

## Downsizing und Range Extender

# Die Zukunft des Verbrennungsmotors im elektrifizierten Fahrzeugantrieb

## Die Rolle der Aufladetechnologie zur Erreichung zukünftiger CO<sub>2</sub>-Emissionsgrenzwerte

**Autoren:** U. Münkler (A1), Dr.Ing. H-P. Schmalzl (A2)

U. Wenger (B1), B. Kohler (B2)

A: APC-Advanced Propulsion Concepts, Julius-Hatry-Str. 1, 68163 Mannheim

B: Swissauto Powersports/Polaris Industries, Buchmattstraße 46-48, CH-Burgdorf/Switzerland

### Inhalt:

- Downsizing von Ottomotoren für den Einsatz in Hybrid-Fahrzeugantrieben
- Der Einsatz des Verbrennungsmotor als Range-Extender in elektrische Antrieben

### 1.Einleitung

Die Anforderungen an die Fahrzeugantriebe der Zukunft werden bestimmt durch die gesetzlichen Regelungen zur Reduktion von Schadstoff- und CO<sub>2</sub>-Emissionen. Antriebe mit Verbrennungsmotor können diese Anforderungen nur mit einem erheblichen technischen Mehraufwand erfüllen. Zudem führen Maßnahmen zur Schadstoffreduktion, z.B. die Abgasnachbehandlung zur Verminderung der NO<sub>x</sub>- und Partikel-Emission meistens zu einer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs und damit zur Erhöhung der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Diese Nachteile können wiederum durch technische Maßnahmen, wie Downsizing und Hochaufladung kompensiert werden. Eine deutliche Erhöhung der Systemkosten ist jedoch nicht zu vermeiden. Die hohen Kosten der fortschrittlichen Antriebssysteme sind ein wesentliches Hindernis zu einer raschen und breiten Einführung in den Markt.

Rein elektrische Antriebssysteme werden auch in Zukunft nur eine untergeordnete Rolle spielen. Nach wie vor sind hohe Kosten und verhältnismäßig geringe Speicherkapazitäten der Batterien das größte Hindernis um einen rein elektrischen Fahrzeugantrieb im Markt zu etablieren.

Eine wirtschaftliche und effiziente Alternative stellen sogenannte Hybridsysteme dar. Die Kombination von elektrischen Antrieben mit bietet die Möglichkeit nicht nur die gesetzlichen Forderungen bezüglich Schadstoff- und CO<sub>2</sub>-Emissionen zu erfüllen, sie bieten auch die Möglichkeit neben einer guten Fahrdynamik auch kostenoptimierte Antriebe zu realisieren.

## 2. Hybridantriebe

Die Kombination von Verbrennungsmotor und elektrischen Antrieb lassen eine Vielzahl von Kombinationsmöglichkeiten zu.

Bei seriellen Hybridantrieben erfolgt der Antrieb rein elektrisch. Der Verbrennungsmotor erzeugt lediglich die elektrische Energie über einen Generator, die direkt auf die elektrischen Antriebsmotoren übertragen wird oder in der Batterie gespeichert wird.

Bei parallelen Hybriden überträgt der Verbrennungsmotor über Kupplung und Getriebe die Antriebsenergie auf die Räder. Der zusätzliche elektrische Antrieb kann im Antriebsstrang integriert werden.

Komplexe, leistungsverzweigende Hybridantriebe bieten die Möglichkeit die Energieverteilung zwischen Verbrennungsmotor und elektrischem Antrieb vielfältig zu kombinieren.

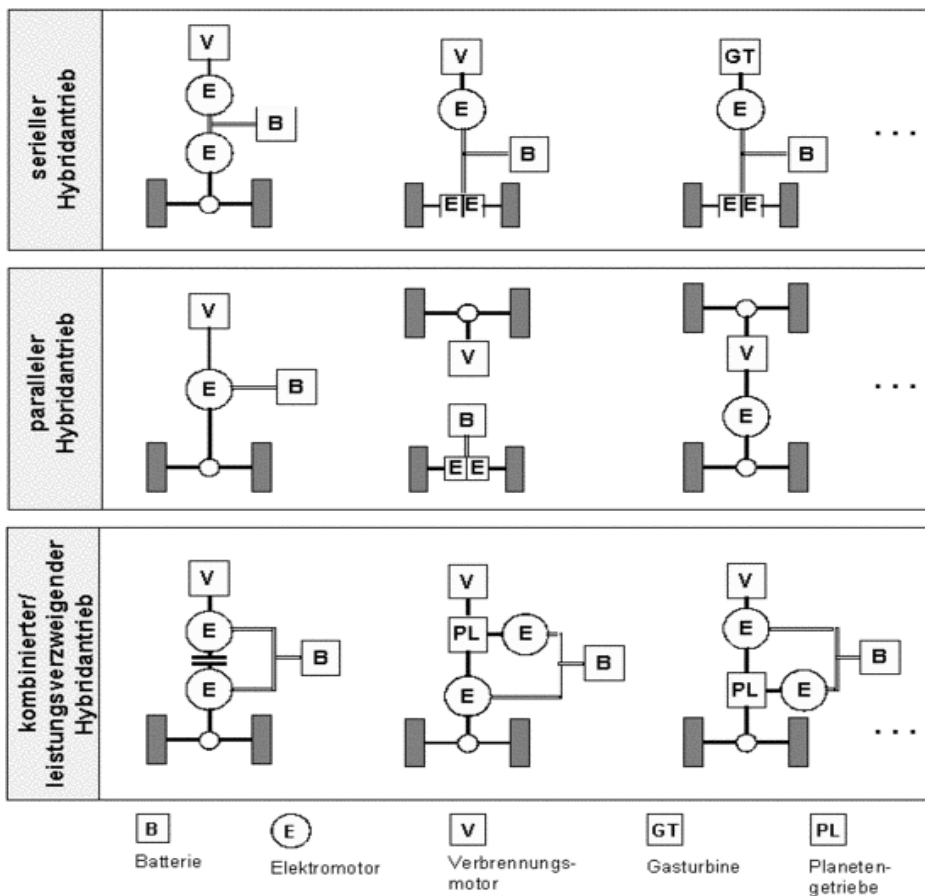
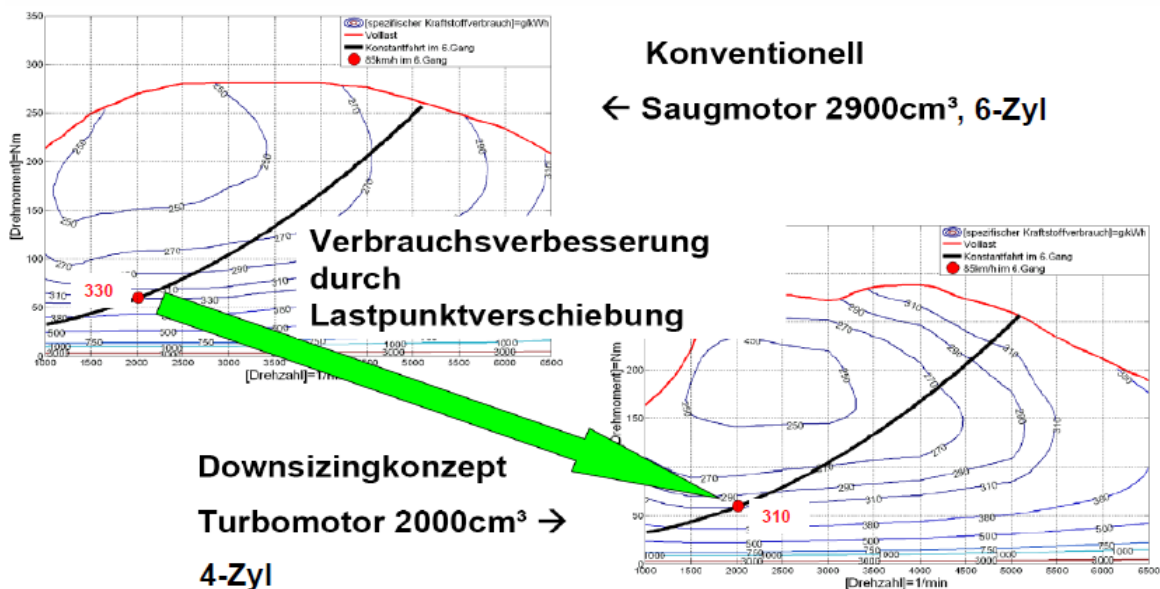


Abbildung 2.1: Beispiele für Hybridantriebssysteme

### 3. Einfluss der Aufladung auf Verbrauch und Dynamik bei Downsizing-Motoren

Der Verbrennungsmotor stellt beim parallelen Hybrid die Hauptantriebsquelle dar. Dieses Konzept erlaubt es besonders die Vorteile von Downsizing-Motoren bezüglich Kraftstoffverbrauchs zu nutzen. Die Verbrauchsvorteile des Downsizing resultieren aus der Verschiebung des Lastpunktes im Teillastbetriebes des Motors. Der Betriebspunkt auf der Fahrwiderstandslinie im Motorkennfeld liegt bei einem Downsizing Motor näher am Verbrauchsoptimum.



Quelle: K-net KFZ Oktober 2007

Abbildung 3.1: Lastpunktverschiebung bei Downsizing

Der Nachteil von aufgeladenen Downsizingmotoren mit kleinen Hubräumen und hohen Mitteldrücken besteht vor allem in einem schlechten transienten Betriebsverhalten und dem geringen Anfahrtdrehmoment im Vergleich zu großvolumigen Saugmotoren. Dadurch ist im realen Fahrbetrieb, mit häufigen Beschleunigungsphasen, die Fahrdynamik nicht befriedigend. Einen wesentlichen Einfluss auf Fahrdynamik und Kraftstoffverbrauch hat die Auswahl des Aufladeverfahrens.

Die Anforderungen nach hoher Leistungsdichte und gleichzeitig gute Fahrdynamik führen zu folgenden Problemen hochaufladener kleinvolumiger Motoren:

- mit abnehmender Verdichter bzw. Turbinengröße sinkt auch der Wirkungsgrad
- Schlechtes Anfahrverhalten und Instationärverhalten
- Zielkonflikt zwischen Low-End-Torque und Nennleistung
- Steigende p<sub>me</sub> > steigende Ladedrücke > hohe Turbinenleistung > hohe Abgasgedrücke
- Zylinderspitzen drücke (mechanische Belastung) und die spezifische Kolbenflächenleistung steigen (thermische Belastung)
- Luftmassenspreizung Leerlauf / Nennleistung

Zur Verbesserung des transienten Verhaltens werden bevorzugt Turbolader mit kleinem Massenträgheitsmoment des Rotors eingesetzt. Durch die relative Vergrößerung der Spalte und Schaufeldicken am Verdichter- und Turbinenrad des Turboladers ergeben sich jedoch Wirkungsgradverschlechterungen des Turboladers in Abhängigkeit der Verdichter- und Turbinenraddurchmesser. Eine Verschlechterung des Turbolader-Gesamtwirkungsgrades resultiert wiederum in einer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauches.

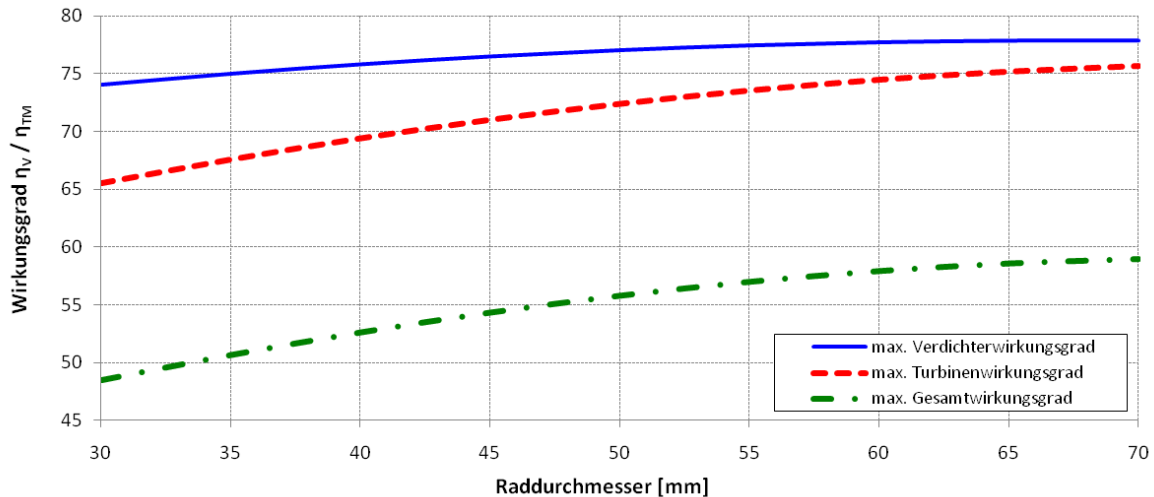


Abbildung 3.2: Abhängigkeit des Turboladerwirkungsgrades von der Größe des Turboladers

Der Einsatz von Turboladern mit variabler Turbinengeometrie oder 2-stufigen Aufladesystemen können das transiente Verhalten im Vergleich zu einfachen, geregelten Turboladern mit Wastegate deutlich verbessern.

Die Zeit zur Erreichung des stationären Vollast-Drehmomentes, ausgehend von einem niederen Teillastbetriebspunkt, wird in dem Vergleich zwischen einem Turbolader mit Wastegate, einer variablen Turbinengeometrie und einem 2-stufig geregeltem Aufladessystem ersichtlich.

Das 2-stufige System erreicht bei einem Lastsprung das volle Drehmoment in 50% der Zeit des Wastegate Turboladers.

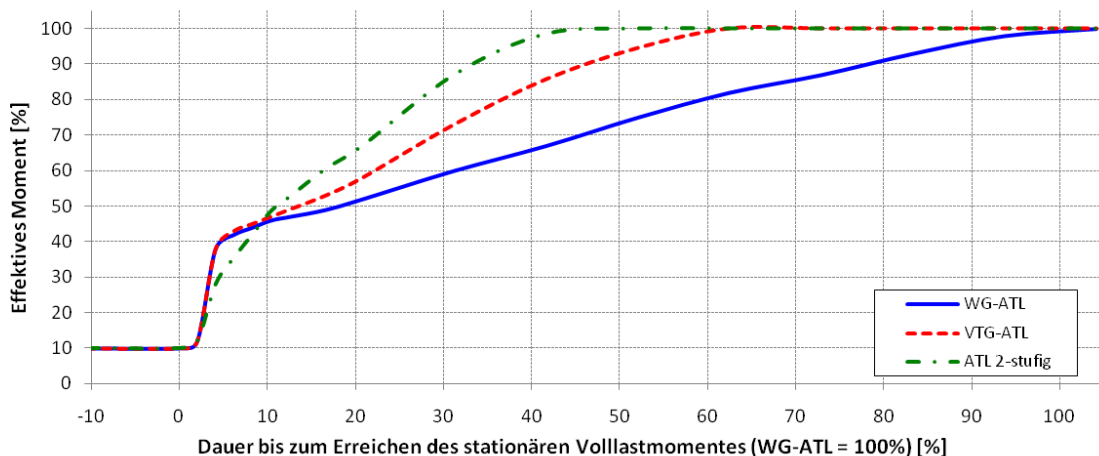


Abbildung 3.3: Transientes Verhalten von verschiedenen Turbolader-Varianten

Komplexe Aufladesysteme, wie variable Turbinengeometrie oder 2-stufige Aufladesysteme, führen zu einem verbessertem dynamischen Verhalten des Motors aber nicht zwingend zu einem besseren Kraftstoffverbrauch. Die Turbinenleistung zur Darstellung eines schnellen Ladedruckaufbaues,

benötigt ein entsprechendes Enthalpiegefälle an der Turbine, dass über einen erhöhten Abgasgedruck vor Turbine erkauft wird. Dies führt wiederum zu einer erhöhten Ladungswechsellarbeit beim Ausschleiben des Abgases und daraus resultierend zu einem erhöhten Verbrauch.

Ein einfacher Turbolader mit Waste Gate kann die Forderungen nach einem guten Wirkungsgrad bei hohen Aufladegraden sicher erfüllen. Die Kosten für einen einfachen Wastegate-Turbolader liegen in Relation zum gesamten Motor ebenfalls auf einem akzeptablen Niveau. Nur die Anforderungen an das dynamische Verhalten können nicht erfüllt werden. Aufwändige Aufladesysteme werden nur bedingt bessere Verbräuche erzielen, aber die Kosten für eine komplexe Aufladung werden signifikant ansteigen.

Der nachfolgende Vergleich von verschiedenen Aufladesystemen zeigt, dass eine Aufladung mit einem auf gute Wirkungsgrade optimierten Turbolader mit einfacher Wastegate-Regelung nur Nachteile in der Dynamik zeigt.

<b>Aufladung</b>	<b>Verbrauch</b>	<b>Dynamik</b>	<b>Aufladegrad</b>	<b>Package</b>	<b>Kosten</b>
ATL mit Waste Gate und kleinem Rotor	-	+	-	+	+
ATL mit Waste Gate und großem Rotor	+	-	+	<b>0</b>	<b>0</b>
ATL mit variabler Turbinengeometrie	<b>0</b>	+	+	<b>0</b>	--
2-Stufige Turbo- Aufladung (Parallel/Seriell)	<b>0</b>	++	++	--	---
Mechan. Aufladung	-	+	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>
Kombination mechan. Lader + Turbo	-	++	+	--	---

Abbildung 3.4: Kosten/Leistung-Matrix verschiedener Aufladessysteme

#### 4. Exemplarische Untersuchung eines VTG - Downsizing Konzeptes für einen modernen DI-Ottomotor

Das Konzept „Downsizing“ für Otto zur Verbesserung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemission ist inzwischen durch viele praktische Beispiele und theoretische Untersuchungen zweifelsfrei bestätigt worden. Da „Downsizing“ aber untrennbar mit der Aufladung verbunden ist, wächst der Bedarf nach Aufladetechnologien, die das Hauptmanko des „Downsizing“ – das mangelhafte Drehmoment bei niedriger Motordrehzahl – überwinden. Mit zunehmender spezifischer Leistung und damit höheren Aufladegraden tritt diese Problematik immer stärker in den Vordergrund. Vor diesem Hintergrund hat sich für den Pkw-Dieselmotor die Aufladung mit VTG durchgesetzt. Beim Ottomotor wurde bislang der Schritt vom einfacheren Wastegate-Lader zur VTG noch nicht unternommen.

Die Gründe dafür sind insbesondere in der höheren thermischen Belastung, aufgrund der höheren Abgastemperatur, und der größeren Luftdurchsatzspanne zu finden.

Andererseits besteht inzwischen speziell beim Ottomotor ein großer Bedarf bezüglich der Verbesserung des Kraftstoffverbrauches und der Fahrdynamik in Kombination mit der Turboaufladung.

Vor dem Hintergrund der in den letzten Jahren durchgeführten Weiterentwicklungen auf dem Gebiet der Benzindirekteinspritzung und der Aufladetechnik, stellt sich inzwischen verstärkt die Frage, ob durch den Einsatz einer VTG am Ottomotor ähnlich große Verbrauchseinsparungen und Verbesserungen in der Fahrdynamik erzielt werden können, wie dies vor einigen Jahren beim Pkw-Dieselmotor der Fall war.

Im Rahmen der durchgeführten Arbeit wurden die Potentiale einer VTG an einem direkteinspritzenden Ottomotor eingehend durch Experimente und Motorprozesssimulation untersucht.

Bei der direkten Übertragung der heute üblichen Diesel-VTG-Technik auf die Anwendung am Ottomotor können allerdings nur unwesentliche Verbesserungen beim spezifischen Kraftstoffverbrauch erzielt werden. Um die volle Drehzahlspanne des Ottomotors in seiner

Basisabstimmung bedienen zu können, muss der Verstellbereich der VTG extrem ausgereizt werden, was Wirkungsgradnachteile mit sich bringt.

Als Versuchsträger diente ein 1,8l Ottomotor mit Direkteinspritzung, der in seiner Ursprungsapplikation mit einem mechanisch angetriebenen Verdrängerlader ausgerüstet war. Der Motor ist ausgelegt auf eine Nennleistung von 155 kW bei 6.000 1/min und einen maximalen Mitteldruck von 23bar bei 2.000 1/min.

Motortyp	-	Reihen-4-Zylinder
Zündfolge	-	1-3-4-2
Brennverfahren	-	DI-Otto
Ventiltrieb	-	DOHC, Nockenwellenphasensteller an Ein- und Auslassnockenwelle
Verdichtungsverhältnis	-	9,5
spez. Leistung	kW/l @ min <sup>-1</sup>	86@ 5000
max. Mitteldruck p <sub>me</sub>	bar @ min <sup>-1</sup>	23 @ 1500-4800

Abbildung 4.1: Motordaten des 4-Zylinder Otto-Motors

Zur Belastung des Motors kam ein hochdynamischer Motorenprüfstand zum Einsatz, der sowohl stationäre Messungen erlaubte, als auch Instationärversuche, die in Form von Lastsprüngen bei konstanter Drehzahl und Motorhochläufen durchgeführt wurden.

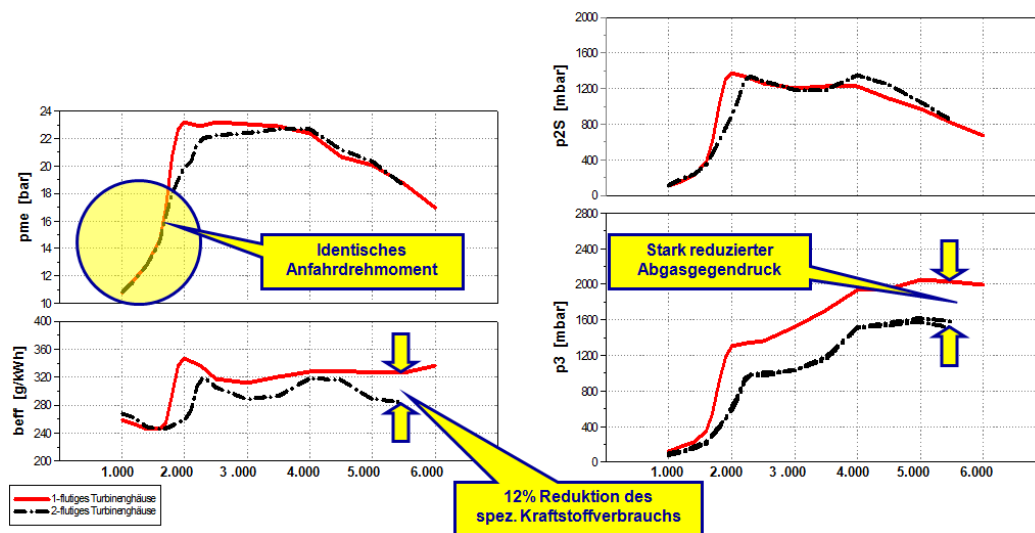


Abbildung 4.2: Vergleich 1- und 2-flutiges Turbinengehäuse

Die Basisversuche wurden mit Wastegate-Ladern mit 1- bzw. 2-flutigen Turbinengehäuse durchgeführt.

Die Ergebnisse zeigen, dass mit dem 2-flutigen Lader, bei identischem Anfahr Drehmoment, der Abgasdruck bei hohen Drehzahlen stark abgesenkt werden kann und gleichzeitig der spezifische Kraftstoffverbrauch signifikant sinkt.

Betrachtet man die Turbinenkennwerte so fällt auf, dass das ermittelte Enthalpiegefälle mit der 2-flutigen Turbine über den gesamten Motordrehzahlbereich wesentlich unter dem Gefälle der 1-flutigen Turbine liegt.

Ein weiterer Vorteil der sich durch die 2-flutige Turbine einstellt, ist die reduzierte Beeinflussung des Auslassvorganges der in der Zündfolge benachbarten Zylinder.

Erkennbar ist dies auch anhand der schnellen Abgasdruckmessung im unteren Diagramm.

Bei der 2-flutigen Turbine wird der Druckberg des benachbarten Zylinders stark gedrosselt und beeinflusst den Ausströmvorgang des Nachbarzylinders weniger

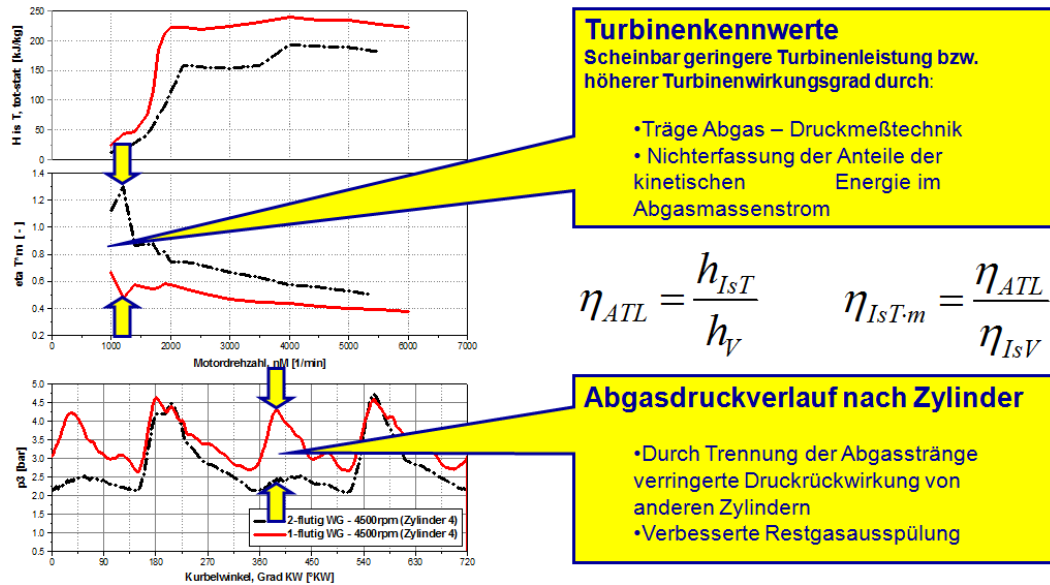


Abbildung 4.3: Abgasdruckverlauf der 1- und 2-flutigen Turbinengehäuse

Durch die Trennung der Abgasstränge mit Hilfe des 2-flutigen Turbinengehäuses bleibt lediglich ein sehr kleiner Überströmquerschnitt zwischen den benachbarten Abgassträngen.

In diesem Querschnitt wird die Strömung stark gedrosselt und damit die gegenseitige Beeinflussung reduziert.

Als Ergebnis sieht man einen wesentlich höheren Luftdurchsatz durch den Motor, was auf die verbesserte Spülung zurückzuführen ist.

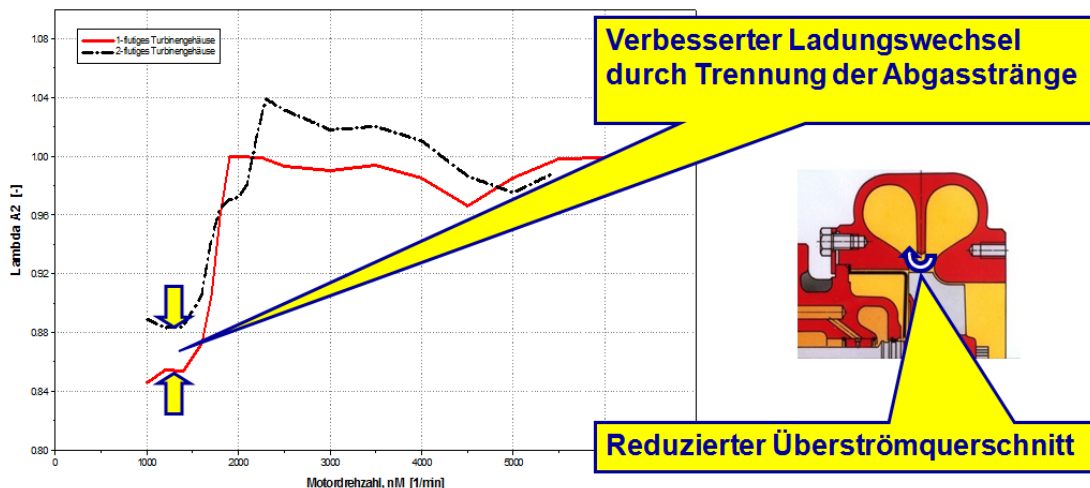


Abbildung 4.4: Lambda A2-Verlauf von 1- und 2-flutigen Turbinengehäuse

Abgeleitet aus diesen positiven Ergebnissen wurde im nächsten Schritt die Veränderungen der Ventilsteuerzeiten untersucht.

Die Messungen zeigen, dass durch eine Vergrößerung der Ventilüberschneidung im unteren Motordrehzahlbereich eine Mitteldrucksteigerung von über 20% möglich ist

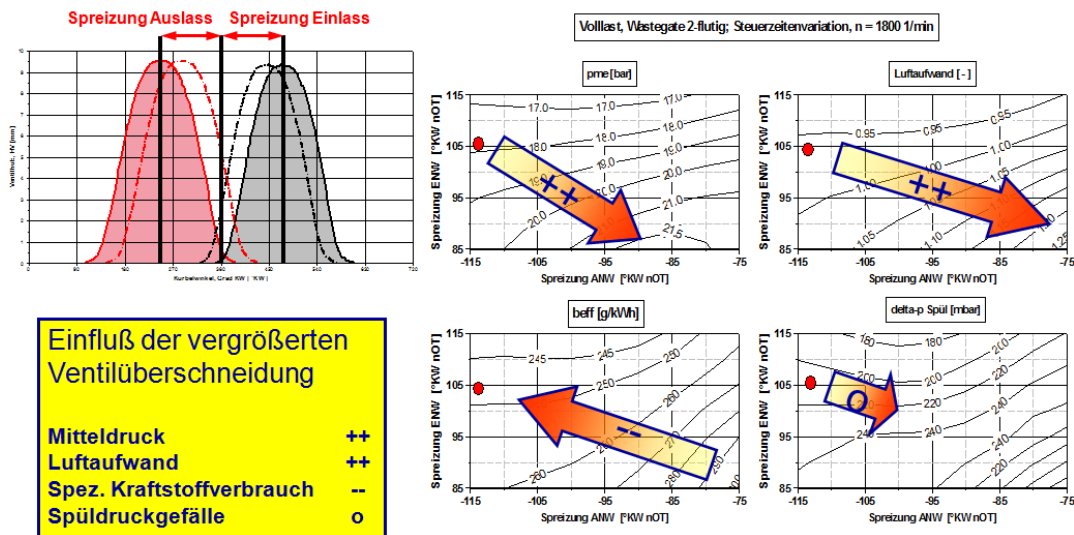


Abbildung 4.5: Einfluss der Ventilüberschneidung auf den Mitteldruck

Nach Abschluss der dargestellten Basisversuche mit den 1- und 2-flutigen Wastegate Turbinen wurde im nächsten Schritt die 1-flutige VTG- Variante untersucht.

Das Diagramm links oben im Bild zeigt den Turbinenwirkungsgrad bei Volllast über der Motordrehzahl aufgetragen.

Diese Darstellung zeigt bereits anschaulich den wesentlichen Vorteil einer VTG, da hier der gesamte Abgasmassenstrom der Turbine zur Verfügung steht, wodurch das notwendige spezifische Enthalpiegefälle und damit das notwendige Druckverhältnis über die Turbine reduziert werden kann. Dies drückt sich in dieser Darstellung durch einen verbesserten Turbinenwirkungsgrad aus.

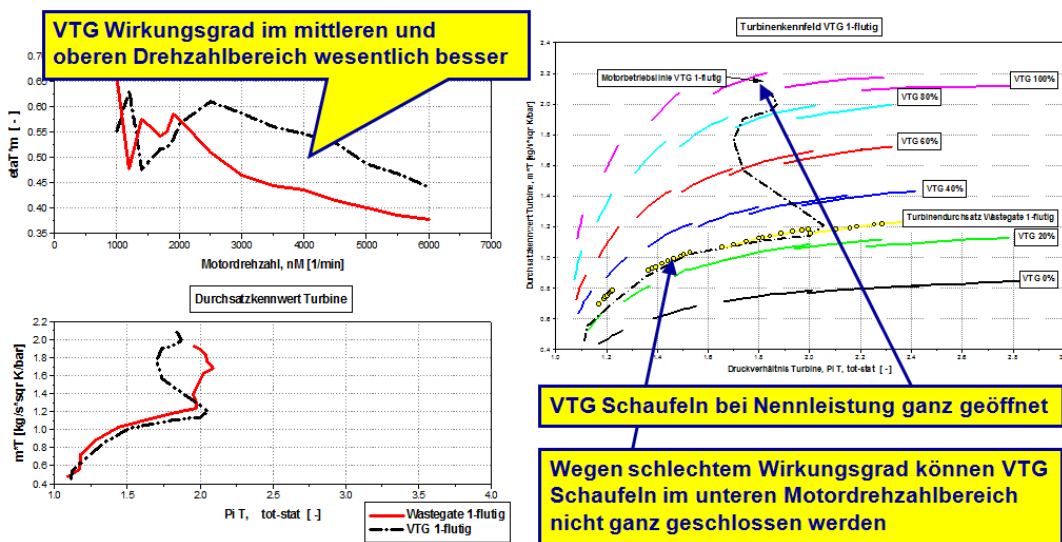


Abbildung 4.5: Turbinenwirkungsgrad der VTG (variable Turbinengeometrie)

Im rechten Diagramm ist die Motorbetriebslinie in das Turbinen-Durchsatzkennfeld der VTG eingetragen.

Die farbigen Linien stellen dabei den Turbinendurchsatz über dem Turbinendruckverhältnis bei verschiedenen Leitschaufelstellungen dar.

Es ist zu erkennen, dass für den Betrieb des Motors bei Nennleistung die Leitschaufeln der VTG fast ganz geöffnet sein müssen. Sollte ein noch höherer Turbinendurchsatz gefahren werden, müsste auch die VTG mit einem zusätzlichen Wastegate ausgerüstet werden.

Für die gegebenen Leistungsanforderungen ist der gegebene Durchsatzbereich der VTG allerdings ausreichend.

Im unteren Volllastdrehzahlbereich wurden die VTG Schaufeln immer so weit geschlossen, dass sich das höchste Drehmoment bei optimaler Zündwinkel- und Verbrennungsluftverhältniseinstellung ergab.

Im Turbinenkennfeld zeigt sich allerdings, dass diese Einstellung noch nicht der kleinsten möglichen VTG Schaufelstellung entspricht.

Es wäre also theoretisch möglich gewesen die VTG-Schaufeln noch weiter zu schließen und eine höhere Turbinenleistung einzustellen.

Durch den höheren Abgasdruck der sich dabei eingestellt hätte, hätten sich allerdings die Motorbetriebswerte verschlechtert und die Vorteile der höheren Turbinenleistung wären aufgezehrt worden.

Dieses Ergebnis zeigt deutlich einen wesentlichen Unterschied zur Aufladung von Dieselmotoren.

Durch die Klopfproblematik reagiert der Ottomotor wesentlich empfindlicher auf

Ladungswechselverluste, wodurch sich Wirkungsgradnachteile beim Aufladesystem wesentlich negativer ausdrücken.

Fasst man alle Ergebnisse der 1- und 2-flutigen Wastegate Turbine und der 1-flutigen VTG Turbine zusammen, so kann folgender Schluss gezogen werden:

1. Die besten Ergebnisse liefert die 2-flutige Wastegate Turbine.

Durch die Flutentrennung ergeben sich signifikante Vorteile bzgl. des Ladungswechsels, insbesondere in Kombination mit variabler Ventilüberschneidung.

Die bessere Ausnutzung der kinetischen Energie im Abgas führt zu einer höheren Turbinenleistung bei niedrigen Motordrehzahlen, ohne negative Auswirkungen auf den Ladungswechsel.

2. Die VTG liefert trotz besserer Turbinenwirkungsgrade schlechtere Ergebnisse am Motor aufgrund der fehlenden Flutentrennung und damit verminderter Restgasausspülung

Gleichzeitig wird im unteren Motordrehzahlbereich, wo die Leitschaufeln weit geschlossen sind, die Abgaspulsation stark gedrosselt, wodurch die kinetische Energie im Abgas nicht genutzt werden kann.

Aus diesen experimentell gefundenen Ergebnissen lassen sich nun die folgenden weiteren Fragestellungen ableiten:

1. Ist es möglich die günstigen Eigenschaften der 2-flutigen Turbine mit denen der VTG-Turbine zu kombinieren?

2. Wie sieht eine optimale Fluttrennung für eine VTG aus?

3. Ist es möglich die kinetische Abgasenergie auch mit einer VTG im unteren Motordrehzahlbereich zu nutzen?

Da bezüglich der genannten Fragestellungen keine Hardware existierte, wurden die nun folgenden Untersuchungen mit Hilfe der Motorprozesssimulation durchgeführt

Zur Durchführung dieser Arbeiten wurde das kommerzielle Motorprozessrechenprogramm „GT-Power“ der Firma Gamma Technology eingesetzt.

Hierbei wurde der für die experimentellen Untersuchungen verwendete Motor - aufgeteilt in seine Hauptgruppen - als Berechnungsmodell abgebildet und mit den Versuchsergebnissen abgeglichen.

Im Hinblick auf die Modellerstellung mussten speziell was den Turbolader anbelangt, einige Besonderheiten berücksichtigt werden:

Es mussten dazu:

1. die vorliegenden Turbinenkennfelder für die im Motorbetrieb auftretenden Turbinenlaufzahlen extrapoliert werden und die Ungleichbeaufschlagung bei den 2-flutigen Turbinen musste durch Korrekturfaktoren für den Turbinendurchsatz und den Wirkungsgrad berücksichtigt werden
2. war es notwendig Reibleistungspolynome zu erstellen, die aus Reibleistungsmessungen an Turboladern und anhand der durchgeführten Instationärmessungen am Motorprüfstand ermittelt wurden
3. ebenso war es erforderlich die vorliegenden Verdichterkennfelder in Bereichen kleiner Druckverhältnisse zu korrigieren, bzw. zu erweitern
4. darüber hinaus musste der Übertrittsquerschnitt zwischen den beiden Turbinensträngen als Ersatzquerschnitt im Simulationsmodell iterativ ermittelt und definiert werden.

Unter diesen geschilderten Randbedingungen wurde nun zuerst ein stationärer Vergleich unter Volllast zwischen der 1-flutigen VTG in „Rot“ und einer 2-flutigen VTG mit Zwillingstromgehäuse in „Schwarz“ durchgeführt.

Die Simulationsergebnisse zeigen hier zwar einen Vorteil für die 2-flutige VTG, jedoch ist dieser im Vergleich zu den Ergebnissen der Wastegate-Lader wesentlich geringer ausgeprägt.

Bis auf den untersten Motordrehzahlbereich ist das Drehmoment mit beiden Varianten praktisch gleich. Lediglich der spezifische Kraftstoffverbrauch nimmt über einen größeren Drehzahlbereich bessere Werte an.

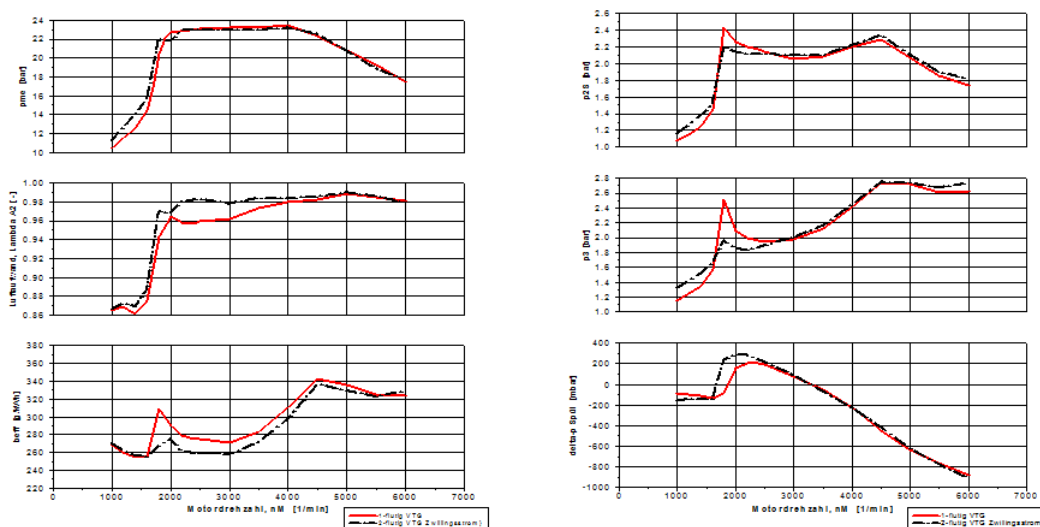


Abbildung 4.6: Motorbetriebswerte 1- und 2-flutige VTG

Offensichtlich sind die spezifischen Vorteile mit einer 2-flutigen Zwillingstromturbine in Verbindung mit einer VTG geringer ausgeprägt als bei einem Wastegate-ATL.

Als Erklärung dafür kann zum einen der große Übertrittsquerschnitt zwischen den beiden Turbinensträngen herangezogen werden, der bei kleinen Schaufelpositionen auftritt, und zum anderen die nach wie vor starke Dämpfung der Druckpulsationen in den engen Leitgitterquerschnitten.

Als vorläufiges Fazit kann deshalb festgestellt werden, dass bei Verwendung einer Standard VTG mit Zwillingstromgehäuse keine signifikanten Vorteile erzielt werden können.

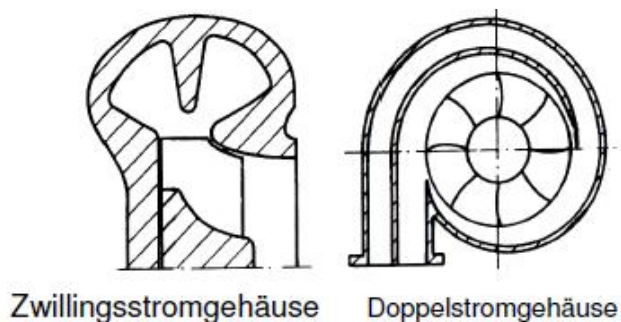


Abbildung 4.7: Ansicht der VTG in offener und geschlossener Schaufelposition

Als mögliches Verbesserungspotential sollte deshalb im nächsten Schritt ein so genanntes Doppelstromturbinengehäuse in Verbindung mit VTG untersucht werden. Diese Gehäusekonstruktion zeichnet sich dadurch aus, dass die beiden Stränge nunmehr nicht in axialer Richtung – wie beim Zwillingsstromgehäuse - getrennt sind, sondern durch 2 radial übereinander liegende Spiralen, die dann nur noch jeweils  $180^\circ$  Zuströmumfang zum Turbinenrad haben.

Die Vorteile dieser Anordnung sind:

1. Ein stark reduzierter Überströmquerschnitt zwischen den Strängen,
2. der Überströmquerschnitt ist relativ unabhängig von der Leitschaufelposition, und
3. es ergibt sich daraus ein verbesserter Ladungswechsel und damit wieder die Möglichkeit der Spülung



Die vorliegende Darstellung zeigt nun einen Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen mit der VTG mit Zwillingsstromgehäuse (Rot durchgezogen) und der VTG mit Doppelstromgehäuse (blau durchgezogen).

Zusätzlich zeigen die gestrichelten Kurven die Ergebnisse mit veränderten Steuerzeiten die sich bei den 2-flutigen Varianten als vorteilhaft herausgestellt haben

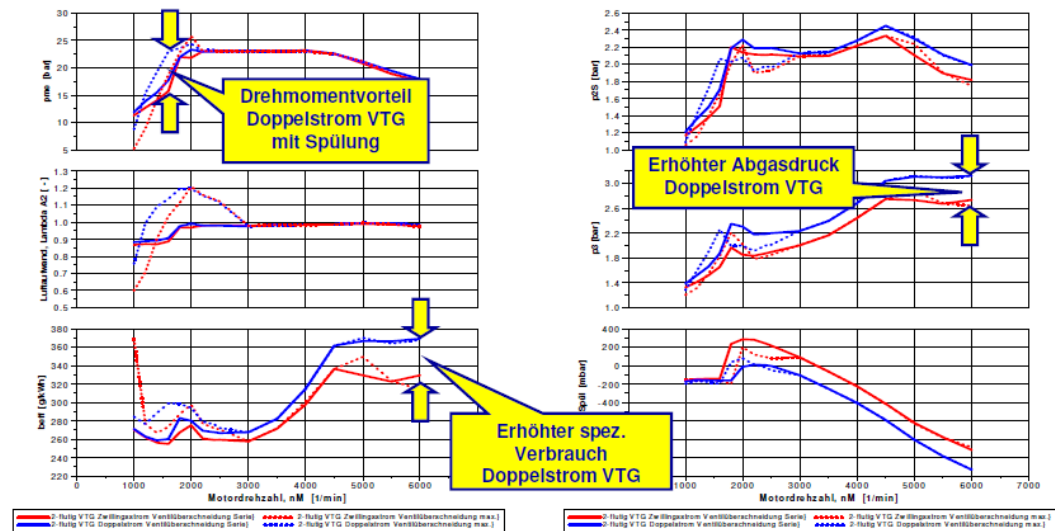


Abbildung 4.8: Motorergebnisse der VTG mit Doppel- und Zwillingstromturbinengehäuse

Es ist zu sehen, dass mit der Verwendung des Doppelstromgehäuses mit vergrößerter Ventilüberschneidung ein signifikanter Drehmomentzuwachs im unteren Motordrehzahlbereich zu verzeichnen ist.

Bei den hohen Motordrehzahlen zeigt sich jedoch ein gravierender Nachteil bei der Verwendung der Doppelstromturbine.

Aufgrund des auf 180 ° reduzierten Zuströmumfanges der Abgasstränge mit Doppelstrom-VTG kommt es zu einer starken Versperrung und entsprechendem Druckanstieg.

Dieser Druckanstieg bewirkt eine Zunahme der Ausschleifarbeit und somit zu einer Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauches im Bereich der Motornennleistung.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass durch die Reduktion des Überströmquerschnittes mit der Doppelstromturbine bessere Voraussetzungen für eine Zylinderspülung geschaffen wurden.

Unter Einbeziehung optimierter Steuerzeiten kann eine starke Drehmomentsteigerung im unteren Drehzahlbereich des Motors erzielt werden.

Als Nachteil stellt sich die Teilbeaufschlagung der Doppelstromturbine bei hohen Motordrehzahlen dar.

Durch den zu kleinen Turbinenquerschnitt wird das Abgas zu stark aufgestaut und der spez. Kraftstoffverbrauch verschlechtert sich eklatant.

Aus früheren Untersuchungen an unregelmäßig 2-flutigen Turbinen ist bekannt, dass durch Zusammenschalten der beiden Turbinenstränge im oberen Motordrehzahlbereich der Abgasdruck abgesenkt und damit der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden kann.

Dieses Verfahren ist unter dem Begriff Stau-Stoß-Umschaltung bekannt.

Im Rahmen der Simulation wurde die Stau-Stoß-Umschaltung durch eine Vergrößerung des Überströmquerschnittes im Berechnungsmodell

umgesetzt, wobei, ab der Motordrehzahl 3000 1/min, der Turbinenüberströmquerschnitt geöffnet wurde, womit sich eine Quasi-Vollbeaufschlagung der Doppelstromturbine ergab.

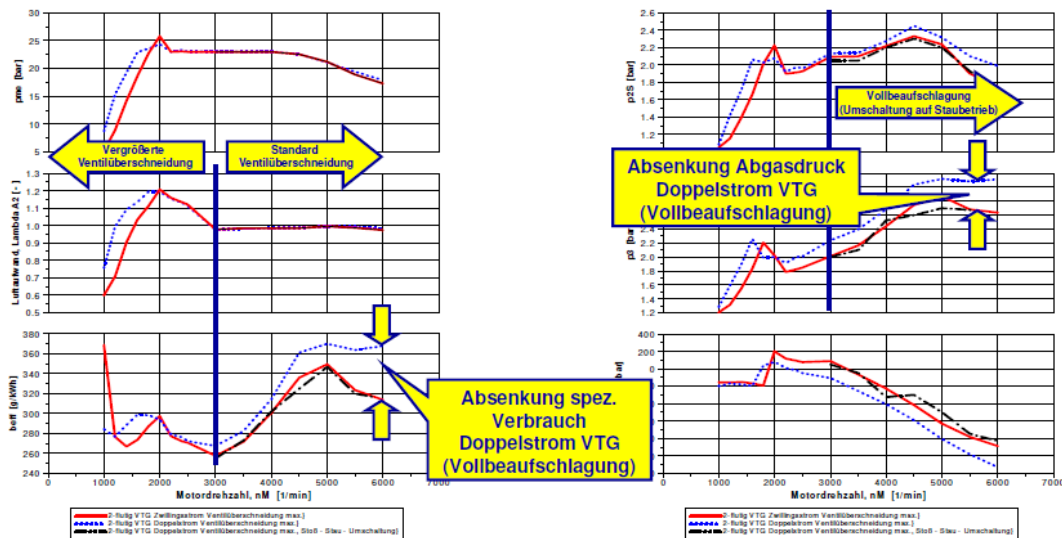


Abbildung 4.9: Einfluss der Stoß-Stau-Umschaltung auf die Motorbetriebswerte.

Die Änderung durch die Stau-Stoß-Umschaltung ist aus dem Vergleich der blauen Kurve für die Teilbeaufschlagung mit der schwarzen Kurve für die Vollbeaufschlagung zu sehen. Zusammen mit dem Abgasdruck, fällt nun der spezifische Kraftstoffverbrauch mit der voll beaufschlagten Doppelstromturbine auf identische Werte wie mit der Zwillingsstromturbine ab.

Zusammenfassend lassen sich die Ergebnisse folgendermaßen beschreiben:

- Eine VTG mit Doppelstromturbine und Stau – Stoß – Umschaltung ermöglicht Anfahr Drehmomentsteigerungen von 40% bei gleichzeitiger Absenkung des Abgasdruckes bei Nennleistung um 400 mbar gegenüber einem Standard Wastegate Lader.
- Die Trennung der Abgasstränge verbessert den Ladungswechsel signifikant und ermöglicht die Spülung der Zylinder, wenn die Ventilüberschneidung vergrößert wird.
- Die Zylinderspülung führt zur Absenkung der Bauteiltemperaturen und verringert die Klopfempfindlichkeit des Brennverfahrens.
- Durch den vergrößerten Luftdurchsatz in Betriebsbereichen mit Spülung verkleinert sich die notwendige Verdichterkennfeldbreite.
- Der Verdichter wird bei höheren Wirkungsgraden betrieben, bei gleichzeitig größerem Abstand zur Pumpgrenze und geringerer maximaler Drehzahl.
- Der Durchsatzbereich der VTG-Turbine ist ausreichend um das ganze Motorkennfeld abdecken zu können. Zusätzliche Abgas-Abblasung ist nicht notwendig

In einem abschließenden Ausblick hinsichtlich des Potentials der Aufladung von direkt einspritzenden Otto-Motoren mit VTG-Ladern lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

- Die VTG zur Aufladung von Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung hat ein ähnlich großes Potential wie am Dieselmotor.
- Bei 4-Zylinder-Motoren ist es sinnvoll, neben der variablen Turbine, folgende Techniken einzusetzen:
  1. 2-flutige Turbine mit Doppelstromgehäuse
  2. Variable Ein- und Auslass-Steuerzeiten (Cam-Phaser)
  3. Stau – Stoß – Umschaltung
- Aufgrund der geringeren thermischen Belastung der Turbine im Vergleich zu Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung kann davon ausgegangen werden, dass die notwendige mechanische Standfestigkeit erreicht werden kann.

Aufgrund der sehr positiven Ergebnisse dieser Untersuchungen wurde zwischenzeitlich die Technik der Doppelstrom VTG als Prototyp umgesetzt und einer experimentellen Untersuchung unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus der Simulation unterzogen.

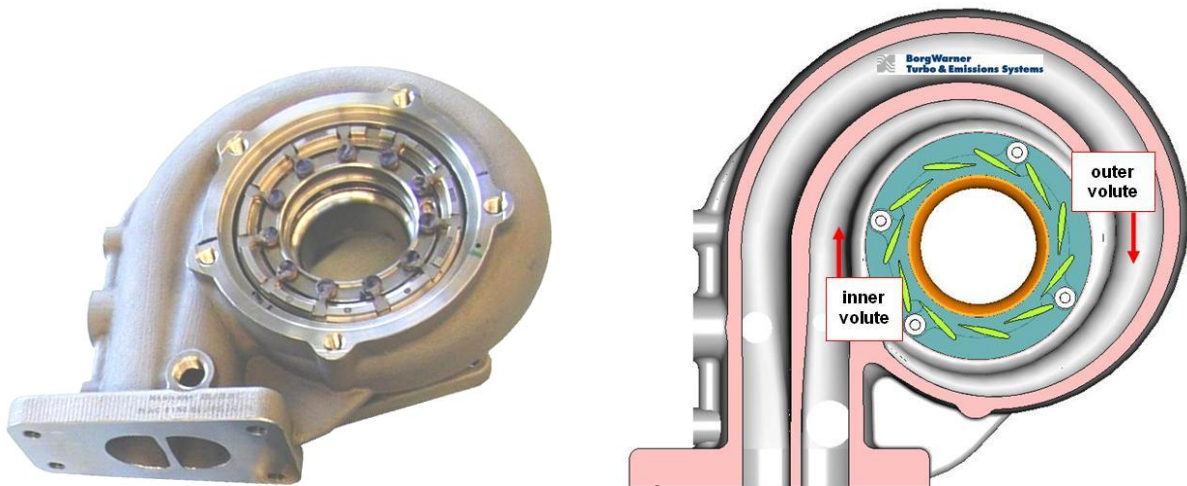


Abbildung 4.10: Doppelstrom-Turbinengehäuse mit variabler Turbinengeometrie

## 5. Elektroantrieb mit Range Extender

Die Anforderungen an den Verbrennungsmotor als Range Extender unterscheiden sich wesentlich von einem Verbrennungsmotor im Einsatz eines Parallel-Hybrid-Antriebes.

Die geforderten Leistungen sind deutlich geringer und liegen im Bereich von 15-30 kW. Das transiente Verhalten spielt keine besondere Rolle, da der Verbrennungsmotor im quasi stationären Betrieb den Generator betreibt. Die Hauptanforderungen an einen Verbrennungsmotor als Range Extender fokussieren sich auf geringen Verbrauch, kompaktes Design, geringe Herstellkosten und ein unauffälliges Geräusch- und Schwingungsverhalten.

Beispielhaft soll hier das „Range Extender Konzept“ der Firma Swissauto-Polaris vorgestellt werden.

### 5.1 Die Zielsetzung zur Entwicklung dieses Range-Extender Konzept waren:

- Die Verwendung von existierenden und erprobten Technologien
- Kompatibilität mit verfügbaren Fahrzeug-Infrastrukturen
- Hohe Kundenakzeptanz und Kundennutzen unter Einhaltung zukünftiger Emissionsvorschriften und geringstem Kraftstoffverbrauch
- Keine Einschränkung der Reichweite im Vergleich zu konventionellen Antrieben mit Verbrennungsmotor
- Besseres Anfahrverhalten als leistungsgleiche konventionelle Antriebe mit Verbrennungsmotor
- Verwendung von kleineren und kostengünstigen Batterien
- Im Bedarfsfall Unabhängigkeit vom Stromnetz
- Die technische Umsetzung eines der effizientesten, leichtesten und kostengünstigsten Range Extender Antriebes im Markt

### 5.2 Swissauto-Polaris „Range Extender Konzept“

Die Umsetzung des elektrischen Antriebes mit Range Extender in einem Fahrzeug soll den praktischen Nachweis erbringen, dass mit verfügbarer Technik ein solches System in einem weitgehend unveränderten Fahrzeug untergebracht werden kann. Weiterhin soll gezeigt werden, dass mit einem Einzylindermotor die heutigen Fahrkomfort-Anforderungen in Bezug auf Geräusch- und Schwingungsverhalten, ohne besonderen technischen Aufwand realisiert werden können.

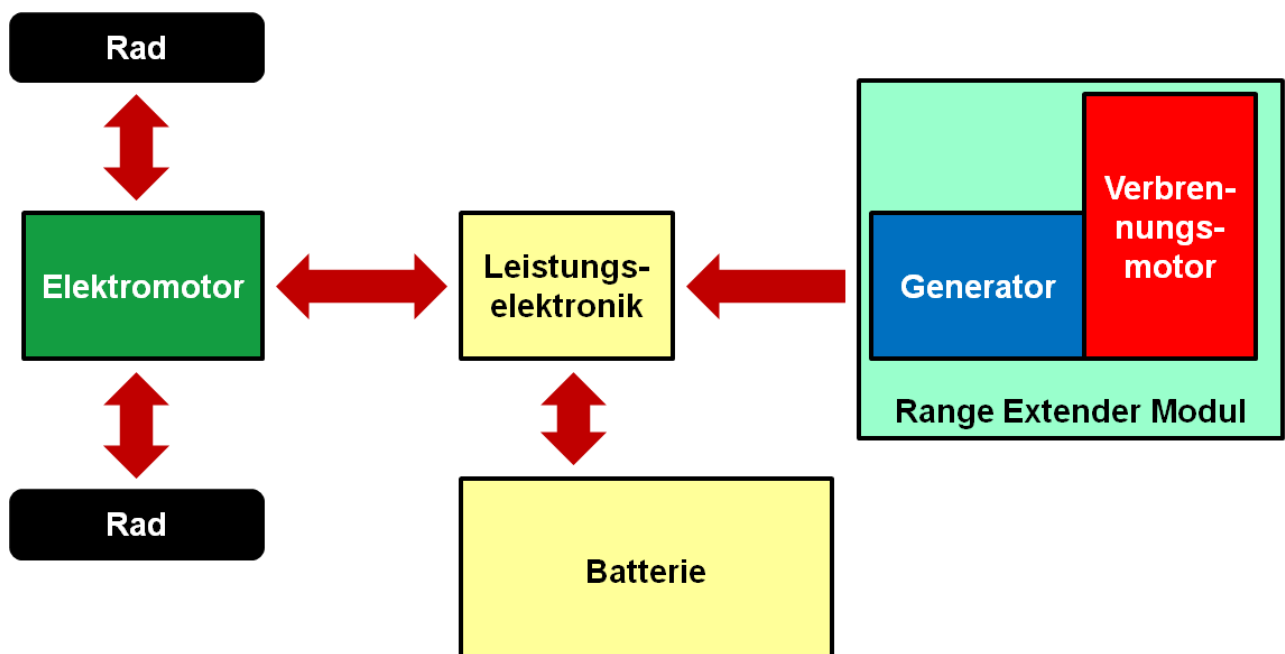


Abbildung 5.2.1: Layout des Range Extender Antriebskonzepts

### 5.3 Auslegung und technische Daten des Verbrennungsmotors

Der Verbrennungsmotor wurde als Generatorantrieb konzipiert mit einer maximalen Leistung von 26 kW bei 7500 rpm. Neben der Forderung eines kleinstmöglichen Kraftstoffverbrauches im gesamten Betriebsbereich erfüllt der Motor auch alle heutigen Komfortansprüche bezüglich Geräusch und Schwingungsverhalten.

Das gesamte Konzept ist geeignet in der Großserie sehr geringe Produktionskosten zu realisieren. Der Hubraum von 325 ccm bietet zudem die Möglichkeit bei Bedarf die Leistung zu steigern. Kurbeltrieb und Kurbelgehäuse erlauben eine Integration des Generators mit dem Verbrennungsmotor zu einem kompakten Genset-Package.

Das gesamte Genset-Package (Motor + Generator) hat insgesamt nur ein Gewicht von 38 kg.

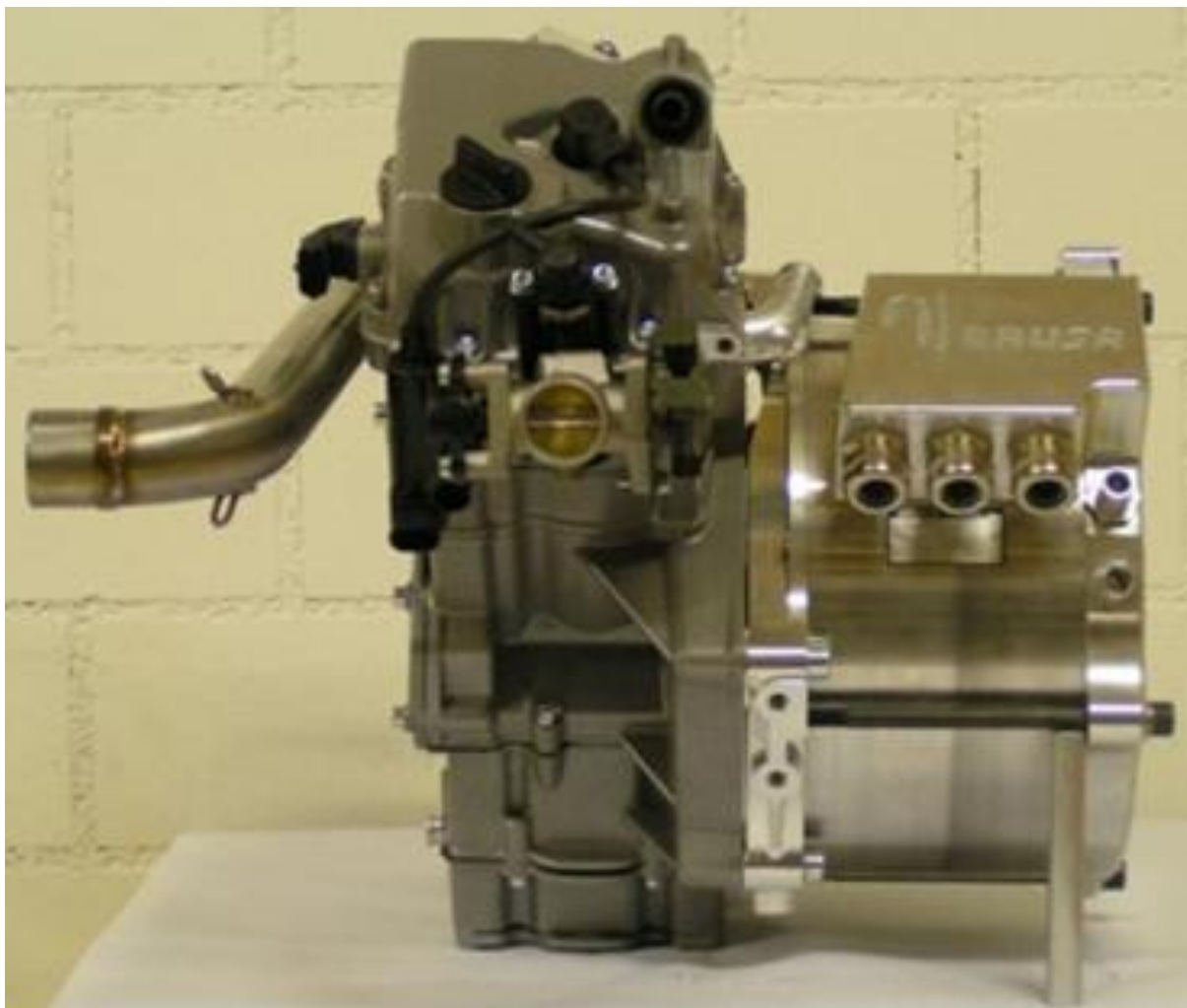


Abbildung 5.3.1: Einzylinder-Range Extender-Motor mit Generator

Motor	1 Zylinder 4-Takt mit Ausgleichswelle
Kühlung	Wasserkühlung, Wasserpumpe im Zylinderkurbelgehäuse integriert
Zylinderkurbelgehäuse	Aluminium-Druckguss
Zylinder	Aluminium-Kokillenguss mit Nicasil-Beschichtung
Bohrung / Hub	77 / 64 mm
Hubraum	325 cm <sup>3</sup>
Verdichtung	13:1
Leistung	26 kW bei 7.500 1/min
Zylinderkopf	4 Ventile pro Zylinder, DOHC, wälzgelagert
Kurbelwelle	Stahl, geschmiedet, gebaut, wälzgelagert
Kolben	Aluminium, geschmiedet
Pleuel	Stahl, geschmiedet, wälzgelagert
Schmiersystem	Trockensumpfschmierung mit Membranpumpe, 2,7 l Ölinhalt
Regelung	Saugrohreinjection mit elektronisch angesteuerter Drosselklappe
Abmessungen	L / H / B = 465 / 165 / 430 mm
Gewicht	18 kg

Abbildung 5.3.2: Technische Daten des Einzylindermotors

#### 5.4 Konstruktive Details des Einzylindermotors

Ein besonderes Augenmerk wurde bei der Entwicklung dieses Motors auf den Kraftstoff-Verbrauch gelegt.

Zur Verminderung der Reibleistung sind alle bewegten Teile wie

Nockenwellen, Kurbelwelle, Pleuel, Ausgleichswelle und Wasserpumpe wälzgelagert.

Der geringe Schmierölbedarf der Wälzlagerungen erlaubt es, die Schmierölversorgung über eine einfache Membranpumpe mit sehr geringer Leistungsaufnahme zu realisieren.

Die Schmieröl-Membranpumpe befindet sich zwischen Kurbelgehäuse und Ölwanne und wird nur über die Druckpulsation im Kurbelgehäuse angetrieben.

Der Verzicht auf Gleitlager bei allen drehenden Teilen des Motors erlaubt auch bei Kaltstart eine sofortige Leistungsabgabe bis zur Volllast.



Abbildung 5.4.1 Motorquerschnitt

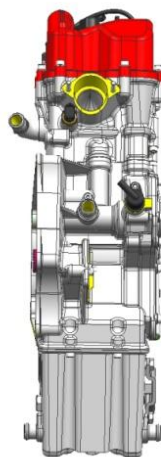


Abbildung 5.4.2 Motorseitenansicht

## 5.5 Leistung, Drehmoment und Verbrauch

Die Vollastkurve des Einzylindermotors zeigt ein Drehmoment von mehr als 30 Nm im Betriebsbereich von 5700 rpm bis zur Nennleistung bei 7500 rpm. Die max. Leistung beträgt 26 kW bei 7500 rpm. Die elektrische Leistung am Generator beträgt bei Volllast 22kW elektr. Die volle Leistung steht auch im Dauerbetrieb zur Verfügung.

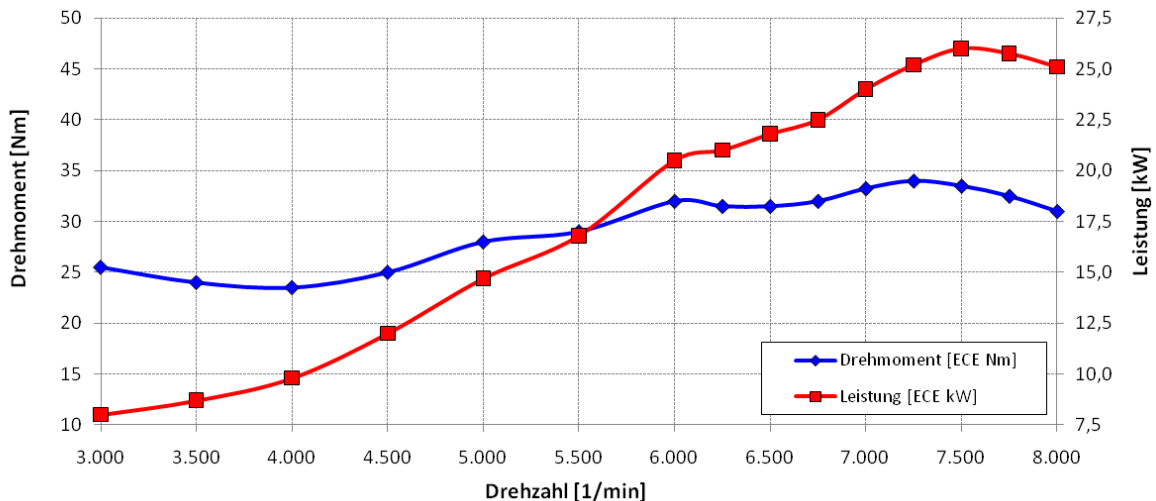


Abbildung 5.5.1: Leistung- und Drehmomentverlauf

Durch die konstruktiven Maßnahmen zur Verminderung der Motorreibleistung wird im häufig genutzten Betriebsbereich von 3500 rpm bis 6000 rpm ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von unter 240 g/kWh erzielt.

Der Wirkungsgrad des Generators liegt bei über 90%.

Diese Werte belegen die hervorragende Effizienz dieses Range Extender Moduls.

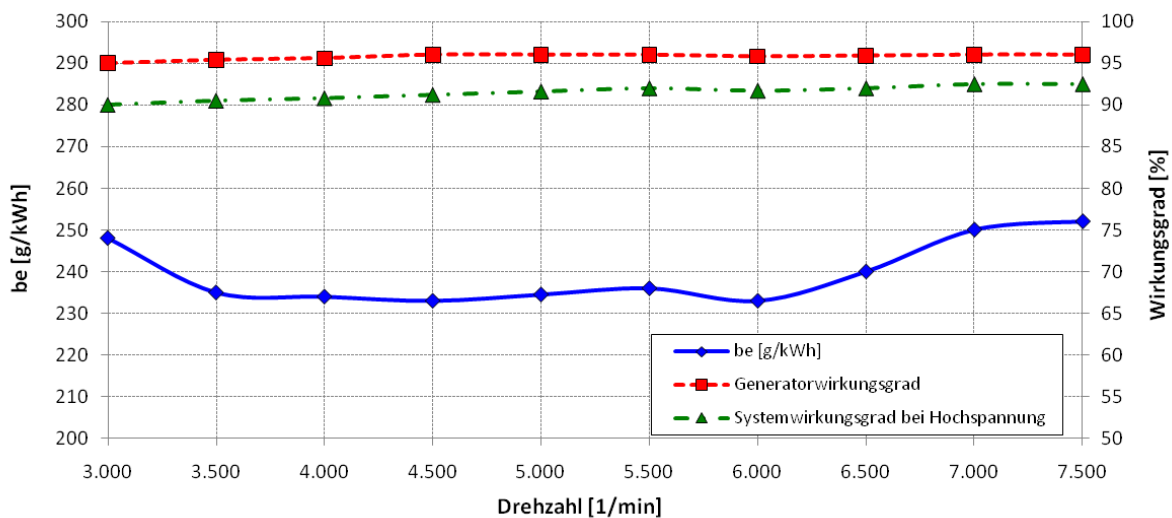


Abbildung 5.5.2: Verbrauch und Generatorwirkungsgrad

## 5.6 Antriebskonzept und Demonstrator

Zum Nachweis der Energieeffizienz, der Fahrdynamik und des Fahrkomforts wurde auf Basis eines VW Polo ein Demonstrator-Fahrzeug aufgebaut.

Der gesamte Serienantrieb mit Otto-Motor und Getriebe wurde durch den elektrischen Antrieb mit Range Extender ersetzt.

Das elektrische Antriebs-Aggregat mit Range Extender Modul wird von einem Hilfsrahmen getragen und auf dem vorhandenen Motorträger mit elastischen Motorlagern befestigt. Die Li-Ionen-Batterie befindet im Heck des Fahrzeuges.

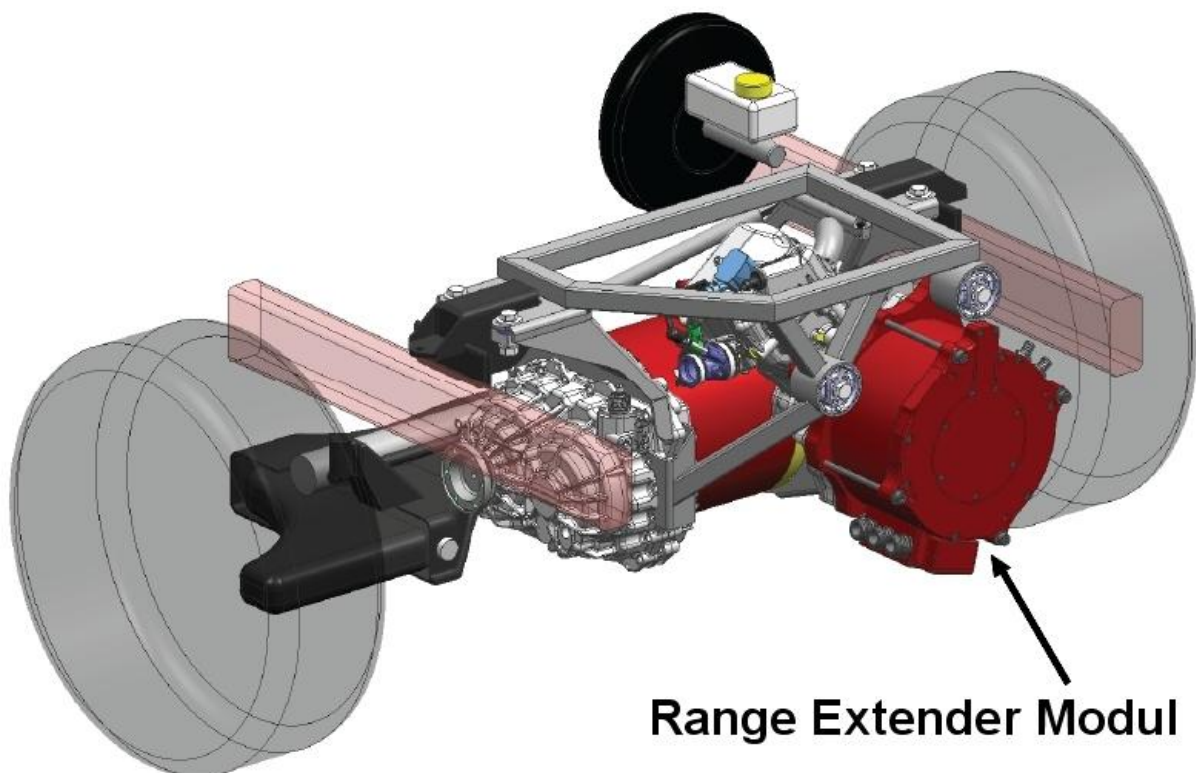


Abbildung 5.6.1: Elektroantrieb mit Range Extender Modul

Der E-Motor ist mit dem Untersetzungsgetriebe und dem Differenzialgetriebe fest verbunden. Auf Kupplung und Schaltgetriebe mit Rückwärtsgang kann verzichtet werden.

Das Range Extender Modul ist zusätzlich mit elastischen Lagern im Hilfsrahmen befestigt. Diese doppelte Entkopplung des Range Extenders vom Fahrzeugrahmen erfüllt alle Forderungen bezüglich Akustik und Fahrkomfort eines modernen Antriebes.

Das Gewicht des gesamten elektrischen Antriebsmoduls mit Range Extender und Hilfsrahmen ist fast identisch zu dem Gewicht des ausgebauten Serienantriebes mit Otto-Motor und manuellem 5-Ganggetriebe.

## 5.7 Betriebsstrategie des Antriebskonzeptes

Im Demonstratorfahrzeug besteht die Möglichkeit für den Fahrer, den Rang Extender manuell zu- und abzuschalten.

Bei abgeschaltetem Range Extender wird die gesamte Antriebsenergie von der Batterie entnommen. Das Fahrzeug fährt damit abgasfrei und ermöglicht eine Reichweite in einem typischen Stadtzyklus von ca. 100 km bei voller Batterie.

Wird der Range Extender aktiviert, z.B. bei einer Überlandfahrt von Stadt zu Stadt, schaltet sich der Rang Extender automatisch zu, um die Batterie aufzuladen oder bei voller Batterie den Ladezustand der Batterie zu halten.

Im Langstreckenzyklus ermöglicht eine Tankfüllung eine Reichweite von über 800 km. Der durchschnittliche Verbrauch liegt im außerstädtischen Fahrzyklus mit aktiviertem Range Extender bei unter 3,5 L-Superbenzin auf 100 km.

Im Betriebsmodus „Batterie laden“ reicht eine permanente Leistung von ca. 22 kW des Range Extenders bis zu einer Geschwindigkeit von 130 km/h aus, um den Ladezustand der Batterie beizubehalten.

Der Fahrer kann zusätzlich zwischen 2 Fahrprogrammen wählen.

Im Fahrprogramm „S“ stehen die vollen 85 kW Antriebsleistung des E-Motors zur Verfügung.

Im Fahrprogramm „D“ wird das Fahrzeug im Eco-Mode betrieben, das die maximale Leistung des E-Motors auf 45 kW begrenzt. Diese Leistung ist für den Stadt- und Stadtumland-Verkehr absolut ausreichend.

Bezüglich der Fahrdynamik ist der elektrische Antriebsmotor sicher jedem konventionellen Verbrennungsmotor mit gleicher Leistung überlegen.

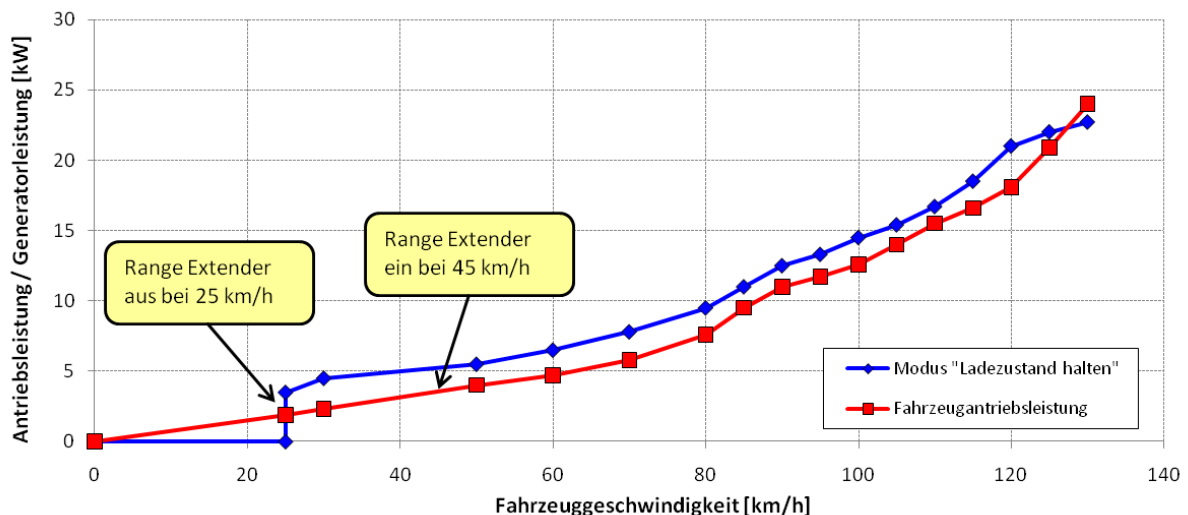


Abbildung 5.7.1: Antriebsleistung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit

Das gesamte Fahrzeuggewicht hat sich gegenüber dem Serienfahrzeug mit Verbrennungsmotor um ca. 150 kg erhöht. Diese Gewichtszunahme resultiert aus dem Gewicht der Li-Ionen-Batterie mit 135 kg und einer Kapazität von 12 kWh, die im Fahrzeugheck untergebracht wird sowie dem Gewicht der Leistungselektronik mit Verkabelung.

Das vorgestellte Konzept eines elektrischen Antriebes mit Range Extender bietet neben den Vorteilen eines effizienten und kostengünstigen Aufbaues auch die Möglichkeit, das Antriebskonzept mit vertretbarem Aufwand in vorhandenen Fahrzeugen unterzubringen.

Durch den modularen Aufbau von Elektroantrieb und Range Extender lassen sich auch größere Motorleistungen unterbringen, abgestimmt auf die Kundenwünsche bezüglich Fahrzeuggröße und individuellem Fahrzyklus.



Abbildung 5.7.2 Motorraum mit Range Extender und Leistungselektronik in einem VW Polo

## 6 Fazit und Ausblick

Hybrid- Antriebskonzepte werden in naher Zukunft einen wichtigen Beitrag leisten, die geforderten CO<sub>2</sub>- und Emissions-Limitierungen zu erreichen. Die technischen Anforderungen an den Verbrennungsmotor, als Verursacher der Emissionen, werden weiter steigen. Das Verbesserungspotential des Verbrennungsmotors ist auch vorhanden, die zukünftigen Forderungen abzudecken. Downsizing, Verbesserungen im Bereich der Aufladung und Verbrennung bieten Möglichkeiten für weitere CO<sub>2</sub>-Verminderungen bei strengeren Grenzwerten in den Schadstoffemissionen.

Die Kombination des Verbrennungsmotors mit einem elektrischen Antrieb bietet die Möglichkeit konzeptbedingte Schwächen eines Downsizing-Verbrennungsmotors durch technische Lösungen im elektrischen Antrieb zu kompensieren.

Der Verbrennungsmotor wird an die Erfordernisse des gesamten Antriebskonzeptes angepasst und wird damit auch zukünftig für einen wirtschaftlichen und umweltfreundlichen Einsatz in der individuellen Mobilität eine wichtige Rolle spielen.

Eine wesentliche Aufgabe der Entwicklungsabteilungen wird es sein, neben den Verbesserungen im Verbrauch und der Fahrdynamik, auch wirtschaftliche und kostengünstige technische Lösungen anzubieten. Im Sinne der Umwelt- und Ressourcenschonung müssen technische Lösungen entwickelt werden, die auch auf den schnell wachsenden Märkten in den sogenannten Schwellenländern eine Marktchance haben.

## Literatur

- [1] Sauerstein R., Darbrowski R., Becker M., Schmalzl HP., Christmann R., : Die Doppelstrom-VTG von BorgWarner, Ein neues Aufladekonzept für DI-Motoren, Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2009.
- [2] Golloch R., Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung, Springer Verlag 2005
- [3] Drangel, H., Nordin, H., Johansson, P., Koenigstein, A.: Charging System for a High Performance SI-Engine – Technology and Methods; 12. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2007.
- [4] Sauerstein, R., Dabrowski, R., Stalla, M., Christmann, R., Schmalzl, H.-P.: Aufladung und motorischer Ladungswechsel – Eine Analyse am DI-Ottomotor mit Abgasturboaufladung und variablen Steuerzeiten; Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, MTZ-Konferenz, Stuttgart, 2008.
- [5] Björnsson, H., Ottosson, A., Rydquist, J.-E., Späder, U., Schorn, N.: Optimizing the SI-Engine turbo systems for maximum transient response. Methods, factors, findings; 10. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2005.
- [6] Schenkel, S., Sumser, S., Fledersbacher, P., Daudel, H., Finger, H.: 4-fach Stoßturbinen am Vierzylinder-Reihenmotor Nutzfahrzeug, 8. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2002.
- [7] Wünsche, A.: Untersuchung des Durchström- und Wirkungsgradverhaltens teilbeaufschlagter Abgasturbinen und des Einflusses dieser Randbedingungen auf das Betriebsverhalten abgasturboaufgeladener Verbrennungsmotoren; FVV-Vorhaben Nr. 157, Frankfurt, 1976.
- [8] Schmalzl, H.-P.: Aufladung von Pkw DI – Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie; Dissertation TU Dresden, 2006.
- [9] R. Golloch, P. Merker: Downsizing beim Ottomotor – quo vadis? Innovative Fahrzeugantriebe, Vorträge 1998 – 2004, VDI-Bericht Nr. 1852, 2004
- [10] H. Zellbeck, T. Roß, C. Guhr : Der Ladungswechsel bei Hochaufladung –Differenzierte Analyse des Ottomotors, 8. Symposium Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren, Leipzig, 2006
- [11] R. Kemmler, Ch. Enderle, G. Karl, P. Lückert, H. Lehmann: Verbrauchsoptimierung des Ottomotors durch Hochaufladung und Direkteinspritzung, 7. Symposium Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren, Ostfildern, 2004.
- [12] Zellbeck, H., Roß, T., Guhr, C.: Der hochaufgeladene Ottomotor mit Direkteinspritzung – Ein konsequenter Weg zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emission, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 07-08 /2007.
- [13] Vogt, M., Aufladesysteme für Ottomotoren im Vergleich, Dissertation TU Berlin 2009