



#### Der Autor | The Author



Philipp Vögelin,  
Modulleiter Motor  
und Antrieb, Team  
ETH Zürich.

Philipp Vögelin,  
team manager en-  
gine and drivetrain,  
team ETH Zurich.

## Die Umrüstung auf E85 beim „simplon“

Zwei Jahre war das Team der ETH Zürich mit Benzin unterwegs und nahm sich für den dritten Rennwagen „simplon“ vor, den alternativen Kraftstoff E85 zu verwenden. Ist E85 ein besserer Kraftstoff als Benzin?



## 1 Ausgangslage

Nicht nur das Team war überzeugt, mit dem Motto „simplon E85“ mehr Sponsorenbeiträge zu finden, sondern auch die Schule begrüßte den fortschrittlichen Entscheid mit dem Projektstart im November 2008. Für vier Studenten des knapp besetzten Gesamtteams bedeutete dies, bis Juni einen kompletten Antriebsstrang auf der letztjährigen Basis Suzuki-GSX-R600-Vierzylindermotor mit den Schwerpunkten Umrüstung E85 [1, 2, 3]

und Leichtbau zu realisieren. Die Anforderungen entstanden aus dem Verbesserungspotenzial des alten Fahrzeugs:

- der Nachteil durch den 19 mm Restriktor (Benzin 20 mm) soll durch die Kraftstoffeigenschaften und das Ansaugsystem wett gemacht werden
- den Kraftstoffverbrauch um ein Drittel zu reduzieren und zu den sparsamsten Fahrzeugen zu gehören, ist ein Muss
- im Zentrum der Motorcharakteristik steht ein breites und hohes Drehmomentband, nicht aber die Spitzenleistung
- die Gewichtsersparnis soll bei Ansaugsystem, Trockensumpfschmierung, Kühlung und Antriebsstrang mit Differential im Bereich von einem Viertel bis einem Drittel liegen.

Aus personellen und zeitlichen Gründen war es nicht möglich, mit den üblichen Iterationen zwischen Simulation und Realität die Ziele zu erreichen. Viel mehr drängte sich auf, die Motorsimulation mit der Software GT-Power als Grundlage für den Bau des einzigen Ansaugsystems zu verwenden und so keine groben Fehler zu begehen. Zusätzlich wurde der neue Kraftstoff mit thermodynamischen Abschätzungen untersucht, um den nötigen theoretischen Hintergrund für das Abstimmungskonzept mit Motec M400 zu bilden. Mit diesem Rüstzeug begann die Prüfstandsarbeit noch rechtzeitig vor dem Event in Silverstone im Mai 2009.

## 2 Theoretische Untersuchung des Kraftstoffwechsels

Folgt man dem Otto-Motorprozess, so tritt bei der Saugrohreinspritzung mit E85 ein erstes interessantes Phänomen auf: die Verdampfungsenthalpie ist fast drei mal grösser als bei Benzin, was zu einer starken Abkühlung von 30 bis 50 K führt und damit die Gemischdichte und den Massenstrom durch den engen Ventiquerschnitt erhöht. Ein weiterer Grund für die starke Abkühlung ist der Eintrag von 45 % mehr Kraftstoffmasse, wegen dem stöchiometrische Luft/Kraftstoff-Massenverhältnis von neu 10 anstelle der 14.5 bei Benzin. Schlussendlich kommt man zu einer 5 bis 8 % größeren Luftmasse im Zylinder nach dem Ansaug-

### *The Conversion of „simplon“ to E85*

*After two years of driving with gasoline the team of ETH Zurich decided to take up a conversion to E85 for the third race car. The rules are offering this alternative fuel and the team was interested if E85 is a better fuel.*

#### **1 Starting Position**

*Not only the team was convinced to find more sponsorship money with the slogan „simplon E85“. The university appreciated the modern decision along with the project start in November 2008 as well. Four students from the narrow manned complete team were supposed to realise a power and drivetrain on the last year's basis Suzuki GSX-R600 4 cylinder engine with a main focus on the E85 conversion [1, 2, 3] and lightweight design. The requirements resulted from the optimising potential of the old car:*

- *the disadvantage caused by the 19 mm air restrictor (gasoline 20 mm) should be compensated with the fuel properties and the air intake system*
- *it's a must to reduce the fuel consumption about one third and to be a member of the most fuel efficient cars*
- *the engine should develop a wide and high torque band with no strong focus on peak power*
- *the weight of the air intake system, dry sump lubrication, cooling system and drivetrain with differential should be reduced between one fourth and one third.*

*Due to the small team and time reasons it wasn't possible to achieve the goals with the usual iteration between simulation and reality. It was obvious to avoid rough faults in our setup by using the engine simulation software GT-Power as a basis for the single manufacturing of the air intake system. The new fuel was additionally investigated in a theoretical way to get enough background knowledge for a suitable tuning concept with Motec M400. With this experience the engine test bench work could be started enough early before the Silverstone event in May 2009.*

#### **2 Theoretical Study on the Fuel Change**

*If one follows the Otto engine process, a first interesting phenomena appears with E85 and the port injection: the latent heat*

*is nearly three times higher compared to gasoline what leads to a strong cooling down of 30 to 50 K, along with an increased mixture density and so a higher mass flow through the narrow valve area. Another reason for this strong cooling effect is the addition of 45 % more fuel mass. This is resulting from the stoichiometric air/fuel mass ratio of 10 instead of 14.5 in case of gasoline. The effect is a 5 to 8 % higher air mass in the cylinder after the intake stroke strongly depending on how well the fuel spray column is prepared in the suction tube.*

*Although the lower heating value of E85 (31 MJ/kg) is smaller than the one of gasoline (44 MJ/kg), a stoichiometric mixture of E85 and air has 4.6 % higher content of chemical stored energy. This will be important for the upcoming combustion process and working stroke (expansion).*

*The high E85 octane number of at least 104 ROZ is advantageous for the following compression stroke and ignition. A compression ratio of 15:1 results still in an efficiency gain without decreasing the ignition advance. The knocking addition is additionally decreased through the lower process temperature of some ten degrees centigrade because the chemical driven self ignition is depending on the Arrhenius equation, which shortens the ignition delay exponentially with rising temperature.*

*In the middle of the combustion process is the flame propagation with its flame speed. The faster the whole mixture is burnt the smaller crank angle range is needed for an optimal combustion around the top dead centre. Pressure and temperature are rising with a higher flame velocity and result in a better efficiency. The laminar flame speed at standard conditions of E85 (0.38 m/s) is superior to the one of gasoline (0.33 m/s). Unfortunately the conditions are changing for the flame speed before ignition because the flame speed is growing proportional to the temperature squared. Despite of the higher compression ratio at the E85 engine and the resulting higher temperature increase during the compression stroke, the temperature is lower before ignition. A calculation with an isentropic compression (compression ratio gasoline 14:1 and E85 15:1) for the*

gen, was aber stark davon abhängt, wie gut die Kraftstoffspray-Säule im Saugrohr vorbereitet wird.

Obwohl der untere Heizwert von 31 MJ/kg bei E85 kleiner ist als bei Benzin (44 MJ/kg), beinhaltet ein stöchiometrisches Gemisch von E85 und Luft 4,6 % mehr chemisch gebundene Energie. Während der Verbrennung beziehungsweise dem Arbeitstakt (Expansion) wird das später noch wichtig.

Für die folgende Kompression und Zündung ist die hohe Klopfestigkeit von E85 mit einer Oktanzahl von mindestens 104 ROZ vorteilhaft. Denn das Verdichtungsverhältnis lässt sich problemlos mit Wirkungsgradgewinn auf 15:1 erhöhen, ohne dass die Vorzündung verkleinert werden muss. Die Klopfneigung wird zusätzlich durch die tiefere Prozesstemperatur von einigen zehn Grad Celsius verringert, denn die chemisch getriebene Selbstzündung folgt dem Arrhenius-Ansatz, welcher den Zündverzug exponentiell mit steigender Temperatur kürzer werden lässt.

Bei der Verbrennung ist die Flamm- ausbreitung mit ihrer Flammgeschwindigkeit der zentrale Punkt, denn je schneller das ganze Gemisch umgesetzt wird, desto kleiner wird der Kurbelwellenwinkelbereich für eine optimale Verbrennung um den oberen Totpunkt. Druck und Temperatur steigen mit höherer Flammgeschwindigkeit und ergeben einen besseren Wirkungsgrad. Die laminare Flammgeschwindigkeit von E85 ist bei Standardbedingungen mit 0.38 m/s gegenüber der von Benzin mit 0.33 m/s überlegen. Leider ändern sich die Bedingungen vor der Zündung für die Flammgeschwindigkeit, welche proportional zur Temperatur im Quadrat wächst. Trotz dem höheren Verdichtungsverhältnis beim E85-Motor und einer größeren Temperaturerhöhung während der Kompression, ist die Temperatur tiefer vor der Zündung. Rechnet man mit einer isentropen Kompression (Verdichtung Benzin 14:1 und E85 15:1) diese Temperaturen und die daraus folgenden neuen Flammgeschwindigkeiten aus, so schrumpft der einstige Vorsprung für E85 gegen null. Man kann also davon ausgehen, dass beide Flammgeschwindigkeiten schlussendlich gleich groß sind.

Die Reaktionsgleichungen für die Verbrennung von Ethanol zeigen im Ver-

gleich zu Benzin eine neue Abgaszusammensetzung: der Massenanteil von Wasser ist größer und der von Stickstoff kleiner, weil ein Teil des Sauerstoffs durch das Ethanol-Molekül  $C_2H_5OH$  zugeführt wird und das Verhältnis von Wasserstoff zu Kohlenstoff bei Ethanol größer ist. Da die Wärmekapazität von Wasser doppelt so groß ist als die von Stickstoff und  $CO_2$ , wird für das Erwärmen der Reaktionsprodukte mehr Verbrennungsenergie benötigt als bei Benzin. Beide Kraftstoffe haben aber dieselbe adiabate Flammtemperatur, was zeigt, dass die erwähnte Mehrenergie im Gemisch für die größere Wärmekapazität des Abgases verbraucht wird. Die Gase sind zwar nicht heißer für eine Steigerung des Wirkungsgrades im Verbrennungsmotor, wohl aber kann diese größere Enthalpie Arbeit leisten.

Für die folgende Expansion wird der Isentropenkoeffizient (errechnet aus der Abgaszusammensetzung) wichtig, denn dieser steht in der Gleichung für den thermischen Wirkungsgrad im Exponent des Verdichtungsverhältnis. Es zeigt sich ein kleiner Unterschied bei diesem Koeffizienten mit großer Wirkung. Geht man für den Ethanol-Motor von einer Verdichtung von 15:1 und beim Benzin-Motor von 14:1 aus, dann wird der theoretische Wirkungsgrad für E85 gut 8 % grösser (46 % bei Benzin und 50 % bei E85).

Aus Gleichungen der Düsenströmung geht hervor, dass der kleinere Luftmassenbegrenzer im üblichen Drehzahlbereich von 9 bis 12.000/min einen relevanten Nachteil im Massenstrom von 2 bis 4 % ergibt. Bilanziert man nun konservativ mit einem Plus von 4 % durch die bessere Füllung, plus 6 % vom höheren Wirkungsgrad und minus 2 % des Restriktors, so kann also im Bereich von 8 % mehr Drehmoment erwartet werden mit E85-Kraftstoff.

### 3 Mechanische Anpassungen

Ethanol wirkt korrosiv auf Aluminium und lässt Gummiprodukte aufquellen. Allerdings konnte bei einem Verträglichkeitstest während eines Monats keiner dieser Schäden beobachtet werden, wobei für längerfristige Anwendungen trotzdem Vorsicht geboten ist. Deshalb wurde für die Benzinversorgung eine



E85-beständige Bosch-Benzinpumpe mit Teflon-Stahlflexleitungen gewählt. Alle Dichtungsringe sind durch Nitril-Polymer-Produkte ersetzt worden, um kein Risiko einzugehen. Ein befürchtetes korrodieren der Ansaugkanäle ist auch bei über 25 Betriebsstunden des Rennwagens noch nicht feststellbar. Der Kohlefaserkunststofftank widersteht dem neuen Kraftstoff auch problemlos, musste aber für den höheren Bedarf voluminöser werden. Das bedeutet eine größere mitgeführte Kraftstoffmenge von den erwähnten 45 % und einen Gewichtsnachteil, insbesondere für einen Rennwagen. Für den größeren Kraftstoffbedarf wurden entsprechende Einspritzventile gewählt, die zusätzlich mit einem 15°-Winkel zur Ventilachse den Spray austreten lassen. So zielen die Tropfen besser in Saugrohrrichtung und prallen weniger an die Wand. Alternativ könnte auch der Kraftstoffdruck um den Faktor 1.94 (Bernoulli-Strömung) erhöht werden beim Benzineinspritzventil, was durch die höhere Austrittsgeschwindigkeit kleinere schnellverdampfende Tropfen gäbe. Leider war ein passendes Einspritzventil dazu nicht verfügbar.

Bei Modifikationen am Motor selbst war das Team aus zeitlichen und finanziellen Gründen eingeschränkt. Es blieb bei der Verdichtungserhöhung auf 15:1 durch Abfräsen des Motorblocks und verstellbaren Nockenwellenrädern, die auf die optimierten Steuerzeiten aus der Motorsimulation eingestellt wurden. Schätzt man die höheren Spitzendrücke als Folge der Verdichtungserhöhung von

original 12.5:1 auf 15:1 mittels der isentropen Expansion ab, ergibt sich ungefähr ein Viertel größere Belastung. Man kann davon ausgehen, dass diese Belastung noch unproblematisch ist für die Lagerungen, was auch Fachpersonen bestätigten.

#### 4 Abstimmungskonzept

Die Motorsteuerung Motec M400 bietet eine enorme Auswahl an Ein- und Ausgängen und Funktionen, wobei die meisten in Form von Kennfeldern beziehungsweise Tabellen implementiert sind. Neu beim „simplon“ sind der Drosselklappensensor und die Drehzahl die Hauptgrößen für die Kraftstoffbeimessung neben dem Saugrohrdruck und der Ansauglufttemperatur als Kompensationen. Beim Vorgängerfahrzeug diente der Saugrohrdrucksensor als Hauptgröße, dessen Signal aber stark verrauscht war und die Kraftstoffmenge nicht genau dem Betriebspunkt entsprach. Das führte neben der Abstimmung mit fettem Gemisch im Teillastbereich zu einem hohen Verbrauch.

Das Herz des Abstimmungskonzeptes stellt eine Tabelle mit Lambdawerten für jeden Betriebspunkt dar, **Bild 1**. Der Lambdawert mit dem besten spezifischen Verbrauch ( $\lambda = 1.05$ ) für E85 wurde in Publikationen gefunden und der für das maximalen Drehmoment ( $\lambda = 0.88$ ) experimentell am Prüfstand ermittelt. Nun soll im Teillastbereich bis zu möglichst hohen Lasten soweit der marginale Wert gefahren werden, bis die Ab-

Lambda Table (Lambda)		8000	8500	9000	9500	10000	11000	11500	12000
Load %	100.0	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
	90.0	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.90	0.90
	80.0	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96	0.92	0.92
	70.0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	0.95	0.95
	60.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	0.98	0.98
	50.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.02	1.02
	40.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
	30.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
	20.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
	10.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05
	0.0	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05	1.05

**Bild 1:** Lambda-Tabelle für jeden Betriebspunkt, hohe Drehzahlen machten früheres Anreichern nötig

**Figure 1:** Lambda table for every operating point, high engine speeds require earlier enrichment

temperatures before ignition and the corresponding flame speeds let the advance of E85 go to zero. One can assume that both flame speeds are the same in the end.

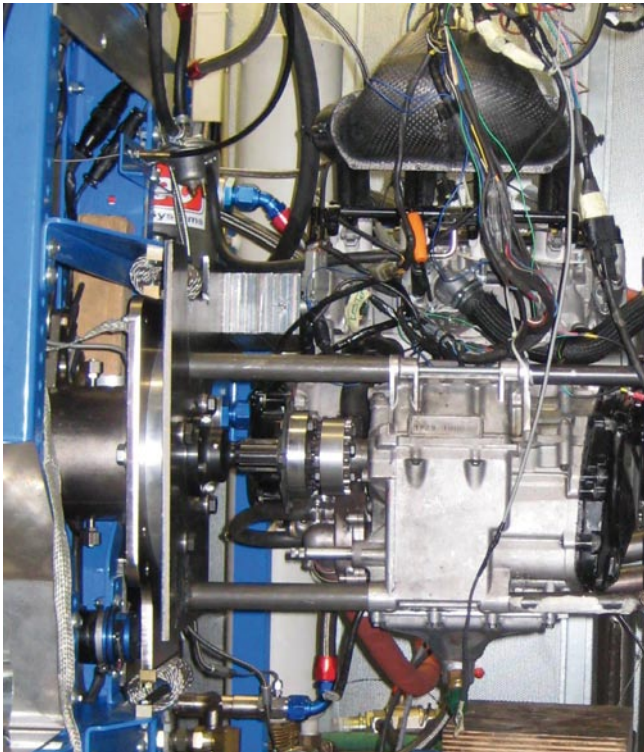
The chemical reaction equation of E85 combustion shows a new burnt gas composition compared to gasoline: the mass fraction of water is larger and the one of nitrogen smaller, because a part of the available oxygen is provided by the ethanol molecule  $C_2H_5OH$  and the ratio of carbon to hydrogen is smaller. Water has double the energy capacity of nitrogen and  $CO_2$ , so there is more combustion energy needed to heat up the reaction products. The same adiabatic flame temperature of both fuels shows that the mentioned higher energy content of the mixture is used to compensate the higher burnt gas energy capacity. The gases haven't a higher temperature after combustion in order to increase thermal efficiency, but the higher enthalpy of the burnt gas can do work.

The isentropic coefficient (calculated from the burnt gas composition) is important for the following expansion stroke because the compression ratio is powered by this coefficient in the thermal efficiency equation. There is a small difference between these coefficients with a strong consequence. If a compression ratio of 15:1 for the E85 engine is assumed and 14:1 for the gasoline engine, thus the theoretical efficiency is about 8 % higher for E85 (46 % with gasoline, 50 % with E85).

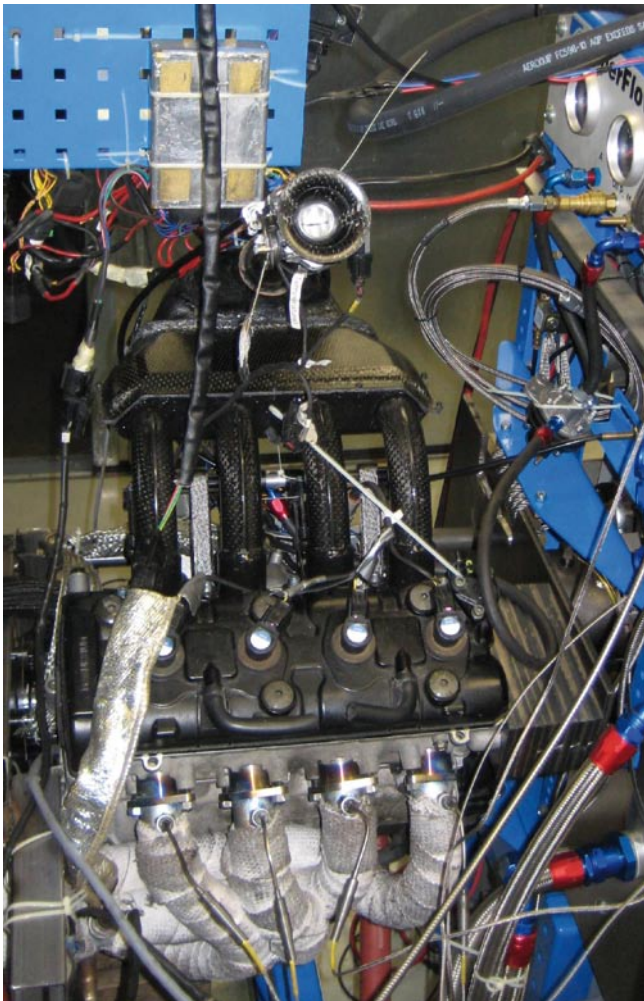
With equations describing an isentropic nozzle flow it's possible to find the mass flow through the air restrictor. In the usual engine speed range of 9 to 12000 rpm there is a 2 to 4 % lower air mass flow through the 19 mm restrictor. A conservative balance shows that a 4 % plus from the higher cylinder load, a 6 % efficiency gain and a minus of 2 % from the smaller restrictor could result in around 8 % more torque with E85.

#### 3 Mechanical Adaptions

Ethanol has a corrosive effect on aluminium and let expand rubber products. However a self made test over one month with different materials didn't show any compatibility problems. But for a long term application some attention is rec-



**Bild 2:** Mechanischer Prüfstands-aufbau  
**Figure 2:** Mechanical test bench setup



**Bild 3:** Prüfstands-aufbau mit Ansaug-system und Elektrik  
**Figure 3:** Test bench setup with intake manifold and electrical equipment

ommended. That's why the fuel lines were bought in the Teflon version and the fuel pump is an E85 resistant from Bosch. Every gasket is made from Nitrile polymere to avoid any risk. Corrosion at the intake channels of the cylinder head wasn't detectable even after 25 operating hours of the race car. The carbon fibre fuel tank resists the E85 unproblematic as well but was enlarged in order to cover the higher fuel consumption. This results in a higher transported fuel mass and is especially for a race a weight disadvantage. New fuel injectors with a higher mass flow have an additionally feature: the spray escapes at 15° degree angle measured to the injection valve axis. So the droplets fly more in the direction of the suction tube and don't hit so much the wall. An alternative way would be a fuel pressure increase by the factor 1.94 (Bernoulli flow equation) compared to the gasoline application. A higher injection pressure would also create smaller and faster evaporating droplets. Unfortunately a suitable injector wasn't available for this purpose.

Due to timing and financial reasons the team was restricted in modifying the engine mechanically. The compression ratio increase from 12.5 to 15:1 through milling down the engine block and adjustable camshaft sprockets rest the only modifications. The camshaft sprockets were adjusted to the simulated optimal camshaft timing. If one estimate the increased peak pressure as a consequence of the new compression ratio with an isentropic expansion the result is about one fourth higher pressure. It can be assumed that the bearings will stand the higher stress. Some experts don't see that critical as well.

#### 4 Tuning Concept

The engine control unit Motec M400 offers an enormous amount of in- and outputs and functions. Most of the characteristics are in the shape of tables implemented. The throttle position and the engine speed are newly the main input values for the fuel management beside compensations for the air inlet temperature and the manifold pressure. The old car was only equipped with a manifold pressure sensor as a main input. The noisy signal behaviour created an inaccurate fuel addition to the actual engine operating point. With the rich mixture



*in part load the car ended up with high fuel consumption.*

*The heart of the tuning concept consists of a table with lambda values for every operating point, **Figure 1**. A lambda value of 1.05 gives the best specific fuel consumption according to papers and the lambda value of 0.88 (highest torque) was experimentally determined on the engine test bench. The engine should run in part load to as high as possible loads with the best specific fuel consumption, until the exhaust gas temperatures rise up to 800 to 850 °C limit (standard recommendation). The lean premixed flame is burning slower than the rich one and therefore more fuel is combusted during the expansion, what yields to higher exhaust gas temperatures. From this point on the mixture is continuously enriched to the full load point. This idea could be maxed out more but exact temperature limits should be available to avoid any engine damage. Obviously the last two or three cells of the table in load direction should be used for the interpolation between the lean and rich value, so that the torque won't rise too much after a throttle step in this area.*

*The ignition map was taken from the last year's gasoline engine and verified at ten part and full load points. On every elected operating point the ignition advance was varied and checked on a torque shift. It appeared that in a range of  $\pm 4^\circ$  crank angle no change was measurable. So the ignition map stayed unmodified. It seems that the necessary smaller ignition advance from the higher compression ratio is approximately compensated with the knocking resistance of E85 which allows more ignition advance.*

### 5 Work at the Engine Test Bench

*The engine test bench Superflow SF-902 is equipped with a water brake system where the engine was fixed directly to the mounting plate of the brake and the gear box shaft was connected stiffly to the test bench shaft, **Figure 2**. In every exhaust manifold tube a wide band lambda sensor and a thermocouple was attached for monitoring the important exhaust gas temperature, **Figure 3**.*

*Because of the symmetric intake manifold it's reasonable to get best loads in*

gastemperaturen auf etwa 800 bis 850 °C steigen. Die magere Vormischflamme brennt langsamer als die fette ab und es wird deshalb mehr Kraftstoff während der Expansion umgesetzt, was zu höheren Abgastemperaturen führt. Erst von diesem Punkt an wird kontinuierlich auf den fetten Wert bei Vollast angereichert. Die Idee könnte noch weiter ausgereizt werden, weil aber genaue Temperaturwerte zum Motor fehlten und das Risiko eines Motorschadens möglichst klein gehalten werden musste, wurde diese Temperaturgrenze gewählt. Natürlich sollten die letzten zwei bis drei Zellen in Lastrichtung der Tabelle dazu genutzt werden, vom mageren zum fetten Wert zu interpolieren, damit der Drehmomentsprung für die Gaspedalbewegung in diesem Bereich nicht zu stark ausfällt.

Das Zündkennfeld wurde vom letztjährigen Benzinmotor übernommen und zur Kontrolle an zehn Teil- und Volllastpunkten angefahren. An jedem dieser Betriebspunkte wurde die Vorzündung variiert und auf eine Drehmomentänderung geachtet. Es zeigte sich, dass meist in einem Bereich von  $\pm 4^\circ$  KW keine Veränderung messbar war. Das Zündkennfeld ist deshalb das alte geblieben. Der Verdacht liegt nahe, dass sich die nötige kleinere Vorzündung wegen der Klopfgefahr (höhere Verdichtung) mit der höheren Klopfestigkeit des E85 und deren größeren möglichen Vorzündung etwa egalisiert.

## 5 Prüfstandsarbeit

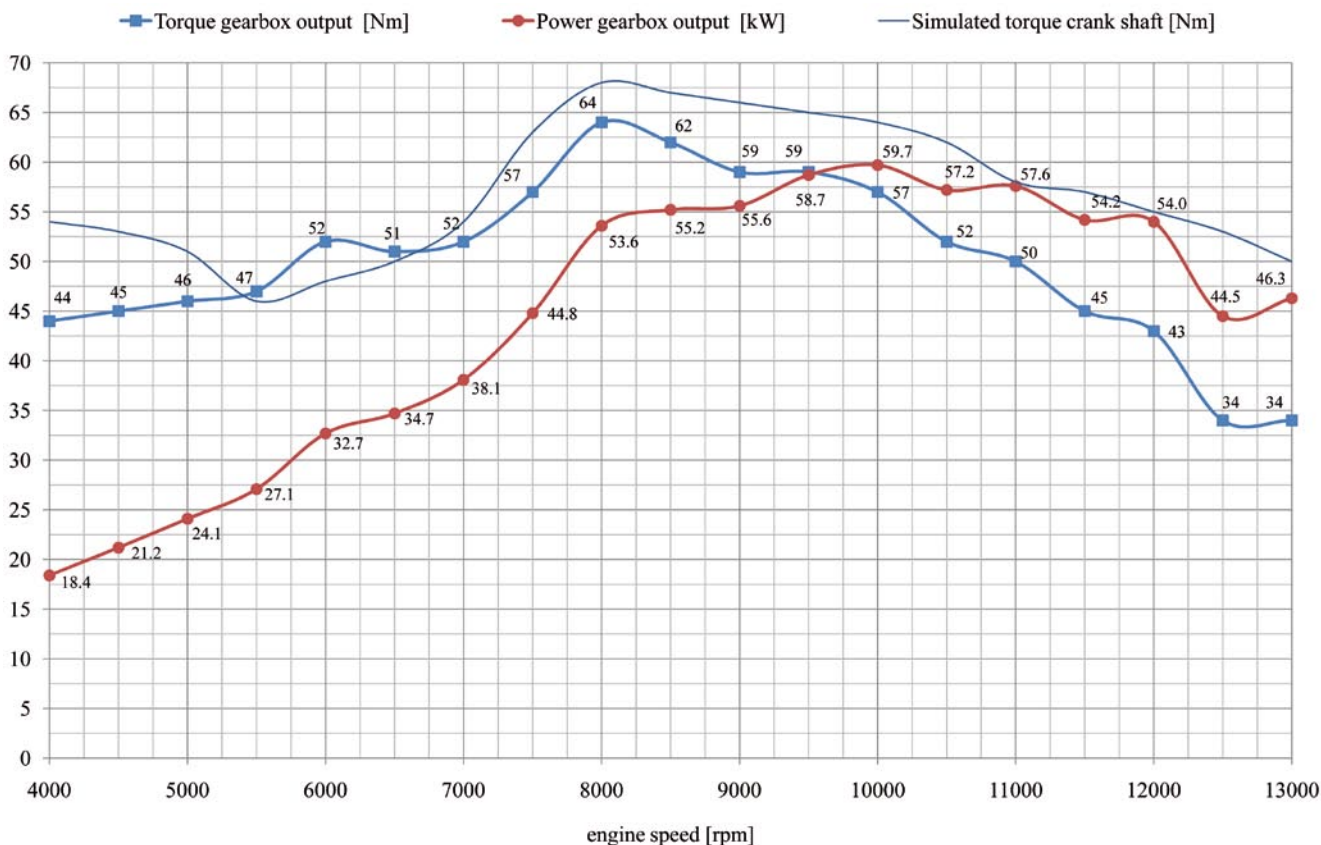
Die Wasserbremse des Motorenprüfstands Superflow SF-902 wurde direkt mit einer Halteplatte am Motor und die Getriebeausgangswelle des Motors starr mit der Prüfstandswelle verbunden, **Bild 2**. In jedes Auspuffkrümmer-Rohr wurde eine Breitbandlambdasonde und nahe dem Zylinderkopf ein Thermoelement zur Überwachung der wichtigen Abgastemperatur angebracht, **Bild 3**.

Auf Grund des symmetrischen Ansaugsystems ist anzunehmen, dass einer der beiden mittleren Zylinder grundsätzlich die beste Füllung hat. Deswegen wurde einer als Referenzzylinder bestimmt für das Erstellen eines ersten Haupteinspritzfelds. Das stellt sicher,

dass die anderen Zylinder nicht mager laufen. Das Hauptkennfeld wurde von tiefen zu hohen Lasten in einer Drehzahlspalte und von tiefen zu hohen Drehzahlen mit Werten gefüllt. Motec stellt eine Funktion zur Verfügung, die auf Grund des aktuellen Lambdawertes einen Einspritzwert einsetzt, so dass der Sollwert aus der Lambdatabelle etwa erfüllt wird; zwei bis dreimaliges Ausführen ergibt einen genauen Wert für den Betriebspunkt. Dieses Vorgehen wurde für die anderen drei Zylinder mit individuellen Einspritzkennfeldern in Form von Abweichungen zum Hauptkennfeld wiederholt.

Als nächstes wurde der Einspritzzeitpunkt variiert. Der Standardwert für das Einspritzende von 360 °KW vor oberem Zündungstotpunkt zeigte sich nicht als optimal: im Bereich von 230 °KW war das Drehmoment je nach Drehzahl überraschenderweise um 5 bis 7 % höher als zuvor. Mit den Einspritzventilen nah am Zylinderkopf ist es offenbar sinnvoller, nicht die ganze Kraftstoffmenge vorzulagern, wie bei Einspritzventilen weit oben in den Saugrohren. Ein späterer Einspritzzeitpunkt lagert einen Teil vor und düst einen zweiten Teil der vorbeiströmenden Luft ein, die Dichte steigt durch die beginnende Kraftstoffverdampfung und sorgt so für eine bessere Füllung und ein homogeneres Gemisch. Bei E85 ist dieser Effekt wegen der hohen Verdampfungsenthalpie klar stärker als bei Benzin.

Der Kaltstart bekommt beim E85-Motor eine neue Dimension. Unterhalb von 20 °C verdampft zu wenig Ethanol, um ein zündfähiges Gemisch zu bilden. Im Vergleich zum Kraftstoffgemisch Benzin sind nicht genügend leicht flüchtige Komponenten enthalten. Die kühlende Wirkung senkt die Verdampfungsrate zusätzlich. Abhilfe schaffen ein Starten mit Benzin, Ansaugluftvorwärmung oder Steigerung der Einspritzmenge. Erstere beide kommen beim Formula Student Rennwagen nicht in Frage. Deshalb wurde während dem Startvorgang die Einspritzmenge um 80 % erhöht, zusätzlich zu den etwa 40 % Erhöhung durch die Motortemperaturkompensation. Es wurden auch Zündkerzen mit sehr schmalen Elektroden verbaut, um den Wärmeverlust der gezündeten Kernflamme zu verkleinern und so die Wahrschein-



**Bild 4:** Leistungsdiagramm Suzuki GSX-R600, E85-Kraftstoff und 19 mm Restriktor

**Figure 4:** Power chart Suzuki GSX-R600, E85 fuel and 19 mm restrictor

lichkeit für das Weiterbrennen der mageren Flamme zu vergrößern.

## 6 Resultate

Der Drehmoment- und Leistungsverlauf am Getriebeausgang ist recht zufriedenstellend und zeigt einen sinnvollen Drehzahlbereich für den Rennbetrieb von 6000 bis 12.000/min mit einem optimalen Schaltpunkt um 11.000/min, **Bild 4**. Der simulierte Drehmomentverlauf an der Kurbelwelle stimmt qualitativ bis auf den Bereich über 10.000/min gut mit der Realität überein. Die Leistungsspitze ist wegen dem Drehmomentabfall im hohen Drehzahlbereich bei knapp 60 kW am Getriebeausgang auf dem Niveau des Benzinmotors aus dem Vorjahr geblieben. Es könnte ein unverstandenes Problem beim Ansaugsystem geben.

In den vergangenen Wettbewerben wurde für die Ausdauerfahrt im Durchschnitt 4.5 l E85 verbraucht, was 3,2 l Benzin entspricht und zur dritten Plat-

zierung bei Formula Student Germany und Austria reichte. Beim Beschleunigungswettbewerb wurden die Platzierungen 6 (Silverstone), 3 (Hockenheim) und 1 (Melk) belegt.

## 7 Ausblick

Eine Strömungssimulation mit Verdampfungsmodell würde das Verständnis der Einspritzung und Gemischbildung mit E85 verbessern und eine Optimierung der Einspritzdüsenposition ermöglichen. Beispielsweise könnten bei geraden Saugrohren die Einspritzventile weiter vom Zylinderkopf weg positioniert werden und den ganzen Spray im Saugrohr vorlagern.

Weiteres Verbesserungspotential ist beim Ansaugsystem vorhanden. Eine Strömungssimulation könnte das GT-Power-Modell ergänzen, um den Drehmomentabfall im hohen Drehzahlbereich zu verringern. Im GT-Power-Modell selbst könnten Messwerte einer Zylinder-

druckindizierung die Rate der Wärme-freisetzung für E85 näher der Realität angleichen und so für eine exaktere Simulation sorgen.

## Literaturhinweise

- [1] Vögelin, P.: „Umrüstung eines Formula Student Rennmotors auf E85“, Studienarbeit: <http://dl.getdropbox.com/u/260276/amze85.pdf>
- [2] Takashi, H.; Kimitoshi, T.: laminar ame speeds of ethanol, n-heptane, ISO-octane air mixtures. Oita University, Japan, 2006.
- [3] Caton, P. A.; Hamilton, L. J.; Cowart, J. S.: An experimental and modeling investigation into the comparative knock and performance characteristics of E85, Gasahol [E10] and regular unleaded gasoline [87 (R+M)/2], SAE International, 2007.

the middle cylinders. Hence one of these was elected as the reference cylinder on which the first main fuel table was created. That makes sure the other cylinders don't run lean. The routine to fill out the fuel table was the following: the map was created from low to high loads in an engine speed column and from low to high engine speeds. Motec offers a useful function to find a suitable injection value according to the defined lambda value through measuring the actual lambda value in the exhaust. Executing the function one time sets an injection value close to the lambda set point and after two or three iterations an exact injection value is found. The routine was repeated for every other cylinder with an individual fuel map consisting of variations from the main fuel table.

The next step was a variation of the injection timing. A default value of the injection end at 360° crank angle before ignition top dead centre appeared not to be optimal, because around 230° crank angle the torque was 5 to 7 % higher than before. It seems more reasonable not to advance the whole fuel mass with the fuel injectors close to the cylinder head. Usually this is done with the injectors at the top of the suction tubes. A later end of injection advances one part of the fuel and another is sprayed continuously to the past flowing air, the air density is increasing because of the initiating evaporation and creates a better cylinder load with more homogenous mixture. This effect is obviously stronger with E85 due to its high evaporation heat compared to gasoline.

A cold start represents a new challenge with E85. Below 20 °C only a little part of the injected E85 evaporates and forms an ignitable mixture. Compared to the blend gasoline not enough volatile components are contained in E85. The cooling effect lowers additionally the evaporation rate. Ways out could be a start with gasoline, intake air heating or an increase of the injected fuel mass. The first two options aren't suitable for a Formula Student race car therefore the injection quantity was raised only for the starting process by around 80 %, additionally to the 40 % plus from the engine temperature compensation. Spark plugs with a thin electrode were supplementary mounted in order to decrease the heat loss of the

ignited core flame zone and so increase surviving probability of the lean flame.

## 6 Results

The torque and power curve at the gear box output is quite satisfying and shows a reasonable engine speed range of 6000 to 12,000 rpm during a race with an optimal gear change point at around 11,000 rpm, **Figure 4**. The simulated torque curve at the crank shaft fits qualitatively well to the reality apart from the range over 10,000 rpm. Because of the torque drop at high engine speeds the peak power at the gear box output is still on the last year level of 60 kW. There could be a misunderstood problem in the air intake design.

During the past events the car had average fuel consumption of 4.5 l E85 (3.2 l gasoline equivalent) after the completed endurance race (third place at Formula Student Germany and Austria). The acceleration events resulted with the places 6 (Silverstone), 3 (FSG) and 1 (FSA).

## 7 Outlook

A flow simulation with an evaporation model would give a better understanding of the injection and mixture process with E85 and would enable an optimisation of the fuel injector position. With straight suction tube design the injectors could be mounted less close to the cylinder head and the whole amount of fuel could be prepared in advance along the suction tube length.

There is more room for improvement concerning the intake manifold. A flow simulation would be a good extension to the existing GT-Power model in order to decrease the torque loss at high engine speeds. In the GT-Power model itself could a cylinder pressure measurement bring the heat release of E85 closer to reality with more accurate simulation results.

## References

- [1] Vögelin, P.: „Umrüstung eines Formula Student Rennmotors auf E85“, Studienarbeit: <http://dl.getdropbox.com/u/260276/amze85.pdf>
- [2] Takashi, H.; Kimitoshi, T.: laminar flame speeds of ethanol, n-heptane, ISO-octane air mixtures. Oita University, Japan, 2006.
- [3] Caton, P. A.; Hamilton, L. J.; Cowart, J. S.: An experimental and modeling investigation into the comparative knock and performance characteristics of E85, Gasohol [E10] and regular unleaded gasoline [87 (R+M)/2], SAE International, 2007