25	1,30	1,16
HC (ppm)	142	383	825	859	1174	1174	1174	162	215	265
lambda _{drafgeleken} (-)	1,000	0,999	1,000	0,998	1,000	1,000	1,000	1,001	0,998	1,000
Berekende grootheden										
P _e (kW)	20,727	27,008	32,856	40,892	46,052	46,052	46,052	48,114	28,410	37,716
brandstofverbruik B (kg/h)	9,42	12,48	14,39	17,78	21,74	21,74	21,74	20,99	12,53	16,54
b _e = BSFC (g/ekWh)	454,52	462,13	437,88	434,74	472,07	472,07	472,07	436,27	441,09	438,66
lambda _{drafberekend} (-) (via MAF)	1,10	1,14	1,21	1,19	1,13	1,13	1,13	1,14	1,25	1,18
BMEP (bar)	8,665	8,551	8,305	8,604	8,320	8,320	8,320	10,141	11,928	11,928
η _{me} (%)	98,35%	98,63%	98,97%	96,67%	90,69%	90,69%	90,69%	94,71%	113,94%	110,08%
deltaYCO ₂	0,45	0,37	0,42	0,35	0,25	0,25	0,25	0,11	0,07	0,13
mEGR (g/s)	7,66	8,55	11,86	12,20	10,16	10,16	10,16	6,24	1,74	4,33
EGR (%)	26,38%	22,73%	25,11%	22,00%	16,76%	16,76%	16,76%	9,38%	5,21%	9,34%
Geïndiceerde grootheden										
W _i (Joule/Cycle)	420,90	413,11	401,47	426,95	424,97	424,97	424,97	490,97	576,51	569,04
imep (bar)	8,88	8,71	8,47	9,01	8,96	8,96	8,96	10,52	12,16	12,00
P ₁₄ (kW)	21,21	27,50	33,47	42,77	49,57	49,57	49,57	49,08	28,94	38,01
Cov (%)	2,09%	1,90%	2,67%	0,85%	1,92%	1,92%	1,92%	1,46%	1,13%	1,05%
η _m (%)	97,71%	98,22%	98,17%	95,62%	92,91%	92,91%	92,91%	98,03%	98,17%	99,22%
η _t (%)	40,36%	39,47%	41,69%	43,10%	40,86%	40,86%	40,86%	41,90%	41,38%	41,16%
η _e (%)	39,43%	38,77%	40,92%	41,21%	37,96%	37,96%	37,96%	41,08%	40,62%	40,84%
Berekende nauwkeurigheden										
dp _e (kW)	1,05	0,89	1,80	0,61	0,79	0,79	0,79	1,57	1,69	0,86
dp _e (%)	2,05%	1,33%	2,27%	0,69%	0,70%	0,70%	0,70%	1,37%	2,45%	0,99%
dbbrandstof (kg/uur)	0,12	0,12	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,13	0,14
dO ₂ (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO _{2, uitlaat} (vol%)	0,67	0,68	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,68	0,68	0,69
dCO _{2, inlaat} (vol%)	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
dHC (ppm)	11	19	41	43	59	59	59	11	13	33
dNO _x (ppm)	50	50	50	50	50	50	50	50	69	50

VW-proefstand: Methanol – EGR + gasklep + oplading

	Methanol										
	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011
Omgevingsvoorwaarden											
P _{atmosfeer} (Pa)	101350	101350	101350	101350	101350	101350	101350	101350	101350	101350	101350
T _{atmosfeer} (°C)	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2	23,2
relatieve vochtigheid (%)	34,5	34,5	34,5	34,5	34,5	34,5	34,5	34,5	34,5	34,5	34,5
ρ _{0,001} (kg/m ³)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Variërende grootheden											
M _{ingeneerd} (Nm)	24,3	25,6	25,8	24,2	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6
toerental _{ingeneerd} (rpm)	1247	1504	1995	2504	2994	3416	3416	3416	3416	3416	3416
Gemeten grootheden											
P _{inlaat} (kPa)	31,98	32,12	32,14	32,52	32,71	33,74	33,74	33,74	33,74	33,74	33,74
MBT-timing (°ca BTDC)	6,9	8,6	6,0	11,2	9,1	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2	9,2
TP (%)	3,8	5,0	6,7	8,3	10,0	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
MAF (g/s)	4,94	6,21	9,26	11,36	13,81	15,72	15,72	15,72	15,72	15,72	15,72
brandstofverbruik (g/s)	0,89	1,02	1,31	1,55	1,76	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18
T _{inlaat} (°C)	28,1	30,6	27,7	27,2	22,9	29,7	27,6	27,1	26,9	27,6	26,9
T _{uitlaat} (°C)	347,9	375,2	417,0	503,5	462,9	549,5	462,9	462,9	462,9	462,9	462,9
NO _x (ppm)	793	887	447	704	523	393	1641	1479	1267	1163	857
CO _{2, uitlaat} (vol%)	13,80	13,70	13,90	13,90	14,00	13,90	13,90	13,90	13,90	13,80	13,90
CO _{2, inlaat} (vol%)	0,00	0,00	0,00	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
CO (vol%)	0,53	0,61	0,39	0,47	0,47	0,64	0,42	0,45	0,41	0,43	0,35
O ₂ (vol%)	1,21	1,22	1,06	1,08	1,05	1,38	1,08	1,09	1,05	1,07	1,11
HC (ppm)	338	262	235	178	110	116	116	321	245	212	104
lambda _{dafgekeken} (-)	1,000	1,003	0,998	0,999	0,997	0,999	0,999	1,005	1,001	0,999	1,002
Berekende grootheden											
P _e (kW)	3,173	4,035	5,389	6,352	7,721	8,804	8,804	8,804	8,804	8,804	8,804
brandstofverbruik B (kg/h)	3,19	3,67	4,73	5,57	6,35	7,86	7,86	7,86	7,86	7,86	7,86
b _e = BSFC (g/ekWh)	1005,83	910,07	877,12	876,65	822,32	893,05	893,05	893,05	893,05	893,05	893,05
lambda _{daberekend} (-) (via MAF)	0,86	0,94	1,08	1,13	1,20	1,11	1,01	1,09	1,09	1,07	1,16
BMEP (bar)	1,609	1,695	1,707	1,604	1,629	1,629	1,629	1,629	1,629	1,629	1,629
η _{me} (%)	24,17%	24,92%	27,53%	26,81%	26,68%	26,85%	26,85%	26,85%	26,85%	26,85%	26,85%
deltaγCO ₂	-	-	-	0,0044	0,0044	-	-	-	-	0,0044	-
mEGR (g/s)	-	-	-	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
EGR (%)	-	-	-	0,35%	0,35%	0,35%	0,35%	0,35%	0,35%	0,35%	0,35%
Geïndiceerde grootheden											
W _i (Joule/Cycle)	95,5412	101,5908	104,2045	104,1957	108,6034	111,4872	111,4872	111,4872	111,4872	111,4872	111,4872
imep (bar)	2,0154	2,1430	2,1982	2,1980	2,2910	2,3518	2,3518	2,3518	2,3518	2,3518	2,3518
P ₁₄ (kW)	3,9713	5,0931	6,9296	8,6969	10,8386	12,6947	12,6947	12,6947	12,6947	12,6947	12,6947
Cov (%)	2,20%	0,78%	1,02%	0,78%	2,01%	1,38%	1,38%	1,38%	1,38%	1,38%	1,38%
η _m (%)	79,90%	79,22%	77,76%	73,03%	71,23%	69,35%	69,35%	69,35%	69,35%	69,35%	69,35%
η _i (%)	22,29%	24,86%	26,28%	27,99%	30,59%	28,93%	28,93%	28,93%	28,93%	28,93%	28,93%
η _e (%)	17,81%	19,70%	20,43%	20,44%	21,79%	20,06%	20,06%	20,06%	20,06%	20,06%	20,06%
Berekende nauwkeurigheden											
dp _e (kW)	0,097	0,098	0,278	0,232	0,309	1,149	1,149	1,149	1,149	1,149	1,149
dh _e (%)	0,80%	0,75%	1,16%	0,85%	0,95%	2,64%	2,64%	2,64%	2,64%	2,64%	2,64%
dbrandstof (kg/h)	0,106	0,107	0,109	0,111	0,113	0,116	0,116	0,116	0,116	0,116	0,116
dO ₂ (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO _{2, uitlaat} (vol%)	0,69	0,69	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
dCO _{2, inlaat} (vol%)	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
dHC (ppm)	17	13	12	11	11	11	11	11	11	11	11
dNO _x (ppm)	79	89	50	70	52	50	164	148	127	116	86

VW-proefstand: Methanol - EGR + gasklep + oplading

		Methanol				
Datum		19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011
Omzettingsvoorwaarden						
Barometer (Pa)		101350	101380	101380	101380	101380
Temperatuur (°C)		23,2	18,5	18,5	18,5	18,5
relatieve vochtigheid (%)		34,5	44,5	44,5	44,5	44,5
rho _{lucht} (kg/m³)		1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Variërende grootheden						
Wingstedte (Nm)		76,1	77,0	76,3	76,3	76,3
toerental _{ingesteld} (rpm)		1999	2504	2997	3498	3495
Gemeten grootheden						
P _{inlaat} (kPa)		55,24	55,77	56,13	60,42	60,42
MBT-timing (° ca BTDC)		5,3	7,0	5,9	5,0	5,0
TP (%)		12,3	14,9	17,2	20,4	20,4
MAF (g/s)		16,62	21,14	27,40	33,33	33,33
brandstofverbruik (g/s)		2,70	3,05	3,52	4,12	4,12
T _{inlaat} (°C)		26,4	26,2	23,3	28,2	28,2
T _{inlaat} (°C)		509,5	545,1	574,9	625,4	625,4
NO _x (ppm)		1731	1698	1145	577	577
CO _{2, uitlaat} (vol%)		14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
CO _{2, inlaat} (vol%)		0,00	0,20	0,40	0,60	0,60
CO (vol%)		0,43	0,46	0,37	0,44	0,44
O ₂ (vol%)		1,05	1,03	0,99	1,10	1,10
HC (ppm)		201	150	105	112	112
lambda _{gereguleerd} (-)		1,001	1,000	1,001	1,001	1,001
Berekende grootheden						
P _e (kW)		15,932	19,883	24,151	27,945	27,945
brandstofverbruik B (kg/h)		9,73	10,98	12,68	14,82	14,82
b _e = BSFC (g/eKWh)		610,76	582,25	524,86	530,16	530,16
lambda _{dBerekend} (-) (Via MAF)		0,95	1,07	1,20	1,25	1,25
BMEP (bar)		5,039	5,020	5,095	5,051	5,051
η _{vol} (%)		50,11%	50,19%	52,93%	54,95%	54,95%
deltaγCO ₂		-	0,0117	0,0265	0,0419	0,0419
mEGR (g/s)		-	0,22	0,66	1,26	1,26
EGR (%)		-	0,91%	2,08%	3,26%	3,26%
Geïndiceerde grootheden						
W _i (Joule/Cycle)		niet	258,1621	260,4352	263,7601	263,7601
imep (bar)		5,4458	5,4938	5,5639	5,5639	5,5639
P ₄ (kW)		21,5479	26,0175	30,7544	36,0175	36,0175
Cov (%)		0,97%	1,56%	1,92%	1,92%	1,92%
η _{in} (%)		92,27%	92,83%	90,87%	92,83%	92,83%
η _i (%)		35,16%	36,78%	37,19%	37,19%	37,19%
η _e (%)		32,44%	34,14%	33,80%	33,80%	33,80%
Berekende nauwkeurigheden						
dP _e (kW)		0,215	0,323	0,656	0,800	0,800
dη _e (%)		0,54%	0,64%	0,99%	1,01%	1,01%
dbrandstof (kg/h)		0,119	0,122	0,125	0,130	0,130
dCO ₂ (vol%)		0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
dCO (vol%)		0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO _{2, uitlaat} (vol%)		0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
dCO _{2, inlaat} (vol%)		0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
dHC (ppm)		11	11	11	11	11
dNO _x (ppm)		173	170	115	58	58

VW-proefstand: Methanol – EGR + gasklep + oplading

Datum	Methanol									
	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	20/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	19/04/2011	20/04/2011
Omgevingsvoorwaarden										
P _{ambroef} (Pa)	101350	101350	101350	101380	101380	101380	101350	101380	101380	101380
T _{ambroef} (°C)	23,2	23,2	23,2	18,5	18,5	18,5	23,2	18,5	18,5	18,5
relatieve vochtigheid (%)	34,5	34,5	34,5	44,5	44,5	44,5	34,5	44,5	44,5	44,5
ρ _{ambroef} (kg/m ³)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Variërende grootheden										
M _{ingesteld} (Nm)	155,8	155,2	155,2	157,6	156,5	155,4	179,7	179,7	179,0	181,0
toerental _{ingesteld} (rpm)	1249	1502	1988	2503	3002	3494	1508	1988	2499	2998
Gemeten grootheden										
P _{max} (kPa)	97,66	96,01	101,30	98,49	106,84	115,76	108,39	115,88	109,71	122,94
MBT-timing (°ca BTDC)	-2,0	-0,9	1,2	3,3	1,5	3,7	-1,1	1,0	2,8	1,1
TP (%)	21,7	20,9	24,3	22,2	26,9	35,1	29,0	29,3	26,0	35,4
MAF (g/s)	20,12	25,65	34,39	40,74	47,81	52,60	30,14	38,66	44,15	51,87
brandstofverbruik (g/s)	3,01	3,38	4,25	5,09	6,29	7,39	3,74	4,78	5,71	7,26
T _{inlaat} (°C)	26,1	26,5	27,2	27,5	40,0	47,3	26,9	28,1	30,5	45,2
T _{uitlaat} (°C)	505,2	545,4	559,0	615,2	666,6	669,2	100	595,5	628,0	687,1
NO _x (ppm)	2204	2206	1115	1298	607	227	2400	1122	1356	713
CO _{2, uitlaat} (vol%)	13,90	13,80	13,80	13,90	13,80	13,60	13,80	13,80	14,00	13,80
CO _{2, inlaat} (vol%)	0,10	0,00	0,70	0,70	0,70	1,40	0,00	0,90	0,70	0,80
CO (vol%)	0,75	0,48	0,54	0,50	0,55	0,56	0,52	0,54	0,48	0,63
O ₂ (vol%)	0,88	1,19	1,12	0,91	1,15	1,23	1,21	1,15	1,12	1,06
HC (ppm)	293	252	168	114	116	155	250	152	113	126
λ _{instelbaar} (-)	0,975	1,002	1,001	1,000	1,001	1,000	1,000	1,002	1,000	1,000
Berekende grootheden										
P _e (kW)	20,373	24,408	32,471	41,325	49,212	56,870	28,389	37,586	46,839	56,818
brandstofverbruik B (kg/h)	10,82	12,16	15,32	18,34	22,66	26,59	13,45	17,22	20,55	26,15
b _e = BSFC (g/ekWh)	531,03	498,25	471,71	443,84	460,36	467,56	473,65	458,20	438,73	460,28
λ _{instelbaar} (-) (via MAF)	1,03	1,17	1,24	1,23	1,17	1,10	1,24	1,24	1,19	1,10
BMEP (bar)	10,313	10,271	10,276	10,436	10,362	10,290	11,898	11,893	11,850	11,983
η _{br} (%)	96,16%	100,56%	100,77%	93,97%	92,42%	87,94%	116,99%	113,28%	102,36%	101,06%
deltaγCO ₂	0,0044	-	0,0505	0,0501	0,0505	0,1116	-	0,0667	0,0497	0,0585
η _{MEGR} (g/s)	0,008	-	1,57	1,84	2,18	5,30	-	2,33	1,98	2,74
EGR (%)	0,35%	-	3,90%	3,86%	3,87%	8,12%	-	5,09%	3,82%	4,43%
Geïndiceerde grootheden										
W _i (Joule/Cycle)	498,3251	493,3546	494,5248	493,4985	505,7352	511,6357	576,9317	575,7511	561,8869	584,0126
imeg (bar)	10,5170	10,4071	10,4318	10,4102	10,6683	10,7938	12,1702	12,1453	11,8528	12,3195
P14 (kW)	20,7469	24,7006	32,9354	41,1742	50,6072	59,5885	29,0004	38,3450	46,8052	58,3623
Cov (%)	1,01%	1,75%	2,16%	1,48%	1,65%	1,71%	1,40%	2,55%	1,50%	2,09%
η _{in} (%)	98,20%	98,81%	98,59%	100,37%	97,24%	95,44%	97,89%	98,02%	100,07%	97,35%
η _e (%)	34,36%	36,40%	38,52%	40,23%	40,03%	40,16%	38,66%	39,90%	40,81%	39,98%
η _e (%)	33,74%	35,97%	37,98%	40,38%	38,93%	38,32%	37,84%	39,10%	40,84%	38,93%
Berekende nauwkeurigheden										
dP _e (kW)	0,929	1,247	0,896	1,035	1,181	0,911	1,535	1,153	1,016	1,653
dP _{ie} (%)	1,59%	1,87%	1,10%	1,06%	0,97%	0,65%	2,08%	1,24%	0,93%	1,15%
dbrandstof (kg/h)	0,122	0,124	0,131	0,137	0,145	0,153	0,127	0,134	0,141	0,152
dCO ₂ (vol%)	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
dCO (vol%)	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
dCO _{2, uitlaat} (vol%)	0,70	0,69	0,69	0,70	0,69	0,68	0,69	0,69	0,70	0,69
dCO _{2, inlaat} (vol%)	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
dHC (ppm)	15	13	11	11	11	11	13	11	11	11
dNO _x (ppm)	220	221	112	130	61	50	240	112	136	71

Bijlage F

Datasheets

Zie CD-rom.

Bibliografie

- [1] Pearson, R.J., Turner, J.W.G., Eisaman, M.D., en Littau, K.A.: *Extending the Supply of Alcohol Fuels for Energy Security and Carbon Reduction*. SAE 2009-01-2764, 2009.
- [2] Olah, G.A., Goepfert, A., en Prakash, G.K.S.: *Chemical Recycling of Carbon Dioxide to Methanol and Dimethyl Ether: From Greenhouse Gas to Renewable, Environmentally Carbon Neutral Fuels and Synthetic Hydrocarbons*. The Journal of Organic Chemistry, 74(2):487–498, 2009.
- [3] Dierickx, J. en Huyghebaert, Y.: *Alternatieve brandstoffen voor vonkontstekingsmotoren: optimalisatie van waterstofmotoren en opbouw van een methanolmotorproefstand*. scriptie, Universiteit Gent, 2009-2010.
- [4] Vancoillie, J. en Verhelst, S.: *Modeling the combustion of light alcohols in SI engines: a preliminary study*. In *FISITA 2010 World Automotive Congress*. F2010-SC-O-04, 2010.
- [5] Brusstar, M. en Bakenhus, M.: *Economical, High-Efficiency Engine Technologies For Alcohol Fuels*. Technisch Rapport, U.S. Environmental Protection Agency, 2006.
- [6] Shenghua, L., Clemente, C.R.E., Tiegang, H., en Yanjv, W.: *Study of spark ignition engine fueled with methanol/gasoline fuel blends*. Applied Thermal Engineering, 27(11-12):1904–1910, 2007.
- [7] Taylor, A.B., Mocan, D.P., Bell, A.J., Hodgson, N.G., Myburgh, I.S., en Botha, J.J.: *Gasoline/alcohol blends: exhaust emissions, performance and burn-rate in a multi-valve production engine*. SAE 961988, 1996.
- [8] Wu, C.W., Chen, R.H., Pu, J.Y., en Lin, T.H.: *The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline-blended fuels*. Atmospheric Environment, 38(40):7093–7100, 2004.
- [9] Yucesu, H.S., Sozen, A., Topgul, T., en Arcaklioglu, E.: *Comparative study of mathematical and experimental analysis of spark ignition engine performance*

- used ethanol-gasoline blend fuel.* Applied Thermal Engineering, 27(2-3):358–368, 2007.
- [10] Kumar, A., Khatri, D.S., en Babu, M.K.G.: *An Investigation of Potential and Challenges with Higher Ethanol-gasoline Blend on a Single Cylinder Spark Ignition Research Engine.* SAE 2009-01-0137, 2009.
- [11] Pearson, R.J., Turner, J.W.G., Holland, B., en Peck, R.: *Alcohol-Based Fuels in High Performance Engines.* SAE 2007-01-0056, 2007.
- [12] Yucesu, H.S., Topgul, T., Cinar, C., en Okur, M.: *Effect of ethanol-gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios.* Applied Thermal Engineering, 26(17-18):2272–2278, 2006.
- [13] Koc, M., Sekmen, Y., Topgul, T., en Yucesu, H.S.: *The effects of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine.* Renewable Energy, 34(10):2101–2106, 2009.
- [14] Nakata, K., Utsumi, S., Ota, A., Kawatake, K., Kawai, T., en Tsunooka, T.: *The Effect of Ethanol Fuel on a Spark Ignition Engine.* SAE 2006-01-3380, 2006.
- [15] Eyidogan, M., Ozsezen, A.N., Canakci, M., en Turkcan, A.: *Impact of alcohol-gasoline fuel blends on the performance and combustion characteristics of an SI engine.* Fuel, 89(10):2713–2720, 2010.
- [16] Topgul, T., Yucesu, H.S., Cinar, C., en Koca, A.: *The effects of ethanol-unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions.* Renewable Energy, 31(15):2534–2542, 2006.
- [17] Zhang, F., Shuai, S., Wang, J., en Wang, Z.: *Influence of Methanol Gasoline Blend Fuel on Engine and Catalyst Performance.* SAE 2006-01-3380, 2009.
- [18] Yuen, P.K., Beckett, J., en Villaire, W.: *Automotive Materials Engineering Challenges and Solutions for the Use of Ethanol and Methanol Blended Fuels.* SAE 2010-01-0729, 2010.
- [19] Kabasin, D., Hoyer, K., Kazour, J., Lamers, R., en Hurter, T.: *Heated Injectors for Ethanol Cold Starts.* SAE 2009-01-0615, 2009.
- [20] Li, J., Gong, C.M., Su, Y., Dou, H.L., en Liu, X.J.: *Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol.* Fuel, 89(12):3919–3925, 2010.
- [21] Colpin, C., Leone, T., Lhuillery, M., en Marchal, M.: *Key Parameters for Startability Improvement Applied to Ethanol Engines.* SAE 2009-01-0616, 2009.
- [22] Aikawa, K., Sakurai, T., en Hayashi, A.: *Study of Ethanol-Blended Fuel (E85) Effects Under Cold-Start Conditions.* SAE 2009-01-0620, 2009.

- [23] Markel, A.J. en Bailey, B.K.: *Modeling and cold start in alcohol-fueled engines*. Technisch Rapport, National Renewable Energy Laboratory, 1998.
- [24] Siewert, R.M. en Groff, E.G.: *Unassisted Cold Starts to -29°C and Steady-State Tests of a Direct-Injection Stratified-Charge (Disc) Engine Operated on Neat Alcohols*. SAE 872066, 1987.
- [25] Cifre, P.G. en Badr, O.: *Renewable hydrogen utilisation for the production of methanol*. Energy Conversion and Management, 48(2):519–527, 2007.
- [26] Jiang, Z., Xiao, T., Kuznetsov, V.L., en Edwards, P.P.: *Turning carbon dioxide into fuel*. Philosophical Transactions of the Royal Society A, 368(1923):3343–3364, 2010.
- [27] Minutillo, M. en Perna, A.: *A novel approach for treatment of CO₂ from fossil fired power plants, Part A: The integrated systems ITRPP*. International Journal of Hydrogen Energy, 34(2009):4014–4020, 2009.
- [28] Specht, M., Staiss, F., Bandi, A., en Weimer, T.: *Comparison of the renewable transportation fuels, liquid hydrogen and methanol, with gasoline-energetic and economic aspects*. International Journal of Hydrogen Energy, 23(5):387–396, 1998.
- [29] Searchinger, T.D.: *Biofuels and the need for additional carbon*. Environmental Research Letters, 5(2), 2010.
- [30] Lackner, K.S., Grimes, P., en Ziock, H. J.: *Options for Capturing Carbon Dioxide from the Air*. Technisch Rapport, National Energy Technology Laboratory, 2008.
- [31] Adachi, M.: *Emission measurement techniques for advanced powertrains*. Measurement Science Technology, 11(10):R113–R129, 2000.
- [32] Sandstroem-Dahl, C., Erlandsson, L., Gasste, J., en Lindgren, M.: *Measurement Methodologies for Hydrocarbons, Ethanol and Aldehyde Emissions from Ethanol Fuelled Vehicles*. SAE 2010-01-1557, 2010.
- [33] Loos, M.J., Richert, J.F.O., Mauti, A., Kay, S., Chanko, T., en Shah, S.D.: *Enabling Flex Fuel Vehicle Emissions Testing - Test Cell Modifications and Data Improvements*. SAE 2009-01-1523, 2009.
- [34] De Jaegere, J. en Plichart, E.: *De ombouw van een Volvo-benzinemotor voor gebruik op waterstof*. scriptie, Karel de Grote Hogeschool, 2004-2005.
- [35] Billiouw, C. en Trenson, A.: *Onderzoek naar de invloed van oplading, EGR en variabele kleppentiming op vermogen en emissies bij waterstofmotoren*. scriptie, Universiteit Gent, 2006-2007.

- [36] Huyge, K. en Van Cauwenberge, B.: *Opbouw van een waterstofmotor op proefstand en verder onderzoek naar backfire*. scriptie, Universiteit Gent, 2001-2002.
- [37] Mortier L., Van Lierde S.: *Onderzoek naar backfire op een eencilinder waterstofverbrandingsmotor*. scriptie, Universiteit Gent, 2004-2005.
- [38] Sierens, R., Demuynck, J., Depaepe, M., en Verhelst, S.: *Heat transfer comparison between methane and hydrogen in a spark ignited engine*. *Energy & Environment*, 78(6):149–156, 2010.
- [39] Maesschalk, P. en Rombaut, N.: *Optimalisatie van vermogen en emissies van waterstofverbrandingsmotoren: toepassen van oplading, EGR en variabele klepentiming*. scriptie, Universiteit Gent, 2007-2008.
- [40] Martin, S. en Vermeir, M.: *Onderzoek naar optimale werkingstrategieën van waterstofverbrandingsmotoren*. scriptie, Universiteit Gent, 2008-2009.
- [41] Brusstar, M., Stuhldreher, M., Swain, D., en Pidgeon, W.: *High Efficiency and Low Emissions from a Port-Injected Engine with Neat Alcohol Fuels*. SAE 2002-01-2743, 2002.
- [42] Neame, G.R., Gardiner, D.P., Mallory, R.W., Rao, V.K., Bardon, M.F., en Battista, V.: *Improving the fuel economy of stoichiometrically fuelled S.I. engines by means of EGR and enhanced ignition - A comparison of gasoline, methanol and natural gas*. SAE 952376, 1995.
- [43] Abd-Alla, G.H.: *Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review*. *Energy Conversion Management*, 43(2002):1027–1042, 2001.
- [44] Heywood, J.B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. 1988.
- [45] Germane, G.G., Wood, C.G., en Hess, C.C.: *Lean Combustion in Spark-Ignited Internal Combustion Engines - A Review*. SAE 831694, 1983.
- [46] Pannone, G.M. en Johnson, R.T.: *Methanol as a Fuel for a Lean Turbocharged Spark Ignition Engine*. SAE 890435, 1989.
- [47] Sierens, R.: *Zuigermachines*. Syllabus, Universiteit Gent, 2009-2010.
- [48] Dunn-Rankin, D.: *Lean combustion: technology and control*. Academic Press, Elsevier, 2008.
- [49] Verhelst, S., Maesschalck, P., Rombaut, N., en Sierens, R.: *Efficiency comparison between hydrogen and gasoline, on a bi-fuel hydrogen/gasoline engine*. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34(2009):2504–2510, 2009.
- [50] Sierens, R.: *Zuigermotoren*. Syllabus, Universiteit Gent, 2010-2011.
- [51] Taylor, J.R.: *An introduction to error analysis*. University Science Books, Sausalito, U.S., 2e uitgave, 1997.

