

Johannes Seifriedsberger

THERMODYNAMISCHE BETRACHTUNG UNKONVENTIONELLER
MOTORKONZEPTE

Masterarbeit



Maschinenbau

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz

Institutsvorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Dipl.-Ing. Ortwin Dumböck

Graz, November 2012

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am 20. November 2012

Johannes Seifriedsberger

Vorwort

Meine große Leidenschaft für Kraftfahrzeuge, im Besonderen für die Motorenentwicklung, begleitet mich schon seit Beginn meiner Ausbildungszeit. Aus diesem Grund war es mein Wunsch, die Abschlussarbeit meines Studiums in diesem Fachbereich zu absolvieren.

Die vorliegende Masterarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz. Die Durchführung geschah im Rahmen eines Forschungsprojektes in Zusammenarbeit mit der BMW Forschung und Technik GmbH in München.

Es freut mich sehr, dass ich meine Zeit hier am Institut genießen konnte und von allen Seiten herzlich aufgenommen wurde. Vielen Dank dafür an alle Mitarbeiter!

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, Leiter des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, für die Ermöglichung dieser Arbeit und die hervorragende Unterstützung während ihrer Durchführung bedanken.

Im Speziellen danken möchte ich meinem Betreuer, Herrn Dipl.-Ing. Ortwin Dumböck, der mir während meiner Arbeit bereitwillig zur Seite gestanden ist und geduldig all meine Fragen beantwortet hat.

Meinen herzlichen Dank auch an Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Eberhard Schutting, der neben seinem fachlichen Rat vor allem für eine perfekte Organisation und Durchführung des Projektes gesorgt hat.

Im Besonderen gilt mein Dank abschließend meinen Eltern, die mir mein Studium an der TU Graz ermöglicht und mich während dieser Zeit in jeder Hinsicht unterstützt haben.

Graz, November 2012

Kurzfassung

Die grundsätzliche Arbeitsweise heutiger PKW-Motoren lässt sich auf mehrere Erfindungen des späten 19. Jahrhunderts zurückführen. Durch die stetige Weiterentwicklung und den Einsatz modernster Technik war es möglich, die Effizienz dieser Maschinen in den vergangenen hundert Jahren zu vervielfachen und effektive Wirkungsgrade im Bereich von etwa 40 % zu erreichen. Eine Realisierung von Werten jenseits der 50 %-Marke scheint jedoch als kaum umsetzbar.

Dieser Umstand in Kombination mit den immer strenger werdenden Vorgaben der Gesetzgeber bezüglich Effizienz und Emissionen führt zu einem steigenden Interesse der Automobilbauer an der Entwicklung von unkonventionellen Motorkonzepten.

Der Schwerpunkt dieser Masterarbeit liegt in erster Linie in einer Aufstellung und Analyse unkonventioneller Motorkonzepte. Die Identifizierung bereits vorhandener Ideen erfolgte dabei im Rahmen einer umfangreichen Literatur- und Patentrecherche. Das Ergebnis ist in einer Bewertungsmatrix detailliert festgehalten und zeigt eine Vielzahl an unterschiedlichen Ideen und Möglichkeiten, bestimmte Nachteile einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine zu beseitigen. Die verwendeten Methoden sind vielfältig, ermöglichen jedoch bei genauerer Betrachtung eine Einteilung in bestimmte Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung. Erwähnenswert sind hierbei vor allem eine Verlängerung des Expansionstaktes sowie eine Aufteilung der einzelnen Takte auf separate Räume. Weiters wird in vielen Fällen versucht, die in den Abgasen enthaltene Wärmeenergie in den Prozess zurückzuführen. Für einen Großteil der angeführten Konzepte gilt, dass die zur Beseitigung bestimmter Schwachstellen verwendete Technik oftmals zu anderen gravierenden Nachteilen führt, wodurch eine Serienfertigung bislang nicht vernünftig umsetzbar ist.

Aus diesem Grund wurde in weiterer Folge versucht, ein eigenständiges Motorkonzept auf Basis der gesammelten Erkenntnisse zu erstellen. Ziel war es in erster Linie, die identifizierten Schwachstellen einer konventionellen Hubkolbenmaschine zu vermeiden und somit Wirkungsgrade größer als 50 % zu ermöglichen. Die Analyse des aufgebauten Motormodells erfolgte mit Hilfe der 1D-CFD-Software „AVL Boost“. Zur Optimierung des Systems wurde eine Vielzahl an Parametern variiert, unter anderem die verwendete Steuerzeitenstrategie, der Ladedruck, das Kompressions- und Expansionsverhältnis sowie Hub und Bohrung der Zylinder. Neben der Berücksichtigung realer Effekte wie z.B. Verluste durch Reibung oder durch Wandwärmeübergänge wurde zusätzlich auf die prinzipielle technische Realisierbarkeit des Entwurfes geachtet. Zum Verfassungszeitpunkt dieser Arbeit konnten maximale effektive Wirkungsgrade von etwa 46 % abgeschätzt werden. Diese Werte beruhen auf einer Simulation des grundlegenden Motormodells und der Verwendung von Dieselkraftstoff.

Abstract

The fundamental design of present-day car engines is based on several inventions of the late 19th century. Due to constant research and the use of state-of-the-art technology, a tremendous gain in efficiency was achieved during the last 100 years, resulting in brake thermal efficiencies of actual car engines in the lower forties. Although there has been a massive increase in BTE, the threshold of 50 % doesn't seem to be achievable without changing the basic layout of common engines.

This circumstance along with the decreasing emission limits and the increasing efficiency targets required all over the world drives the interest of car manufacturers to come up with less conventional engine structures.

The emphasis of this master thesis can be found primarily in the thermodynamic analysis of unconventional engines. To identify already existing concepts, a considerable literature and patent *recherche* has been made. The results obtained therefrom are summarized in a detailed evaluation matrix. Analyzing the different concepts reveals a variety of techniques and approaches to avoid drawbacks inherent to the conventional combustion engine. Despite the number of different ideas, most of them are based on certain efficiency-improving methods, which are the extension of the expansion stroke, the spatial separation of compression and expansion and the use of waste heat recovery. Although the majority of the listed concepts consists of interesting ideas, it can be assumed, that the implementation of most of them is not feasible.

Using that as an incentive, a new engine concept based on the collected findings was developed at Graz University of Technology. As a main objective can be seen the elimination of drawbacks inherent to a conventional combustion engine to achieve a BTE greater than 50 %. All analysis were performed using the 1D-CFD software "AVL Boost". To obtain highest efficiencies, several parameters have been varied, including valve timing, boost pressure, compression ratio, expansion ratio, bore and stroke. In addition to the consideration of the technical feasibility, also losses caused for example by friction or wall-heat transfer have been taken into account. Using the built up synthetic engine model, the simulation yields a brake thermal efficiency of roughly 46 %.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Kreisprozess der Wärmekraftmaschine	3
2.1	Arbeit und Wirkungsgrad	3
2.2	Idealprozesse der konventionellen Verbrennungskraftmaschine	5
2.2.1	Vereinfachter Vergleichsprozess	5
2.2.2	Vollkommener Motor	8
3	Potenziale zur Wirkungsgradsteigerung des Vergleichsprozesses	11
3.1	Einführung	11
3.1.1	Annahmen und Randbedingungen	12
3.1.2	Berechnungswerkzeug	13
3.1.3	Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors als Bezugsbasis	13
3.2	Verlängerte Expansion	14
3.2.1	Grundsätzliche Betrachtungen	14
3.2.2	Wirkungsgradpotenzial	16
3.2.3	Verlängerte Expansion durch Anpassung des Kurbeltriebes	17
3.2.4	Verlängerte Expansion durch nachgeschaltete Expansionsmaschine	19
3.2.5	Verlängerte Expansion durch variable Steuerzeiten und variables Verdichtungsverhältnis	20
3.3	Abwärmenutzung	22
3.3.1	Grundsätzliche Betrachtungen	22
3.3.2	Nutzung der Wärme im Abgas	23
3.3.3	Wirkungsgradpotenzial	24
3.4	Gekühlte Kompression	26
3.4.1	Grundsätzliche Betrachtungen	26
3.4.2	Wirkungsgradpotenzial	27
3.5	Split-Cycle: Trennen von Kompressions- und Arbeitszylinder	28
3.5.1	Zweitaktbetrieb und Steuerzeiten	28
3.5.2	Mechanische Umsetzung	30
4	Überlegungen den realen Prozessverlauf betreffend	31
4.1	Einführung	31
4.2	Isolierte Verbrennung und Expansion	31

4.3	Isochore Wärmezufuhr	34
4.4	Variables Verdichtungsverhältnis	35
5	Ergebnis der Literatur- und Patentrecherche	37
5.1	Die Bewertungsmatrix	37
5.2	Gliederung der Konzepte	40
5.3	Bewertungskriterien	41
5.4	Konzeptspezifische Arbeitsmappen	44
6	Vorstellung der einzelnen Konzepte	47
6.1	Konzepte mit langer Expansion bzw. variabler Verdichtung	47
6.1.1	Lange Expansion durch veränderten Kurbeltrieb	47
6.1.2	Lange Expansion durch nachgeschaltete Expansionsmaschine	52
6.1.3	Variable Verdichtung	55
6.2	Konzepte nach dem Split-Cycle-Prinzip	59
6.3	Konzepte mit Abwärmenutzung	66
6.4	Kombination von Split-Cycle und Abwärmenutzung	68
6.5	Weitere Konzepte und Konzeptideen	72
6.6	Triebwerkskonzepte	76
7	Das IVT-Konzept	79
7.1	Zielsetzung und angewandte Methoden	79
7.2	Erste Konzeptidee (IVT-Konzept 1, K1)	80
7.3	Zweite Konzeptidee (IVT-Konzept 2, K2)	80
7.4	Dritte Konzeptidee (IVT-Konzept 3, K3)	84
7.5	Vierte Konzeptidee (IVT-Konzept 4, K4)	86
7.6	IVT-Konzept 4: Simulationen, Optimierungen und Schwierigkeiten	87
7.6.1	Das Simulationsmodell	88
7.6.2	Berücksichtigte Verluste	89
7.6.3	Optimierte Parameter	90
7.6.4	Aufgetretene Schwierigkeiten	91
7.6.5	Ausgewählte Ergebnisse	96
7.7	Weiteres Vorgehen	102
8	Zusammenfassung und Ausblick	103
	Literaturverzeichnis	105
	Index	109
	Anhang	111

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

2^k	Zustand nach gekühlter Kompression
5^a	Zustand nach adiabater Expansion
$5^{2,5}$	Zustand nach Expansion auf 2,5-faches Ansaugvolumen
5^p	Zustand nach Expansion auf Umgebungsdruck
$5^{p,a}$	Zustand nach adiabater Expansion auf Umgebungsdruck
A	Amplitude in m
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck in kJ/kgK
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen in kJ/kgK
DV	Druckverhältnis
DV_{ges}	Gesamtdruckverhältnis Verdichtungs- enddruck zu Umgebungsdruck
DV_{Turbo}	Druckverhältnis der Turbolader
DV_{Kompr}	Druckverhältnis des Kolbenkompressors
f	Frequenz in s^{-1}
h	spezifische Enthalpie in kJ/kg
H_u	unterer Heizwert in kJ/kg
$m_{Zylinder}$	Masse im Arbeitszylinder in kg
$\dot{m}_{Auslass}$	Massenstrom aus dem Arbeitszylinder in kg/s
$\dot{m}_{Einlass}$	Massenstrom in den Arbeitszylinder in kg/s
n	Drehzahl in min^{-1}
p	Druck in bar
p_e	effektiver Mitteldruck in bar
p_u	Umgebungsdruck in bar

\dot{Q}	Wärmestrom in kJ/s
Q_{ab}	abgeführte Wärme in kJ
Q_{Br}	zugeführte Brennstoffenergie in kJ
$Q_{Br,z}$	zusätzlich zugeführte Brennstoffenergie in kJ
Q_{WT}	vom Wärmetauscher übertragene Energie in kJ
Q_{zu}	zugeführte Wärme in kJ
q_{ab}	abgeführte spezifische Wärme in kJ/kg
q_{zu}	zugeführte spezifische Wärme in kJ/kg
q^*	dimensionslose Wärmezufuhr
R	spezifische Gaskonstante in J/kgK
S	Entropie in kJ/K
s	spezifische Entropie in kJ/kgK
T	Temperatur in K oder °C
$T_{ab,m}$	entropierelevante mittlere Temperatur der abgeführten Wärme in K
$T_{Heizmed}$	Temperatur des Heizmediums im Rekuperator in K
T_{MP}	Temperatur am Messpunkt in K
T_r	Temperatur nach dem Rekuperator in K
T_u	Umgebungstemperatur in K
T_{Wand}	Wandtemperatur in K
$T_{zu,m}$	entropierelevante mittlere Temperatur der zugeführten Wärme in K
V	Volumen in m^3
v	spezifisches Volumen in m^3/kg
W	Arbeit in kJ

Griechische Formelzeichen

ε	Verdichtungsverhältnis
---------------	------------------------

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

η_C	Carnotwirkungsgrad in %	NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
$\eta_{e, \text{Hersteller}}$	Wirkungsgrad aus Herstellerangabe in %	nOT	nach dem oberen Totpunkt
η_{is}	isentropen Wirkungsgrad in %	OT	oberer Totpunkt
η_{Konzept}	Wirkungsgrad der Konzeptidee in %	SB	System Boundary (AVL Boost)
η_{Otto}	Wirkungsgrad eines vergleichbaren Ottomotors in %	SOC	Start of combustion
η_{th}	thermodynamischer Wirkungsgrad in %	TC	Turbocharger (AVL Boost)
$\eta_{th, \text{geom}}$	geometrischer Wirkungsgrad in %	TCP	Turbo Compressor (AVL Boost)
$\eta_{th, v}$	thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses in %	UT	unterer Totpunkt
$\eta_{th, p}$	thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses in %	VarEps	variables Verdichtungsverhältnis
η_V	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in %	vOT	vor dem oberen Totpunkt
κ	Isentropenexponent	WHR	Waste Heat Recovery
γ_v	Volumenverhältnis	WOT	Wechsel-OT
λ	Luftverhältnis	ZOT	Zünd-OT
λ_a	Luftaufwand		
φ	Phasenlage in ° KW		

Indizes und Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
BK	Brennkammer
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
C	Cylinder (AVL Boost)
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxid, Cooler (AVL Boost)
CO ₂	Kohlendioxid
DI	Direct Injection
FI	Formula Interpreter (AVL Boost)
HC	Kohlenwasserstoff
IVT	Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
KW	Kurbelwinkel
LaEx	verlängerte Expansion
LLK	Ladeluftkühler
MP	Measuring Point (AVL Boost)
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NEDC	New European Driving Cycle

1 Einleitung

Ende des 19. Jahrhunderts kommt es zur Vorstellung von mehreren Entwicklungen, die als Grundlage des heutigen Verbrennungsmotors gesehen werden können. So gelingt Nikolaus August Otto im Jahr 1876 die Umsetzung des Viertakt-Prinzips, zehn Jahre später stellen Karl Benz sowie Gottlieb Daimler und Wilhelm Maybach die Konstruktion einer kleinen schnelllaufenden Maschine vor, die in einem Kraftfahrzeug verbaut werden kann. 1893 hat Rudolf Diesel die Idee zu einem sogenannten „rationellen Wärmemotor“, heute besser bekannt als Dieselmotor [43].

Zu dieser Zeit war noch nicht absehbar, dass der Verbrennungsmotor als Antrieb für Kraftfahrzeuge einen derartigen Siegeszug antreten würde. Nahezu 100 % des motorisierten Individualverkehrs werden heute mit Hilfe eines benzin- oder dieselgetriebenen Hubkolbenmotors bewegt. Wie in vielen Bereichen der Technik verzeichnete auch die Verbrennungskraftmaschine eine stetige Weiterentwicklung. Aus diesem Grund ist es umso beeindruckender, dass der grundsätzliche Aufbau im Großen und Ganzen noch immer jenem von vor über 100 Jahren entspricht.

Die weltweite Umweltbelastung durch den Ausstoß von Schadstoffen und Treibhausgasen hat sich zu einem Problem entwickelt, zu dem die Emissionen des Verkehrssektors einen entscheidenden Anteil beitragen. Darin begründet sind stetig verschärfte Emissionsvorschriften der Gesetzgeber, die Forschung und Entwicklung vor immer neue Hürden stellen. Neben der Belastung der Umwelt sind zudem die zur Neige gehenden Ressourcen an fossilen Energieträgern ein kritisches Thema, welches durch den starken Anstieg des weltweiten Energieverbrauchs zusätzlich verschärft wird [10].

Die erwähnten Probleme unterstreichen die Notwendigkeit, Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung der eingesetzten Motoren zu finden und damit in Folge den Energieverbrauch und die CO₂-Emissionen zu reduzieren. Seit Erfindung des Verbrennungsmotors vor über 100 Jahren ist der Wirkungsgrad von anfänglichen Werten im einstelligen Prozentbereich auf effektive Werte von etwa 38 % für Otto- und etwa 42 % für Dieselmotoren im PKW-Bereich gestiegen [5]. Ungeachtet des hohen technischen Entwicklungsstandes nahezu aller Motorkomponenten besteht nach wie vor in den meisten Bereichen Potenzial zur Weiterentwicklung. Es ist allerdings anzunehmen, dass größere Wirkungsgradsprünge mit der Verwendung von Motoren konventioneller Bauart zumindest in nächster Zeit nicht erzielbar sein werden.

Aus diesem Grund ist es für immer mehr Fahrzeug- und Motorenhersteller von Interesse, auch unkonventionelle Konzepte in ihre Entwicklungsarbeit miteinzubeziehen. Das Hauptziel liegt dabei in der Vermeidung der bauartbedingten Schwachpunkte einer konventionellen Hubkolbenmaschine, womit die Erreichung einer deutlich höheren

Effizienz ermöglicht werden soll.

Der Inhalt der hier vorliegenden Masterarbeit befasst sich mit Motorkonzepten, deren Aufbau von den heute bekannten und verbreitet eingesetzten Hubkolbenmaschinen abweicht. Dabei sollen vorhandene Konzepte gesammelt und in der Folge jene Ideen und Umsetzungsmöglichkeiten identifiziert werden, die das größte Potenzial zur Erreichung eines effektiven Wirkungsgrades von über 50 % aufweisen.

Der erste Teil der Arbeit beinhaltet eine Aufstellung bereits vorhandener unkonventioneller Konzepte und deren Analyse. Der Schwerpunkt der Betrachtung liegt dabei vor allem in der thermodynamischen Untersuchung des jeweiligen Prozesses. Um dem Leser einen Überblick über den prinzipiellen Kreisprozess einer Verbrennungskraftmaschine und die dabei vorhandenen Potenziale zur Steigerung des Wirkungsgrades zu geben, wird darauf zu Beginn näher eingegangen. In einem weiteren Schritt erfolgt eine Kategorisierung und Bewertung der verschiedenen Konzepte sowie eine detailliertere Beschreibung. Im zweiten Teil der Arbeit wird ein neues Konzept vorgestellt, welches die besten Ideen umzusetzen versucht und dessen Entwicklung im Moment am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU Graz vorangetrieben wird. Dabei wird vor allem auf grundlegende Überlegungen, Annahmen und Schwierigkeiten bei der durchgeführten Simulation des Systems eingegangen. Soweit bereits vorhanden werden Ergebnisse präsentiert. Der letzte Teil der Arbeit umfasst einen Ausblick auf das weitere Vorgehen sowie eine Zusammenfassung der erhaltenen Erkenntnisse.

2 Kreisprozess der Wärmekraftmaschine

Die grundlegende Idee einer Verbrennungskraftmaschine liegt in der Umwandlung von chemischer Energie in mechanische Arbeit, die für den Antrieb von Kraftfahrzeugen genutzt werden kann. Die Freisetzung der in Kraftstoffen gebundenen chemischen Energie erfolgt dabei mittels Verbrennung. Die entstandene Druckenergie wird anschließend in einem Kolben oder einer Strömungsmaschine in Arbeit umgewandelt. Maschinen, bei denen Wärme in Arbeit umgesetzt wird, werden als Wärmekraftmaschinen oder Arbeitsmaschinen bezeichnet.

2.1 Arbeit und Wirkungsgrad

Die Effizienz der Energieumsetzung in einer Wärmekraftmaschine kann durch den thermodynamischen Wirkungsgrad η_{th} angegeben werden. Dieser ist definiert als der Quotient aus abgegebener Arbeit $-W$ und zugeführter Wärme Q_{zu} :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{-W}{Q_{\text{zu}}} \quad (2.1)$$

Ein hoher thermodynamischer Wirkungsgrad wird erreicht, wenn aus möglichst wenig zugeführter Wärme und somit geringer Brennstoffmenge eine hohe Arbeitsausbeute erhalten wird.

Zur einfacheren Betrachtung wird die Verbrennung durch eine Wärmezufuhr und der Ladungswechsel durch eine Wärmeabfuhr ersetzt. Unter dieser Annahme kann die abgegebene Arbeit mit Hilfe der Energiebilanz als Differenz aus zugeführter und abgeführter Wärme berechnet werden:

$$-W = Q_{\text{zu}} - Q_{\text{ab}} \quad (2.2)$$

Dieser Zusammenhang ist in einem Ts -Diagramm darstellbar, wie das rechte Diagramm in Abbildung 2.1 zeigt. Im Fall eines pv -Diagrammes entspricht die von der

Kurve eingeschlossene Fläche der abgegebenen Arbeit. Verläuft der Prozess reibungsfrei, so gilt dies auch für die im Ts -Diagramm eingeschlossene Fläche.¹

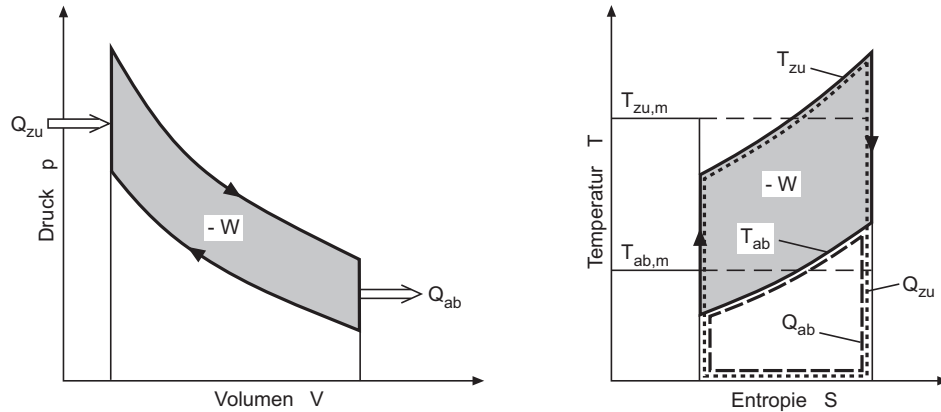


Abbildung 2.1: Abgebene Arbeit im pv - und Ts -Diagramm [39]

Der Wirkungsgrad ist dimensionslos und kann theoretisch eine Größe zwischen null und eins annehmen. Bei den von Verbrennungskraftmaschinen verwendeten Kreisprozessen kommt es allerdings zwangsläufig zu einer Wärmeabfuhr, wodurch nur Werte deutlich kleiner als eins erreichbar sind. Wird Reibungsfreiheit angenommen, so kann der Wirkungsgrad für den optimalen Prozess einer Wärmekraftmaschine im Fall gegebener Temperaturgrenzen wie folgt definiert werden:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{ab}}{T_{zu}} \quad (2.3)$$

Bei diesem als Carnot-Prozess bezeichneten Kreisprozess wird die Wärme bei konstanter Temperatur zu und bei konstanter Temperatur wieder abgeführt. Das Temperaturniveau der Wärmeabfuhr wird dabei durch die vorherrschende Umgebungstemperatur begrenzt. In einem Ts -Diagramm kann der Carnot-Prozess als Rechteck dargestellt werden, siehe Abbildung 2.2.

Ist an Stelle der maximalen Temperatur der Spitzendruck limitiert, kann der Jouleprozess mit Expansion bis auf Umgebungstemperatur als Idealprozess angegeben werden. Im Fall eines begrenzten Verdichtungsverhältnisses entspricht der vereinfachte Vergleichsprozess des Ottomotors mit Gleichraumverbrennung und Expansion bis auf Umgebungstemperatur der idealen Prozessführung.

¹Die Diagramme in Abb. 2.1 zeigen die Verläufe für den vereinfachten Vergleichsprozess (vgl. Abschnitt 2.2).

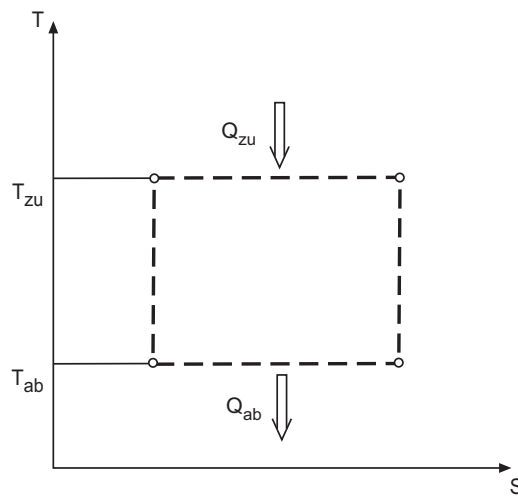


Abbildung 2.2: Carnot-Prozess, dargestellt im Ts -Diagramm

2.2 Idealprozesse der konventionellen Verbrennungskraftmaschine

Die bei der Energieumsetzung in einem Verbrennungsmotor ablaufenden Prozesse beinhalten eine Vielzahl von sehr komplexen und umfangreichen Vorgängen. Um eine Analyse des Motorprozesses zu ermöglichen, werden vereinfachte Annahmen getroffen und sogenannte Idealprozesse angenommen.

2.2.1 Vereinfachter Vergleichsprozess

Der vereinfachte Vergleichsprozess trifft Annahmen bezüglich des Verbrennungsablaufes, des Wärmeübergangs, des Ladungswechsels und der Stoffgrößen. Die folgende Auflistung gibt diese wieder:

Getroffene Annahmen [44]

- Die Ladung ist ein ideales Gas mit konstanten Stoffgrößen (R, c_p, c_v, κ). In der Regel wird Luft bei mäßiger Temperatur angenommen.
- Die Verbrennung erfolgt nach einer vorgegebenen Gesetzmäßigkeit. Verwendet werden hierbei der Gleichdruck- oder Gleichraumprozess bzw. eine Kombination von beiden (Seiliger-Prozess), aber auch andere vorgegebene Verläufe (z.B. Vibe Brennverläufe) sind möglich.
- Der Prozess ist adiabat, somit sind die Verluste durch Wärmeübergänge null.

Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses

Mit Hilfe von Gleichung 2.1 und 2.2 kann der Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses mit Gleichraumverbrennung hergeleitet werden. Dabei gelten auf Grund der als konstant angenommenen Stoffwerte und der isentropen Kompression sowie Expansion die folgenden Zusammenhänge:

$$q_{\text{ab}} = c_v (T_5 - T_1) \quad (2.4)$$

$$q_{\text{zu}} = c_v (T_4 - T_2) \quad (2.5)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.6)$$

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_4} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.7)$$

Daraus folgt der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses als Funktion des Verdichtungsverhältnisses und der Stoffwerte:

$$\eta_{\text{th,v}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.8)$$

Wird anstatt eines Gleichraumprozesses ein Gleichdruckprozess betrachtet, so gilt ohne nähere Herleitung [39]:

$$\eta_{\text{th,p}} = 1 - \frac{1}{\kappa q^*} \left[\left(\frac{q^*}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right)^\kappa - 1 \right] \quad (2.9)$$

Dabei ist q^* als dimensionslose Wärmezufuhr definiert:

$$q^* = \frac{q_{\text{zu}}}{c_p T_1} \quad (2.10)$$

Die Darstellung von $\eta_{\text{th,v}}$ über dem Verdichtungsverhältnis zeigt Abbildung 2.4.

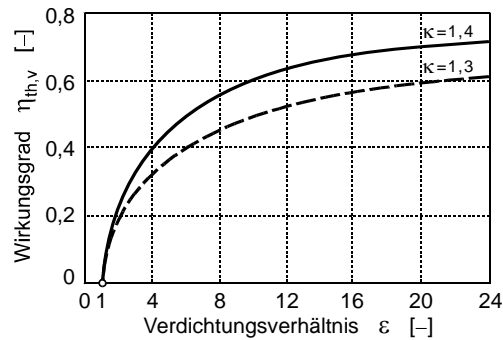


Abbildung 2.4: Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses mit Gleichraumverbrennung, aufgetragen über ϵ [39]

2.2.2 Vollkommener Motor

Die im vereinfachten Vergleichsprozess getroffenen Annahmen können zu erheblichen Abweichungen von der realen Maschine führen, besonders bei geringem Luftüberschuss. Dies ist unter anderem bedingt durch die großen Druck- und Temperaturunterschiede während eines Arbeitszyklus, wodurch die als konstant angenommenen Stoffwerte die Zustände nicht mehr richtig wiedergeben. Weiters kommt es auf Grund der Zugabe von Kraftstoff und der Verbrennung des Gemisches zu Stoffumwandlungen, wodurch die Abweichung der Stoffwerte zusätzlich vergrößert wird [44].

Der vollkommene Motor baut auf den Annahmen des vereinfachten Vergleichsprozesses auf, berücksichtigt dabei jedoch weitere Effekte.

Getroffene Annahmen

Neben den bereits beim vereinfachten Vergleichsprozess angeführten Punkten gilt hier zusätzlich bzw. abweichend [39]:

- Es findet eine vollständige Verbrennung statt.
- Die Ladung wird als Gemisch idealer Gase mit temperaturabhängigen Stoffwerten betrachtet.
- Der Ladungswechsel erfolgt vollständig und verlustfrei.
- Die Maschine wird geometrisch gleich wie der reale Motor angenommen.

Durch die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte und der veränderlichen Zusammensetzung der Ladung ist eine analytische Lösung wie beim vereinfachten Vergleichsprozess nicht mehr möglich. Daher erfordert die Berechnung des vollkommenen Motors ein numerisches Verfahren.

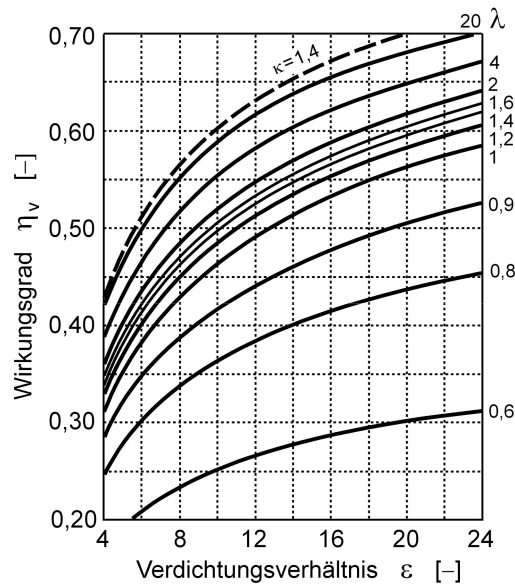


Abbildung 2.5: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit Gleichraumverbrennung, aufgetragen über ε [39]

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, aufgetragen über dem Verdichtungsverhältnis, ist in [Abbildung 2.5](#) ersichtlich. Dabei ist erkennbar, dass ein höheres Verdichtungsverhältnis ε bzw. ein höheres Luftverhältnis λ den Wirkungsgrad positiv beeinflussen. Der Einfluss von ε auf den Wirkungsgrad konnte bereits beim thermodynamischen Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses mit Gleichraumverbrennung (vgl. [Gleichung 2.8](#)) beobachtet werden.

Trotz der angenommenen Vereinfachungen der beiden erwähnten Idealprozesse und den damit verbundenen Abweichungen von der Realität lassen sich die Tendenzen des Wirkungsgrades und der verschiedenen Motorkennwerte gut abschätzen.

3 Potenziale zur Wirkungsgradsteigerung des Vergleichsprozesses

3.1 Einführung

Soll die Effizienz einer Verbrennungskraftmaschine gesteigert werden, so kann grundsätzlich auf zwei Arten vorgegangen werden.

- Einerseits durch eine Erhöhung der abgegebenen Arbeit bei gleichbleibender zugeführter Wärme. Dies würde einer Vergrößerung der eingeschlossenen Fläche im p v -Diagramm entsprechen.
- Andererseits besteht die Möglichkeit, bei gleichbleibender Arbeit einen Teil der zugeführten Brennstoffenergie zu substituieren.

Der vereinfachte Kreisprozess einer Verbrennungskraftmaschine wurde im vorigen Kapitel bereits gezeigt, sei aber hier zur besseren Übersicht noch einmal angeführt. Für die weiteren Beschreibungen wird exemplarisch ein Gleichraumprozess unterstellt.

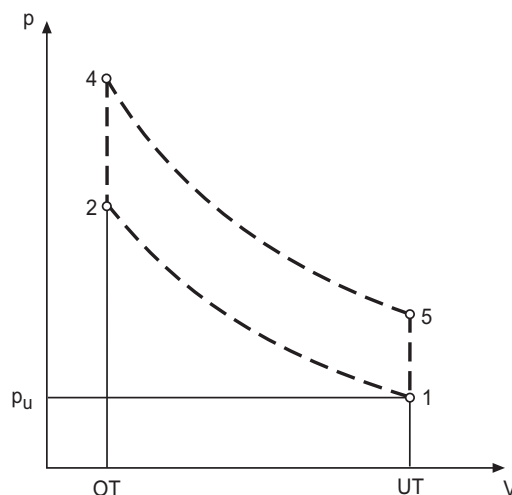


Abbildung 3.1: Vereinfachter Vergleichsprozess mit isochorer Verbrennung

Durch verschiedene Maßnahmen kann die vom Prozessverlauf eingeschlossene Fläche gesteigert bzw. die durch den Brennstoff zugeführte Wärme verringert werden. Dies führt zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades der betrachteten Maschine. Eine Übersicht über die in diesem Kapitel behandelten Möglichkeiten zeigt Abbildung 3.2. Zusammengefasst sind dies:

- Verlängerte Expansion
- Abwärmenutzung
- Gekühlte Kompression (in Kombination mit Abwärmenutzung)

Zusätzlich wird auf den sogenannten Split-Cycle eingegangen, welcher eine Möglichkeit zur Umsetzung aller drei Potenziale darstellt.

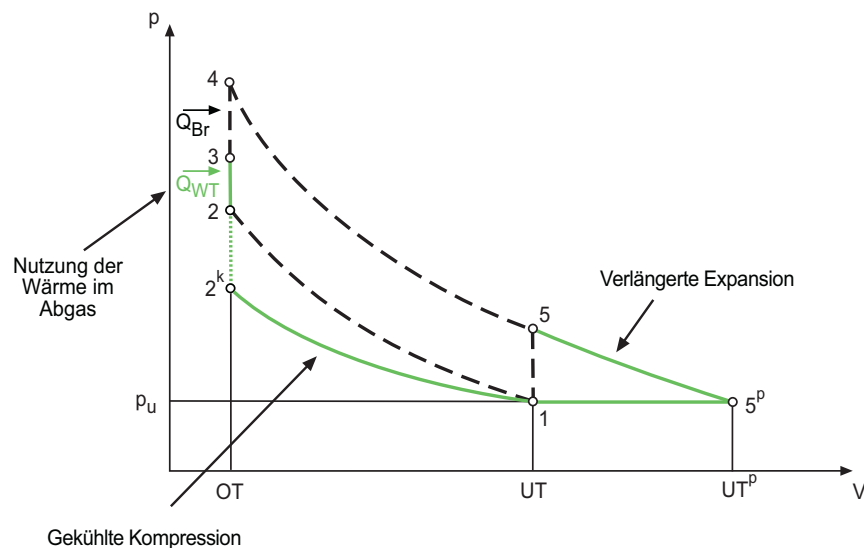


Abbildung 3.2: Übersicht der Potenziale zur Wirkungsgradsteigerung im pv -Diagramm

Die grüne Linie veranschaulicht dabei das mögliche Potenzial, wenn alle angesprochenen Maßnahmen umgesetzt werden. Die Darstellung ist nicht maßstäblich, verdeutlicht aber, dass durch geeignete Veränderungen des konventionellen Verbrennungsmotors theoretisch beträchtliche Effizienzsteigerungen erreichbar sind. Die einzelnen Möglichkeiten werden in den Abschnitten 3.2 bis 3.4 näher erklärt.

3.1.1 Annahmen und Randbedingungen

Um eine gute Vergleichbarkeit zwischen dem Wirkungsgrad einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine und jenen mit den angeführten Verbesserungsmaßnahmen zu

ermöglichen, werden neben den Eigenschaften des vollkommenen Motors bestimmte Randbedingungen festgelegt und Annahmen für die Berechnung der Wirkungsgrade getroffen. Diese sind in Tabelle 3.1 kurz zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Annahmen und Randbedingungen

Umgebungsdruck in bar	1
Umgebungstemperatur in K	298
Verbrennungsablauf	isochor (isobar bei BK)
Verdichtungsverhältnis (falls nicht anders gegeben)	10
Rückkühltemperatur in K	318
Heizwert H_u in kJ/kg	42500
Luftverhältnis (λ)	1
Max. erreichbare Temp. des Frischgases im Rekuperator in K	1123
ΔT -Wärmetauscher ^a zwischen heißer und kalter Seite in K	100

^a Diese Temperaturdifferenz ist ein Maß für den Wirkungsgrad des Wärmetauschers. Die maximal erreichbare Temperatur des aufzuheizenden Mediums liegt in diesem Fall 100 K unter der zur Verfügung stehenden Abgastemperatur.

3.1.2 Berechnungswerkzeug

Zur Ermittlung der einzelnen Wirkungsgrade wird ein an der TU Graz entwickeltes Berechnungswerkzeug eingesetzt (vgl. [7]). Dieses ermöglicht durch Verwendung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik und der Gesetze des idealen Gases (ideale Gasgleichung, Isentropenbeziehung) eine Abbildung der einzelnen Prozessschritte. Zur Bestimmung der temperaturabhängigen Stoffwerte kommen „NASA-Polynome“ zum Einsatz. Die Berücksichtigung dieser Temperaturabhängigkeit macht die Anwendung eines iterativen Verfahrens notwendig. Zur Ausführung der Berechnungen wird das Softwarepaket „MATLAB“ verwendet.

3.1.3 Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors als Bezugsbasis

Bei Verwendung der in 3.1.1 angeführten Annahmen (soweit zutreffend) und des in 3.1.2 vorgestellten Berechnungswerkzeuges ergibt sich für den vollkommenen Motor ein thermodynamischer Wirkungsgrad von 47,2%. Auf Grund der diversen Verluste muss mit einem Abfall von gut 10 Prozentpunkten gerechnet werden, wodurch schlussendlich ein realer Motor mit $\varepsilon = 10$ einen effektiven Wirkungsgrad von etwa 36% aufweist. Dies zeigt, dass zum Erreichen des gesetzten Zieles von rund 50% effektivem Wirkungsgrad ein deutlich höheres Potenzial vorhanden sein muss.

3.2 Verlängerte Expansion

3.2.1 Grundsätzliche Betrachtungen

Standardmäßig verwendet der Verbrennungsmotor sowohl für die Kompression der frischen Ladung als auch für die Verbrennung und Expansion des Gemisches denselben Arbeitsraum. In Verbindung mit einem konventionellen Kurbeltrieb ist zusätzlich der Hub des Kolbens eine konstante Größe, wodurch das Expansionsvolumen dem Ansaugvolumen entspricht.

Für die Prozessführung der Maschine sind einige Kompromisse erforderlich, die den Wirkungsgrad begrenzen. Der auftretende Spitzendruck im Zylinder ist durch die Materialeigenschaften der verbauten Werkstoffe beschränkt. Damit dieser während der Verbrennung nicht überschritten wird, ist eine Limitierung des Druckes am Ende der Kompression unerlässlich, wenn andere Möglichkeiten wie die Änderung der Verbrennungslage oder des Verbrennungsablaufes außer Acht gelassen werden. Bei der Verwendung von Ottokraftstoff kommt hinzu, dass ab bestimmten Verdichtungsendtemperaturen und -drücken die Vorentflammungsneigung stark zunimmt und eine klopfende Verbrennung auftritt, welche vermieden werden muss. Diese Punkte legen das maximal mögliche Verdichtungsverhältnis der Maschine fest und beeinflussen aus diesem Grund den erreichbaren Wirkungsgrad (vgl. Abbildung 2.4 und 2.5).

Durch den bei konventionellen Hubkolbenmotoren geltenden Zusammenhang ist damit gleichzeitig das Expansionsverhältnis fixiert:

$$\varepsilon_{\text{Kompression}} = \varepsilon_{\text{Expansion}} \quad (3.1)$$

Diese Festlegung beschränkt in den meisten Fällen die Effizienz, da das resultierende Expansionsverhältnis zu gering ist, um die Verbrennungsgase vollständig zu entspannen. In der Folge geht am Ende des Expansionstaktes, wenn der Kolben den unteren Totpunkt erreicht hat, der im Zylinder noch vorhandene Restdruck mit dem Öffnen des Auslassventils verloren. Es ist erstrebenswert, diesen verbleibenden Druck in Arbeit umzusetzen, wofür es mehrere Möglichkeiten gibt.

Der Effekt einer verlängerten Expansion ist in Abbildung 3.3 ersichtlich. Die beiden Diagramme zeigen anschaulich, dass sich die gewonnene Arbeit bei gleichbleibender zugeführter Wärme vergrößert. Dabei beschreibt Punkt 5^P den Zustand am Ende der verlängerten Expansion und die grüne Fläche den Zugewinn an abgegebener Arbeit.

Für die Darstellung des Prozesses ist der Idealfall einer Expansion bis auf Umgebungsdruck angenommen. Um diesen Zustand zu erreichen wird ein sehr großes Expansionsverhältnis benötigt, welches in der realen Maschine kaum umsetzbar ist.

Je weiter sich der Druck an den Umgebungszustand annähert, desto geringer ist jedoch der zusätzliche Arbeitsgewinn. Dies kann dadurch erklärt werden, dass sich im pv -Diagramm die Fläche des Dreiecks 5 - 5^P - 1 in der näheren Umgebung von

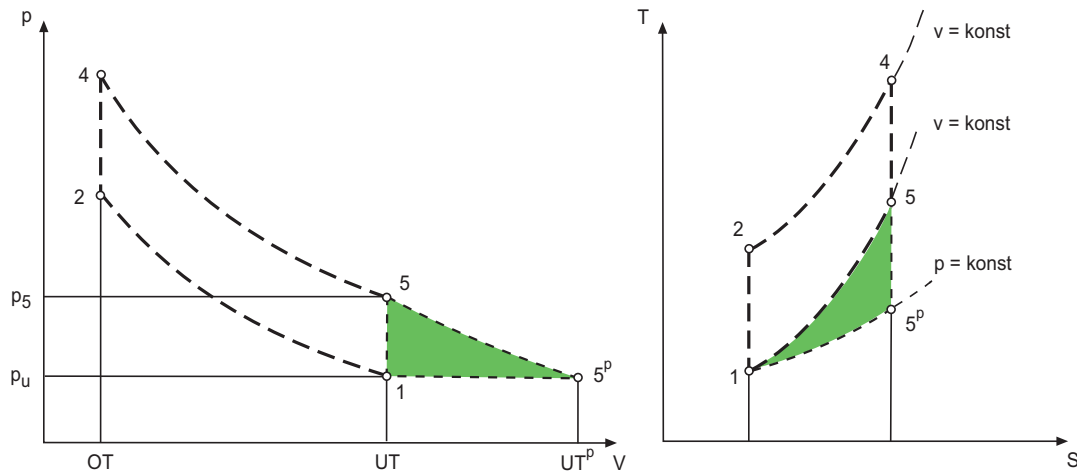


Abbildung 3.3: Arbeitsgewinn durch verlängerte Expansion im pv - und Ts -Diagramm

Punkt 5^p immer weiter verringert. Mathematisch lässt sich dieses Verhalten durch die im Folgenden angeführten Zusammenhänge beschreiben.

Wird eine konstante spezifische Wärmekapazität c_p angenommen, so ist der Arbeitsgewinn proportional zur Temperaturänderung:

$$dh = c_p dT \quad (3.2)$$

Bei isentroper Kompression bzw. Expansion ist das Temperaturverhältnis eine Funktion des Volumenverhältnisses [8]:

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{\kappa-1} \quad (3.3)$$

Aus der Vergrößerung des Volumens v_5 am Ende der Expansion folgt eine Verkleinerung der Temperatur T_5 . Dies wiederum führt zu einer Steigerung der Differenz zwischen T_4 und T_5 . Da dieser Zusammenhang nicht linear ist, entsteht durch eine weitere Erhöhung des Expansionsendvolumens v_5 eine immer kleinere Steigerung der Temperaturdifferenz und somit eine immer geringere Zunahme der abgegebenen Arbeit. Der Großteil des wirkungsgradsteigernden Potenziales kann aus diesem Grund auch dann genutzt werden, wenn nicht bis auf Umgebungsdruck expandiert wird. Dieser Sachverhalt spiegelt sich in den in Abschnitt 3.2.2 angegebenen Wirkungsgraden wieder.

Der in Gleichung 3.3 angeführte Zusammenhang beinhaltet einen wichtigen Nebeneffekt der verlängerten Expansion. Da T_5 der Abgastemperatur entspricht, kommt es bei einer Vergrößerung des Expansionsendvolumens v_5 zu einem Absinken dieser Temperatur. In weiterer Folge hat dies Auswirkungen auf die Abgasnachbehandlung

und auch auf eventuell nachgeschaltete Prozesse, wie z.B. die Nutzung der Wärme im Abgas.

An dieser Stelle sei außerdem angemerkt, dass die Verlängerung des Expansionshubes nur bei hohen Lasten einen Wirkungsgradvorteil verspricht. In der Teillast kann am Ende der Expansion auf Grund des generell geringeren Druckniveaus ein Zustand unter Umgebungsdruck eintreten. Da dies eine Verschlechterung des Wirkungsgrades mit sich bringt, ist eine lange Expansion in Teillastpunkten in den meisten Fällen kontraproduktiv. Aus diesem Grund ist eine variable Steuerung der Expansionslänge wünschenswert, wodurch allerdings weitere konstruktive Herausforderungen entstehen. Die einfachste Möglichkeit stellt die Verwendung variabler Steuerzeiten auf der Auslassseite dar.

Eine gute Veranschaulichung der Länge der Expansion gegenüber der Kompression ermöglicht das Volumenverhältnis γ_v , welches das Verhältnis von Expansionsendvolumen zu effektivem Ansaugvolumen widerspiegelt:

$$\gamma_v = \frac{\varepsilon_{\text{Expansion}}}{\varepsilon_{\text{Kompression}}} = \frac{V_5}{V_1} \quad (3.4)$$

3.2.2 Wirkungsgradpotenzial

Wird eine Expansion bis auf Umgebungsdruck sowie ein Verdichtungsverhältnis von 10 angenommen, so ergibt sich ein Wirkungsgradpotenzial von 59,9 %. Dies entspricht einer Steigerung von etwa 13 Prozentpunkten gegenüber einem konventionellen Motor. In Abbildung 3.4 ist zusätzlich eine Expansion auf das 2,5-fache Ansaugvolumen dargestellt (qualitativ). Die damit erreichbaren Wirkungsgrade sind nur etwa zwei Prozentpunkte unter jenen der Expansion auf Umgebungsdruck. Tabelle 3.2 zeigt neben den berechneten Wirkungsgraden auch den Einfluss eines höheren Verdichtungsverhältnisses.

Tabelle 3.2: Wirkungsgradpotenzial der verlängerten Expansion im Vergleich zum konventionellen Ottomotor bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen

Epsilon	konventioneller Ottomotor %	Expansion auf p_u %	2,5-fache Expansion %
10	47,2	59,9	57,8
11	48,5	60,7	58,3
12	49,7	61,5	59,8

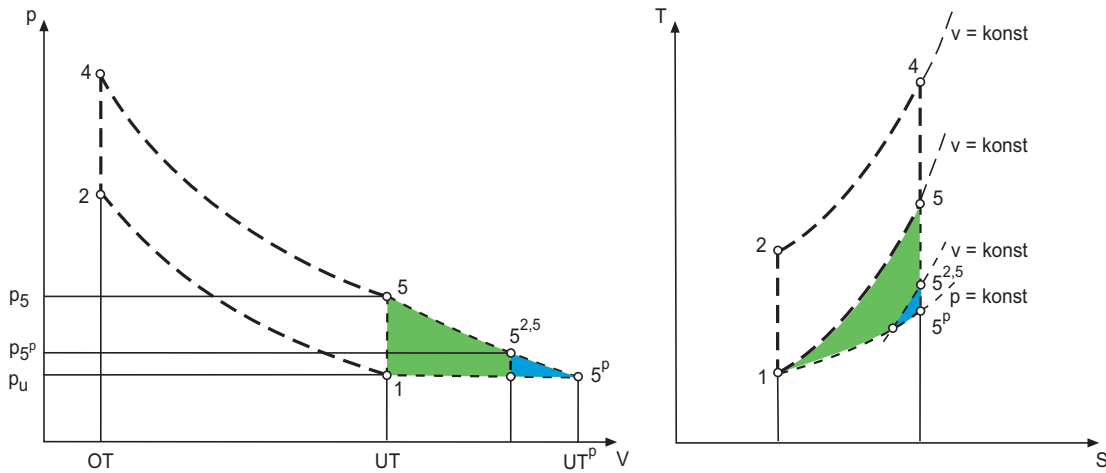


Abbildung 3.4: Vergleich einer 2,5-fachen Expansion und einer Expansion auf Umgebungsdruck im p v - und T s -Diagramm

3.2.3 Verlängerte Expansion durch Anpassung des Kurbeltriebes

Durch eine Veränderung der Kinematik des Kurbeltriebes kann erreicht werden, dass bei jeder zweiten Kurbelwellenumdrehung ein vergrößerter Kolbenhub auftritt. Eine prinzipielle Darstellung der entstehenden Kolbenbewegung zeigt Abbildung 3.5.

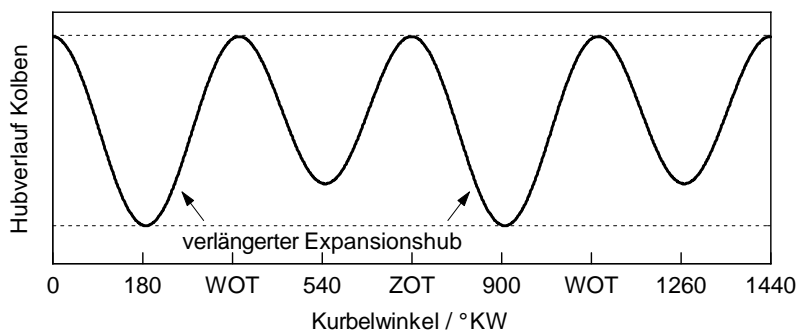


Abbildung 3.5: Hubverlauf bei veränderter Kurbeltriebkinematik

Mathematischer Hintergrund

Der in Abbildung 3.5 dargestellte Hubverlauf kann mathematisch durch die Überlagerung zweier Schwingungen mit unterschiedlicher Frequenz und Amplitude generiert werden. Zwischen den beiden Schwingungen ist zusätzlich ein Phasenversatz notwendig. Abbildung 3.6 zeigt diese Überlagerung grafisch.

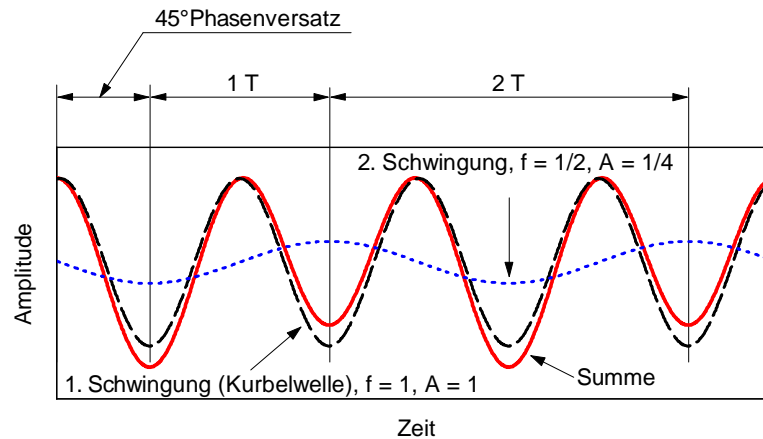


Abbildung 3.6: Überlagerung zweier Schwingungen

Dabei gelten die folgenden Werte:

- Das Frequenzverhältnis der beiden Schwingungen beträgt 1:2.
- Ein Phasenversatz von 45° wird verwendet.
- Die Größe des Amplitudenverhältnisses bestimmt die Länge der Expansion. In diesem Fall wurde beliebig ein Verhältnis von 1:4 angenommen, wobei die kleinere Amplitude für die Schwingung mit halber Frequenz gilt. Damit ergibt sich ein γ_v von etwa 1,3.

Bei einer Variation der Phasenverschiebung kann das Verdichtungsverhältnis stufenlos variiert werden.

Mechanische Umsetzung und Einschränkungen

Mechanisch kann diese Idee durch verschiedene Konstruktionen umgesetzt werden. Beispielhaft ist in Abbildung 3.7 ein Triebwerk von Honda angeführt, welches eine zusätzliche, mit halber Kurbelwellendrehzahl rotierende Exzenterwelle verwendet. Weitere Umsetzungsmöglichkeiten sind in den Abschnitten 6.1.1 und 6.1.3 beschrieben.

Bei Verwendung einer speziellen Kurbelkinematik kann das Expansionsverhältnis nicht beliebig große Werte annehmen, da auf Grund des vorhandenen Platzes im Kurbelgehäuse und abhängig von der eingesetzten Mechanik Grenzen bestehen. Weiters ist eine Variabilität der Expansionslänge nur mit einigem Aufwand umsetzbar.

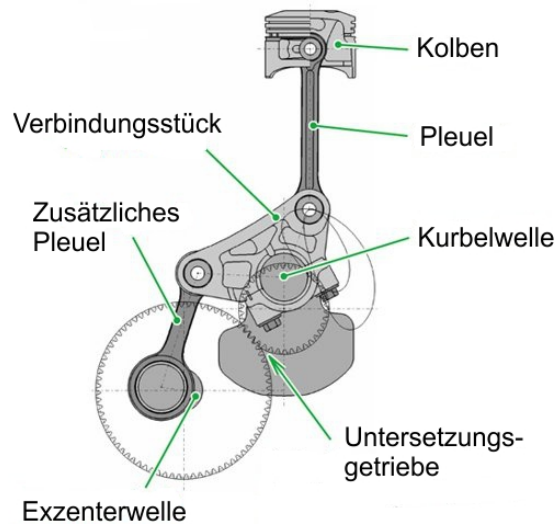


Abbildung 3.7: Kurbeltriebkinematik Honda EXlink [23]

3.2.4 Verlängerte Expansion durch nachgeschaltete Expansionsmaschine

Kolben

Anstatt einer veränderten Kurbelgeometrie ist auch der Einsatz eines zusätzlichen Zylinders denkbar, in dem ein Kolben die Verbrennungsgase weiter entspannt. Dies ermöglicht eine Entkoppelung von Kompressionsverhältnis und Expansionsverhältnis, wodurch letzteres nahezu beliebig groß gestaltet werden kann. Die effektiven Expansionsverhältnisse der beiden Zylinder werden multipliziert, somit führt ein Expansionsverhältnis des nachgeschalteten Zylinders von 1:2 zu einer doppelt so großen Expansion wie Kompression. Diesem Vorteil steht vor allem das Problem gegenüber, dass durch das Überströmen der Gase in den zusätzlichen Zylinder die gewonnene Arbeit auf Grund von Strömungsverlusten verringert wird. Weiters ist mit höheren Verlusten durch Wandwärmeübergänge zu rechnen, da durch den Überschiebekanal und den zweiten Kolben sowie Zylinderkopf zusätzliche Oberflächen hinzukommen. Auch von einer Erhöhung der Reibung durch die Verdoppelung der Zylinderanzahl kann ausgegangen werden. Ob diese Zunahme allerdings höher ausfällt als bei einer veränderten Kurbeltriebkinematik kann ohne nähere Untersuchungen nicht angegeben werden.

Eine Verringerung der Expansionslänge für Betriebspunkte in der Teillast kann mit Hilfe eines variablen Auslassventiles im Expansionszylinder dargestellt werden. Die verlängerte Expansion kann in diesem Fall durch ein früheres oder späteres Öffnen des Auslassventiles verkürzt werden. Soll der zusätzliche Zylinder ganz umgangen werden, z.B. im Fall von sehr geringen Lasten, könnte unter Umständen ein zusätzliches Auslassventil im Überströmkanal verwendet werden.

Turbine

Anstelle eines zusätzlichen Kolbens kann auch eine Nutzturbine eingesetzt werden, welche ihre Leistung direkt an die Kurbelwelle abgibt. Die Herausforderung besteht hierbei vor allem in der Übersetzung der hohen Turbinenwellendrehzahl auf die vergleichsweise geringe Kurbelwellendrehzahl. Zusätzlich sind die Wirkungsgrade dieser Turbinen verhältnismäßig gering.

3.2.5 Verlängerte Expansion durch variable Steuerzeiten und variables Verdichtungsverhältnis [7]

Eine weitere Möglichkeit zur Darstellung einer verlängerten Expansion besteht in einer Lastregelung mittels Anpassung der Steuerzeiten. Eine Absenkung des Lastpunktes kann durch Schließen des Einlassventiles deutlich vor bzw. nach dem unteren Totpunkt erreicht werden (vgl. Miller- bzw. Atkinson-Steuerzeiten). Dadurch wird gleichzeitig das effektive Verdichtungsverhältnis verringert. Entspricht die Steuerung des Auslassventiles jener eines konventionellen Verbrennungsmotors, entsteht ein verlängerter Expansionshub. Diese Vorgehensweise ist in Abbildung 3.8 exemplarisch für einen späten Einlassschluss dargestellt.

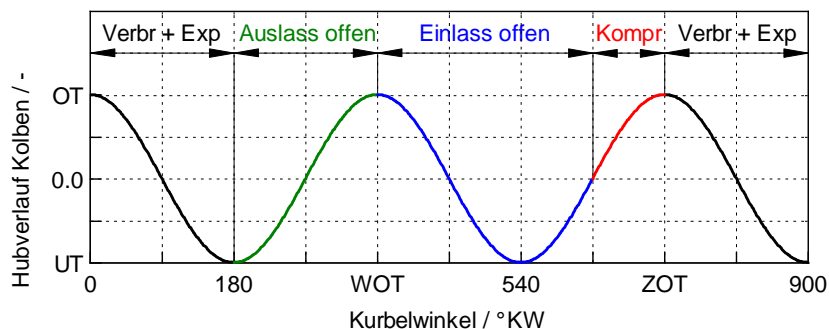


Abbildung 3.8: Verlängerte Expansion durch Verwendung eines späten Einlasschlusses

Die Wirkung der verlängerten Expansion wird allerdings in weiten Lastbereichen durch den Wirkungsgradabfall auf Grund des geringeren effektiven Verdichtungsverhältnisses überkompensiert (vgl. Gleichung 2.8). Eine Darstellung dieses Verhaltens

zeigt Abbildung 3.9. Darin ist gut ersichtlich, dass bei geringeren Lasten eine längere Expansion möglich ist, das effektive Verdichtungsverhältnis aber stark sinkt. Wird die Lastregelung durch eine Ventilsteuerung dieser Art umgesetzt, so ist es jedoch möglich, den Wirkungsgrad im oberen Lastbereich annähernd konstant zu halten. Je höher der Lastpunkt, desto früher muss das Einlassventil geschlossen werden und desto geringer ist der Unterschied zwischen effektivem Kompressions- und Expansionshub.

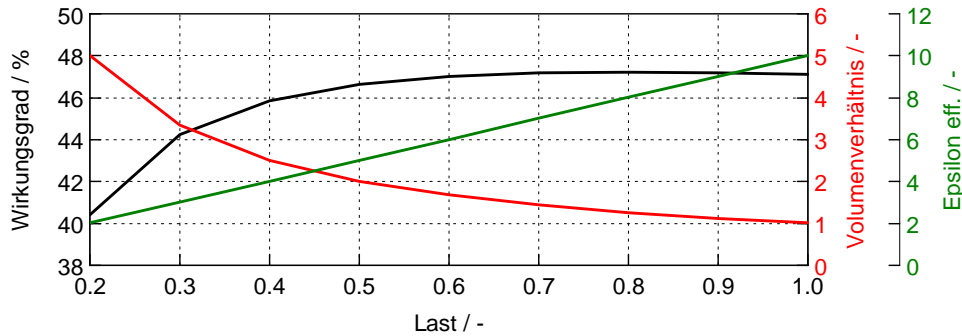


Abbildung 3.9: Absinken des Wirkungsgrades trotz verlängerter Expansion auf Grund eines geringeren effektiven Verdichtungsverhältnisses

Eine Möglichkeit zur Lösung dieses Problems besteht in einer Variabilität des Verdichtungsverhältnisses. Damit kann einem Absinken des effektiven Verdichtungsverhältnisses auf Grund des späten Einlassbeginns durch eine Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses entgegengewirkt werden, wodurch der Wirkungsgradvorteil der verlängerten Expansion zum Tragen kommt (siehe Abbildung 3.10).

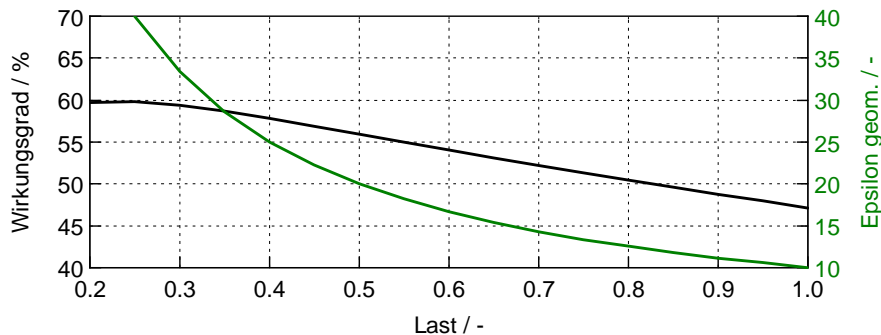


Abbildung 3.10: Wirkungsgradzunahme durch Steigerung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses

Wie bereits erwähnt, ist im Fall einer verlängerten Expansion mit Hilfe einer speziellen Kurbeltriebkinematik die Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses

mit relativ wenig Aufwand verbunden (z.B. Einsatz eines Phasenstellers). Auch bei Konzepten, bei denen das Verhältnis zwischen geometrischem Verdichtungshub und geometrischem Expansionshub annähernd eins ist, kann damit in der Teillast bei konstantem effektiven Verdichtungsverhältnis das effektive Volumenverhältnis γ_v erhöht werden. Ein Ausführungsbeispiel dieser Technik wird in Abschnitt 6.1.3 vorgestellt.

3.3 Abwärmenutzung

3.3.1 Grundsätzliche Betrachtungen

Bei einem konventionellen Verbrennungsmotor kann davon ausgegangen werden, dass ungefähr ein Drittel der im Brennstoff enthaltenen Energie in Arbeit an der Kurbelwelle umgesetzt wird. Jeweils ein weiteres Drittel wird als Abwärme mit dem Kühlwasser bzw. dem Abgas an die Umgebung abgegeben und bleibt ungenutzt. Für einen PKW-Diesel- sowie Ottomotor ist dieser Zusammenhang in Abbildung 3.11 über der Drehzahl sowie der Last dargestellt.

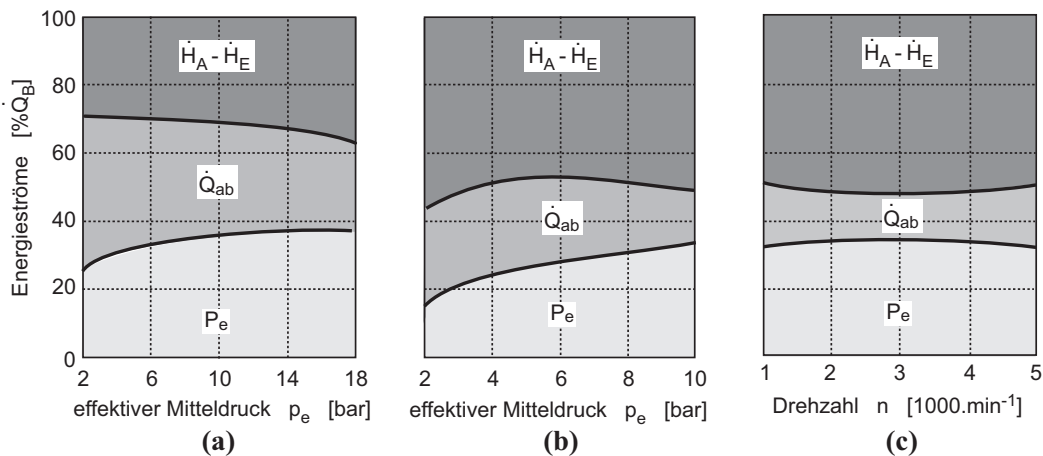


Abbildung 3.11: Energiebilanzen über der Last für einen aufgeladenen PKW-Dieselmotor (a), PKW-Ottomotor (b) sowie über der Drehzahl für einen PKW-Ottomotor bei Volllast (c) [39]

Die Nutzung der Wärme im Kühlkreislauf des Motors gestaltet sich auf Grund des niedrigen Temperaturniveaus von nur 80 - 100 °C schwierig, da die restlichen Prozesstemperaturen deutlich höher sind bzw. zur Nutzung in einem nachgeschalteten Prozess höhere Temperaturen benötigt werden. Leichter möglich und mit höheren Wirkungsgradgewinnen verbunden ist die Nutzung der Wärme im Abgas, da hier Temperaturen in der Höhe von mehreren Hundert Grad vorherrschen.

Dass das Temperaturniveau der zur Verfügung stehenden Wärme von entscheidender Bedeutung ist, kann mit Hilfe des Carnot-Wirkungsgrades gezeigt werden:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_u}{T} \quad (3.5)$$

Dabei wird im Idealfall die Umgebungstemperatur als Temperatur der Wärmeabfuhr angenommen. Je höher die Temperatur der zugeführten Wärme ist, desto größer ist das Temperaturverhältnis zur Umgebung und desto höher der Carnot-Wirkungsgrad. Dies verdeutlicht zusätzlich die Schwierigkeit bei der Nutzung der Abwärme im Kühlwasser, da bei Berücksichtigung von auftretenden Verlusten die nutzbare Temperaturdifferenz und das sich daraus ergebende Temperaturverhältnis sehr gering werden. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit nur die Nutzung der im Abgas enthaltenen Wärme betrachtet.

3.3.2 Nutzung der Wärme im Abgas

Die Verwendung der im Abgas enthaltenen Energie kann prinzipiell auf zwei verschiedene Arten erfolgen.

Nutzung in einem nachgeschalteten Prozess

In diesem Fall wird die Abwärme der Verbrennungskraftmaschine in einem weiteren Energiewandler eingesetzt, für den das zur Verfügung stehende Temperaturniveau im Bezug auf die Umgebungstemperatur ausreichend hoch ist. Möglichkeiten hierfür stellen z.B. die Anwendung eines Dampfkraftprozesses, eines Stirlingmotors oder eines thermoelektrischen Generators dar. Letzterer ermöglicht die direkte Wandlung von Wärme in elektrische Energie.

Auf diese Vorgehensweise wird in der vorliegenden Arbeit nicht näher eingegangen.

Rückführen der Wärme in den Motorprozess

Soll zur Nutzung der Abgasenergie kein zusätzliches System Anwendung finden, so kann die Wärme auch direkt in den Prozess zurückgeführt werden. Ziel dabei ist es, einen Teil der durch den Brennstoff zugeführten Wärme zu substituieren. Die in Abbildung 3.12 angeführten Diagramme zeigen den Einfluss auf die Prozessführung im p v - und T s -Diagramm. Dabei stellt die rote Fläche im T s -Diagramm die durch den Brennstoff zugeführte Wärme dar, währenddessen die grüne Fläche der zurückgeführten Abgasenergie entspricht.

Wie in Abbildung 3.12 ersichtlich, wird die Wärme vor dem Start der Verbrennung zugeführt. Dies ist auf Grund der vorhandenen Temperaturniveaus notwendig und führt in Zusammenhang mit einem konventionellen Motor zu folgendem Problem: Eine

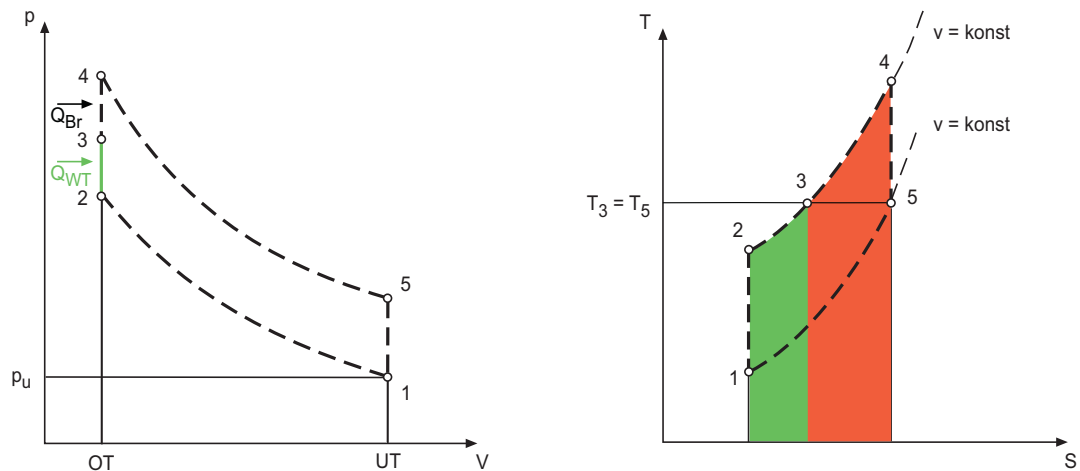


Abbildung 3.12: Brennstoffeinsparung durch Nutzung der Abwärme im Abgas, dargestellt im p - v - und T - s -Diagramm

Zufuhr der Wärme nach der Verdichtung der Frischladung ist kaum möglich, da Kompression und Expansion im selben Arbeitsraum stattfinden. Wird die Wärme bereits vor der Verdichtung zugeführt, so ist dies zwar möglich, allerdings wirkungsgradneutral bzw. sogar nachteilig für die Effizienz der Maschine. Der Grund hierfür ist, dass unter der Voraussetzung gleichbleibender Leistung nicht die zugeführte Brennstoffmenge verringert wird, sondern nur das Temperaturniveau des gesamten Prozesses steigt. Wird nun der Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses mit Gleichraumverbrennung betrachtet (vgl. Gleichung 2.8), so ist ersichtlich, dass die Temperatur nicht als Einflussgröße vorkommt. Dadurch kommt es zu keiner Änderung des Wirkungsgrades. Wird in einem weiteren Schritt nicht mehr von konstanten sondern von temperaturabhängigen Stoffwerten ausgegangen, so kann eine Verschlechterung des Wirkungsgrades beobachtet werden. Auch bei der Betrachtung des Carnot-Wirkungsgrades (vgl. Gleichung 2.3) kommt es zu keinem Widerspruch, da nicht nur die Temperatur der zugeführten Wärme steigt, sondern auch jene der abgeführten.

Als ideale Grundlage für die Rückführung von Abgasenergie in den Prozess einer Verbrennungskraftmaschine erweist sich aus diesem Grund das Split-Cycle-Konzept (siehe Abschnitt 3.5), also die Trennung von Kompressions- und Arbeitsraum. Bei dieser Konfiguration kann die Wärmezufuhr im Überströmkanal zwischen den beiden Zylindern erfolgen. Die übertragbare Wärmemenge wird dabei von der Temperaturdifferenz zwischen Abgas und komprimiertem Frischgas bestimmt.

3.3.3 Wirkungsgradpotenzial

Die durchgeführten Wirkungsgradberechnungen basieren auf der Annahme eines vollkommenen Motors, wobei die Wärmezufuhr im Wärmetauscher isobar erfolgt. Da die

Prozessführung als adiabat betrachtet wird, ergeben sich am Ende der Verbrennung Temperaturen von über 3000 K und in der Folge Abgastemperaturen von etwa 2000 K. Die maximal zulässige Temperatur im Rekuperator von 1123 K (vgl. Tabelle 3.1) liegt somit deutlich unter jener des zur Verfügung stehenden Abgases. Aus diesem Grund kann nur ein Teil der vorhandenen Wärme zurückgeführt werden, woraus sich ein Wirkungsgradpotenzial von 55,9 % ergibt. Dies entspricht einer Steigerung gegenüber dem konventionellen Ottomotor von knapp neun Prozentpunkten. Zum Vergleich ergibt sich ein sehr hoher Wert von 87,0 %, wenn die Temperaturgrenze im Rekuperator nicht beachtet und somit die gesamte zur Verfügung stehende Wärme rückgeführt wird.

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse zeigt Tabelle 3.3:

Tabelle 3.3: Wirkungsgradpotenzial der Abwärmenutzung im Vergleich zum konventionellen Ottomotor

	Wirkungsgrad %
konventioneller Ottomotor	47,2
Abwärmenutzung ohne Temperaturbegrenzung ^a	87,0
Abwärmenutzung mit Temperaturbegrenzung (1123 K)	55,9

^a Ohne Berücksichtigung einer Temperaturbegrenzung ergeben sich bereits vor Brennbeginn Temperaturen von mehreren 1000 K. Der angegebene Wirkungsgrad ist somit ein rein theoretischer Wert.

Kombination von Abwärmenutzung und gekühlter Kompression

Besonders interessant ist die Kombination von Abwärmenutzung und Kühlung der Kompression (siehe Abschnitt 3.4). Durch die geringere Verdichtungsendtemperatur kann eine größere Wärmemenge übertragen werden, da auch noch niedrigere Abgastemperaturen zum Wärmeübergang ausreichen und somit dem Abgas mehr Wärme entzogen werden kann. Somit ist auf Grund der, bei gleicher zugeführter Brennstoffmenge, geringeren notwendigen Verdichtungsarbeit eine weitere Wirkungsgradsteigerung erreichbar. Dieser Prozessverlauf ist in Abbildung 3.13b dargestellt.

Klopfen [7]

Es kann gezeigt werden, dass die Rückführung von Wärme in den Prozess zu keiner Wirkungsgradsteigerung führt, wenn die Temperatur zu Brennbeginn durch Klopfen begrenzt ist. In diesem Fall kann ein höherer Wirkungsgrad durch Kühlung der komprimierten Ladung erzielt werden, da damit eine Erhöhung des Verdichtungsverhältniss ermöglicht wird.

3.4 Gekühlte Kompression

3.4.1 Grundsätzliche Betrachtungen

Eine Kühlung der Ladeluft im Anschluss an die Vorverdichtung durch einen Turbolader oder Kompressor wird in heutigen Serienfahrzeugen bereits verbreitet unter der Bezeichnung Ladeluftkühlung angewendet. Durch eine Erweiterung der Kühlung auf den Kompressionstakt im Zylinder können die damit verbundenen Effekte auch dort genutzt werden.

Da die Zylinder- und Kolbenoberflächen durch die vorangegangene Verbrennung in der Regel eine höhere Temperatur aufweisen als das zugeführte Frischgas, kommt es bereits vor Beginn der Kompression zu einer Erwärmung des Gases. Durch eine Kühlung des Zylinders kann dieser Einfluss verringert werden, wodurch eine Steigerung des Luftaufwandes¹ der Maschine und in der Folge eine höhere Leistungsdichte erhalten wird. Die verringerte Temperatur beim Start der Verdichtung einerseits und die Kühlung während des Verdichtungs Vorganges andererseits führen dazu, dass die Temperaturdifferenz zwischen verdichtetem und unverdichtetem Gas geringer ausfällt. Der Arbeitsaufwand für die Kompression ist entsprechend kleiner. Bei der Verwendung von Ottokraftstoff ist zusätzlich interessant, dass die Temperatur am Ende des Verdichtungs Vorganges geringer ausfällt und damit die Klopfgefahr abnimmt. Dies ermöglicht eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, womit eine Wirkungsgradsteigerung einhergeht.

Für die Anwendung einer gekühlten Kompression sind folgende Punkte zu beachten:

- Im Falle eines konventionellen Motors ist eine Kühlung der Kompression nur schwer umsetzbar, da die Verbrennung im selben Arbeitsraum stattfindet. Zu kalte Zylinderoberflächen beeinflussen den Verbrennungsablauf und in der Folge die entstehenden Emissionen. Eine deutlich bessere Umsetzbarkeit eines kühlen Zylinders besteht bei Anwendung des Split-Cycle-Prinzips.
- Eine Kühlung der Kompression ohne Kombination mit anderen Maßnahmen führt zu einer Steigerung der Leistungsdichte, nicht jedoch zwingend zu einem erhöhten Wirkungsgrad. Dies kann wie folgt erklärt werden: Um bei gegebenem Verdichtungs- bzw. Expansionsverhältnis die gleiche Expansionsarbeit zu erhalten, muss der Zustand des Gases zu Beginn der Expansion derselbe sein. Durch die Kühlung der frischen Ladung während der Kompression ist die für die Verdichtung aufzuwendende Arbeit geringer, jedoch ist eine größere Menge an Brennstoff notwendig, um nach der Verbrennung den gleichen Zustand zu erreichen. Somit steigt zwar die gesamte von der Maschine abgegebene Arbeit, jedoch

¹Der Luftaufwand eines Motors ist definiert als das Verhältnis von gesamter zugeführter Ladungsmasse zu theoretisch möglicher Ladungsmasse und beschreibt damit die Güte des Ladungswechsels [39].

auch die eingesetzte Brennstoffwärme, wodurch der Wirkungsgrad in grober Näherung gleich bleibt. Eine Wirkungsgradsteigerung kann erreicht werden, wenn zusätzlich zur Kühlung der Kompression Wärme aus dem Abgas in den Prozess zurückgeführt wird. Diese Wärme kann den zusätzlichen Brennstoffbedarf verringern bzw. gänzlich ersetzen. Durch die geringeren Temperaturen auf der Seite der Verdichtung ist das Temperaturgefälle für die Rückführung der Wärme höher. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 3.13 dargestellt. Abhängig von der zur Verfügung stehenden Wärmemenge ist es möglich, den Brennstoffverbrauch gleich zu halten bzw. sogar zu verringern.

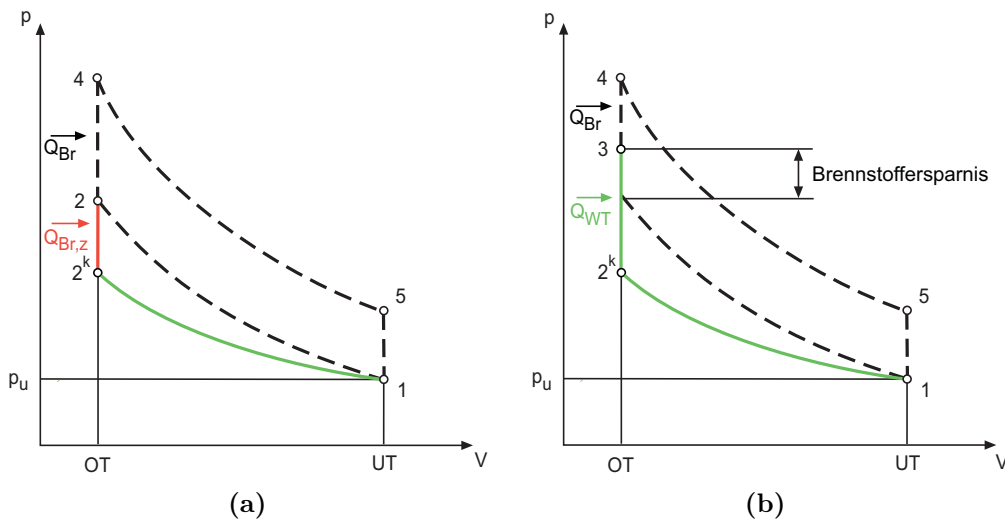


Abbildung 3.13: Gekühlte Kompression ($Q_{Br,z}$ entspricht der zusätzlich zugeführten Brennstoffwärme) (a), gekühlte Kompression in Verbindung mit Abwärmenutzung (b)

Die gesteigerte spezifische Leistung kann davon unabhängig den Wirkungsgrad positiv beeinflussen, z.B. auf Grund der anteilig geringeren Wärme- und Reibungsverluste.

3.4.2 Wirkungsgradpotenzial

Wird eine Kühlung des Kompressionstaktes ohne Rückführung von Wärme aus dem Abgas umgesetzt, so führt dies zu keiner nennenswerten Änderung des Wirkungsgrades. Bei Kombination der beiden Maßnahmen ist es für den Idealfall einer isothermen Kompression möglich, einen Wirkungsgrad von 63,9% zu erreichen. Dabei muss beachtet werden, dass auch in diesem Fall $\varepsilon = 10$ gilt und somit der Druck am Ende des Verdichtungs Vorganges nur 10 bar beträgt.

Die in der Realität kaum umsetzbare isotherme Verdichtung kann durch eine mehrstufige Verdichtung mit mehrfacher Zwischenkühlung auf Umgebungstemperatur an-

genähert werden. Im Fall einer dreistufigen Verdichtung mit zweifacher Rückkühlung lässt sich damit ein Wirkungsgrad von 61,7% erreichen.

Tabelle 3.4: Wirkungsgradpotenzial der gekühlten Kompression im Vergleich zum konventionellen Ottomotor

	Wirkungsgrad %
konventioneller Ottomotor	47,2
isotherme Kompression mit Abwärmenutzung und $\varepsilon = 10$	63,9
dreistufige Kompression mit zweifacher Zwischenkühlung und Abwärmenutzung	61,7

3.5 Split-Cycle: Trennen von Kompressions- und Arbeitszylinder

Das in weiterer Folge als Split-Cycle bezeichnete Konzept verwendet für Kompression und Expansion zwei separate Zylinder. Neben der Expansion der Verbrennungsgase kann auch die Verbrennung selbst im zweiten Zylinder stattfinden, während der erste Zylinder nur noch zur Kompression der Frischladung verwendet wird. Durch diese Anordnung ist es möglich, das Kompressions- und Expansionsverhältnis zu entkoppeln und damit eine verlängerte Expansion umzusetzen. Zusätzlich ergeben sich noch weitere Potenziale, die eine Kombination mit anderen wirkungsgradsteigernden Maßnahmen erlauben. Darunter fällt die Möglichkeit, der Ladung zwischen Kompressions- und Arbeitszylinder Wärme aus dem Abgas zuzuführen, ohne dabei eine erhöhte Kompressionsarbeit in Kauf nehmen zu müssen bzw. die Leistungsdichte zu senken. Auch eine teilweise Kühlung bzw. Isolierung der Zylinder ist denkbar. Ziel dabei ist, einerseits die frische Ladung während der Kompression möglichst kühl zu halten und andererseits die Wärmeverluste während der Verbrennung und Expansion zu minimieren. Somit können mit dieser Idee theoretisch alle vorher genannten Maßnahmen vereint werden. Als nachteilig müssen jedoch auch hier jene Verluste betrachtet werden, die durch das Überströmen der Ladung und die zusätzlichen Wandwärmeströme verursacht werden.

3.5.1 Zweitaktbetrieb und Steuerzeiten

Durch die hohe Vorverdichtung der frischen Ladung im Kompressionszylinder ist es möglich, den Arbeitszylinder im Zweitaktverfahren zu betreiben, da kein Verdichtungshub notwendig ist. Dies resultiert im Vergleich zu einem Viertaktmotor in einer verdoppelten Leistungsdichte, da bei jeder Kurbelwellenumdrehung Arbeit abgegeben wird. Zur Umsetzung dieser Arbeitsweise gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten für die

Lage der Ventilsteuerzeiten, auf die in der Folge kurz eingegangen wird. Abbildung 3.14 zeigt die beiden Ventilsteuerzeiten in idealisierter Form.

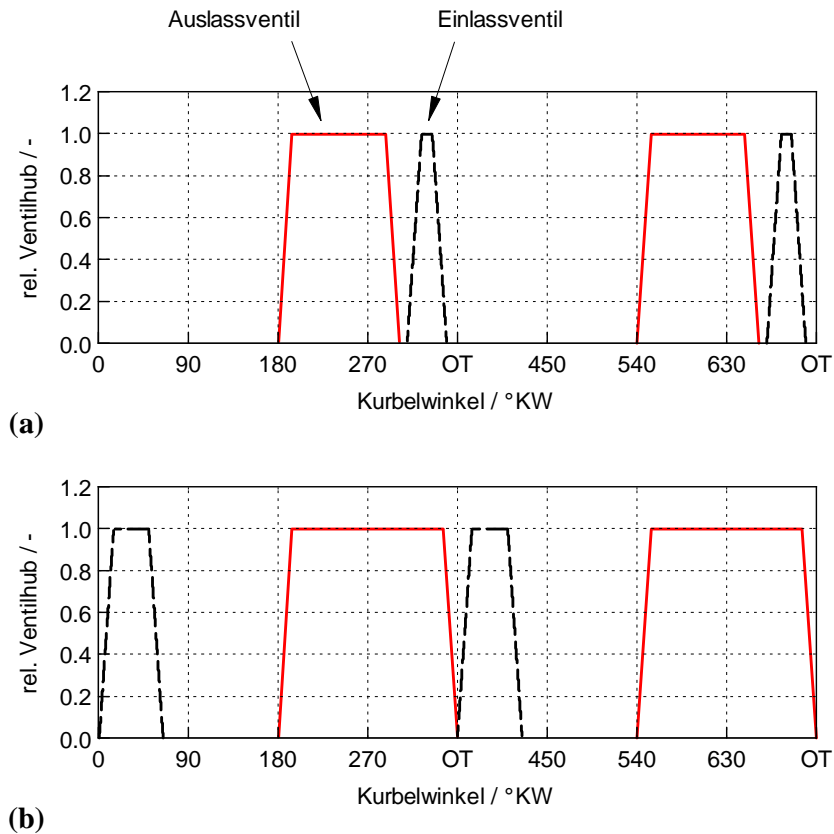


Abbildung 3.14: Ventilhubverlauf bei Einlass vor OT (a),
bzw. nach OT (b)

1. *Einlass vor OT, Verbrennung am OT:* Um einen hohen thermodynamischen Wirkungsgrad zu erreichen ist es wünschenswert, die Verbrennung am bzw. kurz nach dem oberen Totpunkt ablaufen zu lassen. Dies setzt voraus, dass das Füllen des Zylinders mit frischer Ladung zu diesem Zeitpunkt bereits abgeschlossen ist, also vor Erreichen des oberen Totpunktes geschieht. Mit dieser Vorgehensweise sind allerdings mehrere Nachteile verbunden: Zum einen kommt es zu einer zusätzlichen Kompression der frischen Ladung, die unter Umständen unerwünscht ist. Weiters ist der Ausschlebevorgang bereits vor dem oberen Totpunkt beendet, womit ein gewisser Restgasanteil im Zylinder verbleibt. Die Menge dieser inneren Abgasrückführung kann nur mittels Ventilüberschneidung gesteuert bzw. verhindert werden. Kommt es dabei zum Auftreten einer Kurzschlusspülung, führt dies auf Grund des bereits stark komprimierten Frischgases zu hohen Verlusten. Schlussendlich ist die Öffnungsdauer des Einlassventiles stark begrenzt, da durch

4 Überlegungen den realen Prozessverlauf betreffend

4.1 Einführung

Im vorhergehenden Kapitel wurden Möglichkeiten angeführt, den idealen Prozessverlauf einer Verbrennungskraftmaschine zu optimieren. Für den dabei verwendeten vollkommenen Motor gelten jedoch Annahmen, die in einer realen Maschine nicht oder nur schwer umsetzbar sind. Dadurch kommt es zu Abweichungen zwischen den beiden Prozessverläufen. In diesem Kapitel soll dabei im Speziellen auf die Annahmen der nach einer vorgegebenen Gesetzmäßigkeit ablaufenden Verbrennung und der als adiabat betrachteten Prozessführung eingegangen werden. Zusätzlich wird der Vorteil eines variablen Verdichtungsverhältnisses behandelt.

4.2 Isolierte Verbrennung und Expansion

Für die reale Maschine ist die Annahme einer adiabaten Zustandsänderung nicht gültig, wodurch vor allem während der Verbrennung und der Expansion eine entscheidende Menge an nutzbarer Wärme verloren geht. Durch eine Isolation des Motors während dieser Takte können diese Wandwärmeverluste verringert werden. Die Kurve zwischen den Punkten 4 und 5 im p - v -Diagramm kann somit leicht angehoben werden (vgl. Abbildung 4.1) und endet in der Folge bei Punkt 5^a. Dies führt zu einer gesteigerten abgegebenen Arbeit, da die nicht verlorene Wärme in etwa mit dem Wirkungsgrad des Motors umgesetzt werden kann.

Dabei ist jedoch das Folgende zu beachten: In einem konventionellen Motor mit gemeinsamem Kompressions- und Expansionsraum wird die zusätzliche Wärme während des Arbeits- und Expansionsaktes von der Wand aufgenommen. Nach dem Ladungswechsel gibt die aufgeheizte Wand die Wärme an die frische Ladung ab, wodurch sich diese bereits vor Beginn der Verdichtung ausdehnt und in Folge der Luftaufwand des Motors sinkt. Der verringerte Luftaufwand führt zu einem Absinken der Leistungsdichte und damit der abgegebenen Leistung der Maschine und steht somit der erreichten Wirkungsgradsteigerung entgegen.

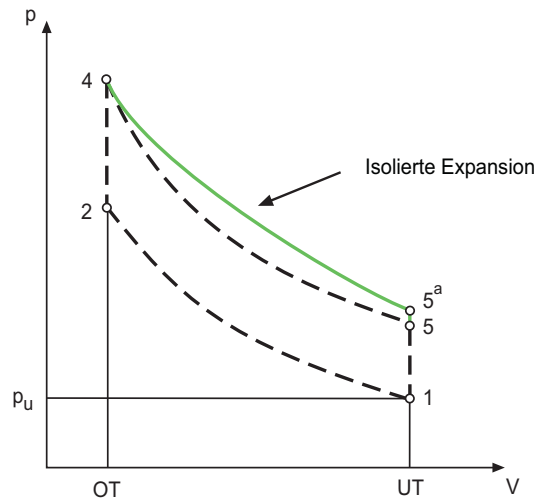


Abbildung 4.1: Theoretische Wirkungsgradsteigerung durch Isolation der Verbrennung und Expansion

- *Für Wärmezufuhr und gleichzeitige Verhinderung von Wärmeabfuhr gilt:*
 Wird die Wärme erst nach Beginn der Verdichtung zugeführt, so hat dies auf die Leistungsdichte keinen Einfluss mehr. Der Wirkungsgrad wird aber nach wie vor durch den Zeitpunkt der Wärmezufuhr beeinflusst. Wärme, die direkt zu Beginn der Verdichtung zugeführt wird, ist wirkungsgradneutral. Durch die gesteigerte Temperatur ist einerseits die zur Verdichtung benötigte Arbeit höher, in weiterer Folge erhöht sich aber auch die während der Expansion abgegebene Arbeit. Dies kann mit Hilfe der folgenden Gleichungen gezeigt werden:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} \quad (4.1)$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{\kappa-1} \quad (4.2)$$

Die Volumenverhältnisse v_1 zu v_2 sowie v_4 zu v_5 sind durch die Geometrie der Maschine festgelegt. Steigt die Temperatur zu Verdichtungsbeginn, T_1 , so muss die Temperatur T_2 noch stärker steigen, um das Temperaturverhältnis konstant zu halten. Damit vergrößert sich die Differenz zwischen T_1 und T_2 zunehmend. Dasselbe gilt für T_4 und T_5 . Eine erhöhte Temperaturdifferenz führt zu einer gesteigerten aufgenommenen bzw. abgegebenen Arbeit (vgl. Gleichung 3.2).

Je später die Wärme während der Verdichtung zugeführt wird, desto größer ist der Wirkungsgradgewinn, da der gestiegene Arbeitsbedarf für die Verdichtung

nur mehr zum Teil auftritt, die erhöhte Arbeitsabgabe bei der Expansion jedoch zur Gänze. Im Idealfall wird die gesamte Wärmemenge am Ende der Kompression zugeführt. Aus diesem Grund ist es auch für diese Methode sinnvoll, die Maschine nach dem Split-Cycle-Prinzip aufzubauen.

- *Im Fall einer möglichen Wärmeabfuhr (realer Motor) gilt:*

Zu Beginn des Kompressionstaktes wird dem Gas Wärme zugeführt. Auf Grund der steigenden Gastemperatur durch den Verdichtungsprozess kommt es gegen Ende des Kompressionstaktes zu einer Wärmeabfuhr aus dem Gas. Diese Wärme steht in weiterer Folge nicht mehr für die Expansion zur Verfügung. Somit tritt zwar eine erhöhte Verdichtungsarbeit, nicht jedoch eine erhöhte Expansionsarbeit auf, wodurch der Wirkungsgrad negativ beeinflusst wird.

Besonders interessant erscheint eine Isolation bei Konzepten mit einem verlängerten Expansionshub. Durch ein Anheben der Prozesskurve zwischen den Punkten 4 und 5^p wird der Umgebungsdruck erst später erreicht, wodurch der Expansionshub bis zu Punkt 5^{p,a} verlängert werden kann. Diesen Zusammenhang zeigt Abbildung 4.2.

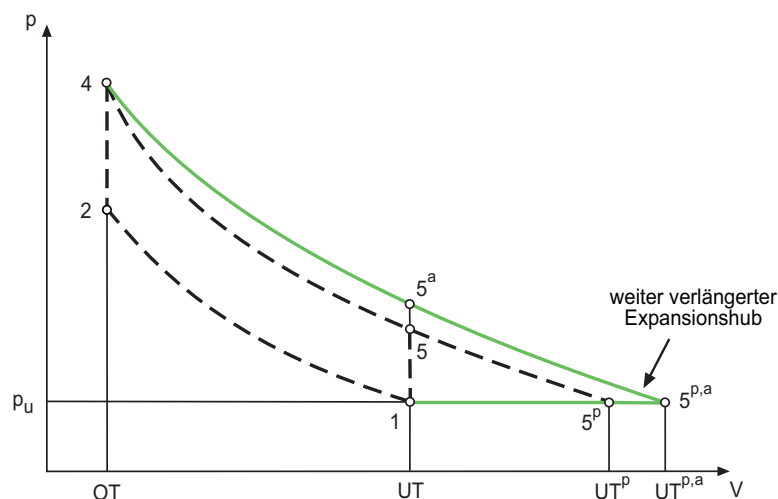


Abbildung 4.2: Weitere Verlängerung des Expansionshubes durch Isolation

In weiterer Folge sollen auch die folgenden Umstände in Betracht gezogen werden:

- Um die Schmierfähigkeit des Öles aufrecht zu erhalten sind die Temperaturen der Laufflächen begrenzt.
- Generell muss darauf geachtet werden, dass die maximal auftretenden Temperaturen die eingesetzten Werkstoffe nicht beschädigen.

- Untersuchungen in den 80er Jahren haben gezeigt, dass, zumindest im Fall des Dieselmotors, eine Wärmeisolierung kontraproduktiv ist. Die Begründung hierfür ist eine durch die Isolation hervorgerufene Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten im ersten Teil der Verbrennung, da auf Grund der höheren Temperaturen die Flamme näher an die Brennraumwände heranbrennt [45].

4.3 Isochore Wärmezufuhr

Für den Prozessverlauf des vollkommenen Motors wird angenommen, dass die Verbrennung nach einer vorgegebenen Gesetzmäßigkeit abläuft. In Kapitel 3 wurde dabei der spezielle Fall einer isochoren Wärmezufuhr am oberen Totpunkt verwendet, da dies im Fall eines nicht begrenzten Spitzendruckes die effizienteste Möglichkeit für die Zufuhr von Wärme ist.

Die Begründung für die hohe Effizienz kann durch die in Abbildung 4.3 dargestellten Diagramme veranschaulicht werden. Diese zeigen einen vereinfachten Vergleichsprozess mit Gleichraumverbrennung, Gleichdruckverbrennung sowie einer kombinierten Verbrennung. Wird jeweils dasselbe Verdichtungsverhältnis sowie dieselbe zugeführte Wärme angenommen, ergibt sich für den Gleichraumprozess die geringste abgeführte Wärmemenge. Diese entspricht im Ts -Diagramm der Fläche unter der Kurve 5 – 1. Aus den in Gleichung 2.1 sowie 2.2 angeführten Zusammenhängen folgt somit für den Gleichraumprozess der höchste thermodynamische Wirkungsgrad.

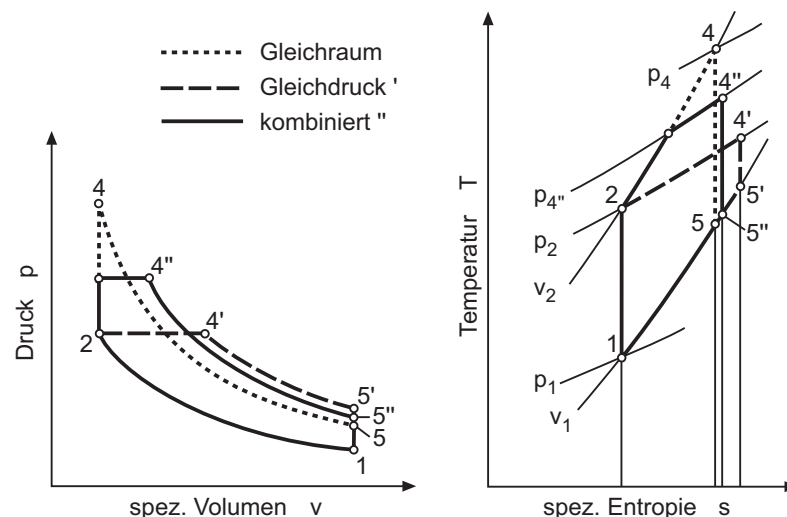


Abbildung 4.3: Vergleich von Gleichraum-, Gleichdruck- und Seiligerprozess im $p-v$ - und Ts -Diagramm; keine Spitzendruckbegrenzung, jeweils gleiches Verdichtungsverhältnis; nach [39]

Neben der meistens auftretenden Begrenzung des Spitzendruckes ist eine isochore

Verbrennung konstruktiv schwer umsetzbar. Im Fall eines Hubkolbenmotors müsste ein Stillstand des Kolbens während der Verbrennung bzw. eine Verbrennungsdauer von wenigen Grad Kurbelwinkel erreicht werden. Zusätzlich hat eine Gleichraumverbrennung am oberen Totpunkt negative Auswirkungen auf die auftretenden Wandwärmeverluste. In ausgeführten Maschinen ist daher eine spätere Verbrennungsschwerpunktlage von Vorteil (etwa 8° KW nOT bei typischen PKW-Motoren).

Wird eine Begrenzung des Spitzendruckes angenommen, so ergibt sich bei derselben Betrachtung wie vorher, dass der Gleichdruckprozess den höchsten thermodynamischen Wirkungsgrad liefert. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 4.4 ersichtlich. Eine isobare Verbrennung kann z.B. durch die Verwendung einer Brennkammer umgesetzt werden. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass der Druck während der Verbrennung allein durch die Kompression bereitgestellt werden muss.

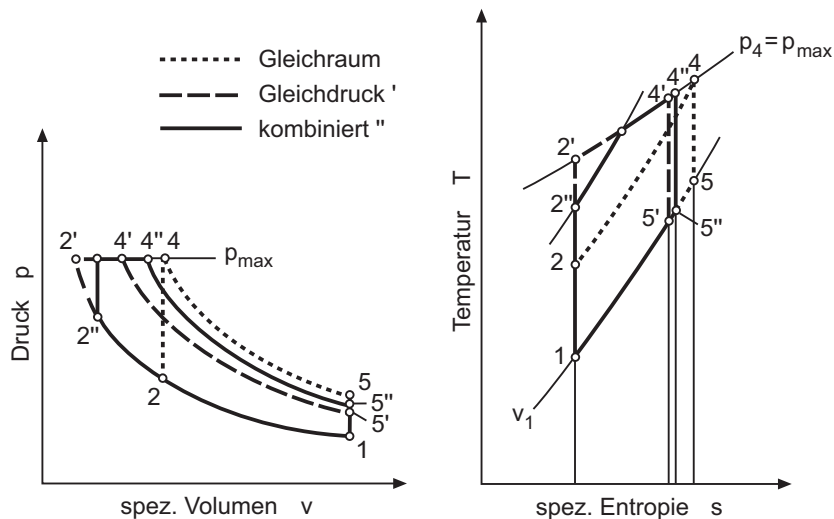


Abbildung 4.4: Vergleich von Gleichraum-, Gleichdruck- und Seiligerprozess im pv - und Ts -Diagramm; Spitzendruck begrenzt, jeweils gleiches Verdichtungsverhältnis; nach [39]

Aufgrund der angeführten Schwierigkeiten tritt bei den meisten ausgeführten Maschinen eine Kombination aus Gleichraum- und Gleichdruckverbrennung auf, wobei die Zustandsänderung einer beliebigen Kurve folgt.

4.4 Variables Verdichtungsverhältnis

Durch ein variables Verdichtungsverhältnis besteht die Möglichkeit, die Kompression des Frischgases an den Betriebspunkt des Motors anzupassen. Da das Verdichtungsverhältnis in Zusammenhang mit dem erreichbaren Wirkungsgrad steht, lässt sich dieser somit über einen großen Betriebsbereich optimieren.

Neben der bereits in Abschnitt 3.2.5 angeführten Möglichkeit zur Darstellung einer verlängerten Expansion ist eine Variabilität des Verdichtungsverhältnisses vor allem bei der Verwendung von Ottokraftstoff interessant. Durch die dort vorhandene Klopfneigung des Kraftstoffes kommt es bei zu hohen Temperaturen zur Vorentflammung des zündfähigen Gemisches und dadurch zu einem schlagartigen Druckanstieg, der für den Motor schädlich ist und vermieden werden muss. Die maximal auftretenden Temperaturen können durch eine Variation des Verdichtungsverhältnisses angepasst werden. Dabei gilt: je höher die Verdichtung, desto höher sind Druck und Temperatur des Gases.

Entscheidend für das maximal mögliche Verdichtungsverhältnis sind Betriebspunkte im Bereich der Vollast, wodurch im Teillastbereich höhere Verdichtungsverhältnisse möglich sind. Der Grund hierfür lässt sich wie folgt erklären: Wird ein Ottomotor mit Quantitätsregelung und ohne Magerbetrieb angenommen (zutreffend für den Großteil der heutigen Ottomotoren), so ist das Luftverhältnis für alle Lasten konstant und entspricht dem Wert eins. Bei Drosselregelung bleibt T_1 sowie das effektive Verdichtungsverhältnis und damit T_2 konstant. In diesem Fall wird, unabhängig von der Menge des zündfähigen Gemisches, immer die gleiche adiabate Verbrennungstemperatur erreicht, da diese nur von Lambda abhängig ist (vgl. [8], Seite 178). Infolge der geringeren Gasmasse im Zylinder kommen jedoch die auftretenden Wärmeverluste mehr zum Tragen, wodurch die tatsächlich vorherrschende Temperatur geringer ausfällt.

Aus diesem Grund ist es wünschenswert, für Betriebspunkte in der Teillast das Verdichtungsverhältnis zu steigern und auch in diesen Bereichen an die Klopfgrenze anzunähern.

Abschließend sei noch erwähnt, dass bei Verwendung einer Drosselklappe das effektive sowie das geometrische Verdichtungsverhältnis durch die Lastregelung nicht beeinflusst werden. Der Abgasgegendruck steigt jedoch in Relation zum Saugrohrdruck an. Im Fall einer Lastregelung durch Anpassung der Ventilsteuerzeiten geht mit einer Verringerung der Last ein Absinken des effektiven Verdichtungsverhältnisses sowie ein Ansteigen von γ_v einher (vgl. Abbildung 3.9). Ein variables Verdichtungsverhältnis gleicht somit dieses Absinken zuerst aus, ehe eine tatsächliche Steigerung auftritt.

5 Ergebnis der Literatur- und Patentrecherche

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine umfangreiche Literatur- und Patentrecherche durchgeführt. Ziel dabei war es, bereits bestehende unkonventionelle Konzepte zu sammeln und in der Folge zu analysieren und zu bewerten. Dabei sollten jene Konzepte identifiziert werden, die das größte Potenzial zur Erreichung eines effektiven Wirkungsgrades von 50 % aufweisen.

Das Ergebnis der Recherche enthält eine Vielzahl unterschiedlicher Ideen und Möglichkeiten, den Wirkungsgrad von Verbrennungskraftmaschinen zu verbessern. In diesem Zuge sei angemerkt, dass einige der gelisteten Varianten mit den momentanen Möglichkeiten als nicht umsetzbar betrachtet werden können, der Vollständigkeit halber aber angeführt werden. Auf Grund der großen Anzahl bestand die Notwendigkeit, die einzelnen Konzepte bestimmten Gruppen zuzuordnen, um eine übersichtliche Darstellung zu ermöglichen. Trotz der auf den ersten Blick sehr unterschiedlichen Methoden und Umsetzungen fällt bei näherer Betrachtung auf, dass sich die wirkungsgradsteigernden Mechanismen auf einige wenige reduzieren lassen. Bis auf vereinzelte Ausnahmen können die gefunden Konzepte den in Kapitel 3 angeführten wirkungsgradsteigernden Methoden zugeordnet werden.

Um eine möglichst übersichtliche Darstellung der gesammelten Konzepte zu ermöglichen, wurden alle Informationen in einem Dokument zusammengefasst. Den Kern bildet dabei eine umfangreiche Matrix, deren Aufbau und Verwendung in diesem Kapitel näher erläutert werden soll.

5.1 Die Bewertungsmatrix

Das genannte Dokument besteht aus aktuell 47 Arbeitsblättern, wovon das erste die bereits erwähnte Matrix enthält. Die restlichen Arbeitsblätter beinhalten grundlegende Informationen zu wirkungsgradsteigernden Maßnahmen sowie detaillierte Informationen zu jedem der gelisteten Konzepte.

Die Abbildungen 5.1 sowie 5.2 zeigen die Bewertungsmatrix. Die Zeilen der Matrix enthalten die einzelnen Konzepte, welche durch eine eindeutige dreistellige Nummer gekennzeichnet sind. In den Spalten sind die verschiedenen Bereiche gelistet, in denen die Konzepte bewertet wurden. War eine Bewertung auf Grund fehlender Informationen oder nicht durchführbarer Simulationen nicht möglich, so wurde das Potenzial

Ergebnis der Literatur- und Patentrecherche

Nr.	Konzeptname	Bewertung	ϵ	η_{Konzept}	$\eta_{\text{th, geom}}^{(10)}$	$\eta_{\text{Otto}} (\epsilon)^{(8)}$
Lange Expansion, variables Epsilon						
100	Honda Exlink (LaEx), Nelson (LaEx)	3	12.2	61.8%	54.9%	50.0%
101	Austin (Planetenkurbeltrieb, LaEx)	3	10.0	59.9%	56.0%/57.9%	47.2%
102	Gomecsys (VarEps, LaEx)	5	8/16	57.7%/64.2%	49.3%/58.2%	43.8%/53.6%
103	5-Takt-Motor (Kolbenexpander, Ilmor, LaEx)	4	8.0	57.7%	52.5%	43.8%
104	Turbocompound (Scania, LaEx)	4	16.0	64.2%	64.2%	53.6%
105	Oberzom 1 (3 Kolben, Seneca, LaEx)	5	10.0	59.9%		47.2%
106	Audi (Massenausgleich, LaEx)	3	10.0	59.9%		47.2%
107	MCE-5 VCRI (VarEps)	4	6/15	39.1%-52.8%		
108	Atkinson (LaEx)	3	10.0	59.9%		47.2%
Split-Cycle						
200	Scuderi	2	10.0	59.9%		47.2%
201	MDI (Luftmotor)	3	10.0	59.9%		47.2%
202	Zajac Motor	4	10.0	59.9%		47.2%
203	META Quaderkolben (Kreuter)	5	10.0	59.9%		47.2%
204	META K-Motor 2 (Kreuter)	3	10.0	59.9%		47.2%
Abwärmernutzung						
300	Ferrenberg (Regenerator im Zylinder)	5	10.0	70.6%		47.2%
301	Abhitzeessel (Cummins WHR, Turbosteamer)			xx		xx
Split-Cycle + Abwärmernutzung						
400	5-Ventil-Motor (Regenerator im Überströmk.)	3	10/15	70.6%/71.7%		47.2%/52.8%
401	IVT-Konzept, Verbr. am OT, 2Takt (K3, K4)	1	10/12	70.6%/71.2%	72.0%	47.2%/50.0%
402	IVT-Konzept, isotherme Kompression	4	30.0	78.7%		xx
403	Gleichdruckprozess mit Rekuperator (K2)	4	30 bar*	73.7%	61.0%	xx
404	META K-Motor (Sinus-Motor, Kreuter)	5	10.0	75.8%	75.8%	xx
Sonstiges						
500	Liquid Piston	5	18.0	xx	75.0% ⁽¹³⁾	
501	Z-Engine (Aumet)		10.0	47.2%		
502	Beiring (nachgeschalteter Stirling)	4	10.0	> 47.2%	55.5% ⁽¹⁴⁾	
503	E-Quad (Gasturbine mit Wärmerekupation)	5	3.5 bar*	26.7%		
504	Eintaktmotor (Wärmeisolierter Motor)	5				
505	Stirlingmotor (Heißluftmotor)	5		Carnot		
506	EngineWorks (Flügelzellenmotor)			Otto/LaEx		
507	Oberzom 2 (Hülsenmotor, Seneca)	5	10.0	59.9%		47.2%
Triebwerkkonzepte						
600	Gegenkolben (EcoMotors, Achates)		16.0	55.1% = Otto		
601	Shepherd Engine		10.0	47.2% = Otto		
602	Wolfhart Kugelmotor			Otto		
603	Hüttlin Kugelmotor			Otto		
604	Neander Motor (zwei Pleuel)			Otto		
605	Gyatk (Ringkolbenmotor)			Otto		
606	Hydraulischer Kurbeltrieb			Otto		
607	Freikolbenmotor (Stelzer)			Otto		
608	Grail Engine (2T Ventil im Kolben)			Otto		
609	Doyle Rotary Engine (Umlaufmotor)			LaEx		
610	Wankelmotor			Otto		
611	2-Takt-Schiebermotor		var.	Otto		

Abbildung 5.1: Die Bewertungsmatrix, Teil 1 (Fußnoten siehe Anhang A.1)

5.1 Die Bewertungsmatrix

Nr.	η_e , Hersteller	Technik- und Serienreife	Komplexität Kosten	Herausforderung	Emissionen ⁽¹²⁾	Ottotauglich/ kont. Verbrennung
100	26.2% ⁽¹⁾	Serie	gering		ok	ja/nein
101		hoch	gering		ok	ja/nein
102	-18%/-40% CO2	niedrig	vertretbar	hohle Kurbelwelle	kalt	ja/nein
103	41.2%/37.5% ⁽⁹⁾	hoch	vertretbar		kalt	ja/nein
104	46.0%	Serie	gering	Getriebe	ok	ja/nein
105	50.0%	niedrig	hoch	Schiebersteuerung	kalt	ja/nein
106		hoch	gering		ok	ja/nein
107	-21% CO2 ⁽⁷⁾	hoch	gering		ok	ja/nein
108		hoch	gering	Massenausgleich	ok	ja/nein
200	36.1%	hoch	gering		ok	ja/nein
201		hoch	vertretbar	ev. Temperatur Einlass	ok	ja/evtl. ja
202	+25.0% ⁽¹¹⁾	niedrig	hoch	Temperatur Einlass	ok	ja/ja
203		niedrig	hoch	Brennkammer	kalt	ja/nein
204	> 55.0%	niedrig	?	Ventilschaft durch Kolben	ok	ja/nein
300		niedrig	hoch	Regenerator	Brennraum	nein/nein
301	-5% BSFC ⁽³⁾	hoch	hoch	Überhitzer	ok	ja/nein
400	50.0-57.0%	hoch	vertretbar	Regenerator	kalt	-/nein
401		hoch	vertretbar	Wärmetauscher	ok	-/nein
402		niedrig	sehr hoch	isotherme Kompression		/nein
403		niedrig	hoch	Temperatur Einlass	ok	ja/ja
404	55.0-62.0%	niedrig	zu hoch	Reibung, Dichtheit	Brennraum	-/nein
500	57.0%	niedrig	zu hoch	alles	CO, HC?	?
501		hoch	vertretbar		ok	ja/nein
502	33.7% (+1.7%) ⁽¹⁴⁾	hoch	hoch	Zylinderkopf/Stirling	?	ja/nein
503	26.0% ⁽¹⁵⁾	Serie	hoch	Wärmetauscher	ok	ja/ja
504		niedrig	sehr hoch	alles		ja/nein
505	38.0% (Nasa)	Serie	hoch	Überhitzer	++	ja/ja
506		niedrig	vertretbar	Schmierung, Dicht., Kühlung	Brennraum	ja/-
507	50.0%	niedrig		Schiebersteuerung	kalt	ja/nein
600	46.7%/+20.0% ⁽⁴⁾	Serie	vertretbar		ok	
601	mal 2 ⁽⁵⁾	niedrig	zu hoch	Kühlung?	ok	
602		niedrig	zu hoch	Triebwerk	ok	
603	-25% BSFC	niedrig	zu hoch	Kolbenkühlung, Triebwerk	ok	
604	-10% BSFC	hoch	hoch		ok	
605		niedrig	zu hoch	Triebwerk, Dicht., Kolbenkühl.	Brennraum	
606		niedrig	hoch	Reibung	ok	
607		hoch	hoch	Kolbenkühlung	ok	
608		niedrig	hoch	Ventil im Kolben	ok	
609		niedrig	hoch	Kühlung?, Corioliskräfte	ok	
610		Serie	hoch	Abgase, Dichtung, Verbrauch		
611		hoch	hoch	Schiebersteuerung		

Abbildung 5.2: Die Bewertungsmatrix, Teil 2

bestmöglich abgeschätzt. Eine nähere Erläuterung der einzelnen Spalten erfolgt in Abschnitt 5.3.

Funktionalität des Dokuments

Die Erstellung des Dokuments erfolgte mit Hilfe von Microsoft Excel. Um eine möglichst benutzerfreundliche Bedienung zu ermöglichen wird in der Folge kurz auf einige Eigenschaften eingegangen.

Mit jedem der gelisteten Konzepte ist eine eigene Arbeitsmappe mit detaillierten Informationen verbunden. Diese kann durch Anklicken der dreistelligen Nummer des Konzeptes direkt aufgerufen werden.

Um eine benutzerspezifische Ansicht zu ermöglichen, können sowohl Zeilen als auch Spalten ausgeblendet werden. Dazu muss in die erste Zelle der jeweiligen Zeile bzw. Spalte ein „x“ eingefügt werden. Durch Anklicken der entsprechenden Schaltfläche oberhalb der Matrix können die ausgewählten Bereiche ausgeblendet und in der Folge auch wieder eingeblendet werden.

Darüber hinaus enthält die Matrix eine Reihe von zusätzlichen Kommentaren, Fußnoten (siehe Anhang A.1) und Hyperlinks, die sich auch in den konzeptspezifischen Arbeitsblättern wiederfinden.

5.2 Gliederung der Konzepte

Wie bereits zu Beginn des Kapitels angeführt, erforderte die große Anzahl an unterschiedlichen Konzeptideen eine Gliederung in Gruppen. Ein Großteil der Konzepte kann den in Kapitel 3 angeführten Punkten „verlängerte Expansion“, „variables Verdichtungsverhältnis“, „Split-Cycle“ und „Abwärmennutzung“ zugeordnet werden. Da eine Kombination des Split-Cycle-Prinzips mit der Abwärmennutzung als sinnvoll erscheint, wurde diese Variante als weitere Kategorie verwendet. Mehrere gefundene Ideen weichen so stark von einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine ab, dass eine Zuordnung schwer fällt. Als Beispiel sei hier der Stirlingmotor genannt. Diese Konzepte sind in der Gruppe „Sonstiges“ gelistet. Auch bei diesen Ideen wird teilweise auf die in Kapitel 3 angeführten wirkungsgradsteigernden Maßnahmen zurückgegriffen. All jene Maschinen, deren Prozessführung im Prinzip jener des klassischen Verbrennungsmotors entspricht, die jedoch ein spezielles Triebwerk besitzen, befinden sich in der Gruppe „Triebwerkkonzepte“. Darunter fallen z.B. Gegenkolbenmotoren oder auch der Wankelmotor.

Die Gliederung gestaltet sich damit wie folgt:

1. Verlängerte Expansion, variables Verdichtungsverhältnis
2. Split-Cycle (räumliche Trennung von Verdichtung und Verbrennung/Expansion)
3. Abwärmenutzung
4. Split-Cycle + Abwärmenutzung
5. Sonstiges
6. Triebwerkkonzepte

5.3 Bewertungskriterien

Um den Informationsgehalt der Matrix zu maximieren, wurden die Zellen mit möglichst aussagekräftigen Bewertungen gefüllt. Dafür war es notwendig, Spalten mit unterschiedlichen Bewertungskriterien zu verwenden. In der Folge werden die einzelnen Spalten und, falls vorhanden, verwendete Bewertungskennzahlen kurz beschrieben.

Nr ... Jedes Konzept besitzt eine dreistellige Nummer, wobei die erste Ziffer die Zuordnung zur jeweiligen Gruppe beschreibt. Wird eine Konzeptidee von mehreren Erfindern auf sehr ähnliche Art und Weise umgesetzt, so werden diese unter einer Nummer zusammengefasst.

Konzeptname ... Um eine Stichwortsuche zu ermöglichen, werden immer alle mit der Konzeptidee in Zusammenhang stehenden Bezeichnungen bzw. Hersteller/Erfinder angeführt. Weiters beschreiben in vielen Fällen kurze Stichworte die wichtigsten Eigenschaften des Konzepts.

Bewertung ... Diese Spalte gibt eine rein subjektive Bewertung nach dem österreichischen Schulnotensystem (1 = sehr gut, 5 = nicht genügend) wieder. Damit soll das Potenzial der Idee abgeschätzt werden. Eine schlechte Benotung entspricht nicht zwingend einem schlechten Konzept an sich, sondern soll verdeutlichen, dass die gesetzten Effizienzziele mit dieser Ausführung mit großer Wahrscheinlichkeit nicht erreichbar sind.

ϵ ... „Epsilon“ entspricht dem geometrischen Verdichtungsverhältnis der Maschine, welches zur Berechnung des Wirkungsgradpotenziales in der darauffolgenden Spalte herangezogen wird. Ist der Wert unbekannt, so wird für die Berechnung ein Epsilon von 10 bzw. 16 verwendet.

η_{Konzept} ... Der hier angeführte Wirkungsgrad beschreibt das Potenzial der ursprünglichen Idee des Konzepts. Dies bedeutet z.B. im Fall einer verlängerten Expansion, dass eine Entspannung der Verbrennungsgase auf Umgebungsdruck angenommen wird. Weiters wird der Prozessverlauf als adiabat und reibungsfrei betrachtet.

$\eta_{\text{th, geom}}$... Im Vergleich zum vorherigen Wirkungsgrad werden hier die geometrischen Eigenschaften der Maschine berücksichtigt. So erfolgt z.B. eine verlängerte Expansion nur bis zum x-Fachen des Ansaugvolumens und nicht bis auf Umgebungsdruck. Dieser Wirkungsgrad wurde nur dann berechnet, wenn geometrische Daten zum vorliegenden Konzept bekannt waren.

$\eta_{\text{Otto}} (\epsilon)$... Dieser Wert entspricht dem Wirkungsgrad des Otto-Vergleichsprozesses unter Verwendung des jeweils gegebenen Verdichtungsverhältnisses.

$\eta_{\text{e, Hersteller}}$... Sind Angaben über den effektiven Wirkungsgrad der Maschine seitens des Herstellers bekannt, so sind diese hier vermerkt. Da neben absoluten Wirkungsgradangaben oftmals auch Differenzbeträge und prozentuale Verbesserungen verwendet werden, fällt ein Vergleich der einzelnen Konzepte schwer. Zusätzlich ist bei Differenzbeträgen und Verbesserungsangaben in den meisten Fällen die Bezugsbasis unbekannt, wodurch über die absoluten Werte keine Aussagen getroffen werden können.

Technik- und Serienreife ... Mit Hilfe der Spalte „Technik- und Serienreife“ wird das Entwicklungsstadium des jeweiligen Konzepts angegeben. Dabei werden die folgenden Begriffe verwendet:

- *niedrig*: Das Konzept wird rein durch theoretische Angaben und Überlegungen dargestellt; unter Umständen gibt es nicht lauffähige Modelle; kaum Erfahrung mit dieser Technik
- *hoch*: Die Umsetzbarkeit des Konzepts ist denkbar bzw. bereits durch lauffähige Prototypen nachgewiesen; die Abweichungen zu in Serie befindlichen Motoren ist gering
- *Serie*: Die Technik zur Umsetzung gibt es bereits in Serie.

Komplexität und Kosten ... Die Komplexität und die damit verbundenen Kosten sind entscheidend für die Umsetzbarkeit eines Konzepts. Dabei muss untersucht werden, ob durch die erreichbare Wirkungsgradsteigerung der zusätzlich Aufwand vertretbar ist.

- *gering*: Die Veränderungen gegenüber einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine sind sehr gering und können leicht umgesetzt werden.
- *vertretbar*: Der Mehraufwand ist bereits entscheidend, jedoch auf Grund des höheren Wirkungsgrades vertretbar.

- *hoch*: Die Wirkungsgradsteigerung ist im Vergleich zur ansteigenden Komplexität gering und aller Voraussicht nach nicht kostendeckend.
- *sehr hoch/zur hoch*: Die Umsetzung des Konzepts ist zum momentanen Zeitpunkt nicht vorstellbar.

Herausforderung ... Bei einem Großteil der Konzepte ist eine bestimmte Baugruppe für die hohe Komplexität bzw. die fehlende Technikreife verantwortlich. Als Beispiel sei hier das Getriebe eines Turbocompound-Triebwerkes genannt, welches sehr hohe Übersetzungen benötigt. Auch Prozesse, die für die Umsetzung der Konzeptidee notwendig sind, können schwer durchführbar sein, wie z.B. eine isotherme Kompression.

Emissionen ... Da neben der Effizienz vor allem die Emissionen einer Verbrennungskraftmaschine eine große Rolle spielen, soll darauf in dieser Spalte näher eingegangen werden. Auf Grund der für kein Konzept vorliegenden Messwerte und den oft sehr frühen Entwicklungsstadien ist nur eine grobe Abschätzung möglich. Als Einflussfaktoren können vor allem zwei Punkte genannt werden. Einerseits die geringere Abgastemperatur bei der Verwendung einer verlängerten Expansion, wodurch seitens der Abgasnachbehandlung neue Herausforderungen geschaffen werden. Andererseits besitzen mehrere Konzepte einen für eine schadstoffarme Verbrennung äußerst ungünstig geformten Brennraum, wodurch mit höheren Emissionen gerechnet werden muss. Die für diese Spalte verwendete Bewertungsskala lautet wie folgt:

- *ok*: Die Emissionen sind vergleichbar mit jenen eines konventionellen Ottomotors.
- *kalt*: Im Vergleich zu einem konventionellen Ottomotor sind die Abgase deutlich kälter.
- *Brennraum*: Die Gestaltung des Brennraumes ist ungünstig (große Oberfläche, verwinkelt etc).
- *++*: Es kann ein wesentlich besseres Emissionsniveau im Vergleich zu einem konventionellen Ottomotor erwartet werden.

Ottotauglich/kontinuierliche Verbrennung ... Diese Spalte fasst zwei Eigenschaften der betrachteten Konzepte zusammen. Einerseits wird bewertet, ob auf Grund der während des Prozesses auftretenden Zustände ein Betrieb mit Ottokraftstoff möglich ist. Dies ist vor allem in Kombination mit einem Luftverhältnis von 1 wünschenswert, da dadurch eine vergleichsweise einfache Abgasnachbehandlung möglich ist und der Motor weltweit eingesetzt werden kann. Andererseits ist es vor allem auf Grund der Bauteilbelastung von Bedeutung, ob eine kontinuierliche oder diskontinuierliche Verbrennung stattfindet.

5.4 Konzeptspezifische Arbeitsmappen

Für jedes in der Bewertungsmatrix angeführte Konzept existiert eine eigene Arbeitsmappe, welche durch Anklicken der Konzeptnummer direkt aufgerufen werden kann. Darin enthalten sind, soweit vorhanden, die folgenden Punkte:

- Eine Tabelle mit denselben Informationen wie in der Bewertungsmatrix
- Der Dateiname der Matlab-Dateien, mit denen die angegebenen Wirkungsgrade berechnet wurden
- Links zur Website des Herstellers und zu weiterem Anschauungsmaterial
- Die Nummern von Patenten und Offenlegungsschriften
- Verlinkungen zu weiterer Literatur
- Der Ausschlussgrund im Fall, dass ein Konzept nicht weiter verfolgt wird
- Eine kurze Erklärung des Aufbaues und der Arbeitsweise, soweit diese bekannt ist
- Eine Auswahl an vorhandenem Bildmaterial

Die nachfolgende Abbildung 5.3 zeigt beispielhaft den Aufbau dieser Arbeitsmappen.

Turbocompound, Konzept Nr:		104
Konzeptname	Turbocompound (Scania, LaEx)	
Bewertung	4	
egeom	16.0	
ηKonzept	64.2%	
ηth, geom	64.2%	
ηOtto (e) (8)	53.6%	
ηe, Hersteller	46.0%	
Technologie- und Serienreife	Serie	
Komplexität Kosten	gering	
Herausforderung	Getriebe	
Emissionen (12)	ok	
Ottotauglich/kont. Verbrennung	ja/nein	
ηi, Hersteller	0.0%	
ηe, Prüfstand	0.0%	
Leistungs-dichte (pi)	0.0	
ηi, Rechnung	0.0%	

Matlabdateien:
 Berechnung1_otto_laEx
 Berechnung1_otto
 ScaniaTurbocompound

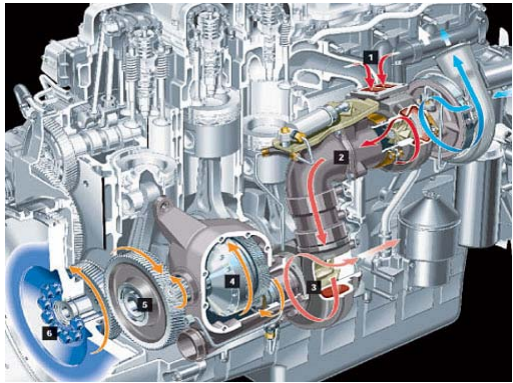
Internetverknüpfung:
<http://www.scania.at/trucks/>

Patente

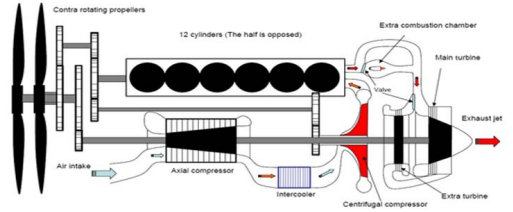
Literatur
[Turbocompounding, Scania.pdf](#)

Ausschlussgrund
 Zu geringer Wirkungsgrad der Turbine; mechanisch zu komplex (Getriebe)
 Ausgeschlossen am: 06.08.2012

Die Abgase eines konventionellen Dieselprozesses werden in einer Nutzturbine entspannt.
 Die Turbinenarbeit wird über ein Stirnradgetriebe in das Triebwerk des Dieselmotors eingebracht.



Nomad 1



Nomad 2

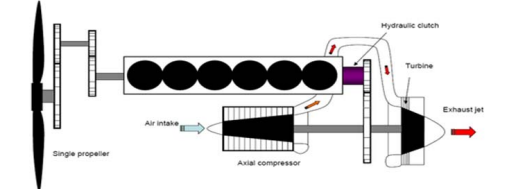


Abbildung 5.3: Beispiel einer konzeptspezifischen Arbeitsmappe

6 Vorstellung der einzelnen Konzepte

Die in Kapitel 5 vorgestellte Bewertungsmatrix enthält alle gesammelten Konzepte in einer übersichtlichen Auflistung. Die in den konzeptspezifischen Arbeitsmappen enthaltenen Informationen sollen nun Inhalt dieses Abschnitts sein. Dabei wird auf die einzelnen Ideen, deren Aufbau und Arbeitsweise sowie deren Realisierbarkeit näher eingegangen. Als Quelle dient die jeweils angegebene Literatur. Es sei darauf hingewiesen, dass die Konzeptbeschreibungen dem Verständnis des Autors entsprechen. Explizite Herstellerangaben werden jeweils hervorgehoben. Am Ende jeder Konzeptbeschreibung wird die im Rahmen dieser Arbeit erarbeitete Bewertung/Einschätzung kurz angeführt.

Nicht Inhalt dieses Abschnitts sind die sogenannten „IVT-Konzepte“, welche in Kapitel 7 erörtert werden. Weiters nicht näher beschrieben werden die in der Matrix angeführten Triebwerkskonzepte sowie nachgeschaltete Prozesse zur Abwärmenutzung, da diese im Rahmen dieses Projektes nicht vertieft betrachtet wurden.

In der Folge wird darauf verzichtet, bei jeder Konzeptbeschreibung die Einträge der Matrix mit anzuführen. Alle zum Zeitpunkt der Verfassung vorhandenen Daten sind in den beiden Abbildungen der Bewertungsmatrix ersichtlich (Abbildung 5.1 und 5.2).

6.1 Konzepte mit langer Expansion bzw. variabler Verdichtung

6.1.1 Lange Expansion durch veränderten Kurbeltrieb

Honda EXlink, Patent Nelson

Verwendete Literatur: [18], [23], [24]

Das von Honda entwickelte EXlink-Triebwerk nutzt das Prinzip einer zusätzlichen, mit halber Kurbelwellendrehzahl rotierenden Welle, die mit Hilfe einer entsprechend übersetzten Zahnradstufe direkt von der Kurbelwelle angetrieben wird. Die Anbindung geschieht durch ein zweites Pleuel und ein spezielles Verbindungsstück, dem sogenannten „Trigonal Link“. Die exzentrischen Lagerungen des Pleuels auf der Hilfswelle und des Verbindungsstückes auf der Kurbelwelle führen zu einer Verlängerung des Hubes

bei jeder zweiten Umdrehung. Damit kann ein Hubverlauf vergleichbar zu jenem in Abbildung 3.5 dargestellt werden.

Diese Idee wurde bereits im Jahr 1985 von Carl Nelson patentiert. Der grundsätzliche Aufbau ist in Abbildung 6.1 dargestellt und entspricht jenem des Honda EXlink.

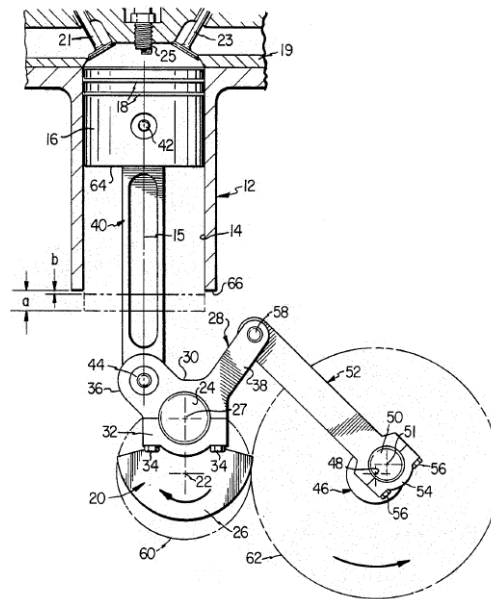


Abbildung 6.1: Patentiertes Triebwerk von Carl Nelson [18]

Laut Honda verfügt der Motor über ein Verdichtungsverhältnis von 12,2 und ein Expansionsverhältnis von 17,6, wodurch ein Volumenverhältnis von 1,44 auftritt [24]. Die Matlabberechnung ergibt mit diesem Verdichtungsverhältnis und einer Expansion bis auf Umgebungsdruck einen idealen Konzeptwirkungsgrad von 61,8 %. Wird jedoch das geometrische Expansionsverhältnis der Maschine miteinbezogen, so beträgt der Wirkungsgrad nur mehr 54,9 %. Der Otto-Vergleichsprozess mit demselben Verdichtungsverhältnis erreicht einen Wirkungsgrad von 50 %, womit sich eine theoretische Steigerung um etwa fünf Prozentpunkte ergibt.

Das Triebwerk von Honda ist unter den vorgestellten eines der wenigen, welches bereits in Serie läuft. Dabei handelt es sich jedoch nicht um einen PKW-Motor, sondern um einen gasbetriebenen Stromerzeuger für Haushalte. Der angegebene Wirkungsgrad beträgt nur 26,2 %, wobei Honda diese Zahl als „Power Generation Efficiency“ deklariert, deren Definition nicht näher bekannt ist [24].

In Abbildung 6.2 ist sowohl der Aufbau des Systems als auch der Prozessverlauf abgebildet. Eine weitere Skizze des Triebwerkes ist in Kapitel 3 in Abbildung 3.7 zu sehen.

6.1 Konzepte mit langer Expansion bzw. variabler Verdichtung

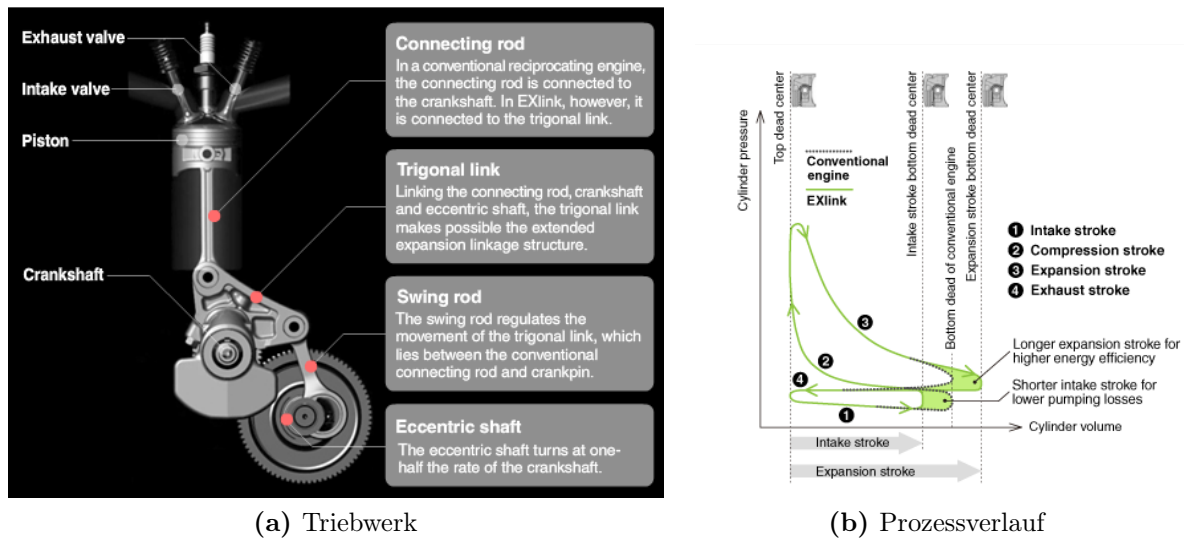


Abbildung 6.2: Honda EXlink [24]

Bewertung: Das Triebwerk von Honda ist bereits in Serie und somit technisch realisierbar. In der Folge können sowohl die Komplexität als auch die Kosten als gering eingeschätzt werden. Eine zusätzliche Herausforderung entsteht durch die Notwendigkeit eines Massenausgleiches 0,5-ter Ordnung. Auf Grund der Ausführung als gasbetriebener Saugmotor ist ein relativ hohes Verdichtungsverhältnis umsetzbar. Trotz des Potenzials einer verlängerten Expansion ist der angegebene Wirkungsgrad sehr gering.

AUDI

Verwendete Literatur: [3]

In einer Offenlegungsschrift vom Januar 2012 stellt die AUDI AG ein System mit einem vergleichbaren Aufbau vor. Das Triebwerk ist sehr ähnlich zu jenem des Honda EXlink und basiert auf demselben mechanischen Prinzip. Der Inhalt der Offenlegungsschrift behandelt vor allem eine Möglichkeit des Massenausgleiches, da auf Grund der zusätzlichen Welle Massenkräfte 0,5-ter Ordnung entstehen. Eine Skizze des Triebwerkes ist in Abbildung 6.3 dargestellt.

Das Wirkungsgradpotenzial der Konzeptidee entspricht jenem des Honda EXlink. Der etwas geringere Wert von η_{Konzept} ist dem angenommenen Verdichtungsverhältnis von 10 geschuldet, da AUDI keinen speziellen Wert angibt. Ein geometrischer Wirkungsgrad kann in diesem Fall nicht berechnet werden, da die Offenlegungsschrift keine Maße der Maschine enthält.

Bewertung: Das Prinzip entspricht grundsätzlich jenem des Honda EXlink, wodurch dieselben Annahmen getroffen werden können.

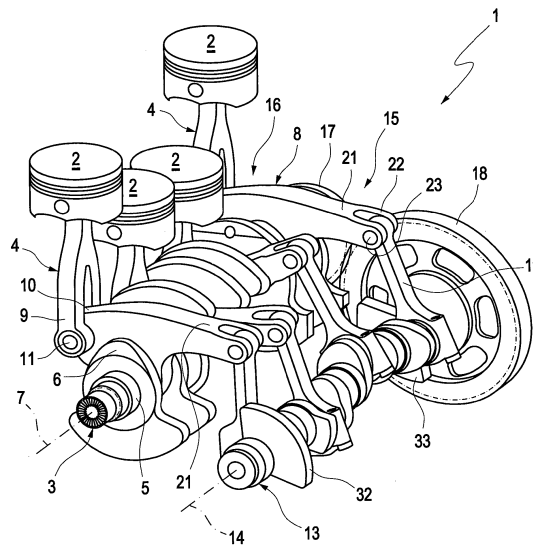


Abbildung 6.3: Triebwerk zur Umsetzung einer verlängerten Expansion inklusive Massenausgleich von AUDI [3]

Austin

Verwendete Literatur: [4], [42]

Das Patent von Walter Austin aus dem Jahr 1918 enthält die Idee zu einem Kurbeltrieb, bei dem eine verlängerte Expansion durch einen mit halber Kurbelwellendrehzahl rotierenden Exzenter am Kurbelzapfen ermöglicht wird. Abbildung 6.4 zeigt eine Skizze dieses Kurbelzapfens und der darin enthaltenen Mechanik.

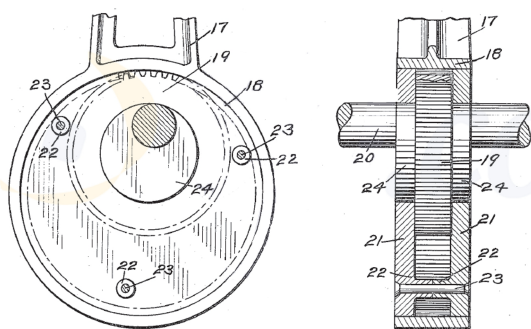


Abbildung 6.4: Kurbelzapfen mit rotierendem Exzenter [4]

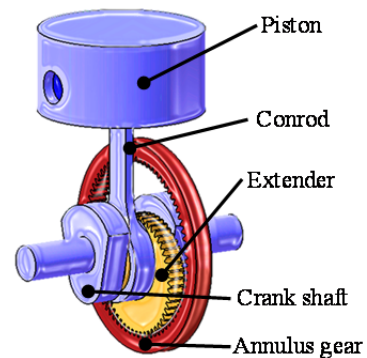


Abbildung 6.5: 3D-Skizze des beschriebenen Kurbeltriebes [42]

Das Wirkungsgradpotenzial der Konzeptidee entspricht jenem von Honda bzw. AUDI. In welcher Höhe eine verlängerte Expansion tatsächlich möglich ist, lässt sich jedoch schwer abschätzen. Als begrenzende Größe kann der Durchmesser des Pleuelauges gesehen werden, da dieser mit steigendem Hubverhältnis immer größer werden muss.

Bewertung: Eine Umsetzung dieses Prinzips ist generell denkbar. Dabei ist nicht anzunehmen, dass größere konstruktive Schwierigkeiten auftreten. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass nur eine begrenzte Verlängerung des Expansionshubes möglich sein wird.

Atkinson (Knickpleuel)

Verwendete Literatur: [2], [25]

Neben den hinlänglich bekannten Steuerzeiten (verlängerte Expansion durch spätes Schließen des Einlassventiles) gibt es von James Atkinson auch ein spezielles Triebwerk zur Umsetzung einer langen Expansion. Diese als „Atkinson Cycle Engine“ bezeichnete Maschine verwendet dafür zwei in Reihe angeordnete Pleuel, deren Verbindungspunkt mit einer Schwinge gekoppelt ist. Durch die vorhandene Kinematik kann ein vollständiger Viertaktzyklus während nur einer Kurbelwellenumdrehung durchgeführt werden, wobei jeder zweite Hub länger ausfällt. Das Verhältnis von Expansion zu Kompression beträgt hierbei 1,78 [25]. In Abbildung 6.6 ist die Kinematik der Maschine skizziert. Dabei bezeichnen C und E die beiden Verbindungsstangen bzw. Pleuel und H die Schwinge. Während jeder Umdrehung der Kurbelwelle wandert der Punkt G der Schwinge einmal von oben nach unten und zurück. Durch Verschieben von Punkt I ist auch hier eine Variation von Epsilon möglich.

Bewertung: Im Vergleich zum Konzept von Austin ist die konstruktive Umsetzung im vorliegenden Fall bei gleichbleibendem Potenzial komplizierter, da ein aufwendiger Massenausgleich notwendig wird.

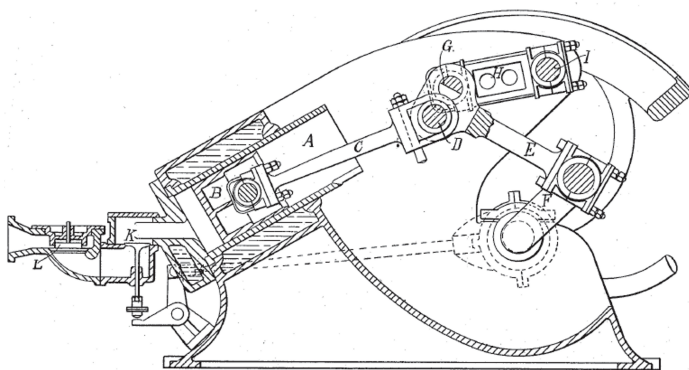


Abbildung 6.6: Aufbau der „Atkinson Cycle Engine“ [2]

6.1.2 Lange Expansion durch nachgeschaltete Expansionsmaschine

5-Takt-Motor

Verwendete Literatur: [1], [26], [27], [40]

Soll der Raum für ein größeres Expansionsvolumen nicht durch einen längeren Expansionshub bereitgestellt werden, so kann ein zusätzlicher Expansionszylinder nachgeschaltet werden. Dieses Prinzip verwendet der sogenannte 5-Takt-Motor von Gerhard Schmitz. Die Maschine besteht aus zwei kleinen Arbeitszylindern, einem Niederdruckexpansionszylinder und einem Turbolader zur Vorverdichtung. Am Ende des konventionellen Expansionstaktes im Arbeitszylinder öffnet das Auslassventil, wodurch die noch nicht vollständig expandierten Verbrennungsgase über einen Überströmkanal in den zusätzlichen Zylinder gelangen. Dort kann eine weitere Expansion stattfinden. Da für zwei Arbeitszylinder nur ein Expansionszylinder zur Verfügung steht, ist es möglich, diesen im Zweitaktverfahren zu betreiben. Die geleistete Arbeit aller Zylinder wird auf eine gemeinsame Kurbelwelle übertragen. Darstellungen des Motors sind in den Abbildungen 6.7 und 6.8 zu sehen.

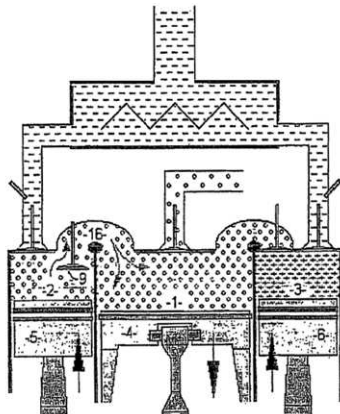


Abbildung 6.7: Skizze des 5-Takt-Motors im Moment des Überschiebens [40]

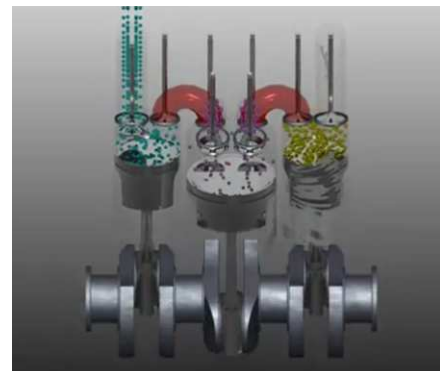


Abbildung 6.8: 3D-Darstellung des Triebwerks [26]

Aus thermodynamischer Sicht wird sowohl durch einen speziellen Kurbeltrieb als auch durch einen zusätzlichen Zylinder der Prozessverlauf in gleicher Weise verändert. Dadurch entspricht das theoretische Wirkungsgradpotenzial dem der zuvor vorgestellten Konzepte. Durch den zusätzlichen Zylinder ist jedoch die Länge der Expansion flexibler gestaltbar.

Ein Prototyp des 5-Takt-Motors existiert seit mehreren Jahren und es sind sowohl Ergebnisse aus Simulationen als auch von Prüfstandsläufen vorhanden. Die Motordaten und die erreichten spezifischen Verbräuche werden in der Folge kurz dargestellt.

Tabelle 6.1: Simulationsergebnisse aus dem Jahr 1999 [1] sowie Ergebnisse des Prüfstandbetriebes von 2007 [27], beides durchgeführt von der Firma Ilmor Engineering LTD

	Simulation	Prüfstand
Gesamthubraum in cm ³	995	1478
Hubraum Arbeitszylinder in cm ³	2x 150	2x 350
Hubraum Niederdruckexpansionszylinder in cm ³	655	778
Ladedruck in bar	3,2	3
Verdichtungsverhältnis Arbeitszylinder	k.A.	7:1
Expansionsverhältnis Expansionszylinder	k.A.	1:25
Globales Expansionsverhältnis ^a	k.A.	1:14
Spezifischer Verbrauch bei Volllast in g/kWh	200	226
Wirkungsgrad in % (Annahme: H _u = 42500 kJ/kg)	42,35	37,48

^a Während des Überschiebevorgangs bewegt sich der Kolben des Niederdruckzylinders bereits wieder nach unten. Aus diesem Grund kann nur ein Teil des Kolbenweges zur Expansion genutzt werden.

Im Fall der Simulation wurde zu Vergleichszwecken ein 1,2l Viertaktmotor betrachtet. Dabei ergaben sich sowohl bei Volllast als auch im Niedriglastbereich Vorteile im spezifischen Verbrauch von etwa 20% [1]. Zusätzlich zu den Ergebnissen aus dem Jahr 1999 wurde 2009 eine weitere Simulation durchgeführt. Dabei wurde abermals ein spezifischer Verbrauch von 200 g/kWh erreicht.

Bewertung: Vorteilhaft an diesem Konzept ist, dass bereits ein lauffähiger Prototyp existiert und die damit erreichten Wirkungsgrade plausibel erscheinen. Dasselbe Potenzial kann durch einen speziellen Kurbeltrieb erreicht werden, jedoch ist im vorliegenden Fall die Länge der Expansion flexibler gestaltbar. Als Nachteil sind die auftretenden Überströmverluste sowie die zusätzlichen Wärmeverluste zu nennen. Fraglich ist weiters, ob die Verwendung eines zusätzlichen Zylinders nicht gleichzeitig mit einem Betrieb nach dem Split-Cycle-Prinzip und den damit verbundenen Vorteilen kombiniert werden sollte.

Seneca/Oberzom

Verwendete Literatur: [41]

Das Konzept der Firma Oberzom SA verwendet ebenfalls mehrere Zylinder, die in diesem Fall jedoch durch bewegliche Schieber anstatt durch Ventile miteinander verbunden sind. Die Kraftstoffeinspritzung und Verbrennung findet nur in den beiden äußeren Zylindern statt, die dabei sowohl im Zwei- als auch im Viertaktverfahren

betrieben werden können. Der zusätzliche mittlere Zylinder dient der Verlängerung der Expansion und besitzt aus diesem Grund ein deutlich geringeres Totvolumen.

Soll eine verlängerte Expansion stattfinden, so kann nach der in einem der äußeren Zylinder durch eine Zündvorrichtung gestarteten Verbrennung der zugehörige Schieber betätigt werden. Dadurch wird neben dem Volumen des Arbeitszylinders auch jenes des Expansionszylinders für die Entspannung der Verbrennungsgase verwendet.

Eine Möglichkeit zur Aufladung besteht durch eine Verdichtung der Ladeluft im Kurbelgehäuse, da alle drei Zylinder mit 0 bzw. 360° Kurbelwinkelversatz angeordnet sind und sich somit synchron bewegen. Mit der Aufladung einher geht jedoch eine Reduzierung des umsetzbaren Volumenverhältnisses γ_v . Weiters kann mit der im Kurbelgehäuse verdichteten Luft eine Spülung der Zylinder durchgeführt werden.

Abbildung 6.9 zeigt den Aufbau dieses Konzepts. Gut erkennbar sind dabei die beiden Schieber (G) und die Anordnung der einzelnen Kolben, welche zu einer synchronen Bewegung führt.

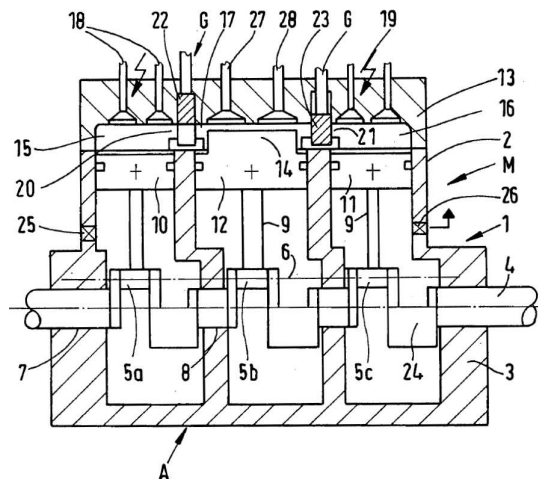


Abbildung 6.9: Aufbau des Konzepts der Firma Oberzom SA [41]

Bewertung: Bezüglich des erreichbaren Wirkungsgradpotenziales gelten dieselben Überlegungen wie beim 5-Takt-Motor. Als Herausforderung kann jedoch die Steuerung mit Hilfe von Schiebern betrachtet werden.

Turbocompound Scania

Verwendete Literatur: [32]

Anstatt der Nachschaltung eines zusätzlichen Zylinders kann zur weiteren Expansion auch eine Strömungsmaschine verwendet werden. Eingesetzt wird diese Variante in ausgewählten LKW-Motoren der Firma Scania. Dabei wird dem konventionellen Turbolader eine Nutzturbine nachgeschaltet, welche die heißen Abgase weiter entspannt

und die abgegebene Leistung über ein Getriebe an die Kurbelwelle abgibt.

Laut Scania arbeitet die verwendete Turbine mit einer Drehzahl von 55.000 U/min und kühlt die nach dem Turbolader immer noch rund 600 °C heißen Abgase auf unter 500 °C ab. Mit Hilfe des Getriebes und einer Hydraulikkupplung wird die Drehzahl der Turbinenwelle auf etwa 1.900 U/min gesenkt und die Leistung über die Steuerräder an die Kurbelwelle des Motors abgegeben.

Abbildung 6.10 zeigt den Abgasstrang mit integrierter Nutzturbine eines LKW-Motors von Scania. Dabei ist das zur Übersetzung verwendete Getriebe gut erkennbar.

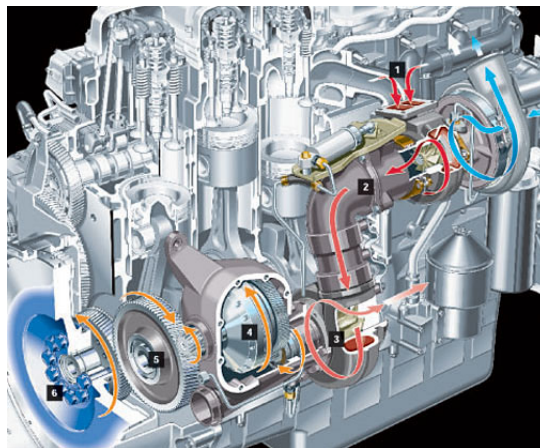


Abbildung 6.10: Turbocompound-Turbine von Scania [32]

Bewertung: Diese Lösung ist bereits in Serie und besitzt somit eine hohe Technik- und Serienreife. Fraglich ist die Höhe des Wirkungsgradgewinns, da keine Angaben vorliegen und die zusätzliche Strömungsmaschine verlustbehaftet arbeitet. Als mechanische Herausforderung kann die hohe Übersetzung des Getriebes gesehen werden, welche im vorliegenden Fall jedoch bewältigt wurde.

6.1.3 Variable Verdichtung

Als Beispiele für die Umsetzung einer variablen Verdichtung werden an dieser Stelle die Konzepte von Gomecsys und MCE-5 Development vorgestellt.

Gomecsys

Verwendete Literatur: [33]

Das niederländische Unternehmen Gomecsys versucht durch eine spezielle Konstruktion der Kurbelwelle sowohl eine Anpassung des Verdichtungsverhältnisses als auch eine Verlängerung des Expansionshubes umzusetzen. Kernelemente sind dabei Exzenter, die im unteren Pleuelauge sitzen und sich relativ zur Kurbelwelle drehen können.

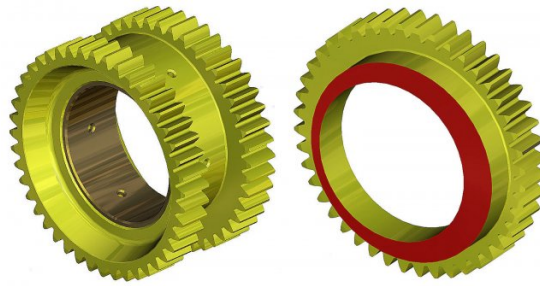


Abbildung 6.11: Exzentrischer Ring des Gomecsys-Triebwerks mit außenliegendem Zahnkranz [33]

Abbildung 6.11 zeigt eines dieser Elemente, wobei die Exzentrizität anhand der roten Fläche gut erkennbar ist.

Durch den an der Außenseite angebrachten Zahnkranz und das in Abbildung 6.12 ersichtliche Getriebe werden die Exzenter mit halber Kurbelwellendrehzahl bewegt. Dadurch wird die Kolbenposition sowohl durch die Kurbelwelle als auch durch den Exzenter bestimmt. Als Resultat ergibt sich ein Hubverlauf, der sich nur alle 720 °KW wiederholt und jenem in Abbildung 3.5 ähnlich ist. Damit kann laut Gomecsys eine Verlängerung der Expansion um das 1,1-Fache erreicht werden.

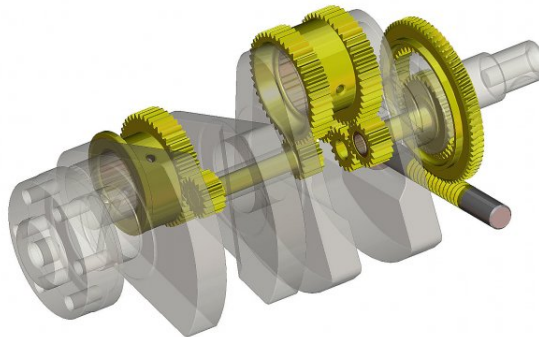


Abbildung 6.12: Triebwerk von Gomecsys [33]

Mit Hilfe eines Stellmotors ist es möglich, die Phasenlage zwischen Exzenter und Kurbelwelle zu verstellen, wodurch eine Variation des Verdichtungsverhältnisses möglich ist ($\varepsilon = f(\varphi)$). Gomecsys gibt dabei Werte von minimal 8:1 bei Vollast bis maximal 16:1 bei niedrigen Lasten an. Durch das geringe Verdichtungsverhältnis bei hohen Lasten lässt sich eine hohe Aufladung des Motors realisieren. Die Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses von der Phasenlage des Exzenters ist in Abbildung 6.13 veranschaulicht.

Bei näherer Betrachtung des konstruktiven Aufbaues der Maschine fällt auf, dass zum Antrieb der einzelnen Exzenter eine hohle Kurbelwelle notwendig ist.

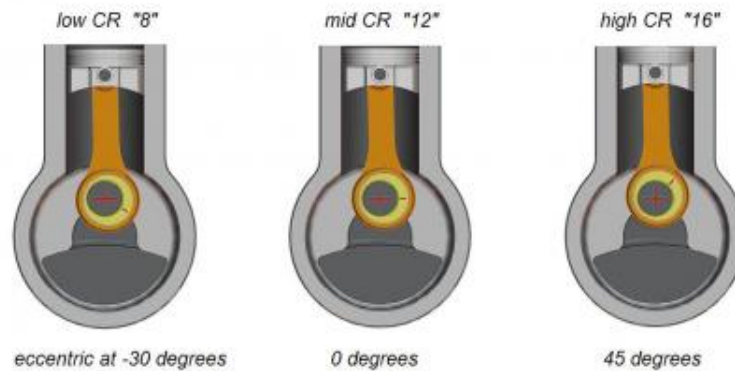


Abbildung 6.13: Variation von Epsilon durch Verdrehung des Exzenters [33]

Den Angaben des Herstellers zufolge ist bereits ein Versuchsfahrzeug mit der oben beschriebenen Technik in Betrieb. Die durchgeführten Messungen ergaben dabei eine Verbrauchseinsparung von bis zu 18 % im Neuen Europäischen Fahrzyklus.

Bewertung: Die mechanische Herausforderung dieses Konzepts liegt in erster Linie in der Konstruktion einer hohlen Kurbelwelle. Der relativ geringen Verlängerung des geometrischen Expansionshubes steht ein großes Potenzial durch die Variabilität der Verdichtung gegenüber, wodurch vor allem die Wirkungsgrade in der Teillast gesteigert werden können (vgl. Abbildung 3.10).

MCE-5 Development

Verwendete Literatur: [31]

Zur Erreichung eines variablen Verdichtungsverhältnisses kommt beim als VCRI bezeichneten Konzept von MCE-5 ein völlig neuer Aufbau des Pleuellagergehäuses zum Einsatz. Dabei ist der Pleuellager nicht direkt mit einem Pleuellager verbunden, sondern mit einer als „Piston rack“ bezeichneten Zahnstange verschraubt, welche mit einem oszillierenden Zahnrad („Gear wheel“) in Verbindung steht. Dieses kann durch einen hydraulischen Aktuator in Form eines weiteren Pleuellagers über eine zweite Zahnstange („Control rack“) verdreht werden. Dadurch wird der Pleuellager zusätzlich zu seiner oszillierenden Bewegung nach oben bzw. unten geschoben und somit das vorherrschende Verdichtungsverhältnis verändert. Über ein konventionelles Pleuellager ist die Achse des Zahnrades mit der Pleuellagerpleuelstange verbunden und gibt die vom Pleuellager geleistete Arbeit an diese weiter. Da pro Pleuellager ein eigener Aktuator verbaut ist, lässt sich das Verdichtungsverhältnis für jeden Pleuellager separat anpassen. Jeder der Aktuatoren kann um 13 Millimeter in der Höhe variiert werden. Damit ist laut MCE-5

eine stufenlose Veränderung des Verdichtungsverhältnisses im Bereich von 6,1:1 bis zu 15,1:1 machbar.

Ein Prototyp des Motors ist seit einiger Zeit in Betrieb und wird bereits in einem Testfahrzeug eingesetzt. Die angegebenen Messwerte weisen ein CO₂-Einsparungspotenzial von 11 % gegenüber einem konventionellen DI-Ottomotor aus. Eine Verbesserung von bis zu 21 % wird in Aussicht gestellt.

Abbildung 6.14 zeigt einen Schnitt durch den Motorblock des Konzepts. Dabei sind gut die parallel zu den Arbeitszylindern angeordneten Aktuatoren und das zur Verbindung verwendete Zahnrad („Gear wheel“) erkennbar.

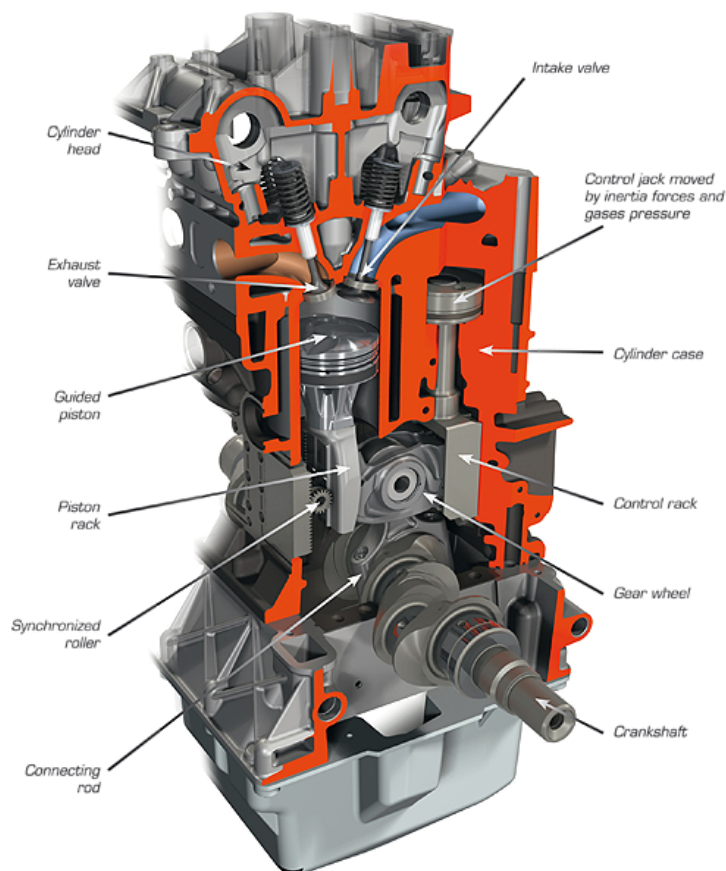


Abbildung 6.14: Schnitt durch den Motorblock der MCE-5 VCRi Engine [31]

Bewertung: Ungeachtet der Vielzahl an neuen Bauteilen ist diese Konzeptidee bereits seit einiger Zeit in einem Versuchsfahrzeug verbaut, wodurch die technische Realisierbarkeit gegeben scheint. Die Verbesserungen des Konzepts beschränken sich auf Grund der nicht vorhandenen verlängerten Expansion bei Volllast auf den Teillastbereich. Interessant erscheint in weiterer Folge, dass die Variation des Verdichtungsverhältnisses zylinderspezifisch erfolgen kann.

6.2 Konzepte nach dem Split-Cycle-Prinzip

Dieser Abschnitt stellt einige Konzepte vor, die einen getrennten Kompressions- und Arbeitsraum verwenden. Dabei gibt es neben einer Verbrennung im Zylinder auch die Möglichkeit, die Verbrennung außerhalb des Zylinders in einer Brennkammer durchzuführen. Wird der theoretische Wirkungsgrad der Konzeptidee betrachtet, so ist dieser identisch mit jenem der verlängerten Expansion und beträgt bei einem Verdichtungsverhältnis von 10 knapp 60 %.

Scuderi Engine

Verwendete Literatur: [21], [22], [34]

Die Entwicklung dieses Motors wird von der amerikanischen Scuderi-Group bereits seit mehreren Jahren vorangetrieben. Dabei soll durch eine Anwendung des Split-Cycle-Prinzips eine Verbesserung sowohl seitens des Wirkungsgrades und Verbrauches als auch im Bereich der Abgasemissionen erreichbar sein.

Der grundsätzliche Aufbau der Maschine mit der Verwendung von zwei getrennten Zylindern entspricht jenem in Abschnitt 3.5. Dadurch ist es möglich, den Verdichtungsraum kühler als den Verbrennungsraum zu gestalten und somit sowohl die Kompressionsarbeit als auch die Wärmeverluste während der Verbrennung und Expansion zu verringern. In weiterer Folge wird durch eine Verkleinerung des Kompressionszylinders gegenüber dem Verbrennungszylinder eine Verlängerung der Expansion möglich.

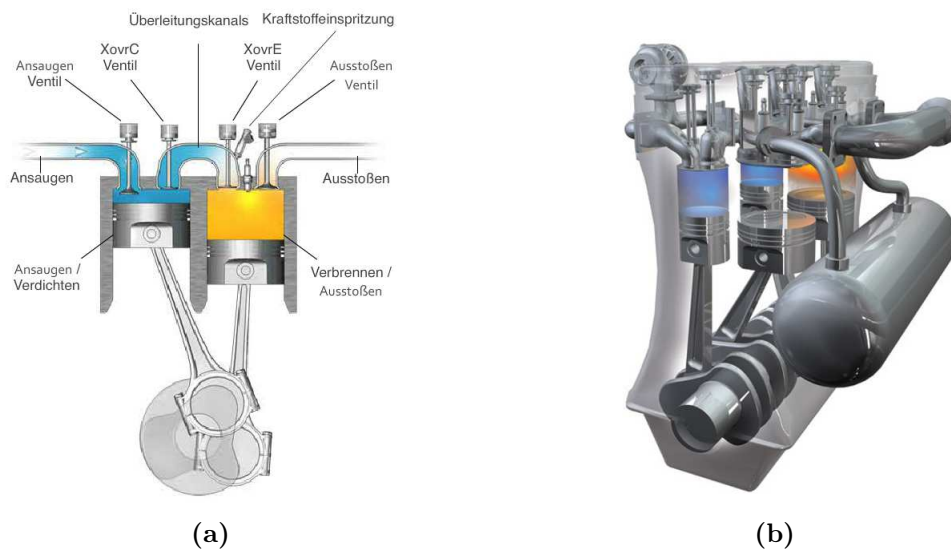


Abbildung 6.15: Schnitt durch die Scuderi Engine (a), 3D-Darstellung der Maschine (b) [34]

Zum Überschieben der komprimierten Frischluft aus dem Kompressionszylinder in den Arbeitszylinder wird ein Überleitungskanal verwendet, welcher an beiden Enden mit Hilfe von Ventilen verschlossen werden kann. Durch eine entsprechende Steuerung dieser sogenannten „Crossover Valves“ (in Abbildung 6.15a als „XovrC“ und „XovrE“ bezeichnet) und den im weiteren Verlauf beschriebenen Kurbelwinkelversatz der Zylinder wird versucht, das Druckniveau im Überströmkanal annähernd auf einem konstanten Niveau zu halten. Im Gegensatz zu den konventionell öffnenden Ventilen zum Ansaugen des Frischgases und zum Ausschleiben der Abgase sind die Ventile im Überströmkanal dermaßen gestaltet, dass eine Öffnung nach außen erfolgt. Damit kann das Ventil auch dann offengehalten werden, wenn sich der Kolben im oberen Totpunkt befindet und in der Folge fast die gesamte im Zylinder vorhandene Masse ausgeschoben werden. Der Kompressionskolben eilt dem Arbeitskolben etwas nach. Dies hat zur Folge, dass beim Öffnen der Crossover-Ventile die durch die Abwärtsbewegung des Arbeitskolben angesaugte Luft durch die nach wie vor stattfindende Aufwärtsbewegung des Kompressionskolbens nachgeliefert wird, wodurch der Druck im Überströmkanal konstant bleibt. Um eine ideale Gestaltung des Prozessverlaufes zu ermöglichen, wird weiters eine vollvariable Ventilsteuerung mit luftgefederten Ventilen („pneumatischer Ventiltrieb“) verwendet.

Der Arbeitszylinder der Maschine wird im Zweitaktverfahren betrieben. Damit wird bei jeder Kurbelwellenumdrehung Arbeit geleistet. Dieser Vorteil relativiert sich jedoch durch den zusätzlichen Kompressionskolben, wodurch die gesamte Maschine mit einem Viertaktmotor verglichen werden kann. Das geometrische Verdichtungsverhältnis des Kompressionszylinders beträgt laut Scuderi 75:1, wodurch im Überleitungskanal Drücke von über 50 bar bei einer Ausführung als Saugmotor und von über 100 bar bei der Verwendung eines Turboladers erreicht werden [21].

Ein spezielles Merkmal der Scuderi Engine ist die deutlich nach dem oberen Totpunkt stattfindende Verbrennung. Diese thermodynamisch ungünstige Verbrennungslage wird in Kauf genommen, um ein Einströmen des komprimierten Frischgases in den Arbeitszylinder erst nach dem oberen Totpunkt zu ermöglichen. Damit kann eine zusätzliche Kompression durch den Arbeitszylinder vermieden werden.

Aufgrund des hohen vorherrschenden Drucks im Überströmkanal kommt es beim Einströmen in den Arbeitszylinder zu starken Turbulenzen. Diese sind die Grundlage für das rasche Stattfinden einer Gemischbildung und für eine extrem kurze Verbrennungsdauer von etwa 15 °KW [21]. Die Qualität der Gemischbildung ist auf Grund des sehr kurzen Zeitraumes jedoch fraglich.

Laut der Scuderi-Group erreicht der betriebene Prototyp einen Bestpunktverbrauch von 233 g/kWh [22]. Bei Annahme eines unteren Heizwertes von 42800 kJ/kg entspricht dies einem effektiven Wirkungsgrad von circa 36 %. Diese Werte ergeben sich mit einer Kraftstoffeinspritzung in den Überströmkanal und bei Verwendung eines Ladedruckes von 3,2 bar. Weiters wird ein Gesamtwirkungsgrad des Turboladers von 40 % angenommen. Eine Steigerung des Wirkungsgrades ist laut Hersteller durch die Umstellung auf eine direkte Einspritzung sowie eine weitere Erhöhung des Ladedrucks

sowie Spitzendrucks möglich. Auch der Einsatz eines Wärmetauschers ist denkbar.

Eine zusätzliche Variante des Konzepts verwendet ein Druckluft-Hybrid-System und besitzt einen zwischen den beiden Zylindern angeordneten Drucklufttank. Damit ist es möglich, den Arbeitszylinder z.B. beim Bremsen zu deaktivieren und mit Hilfe des Kompressionszylinders den Tank zu füllen. Damit ergeben sich in der Folge mehrere Betriebsmodi [34]:

- *“Druckluft-Arbeitsmodus mit Verbrennung“*: Der Arbeitszylinder wird nur aus dem Drucktank mit Luft versorgt, der Kompressionszylinder ist deaktiviert und verbraucht somit keine Kompressorleistung. Eine Verbrennung im Arbeitszylinder findet normal statt.
- *“Druckluft-Arbeitsmodus ohne Verbrennung“*: Auch in diesem Modus ist der Kompressionszylinder deaktiviert, jedoch findet auch keine Verbrennung statt. Der Motor entspricht somit einem reinen Druckluftmotor.
- *“Normaler Arbeitsmodus mit Aufladung des Druckluftbehälters“*: Beide Zylinder sind in Betrieb, eine Verbrennung findet statt. Die komprimierte Luft aus dem Kompressionszylinder versorgt sowohl den Arbeitszylinder als auch den Drucklufttank.
- *“Druckluft-Lademodus“*: Der Arbeitszylinder ist deaktiviert, der Kompressionszylinder wird zur Füllung des Lufttanks verwendet. Dieser Modus ist vor allem im Schubetrieb und beim Bremsen interessant.

Eine Skizze dieses Druckluft-Hybrid-Systems zeigt Abbildung 6.16.

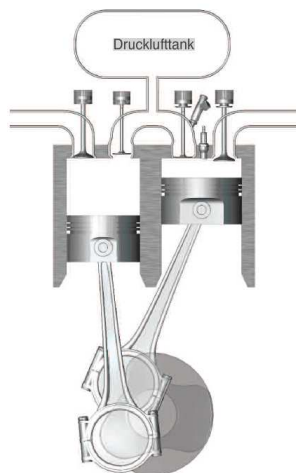


Abbildung 6.16: Druckluft-Hybrid-System von Scuderi [22]

Bewertung: Das Prinzip der Scuderi Engine erscheint grundsätzlich sehr interessant, jedoch sind mit der momentan vorliegenden Konfiguration relativ geringe Wirkungsgrade verbunden. Als vorteilhaft ist zu werten, dass bereits ein lauffähiger Prototyp vorhanden ist und eine Umsetzung des Konzepts somit prinzipiell denkbar ist. Zusätzlich hervorzuheben ist die sehr kurze Verbrennungsdauer, die bei Prüfstandsversuchen bereits nachgewiesen werden konnte. Ohne dieser Eigenschaft ist anzunehmen, dass die sehr späte Lage der Verbrennung zu starken Wirkungsgradeinbußen führt.

META K-Motor

Verwendete Literatur: [13]

Der grundsätzliche Aufbau des von der Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH entwickelten K-Motors entspricht ebenfalls dem Split-Cycle-Prinzip. Größter konstruktiver Unterschied ist, dass mit Hilfe eines zusätzlichen Kolbens das Volumen des Überströmkanals minimiert werden kann. Dadurch ist es möglich, den dort vorhandenen Schadraum zu verringern und die komprimierte Frischluft fast vollständig in den Arbeitszylinder zu pressen. Weiters sollen die thermischen Verluste sowie die auftretenden Strömungsverluste minimiert werden können.

Laut der META GmbH kann die Maschine mit zwei verschiedenen Verfahren betrieben werden. Einerseits soll es möglich sein, durch die Verwendung einer indirekten Einspritzung in den Überströmkanal eine ausgezeichnete Homogenisierung des Brennstoff-Luft-Gemisches zu erreichen. Dieses kann in der Folge durch entsprechende Abstimmung des vom Kompressionszylinder erzeugten Druckes zur Selbstzündung gebracht werden. Als zweite Möglichkeit ist eine Direkteinspritzung denkbar. Dabei wird der Kraftstoff jedoch mit dem im Arbeitszylinder vorhandenen Restgas vermischt, welches nicht zündfähig ist. Erst durch das Einströmen der frischen Luft aus dem Überströmkanal kommt es zur Zündung des zu diesem Zeitpunkt bereits gut homogenisierten Kraftstoff-Restgas-Gemisches. Beide Varianten sollen damit eine Bildung von Ruß und anderen Partikeln verhindern.

Im Gegensatz zu Kompressions- und Arbeitskolben, die beide direkt mit der Pleuellwelle verbunden sind, wird der Überströmkolben mit Hilfe eines Nockens angetrieben. Zur Steuerung der Ladungsbewegung zwischen Kompressions- und Arbeitszylinder sind Ventile notwendig, welche durch den Überströmkolben geführt werden (vgl. Abbildung 6.17). Ob eine derartige mechanische Umsetzung durchführbar ist bleibt jedoch unklar.

Mit der in [13] angegebenen verlängerten Expansion mit $\gamma_v = 2,5$ wird laut Hersteller ein effektiver Wirkungsgrad von über 55 % erreicht. Nähere Angaben sind dazu jedoch nicht bekannt.

Ein weiteres Konzept der META GmbH, welches in dieser Arbeit nicht näher beschrieben wird, kombiniert das Split-Cycle-Prinzip mit einer Brennkammer und quaderförmigen Kolben. Eine Beschreibung der Maschine ist in [14] angeführt.

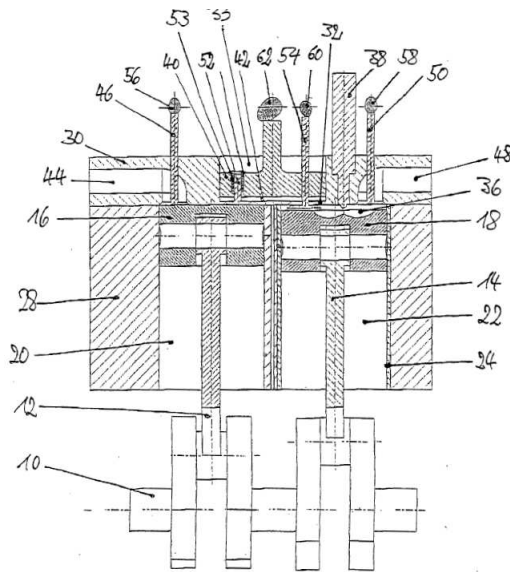


Abbildung 6.17: Schnitt durch den META
K-Motor [13]

Bewertung: Der angegebene Wirkungsgrad von über 55% erscheint sehr optimistisch und liegt weit über den Werten der zuvor analysierten Scuderi Engine. Die Verwendung eines Überströmkolbens verringert einerseits den vorhandenen Schadraum, führt jedoch andererseits zu einer mechanischen Herausforderung auf Grund der komplizierten Ventilfeuerung. Weiters entfällt dadurch der Möglichkeit einer Wärmerückführung in den Prozess.

MDI Luftmotor

Verwendete Literatur: [17], [35], [36]

Das Konzept des Unternehmens MDI S.A aus Luxemburg wird umgangssprachlich oft als Luftmotor bezeichnet. Der Grundgedanke ist dabei, den Motor mit Hilfe von komprimierter Luft aus einem Drucktank anzutreiben. Zusätzlich zum reinen Luftbetrieb besteht weiters die Möglichkeit, Brennstoff zuzugeben und damit die Leistung bzw. Reichweite zu erhöhen. Dieser wird jedoch nicht im Expansionszylinder umgesetzt, sondern in einer separaten Brennkammer. Dadurch ergeben sich die Vorteile einer kontinuierlichen Verbrennung.

Die grundsätzlichen Betriebsarten sind ähnlich wie jene des Luft-Hybrid-Motors der Scuderi Group, wobei die Bereitstellung der komprimierten Luft nicht nur durch den Kompressionszylinder, sondern auch durch Betankung an speziellen Druckluftstationen oder durch einen elektrisch betriebenen On-Board-Kompressor geschehen kann. Der in den Tanks vorherrschende Druck wird vom Hersteller mit etwa 300 bar beziffert [36].

Der Aufbau des Systems ist in Abbildung 6.18 schematisch dargestellt. Neben dieser Konfiguration gibt es noch eine Reihe weiterer Varianten, auf die hier nicht näher eingegangen wird.

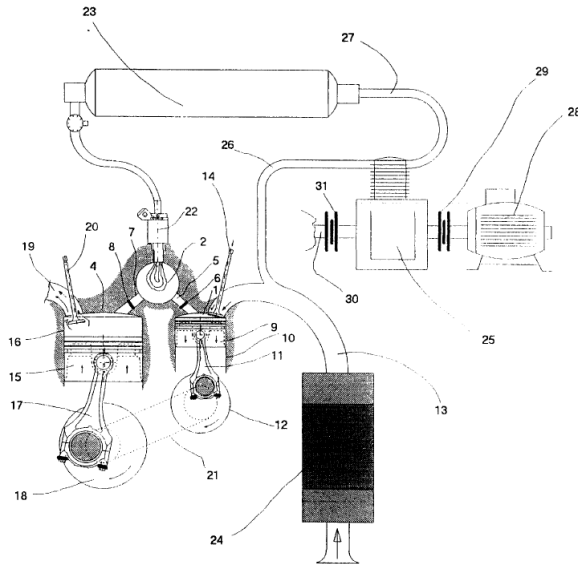


Abbildung 6.18: Schema des MDI-Luftmotors [17]



Abbildung 6.19: MDI MiniFlowAIR [35]

Tabelle 6.2: Datenblatt des MDI MiniFlowAIR [35]

	Luftbetrieb	Dualbetrieb
Länge in m		2,65
Breite in m		1,62
Höhe in m		1,66
Anzahl an Sitzplätzen		3
Kofferraum in l		500/700
Gewicht in kg		550
Leistung in PS	25	50
Höchstgeschwindigkeit in km/h	110	130
Reichweite im urbanen Gebiet in km	180	50
Reichweite auf Autobahnen in km	-	1500
Kraftstoffverbrauch in l	-	1,8
CO ₂ -Emission auf Autobahnen in g/km	0	35
Durchschnittlicher Verkaufspreis in €		9200

Der Internetauftritt der Herstellers zeigt unterschiedliche, bereits am öffentlichen Verkehr teilnehmende Fahrzeuge. Dabei werden in den Datenblättern Reichweiten im

urbanen Raum von bis zu 200 km bei reinem Luftbetrieb angegeben. Bei dualem Betrieb mit Druckluft und Treibstoff ergeben sich Reichweiten von bis zu 1500 km bei einem durchschnittlichen Kraftstoffverbrauch von etwa 2 l pro 100 km. Das Datenblatt eines Fahrzeuges von MDI ist in Tabelle 6.2 angegeben.

Bewertung: Die Umsetzung des Konzepts als reiner Luftmotor scheint grundsätzlich denkbar, die von MDI angegebenen Reichweiten sind jedoch sehr optimistisch. Im Fall einer zusätzlichen Verbrennung kann das Einlassventil in den Expansionszylinder als Herausforderung gesehen werden, da dieses angesichts der kontinuierlichen Verbrennung hohen thermischen Belastungen ausgesetzt ist.

Zajac Motor

Verwendete Literatur: [37], [46]

Die Zajac Engine des us-amerikanischen Unternehmens Zajac Motors verwendet neben dem Split-Cycle-Prinzip eine Brennkammer zwischen Kompressions- und Arbeitszylinder. Damit ähnelt der grundsätzliche Aufbau dem Luftmotor von MDI. Der spezielle Vorteil der Zajac Engine liegt laut Hersteller vor allem darin, dass sich die Änderungen auf den Zylinderkopf beschränken und dieser somit mit dem Motorblock eines konventionellen Dieselmotors kombiniert werden kann.

Auf Grund der Separation von Kompressionszylinder, Brennkammer und Expansionszylinder kann ein Verdichtungsverhältnis umgesetzt werden, welches 40 % über dem eines normalen Ottomotors liegt. Zusätzlich ist eine verlängerte Expansion möglich, in diesem Fall mit einem Volumenverhältnis von 2,2 [37]. Die zwischen den Zylindern angeordnete Brennkammer ist mit Hilfe von speziellen Materialien isoliert und ermöglicht eine 10 bis 100 Mal längere Brenndauer als bei einem konventionellen Motor. Dadurch kann die Verbrennung annähernd bis zum chemischen Gleichgewicht ablaufen, wodurch unverbrannte Kohlenwasserstoffe nur in sehr geringem Ausmaß entstehen. Weiters ist laut Zajac Motors die Verwendung unterschiedlichster Kraftstoffe wie Benzin, Diesel, Erdgas, Ethanol u.a. möglich.

In [37] werden sowohl ein sogenannter „Zajac Prozess“ als auch spezielle Ventile erwähnt, jedoch ist dazu keine nähere Beschreibung vorhanden. Durch die in der Brennkammer stattfindende kontinuierliche Verbrennung ist im Speziellen die am Einlassventil in den Expansionszylinder vorherrschende Temperatur problematisch. Ein Lösungsansatz von Zajac Motors ist diesbezüglich nicht bekannt. Eine nähere Betrachtung der in Abbildung 6.21 gezeigten Brennkammer lässt auf Grund der sehr verwinkelten Ausführung große Strömungsverluste erwarten.

Durch dieses Konzept soll eine Wirkungsgradsteigerung um 25 % gegenüber einem konventionellen Ottomotor bzw. um mindestens 15 % gegenüber einem heutigen Dieselmotor möglich sein. Als weiterer Vorteil wird dabei genannt, dass dieselbe Effizienz bei Vollast, Teillast und auch im Leerlauf möglich ist [37].

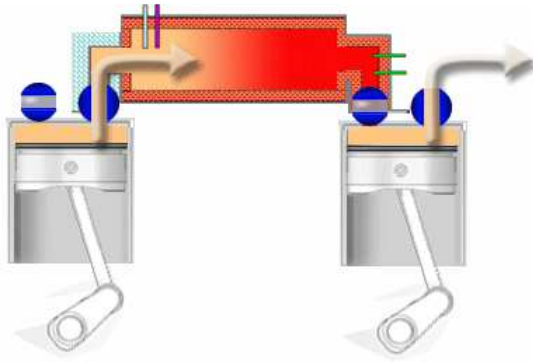


Abbildung 6.20: Prinzipieller Aufbau [37]

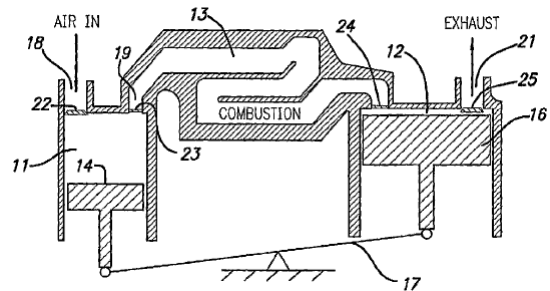


Abbildung 6.21: Optimierte Brennkammer [46]

Bewertung: Ähnlich dem Konzept von MDI ist auch in diesem Fall die thermische Belastung des Ventils nach der Brennkammer als kritisch zu betrachten. Interessant erscheint hingegen die Möglichkeit, vorhandene Motoren durch den Tausch des Zylinderkopfes als Split-Cycle-Maschinen zu betreiben. Ob eine derartige Umsetzung möglich ist bleibt jedoch fraglich.

6.3 Konzepte mit Abwärmenutzung

Ferrenberg

Verwendete Literatur: [9]

Eine interessante Idee zur Nutzung der im Abgas vorhandenen Energie beschreibt Allan J. Ferrenberg in einer seiner Patentanmeldungen. Der größte Vorteil liegt dabei darin, dass eine Nutzung der Abwärme ohne Trennung von Kompression und Verbrennung/Expansion möglich ist. Die Umsetzbarkeit dieser Ausführung ist jedoch nur schwer denkbar.

Grundidee der Erfindung ist ein innerhalb des Zylinders zwischen Kolben und Zylinderkopf beweglicher Regenerator, der vor der Verbrennung und nach der Expansion durch den Zylinder fährt und dabei Wärme abgibt bzw. aufnimmt. Der Regenerator hat dabei die Form einer dünnen Scheibe mit einem Durchmesser, welcher annähernd jenem des Zylinders entspricht. Am Ende der Expansion wird durch den Regenerator Wärme aus dem expandierten Gas aufgenommen und kurz vor Abschluss des nächsten Verdichtungs Vorganges dem Frischgas wieder zugeführt. Eine Skizze des Prinzips ist in Abbildung 6.22 dargestellt, wobei Bauteil 8 den Regenerator beschreibt und die hier gezeigte Ausführung seitlich angeordnete Ventile besitzt. Neben dieser Möglichkeit werden in [9] auch Aufbauten mit hängenden Ventilen im Zylinderkopf angeführt.

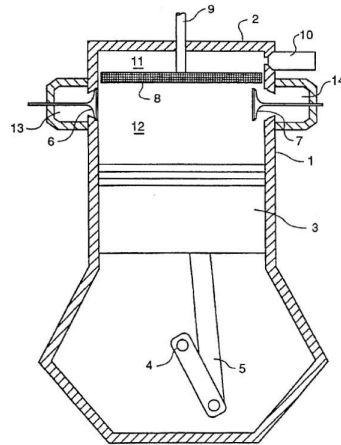


Abbildung 6.22: Beweglicher Regenerator beim Konzept von Allan Ferrenberg [9]

Neben der baulichen Umsetzbarkeit sind bei diesem Konzept vor allem die folgenden Punkte zu beachten:

- Das Material des Regenerators muss den vorherrschenden Druck- und Temperaturbedingungen standhalten.
- Um eine große Wärmemenge in der zur Verfügung stehenden Zeit aufnehmen zu können, soll eine möglichst große Fläche zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehen und das verwendete Material eine hohe Wärmekapazität aufweisen. Dabei ist jedoch darauf zu achten, dass das Durchströmen der Gase durch den Regenerator nicht zu stark behindert wird.
- Durch die große und teilweise kalte Oberfläche des Regenerators kann es zur vermehrten Anlagerung von Kohlenwasserstoffen kommen, wodurch unter Umständen mit erhöhten HC-Emissionen gerechnet werden muss.
- Der Regenerator muss sich zweimal pro Arbeitszyklus durch den Zylinder bewegen, wodurch hohe Geschwindigkeiten entstehen und eine entsprechende Aktuatorik benötigt wird.

Bewertung: Das Konzept von Ferrenberg verwirklicht als einziges die Nutzung von Abwärme ohne Verwendung des Split-Cycle-Prinzips. Die dabei auftretenden Schwierigkeiten sind in der obenstehenden Auflistung bereits angeführt. Eine derartige Umsetzung des Konzepts erscheint deshalb als nicht durchführbar.

separate Regeneratoren miteinander verbunden. Nachteilig ist hier jedoch der deutlich komplexere Aufbau.

Mit steigender Ventilanzahl ergibt sich laut Erfinder auch ein steigender Wirkungsgrad. Die angegebenen Werte sind in Tabelle 6.3 dargestellt.

Tabelle 6.3: Effektive Wirkungsgrade in Abhängigkeit von der Anzahl an Ventilen [38]

Ventilanzahl	Eff. Wirkungsgrad
	%
4	50 - 53
5	51 - 54
7	54 - 57

Erwähnenswert ist weiters, dass der Kompressionskolben dem Arbeitskolben nach-eilt. Der Phasenversatz kann dabei laut Erfinder 30 bis 90°KW betragen. Die im Kompressionszylinder verdichtete Frischladung wird annähernd vollständig in den Überströmkanal ausgeschoben. Damit nimmt die komprimierte Ladung den Raum des Regenerators ein. Während der Verbrennung wird der Überströmkanal vom Arbeitszylinder durch Schließen des entsprechenden Ventiles abgetrennt. Im Gegenzug kann das Ventil zwischen Kompressionszylinder und Überströmkanal geöffnet werden, wodurch es zu einem Rückströmen der komprimierten Frischluft kommt und somit die Abwärtsbewegung des Verdichterkolbens unterstützt wird. Dieses Vorgehen ist jedoch nur sinnvoll, wenn davon ausgegangen werden kann, dass durch den Wärmeeintrag des Regenerators mehr Arbeit umgesetzt wird, als bei der vorangegangenen Kompression aufgewendet wurde.

Bewertung: Es ist anzunehmen, dass der im Überströmkanal verbaute Regenerator einige Herausforderungen mit sich bringt. Unter anderem seien hierbei erhöhte Überströmverluste sowie die Anlagerung von HC-Emissionen an der Regeneratoroberfläche erwähnt. Es ist somit fraglich, in welcher Höhe eine Wirkungsgradsteigerung tatsächlich möglich ist.

META Sinusmotor

Verwendete Literatur: [5], [11], [15]

Neben dem Begriff „Sinusmotor“, der auf die spezielle Form der Kurbelwelle bzw. der Kolbenbewegung dieses Konzepts zurückzuführen ist, wird in diversen Unterlagen auch die Bezeichnung „K-Motor“ verwendet. Der in Abschnitt 6.2 erläuterte K-Motor ist eine Abwandlung bzw. Weiterentwicklung des hier vorgestellten Konzepts. Um in weiterer Folge Missverständnissen vorzubeugen, wird die hier gezeigte Idee nur als „Sinusmotor“ bezeichnet.

Im Vergleich zu den meisten in dieser Arbeit angeführten Konzepten hat der Sinusmotor kaum etwas mit einem konventionellen Hubkolbenmotor gemeinsam. Mit

dem Ziel, den Prozessverlauf so weit wie möglich dem des Idealprozesses anzunähern, wurde eine Maschine entwickelt, die alle in Kapitel 3 vorgestellten Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung anwendet.

Zur Umsetzung dieser Maßnahmen kommt anstatt eines konventionellen Hubkolbenmotors eine neue Konstruktion zum Einsatz. Dabei sind scheibenförmige Kolben in einem Gehäuse mit rechteckigem Querschnitt hintereinander auf einer Kurbelwelle befestigt. Durch die exzentrische Lagerung der einzelnen Kolben führen diese eine oszillierende Bewegung aus, die in etwa dem Verlauf einer Sinuswelle entspricht. Die Auf- und Abbewegung der Kolben lässt einen Prozessraum entstehen, der durch die Maschine hindurch wandert. Dadurch ist es möglich, den Volumenverlauf des Arbeitsraumes flexibel zu gestalten und die Wandtemperaturen für den jeweiligen Arbeitsschritt thermodynamisch ideal anzupassen.

Die Maschine lässt sich in die folgenden Zonen gliedern [11]:

- Gekühlte Kompressionszone: Schaffung möglichst kühler Arbeitsraumwände, um die aufzuwendende Kompressionsarbeit so gering wie möglich zu halten.
- Rekuperationszone (isochor): Rückführung der im Abgas enthaltenen Wärme in den Prozess mit Hilfe eines Rekuperators. Die Wärmezufuhr erfolgt dabei isochor!
- Verbrennungszone (isochor): Die Gestaltung des Verbrennungsraumes ermöglicht eine Gleichraumverbrennung, die theoretisch den höchsten Wirkungsgrad ergibt (vgl. Abschnitt 4.3). Zusätzlich ist der Raum gegenüber der Umgebung isoliert, wodurch die Wandtemperaturen annähernd den Prozesstemperaturen entsprechen, sofern diese unterhalb von 1000 °C liegen.
- Expansionszone: Um die Wandwärmeverluste während der Expansion so gering wie möglich zu halten, ist auch die Expansionszone isoliert. Das Volumen am Ende der Expansion entspricht etwa dem 2,5-Fachen des Ansaugvolumens [5].

Abbildung 6.24a zeigt einen Schnitt durch das Konzept. Gut erkennbar sind neben den einzelnen Kolbenscheiben auch die Arbeitsräume, die entlang der Kurbelwelle angeordnet sind. Durch die Drehbewegung der Kurbelwelle und die dadurch auf und ab bewegten Kolben wird das Arbeitsgas durch die Maschine hindurchgeschoben. Dies wird als „Sinus-Prozess“ bezeichnet [5].

Bei der in Abbildung 6.24a gezeigten Kurbelwellenposition befinden sich von links nach rechts das Verdichtungs-volumen (38), der Wärmetauscherbereich (50), das Arbeitsvolumen (42) und das Ausstoßvolumen (44). Die einzelnen Arbeitsräume sind an ihren Umfängen durch das Gehäuse und die einzelnen Kolben sowie an ihren Enden durch mindestens einen Kolben in Totpunktstellung begrenzt. In Abbildung 6.24b ist die Kurbelwelle des Sinusmotors ohne Scheibenkolben dargestellt.

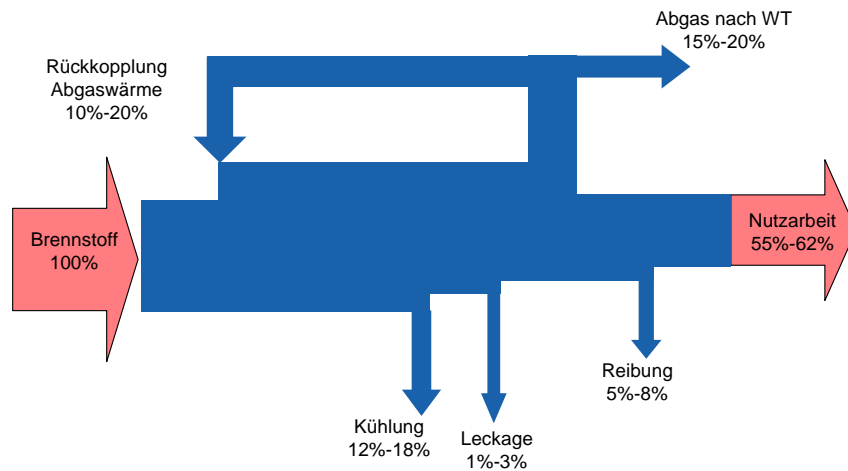


Abbildung 6.26: Energieaufteilung des Sinusmotors im Bestpunkt [11]

Eine umfangreiche Untersuchung und Simulation (vgl. [5]) des Sinusmotors ergibt, dass durch die Rekuperation im Bestfall nur eine Wirkungsgradsteigerung um etwa zwei Prozentpunkte möglich ist. Dieser Vorteil kann im mittleren Drehzahlbereich erreicht werden. Bei sehr niedrigen und sehr hohen Drehzahlen ergibt sich auf Grund höherer Leckage bzw. höherer Reibung sogar ein Wirkungsgradnachteil. Der potenziell größte wirkungsgradsteigernde Effekt lässt sich durch die verlängerte Expansion erreichen. Dabei ist ein Wirkungsgradvorteil von bis zu 10 Prozentpunkten möglich [5].

Bewertung: Der prinzipiell idealen Prozessführung des Sinusmotors steht entgegen, dass eine Umsetzung des Konzepts in der nächsten Zeit kaum denkbar ist. Problematisch erscheinen vor allem die auftretende mechanische Reibung sowie die Abdichtung der einzelnen Scheibenkolben. Aus diesem Grund ist unklar, welcher effektiver Wirkungsgrad mit dieser Maschine tatsächlich erreicht werden kann.

6.5 Weitere Konzepte und Konzeptideen

Dieser Abschnitt enthält zum einen bereits umgesetzte Konzepte (E-Quad Gasturbine und Stirlingmotor), die für den Einsatz als PKW-Antrieb bisher nicht interessant waren. Zum anderen wird eine Reihe weiterer Konzeptideen vorgestellt, auf deren Funktionsweise jedoch nur kurz eingegangen wird. Dabei handelt es sich vor allem um Maschinen, welche sich schwer den angeführten wirkungsgradsteigernden Methoden zuordnen lassen und deren Potenzial teilweise fraglich ist. Diese Konzepte wurden nicht näher untersucht, beinhalten jedoch zum Teil interessante und dadurch erwähnenswerte Ideen. Die verwendete Literatur ist jeweils am Ende der einzelnen Konzeptbeschreibungen angeführt.

E-Quad - Gasturbine

E-Quad Powersystems vermarktet Mikrogasturbinen mit einer elektrischen Leistung von 30kW bis 4MW. Zusätzlich zum Aufbau einer konventionellen Gasturbine wird ein nach dem Radialverdichter verbauter Rekuperator verwendet, welcher die im heißen Abgas vorhandene Energie nutzen kann (vgl. Abbildung 6.28b). Die Verbrennungsluft durchströmt den Rekuperator nach der Kompression und wird erwärmt, wodurch weniger Brennstoff zugeführt werden muss. Auf Grund der mit sinkender Baugröße immer kleiner werdenden Wirkungsgrade ist dieses Konzept für den Antrieb von PKWs ungünstig und eher für andere Anwendungen interessant, so z.B. zur dezentralen Energieerzeugung in Krankenhäusern, Supermärkten o.ä. [28]

Stirlingmotor

Im Fall des Stirlingmotors kommt eine Wärmequelle außerhalb eines geschlossenen Systems zum Einsatz, wobei die Wärme auf unterschiedliche Weise bereitgestellt werden kann. Neben der Möglichkeit einer Verbrennung sind auch andere Wärmequellen wie Erdwärme, Solarenergie u.ä. denkbar. Im Fall einer Verbrennung ist es möglich, diese kontinuierlich und somit sehr schadstoffarm ablaufen zu lassen. Auch kann eine Vielzahl an unterschiedlichen Brennstoffen eingesetzt werden, die auch in fester Form vorliegen können. Mit Hilfe eines Verdrängers wird das Arbeitsgas zwischen dem beheizten und dem gekühlten Bereich hin und her geschoben. Die dabei entstehenden Druckschwankungen werden von einem Arbeitskolben umgesetzt. Der Vergleichsprozess der Maschine ist der Ericssonprozess. Dieser erreicht unter der Annahme eines idealen Rekuperators den Carnotwirkungsgrad. Der ausgeführte Prozess weicht jedoch sehr stark vom Vergleichsprozess ab. Dies ist mitunter dadurch bedingt, dass die vorhandene Temperaturdifferenz durch die in den Wärmetauschern notwendigen Temperaturdifferenzen zusätzlich verringert wird. Ausgeführten Maschinen erreichen einen Wirkungsgrad von etwa 35 % bei $T_{zu} = 850\text{ °C}$. Als Nachteil kann genannt werden, dass die maximal auftretenden Prozesstemperaturen kleiner als die zulässigen Materialtemperaturen sind.

Beiring - nachgeschalteter Stirlingmotor

Der von Karl-Heinz Beiring entwickelte Verbrennungsmotor besitzt neben zwei konventionellen, nach dem Zweitaktprinzip arbeitenden Zylindern noch zusätzlich zwei Hilfszylinder, deren Kurbelgehäuse zur Aufladung und Spülung verwendet wird (vgl. Abbildung 6.28a). Im oberen Bereich dieser Hilfszylinder wird Luft komprimiert und der Zylinderkopf mit den Abgasen der Arbeitszylinder beheizt. Bei der Expansion der Hilfszylinder soll dadurch mehr Arbeit gewonnen werden, als für die Verdichtung aufgewendet wurde. Am unteren Totpunkt wird die expandierte Luft in einen Wärmetauscher geleitet, abgekühlt und dem Hilfszylinder wieder zugeführt. Auf Grund des geschlossenen Systems ist es möglich, das Druckniveau im Wärmetauscher zu regeln.

Diese Möglichkeit zur Nutzung der Abgasenergie entspricht einem nachgeschalteten Stirlingmotor. Durch einen Winkelversatz von 90° zwischen Arbeitszylinder und Hilfszylinder soll weiters eine erhöhte Laufruhe möglich sein. Eine bisherige Umsetzung des Konzepts als lauffähiger Prototyp ist nicht bekannt. [6, 19]

Eintaktmotor

Diese von Walter Müller entworfene Rotationskolbenmaschine besteht aus einem Arbeits- und einem Verdichterblock, die nebeneinander auf der Kurbelwelle angeordnet und durch achsparallele Bohrungen miteinander verbunden sind. In beiden Blöcken sitzt ein zentral angeordneter Flügelläufer, der den Arbeitsraum teilt und im Eingriff mit zwei weiteren Läufern steht (siehe Abbildung 6.28c). Diese ermöglichen zum einen die gegenseitige Abdichtung der beiden Arbeitsräume, zum anderen einen berührungslosen Wechsel der Flügel von einem Arbeitsraum in den anderen. Dadurch sind pro Umdrehung zwei Arbeits- und Verdichtungstakte möglich. Die Verbrennung läuft als sogenannte Explosionsverbrennung¹ in einem glühend heißen Zylinder ab. Laut Erfinder soll eine Effizienzsteigerung um das 2-3-Fache umsetzbar sein. Bis zu 80 % Wirkungsgrad werden genannt, weiters sei in Zukunft eine völlig wärmeisolierte Bauweise möglich. Auch in diesem Fall ist bisher keine Umsetzung des Konzepts als lauffähiger Prototyp bekannt. [16]

EngineWorks - Flügelzellenmotor

Die als LSTE Engine bezeichnete Maschine der Firma EngineWorks besteht aus einer Brennkammer und einem Flügelrad mit radial beweglichen Flügeln. LSTE steht dabei für „Low Speed Turbine Engine“. Durch Rotation des Flügelrades wird frische Luft angesaugt und in der Brennkammer verbrannt. Die Verbrennung läuft kontinuierlich und somit schadstoffarm ab. Die unter Druck stehenden Verbrennungsgase werden mit Hilfe der radial verschiebbaren Flügel und einer entsprechend angepassten Kontur der Ummantelung im Flügelrad expandiert. Ein Bild dieses Flügelrades ist in Abbildung 6.28d dargestellt. Die innere Verbrennung kann durch eine äußere ersetzt werden. Damit ist die Verwendung unterschiedlichster Brennstoffe und auch anderer Wärmequellen wie Solarenergie möglich. Die hohe Effizienz der Maschine wird laut Hersteller auf die Einfachheit des thermodynamischen Prozesses zurückgeführt. Es soll ein Gesamtwirkungsgrad von über 50 % möglich sein. Videos eines laufenden Prototypen existieren, jedoch sind darüber keine näheren Angaben bzw. Ergebnisse bekannt. [29]

¹Vom Entwickler beschrieben als „gepufferte Explosion (...) von kleinsten Gemischmengen mit nachfolgender Expansion.“

Liquid Piston

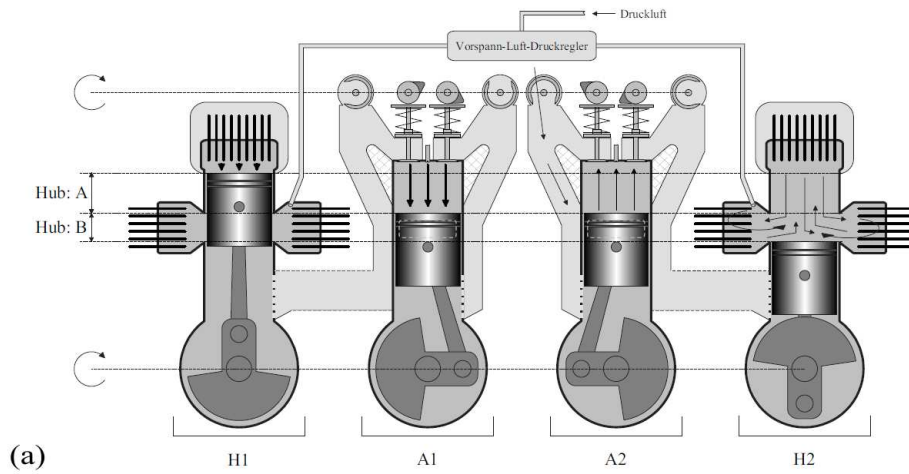
Das Konzept der amerikanischen Firma Liquid Piston Inc. hat nur mehr wenig mit einer konventionellen Hubkolbenmaschine zu tun. Verwendet wird ein sogenannter „High-Efficiency-Hybrid-Cycle“ (HEHC), der die Vorteile von bekannten Zyklen wie Otto, Diesel oder Joule verbinden soll. Damit verspricht der Hersteller einen thermodynamischen Wirkungsgrad von bis zu 75 % und einen möglichen effektiven Wirkungsgrad von bis zu 57 % bei Volllast und 50 % in der Teillast. Die genannten Eigenschaften des HEHC sind:

- Hohes Kompressionsverhältnis bis zu > 18 , da nur Luft komprimiert wird
- Gleichraumverbrennung in separaten Brennkammern oder durch Anhalten der Kolbenbewegung
- Verlängerte Expansion mit Hilfe eines zusätzlichen Kolbens oder durch Veränderung des Arbeitsraumes
- Kühlung mittels Wassereinspritzung
- Nutzung der Abwärme im Abgas zur Aufspaltung von gasförmigen Kraftstoffen in Wasserstoff und Kohlenmonoxid

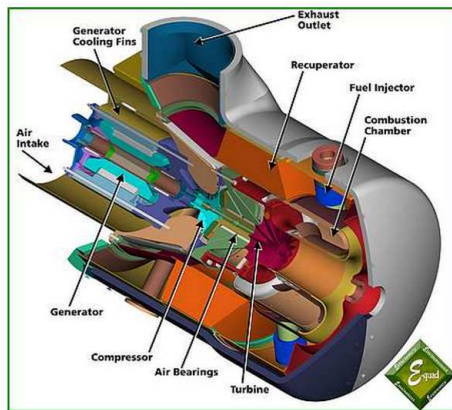
Bei einigen der beschriebenen Eigenschaften darf daran gezweifelt werden, ob diese wirklich umsetzbar sind bzw. in der Realität funktionieren können. Es gibt Skizzen für mehrere Ausführungsformen der Maschine, welche die oben genannten Eigenschaften unterschiedlich umsetzen. Eine davon ist in Abbildung 6.28e ersichtlich. Unter diesen Ideen gibt es auch mehrere Varianten, die Wasser als „Liquid Piston“ verwenden. Der Versuch einer Kontaktaufnahme mit dem Unternehmen zur Klärung einiger Fragen blieb ohne Rückmeldung. [12]

Aumet Z-Engine

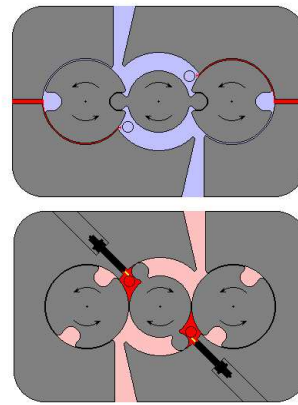
Die von der finnischen Firma Aumet entwickelte Z-Engine versucht die Vorteile des Zwei- und Viertaktprinzips zu kombinieren, wobei der Arbeitszylinder im Zweitaktverfahren läuft. Mit Hilfe eines Kolbenkompressors gelingt eine hohe Vorverdichtung auf bis zu 15 bar. Diese ermöglicht es, das Einlassventil erst kurz vor dem oberen Totpunkt zu öffnen und somit einen Großteil der Abgase vorher auszuschieben. Durch den hohen Druck kann immer noch eine ausreichende Menge an Frischluft in den Zylinder gedrückt werden, wobei das Einlassventil nur für die Dauer von etwa 20°KW geöffnet ist. Nach dem Schließen des Einlassventiles wird die frische Luft weiter komprimiert und in der Nähe des oberen Totpunktes der Kraftstoff zugegeben. Auf Grund des hohen Druckniveaus kommt es zu einer Kompressionszündung des Gemisches. Durch



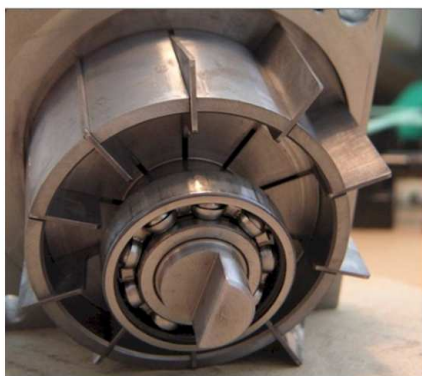
(a)



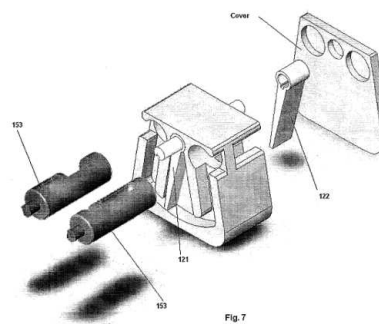
(b)



(c)



(d)



(e)

Abbildung 6.28: Schnitt durch das Konzept von Beiring (a) [6], Schnittbild der Turbine von E-Quad Power Systems (b) [28], Verdichter- und Arbeitsblock des Eintaktmotors (c) [16], Flügelrad der LSTE-Engine (d) [29], Aufbau des Konzepts von Liquid Piston (e) [12]

7 Das IVT-Konzept

Ausgehend von den theoretischen Überlegungen in den vorhergehenden Kapiteln wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz ein eigenes Konzept entwickelt. Inhalt von Kapitel 7 soll nun die Vorstellung dieses Konzepts sowie die nähere Erläuterung der durchgeführten Simulationen und der dabei aufgetretenen Schwierigkeiten und Probleme sein. Die hier vorliegende Arbeit umfasst die ersten vier Evolutionsstufen des Konzepts, wobei nur die letzte in größerem Umfang betrachtet wird. Auf Grund der geringen erreichten Wirkungsgrade kam es zu keiner näheren Untersuchung der Konzeptideen K1 bis K3. Auf die weiteren Entwicklungsschritte, welche nicht Teil dieser Arbeit sind, wird am Ende des Kapitels ein kurzer Ausblick gegeben.

Zur Abschätzung des Potenzials der einzelnen Entwicklungsstufen wurde das in 3.1.2 vorgestellte Berechnungswerkzeug herangezogen. In diesem vereinfachten Modell wird nur der Idealprozess berücksichtigt. Somit sind Verluste auf Grund eines realen Verbrennungsverlaufes, durch Wandwärmeübergänge, Reibung, usw. nicht enthalten. Einzig die in den Strömungsmaschinen auftretenden Verluste werden mit Hilfe von isentropen Wirkungsgraden eingerechnet. Die Durchführung der weiteren Simulationsrechnungen mit Berücksichtigung der realen Einflüsse geschah in der Folge mit der 1D-CFD Software „AVL Boost“.

7.1 Zielsetzung und angewandte Methoden

Das Ziel eines effektiven Wirkungsgrades von mehr als 50 % macht es notwendig, den Aufbau eines konventionellen Motors zu überdenken und auch neue Bauteile und Prozessverläufe in Betracht zu ziehen. Eine Idee zur Erreichung dieser Effizienzwerte stellt das in weiterer Folge als „IVT-Konzept“ bezeichnete Triebwerk dar. Dieses versucht, die in Kapitel 3 und 4 angeführten Überlegungen zu vereinen und damit einen Wirkungsgrad von mindestens 50 % zu erreichen.

In der folgenden Zusammenstellung wird eine Übersicht der eingesetzten wirkungsgradsteigernden Methoden und den damit in Zusammenhang stehenden Anforderungen an den Aufbau der Maschine gegeben.

Tabelle 7.1: Verwendete Methoden zur Wirkungsgradsteigerung beim IVT-Konzept

Maßnahme	Anforderung an den Aufbau der Maschine
Kühlung der Kompression	Verwendung mehrerer Aufladestufen zur Ermöglichung einer Zwischenkühlung und somit einer Annäherung an eine isotherme Verdichtung
Rekuperation	Räumliche Trennung von Kompression und Expansion notwendig; Verwendung des Split-Cycle-Prinzips
Verlängerung der Expansion	Anwendung eines speziellen Triebwerks, eines zusätzlichen Expansionszylinders oder des Split-Cycle-Prinzips
Isolation der Expansion	Verwendung des Split-Cycle-Prinzips

Bei Betrachtung der in Tabelle 7.1 angeführten Maßnahmen wird deutlich, dass der Aufbau des IVT-Konzepts nach dem Split-Cycle-Prinzip gestaltet werden muss.

Neben diesen Methoden, die in jeder Variante des IVT-Konzepts Anwendung finden, weichen die einzelnen Entwicklungsstufen teilweise voneinander ab. Auf die Eigenschaften und Details dieser Entwicklungsstufen und die erreichbaren Wirkungsgrade wird in den folgenden Abschnitten dieses Kapitels näher eingegangen.

7.2 Erste Konzeptidee (IVT-Konzept 1, K1)

Vor Beginn der Entwicklung des IVT-Konzepts wurde der Kreisprozess des in Kapitel 6 vorgestellten Sinusmotors näher untersucht und intern mit der Bezeichnung „K1“ versehen. Dabei konnte jedoch keine Möglichkeit gefunden werden, diesen Prozessverlauf zu verwirklichen.

7.3 Zweite Konzeptidee (IVT-Konzept 2, K2)

Aufbau

Ein schematischer Aufbau des zweiten IVT-Konzepts ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Auffallend dabei ist, dass neben den in Tabelle 7.1 angeführten Methoden eine Brennkammer zur Durchführung der Verbrennung Anwendung findet. Dadurch ergeben sich folgende Vorteile:

- Die Verbrennung geschieht isobar, wodurch im Fall einer vorherrschenden Spitzendruckbegrenzung ein höherer Wirkungsgrad erreicht werden kann (vgl. Abbildung 4.4).
- Der Einsatz verschiedenster Brennstoffe ist auf Grund der kontinuierlichen Verbrennung möglich.

- Durch die kontinuierliche Verbrennung stellt sich in der Brennkammer ein stationärer Zustand ein. Dies ermöglicht eine lange Verbrennungsdauer und infolge eine vollständige und schadstoffarme Verbrennung.
- Es kommt zu keinem Auftreten von Frühzündungen.

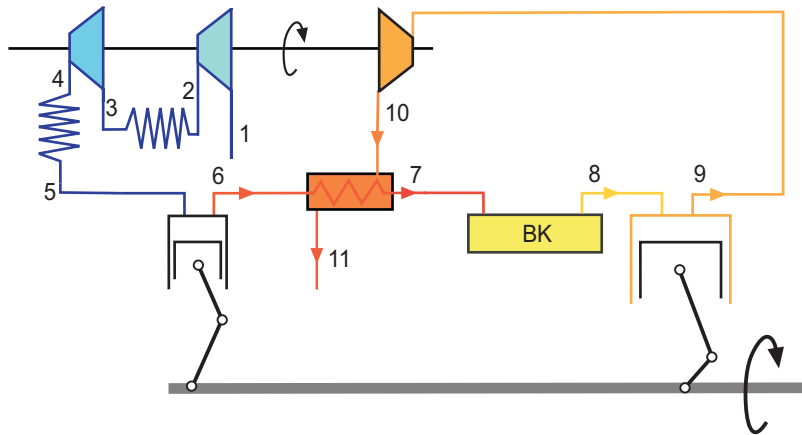


Abbildung 7.1: Schema des IVT-Konzepts mit Brennkammer

Wie bereits erörtert, basiert der Aufbau des IVT-Konzepts auf dem Split-Cycle-Prinzip. Dadurch laufen in der hier vorliegenden Maschine Kompression und Expansion in zwei getrennten Räumen ab. Neben der Verwendung eines Kolbenkompressors kommen zwei Turbolader zum Einsatz. Die Kompression des Frischgases geschieht somit dreistufig, wodurch der Einsatz von Kühlern nach den ersten beiden Stufen und somit die Umsetzung einer gekühlten Kompression möglich ist. Im Anschluss an den Verdichtungsprozess gelangt die komprimierte Frischluft in einen Wärmetauscher und wird mit Hilfe der aus dem Abgas entnommenen Energie aufgeheizt. Durch die Zugabe von Brennstoff und der anschließenden Verbrennung kommt es zu einer weiteren Temperaturerhöhung. Im Anschluss entspannt der Expansionszylinder die heißen Verbrennungsgase bis auf ein gewisses Druckniveau, welches zum Antrieb der Turbine benötigt wird. Diese entspannt die Abgase auf Umgebungsdruck. Vor dem Verlassen des Motors wird ein Teil der im Abgas gespeicherten Wärmeenergie an den Wärmetauscher abgegeben und wieder dem Frischgas zugeführt.

Prozessverlauf

Im Folgenden sind die einzelnen Prozessschritte der vorliegenden Maschine angeführt. Dabei sei darauf hingewiesen, dass die verwendete Nummerierung nicht mit jener in den vorhergehenden Kapiteln übereinstimmt. Dies ist auf Grund der großen Abweichung des Prozessverlaufes im Vergleich zu einem konventionellen Motorprozess notwendig.

Tabelle 7.2: IVT-Konzept 2: Zustandsänderungen

Zustandsänderung	Beschreibung
1 - 2	Kompression der Umgebungsluft in einem Turbolader
2 - 3	Rückkühlung des Gases auf 40 °C
3 - 4	Nochmalige Kompression in einem Turbolader
4 - 5	Zweite Rückkühlung auf 40 °C
5 - 6	Verdichtung des Frischgases in einem Kolbenkompressor
6 - 7	Isobare Zufuhr von Wärme aus dem Abgas
7 - 8	Zugabe von Brennstoff und isobare Verbrennung in einer Brennkammer
8 - 9	Expansion der Verbrennungsgase im Expansionszylinder, wobei dieser im Zweitaktverfahren arbeitet
9 - 10	Weitere Entspannung im Turbolader
10 - 11	Isobare Abgabe von Wärme an den Wärmetauscher

Abbildung 7.2 zeigt den Prozessverlauf der Maschine qualitativ in einem Ts -Diagramm. Gut erkennbar ist dabei sowohl die dreistufige Kompression als auch die isobare Wärmerückgewinnung (rot) sowie Verbrennung. Abgesehen von den verlustbehafteten Strömungsmaschinen und den Temperaturdifferenzen im Wärmetauscher werden keine weiteren Verluste berücksichtigt. Die Zustandsänderungen 5-6 und 8-9 in den beiden Zylindern werden als isentrop betrachtet.

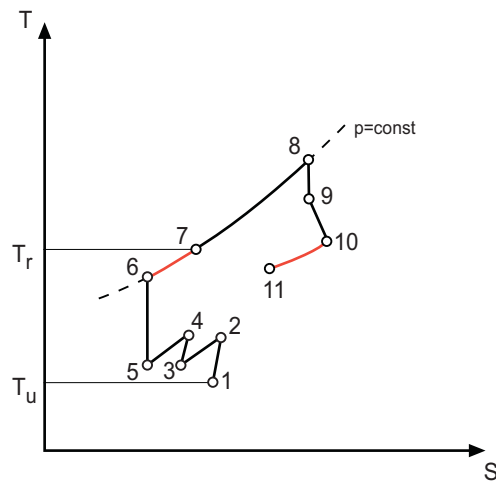


Abbildung 7.2: Prozessverlauf des IVT-Konzepts mit Brennkammer

Nachteile des Konzepts

Erste Betrachtungen des Modells unter Verwendung des entwickelten Berechnungswerkzeuges führten zu vielversprechenden Wirkungsgraden. Bei näherer Analyse der einzelnen Zustandsgrößen während des Prozesses wurde jedoch festgestellt, dass die am Eintritt in den Expansionszylinder vorherrschende Temperatur T_8 auf Grund der Brennkammer konstant sehr hohe Werte annimmt (bis zu 3000 K bei $\lambda = 1$ trotz Begrenzung der Wärmetauschertemperatur auf 1123 K). Dadurch kommt es zu einer starken Belastung des dort sitzenden Einlassventiles.

Werden realistische Annahmen bezüglich der verfügbaren Materialien und Bauformen heutiger Ventile angenommen, so muss die Temperatur T_8 am Eintritt in den Expansionszylinder auf deutlich niedrigere Werte begrenzt werden. Je geringer diese maximal erlaubte Temperatur angenommen wird, desto geringer werden auch die erreichbaren Wirkungsgrade. Einige Beispiele für ein angenommenes Druckverhältnis von 30¹ sind in Tabelle 7.3 angeführt.

Tabelle 7.3: Wirkungsgrade in Abhängigkeit der maximalen Einlasstemperatur T_8

Temperatur T_8 °C	Wirkungsgrad %
1850	59,4
1650	55,9
1450	51,3
1250	45,2
1050	36,8

Heutige Ventile halten in etwa Gastemperaturen von gut 1000 °C stand. Die dabei vorherrschenden Materialtemperaturen sind deutlich geringer. Dieser Umstand und die noch nicht eingerechneten Verluste der angegebenen Wirkungsgrade veranschaulichen, dass bei realistischer Betrachtung dieses Konzepts die erreichbaren Wirkungsgrade zu gering sind. Eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses ermöglicht eine leichte Steigerung der Wirkungsgrade, jedoch wird dadurch der Einsatz des Wärmetauschers im Hochdruckbereich immer kritischer. Aus diesem Grund wurde die Idee einer isobaren Verbrennung mit Hilfe einer Brennkammer verworfen.

¹Dieses Verhältnis entspricht dem Gesamtdruckverhältnis zwischen Brennkammer und Umgebung: $DV_{\text{ges}} = \frac{p_s}{p_u}$ bzw. $DV_{\text{ges}} = \frac{p_s}{p_1}$

7.4 Dritte Konzeptidee (IVT-Konzept 3, K3)

Aufbau

Anstatt in einer separaten Brennkammer findet die Verbrennung im vorhandenen Expansionszylinder statt, welcher nach wie vor im Zweitaktverfahren betrieben wird. Der restliche Aufbau bleibt dabei unverändert und ist in Abbildung 7.3 dargestellt.

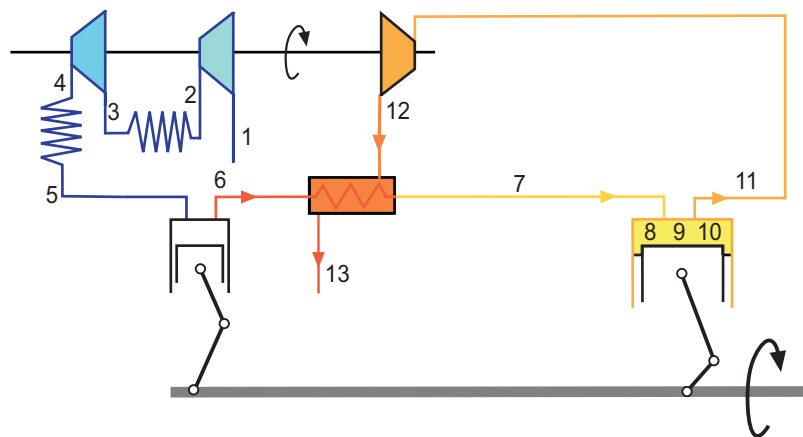


Abbildung 7.3: Schema des IVT-Konzepts mit Verbrennung im Zylinder

Auf Grund der im Idealfall isochor ablaufenden Verbrennung ist es nicht mehr notwendig, den gesamten Druck mit Hilfe der Turbolader und des Kompressionszylinders zu erzeugen, da es auch während der Verbrennung zu einem Druckanstieg kommt. In der Folge kann ein geringerer Verdichtungsenddruck (p_6) verwendet werden, wodurch die Druckbeständigkeit des verbauten Rekuperators weniger ausschlaggebend ist.

Eine entscheidende Eigenschaft dieses Konzepts sind die verwendeten Steuerzeiten, die ein Einströmen der frischen Ladung am bzw. erst nach dem oberen Totpunkt ermöglichen.

Prozessverlauf

Wie bereits im vorhergehenden Abschnitt erwähnt, entspricht der Kompressionsablauf des dritten IVT-Konzepts jenem des zweiten. Aus diesem Grund gleichen sich die beiden Prozessverläufe bis zu Zustand 7, abgesehen von einem unter Umständen geringeren Verdichtungsenddruck. Dasselbe gilt für die Zustandsänderungen nach der Verbrennung, die hier die Zustände 10 bis 13 umfassen.

Abbildung 7.4 zeigt den Verlauf des Prozesses in einem Ts -Diagramm, zusätzlich sind die einzelnen Prozessschritte in Tabelle 7.4 näher erläutert.

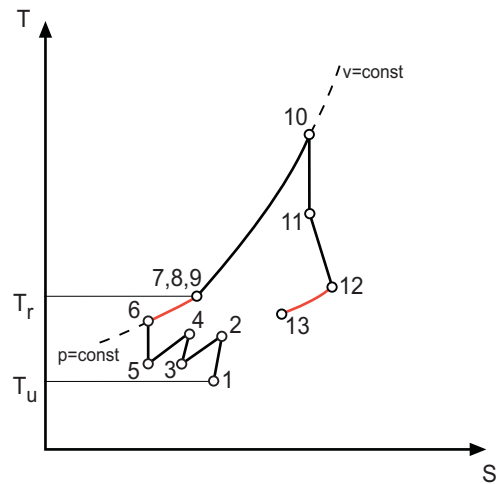


Abbildung 7.4: Prozessverlauf des IVT-K3 mit Verbrennung im Zylinder und Einströmen am bzw. nach OT

Tabelle 7.4: IVT-Konzept 3: Zustandsänderungen

Zustandsänderung	Beschreibung
1 - 2	Kompression der Umgebungsluft in einem Turbolader
2 - 3	Rückkühlung des Gases auf 40 °C
3 - 4	Nochmalige Kompression in einem Turbolader
4 - 5	Zweite Rückkühlung auf 40 °C
5 - 6	Verdichtung des Frischgases in einem Kolbenkompressor
6 - 7	Isobare Zufuhr von Wärme aus dem Abgas
7 - 8	Einströmen des Frischgases in den Zylinder
8 - 9	Eventuelle Kompression der Zylinderladung durch Aufwärtsbewegung des Zylinders
9 - 10	Zugabe von Brennstoff und isochore Verbrennung im Expansionszylinder
10 - 11	Expansion der Verbrennungsgase im Expansionszylinder
11 - 12	Weitere Entspannung im Turbolader
12 - 13	Isobare Abgabe von Wärme an den Wärmetauscher

Die verwendeten Steuerzeiten führen zu einer annähernd deckungsgleichen Lage der Zustände 7, 8 und 9 im Ts -Diagramm. Auf die Ursache dieses Effekts wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen.

Steuerzeiten

In Abschnitt 3.5.1 werden zwei mögliche Steuerzeitenstrategien angeführt. Beide Varianten sind dabei mit mehreren Vor- und Nachteilen verbunden. Im Fall des dritten

IVT-Konzepts kommt jene Variante zum Einsatz, die am bzw. nach dem oberen Totpunkt ein Einströmen des Frischgases durchführt. Die Verbrennung findet somit erst deutlich nach dem oberen Totpunkt statt (vgl. Abbildung 3.14b).

Das Übereinanderliegen der Punkte 7, 8 und 9 kann somit wie folgt erklärt werden: Auf Grund des späten Öffnungszeitpunktes des Einlassventils ist es möglich, das Auslassventil länger offenzuhalten und somit im Idealfall die gesamte Restgasmasse auszuschieben. Dadurch kommt es zu keiner Vermischung von Frisch- und Restgas und Zustand 8 entspricht annähernd Zustand 7. Während des Einströmvorganges bewegt sich der Kolben bereits wieder in Richtung des unteren Totpunktes, wodurch kein Druckanstieg im Zylinder auftritt. Das Druckniveau während dieser Zeit bleibt somit annähernd konstant und entspricht jenem im Rekuperator. Aus diesem Grund sind die Zustandspunkte 8 und 9 annähernd deckungsgleich.

Nachteile des Konzepts

Erste Simulationsversuche zeigten nur ein sehr geringes Wirkungsgradpotenzial bzw. führten teilweise sogar zu geringeren Wirkungsgraden als bei einem konventionellen Ottomotor. Als Ursache hierfür kann vor allem die sehr späte und damit thermodynamisch ungünstige Verbrennungslage gesehen werden. Aus diesem Grund wurden die verwendeten Steuerzeiten geändert und das sich daraus ergebende Konzept unter dem Namen „IVT-Konzept 4“ weiterverfolgt.

Die im weiteren Verlauf des Projekts gesammelte Erfahrung zeigt, dass diese Entscheidung möglicherweise vorschnell gefällt wurde und mit dem Einsatz von entsprechenden Optimierungsmaßnahmen durchaus ansprechende Wirkungsgrade denkbar sind. Eine nähere Betrachtung der hier verwendeten Steuerzeiten soll deshalb im weiteren Verlauf des Projekts nachgeholt werden.

7.5 Vierte Konzeptidee (IVT-Konzept 4, K4)

Aufbau

Der Aufbau des vierten IVT-Konzepts entspricht jenem des dritten und ist bereits in Abbildung 7.3 veranschaulicht. Der entscheidende Unterschied liegt in den verwendeten Steuerzeiten.

Prozessverlauf und Steuerzeiten

Der Prozessverlauf ist ähnlich jenem des dritten IVT-Konzepts, jedoch sind die Punkte 7, 8 und 9 auf Grund der geänderten Steuerzeiten nicht mehr deckungsgleich. Dieser Umstand ist in Abbildung 7.5 ersichtlich. Die Vorgänge zwischen den einzelnen Zustandspunkten sind dabei bereits in Tabelle 7.4 angeführt und können für das vierte IVT-Konzept ohne Änderungen übernommen werden.

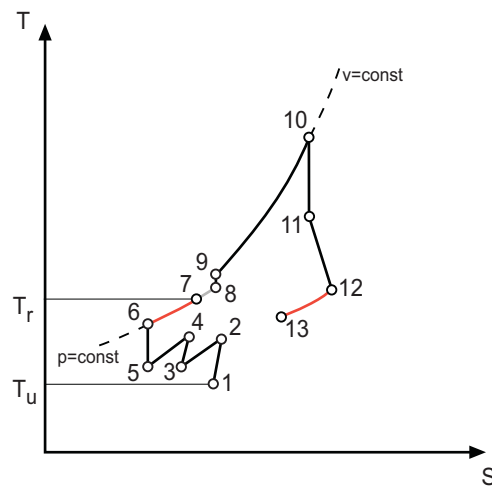


Abbildung 7.5: Prozessverlauf des IVT-K4 mit Verbrennung im Zylinder und Einströmen vor dem oberen Totpunkt

Die angewandte Steuerzeitenstrategie ermöglicht eine OT-nahe Verbrennung und somit eine thermodynamisch günstige Verbrennungslage. Im Gegenzug muss auf Grund des Zweitaktverfahrens das Einströmen der frischen Ladung bereits vor dem oberen Totpunkt geschehen (vgl. Abschnitt 3.5.1). Dadurch ist es nicht möglich, die gesamte Restgasmenge aus dem Zylinder auszuschieben, wodurch es zu einer Mischung von Abgas und Frischgas kommt. Diese Zustandsänderung findet zwischen den Punkten 7 und 8 statt und ist im Ts -Diagramm nur schwer darstellbar. Die beiden Zustände sind deshalb vereinfacht durch eine graue Linie miteinander verbunden.

Da der Einlassvorgang in den meisten Fällen bereits vor Erreichen des oberen Totpunktes abgeschlossen ist und ein Rückströmen der Ladung in den Rekuperator vermieden werden soll, kommt es zu einer weiteren Kompression der Ladung durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens. Diese Zustandsänderung ist zwischen den Punkten 8 und 9 dargestellt und kann unter Umständen auch erwünscht sein, um ein höheres Druckniveau zu erhalten. Eine detailliertere Ausführung kann Abschnitt 7.6.4 entnommen werden.

7.6 IVT-Konzept 4: Simulationen, Optimierungen und Schwierigkeiten

Wie bereits zu Beginn dieses Kapitels angeführt, wurde nur die vierte Evolutionsstufe des IVT-Konzepts umfassend simuliert und optimiert. Inhalt dieses Abschnitts soll nun eine Beschreibung der Vorgehensweise sowie der dabei erhaltenen Erkenntnisse und Ergebnisse sein. Auf Grund des unkonventionellen Simulationsmodelles und der

fehlenden Erfahrung diesbezüglich kam es zu diversen Schwierigkeiten. Um diese Fehler bei zukünftigen Berechnungen zu vermeiden wird auch darauf näher eingegangen.

Alle durchgeführten Simulationen beschränken sich auf eine Drehzahl von 2000 U/min. Zusätzlich wurde eine Begrenzung des Spitzendruckes auf maximal 220 bar angenommen.

7.6.1 Das Simulationsmodell

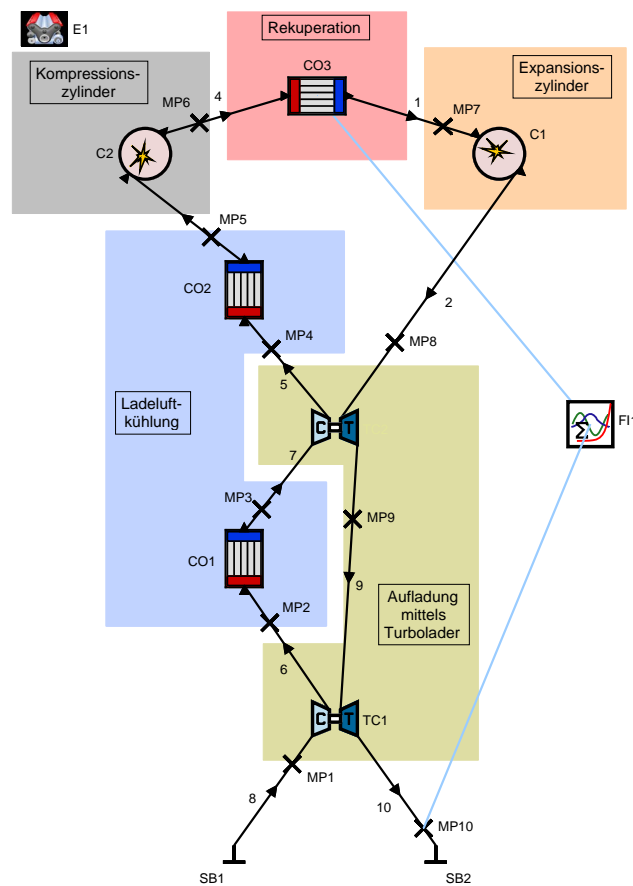


Abbildung 7.6: BOOST-Modell des IVT-Konzepts

Abbildung 7.6 zeigt das in AVL Boost verwendete Modell zur Simulation des IVT-Konzepts. Dieses entspricht einer exakten Umsetzung des in Abbildung 7.3 dargestellten Aufbaus. Auf Grund der im Lauf der Entwicklung ständig geänderten Parameter der einzelnen Objekte wird hier auf eine Auflistung dieser verzichtet. Beispielhaft wird jedoch im Anhang die aktuelle Version angeführt.

Gut erkennbar ist auch in diesem Modell die dreistufige Aufladung mit Hilfe zweier Turbolader und eines Kolbenkompressors sowie die zweifache Rückkühlung. Die Rückkühltemperatur beträgt in beiden Fällen 40 °C bzw. 313 K. Da ein Rekuperator

nicht im Objektkatalog von Boost vorhanden ist, wird als Ersatz ein Kühler verwendet. Um dennoch eine Wärmezufuhr zu ermöglichen, kommt eine entsprechend hohe Kühlmitteltemperatur zum Einsatz. Eine Analyse der Temperaturen vor und nach dem Wärmetauscher zeigt, dass damit der gewünschte Effekt eintritt. Um realistische Temperaturen des Kühlmittels bzw. Heizmediums im Rekuperator zu erhalten wird ein sogenannter Formelinterpreter (FI1) verwendet. Dieser misst mit Hilfe eines nach dem zweiten Turbolader gesetzten Messpunktes (MP10) die dort vorherrschende Temperatur und gibt diese an den Rekuperator weiter. Um zu berücksichtigen, dass ein Temperaturgefälle zur Übertragung der Wärme notwendig ist, wird von der in Messpunkt 10 gemessenen Temperatur ein bestimmter Wert, meist 80 K, abgezogen:

$$T_{\text{Heizmed}} = T_{\text{MP10}} - 80 \quad (7.1)$$

Luftfilter, Katalysatoren, Schalldämpfer etc. sind nicht Teil des Modells und werden auch nicht berücksichtigt. Die beiden Systemgrenzen (SB1, SB2) geben den Zustand der angesaugten Frischluft bzw. des vorherrschenden Gegendruckes vor. Letzter entspricht im Großteil der betrachteten Fälle dem Umgebungsdruck.

7.6.2 Berücksichtigte Verluste

Die Berücksichtigung der in einem ausgeführten Motor auftretenden Verluste bereitet in erster Linie dadurch Schwierigkeiten, da auf Grund des unkonventionellen Aufbaus kein realer Motor zum Abgleich zur Verfügung steht. Zur Erreichung von realitätsnahen Ergebnissen werden aus diesem Grund bestmögliche Annahmen getroffen. Die Richtigkeit dieser Abschätzungen ist nicht verifiziert, weshalb eine Validierung im weiteren Projektverlauf durch Prinzipversuche oder spezielle Simulationen nachgeholt werden sollte. Als besonders schwierig gestaltet sich vor allem die Beurteilung der auftretenden Reibung, der vorherrschenden Wandtemperaturen und der Verbrennung, da in diesen Punkten kaum Erfahrungswerte vorliegen. Die folgende Auflistung gibt die berücksichtigten Verluste und die dabei getroffenen Annahmen wieder:

Reibung ... Auf Grund des unkonventionellen Systemaufbaus sind keine Messwerte bezüglich der auftretenden Reibung bekannt, weiters ist eine Abschätzung aus demselben Grund nur schwer möglich. Infolgedessen wird ein konstanter Reibmitteldruck von 1 bar bei 2000 U/min angenommen.

Wärmeverluste ... Sowohl in den einzelnen Rohrleitungen als auch in den beiden Zylindern werden die Verluste auf Grund von Wandwärmeübergängen berücksichtigt. Die verwendeten Wandtemperaturen entsprechen dabei dem jeweiligen Bereich. Dies bedeutet gekühlte Rohrleitungen während der Kompression sowie einen gekühlten Kompressionszylinder (angenommene Wandtemperatur: 293 K bzw. 343 K), sowie isolierte Leitungen im Bereich der Verbrennung und Expansion (Wandtemperatur: 573 K).

Strömungsverluste ... In allen Rohrleitungen wird die Wandreibung berücksichtigt. Weiters ist für die Wärmetauscher ein Druckverlustmodell hinterlegt.

Verbrennungsablauf ... Die Verbrennung wird mit Hilfe eines Vibe-Brennverlaufes dargestellt. Die verwendeten Parameter sind dabei $m = 1, 3$ und $a = 6, 8$. Eine Variation dieser Parameter ergab, dass die Form des Brennverlaufs im Gegensatz zur Lage des Verbrennungsbeginns kaum ausschlaggebend ist.

Verluste in den Strömungsmaschinen ... Entsprechend den für Matlab angenommenen Verlusten werden auch in Boost die folgenden isentropen Wirkungsgrade verwendet: $\eta_{is, \text{Kompressor}} = 0,75$; $\eta_{is, \text{Turbine}} = 0,7$.

7.6.3 Optimierte Parameter

Neben einigen fix gewählten Werten, welche in Tabelle 7.5 aufgelistet sind, wurden im Zuge der Optimierung vor allem folgende Parameter variiert:

- *Die Steuerzeiten des Einlassventils sowie der Schließzeitpunkt des Auslassventils:* Der Einlassvorgang tritt grundsätzlich etwa 20° vor dem oberen Totpunkt auf und dauert $6 - 8^\circ \text{KW}$. Der zur Optimierung betrachtete Bereich erstreckt sich von 40°vOT bis 5°vOT . Das Auslassventil öffnet immer am unteren Totpunkt, während der Schließzeitpunkt an den jeweiligen Öffnungszeitpunkt des Einlassventils angepasst ist.
- *Der Brennbeginn:* Dieser wurde im Bereich von 10°vOT bis 10°nOT variiert.
- *Das Gesamtdruckverhältnis zwischen Verdichtungsenddruck und Umgebungsdruck:* Der betrachtete Bereich des Druckniveaus nach der Verdichtung reicht von etwa 10 bar bis zu 60 bar.
- *Das Druckverhältnis in den einzelnen Turboladern:* Es wurden Druckverhältnisse in der Größe von 2 bis etwa 4 untersucht.
- *Die Temperaturdifferenz im Formelinterpreter und damit der Wirkungsgrad des Rekuperators:* Diese wurde von 0° (idealer Rekuperator) bis etwa 200°C variiert.
- *Hub und Bohrung sowohl des Kompressions- als auch des Expansionszylinders:* verschiedenste Kombinationen
- *Das Verdichtungsverhältnis von Kompressions- und Expansionszylinder:* Dieses bewegt sich im Fall des Kompressionszylinders zwischen den Werten 50 und 70 sowie im Fall des Expansionszylinders im Bereich um 20.

Tabelle 7.5: Konstante Parameter

Gastemperatur nach LLK in K	313
Lambda	1,36
Heizwert in kJ/kg	42500
Drehzahl in U/min	2000
Umgebungsdruck in bar	1
Umgebungstemperatur in K	293
Wandtemperatur Rohre kalter Bereich in K	293
Wandtemperatur Rohre heißer Bereich in K	573
Isentroper Wirkungsgrad Kompressor	0,75
Isentroper Wirkungsgrad Turbine	0,70
Mechanischer Wirkungsgrad Turbolader	0,98
Wandtemperatur Expansionskolben in K	673
Wandtemperatur Zylinderkopf und Zylinderbuchse des Expansionszylinders in K	673

7.6.4 Aufgetretene Schwierigkeiten

Anpassung der Ventilöffnungsdauer

Auf Grund der verwendeten Steuerzeiten findet der Einströmvorgang kurz vor dem oberen Totpunkt statt. Der exakte Moment des Einströmens ist dabei von entscheidender Bedeutung.

Bei zu früher Öffnung des Einlassventils kommt es zu einer starken Kompression der Frischladung und unter Umständen zu einer Überschreitung des erlaubten Spitzendrucks. Weiters treten Stoßverluste auf und es verbleibt eine größere Menge an Restgas im Zylinder. Beginnt der Einströmvorgang spät, so kann auf Grund des bereits gesunkenen Zylindervolumens nur mehr eine geringe Menge an frischer Ladung einströmen. Zum Erreichen eines guten Wirkungsgrades ist es somit essenziell, den Öffnungszeitpunkt des Einlassventils richtig festzulegen.

In weiterer Folge muss verhindert werden, dass die bereits eingeströmte Ladung durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens zurück in den Einlasskanal geschoben wird. Je nach gewähltem Öffnungszeitpunkt des Einlassventils tritt dieser Moment jedoch nach einer unterschiedlichen Öffnungsdauer auf. Dieser Umstand erfordert es, für jeden gewählten Öffnungszeitpunkt den richtigen Schließzeitpunkt und somit die richtige Öffnungsdauer zu ermitteln.

Um einen effektiven Simulationsablauf zu erhalten ist es wünschenswert, eine automatische Regelung des Schließzeitpunktes anzuwenden. Im vorliegenden Fall konnte dies durch eine entsprechende Wahl der Ventildurchflusskoeffizienten (Strömungskoeffizienten) umgesetzt werden. Die Einstellung wurde derart gewählt, dass eine Strömung nur stattfinden kann, wenn der Druck im Einlasskanal größer ist als jener im Zylinder. Trifft dies zu, so kommt es durch das Druckgefälle zu einer Strömung in den

Zylinder. Sobald der Druck im Zylinder den Saugrohrdruck übersteigt, wird der Strömungskoeffizient automatisch auf null gesetzt und eine Rückströmung unterbunden. Der Ventilhubverlauf bestimmt somit nur noch den Öffnungszeitpunkt, nicht jedoch die Öffnungsdauer. Dieses Verhalten ist in Abbildung 7.7 dargestellt. Dabei ist gut ersichtlich, dass trotz offenem Einlassventil kein Massenstrom auftritt und der Strömungskoeffizient null wird, wenn der Massenstrom die Nulllinie überquert und eine Rückströmung aus dem Zylinder auftreten würde.

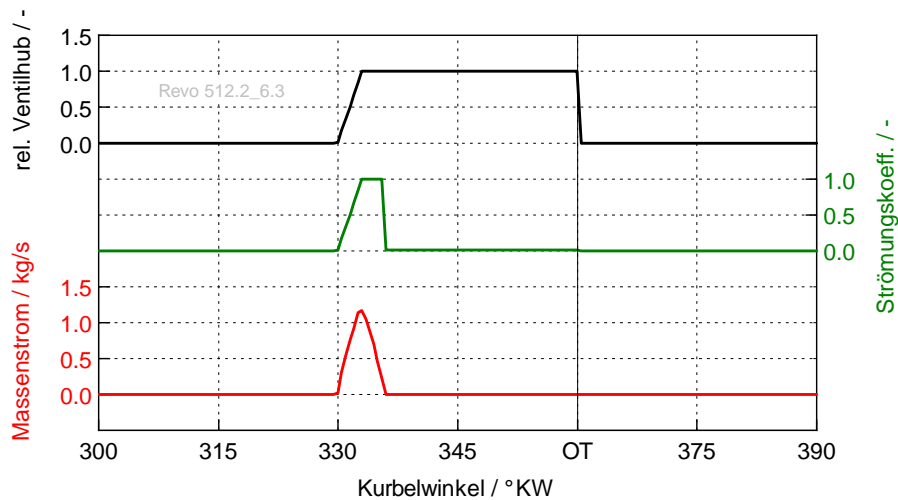


Abbildung 7.7: Ventilhubverlauf des Einlassventils sowie Strömungskoeffizient und einströmende Masse, aufgetragen über dem Kurbelwinkel

Bei Anwendung dieser Methode ist zu beachten, dass nur unter bestimmten Voraussetzungen richtige Ergebnisse erhalten werden. Entdeckt wurde dies im Zuge einer Variation des Verbrennungsbeginns, bei welcher eine unrealistisch starke Steigerung des Wirkungsgrades auftrat. Der Grund hierfür ist, dass sich ein früher Verbrennungsbeginn immer mehr mit der Öffnungsdauer des Einlassventiles überschneidet und es damit zu einer Kraftstoffeinspritzung bei noch offenem Ventil kommt. Problematisch ist nun, dass die während dieser Zeit eingespritzte Kraftstoffmenge nicht für die Wirkungsgradberechnung berücksichtigt wird. Eine Veranschaulichung des Problems ist in Abbildung 7.8 dargestellt. Dabei ist gut erkennbar, dass eine Verbrennung bereits stattfindet, während das Einlassventil noch geöffnet ist.

Zur Umgehung dieses Problems wurden in der Folge für jeden Öffnungszeitpunkt verschiedene Schließzeitpunkte simuliert und jene Kombination ausgewählt, bei der gerade keine Rückströmung auftritt.

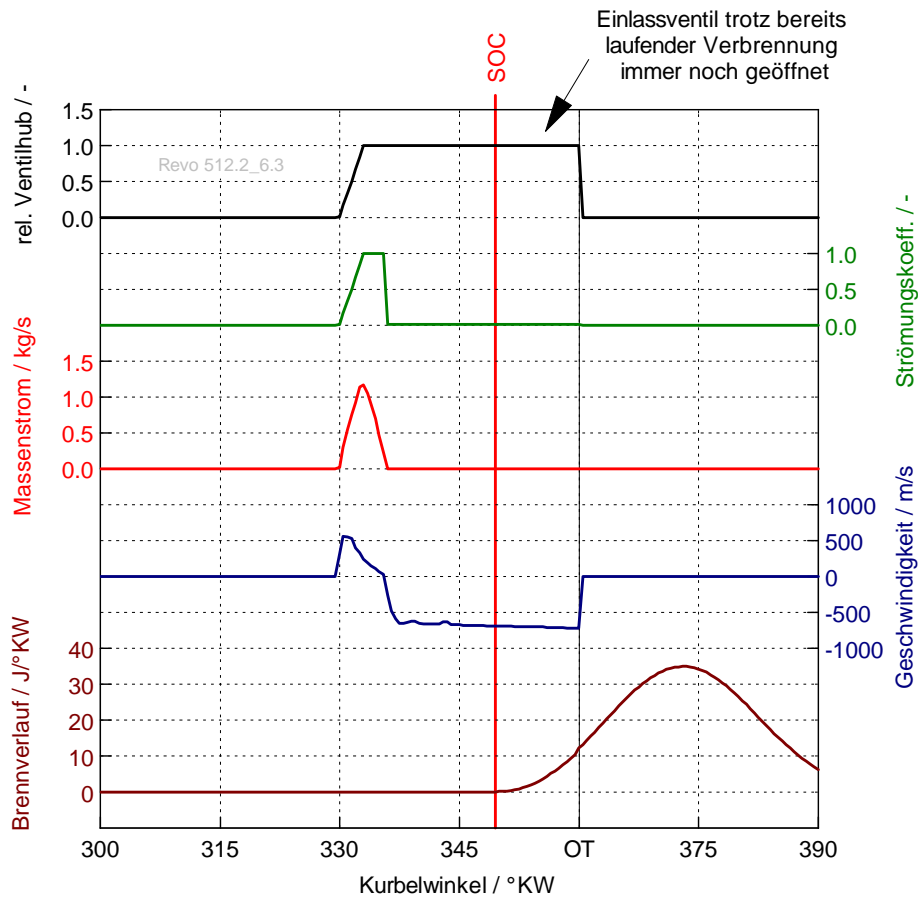


Abbildung 7.8: Stattfindende Verbrennung trotz offenem Einlassventil

Auftretende Drucküberhöhung am Ende des Einströmvorganges

Bei näherer Betrachtung des Druckverlaufs im Expansionszylinder fällt auf, dass der vorherrschende Druck am Ende des Einströmvorganges deutlich über jenem im Saugrohr liegt. Abbildung 7.9 veranschaulicht dieses Verhalten. Im vorliegenden Fall ergibt sich direkt nach dem Einströmen des Frischgases ein Druck von über 60 bar anstatt der im Saugrohr anliegenden 40 bar. Dies entspricht einer Drucksteigerung von mehr als 50%.

Überschlägige Berechnungen der vorherrschenden Gasdynamik lassen folgende Vermutung zu: Am Ende des Einströmens der frischen Ladung, wenn der Raum im Zylinder vollständig gefüllt ist, kommt es zu einem abrupten Abbremsen der Gassäule. Auf Grund der Gasdynamik wird dabei die kinetische Energie der gesamten Gassäule in Druckenergie umgewandelt. Diese Umwandlung ist in einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine angesichts des vorherrschenden Ladedrucks von maximal 2-3 bar und der dadurch sehr geringen Dichte vernachlässigbar. Wird jedoch der hohe Ver-

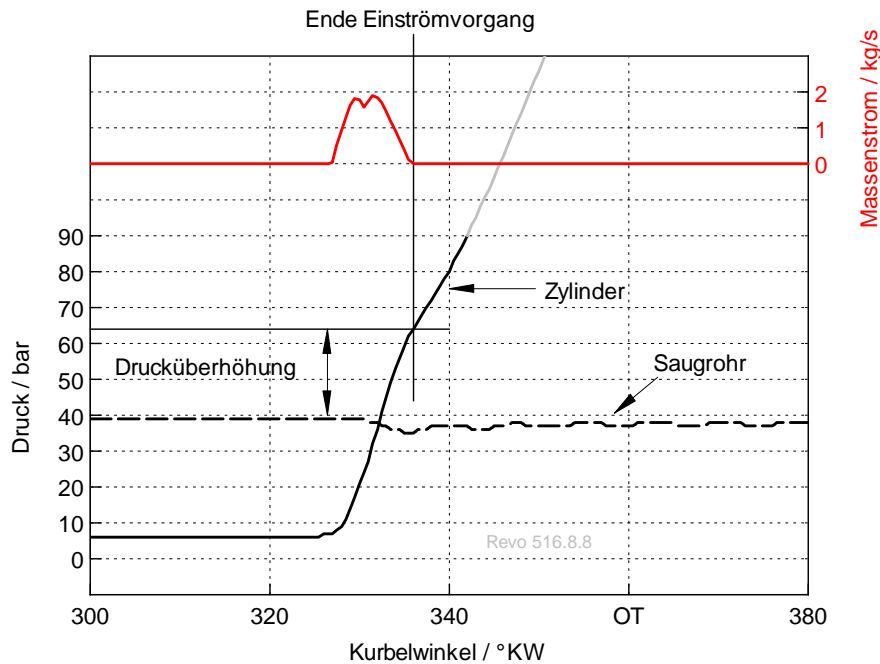


Abbildung 7.9: Drucküberhöhung im Expansionszylinder am Ende des Einströmvorganges

dichtungsenddruck des IVT-Konzepts berücksichtigt, so ist eine Drucksteigerung in der vorliegenden Größenordnung durchaus denkbar.

Durch mehrere Versuche konnte gezeigt werden, dass für die Größe der Drucküberhöhung in erster Linie die Länge des Rohres zwischen Rekuperator und Expansionszylinder (Abbildung 7.6, Rohr 1) entscheidend ist. Bei sehr kurzen Rohrlängen von wenigen Millimetern ist die Masse der Gassäule gering, wodurch es nur zu kleinen Drucksteigerungen kommt. In Abbildung 7.10 sind die Druckverläufe für insgesamt fünf verschiedene Rohrlängen dargestellt. Die markierten Punkte kennzeichnen dabei das jeweilige Ende des Einströmvorganges.

Gut erkennbar ist die nicht vorhandene Drucksteigerung bei einer fiktiven Rohrlänge von nur einem Millimeter, während bei einer Länge von 70 Millimetern bereits gut 60 anstatt der im Saugrohr vorherrschenden 40 bar erreicht werden. In weiterer Folge kann beobachtet werden, dass es bei Rohren ab einer Länge von etwa 80 Millimetern wieder zu einem Abfall der Drucküberhöhung kommt. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass in der kurzen Zeitspanne des Einströmens nicht mehr die gesamte im Rohr vorhandene Gassäule beschleunigt wird.

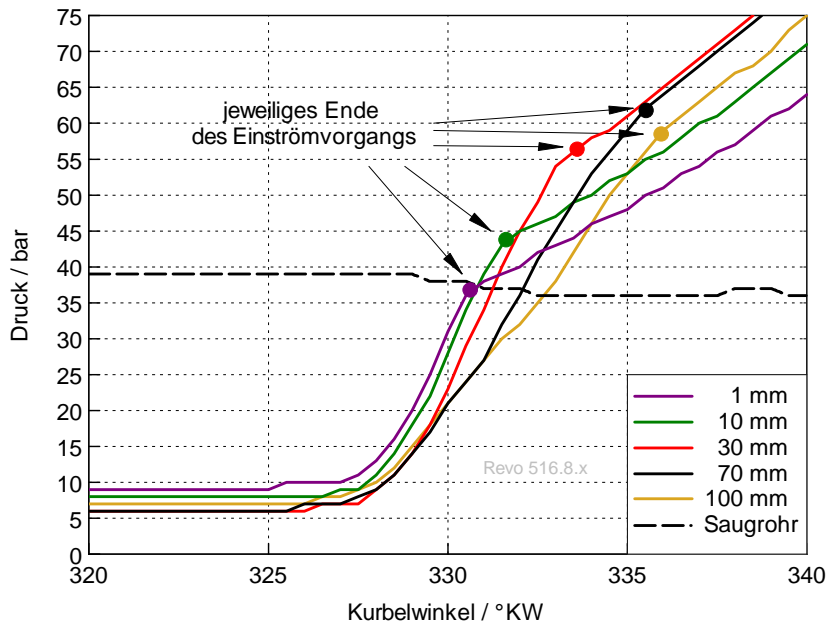


Abbildung 7.10: Einfluss der Rohrlänge zwischen Rekupe-
rator und Zylinder auf die Drucküberhö-
hung

Optimierung des Gesamtsystems vs. Optimierung von Teilsystemen

Der Wunsch nach möglichst realitätsnahen Simulationsergebnissen erfordert eine Berücksichtigung aller im System auftretenden Einflüsse und Wechselwirkungen. Um diesem Wunsch gerecht zu werden ist es notwendig, den gesamten Systemaufbau zu betrachten bzw. zu simulieren. In der Folge entsteht auf Grund der Vielzahl an Parametern und der daraus resultierenden Menge an möglichen Kombinationen sowie auftretenden Einflüssen eine komplexe Aufgabe.

Als spezielles Problem kristallisierte sich im Lauf des Projektes der verwendete Kolbenkompressor heraus. Anders als bei einem Turbolader ist es nicht möglich, ein gewünschtes Druckverhältnis vorzugeben. Der erzeugte Druck kann nur durch die Wahl von Bohrung, Hub und Verdichtungsverhältnis reguliert werden. Je nach resultierendem Verdichtervolumen stellt sich bei einem anderen Druck ein stabiler Zustand ein. Dieser Umstand führt vor allem bei Variationen des Gesamtdruckverhältnisses zu einer mühsamen Einstellaufgabe.

Zur Ermittlung des idealen Druckverhältnisses für Verbrennung und Expansion wäre es aus diesem Grund wünschenswert, den Expansionszylinder gesondert zu optimieren. Da eine isolierte Betrachtung von Teilen des Systems jedoch aus oben genannten Gründen verhindert werden soll, wurde nach anderen Optionen zur Vereinfachung gesucht.

Eine mögliche Lösung ist die Verwendung eines mechanisch angetriebenen Strömungsverdichters anstelle des Kolbenkompressors. Dieser erlaubt die Vorgabe eines bestimmten Druckverhältnisses bei gleichzeitiger Betrachtung des gesamten Systems. Um eine möglichst große Ähnlichkeit der beiden Bauteile zu erreichen, ist es empfehlenswert, den isentropen Wirkungsgrad des Strömungsverdichters mit 1 anzunehmen. Die benötigte Arbeit wird bei der Berechnung des Wirkungsgrades miteinbezogen. Nicht gesondert berücksichtigt wird hingegen der Wegfall der Kolbenreibung. Diesbezüglich wird jedoch angenommen, dass der unterstellte Reibmitteldruck von 1 bar hoch genug angesetzt ist, um diese bereits zu beinhalten. Ein Ausschnitt des Systems ist in [Abbildung 7.11](#) dargestellt.

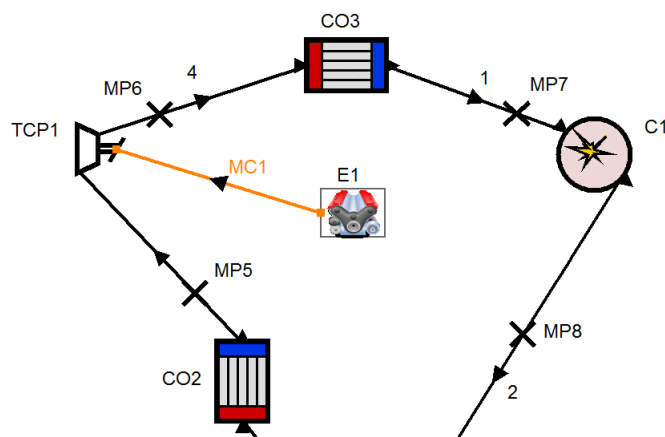


Abbildung 7.11: Ausschnitt des Systemaufbaus mit mechanischem Strömungsverdichter TCP1

Nach abgeschlossener Optimierung ist es zweckmäßig, den Turbokompressor wieder durch den Kompressionszylinder zu ersetzen und diesen anzupassen.

7.6.5 Ausgewählte Ergebnisse

Der hier vorliegende Abschnitt stellt einige Ergebnisse der durchgeführten Simulationen und Optimierungen vor. Als einleitende Darstellung zeigt [Abbildung 7.12](#) mehrere über dem Kurbelwinkel aufgetragene Systemgrößenverläufe. Diese beziehen sich auf den Letztstand des im Zuge dieser Arbeit betrachteten IVT-Konzepts 4.

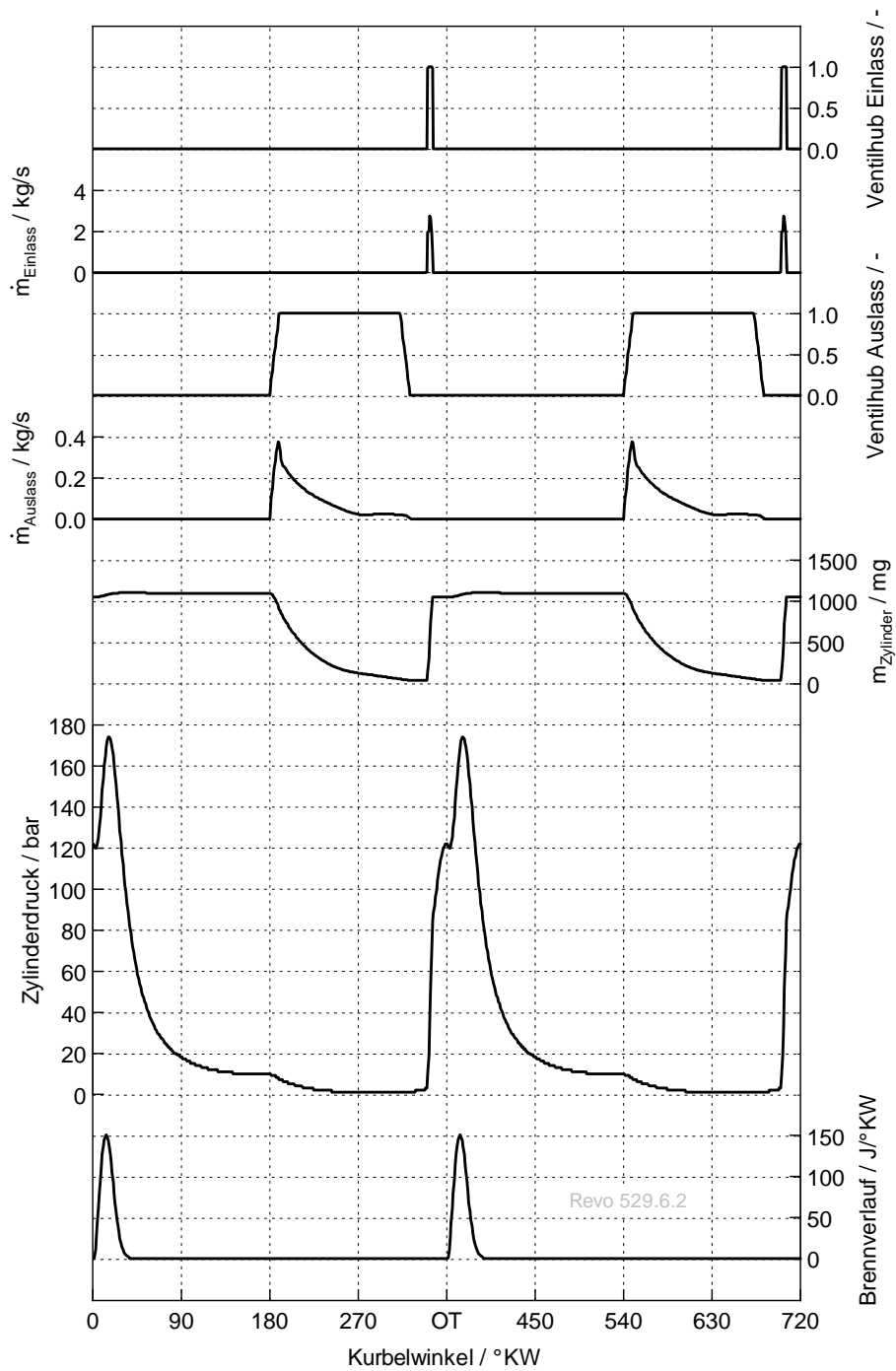


Abbildung 7.12: Steuerzeiten, Massenströme sowie Druck- und Brennverlauf des IVT-Konzepts 4

Auffallend ist die kurze Dauer des Einströmvorganges. Diese ist bedingt durch die Aufwärtsbewegung des Zylinders und den dadurch rasch ansteigenden Druck, wodurch

ein längeres Offenhalten des Einlassventils zu einem Rückströmen der Ladung in das Saugrohr führen würde. Auf Grund der hohen Vorverdichtung ist es in diesem kurzen Zeitraum jedoch möglich, eine ausreichende Ladungsmenge in den Zylinder zu transportieren (vgl. 7.12, m_{Zylinder}). Zu beachten ist, dass zur Umsetzung eines derartigen Ventilhubverlaufes der Einsatz spezieller Ventile bzw. gänzlich anderer Methoden zur Steuerung des Ladungswechsels notwendig sein wird.

Die hier dargestellte Systemkonfiguration verwendet eine hohe Vorverdichtung der Frischladung auf etwa 57 bar, da damit höchste Wirkungsgrade möglich sind. Nach dem Einströmen in den Zylinder und dem Schließen des Einlassventils kommt es zu einer weiteren Kompression auf etwa 120 bar. Daran anschließend ist die Drucksteigerung auf Grund der Verbrennung gut erkennbar. Der erreichte Spitzendruck beträgt knapp 180 bar und liegt damit in Regionen, die mit heutiger Technik problemlos umsetzbar sind. Für die Verbrennung wird eine Dauer von 35 °KW angenommen.

Der mit dieser Konfiguration erreichte effektive Wirkungsgrad liegt aktuell bei 46,6 %.

Wirkungsgradvorteil eines gekühlten Kompressionszylinders

Um Erkenntnisse bezüglich des Wirkungsgradvorteiles eines gekühlten Kompressionszylinders zu erhalten, wurde dasselbe System mit zwei verschiedenen Oberflächentemperaturen des Kompressionszylinders simuliert. Verwendet wurde dabei einerseits eine Temperatur von 343 K als Annahme für eine gekühlte Kompression sowie ein relativ hoher Wert von 673 K. In diesem Fall wird während der gesamten Verdichtung Wärme zugeführt. Die hier angeführten Temperaturen gelten dabei sowohl für die Zylinderbuchse und den Zylinderkopf als auch für den Kolben.

Der erhaltene Unterschied im Wirkungsgrad beträgt etwa 1,5 Prozentpunkte und ist damit nicht zu vernachlässigen. Wird jedoch anstatt von 673 K eine Wandtemperatur angenommen, die in einem konventionellen Zylinder in etwa auftritt (rund 473 K), so ergibt sich nur mehr ein Wirkungsgradvorteil von wenigen Zehntelprozentpunkten.

Tabelle 7.6 zeigt eine Gegenüberstellung der erhaltenen Werte. In Abbildung 7.13 sind die Verläufe von Zylinderdruck und Ladungsmasse des Expansionszylinders dargestellt. Dabei ist gut erkennbar, dass in diesem auf Grund der geringeren Temperatur ein höherer Luftaufwand und in der Folge ein leicht gestiegener Spitzendruck entsteht.

Tabelle 7.6: Vergleich unterschiedlicher Wandtemperaturen des Kompressionszylinders

	$T_{\text{Wand}} = 343 \text{ K}$	$T_{\text{Wand}} = 673 \text{ K}$
Wirkungsgrad in %	44,79	43,10
Drehmoment in Nm	135,9	119,2
Temperatur vor dem Rekuperator in K	497,6	590,8
Temperatur nach dem Rekuperator in K	729,0	744,5

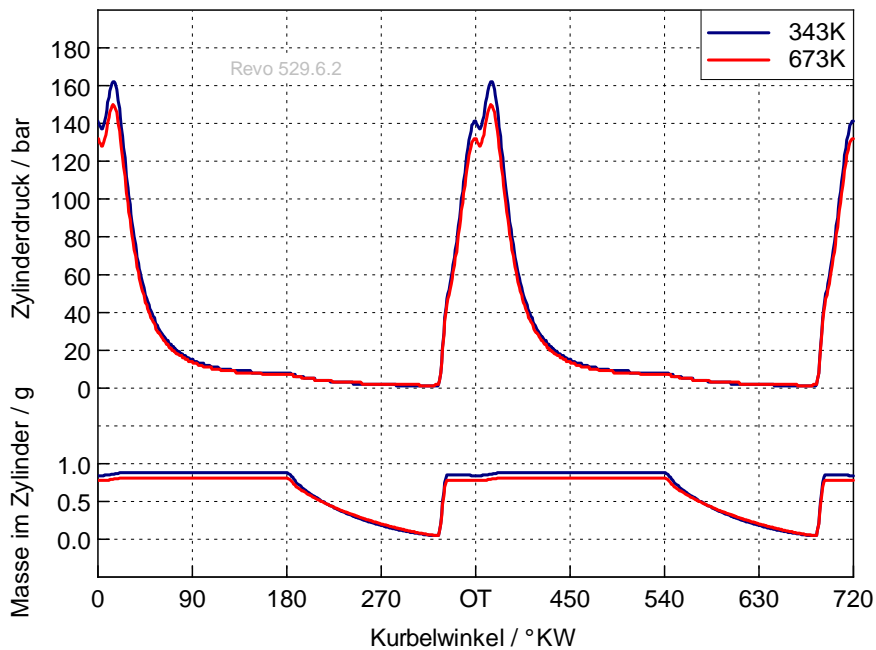


Abbildung 7.13: Verlauf des Zylinderdrucks sowie der Ladungsmasse über dem Kurbelwinkel für zwei unterschiedliche Wandtemperaturen

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei Temperaturen vergleichbar zu jenen eines konventionellen Zylinders eine Kühlung der Kompression kaum Vorteile im Wirkungsgrad ermöglicht. Wird jedoch die Oberflächentemperatur eines isolierten Arbeitszylinders als Vergleich herangezogen, ist eine nennenswerte Wirkungsgradsteigerung denkbar. Dabei muss jedoch berücksichtigt werden, dass im Fall eines kühleren Zylinders ein höheres Drehmoment entsteht und somit die auftretende Reibung anteilmäßig geringer ist. Zusätzlich kann ein Teil der Wirkungsgraderhöhung auf den gesteigerten Luftaufwand zurückgeführt werden.

Problematisch ist bei diesem Vergleich, dass die tatsächlich in einem Kompressionszylinder vorherrschenden Wandtemperaturen schwer abschätzbar sind. Es erscheint plausibel, dass die Wandtemperaturen kaum Werte oberhalb der Kühlmitteltemperatur annehmen und sich somit im Bereich von etwa 100 °C bewegen. Eine weitere Kühlung des separaten Kompressionszylinders ist somit aller Wahrscheinlichkeit nach nicht zielführend.

Wirkungsgradvorteil durch die Verwendung eines Rekuperators

Der entscheidende Vorteil des Split-Cycle-Prinzips liegt in erster Linie in der Möglichkeit, die in den Abgasen vorhandene Energie zwischen Kompression und Verbrennung in den Prozess zurückführen zu können. Somit ist es für die Sinnhaftigkeit dieses

Aufbaus von wesentlicher Bedeutung, welcher Wirkungsgradvorteil durch den Einsatz eines Rekuperators erhalten werden kann. Um diese Frage zu beantworten wurde versucht, das Wirkungsgradpotenzial für den Fall des IVT-Konzepts zu konkretisieren.

Die Schwierigkeit der Fragestellung liegt in erster Linie in der Vielzahl an Kenngrößen, die durch die Verwendung eines Rekuperators beeinflusst werden. Neben der Temperatur des Frischgases gehören dazu unter anderem der Spitzendruck, die Leistungsdichte, der Ladedruck, das Drehmoment, die ideale Lage der Steuerzeiten sowie die Wandwärmeverluste. Aus diesem Grund ist ein Vergleich zweier Systeme nicht zielführend, deren einziger Unterschied im Vorhandensein eines Rekuperators liegt. Entscheidend ist, dass nach dem Entfernen des Rekuperators auch eine Anpassung der einzelnen Parameter vorgenommen wird.

Im Rahmen der durchgeführten Simulation wurden die Ladedrücke 35 und 57 bar untersucht sowie ein Luftverhältnis von 1,2 verwendet. Zur Erreichung der beiden Ladedrücke war es notwendig, Hub, Bohrung und Verdichtungsverhältnis des Kompressionszylinders für jedes System anzupassen. Die Optimierung wurde mit Hilfe einer Variation der Einlasssteuerzeiten, des Verbrennungsbeginns und des Expansionsverhältnisses im Arbeitszylinders durchgeführt.

Die erhaltenen Ergebnisse zeigen, dass sowohl bei 35 als auch bei 57 bar kaum Änderungen im Wirkungsgrad zu beobachten sind. So ergibt die Simulation bei hohen Ladedrücken einen Vorteil von etwa einem halben Prozentpunkt, während bei geringeren Ladedrücken kein Wirkungsgradgewinn auftritt. Tabelle 7.7 zeigt die einzelnen Werte.

Tabelle 7.7: Erreichte Wirkungsgrade mit bzw. ohne Rekuperator in Abhängigkeit des Ladedrucks

Ladedruck bar	η ohne Rekuperator %	η mit Rekuperator %	Differenz
35	44,83	44,79	-0,04
57	46,13	46,61	0,48

Auffallend ist, dass die Erwärmung der Frischladung im Rekuperator zu einem sinkenden Luftaufwand im Arbeitszylinder und in der Folge zu einem geringeren Drehmoment führt. Um einen fairen Vergleich beider Systeme zu gewährleisten, ist jedoch die Betrachtung eines vergleichbaren Lastpunktes wünschenswert. Dies führt zu einem Wirkungsgradvorteil auf Grund des Rekuperators von 0,9 (35 bar) bzw. 1,3 (57 bar) Prozentpunkten.

Eine genauere Betrachtung der im System auftretenden Temperaturen zeigt, dass bei einem Ladedruck von 57 bar eine Erwärmung der Frischladung im Regenerator um etwa 120 K erfolgt. Wird im Vergleich dazu das Modell mit 35 bar Ladedruck betrachtet, so ergibt sich eine Temperatursteigerung um mehr als 230 K. Dies ist zum einen bedingt durch eine geringere Verdichtungsendtemperatur. Zum anderen ist auf

Grund des geringeren Ladedrucks ein früheres Einströmen in den Zylinder notwendig. Dadurch kommt es im Anschluss zu einer deutlich stärkeren Kompression und zu einer Erhöhung des Temperaturniveaus nach der Verbrennung sowie nach der Expansion, da das Expansionsverhältnis des Arbeitszylinders in beiden Fällen dasselbe ist. Somit ergibt sich auf Grund der Steuerzeiten eine höhere Abgastemperatur. Tabelle 7.8 zeigt eine Auflistung verschiedener Temperaturen für beide Ladedrücke.

Tabelle 7.8: Im System auftretende Temperaturen bei unterschiedlichen Ladedrücken

	Temperaturen bei 35 bar K	Temperaturen bei 57 bar K
Nach erstem Turbolader (MP2)	409	409
Nach erstem LLK (MP3)	313	313
Nach zweitem Turbolader (MP4)	437	437
Nach zweitem LLK (MP5)	313	313
Nach Kompressionszylinder (MP6)	498	560
Nach Rekuperator (MP7)	729	677
Nach Expansionszylinder (MP8)	859	788
Nach erster Turbine (MP9)	831	772
Nach zweiter Turbine (MP10)	813	759

Zusammenfassend gilt, dass bei einer Ausnützung des Drehmomentvorteiles ohne Wärmetauscher die Wirkungsgrade in etwa gleich sind. Im betrachteten Fall liegt der Drehmomentunterschied je nach Aufladung zwischen 20 (200 statt 180 Nm bei 57 bar) und 35 Nm (170 statt 135 Nm bei 35 bar). Wird dieser Vorteil nicht ausgenutzt und das Drehmoment des Systems ohne Wärmetauscher an jenes mit Wärmetauscher angepasst, sind Wirkungsgradvorteile im Bereich von etwa 1 bis 1,5 Prozentpunkten denkbar.

Optimales DV_{Turbo} bei gegebenem DV_{ges}

Abschließend soll kurz auf den Zusammenhang zwischen dem Gesamtdruckverhältnis und den Druckverhältnissen der einzelnen Verdichterstufen eingegangen werden.

Im Fall einer dreistufigen Aufladung mit zweifacher Rückkühlung auf Umgebungstemperatur werden optimale Wirkungsgrade erreicht, wenn das Druckverhältnis in den einzelnen Stufen dasselbe ist:

$$DV_{\text{Turbo } 1} = DV_{\text{Turbo } 2} = DV_{\text{Kompr}} = \sqrt[3]{DV_{\text{ges}}} \quad (7.2)$$

Die Kompression in einem Kolbenverdichter kann unter den bestehenden Rahmenbedingungen annähernd als isentrop angenommen werden. Im Vergleich dazu besitzen Strömungsverdichter jedoch isentrope Wirkungsgrade deutlich unterhalb von eins.

Aus diesem Grund und da die Rückkühlung nicht auf Umgebungstemperatur erfolgt, verschiebt sich die optimale Aufteilung der Druckverhältnisse in Richtung des Kolbenkompressors.

7.7 Weiteres Vorgehen

Im nächsten Entwicklungsschritt des IVT-Konzepts soll die Verwendung von Viertaktsteuerzeiten untersucht werden.

Der in den bisherigen IVT-Konzepten verwendete Zweitaktzyklus birgt neben dem Vorteil einer höheren Leistungsdichte auch einige Nachteile. Als Beispiel sei angeführt, dass im Fall des vierten IVT-Konzeptes auf Grund der verwendeten Steuerzeiten kein vollständiges Ausschleiben der Verbrennungsgase möglich ist, wodurch ein Restgasanteil zurückbleibt. Die Verwendung von Viertaktsteuerzeiten ermöglicht zum einen das vollständige Ausschleiben der Verbrennungsprodukte und zum anderen eine gute Regelung des Spitzendrucks durch eine Variation der Füllung. Zur sinnvollen Umsetzung eines Viertakt-Arbeitszylinders ist jedoch ein spezieller Kurbeltrieb mit sehr kurzem Ansaughub notwendig. Untersuchungen in diese Richtung sollen zeigen, ob mit dieser Steuerzeitenstrategie höhere Wirkungsgrade erreichbar sind. Das damit fünfte IVT-Konzept (K5) entspricht vom restlichen Aufbau der vierten Entwicklungsstufe. Den Prozessverlauf in einem Ts -Diagramm zeigt [Abbildung 7.14](#).

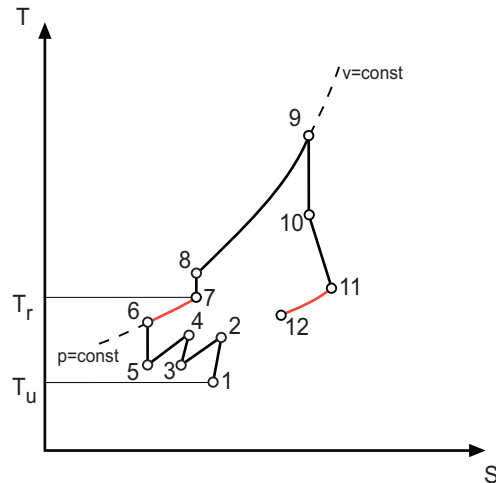


Abbildung 7.14: Prozessverlauf des IVT-Konzepts mit 4-Takt-Steuerzeiten

8 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Arbeit war es, unkonventionelle Motorkonzepte im Hinblick auf thermodynamische Aspekte zu analysieren. Dabei wurde zum einen eine umfangreiche Literatur- und Patentrecherche zur Identifizierung und Bewertung bereits vorhandener Konzepte durchgeführt, zum anderen fand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz die Entwicklung eines eigenen Konzeptes statt.

Der thermodynamische Prozessverlauf bekannter Hubkolbenmaschinen weicht deutlich vom zugehörigen Idealprozess ab. Diese Abweichungen sind im verwendeten Aufbau und Arbeitsablauf der Maschinen begründet und führen zu Wirkungsgradeinbußen.

Als Basis für die durchgeführten thermodynamischen Untersuchungen war es notwendig, den Prozessverlauf heutiger Motoren näher zu analysieren, um in der Folge mögliche Wirkungsgradpotenziale aufzuzeigen. Dabei wurde erkannt, dass vor allem folgende Adaptierungen Potenzial zur Steigerung der Effizienz besitzen: die Verlängerung des Expansionshubes zur Nutzung des Restdruckes am Ende der Expansion, die Rückführung der im Abgas vorhandenen Wärme in den Motorprozess sowie die Kühlung der Kompression. Ein vielversprechendes Potenzial bietet weiters die Nutzung der Abwärme in einem nachgeschalteten Prozess (Waste Heat Recovery). Diese Möglichkeit wurde jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht.

Im Gegensatz zu den rein theoretischen Potenzialen sind die tatsächlich umsetzbaren Wirkungsgradsteigerungen jedoch in den meisten Fällen deutlich geringer. Gründe hierfür sind in erster Linie die nur in begrenztem Maß belastbaren Materialien sowie geometrische Einschränkungen. Zusätzlich eignen sich die meisten Maßnahmen nur für bestimmte Betriebsarten, Lastbereiche und Kraftstoffe.

Im Rahmen der durchgeführten Literaturrecherche wurde erkannt, dass bereits eine Vielzahl an unkonventionellen Konzepten vorhanden ist. Diese reichen dabei von leichten Modifikationen einer konventionellen Hubkolbenmaschine bis hin zu völlig neuen Aufbauten. Fast allen gemeinsam ist jedoch das Ziel, mindestens eine der im vorigen Absatz genannten wirkungsgradsteigernden Maßnahmen umzusetzen.

Zur übersichtlichen Zusammenfassung der gesammelten Ideen und Methoden wurde eine Bewertungsmatrix erstellt. Diese beinhaltet neben einer Auflistung der einzelnen Konzepte eine Beschreibung ihrer Arbeitsweise und eine Bewertung nach bestimmten Kriterien. Betrachtet wurden dabei unter anderem das jeweilige Wirkungsgradpotenzial, die vorhandene Technik- und Serienreife, die Komplexität des Konzepts sowie mögliche Herausforderungen in der Umsetzung.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass viele dieser Konzepte mit interessanten Ideen aufwarten, eine Umsetzung jedoch teilweise schwer denkbar ist. Nur wenige Motoren, so z.B. jene von Scania oder Honda, werden bereits in Serie betrieben. In einigen Fällen läuft die Untersuchung von Prototypen. Die dabei erreichten Wirkungsgrade bewegen sich auf dem Niveau heutiger Motoren, wodurch eine Serienfertigung derzeit noch nicht rentabel erscheint.

In weiterer Folge wurde im Zuge dieses Projekts versucht, die beschriebenen wirkungsgradsteigernden Maßnahmen in einem Konzept zu kombinieren. Der grundlegende Aufbau basiert dabei auf einem mehrstufig aufgeladenen Motor und der Verwendung des Split-Cycle-Prinzips, welches eine räumliche Trennung von Kompressions- und Arbeitszylinder ermöglicht. Durch diese Gestaltung ist zum einen die Umsetzung einer verlängerten Expansion sowie die Kühlung des Kompressionszylinders möglich, zum anderen kann die im Abgas enthaltene Wärmeenergie thermodynamisch vorteilhaft in den Prozess zurückgeführt werden. Die Verbrennung erfolgt konventionell im vorhandenen Arbeitszylinder, da sich die Verwendung einer Brennkammer in diesem Zusammenhang auf Grund der auftretenden Temperaturen als nicht vorteilhaft darstellt. Die Analyse des Systems sowie die Optimierung unterschiedlichster Parameter wurde mit Hilfe einer 1D-Ladungswechsel- und Prozesssimulation (AVL Boost) durchgeführt. Variiert wurde in erster Linie die Lage der Steuerzeiten und des Verbrennungsbeginns, das Gesamtdruckverhältnis, das Druckverhältnis in den Turboladern und die Geometrie der beiden Zylinder. Die zum Verfassungszeitpunkt der vorliegenden Arbeit erreichten Wirkungsgrade betragen in etwa 46 % unter der Berücksichtigung von diversen Verlusten und der bestmöglichen Abschätzung unbekannter Parameter.

Abschließend kann gesagt werden, dass auf Grund der immer schärferen Emissions- und Effizienzvorgaben seitens der Gesetzgeber eine Betrachtung neuer Konzeptideen an Bedeutung gewinnt. Dabei ist jedoch zum momentanen Zeitpunkt noch keine Aussage möglich, ob die theoretisch vorhandenen Potenziale umsetzbar sind. In jedem Fall sind weitere Untersuchungen und Optimierungen notwendig.

Diese Aussage gilt auch für das an der TU Graz entwickelte „IVT-Konzept“. Nach ausgiebigen Simulationen ist es in weiterer Folge wichtig, vorherrschende Randbedingungen exakt angeben zu können. Dazu ist die Durchführung von Prinzipversuchen und die konstruktive Auslegung unkonventioneller und damit unbekannter Baugruppen vonnöten. Zusätzlich ist für die Verwendung als PKW-Antrieb eine Ausweitung des untersuchten Betriebsbereiches auf die Teillast sowie eine Analyse des Transientenverhaltens erforderlich.

Auf Grund der in Kapitel 7 beschriebenen geringen Wirkungsgradvorteile durch die Verwendung eines Rekuperators entstanden Zweifel an der Sinnhaftigkeit einer Wärmerückgewinnung. Deshalb soll zusätzlich zu den vorhandenen IVT-Konzepten ein Modell genauer untersucht werden, das als wirkungsgradsteigernde Maßnahme nur eine verlängerte Expansion mit Hilfe eines speziellen Kurbeltriebes umsetzt.

Literaturverzeichnis

- [1] Alten, Hans. *Thermodynamische Untersuchung eines 4-Taktmotors mit Nachexpansion*. <http://www.5-takt-motor.com/Dateien/TD-Report%20103%20von%20Hans%20Alten.pdf>, Zugriff am 18.09.2012.
- [2] Atkinson, James. *Gas-Engine*. Patentschrift US 367 496, 02.08.1887.
- [3] AUDI AG. *Brennkraftmaschine mit verlängertem Expansionshub und Momentenausgleich*. Offenlegungsschrift DE 10 2010 027 351 A1, 19.01.2012.
- [4] Austin, Walter M. *Variable Stroke Internal-Combustion Engine*. Patentschrift US 1 278 563, 10.09.1918.
- [5] Böcker, Oliver. *Thermodynamische Entwicklung und Analyse einer nach den Anforderungen der Kreisprozessabschnitte gestalteten Hubkolbenbrennkraftmaschine*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2011.
- [6] Beiring, Karl-Heinz. *So kann ein neuer, sehr sparsamer Verbrennungsmotor mit exzellenten Laufeigenschaften für Kleinkraftfahrzeuge funktionieren*. Technische Konzeptbeschreibung, 2009.
- [7] Dumböck, Ortwin. Dissertation in Arbeit, Technische Universität Graz, 2012.
- [8] Eichlseder, Helmut. *Thermodynamik*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2008.
- [9] Ferrenberg, Allan. *Regenerated Engine with an improved Heating Stroke*. Patentschrift US 5 632 255, 27.05.1997.
- [10] Hausberger, Stefan. *Umweltauswirkungen des Verkehrs*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2011.
- [11] Kreuter, Peter; Reinicke, Joachim; Fettes, Christian; Bey, Ralf. *K-Motor - Ein neues Verbrennungsmotorenkonzept mit Wirkungsgradsteigerung um 50 %*. 28. Internationales Wiener Motorensymposium, 2007.
- [12] Liquid Piston Inc. *Hybrid Cycle Combustion Engine and Methods*. Patentschrift WO 2005/071230 A2, 04.08.2005.

- [13] Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH. *Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine sowie Brennkraftmaschine*. Offenlegungsschrift DE 10 2008 037 121 A1, 11.02.2010.
- [14] Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH. *Verfahren zum Betreiben einer Hubkolbenbrennkraftmaschine sowie Hubkolbenbrennkraftmaschine*. Patentschrift DE 10 2010 007 749 B4, 22.03.2012.
- [15] Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH. *Verfahren zum Umwandeln thermischer Energie in mechanische Arbeit sowie Brennkraftmaschine*. Patentschrift DE 10 2006 002 925 B4, 25.02.2010.
- [16] Müller, Walter. *Der Eintaktmotor (Normalausführung)*. http://www.eintaktmotor.de/texte/a001_02.html, Zugriff am 18.09.2012.
- [17] Negre, Guy. *Supercharger installation for supplying high pressure compressed air for cleansed or pollution abating engine*. Patentschrift WO 98/12062, 26.03.1998.
- [18] Nelson, Carl D. *Variable Stroke Engine*. Patentschrift US 4 517 931, 21.05.1985.
- [19] Otto, Boris; Schulze-Bilk, Guido. *Auslegung und Optimierung eines durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors*. Diplomarbeit, Fachhochschule Münster, 1999.
- [20] o.V. <http://de.wikipedia.org/>.
- [21] o.V. *Scuderi Engine*. Informationsbroschüre, Scuderi Group, 2010.
- [22] o.V. *Scuderi Engine*. Informationsbroschüre, Scuderi Group, 2011.
- [23] o.V. *Global topics in product development - Power Products*. http://world.honda.com/environment/currentinitiatives/initiatives_relating_to_power_products.html, Zugriff am 12.08.2012.
- [24] o.V. *Performing more work with less fuel - EXlink*. <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink/>, Zugriff am 14.09.2012.
- [25] o.V. *The Atkinson Cycle Engine*. <http://www.douglas-self.com/MUSEUM/POWER/unusualICeng/atkinson/atkinson.htm>, Zugriff am 17.09.2012.
- [26] o.V. *Das 5-Takt-Konzept - genial einfach, einfach genial*. <http://www.5-takt-motor.com/de/Prinzip.html>, Zugriff am 18.09.2012.
- [27] o.V. *Erste Prüfstandsergebnisse*. <http://www.5-takt-motor.com/de/Illmor-Ergebnisse.html>, Zugriff am 18.09.2012.

-
- [28] o.V. *Mikrogasturbinen - innovativ und umweltfreundlich*. http://www.microturbine.de/index.php?option=com_content&view=article&id=57&Itemid=53, Zugriff am 18.09.2012.
- [29] o.V. *The LSTE Engine Technology*. http://www.engineworks.de/index_6.htm, Zugriff am 18.09.2012.
- [30] o.V. *Aumet Oy, The Z-motor company*. <http://www.aumet.fi>, Zugriff am 19.09.2012.
- [31] o.V. *MCE-5 VCRi: Pushing back the fuel consumption reduction limits*. http://www.vcr-i.com/english/what_is_vcr_technology.html, Zugriff am 20.09.2012.
- [32] o.V. *Scania Turbocompound*. <http://www.scania.at/trucks/main-components/engines/engine-technology/turbocompound>, Zugriff am 20.09.2012.
- [33] o.V. *The Gomecsys VCR Technology*. http://www.gomecsys.com/uk/the_gomecsys_vcr_technology_720_degree_engine_cycle.html, Zugriff am 20.09.2012.
- [34] o.V. *Unsere Motoren - Ein revolutionäres Split-Cycle-Triebwerk*. <http://www.scuderiengine.de/the-scuderi-split-cycle-design-de/>, Zugriff am 21.09.2012.
- [35] o.V. *MDI MiniFlowAIR*. <http://www.mdi.lu/english/miniflowair.php>, Zugriff am 24.09.2012.
- [36] o.V. *MDI Technology*. <http://www.mdi.lu/english/technologie.php>, Zugriff am 24.09.2012.
- [37] o.V. *The Zajac Technology - Step by Step*. <http://www.zajacmotors.com/the-zajac-engine-step-by-step.phtml>, Zugriff am 24.09.2012.
- [38] Patton, Richard. *Brennkraftmaschine mit Regenerator und Heißluftzündvorrichtung*. Übersetzung der europäischen Patentschrift DE 600 21 901 T2, 20.07.2006.
- [39] Pischinger, Rudolf; Klell, Manfred; Sams, Theodor. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 2. überarbeitete Auflage, Springer Verlag Wien New York, 2002.
- [40] Schmitz, Gerhard. *Fünftakt Brennkraft Maschine*. Patentschrift DE 601 16 942 T2, 26.10.2006.
- [41] Seneca S.A. *Brennkraftmotor*. Patentschrift WO 2008/101495 A2, 28.08.2008.

- [42] Trattner, Alexander; Pertl, Patrick; Abis, Andrea; Schmidt, Stephan; Kirchberger, Roland; Eichlseder, Helmut. *Die bedeutende Rolle des variablen Ventiltriebes bei einem Motorkonzept mit erweiterter Expansion über den Kurbeltrieb*. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2012.
- [43] Van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred. *Handbuch Verbrennungsmotor*. 6. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag Wiesbaden, 2012.
- [44] Wimmer, Andreas. *Thermodynamik des Verbrennungsmotors*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2011.
- [45] Woschni, Gerhard; Kolesa, Konrad; Spindler, Walter. *Isolierung der Brennraumwände - Ein lohnendes Entwicklungsziel bei Verbrennungsmotoren?* Bericht aus der Tätigkeit der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V., MTZ, 1986.
- [46] Zajac Optimum Output Motors, Inc. *Internal combustion engine and method with improved combustion chamber*. Patentschrift WO 2006/099064 A2, 21.09.2006.

Index

- 5-Takt-Motor, 52
- 5-Ventil-Motor, 68

- Abwärmenutzung, 22, 66
- adiabater Motor, 34
- Atkinson, 51
- Atkinson Cycle Engine, 51
- AUDI, 49
- Austin, 50

- Beiring, 73
- Bewertungsmatrix, 37–39

- Carnot-Prozess, 4

- dimensionslose Wärmezufuhr, 7
- Druckluft-Hybrid-System, 61

- E-Quad Gasturbine, 73
- effektives Verdichtungsverhältnis, 20
- Eintaktmotor, 73
- Energiebilanz, 3, 22

- Ferrenberg, 66
- Flügelzellenmotor, 74

- gekühlte Kompression, 26
- geometrisches Verdichtungsverhältnis, 41
- Gesamtdruckverhältnis, 83, 101
- Gleichdruckprozess, 34
- Gleichraumprozess, 34
- Gomecsys, 55

- High-Efficiency-Hybrid-Cycle, 74
- Honda EXlink, 19, 47

- Idealprozesse, 5
- isolierte Verbrennung und Expansion, 31
- IVT-Konzept, 79
 - 1, 80
 - 2, 80
 - 3, 84
 - 4, 86
- Viertaktverfahren, 102
- Zweitaktverfahren, 84

- K-Motor, 62

- Ladeluftkühlung, 26
- Liquid Piston, 74
- Luftaufwand, 26
- Luftmotor, 63

- MCE-5, 57
- MDI, 63
- META, 62

- Nelson, 47
- Nutzturbine, 19, 54
- Nutzung der Wärme im Abgas
 - nachgeschalteter Prozess, 23
 - Rückführung in den Motorprozess, 23

- Oberzom, 53

- Potenziale zur Effizienzsteigerung, 12

- Scuderi Engine, 30, 59
- Seiliger-Prozess, 5, 34
- Seneca, 53

- Sinusmotor, 69
- Split-Cycle, 28, 59
- Stirlingmotor, 75

- Turbocompound, 54
- Turboladerdruckverhältnis, 101

- variable Steuerzeiten, 20
- variables Verdichtungsverhältnis, 20, 35, 55
- VCRi, 57
- vereinfachter Vergleichsprozess, 5
- verlängerte Expansion, 14
 - auf 2,5-faches Ansaugvolumen, 17
 - auf Umgebungsdruck, 14
 - mittels geänderter Kurbeltriebkinematik, 17
 - mittels Nutzturbine, 20
 - mittels Split-Cycle, 28
- vollkommener Motor, 8
- Volumenverhältnis, 16

- wärmeisolierter Motor, 34
- Wirkungsgrad
 - ausgeführter Motoren, 1
 - Carnot, 4, 23
 - der Konzeptidee, 42
 - des Gleichdruckprozesses, 7
 - des Gleichraumprozesses, 7
 - des vereinfachten Vergleichsprozesses, 8
 - des vollkommenen Motors, 9, 13
 - geometrischer, 42
 - Herstellerangabe, 42
 - thermodynamischer, 3
- Wirkungsgradpotenzial
 - der Abwärmenutzung, 25
 - der gekühlten Kompression, 28
 - der verlängerten Expansion, 16

- Z-Engine, 75
- Zajac Motor, 65

Anhang

A.1 Fußnoten Bewertungsmatrix

Tabelle A.1: Auflistung der verwendeten Fußnoten

1	„26.2 % Power Generation Efficiency“ bei Verwendung als „Household Gas Engine Cogeneration Unit“
2	Verbrauchsreduktionspotenzial
3	Gilt für Cummins WHR, laut Hersteller durch mehrere Maßnahmen Gesamtwirkungsgrad von ca. 50 % möglich; BMW Turbosteamer: „15 % Verbrauchseinsparung“
4	EcoMotors: laut Hersteller BSFC-Potenzial von ca. 180 g/kWh, ISFC ca. 160 g/kWh, 15-50 % höherer Wirkungsgrad; Achates: „20 % verbesserte Kraftstoffeffizienz“
5	„Roughly twice as fuel efficient“
6	„Increasing 25 % load brake efficiency from 24.2 to 41.6 % (71 % gain)“
7	Laut Hersteller im Leistungsbereich von 160 kW bis zu 21 % CO ₂ -Einsparungspotenzial in Aussicht; 11 % Einsparung bereits nachgewiesen
8	Wirkungsgrad des Ottoprozesses bei gleichem Epsilon wie angegeben
9	Prüfstandsuntersuchung bei Ilmor (UK): 37,5 %; 39 % in Aussicht mit neuer Generation
10	In vielen Fällen keine Beurteilung möglich, da geometrische Motordaten nicht bekannt
11	" +25 % fuel efficiency than gasoline engines, +15 % fuel efficiency than Diesel engines"
12	<i>ok</i> : ähnlich konventionellem Motor; <i>kalt</i> : durch lange Expansion kaltes Abgas und damit Nachbehandlung schlecht möglich; <i>Brennraum</i> : Nachteile durch verwinkelten Brennraum; <i>++</i> : sehr gut da äußere Verbrennung
13	Herstellerangabe
14	Aus einer Diplomarbeit der FH-Münster, Richtigkeit der Werte nicht überprüft
15	Elektrischer Wirkungsgrad bei einer Leistung von 30 kW
*	Druck nach Verdichtung
xx	Nicht berechenbar, da bestimmte Größen unbekannt

A.2 Daten Boost-Modell

Tabelle A.2: Daten und Eigenschaften des Boost-Modells „Revo 529.6.2“

Objekt	Eigenschaft	Wert
Motor (E1)	Engine Speed in U/min	2000
	Cycle Typ	2-Stroke
	Engine Friction bei 2000 U/min in bar	1
Ladeluftkühler 1+2 (CO1+CO2)	Total Air Cooler Volume in l	0,5
	Inlet Collector Volume in l	0,025
	Outlet Collector Volume in l	0,025
	Length of Cooling Core in mm	150
	Reference Mass Flow in kg/s	250
	Reference Inlet Air Temperature in °C	500
	Reference Inlet Pressure in bar	60
	Friction Target Pressure Drop in bar	0,1
	Coolant Temperature in °C	40
Target Efficiency	1	
Rekuperator (CO3)	Total Air Cooler Volume in l	1
	Inlet Collector Volume in l	0,05
	Outlet Collector Volume in l	0,05
	Length of Cooling Core in mm	200
	Reference Mass Flow in kg/s	250
	Reference Inlet Air Temperature in °C	500
	Reference Inlet Pressure in bar	60
	Friction Target Pressure Drop in bar	0,1
	Coolant Temperature in °C	Formelinterpreter
Target Efficiency	1	
Turbolader 1+2 (TC1+TC2)	Simplified Model	Turbine Layout Calculation
	Pressure Ratio	2,5
	Compressor Efficiency	0,75
	Compressor Reference Pressure in bar	1
	Compressor Reference Temperature in °C	25
	Turbine Flow Type	Discharge Coefficient
	Equivalent Turbine Discharge Coefficient	0,1
	Pipe Area Scaling Factor	1
	Turbine Efficiency	0,75

Fortsetzung ...

Objekt	Eigenschaft	Wert
	Mechanical Efficiency	0,98
	Turbine to Total Mass Flow	1
Zylinder 1 (C1)	Bore in mm	80
	Stroke in mm	80
	Compression Ratio	19
	Con-Rod Length in mm	100
	Piston Pin Offset in mm	0
	Effective Blow By Gap in mm	0,0008
	Mean Crankcase Pressure in bar	0,98
	Combustion Heat Release	Vibe
	A/F-Ratio	18
	Mixture Preparation	Internal
	Start of Combustion in °KW nOT	2
	Combustion Duration in °KW	35
	Vibe Shape Parameter m	1,3
	Vibe Parameter a	6,8
	Heat Transfer Cylinder	Woschni 1978
	Piston Wall Temperature in °C	400
	Cylinder Head Wall Temperature in °C	400
	Liner Wall Temperature TDC & BTC in °C	400
	Intake Inner Valve Seat Diameter in mm	30
	Intake Scaling Factor for Eff. Flow Area	1
	Intake Valve Lift Curve in °KW	325 - 333
	Intake Valve Flow Coefficient	0,7
	Exhaust Inner Valve Seat Diameter in mm	30
	Exhaust Scaling Factor for Eff. Flow Area	1
	Exhaust Valve Lift Curve in °KW	180 - 323
	Exhaust Valve Flow Coefficient	0,7
Zylinder 2 (C2)	Bore in mm	55
	Stroke in mm	63
	Compression Ratio	70
	Con-Rod Length in mm	100
	Piston Pin Offset in mm	0
	Effective Blow By Gap in mm	0,0008
	Mean Crankcase Pressure in bar	0,98
	Combustion Heat Release	Motored
	Mixture Preparation	External
	Heat Transfer Cylinder	Woschni 1978

Fortsetzung ...

Anhang

Objekt	Eigenschaft	Wert
	Piston Wall Temperature in °C	70
	Cylinder Head Wall Temperature in °C	70
	Liner Wall Temperature TDC & BTC in °C	70
	Intake Inner Valve Seat Diameter in mm	15
	Intake Scaling Factor for Eff. Flow Area	1
	Intake Valve Flow Coefficient for Pressure Ratio = 0,99	0,7
	Intake Valve Flow Coefficient for Pressure Ratio = 1	0
	Exhaust Inner Valve Seat Diameter in mm	15
	Exhaust Scaling Factor for Eff. Flow Area	1
	Exhaust Valve Flow Coefficient for Pressure Ratio = 1	0
	Exhaust Valve Flow Coefficient for Pressure Ratio = 1,003	0,7