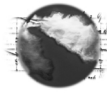


Herausforderungen und Lösungsansätze
bei der Diagnostik eines Ottomotors
mit verlängerter Expansion

*Diagnosics of Spark an
Ignition Engine with Extended Expansion –
Challenges and Approaches*

Dr. E. Schutting, O. Dumböck, Prof. H. Eichseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, Austria
W. Hübner, Dr. Ch. Schmidt
BMW Forschung und Technik GmbH, München



1 Einleitung

Der konventionelle Hubkolbenmotor ist eine sehr ausgereifte Verbrennungskraftmaschine. Über mehr als ein Jahrhundert hinweg wurde er weiterentwickelt und auf diese Weise vor allem auch im Wirkungsgrad stark verbessert. Je weiter die Entwicklung fortschreitet, desto geringer werden die erreichbaren Steigerungen im Wirkungsgrad, da man sich den Grenzen der theoretischen (idealen) Prozessführung nähert. An heutigen Motoren konventioneller Bauart sind im Bestpunkt keine deutlichen Verbesserungen des Wirkungsgrades zu erwarten. Um einen Motor mit einem deutlichen höheren Wirkungsgrad zu bauen, muss also die die eigentliche Prozessführung neu überdacht werden.

Dieser Artikel beschäftigt sich mit einem Hubkolbenmotor mit verlängerter Expansion. Die verlängerte Expansion verspricht eine deutliche Steigerung des Wirkungsgrades im Vergleich zum konventionellen Hubkolbenmotor. Ein solcher Prozess wurde anhand einer Konzeptstudie detailliert analysiert und bewertet. Dabei wurde in einem ersten Schritt das theoretische thermodynamische Potential des Prozesses bewertet, in einem zweiten Schritt das Potential für einen ausgeführten Motor anhand von Simulationen untersucht, dabei wurde auch eine Abschätzung der Reibung durchgeführt. Im Zuge der Untersuchungen wurden einige Themenfelder identifiziert, die für die exakte Diagnostik des Prozesses eine Herausforderung darstellen. Die Betrachtungen konzentrieren sich auf den ottomotorischen Prozess.

2 Grundlagen und Definitionen

Betrachtet man einen konventionellen Hubkolbenmotor, so ist zu erkennen, dass am Ende des Expansionshubes im Zylinder noch ein Druck vorliegt, der nicht genutzt werden kann, da der konventionelle Motor nur bis zum Ausgangsvolumen expandiert. Der Sachverhalt lässt sich besonders gut im Druck-Volumendiagramm darstellen (**Abbildung 1**), hier für einen idealen adiabaten Prozess mit Gleichraumverbrennung (vollkommener Motor). Bei 1 beginnt die Verdichtung, gefolgt von der Verbrennung im oberen Totpunkt (2 – 3). Nach der Verbrennung erfolgt die Expansion. Beim konventionellen Motor wird dann wieder bis zum Ausgangsvolumen expandiert (4), hier herrscht nach wie vor ein hoher Druck im Zylinder. Dieser Druck geht ungenutzt beim Öffnen der Auslassventile verloren. Gelingt es nun, den Expansionshub im Vergleich zum Kompressionshub zu verlängern (4-4'), so könnte dieser Druck genutzt werden. In **Abbildung 1** ist das durch die Fläche 1-4-4' ersichtlich. Dieses Prinzip der langen Expansion ermöglicht eine Erhöhung der abgegebenen Arbeit ohne Beeinflussung des restlichen Prozesses, somit kann eine Wirkungsgradsteigerung erzielt werden. Die theoretische Grenze der langen Expansion stellt das Wiedererreichen des Umgebungsdruckes dar (bzw. das Erreichen des Abgasgedrucks).

Eine verlängerte Expansion kann durch einen speziellen Kurbeltrieb erreicht werden, wobei hier verschiedene konstruktive Lösungen bestehen. Die verlängerte Expansion kann auch mit einem konventionellen Kurbeltrieb durch Veränderung der Einlasssteuerzeiten erreicht werden (frühes oder spätes

1 Introduction

The conventional reciprocating engine is a highly developed combustion engine. It was improved for more than 100 years, especially with regard to efficiency. The further the engine is developed, the less the gains in efficiency become, as it converges the theoretical (ideal) process. No major gains in sweet spot efficiency can be expected on up to date conventional engines. To build a combustion engine with significantly higher efficiency the actual working process has to be reconsidered.

This paper deals with a reciprocating engine with extended expansion. The extended expansion promises a significant gain in efficiency compared to conventional engines. Such a working process was investigated in detail in a conceptual study. In a first step the theoretical thermodynamic potential of the process was assessed. In a second step the potential of an actual engine was evaluated by means of simulation with focus on thermodynamic losses. An additional estimation of friction losses was done. During the investigations a number of issues were identified, that are challenging for the diagnostics of an engine with extended expansion. The investigations focus on spark ignition process.

2 Basics and Definitions

Considering an conventional reciprocating engine it can be found that at the end of the expansion stroke there is still pressure in the cylinder, which cannot be utilized since the conventional engine expands only to the starting volume. This fact is illustrated in the pressure-volume plot in figure 1 for an ideal adiabatic process with constant volume combustion (ideal engine). Starting from 1 the working gas is compressed. In the top dead center (TDC) the isochoric combustion takes place (2 - 3), followed by the expansion to the starting volume (4). In point 4 there is still pressure in the cylinder, which is wasted when the exhaust valves open. If the expansion stroke could be extended (4 - 4') this pressure could be utilized. The additional work is apparent as the area between 1 - 4 - 4'. This is the principle of the extended expansion. Without influencing the rest

of the process the mechanical work can be increased, resulting in an efficiency gain. The theoretical limit of the extended expansion is the re-expansion to ambient pressure (or the engine back pressure respectively).

An extended expansion can be realised by a special crank train. Several constructional solutions are known from literature. An extended expansion can also be realized with a conventional crank train by shifting the intake valve timing (early or late intake valve closing – Miller / Atkinson valve strategy). Another approach is the downstream expansion in an additional process. This could be a power turbine or an additional expansion cylinder [1]. This paper focusses on the solution with a special crank train. The actual constructional

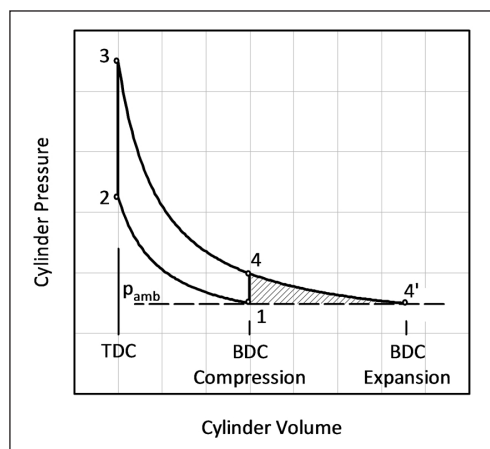
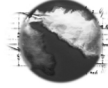


Abbildung 1:
Das Prinzip der verlängerten Expansion
Druck-Volumen-Diagramm
Figure 1:
The principle of the extended expansion
on the pressure-volume plot



Einlass Schließen – Miller bzw. Atkinsonsteuerzeiten). Eine weitere Möglichkeit der langen Expansion besteht in der Nachexpansion in einem zusätzlichen Prozess, zum Beispiel in einer Nutzturbine oder in einem zusätzlich angeordneten Expansionszylinder [1]. Dieser Artikel beschränkt sich auf die Lösung mittels Kurbeltrieb. Für die thermodynamische Betrachtung des Prozesses ist dabei die tatsächliche konstruktive Lösung von untergeordneter Bedeutung. Für die Höhe der Reibung hat hingegen die konstruktive Ausführung einen erheblichen Einfluss.

Die erste Erwähnung eines Konzeptes mit verlängerter Expansion über den Kurbeltrieb, datiert aus dem Jahr 1887, stammt von James Atkinson [2] (s. Abbildung 2). Atkinson setzt die Verlängerung der Expansion durch ein Koppelgetriebe mit Knickpleuel um.

Die Verlängerung der Expansion hat neben der Erhöhung des Wirkungsgrades weitere Auswirkungen auf den Motorprozess. Die wichtigste davon ist, dass die Verlängerung des Expansionshubes zwingend zu einer Verringerung der Leistungsdichte führt, da die angesaugte Ladungsmasse gleich bleibt, sich jedoch der Bauraum des Motors erhöht. Die verringerte Leistungsdichte wird durch den höheren Wirkungsgrad zum Teil kompensiert.

Die Verlängerung der Expansion hat auch Auswirkungen auf die Kenngrößen, die zur Beschreibung des Motorprozesses verwendet werden. Ein Motor, der die verlängerte Expansion über das Triebwerk erreicht, verfügt über zwei unterschiedliche Hübe, den Verdichtungshub und den Expansionshub. Alle Größen, die sich direkt oder indirekt vom Hub ableiten, liegen somit ebenfalls doppelt vor, das sind etwa der Hubraum, der Mitteldruck, Liefergrad und so weiter. Es hat sich dabei als vorteilhaft erwiesen, alle Größen auf den Ansaughub zu beziehen, da dies eher der gewohnten Beschreibung des konventionellen Motors entspricht. Dies wird auch durch die Verwendung des Ausdrucks „verlängerte Expansion“ unterstrichen, aus thermodynamischer Sicht wäre „verkürzte Kompression“ natürlich gleichbedeutend.

Zur Beschreibung eines Motors mit langer Expansion wurde das Volumenverhältnis γ eingeführt – siehe (1). V_{Exp} bezeichnet dabei das Volumen am unteren Totpunkt der Expansion, V_{Verd} das der Verdichtung (jeweils einschließlich des Kompressionsvolumens V_{Komp} im oberen Totpunkt). Ein konventioneller Motor hat demnach ein γ von 1.

$$\gamma = \frac{V_{Exp}}{V_{Verd}} = \frac{\epsilon_{Exp}}{\epsilon_{Verd}} \quad (1)$$

In Abbildung 3 ist der Volumenverlauf beispielhaft für einen Motor mit einem γ von 2 dargestellt. Zu beachten ist auch, dass sich das Verdichtungsverhältnis ϵ_{Verd} vom Expansionsverhältnis ϵ_{Exp} unterscheidet, während sie beim konventionellen Motor gleich sind. Beide stehen wie die Volumina über γ im Verhältnis. Besonderheit ist auch, dass es bei einem Motor mit langer Expansion zu einer Verschiebung der Totpunkte kommt. Das Ausmaß hängt von der tatsächlichen kinematischen Umsetzung ab, beim hier beispielhaft unterstellten Koppelgetriebe nehmen

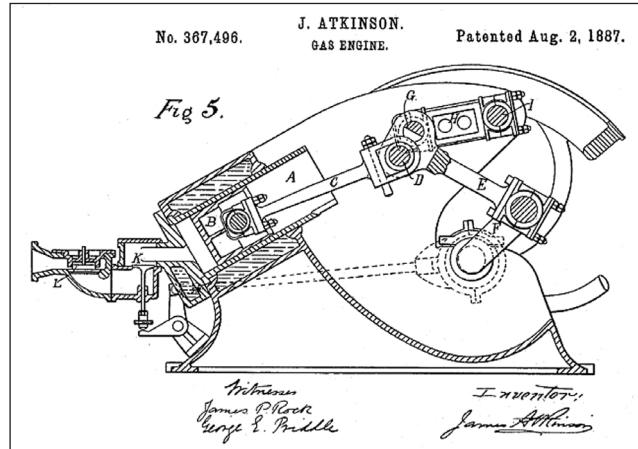


Abbildung 2:
Motorschema aus dem Patent von James Atkinson [2]
Figure 2:
Engine scheme from the patent of James Atkinson [2]

solution is irrelevant for the assessment of the thermodynamic potential of extended expansion. However, it is not for the friction losses, which are strongly dependent on the design of the crank train.

The first mention of extended expansion by a special crank train in the year 1887 originates from James Atkinson [2]. Atkinson realizes the extended expansion with a linkage containing a bending conrod.

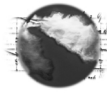
The extension of expansion has, besides the gain in efficiency, also other effects on the working process. The most important is that the elongation of the expansion stroke results in a decreasing engine power density, as the aspirated charge remains constant, but the size of the engine increases. The decreased power density is partly compensated by the increasing efficiency.

The extension of the expansion has also effect to all characteristic values of an engine that depend on the engine stroke. An engine with extended expansion by crank train has in fact two different strokes, the compression stroke and the expansion stroke. Thus all values derived from the stroke, directly or indirectly, exist twice. This are, for example the capacity, mean effective pressure, delivery ratio and so on. It turned out to be convenient to refer all values to the intake stroke, as it corresponds to the familiar characterisation of the conventional engine. This is also reflected in the nomenclature: Using 'extended expansion' for this concept, whereas 'reduced compression' would be thermodynamically identical.

For the specification of an engine with extended expansion the volume ratio γ was introduced – see (1). V_{Exp} denotes the cylinder volume in the bottom dead centre (BDC) after the expansion stroke, V_{Verd} denotes the Volume before the compression stroke (each including the compression volume V_{Komp} in the top dead centre). A conventional engine has a γ of 1.

$$\gamma = \frac{V_{Exp}}{V_{Verd}} = \frac{\epsilon_{Exp}}{\epsilon_{Verd}} \quad (1)$$

Figure 3 shows the cylinder volume trace of an engine with a γ of 2 versus crank angle. The compression ratio ϵ_{Verd} is different from the expansion ratio ϵ_{Exp} which is not the case with a conventional engine. ϵ_{Exp} and ϵ_{Verd} relate to each other with γ . Special characteristic of an engine with extended expansion is the shifting of the dead centres compared to the conventional engine. The offset depends on the actual constructive solution, the linkage assumed in this case leads to an expansion and expulsion stroke that cover 196° crankangle (CA) each, and an compression and intake stroke, that cover 164° CA each. For comparison the volume of a conventional engine is plotted. 0° CA corresponds to the ignition TDC (ITDC) per definition.



der Expansionshub und der Ausschub jeweils 196 °KW in Anspruch, der Ansaughub und die Verdichtung je 164 °KW. Zum Vergleich ist der Volumenverlauf eines konventionellen Motors dargestellt. Der Zünd-OT (ZOT) liegt per Definition bei beiden Motoren bei 0 °KW.

3 Der vollkommene Motor

Der „vollkommene Motor“ ist die Idealvorstellung eines verlustlosen Motors, der das Grenzpotential einer bestimmten Prozessführung beschreibt. Der vollkommene Motor ist definiert als adiabat (keine Wandwärmeübergänge), reibungsfrei und er hat eine vollständige isochore Verbrennung im oberen Totpunkt, einen vollständigen Ladungswechsel und reine Ladung. Beim vollkommenen Motor werden ideales Gas, jedoch temperaturabhängige spezifische Stoffwerte unterstellt. Anhand des vollkommenen Motors soll das Potential der verlängerten Expansion aufgezeigt werden.

Ein konventioneller vollkommener Ottomotor hat bei einer Verdichtung von 10 und stöchiometrischer Verbrennung einen Wirkungsgrad von 47,1%. Aufgetragen über dem Verdichtungsverhältnis ergibt sich der bekannte Verlauf, bei dem sich die Kurve mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis verflacht – siehe [Abbildung 4](#).

Wird der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit langer Expansion über dem Volumenverhältnis γ aufgetragen, so ergibt sich der Verlauf in [Abbildung 5](#). Hier ist ein Verdichtungsverhältnis ϵ_{Verd} von 10 und stöchiometrische Verbrennung ($\gamma = 1$) angenommen.

Es ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad über dem Volumenverhältnis γ einen sich stark verflachenden Verlauf aufweist. Ausgehend von einem Wirkungsgrad bei einem γ von 1 von 47,1 % (konventioneller Motor) können maximal 59,8% bei einem γ von 4,5 erreicht werden. Bei diesem γ wird beim vollkommenen Motor wieder der Umgebungsdruck erreicht, und somit führt eine weitere Erhöhung des γ zu keiner weiteren Wirkungsgradsteigerung. Auch zu erkennen ist, dass bereits bei einem γ von 2 ein Wirkungsgrad von 55,9 % erreicht werden kann. Dieser verflachende Verlauf bei hohem γ ist vor allem hinsichtlich einer möglichen konstruktiven Umsetzung von sehr großem Vorteil. Aus diesem Grund wird in allen weiteren Ausführungen ein Volumenverhältnis γ von 2 unterstellt.

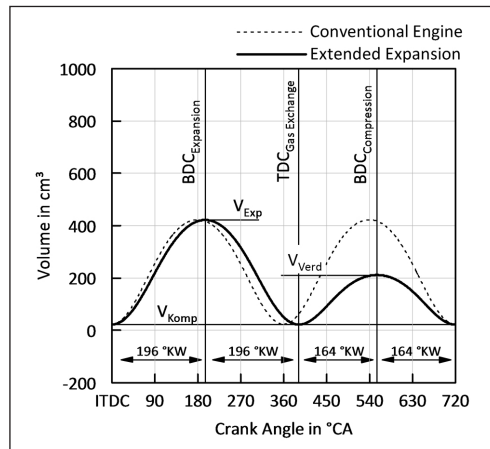


Abbildung 3:
Volumenverlauf und Kenngrößen eines Motors mit langer Expansion
Figure 3:
Volume trace and characteristic values of an engine with extended expansion

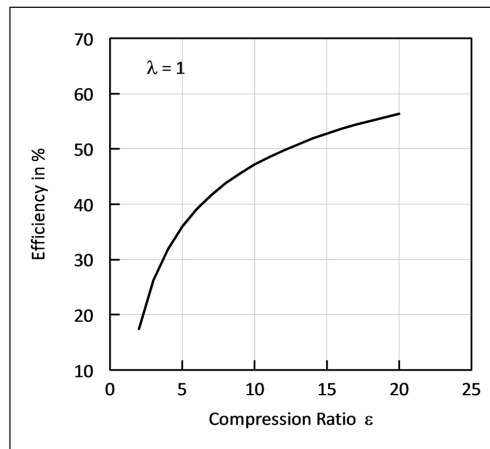


Abbildung 4:
Wirkungsgrad des vollkommenen konventionellen Ottomotors über Verdichtungsverhältnis
Figure 4:
Efficiency of the ideal SI-engine versus compression ratio

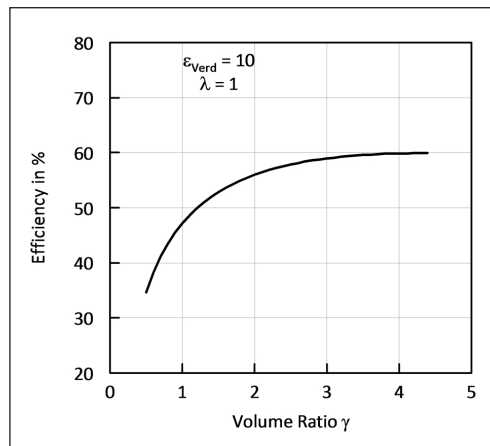


Abbildung 5:
Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit langer Expansion über Volumenverhältnis γ
Figure 5:
Efficiency of the ideal engine with extended expansion versus volume ratio γ

3 The Ideal Engine

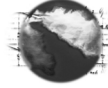
The ‚Ideal Engine‘ describes an engine without losses, that is used to characterize the limit potential of a certain working process. The ideal engine is defined as adiabatic (no wall heat losses), frictionless, with isochoric combustion in the TDC, perfect gas exchange and pure charge. With the ideal engine ideal gas with temperature dependent properties are assumed. By means of the ideal engine the theoretical potential of the extended expansion shall be discussed.

A conventional ideal SI-engine with a compression ratio of 10 and stoichiometric combustion ($\lambda = 1$) has an efficiency of 47,1%. [Figure 4](#) shows the well-known correlation between efficiency and compression ratio: The efficiency increases with compression ratio, but increases less at higher compression ratios.

[Figure 5](#) shows the efficiency of an ideal engine with extended expansion versus volume ratio γ . For this curve a compression ratio ϵ_{Verd} of 10 and stoichiometric combustion is assumed. Starting from an efficiency of 47,1% (conventional engine) a maximum efficiency of 59,8% at a γ of 4,5 can be reached. At this γ the expansion of the ideal engine reaches ambient pressure again, a further expansion does not increase the efficiency any more.

The increase of efficiency versus volume ratio is significantly flattening out at higher γ . With a γ of 2 an efficiency of 55,9% can be gained already. This characteristic would be a big advantage for the actual construction of an engine with extended expansion. All further considerations assume a volume ratio of 2.

A very interesting aspect of the extended expansion is the fact, that the available gain in efficiency is dependent on the compression ratio ϵ_{Verd} . The higher the compression ratio, the less is the gain in efficiency. [Figure 6](#) plots the increase of efficiency versus compression ratio starting from a compression ratio of 10, including a curve for a con-



Ein interessanter Aspekt der verlängerten Expansion ist die Tatsache, dass das Potential zur Wirkungsgradsteigerung vom Verdichtungsverhältnis $\varepsilon_{\text{Verd}}$ abhängt. Je höher das Verdichtungsverhältnis, desto geringer ist der Gewinn an Wirkungsgrad. In **Abbildung 6** ist die Änderung des Wirkungsgrades ausgehend von einem $\varepsilon_{\text{Verd}}$ von 10 jeweils für einen Motor mit einem γ von 1 und einem γ von 2 aufgetragen. Der konventionelle Motor kann durch die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses auf 20 einen Wirkungsgradgewinn von 9,2 %-Punkten erreichen, der Motor mit langer Expansion demgegenüber nur 7,6 %-Punkte. Die Erklärung dafür ist relativ einfach: Ist das Verdichtungsverhältnis höher, bleibt im UT weniger Energie übrig, die verloren geht (bzw. genutzt wird). Der Vorteil der verlängerten Expansion ist somit geringer. Zu beachten ist dabei, dass der Motor mit langer Expansion im absoluten Niveau natürlich deutlich höher liegt (siehe **Abbildung 5**).

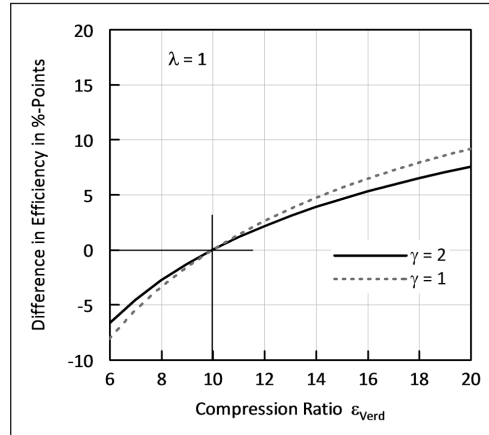


Abbildung 6:
Wirkungsgradänderung bei $\gamma = 1$ und $\gamma = 2$ über Verdichtungsverhältnis
Figure 6:
Difference in efficiency with $\gamma = 1$ and $\gamma = 2$ versus compression ratio $\varepsilon_{\text{Verd}}$

Zusätzlich zum vollkommenen Motor kann der sogenannte vereinfachte Vergleichsprozess definiert werden, bei dem reine Luft als Arbeitsgas und konstante Stoffwerte angenommen werden. Der Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses des konventionellen Motors η_v ist nur von den Gaseigenschaften κ und vom Verdichtungsverhältnis ε abhängig. Es kann nach

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

berechnet werden.

Ein Motor mit langer Expansion folgt nicht dem simplen Zusammenhang aus Gleichung (1), sondern der Gleichung (2). Interessant ist hier, dass anders als in der Beziehung für den konventionellen Motor die zugeführte normierte Energie q^* auftaucht (bezogen auf die Temperatur bei Beginn der Verdichtung T_1). Je höher die zugeführte Energie, desto höher der Wirkungsgrad. Der Motor mit langer Expansion erinnert damit an den konventionellen Motor mit Gleichdruckverbrennung, bei dem der Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses ebenfalls von der Wärmezufuhr abhängig ist.

$$\eta_v = \frac{1 + q^* \cdot (1 - \varepsilon_{\text{Exp}}^{1-\kappa}) - \varepsilon_{\text{Exp}}^{1-\kappa} \cdot \varepsilon_{\text{Verd}}^{\kappa-1} + (\kappa - 1) \left(1 - \frac{\varepsilon_{\text{Exp}}}{\varepsilon_{\text{Verd}}}\right)}{q^*}$$

$$q^* = \frac{q}{T_1} \quad (2)$$

4 Der Wärmeübergang

Eine der zentralen Fragestellungen bei der Betrachtung der verlängerten Expansion ist der Wärmeübergang. Der Wärmeübergang hat bei Verbrennungsmotoren einen sehr großen Anteil an den gesamten Verlusten. Aufgrund des stark veränderten Volumenverlaufs muss davon ausgegangen werden, dass der Wärmeübergang anders ist, als bei einem konventionellen Motor. In der Simulation müssen über den Wärmeübergang vereinfachte Annahmen getroffen werden, da es sich um einen sehr komplexen Vorgang handelt. In der Praxis haben sich phänomenologische Modelle auf Basis der Ähnlichkeitstheorie durchgesetzt.

Der Wärmeübergang berechnet sich nach dem Newtonschen Ansatz aus der treibenden Temperaturdifferenz zwischen Gas T_G

ventional engine with $\gamma = 1$ and an engine with $\gamma = 2$. An increase of compression ratio from 10 to 20 effects an efficiency increase of 9,2%-points with the conventional engine, but only 7,6%-points with the engine with extended expansion. The explanation for this behaviour is simple: The higher the compression ratio the less wasted (or used respectively) energy remains at the end of the expansion stroke. Thus the potential of extended expansion is decreased. Nevertheless the engine with extended expansion has a higher absolute efficiency (see **Figure 5**).

As addition to the ideal engine the so called air-standard cycle can be defined. The air-standard cycle considers pure air with constant gas properties as working gas. The efficiency of the air-standard cycle η_v for the conventional engine is dependent on the gas properties

κ and the compression ratio ε only and can be calculated with

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

An engine with extended expansion does not obey the simple correlation (1), but the correlation (2). Remarkable aspect here is, that the efficiency is dependent on the amount of released energy q^* (related to the temperature at start of high pressure cycle T_1). The higher the released energy, the higher is the efficiency. This characteristic is evocative of the conventional engine with constant pressure combustion, where the efficiency is dependent on the released energy as well.

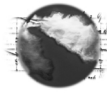
$$\eta_v = \frac{1 + q^* \cdot (1 - \varepsilon_{\text{Exp}}^{1-\kappa}) - \varepsilon_{\text{Exp}}^{1-\kappa} \cdot \varepsilon_{\text{Verd}}^{\kappa-1} + (\kappa - 1) \left(1 - \frac{\varepsilon_{\text{Exp}}}{\varepsilon_{\text{Verd}}}\right)}{q^*}$$

$$q^* = \frac{q}{T_1} \quad (2)$$

4 Wall Heat Losses

One of the most important issues when considering a non-ideal engine with extended expansion is the wall heat loss. The wall heat loss has a significant share in the losses occurring in a real engine. The heat transfer in an engine with extended expansion is most likely influenced by the significantly changed volume trace and therefore different to the heat transfer in a conventional engine. With simulation it is necessary to use simplified assumptions for the heat transfer as it is a very complex process. In practice phenomenological models based on the law of similarity are broadly used.

The heat transfer is calculated according to the approach of Newton from the temperature difference between gas T_G and



und Wand T_W , der Brennraumboberfläche A und dem Wärmeübergangskoeffizient α [3].

$$\dot{Q}_W(\varphi) = A \cdot \alpha(\varphi) \cdot [T_G(\varphi) - T_W] \quad (3)$$

Die Brennraumboberfläche ist bei einem Motor mit langer Expansion in der Expansionsphase größer als bei einem konventionellen Motor, die Fläche selbst lässt sich natürlich exakt berechnen und ist somit bekannt.

Die Gastemperatur kann in der nulldimensionalen Motorprozesssimulation nur als über den Brennraum gemittelte Gastemperatur gerechnet werden. Dennoch liefert diese Gastemperatur zufriedenstellende Ergebnisse bei der Anwendung von 0D-Wärmeübergangssimulationen. Die mittlere Gastemperatur selbst ergibt sich aus der Gasgleichung und kann für den Motor mit langer Expansion gleich wie für den konventionellen Motor bestimmt werden. Für die Verwendung in der Wärmeübergangsbeziehung kann die Gastemperatur somit als bekannt vorausgesetzt werden. Gleiches gilt für die Wandtemperatur, deren Annahme generell schwierig ist (für alle Motorkonzepte), deren Auswirkung auf den Hochdruckprozess durch die hohe Differenz zur Gastemperatur jedoch begrenzt ist. Die Wandtemperatur kann im ersten Schritt als gleich dem konventionellen Motor angenommen werden.

Entscheidender Faktor in der Beziehung für den Wandwärmestrom ist der Wärmeübergangskoeffizient α . Der Wärmeübergangskoeffizient (WÜK) hängt von verschiedenen Faktoren wie Druck, Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit ab und entzieht sich einer einfachen Berechnung aufgrund der sehr komplexen Vorgänge im Zylinder. Ungeachtet der tatsächlichen Berechnung des WF, wofür verschiedenen Ansätze bestehen, müssen in einem ersten Schritt die Unterschiede zum konventionellen Motor identifiziert werden:

Bei einem Motor mit verlängerter Expansion ist der Volumenverlauf während der Verdichtung praktisch identisch zu dem des konventionellen Motors – siehe [Abbildung 7](#). Es lässt sich leicht argumentieren, dass in dieser Phase auch der Wärmeübergangskoeffizient gleich ist.

Nach dem oberen Totpunkt beginnt sich der Kolben des Motors mit langer Expansion schneller nach unten zu bewegen, als der des konventionellen Motors. Dies führt zu höheren Strömungsgeschwindigkeiten und erhöht somit den WF. Anhand der Verläufe in [Abbildung 7](#) ist zu erkennen, dass die Volumenverläufe zu Beginn sehr ähnlich sind, und erst bei etwa 30° KWnOT ein Unterscheid zu erkennen ist. Hier kann erneut argumentiert werden, dass der Wärmeübergangskoeffizient noch gleich, oder zumindest sehr ähnlich dem des konventionellen Motors ist.

Ab etwa 50° KWnOT beginnen sich die Volumenverläufe zwischen konventionellen Motor und Motor mit langer Expansion deutlich zu unterscheiden. Es muss davon ausgegangen werden, dass es zu einer Beeinflussung des Wärmeübergangskoeffizienten kommt. Die höhere Kolbengeschwindigkeit und die daraus resultierende höhere Strömungsgeschwindigkeit führen zu einer Erhöhung des Wärmeübergangs. Allerdings haben auch der geringere Druck und die geringere Temperatur einen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Theoretisch betrachtet muss in der Expansion der Wärmeübergang gleich einem konventionellen Motor sein, dessen Hub dem Expansionshub des Motors mit langer Expansion entspricht. Dabei würde es sich allerdings über einen ausgeprägt langhubigen Motor handeln, und es bleibt offen, ob die phänomenologischen Wärmeübergangsmodelle diesen Fall korrekt bewerten.

wall T_W , the surface area of the combustion chamber A and the heat transfer coefficient α [3].

$$\dot{Q}_W(\varphi) = A \cdot \alpha(\varphi) \cdot [T_G(\varphi) - T_W] \quad (3)$$

The surface area of an engine with extended expansion is larger compared to a conventional engine and can be calculated from the kinematic data.

The gas temperature can be calculated as mean temperature only when using zero dimensional simulation. Anyway this approach delivers sufficient results when using 0D-heat transfer models. The mean gas temperature can be calculated from the gas law and can be calculated for an engine with extended expansion in the same way as for a conventional engine. Therefore the gas temperature can be assumed as known.

This accounts also for the assumption of the wall temperatures, which is difficult for all engine concepts. The effect to the high pressure process is limited due to the high difference between gas temperature and wall temperature. The wall temperature can be supposed as equal for both engine concepts.

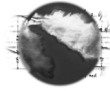
The key Factor in equation (3) is the heat transfer coefficient α . The heat transfer coefficient (HTC) depends on different parameters like pressure, temperature and flow velocity. The HTC cannot be obtained easily, as it is the result of very complex processes in the cylinder. There exist different approaches for the calculation of the HTC. Anyway, the first step for assuming the HTC for engines with extended expansion is the identification of the differences compared to conventional engines:

With an extended expansion engine the volume trace is virtually identical to a conventional engine during the compression stroke – see [Figure 7](#). Hence it can be argued, that the HTC is identical during the compression stroke also. After the TDC the volume traces start to differ from each other. The piston of the engine with extended expansion starts to move down faster. This results in higher flow velocities what increases the HTC.

Looking at the volume traces in [Figure 7](#) in detail, it can be seen, that the volume traces are very similar in the beginning and a difference cannot be recognized until 30° CA. Again it can be argued that the heat transfer coefficient is equal or very similar to the conventional engine.

From about 50° after TDC the volume traces start to differ increasingly. It can be assumed, that this difference has an effect to the HTC. The higher piston velocity and the resulting higher flow velocities will increase the heat transfer coefficient. However, the lower pressure and temperature will affect the HTC as well. As another point of view it can be assumed, that the HTC during the expansion stroke corresponds to a conventional engine with long stroke. This would be a very long stroked engine, and it is unclear, if the phenomenological heat transfer models can cope with such a geometry.

The considerations discussed above can be concluded with following question: Up to what degree crank angle the heat transfer is governed by the short compression stroke, and from which crank angle the HTC is governed by the long expansion stroke. There can be defined two limit cases: The most pessimistic assumption is that the long stroke comes into effect immediately in the TDC (Changeover at 0° deg CA). The most optimistic assumption is that the heat transfer is governed by the short stroke throughout the cycle (Changeover at exhaust valve ope-



Fasst man das Ergebnis der oben angeführten Überlegungen zusammen, so kann das Problem auf folgende Fragestellung vereinfacht werden: Bis zu welchem Zeitpunkt ist der konventionelle Saughub für den Wärmeübergang ausschlaggebend, ab welchem Zeitpunkt ist der verlängerte Expansionshub signifikant? Als zwei Extremvarianten können definiert werden, dass sofort im oberen Totpunkt der Wärmeübergang des verlängerten Expansionshubes wirksam wird (Wechsel bei 0° KW), oder dass für den gesamten Zyklus der Wärmeübergang durch den Saughub bestimmt wird (Wechsel bei Auslass Öffnet, 130° KW). In **Abbildung 8** ist die Auswirkung einer Variation dieses Wechsels auf den indizierten Wirkungsgrad zu sehen. Dabei wird als Basis der Wirkungsgrad bei einem Wechsel bei 50° KW verwendet. Zu erkennen ist, dass es im Bereich zwischen 0 und etwa 60° KW eine relativ deutliche Abhängigkeit gibt, die sich zu späteren Kurbelwinkel hin verflacht. Das lässt sich leicht mit der Charakteristik des Wärmestroms erklären, der in diesem Bereich am höchsten ist (siehe **Abbildung 7**). Es muss beachtet werden, dass diese Kurve nur qualitativ zu bewerten ist, da verschiedene Motorparameter das Ergebnis beeinflussen. Dazu gehören vor allem die Verbrennungslage, das Verdichtungsverhältnis, der Lastpunkt und so weiter. Auch muss beachtet werden, dass es sich um das Ergebnis eines phänomenologischen Modells handelt (hier *Woschni/Huber*), welches an sich Unsicherheiten beinhaltet, und dass in der Realität kein plötzlicher Sprung im Wärmeübergang stattfindet. Bei ähnlichen Untersuchungen wurde ein unveränderter Wärmeübergangskoeffizient bis 30° KWnOT postuliert, sowie in Summe ein moderat erhöhter Wärmeübergang des Motors mit langer Expansion [4].

Letztendlich handelt es sich bei dieser Argumentation um einfache Überlegungen, die mit den hier zur Verfügung stehenden Mitteln nicht validiert werden können. Die Überprüfung dieser Annahmen bedarf detaillierterer Untersuchung wie 3D-CFD-Simulationen oder einer experimentellen Untersuchung. Der Wärmeübergang bleibt die größte Unsicherheit bei der Bewertung eines Motors mit langer Expansion mit den Mitteln der Simulation.

5 Verbrennung

Wie für den Wärmeübergang müssen in der vorausberechneten Simulation auch für die Verbrennung Annahmen getroffen werden. In diesem Fall wurde ein Brennverlauf vorgegeben, der aus einer Messung eines konventionellen Motors abgeleitet wurde. Auch hier muss davon ausgegangen werden, dass der ande-

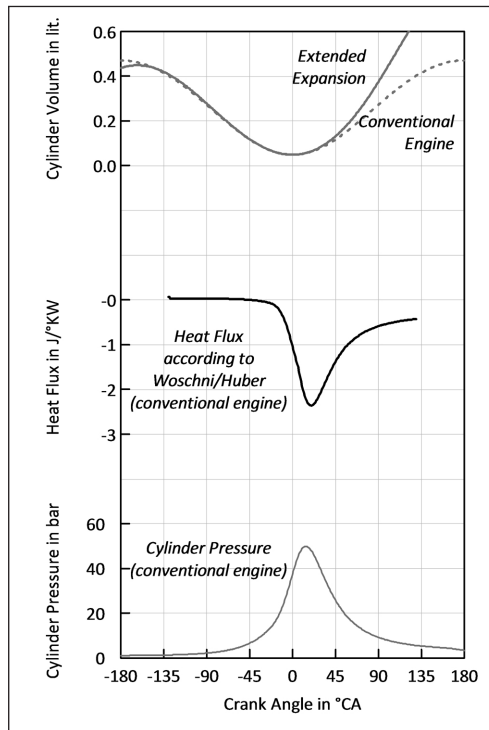


Abbildung 7:
Der Wärmeübergang in Bezug zum Zylindervolumen
Figure 7:
Heat transfer related to cylinder volume

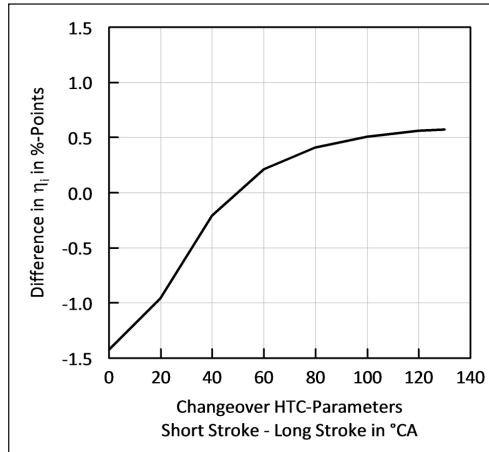


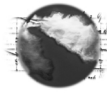
Abbildung 8:
Auswirkung der Annahmen des Wärmeübergangs auf den indizierten Mittelwert
Figure 8:
Effects of HTC-parameters to the efficiency

ning EO ; 130° deg CA). **Figure 8** shows the effect of the crank angle of changeover to the indicated efficiency. The indicated efficiency with a HTC-changeover at 50° CA is used as basis. The plot shows a clear dependency of the indicated efficiency between 0° CA and 60° CA. With later changeover time the efficiency curve flattens out. This characteristic can be explained with the shape of the heat transfer trace, which is highest between 0° CA and 60° CA. It has to be mentioned, that this curve is valid only qualitative. The actual values are dependent on a number of parameters. These are rate of heat release, compression ratio, and engine load and so on. It has also to be mentioned, that this is the result of a phenomenological HTC model (here: *Woschni/Huber*), which contains uncertainties by itself, and that in reality there will not occur an instantaneous rise in the HTC. Similar investigations assume an unchanged HTC up to 30° CA and a slightly increased overall heat transfer with extended expansion [4].

However, this argumentation is the result of simple considerations, which cannot be validated with the existing tools. The validation of these assumptions requires more detailed investigations like 3D-CFD simulation or experimental investigations. The heat transfer marks the most significant uncertainty when investigating an engine with extended expansion.

5 Combustion

With the predicting simulation assumptions about the combustion (Rate of Heat Release, ROHR) have to be made. In this case a measured ROHR from a conventional engine was used. It has to be assumed, that the differing volume trace of an engine with extended expansion has also an effect to the combustion. As no



re Volumenverlauf Auswirkungen auf den Verlauf der Verbrennung hat. Da keine gemessenen Werte für den Brennungsverlauf bei langer Expansion vorliegen, ist man zunächst gezwungen Brennverläufe eines konventionellen Motors zu verwenden.

Der Brennverlauf wird in der Simulation üblicherweise über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Da der Volumenverlauf sich vom konventionellen Motor unterscheidet, könnte alternativ der Brennverlauf über gleichem Volumen aufgetragen werden. Da beim Motor mit verlängerter Expansion das Volumen schneller zunimmt, als beim konventionellen Motor, wird dabei der Brennverlauf über Kurbelwinkel, also zeitlich gesehen, kürzer. In [Abbildung 9](#) ist dieser Sachverhalt dargestellt. Es sind zwei Brennverläufe dargestellt, einmal die gemessene Basis über Kurbelwinkel, sowie ein Brennverlauf, der auf gleiches Volumen bezogen ist. Will man in der 1D-Simulation einen über Volumen gleichen Brennverlauf erreichen, so müsste dieser Brennverlauf vorgegeben werden.

Wie für den Wärmeübergang gilt auch bei der Verbrennung, dass diese offene Frage mit den eingesetzten Mitteln nicht beantwortet werden kann. Messungen oder 3D-CFD Simulationen können hier Antworten geben.

Letztendlich kann davon ausgegangen werden, dass der Verbrennungsablauf den Wirkungsgrad stärker durch seine Lage (späte bzw. frühe Verbrennung) als durch seine Form bzw. Dauer (schnelle bzw. langsame Verbrennung) beeinflusst. Somit ist der Fehler, der durch einen veränderten Brennungsverlauf auftritt vergleichsweise gering und im Vergleich zu den Unsicherheiten bei der Wandwärme von untergeordneter Bedeutung.

Neben dieser beschriebenen Auswirkung auf den eigentlichen thermodynamischen Prozess, hat der Ablauf der Verbrennung aber auch Auswirkung auf die Umsetzung des Kraftstoffes. Es ist denkbar, dass es durch die lange Expansion zu einer verschleppten Verbrennung kommt, wodurch sich ein Anstieg von unverbranntem und unvollständig verbranntem Kraftstoff im Abgas ergibt (Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen). Diese Verluste entziehen sich allerdings einer einfachen Betrachtung und können mit den hier eingesetzten Werkzeugen nicht abgeschätzt werden, sie werden daher zunächst als unverändert angenommen.

6 1D-Simulation

Zur Abschätzung des Potentials der langen Expansion unter Berücksichtigung von realen Verlusten wurde eine 1D-CFD Simulation des Prozesses durchgeführt. Zu diesem Zweck wurde das 1D-Simulationsmodell eines fiktiven 3-Zylinder Ottomotors mit 400ccm Einzelhubraum, Turboaufladung und Direkteinspritzung erstellt. Das Modell basiert auf einem abgestimmten Modell eines 4-Zylinder Serienmotors.

Das Simulationsmodell berücksichtigt alle Verluste des realen Motorprozesses, soweit dies in der 1D-Simulation möglich ist. Neben dem Wandwärmeübergang und der realen Verbrennung zählen dazu insbesondere die Ladungswechselperluste. Dafür werden in der Simulation Strömungsverluste, dynamische Effekte

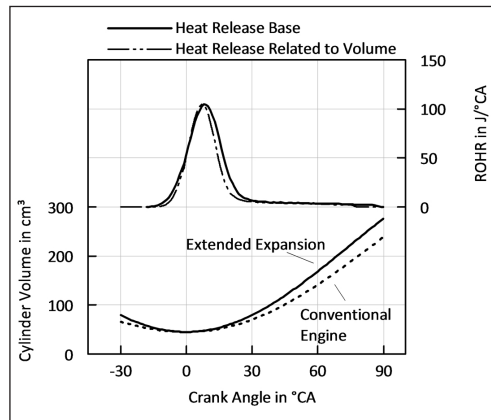


Abbildung 9:
Brennverlauf bezogen auf Zylindervolumen
Figure 9:
Heat release related to cylinder volume

measured values exist it is inevitable to use ROHRs from conventional engines in the first step.

The ROHR is parameterized in the simulation as trace versus crank angle usually. As the volume trace is different to the conventional engine it would also be possible to parameterize the combustion versus volume. As the volume of an engine with extended expansion increases faster, the ROHR becomes shorter with respect to the crank angle. [Figure 9](#) illustrates this correlation. Two rates of heat releases are plotted. The one represents the measured basis versus crank angle; the other represents the ROHR versus crank angle that is correlated to the same volume. If a combustion shall be used that is identical with

respect to the volume this ROHR had to be parameterized.

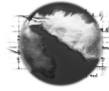
As for the heat transfer it also applies for the combustion, that these questions cannot be answered with the used tools. Experimental investigations or 3D-simulations would be necessary to get reliable conclusions.

Finally it can be assumed, that the timing of the combustion (early or late combustion) has far more effect to the indicated efficiency than the actual shape (fast or slow combustion). Hence the error resulting from the uncertainties in the combustion are comparable small compared to the uncertainties in the heat transfer. Apart from the effect to the thermodynamic process there exists also an effect on the conversion of the fuel. It can be assumed, that the extended expansion leads to a retarded combustion, what will result in increase of unburned fuel emissions (hydrocarbons and carbon monoxide). Again this loss cannot be considered with the used tools. Hence it has to be supposed as unchanged in the first step.

6 1D-Simulation

One dimensional CFD-simulations were done to assess the potential of extended expansion with consideration of real losses. For this purpose the 1D-simulation model of a fictitious 3-cylinder SI-engine engine was used. The engine has a capacity of 400ccm per cylinder, exhaust gas turbocharging and direct injection. The model is based on a validated model of a 4-cylinder production engine.

The simulation model considers all losses of a real combustion engine as far as possible with 1D-simulation. This is, besides the wall heat loss and the real combustion, the gas exchange loss. For simulating the gas exchange loss the 1D-simulation considers flow resistances, dynamic effects and a non-ideal turbocharger



sowie ein verlustbehafteter Turbolader berücksichtigt. Die Parametrierung des Luft- und Abgaspfadmodells wird für den Motor mit langer Expansion nicht angepasst, da hier keine Auswirkungen zu erwarten sind. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Simulation die deutlichen Unterschiede der Ladungswechselphase – längerer Ausschiebehub – korrekt abbildet.

Die 1D-Simulation eines realen Motors mit langer Expansion bei einem Volumenverhältnis γ von 2, einer Verdichtung $\varepsilon_{\text{Verd}}$ von 10 sowie einem Turbolader mit einem angenommenen Gesamtwirkungsgrad von 50% lässt eine Steigerung des indizierten Wirkungsgrades η_i von über 6 %-Punkten an der Vollast erwarten. Inwieweit die dafür getroffenen Annahmen über Verbrennung und Wärmeübergang korrekt waren, kann nur durch weitere Untersuchungen beantwortet werden.

Mit dem 1D-Simulationsmodell wurden verschiedene Aspekte des Motorkonzeptes mit langer Expansion untersucht. Dazu zählen der Einfluss der konzeptionellen Umsetzung (verlängerter Expansionshub bzw. verkürzter Ansaughub), Teillastverhalten und Vergleich zur langen Expansion mittels Miller-Steuerzeiten. Je nach Themenstellung ist die Simulation dabei unterschiedlich stark durch die oben erläuterten Unsicherheiten eingeschränkt.

Von besonderem Interesse war dabei auch die Bewertung der langen Expansion hinsichtlich ihres Zusammenspiels mit der Aufladung. Der im Vergleich zum Ansaughub deutlich längere Ausschiebehub lässt vermuten, dass ein derartiges Motorkonzept anders auf die Druckverhältnisse im Ladungswechsel reagiert, als ein konventioneller Motor. Sehr interessant ist hier der Vergleich von Turboaufladung und mechanischer Aufladung (Kompressor).

Am konventionellen Motor führt die mechanische Aufladung zu einem Wirkungsgradverlust, während bei Abgasturboaufladung der Wirkungsgrad bei guten Turboladerwirkungsgraden steigen kann. Das rührt daher, dass der Motor mit mechanischer Aufladung die notwendige Arbeit durch die Kurbelwelle leisten muss, der Motor mit ATL jedoch die Abgasenergie nützen kann. Nichts desto trotz kommt es beim ATL zu einem Anstieg des Abgasgedrucks, gegen den der Motor ausschieben muss. Wird nun das Volumenverhältnis γ gesteigert, so erhöht sich aufgrund des steigenden Ausschiebevolumens die Arbeit, die der Motor mit ATL gegen diesen Abgasgedruck verrichten muss. Je höher das γ , desto deutlicher wirkt sich ein hoher Abgasgedruck auf den Ladungswechsel aus. Das ist ein Vorteil für den Motor mit mechanischer Aufladung, da hier der Abgasgedruck niedrig ist. Somit kann ein Motor mit mechanischer Aufladung bei steigendem γ einen Teil des Wirkungsgradnachteils zum Turbomotor aufholen. In **Abbildung 10** ist das Ergebnis der 1D-Simulation für den Vergleich von mechanischer Aufladung und Turboaufladung dargestellt. Zu sehen ist die Änderung des indizierten Wirkungsgrades η_i , bezogen auf den konventionellen Motor mit ATL. Im η_i des Motors mit mechanischer Aufladung ist die für den Kompressor nötige Antriebsleistung berücksichtigt. Für die Verdichter wurde in beiden Fällen ein Wirkungsgrad von 0,7 angenommen. Für diese Simulation wurde die Erhö-

(TC). The parameterization of the air management system was not altered compared to the base model, as it can be assumed, that the simulation approach correctly calculates the differences in the gas exchange (due to the extended expulsion stroke).

The 1D-simulation of a realistic engine with extended expansion with a volume ratio γ of 2, a compression ratio $\varepsilon_{\text{Verd}}$ of 10 and an overall TC efficiency of 50% let expect an increase of indicated efficiency η_i of more than 6%-points at full load. Whether the assumptions regarding heat transfer and combustion were correct can only be answered with further investigations.

Various aspects of an engine concept with extended expansion were considered with this 3-cylinder engine model. Amongst these are influence of design variants (extended expansion or shortened compression) part load performance and comparison to miller valve-timing. Depending on the actual topic the simulation was limited more or less by uncertainties mentioned above. Particular attention was paid to the interaction of the extended expansion with the charging of the engine. Due to the longer expulsion stroke the pressure during the expulsion will have a higher influence to the pumping work of the engine compared to a conventional engine. Thus the comparison of mechanical supercharging and turbocharging becomes very interesting when considering extended expansion:

With a conventional engine the application of a mechanical driven supercharger effects a decrease of engine efficiency, whereas turbocharging can increase the engine efficiency when TC efficiencies are good. This can be explained with the additional work for the supercharger that has to be provided by the crank shaft. An engine with exhaust gas turbocharging can harness exhaust enthalpy to drive the compressor. However, the TC's turbine will increase the engine back pressure the piston has to expel the working gas against. When increasing the volume ratio γ the work will be increased due to the higher expulsion volume. The higher γ , the higher is the influence of the engine back pressure to the pumping work. This is an advantage for an engine with mechanical supercharging as the engine back pressure is low. Thus an engine with mechanical supercharging can catch up partly to the engine with TC when γ is increased. **Figure 10** shows the result of a 1D-simulation for a comparison of turbocharging and supercharging. The plot shows the difference in indicated efficiency η_i compared to a conventional engine with turbocharger. The η_i of the engine with supercharging includes the work for driving the compressor. For both compressors an isentropic efficiency of 0,7% was assumed. It has to be remarked, that this simulation considers an extended expansion through shortening the intake stroke. Thus a constant boost pressure of 1,5 bar leads to a dropping engine torque.

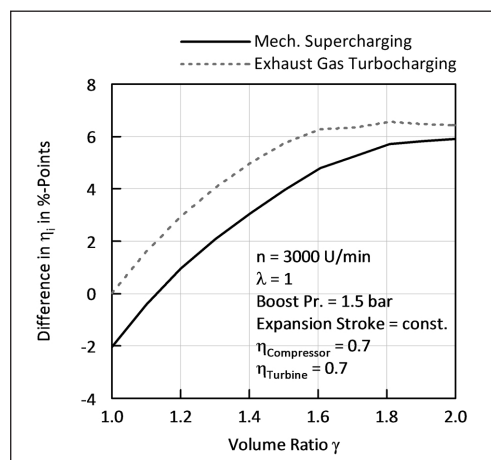
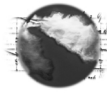


Abbildung 10:
Vergleich vom mechanischer Aufladung und Abgasturboaufladung über Volumenverhältnis γ
Figure 10:
Comparison of supercharging and turbocharging versus volume ratio γ



hung des Volumenverhältnisses γ durch eine Verkürzung des Ansaughubes durchgeführt. Es ist zu beachten, dass das in Verbindung mit einem konstanten Ladedruck von 1.5 bar zu einer Verringerung des Drehmoments führt.

7 Abschätzung der Reibung

Die bis jetzt durchgeführten Untersuchungen lassen einen sehr guten indizierten Wirkungsgrad des Prozesses mit langer Expansion erwarten. Letztendlich zählt jedoch der effektive Wirkungsgrad für den Vergleich mit dem konventionellen Motor. Ohne Zweifel hat ein Motor mit langer Expansion aufgrund des aufwändigeren Kurbeltriebs eine erhöhte Reibung. Um ein Gefühl für den Reibungs-nachteil zu entwickeln, wurde eine einfache Abschätzung der Reibung durchgeführt. Dabei wurde davon ausgegangen, dass die verlängerte Expansion über ein Koppelgetriebe realisiert wird (siehe Abbildung 11 [5]). Dieses besteht aus zwei Kurbelwellen (Crankshaft und Eccentric Shaft) sowie einem Verbindungsstück (Trigonal Link), das die beiden Kurbelwellen über ein weiteres Pleuel (Swing Rod) sowie den Pleuel (Connecting Rod) verbindet. Der Eccentric Shaft dreht sich mit der halben Geschwindigkeit des Crankshafts, was über eine Zahnradstufe erreicht wird. Für die Abschätzung der Reibung wurde ein γ von 2 und gleiches Ansaugvolumen der Motoren unterstellt.

Bei der Reibungsabschätzung wurden die zusätzlichen Bauteile (Kurbelwelle, Pleuel, Trigonal Link) berücksichtigt, aber auch deren geringere Drehzahl. Außerdem wurde berücksichtigt, dass die Kurbelwelle mit steigendem Hubverhältnis massiver ausgeführt werden muss. Für das Pleuel wurde eine normalkraftproportionale Reibkraft über dem Pleuelweg integriert. Für die Pleuelringe wurde eine druckabhängige Kraft berücksichtigt. Die Reibung des Ventiltriebs und der Nebenaggregate wurde als konstant angenommen.

Weitere Annahmen betreffen die Aufteilung der Reibverluste des konventionellen Motors, wobei hier für den Pleuel 50 % der Gesamtreibung und für die Kurbelwelle 10 % der Gesamtreibung angenommen wurden. Ausgangspunkt ist ein Reibmitteldruck des konventionellen Motors von 1,3 bar bei einer Drehzahl von 3000 U/min und einem effektiven Mitteldruck von 18 bar. Diese und weitere Annahmen führen zu einer Abschätzung der Reibung, wie sie in Abbildung 12 dargestellt ist. Deutlich zu erkennen ist die höhere Reibung von Pleuel und Kurbelwellen, was in den zusätzlichen Bauteilen begründet ist, sowie die höhere Reibleistung der Pleuelringe durch den weiteren Weg des Pleuels. Doch es gibt auch einen positiven Effekt der langen Expansion über ein

7 Estimation of Friction Losses

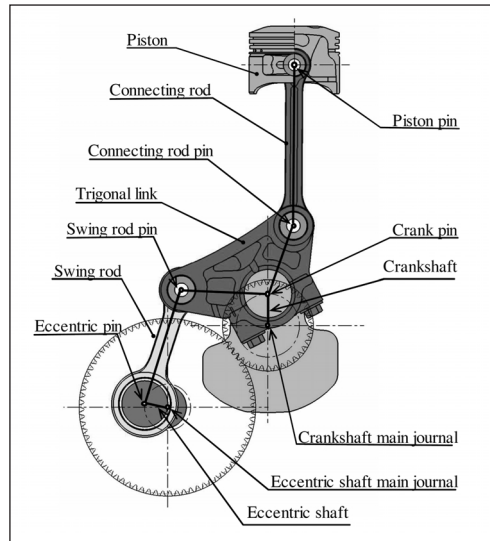


Abbildung 11:
Koppelgetriebe zur Realisierung einer verlängerten Expansion [5]
Figure 11:
Crank mechanism with two crank shafts for realising extended expansion [5]

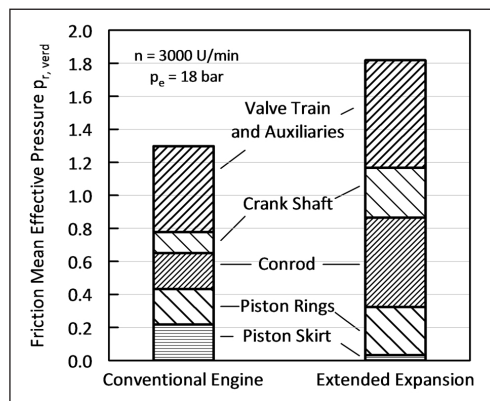


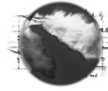
Abbildung 12:
Abgeschätzter Reibmitteldruck für konventionellen Motor und Motor mit langer Expansion
Figure 12:
Estimated friction mean effective pressure for conventional engine and extended expansion

All investigations carried out so far let expect a significant increase in indicated engine efficiency. However, it is the effective efficiency that finally provides a proper assessment of the extended expansion. Without any doubt an engine with extended expansion will have a higher friction compared to a conventional engine due to the bulky crank train. A simplified estimation was made to assess the increase of friction losses. For the estimation a crank train with two linked crankshafts was considered (see Figure 11 [5]). Such a crank train comprises two crank shafts (Crankshaft and Eccentric shaft), a linking element (Triagonal link) which connects both the crank shafts via an additional conrod (Swing rod) and the Piston via a conventional Connecting rod. The Eccentric Shaft rotates with half the speed of the crank shaft, what is realised via a gear drive. The estimation of the friction assumes a volume ratio of 2.

The estimation of friction considers the additional parts (Eccentric shaft, Swing rod, Triagonal link) and also their lower revolution speed. It also considers that the crank shaft has to be reinforced due to the longer stroke. Regarding the piston skirt the friction force was assumed as proportional to the normal force and was integrated over piston motion. For the piston rings a pressure proportional force was considered, the friction of valve train and auxiliaries was considered as unchanged.

An additional assumption regards the distribution of the friction losses of the conventional engine, wherein 50% of the total engine friction was assumed for the piston and 10% for the crank shaft. A load point at engine speed n of 3000 rpm and a brake mean effective pressure p_e of 18 bar was considered. The conventional engine has a friction mean effective pressure of 1.3 bar in this load point.

These and other assumptions lead to the result shown in Figure 12. It can be clearly recognized that the friction of crank shaft, piston and conrods is significantly increased due to the higher number of parts and the higher friction of the piston rings due to the longer way. But there exist also advantages of the special crank train: During the combustion with its high cylinder pressure the considered crank mechanism effects a very low conrod inclination, what has a positive effect to the friction of the piston skirt due to less normal force.



Koppelgetriebe. Während der Verbrennung, also der Phase des höchsten Zylinderdruckes, weist dieser Kurbeltrieb eine wesentliche geringere Pleuelschrägstellung als der konventionelle Kurbeltrieb auf. Das führt, integriert über den Kolbenweg, zu einem geringeren Reibanteil des Kolbenhemdes.

In Summe ergibt die Abschätzung der Reibung einen Reibmittel- $p_{r,Verd}$ des Motors mit langer Expansion von 1.8 bar, im Vergleich zu 1.3 bar des konventionellen Motors. Der Reibmittel- $p_{r,Verd}$ ist dabei auf das Ansaugvolumen bezogen.

8 Hochdruck- und Ladungswechsellmitteldruck

Bei der Diagnostik eines 4-Takt Hubkolbenmotors sind unter anderem die Hochdruckarbeit und die Ladungswechsellarbeit gebräuchliche Kennwert für die Beschreibung des Motorprozesses. Die Arbeit berechnet sich als Volumenänderungsarbeit aus dem Integral des Drucks über der Volumenänderung mit der Beziehung (4). Den Druck p kann in einen beliebigen konstanten Bezugsdruck p_{ref} und einen veränderlichen Anteil p_{dyn} aufgeteilt werden. Das Integral mit dem konstanten p_{ref} wird zu Null, wenn die Volumina zu Integrationsbeginn und Integrationsende gleich sind (geschlossene Schleife im Druck-Volumen Diagramm).

$$W = \int_{V_2}^{V_1} p dV = \int_{V_2}^{V_1} p_{ref} dV + \int_{V_2}^{V_1} p_{dyn} dV \quad (4)$$

Am konventionellen Motor wird die Grenze zwischen Ladungswechsel und Hochdruck häufig in den unteren Totpunkten angenommen, wodurch die Bedingung des gleichen Anfangs- und Endvolumen erfüllt ist. Für den konventionellen Motor ist daher die Wahl des p_{ref} für die Berechnung der Volumsänderungsarbeit irrelevant. Daraus folgt unmittelbar, dass Ladungswechsellarbeit und Hochdruckarbeit vom absoluten Niveau des Drucks unabhängig sind.

Bei einem Motor mit langer Expansion sind die Volumina in den beiden unteren Totpunkten deutlich unterschiedlich, somit kann die Bedingung der gleichen Anfangs- und Endvolumina niemals erfüllt werden. In der Beziehung für die Berechnung der Mitteldrücke bleibt der Bezugsdruck erhalten und muss demnach berücksichtigt werden (siehe [Abbildung 13](#) - oben). Das wirft wiederum die Frage auf, wie der Bezugsdruck zu wählen ist.

Logisch und der Erwartung entsprechend ist eine Ladungswechsellarbeit, die zu Null wird, wenn Saugrohrdruck und Abgasgegendruck gleich sind. Im Druck-Volumen-Diagramm eines Motors mit langer Expansion, ist zu erkennen, dass das erreicht werden kann, wenn der Bezugsdruck gleich dem mittleren Zylinderdruck während des Ansaughubes gewählt wird ([Abbildung 13](#) - unten). In dieser Abbildung ist der Abgasgegendruck höher als der Ladedruck, daher ergibt sich eine negative Ladungswechselschleife. Sinkt der Abgasgegendruck auf das Niveau des Ladedruckes, wird die Schleife kleiner, und der Ladungswechsellmitteldruck daher geringer bzw. zu Null.

Adding up all friction sources a total friction of 1.8 bar can be estimated compared to 1.3 bar of the conventional engine. The friction mean effective pressure is related to the intake stroke

8 High Pressure - and Gas Exchange Mean Effective Pressure

In the diagnosis of a four stroke engine the high pressure work and the pumping work are commonly used characteristic values for the description of the engine process. The work is calculated as volume work by integration of pressure over volume change according to relation (4). The pressure p can be split into an arbitrary constant pressure p_{ref} and a variable pressure p_{dyn} . The integral with the constant p_{ref} becomes zero when the start volume V_1 and the end volume V_2 are identical (closed loop in the pressure-volume-plot).

$$W = \int_{V_2}^{V_1} p dV = \int_{V_2}^{V_1} p_{ref} dV + \int_{V_2}^{V_1} p_{dyn} dV \quad (4)$$

With conventional engines the changeover from high pressure cycle to gas exchange cycle is often set in the bottom dead centres, what fulfils the condition of identical start and end volume. Hence the definition of p_{ref} becomes irrelevant for the calculation of the volume work. Thus the gas exchange work and the high pressure work are independent from the absolute pressure level.

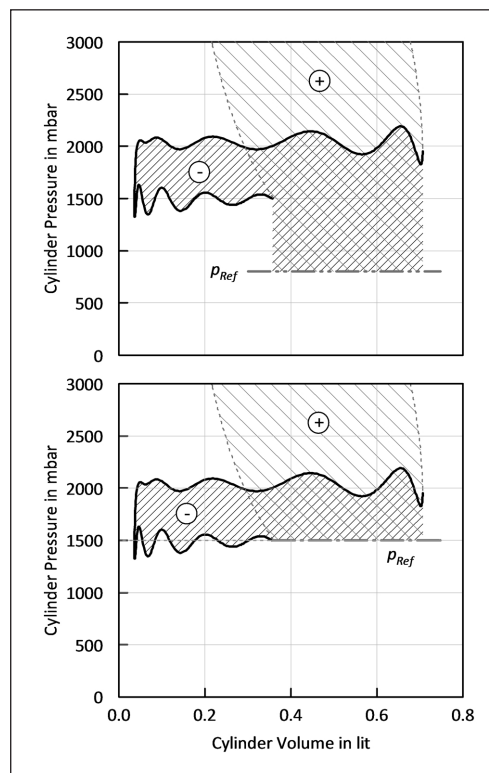


Abbildung 13:

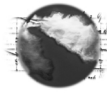
Druck-Volumendiagramm eines Motors mit langer Expansion

Figure 13:

Gas exchange of an engine with extended expansion

An engine with extended expansion has significantly differing volumes in the bottom dead centres, thus the condition of identical start and end volume can never be fulfilled. The static pressure p_{ref} remains in the correlation for calculating the volume work and has to be considered (see [Figure 13](#) top). This raises the question what assumption for p_{ref} has to be made.

It meets the expectations of the gas exchange work, that it becomes zero, when intake manifold pressure and engine back pressure are the same. Looking at the pressure-volume-plot of an engine with extended expansion it can be recognized, that this is the case, when the reference pressure p_{ref} is set equal to the average pressure during the intake stroke (see [Figure 13](#) - bottom). In this Figure the engine back pressure is higher than the intake manifold pressure, resulting in a negative gas exchange work. When decreasing the engine back pressure to the level of the intake manifold pressure the gas exchange loop becomes smaller, and therefore the pumping work decreases.



Zu beachten ist, dass für die Berechnung des Mitteldrucks des Gesamtprozesses der Bezugsdruck ebenso irrelevant ist, da ein Kreisprozess definitionsgemäß beim gleichen Volumen beginnt und endet. Eine Änderung des Bezugsdrucks führt also dazu, dass Volumenänderungsarbeit zwischen Hochdruck und Ladungswechsel hin- und hergeschoben wird, während die Summe der beiden gleich bleibt.

Dieser Argumentation folgend, wird auch für die Berechnung des vollkommenen Motors vorgeschlagen, den Referenzdruck gleich dem mittleren Zylinderdruck während des Ansaughubes zu wählen, welcher in diesem idealisierten Fall gleich dem Druck bei Einlassschluss p_{ES} ist – siehe [Abbildung 14](#). Für die Ergebnisse des vollkommenen Motors aus Kapitel 3 wurde diese Definition verwendet.

Ohne weitere Ausführung sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass sich dieses und andere Probleme bei der Ableitung von Kennwerten für die lange Expansion noch deutlich verkomplizieren, wenn die lange Expansion mittels Steuerzeiten (Miller) realisiert wird.

9 Zusammenfassung

Mittels thermodynamischer Analyse und Simulation wurde das Wirkungsgradpotential eines Motors mit verlängerter Expansion bewertet. Erster Schritt war die Betrachtung des vollkommenen Motors, die eine Steigerung des Wirkungsgrades von über 8 %-Punkten ergab. Die daran anschließende Untersuchung eines verlustbehafteten Motors mit der wesentlich aufwändigeren 1D-CFD-Simulation zeigte die Grenzen gebräuchlicher Simulationsannahmen für die Anwendung bei einem stark veränderten Kurbeltrieb auf. Dies betrifft vor allem den Wärmeübergang, aber auch den Verbrennungsverlauf und die unvollständige Verbrennung. Unter Berücksichtigung der Unsicherheiten lässt sich aus der 1D-Simulation beim heutigen Stand der Untersuchungen ein Wirkungsgradvorteil von 6 %-Punkten an der Vollast erwarten.

Um die hauptsächlichliche Bewertung des thermodynamischen Potentials abzurunden, wurde eine ingenieurmäßige Abschätzung der Reibungsverluste durchgeführt. Das Ergebnis ist, dass der hier untersuchte sehr komplexe Kurbeltrieb für einen Anstieg der Reibung um 40 % verantwortlich ist.

Weitere Herausforderung ist die Adaption bestehender Kennwerte, wie beispielsweise der Ladungswechsellmitteldruck, die zur Beschreibung des Motorprozesses gebräuchlich sind.

10 Ausblick

Um die beschriebenen Unsicherheiten in den Simulationen zu verringern, bedarf es eine Erweiterung der eingesetzten Werkzeuge. Auf der Seite der Simulation ließe hier ein Einsatz der 3D-CFD Simulation zusätzliche Erkenntnisse erwarten, wobei auch hier noch beantwortet werden muss, ob und welche Schwierigkeiten sich in der 3D-Simulation durch die Betrachtung der langen Expansion ergeben.

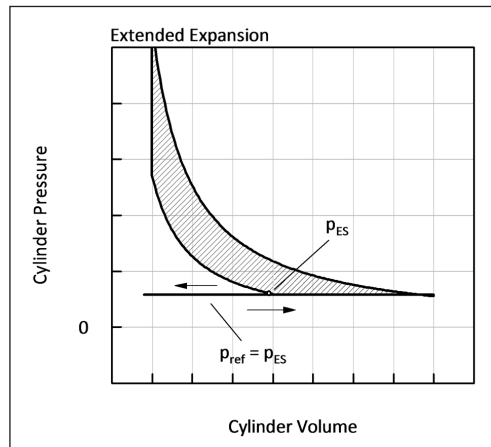


Abbildung 14:
Ladungswechsel des vollkommenen Motors -
konventionell und verlängerte Expansion
Figure 14:
Gas exchange of an ideal engine with extended expansion

It has to be mentioned, that the calculation of the work of the entire cycle remains independent of p_{ref} , as a cyclic process has identical start and end volume per definition. A variation of reference pressure effects a shifting of work between high pressure cycle and gas exchange cycle while the sum remains constant.

Obeying this reasoning also following definition for the gas exchange process of the ideal engine is recommended: The reference pressure p_{ref} shall be equal to the pressure at start of high pressure cycle p_{ES} – see [figure 14](#). For the results of the ideal engine in chapter 3 this definition was used.

Without detailed explanation it shall be mentioned, that the calculation of characteristic values for an engine with extended expansion becomes even

more complicated, when the expansion is realised by valve timing (Miller).

9 Summary

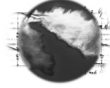
By means of thermodynamic analysis and simulation the potential of an engine with extended expansion was assessed. First step was a consideration of the ideal process that shows an increase in efficiency of 8 %-points. The following simulation of a realistic engine with the far more detailed 1D-simulation identified the limits of common assumptions in the simulation when investigating an uncommon crank mechanism. This counts especially for the wall heat loss but also for the heat release including imperfect combustion. Keeping in mind all uncertainties the 1D simulation let expect a gain in indicated efficiency of 6%-points at full load.

The mostly thermodynamical investigations were complemented with an estimation of friction losses. The result is, that the complicated crank mechanism considered leads to an increase of friction by 40%.

Additional it was pointed out that there exists a major challenge in adapting characteristic values, like the gas exchange mean effective pressure, that are commonly used to analyse the working process of a piston engine.

10 Outlook

To overcome the described uncertainties of the 1D-simulation other tools have to be used. It could be the 3D-CFD-simulation that provides additional results. However, it has to be clarified whether the 3D-simulation can cope with the challenges of the extended expansion.



Gesicherte Aussagen über das Potential der langen Expansion lassen sich wohl nur durch experimentelle Untersuchungen an einem entsprechenden Versuchsträger treffen. Neben der üblichen Verbrennungsdiagnostik (Druckindizierung) ließen sich hier auch durch Messung des gasseitigen Wärmeübergangs zusätzliche Erkenntnisse gewinnen.

Die mechanische Konstruktion eines Versuchsträgers mit langer Expansion wirft zahlreiche Fragen auf, die in der hier vorgestellten Untersuchung ausgespart blieben. Neben der Wahl der eigentlichen kinematischen Umsetzung, sind hier zahlreiche Herausforderungen hinsichtlich Festigkeitsberechnung, Lagerkräfte, Massenausgleich und so weiter zu erwarten.

Reliable conclusions about extended expansion are probably possible only by dint of experimental investigations on a research engine with extended expansion. Besides the standard combustion diagnostic with pressure indication the measurement of wall heat losses could provide additional findings.

However, the actual mechanical design of an engine with extended expansion will be a challenge that was not considered during this work. Besides the choice of the actual kinematic solution there will be numerous questions regarding durability, bearings, mass balance and so forth.

11 Literatur / References

- [1] M. Bauer, R. Wurms, R. Budack und M. Wensing, "Potenziale von Ottomotoren mit einem zusätzlichen Expansionszylinder," in 5. MTZ Fachtagung Ladungswechsel des Verbrennungsmotors, Stuttgart, 2012.
- [2] J. Atkinson, "Gas Engine". US Patent 364496 A, 1887.
- [3] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Wien: Springer, 2001.
- [4] P. Pertl, A. Trattner, A. Abis, S. Schmidt, R. Kirchberger und T. Sato, "Expansion to Higher Efficiency - Investigations of the Atkinson Cycle in Small Combustion Engines," in SAE Small Engine Technology Conference & Exhibition, Madison, 2012.
- [5] Y. Takita, S. Kono und A. Naoi, "Study of Methods to Enhance Energy Utilization Efficiency of Micro Combined Heat and Power Generation Unit-Equipped with an Extended Expansion Linkage Engine and Reduction of Waste Energy," in SAE Small Engine Technology Conference 2011, Sapporo, 2011.