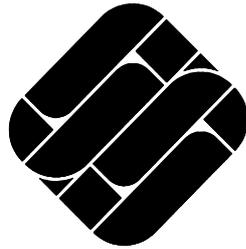


Fachhochschule Münster

Abteilung Steinfurt

Fachbereich Maschinenbau



Auslegung und Optimierung eines durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors

Diplomarbeit angefertigt an der Fachhochschule Münster im
Fachbereich Maschinenbau
(Labor für Motoren- und Energietechnik)

von:

Boris Otto, geb. am 15.11.1972 in Münster
und **Guido Schulze-Bilk**, geb. am 24.05.1973 in Ochtrup

Referent: Prof. Dr.-Ing. R. Ullrich

Koreferent: Prof. Dipl.-Ing. F. Rottmann

Steinfurt, im Februar 1999

Danksagung

*Diese Diplomarbeit entstand an der
Fachhochschule Münster / Abteilung Steinfurt im
Fachbereich Maschinenbau am
Labor für Motoren- und Energietechnik.*

*Insbesondere möchten wir Herrn Prof. Dr. Ullrich
für die umfassende, sehr engagierte Betreuung danken und die Möglichkeit,
diese Arbeit an seinem Labor anzufertigen.*

*Ebenfalls danken wir Herrn Dipl.-Ing. Schönfeld für die kollegiale Hilfe
bei vielen praktischen Fragen.*

*Für das in uns gesetzte Vertrauen gilt unser Dank dem
Patentinhaber Herrn Beiring,
durch dessen Innovation diese Diplomarbeit erst möglich wurde.*

*Unseren Eltern sei diese Arbeit gewidmet, da uns durch sie
das Studium erst ermöglicht wurde.*

*Unser besonderer Dank geht an Tanja Roy
für ihre konstruktiv kritische und
zugleich sehr motivierende
Unterstützung.*

Inhaltsverzeichnis

1	PATENT UND AUFGABENSTELLUNG.....	1
2	ARBEITSVERFAHREN VON VERBRENNUNGSMOTOREN	6
2.1	GESCHICHTLICHER RÜCKBLICK	6
2.2	DER ZWEITAKTMOTOR.....	7
2.2.1	<i>Das Arbeitsprinzip des Zweitaktverfahrens.....</i>	<i>7</i>
2.2.2	<i>Die Spülverfahren des Zweitaktverfahrens.....</i>	<i>9</i>
2.2.3	<i>Schmierung des Zweitaktmotors</i>	<i>13</i>
2.3	DER VIERTAKTMOTOR.....	14
2.3.1	<i>Das Arbeitsprinzip des Viertaktverfahrens.....</i>	<i>14</i>
2.3.2	<i>Ventilsteuerung beim Viertaktmotor.....</i>	<i>16</i>
2.3.3	<i>Schmierung beim Viertaktmotor</i>	<i>17</i>
2.4	DIREKTE GEGENÜBERSTELLUNG VON ZWEITAKT- UND VIERTAKTMOTOR	19
3	VERGLEICH VON OTTO- UND DIESELPROZEß	22
3.1	DER OTTOPROZEß	22
3.1.1	<i>Vergleichsprozess des Ottomotors.....</i>	<i>22</i>
3.1.2	<i>Beim Ottomotor verwendete Kraftstoffe</i>	<i>23</i>
3.1.3	<i>Kraftstoffaufbereitung beim Ottomotor</i>	<i>25</i>
3.1.4	<i>Zündsysteme beim Ottomotor</i>	<i>27</i>
3.2	DER DIESELPROZEß.....	28
3.2.1	<i>Vergleichsprozess des Dieselmotors.....</i>	<i>28</i>
3.2.2	<i>Beim Dieselmotor verwendeter Kraftstoff</i>	<i>29</i>
3.2.3	<i>Kraftstoffaufbereitung beim Dieselmotor</i>	<i>30</i>
3.3	DIREKTER VERGLEICH VON OTTO- UND DIESELMOTOREN	34
4	AUSLEGUNG UND BERECHNUNG DES ZWEITAKTMOTORS.....	37
4.1	AUSLEGUNG DES ZWEITAKTMOTORS OHNE HILFSZYLINDER .	37
4.1.1	<i>Vorgegebene technische Daten:</i>	<i>37</i>
4.1.2	<i>Dimensionierung des Auslaßschlitzes.....</i>	<i>40</i>
4.1.3	<i>Vergleichsprozess (Seiliger-Prozeß).....</i>	<i>42</i>
4.1.4	<i>Mechanischer Wirkungsgrad.....</i>	<i>44</i>
4.1.5	<i>Effektiver Wirkungsgrad.....</i>	<i>45</i>
4.1.6	<i>Kraftstoffverbrauch.....</i>	<i>47</i>
4.1.7	<i>Thermischer Wirkungsgrad</i>	<i>48</i>
4.1.8	<i>Kontrolle des effektiven Wirkungsgrades η_e.....</i>	<i>50</i>

4.2 AUSLEGUNG DES 2-TAKT-MOTORS MIT HILFSZYLINDERN	51
4.2.1 <i>Technische Daten der Hilfszylinder</i>	51
4.2.2 <i>Ermittlung des Volumens des Hilfszylinders zwischen Beginn und Ende der Aufladung</i>	52
4.2.3 <i>Volumen des Arbeitszylinders zwischen Beginn und Ende der Aufladung</i>	54
4.2.4 <i>Bestimmung des Ladedruckes</i>	55
4.2.5 <i>Ladeleistung</i>	57
4.2.6 <i>Zustandstabelle für den aufgeladenen Motor</i>	58
4.3 BERECHNUNG DES ZWEITAKTMOTORS MIT HILFSZYLINDERN DURCH GRAPHISCHE VERFAHREN	61
4.3.1 <i>Ermittlung des mittleren Drehmomentes</i>	61
4.3.1.1 <i>Auslegung der Massen von Kolben und Pleuel</i>	61
4.3.1.2 <i>Ermittlung der Kolbenkraft</i>	62
4.3.1.3 <i>Ermittlung der Tangentialkraft</i>	64
4.3.1.4 <i>Berechnung der neuen Leistung</i>	66
4.3.2 <i>Effektiver Wirkungsgrad</i>	67
4.3.3 <i>Thermischer Wirkungsgrad</i>	69
4.3.4 <i>Kontrolle des effektiven Wirkungsgrades η_e beim aufgeladenen Motor</i>	70
4.3.5 <i>Kraftstoffverbrauch des aufgeladenen Motors</i>	71
5 EINFLUß DER SPÜLUNG	75
5.1 ERMITTLUNG DES DURCH DEN HILFSZYLINDER ERZEUGTEN SPÜLDRUCKES	77
5.2 BESTIMMUNG DER SPÜLLUFTMASSE, DIE FÜR DIE SPÜLUNG DURCH DIE HILFSZYLINDER ZUR VERFÜGUNG STEHT	80
5.3 BERECHNUNG DES DURCH DIE HILFSZYLINDER PRODUZIERTEN LIEFERGRADES Λ_L	81
5.4 NEUER EFFEKTIVER MITTELDRUCK P_E	83
5.5 BESTIMMUNG DER EFFEKTIVEN LEISTUNG	83
5.6 BESTIMMUNG DES EFFEKTIVEN WIRKUNGSGRADES	84
5.7 EFFEKTIVER KRAFTSTOFFVERBRAUCH	85
6 AUSLEGUNG UND BERECHNUNG DER WÄRMEAUSTAUSCHER	88
6.1 WÄRMEAUSTAUSCHERTYPEN	88
6.1.1 <i>Gleichstromwärmetauscher</i>	89
6.1.2 <i>Gegenstromwärmetauscher</i>	90
6.1.3 <i>Kreuzstromwärmetauscher</i>	91
6.1.4 <i>Auswahl der Bauart des Rekuperators</i>	93

6.2 AUSLEGUNG UND BERECHNUNG DES KREUZSTROMWÄRMETAUSCHERS.....	94
6.2.1 <i>Wahl des Lamellenmaterials.....</i>	94
6.2.2 <i>Berechnung der Wärmeübertragung</i>	95
6.2.2.1 <i>Auslegung des Wärmetauschers</i>	95
6.2.2.2 <i>Berechnung der Lufterwärmung im Hilfszylinder.....</i>	97
6.2.2.3 <i>Berechnung der durch die Wärmeübertragung erzeugten Arbeit</i>	102
6.2.2.4 <i>Berechnung der theoretischen Kolbenbewegung durch die . Wärmeausdehnung der Luft</i>	103
7 BEURTEILUNG UND AUSBLICKE	100
7.1 BEURTEILUNG DES PATENTES.....	100
7.1.1 <i>Beurteilung der Leistungs- und Drehmomentveränderung</i>	<i>101</i>
7.1.2 <i>Beurteilung der Laufruhe.....</i>	<i>102</i>
7.1.3 <i>Beurteilung der Abgaswärmeausnutzung durch die Wärmetauscher.....</i>	<i>105</i>
7.1.4 <i>Bewertung des Kraftstoffverbrauches.....</i>	<i>105</i>
7.1.5 <i>Bewertung der Schmierung und der Schadstoffemissionswerte</i>	<i>106</i>
7.1.6 <i>Abschließende Gesamtbeurteilung des durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors</i>	<i>107</i>
7.2 ALTERNATIVEN.....	109
7.2.1 <i>Alternativkonstruktion zur Reduzierung der mechanischen Verluste.....</i>	<i>109</i>
7.2.2 <i>Alternativkonstruktion zur Realisierung einer kraftstoffunabhängigen Schmierung.....</i>	<i>110</i>
ANHANG	I
A DIAGRAMME UND TABELLEN.....	I
B LITERATURVERZEICHNIS	VII
C ABBILDUNGSVERZEICHNIS	IX

Aufschlüsselung der Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	cm ²
A _A	Öffnungsquerschnitt des Wärmetauschers (Abgasseite)	cm ²
A _K	Kolbenfläche	cm ²
A _Z	Öffnungsquerschnitt des Wärmetauschers (Zylinderseite)	cm ²
b	Auslaßschlitzbreite	mm
b	Expansionsbeiwert	-
b _e	Spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch	$\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$
B _e	Absoluter effektiver Kraftstoffverbrauch	$\frac{\text{g}}{\text{h}}$
c	Wärmekapazität	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
\dot{c}	Wärmekapazitätsstrom	$\frac{\text{W}}{\text{K}}$
c _{Abgas}	Abgasgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
c _m	Mittlere Kolbengeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
c _v	Wärmekapazität der Luft	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
d _K	Kolbendurchmesser	mm
d _Z	Zylinderdurchmesser	mm
f	Frequenz	Hz
F	Feuersteg des Kolbens	mm
F _G	Gaskraft	N
F _K	Kolbenkraft	N
F _{m, tr}	Translatorische Massenkraft	N
F _T	Tangentialkraft	N
H _G	Gemischheizwert	$\frac{\text{J}}{\text{m}^3}$
h _K	Höhe des Kolbens	mm
H _u	Unterer Kraftstoffheizwert	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
i	Spielzahl	-
K	Wärmedurchgangskoeffizient	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$
L _{min}	Minimaler Luftbedarf	-
L _{Pl}	Pleuellänge	mm
L _{Schaft}	Schaftlänge des Kolbens	mm
M	Kurbelwellendrehmoment	Nm
\dot{m}	Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
m _H	Gemischmasse pro Kraftstoffmasse	-

Symbol	Bedeutung	Einheit
m_K	Kolbenmasse	kg
m_{p1}	Pleuelmasse	kg
m_{Sp}	Spülluftmasse	kg
m_{th}	Theoretische Füllmasse im Arbeitszylinder	kg
m_{tr}	Translatorische Masse	kg
n	Drehzahl	$\frac{1}{\text{min}}$
n	Polytropenexponent	-
n_A	Abgaseitige Luftschlitzanzahl im Wärmetauscher	-
n_{Abgas}	Polytropenexponent des Abgases	-
n_Z	Zylinderseitige Luftschlitzanzahl im Wärmetauscher	-
$p_{\text{Aufladung}}$	Absoluter Ladedruck	bar
$P_{\text{Aufladung}}$	Leistung der Aufladung	kW
$p_{c_{AZ}}$	Verdichtungsenddruck des Arbeitszylinders	bar
$p_{c_{HZ}}$	Verdichtungsenddruck des Hilfszylinders	bar
p_e	Effektiver Mitteldruck	bar
P_{eff}	Effektive Leistung	kW
p_G	Gasdruck	bar
P_i	Indizierte Leistung	kW
p_i	Indizierter Mitteldruck	bar
p_{Sp}	Absoluter Spüldruck	bar
p_{∞}	Außendruck	bar
Q_B	Zugeführte Brennstoffenergie je Zyklus	J
r	Kurbelradius	mm
s	Hub	mm
$s(\alpha)$	Hub bei Kurbelwinkel α	mm
s'	Auslaßschlitzhöhe	mm
$s_{AZ_{\text{Aufladung}}}$	Hub des Arbeitszylinders bei Aufladung	mm
s_{Boden}	Kolbenbodendicke	mm
$s_{HZ_{\text{Aufladung}}}$	Hub des Hilfszylinders bei Aufladung	mm
s_L	Lamellendicke im Wärmetauscher	mm
s_{Gas}	Gaseinlaßbreite zwischen den Wärmetauscherlamellen	mm
s_{Nutz}	Nutzbarer Hub des Arbeitszylinders	mm
s_R	Kolbenringdicke	mm
s_{th}	Theoretisch resultierender Kolbenhub	mm
t_{20}	Betriebstemperatur im Hilfszylinder	K
t_{2A}	Luftendtemperatur im Hilfszylinder	K
$t_{\text{Aufladung}}$	Dauer der Aufladung	s
Δt_0	Temperaturdifferenz	K
T_{Abgas}	Abgastemperatur	K
$T_{c_{AZ}}$	Verdichtungsendtemperatur des Arbeitszylinders	K
$T_{c_{HZ}}$	Verdichtungsendtemperatur des Hilfszylinders	K
T_Z	Taktzahl	-
\dot{V}	Volumenstrom	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
$V(\alpha)$	Volumen im Zylinder bei Kurbelwinkel α	cm ³

Symbol	Bedeutung	Einheit
V_A	Wärmetauschervolumen auf der Abgasseite	cm^3
$V_{AZ\text{Aufladung}}$	Hubvolumen in einem Arbeitszylinder bei Aufladung	cm^3
V_{Boden}	Volumen des Kolbenbodens	cm^3
V'_c	Gesamtverdichtungsendraum eines Hilfszylinder- und Arbeitszylinderpaares bei der Aufladung	cm^3
V_{cAZ}	Verdichtungsendraum des Arbeitszylinders	cm^3
V_{cHZ}	Verdichtungsendraum des Hilfszylinders	cm^3
V_F	Verlustvolumen durch Feuersteg	cm^3
V_{HAZ}	Gesamthubvolumen der Arbeitszylinder	cm^3
V_{HHZ}	Gesamthubvolumen der Hilfszylinder	cm^3
V_{hAZ}	Hubvolumen eines Arbeitszylinders	cm^3
V_{hHZ}	Hubvolumen eines Hilfszylinders	cm^3
V_{Hemd}	Volumen des Kolbenhemdes	cm^3
$V_{\text{HubAufladung}}$	Aufladungshubvolumen von einem Hilfszylinder- und Arbeitszylinderpaar	cm^3
$V_{HZ\text{Aufladung}}$	Hubvolumen in einem Hilfszylinder bei Aufladung	cm^3
V_{Nutz}	Nutzbare Hubvolumen eines Arbeitszylinders	cm^3
V_R	Verlustvolumen durch Kolbenring	cm^3
V_{Sp}	Spülluftvolumen	cm^3
V_{Tol}	Toleranzvolumen	cm^3
V_V	Gesamtverlustraum	cm^3
V_{WT}	Volumen des Wärmetauschers	cm^3
V_Z	Wärmetauschervolumen auf der Zylinderseite	cm^3
V_{Zwischen}	Volumen des Verbindungsraumes zwischen Hilfs- und Arbeitszylinder	cm^3
W_e	Effektive Arbeit je Zyklus	Nm
w_R	Spezifische Arbeit des Rekuperators	$\frac{\text{J}}{\text{kg}}$
W_R	Arbeit des Rekuperators	J
w_s	Schallgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
z	Zylinderzahl	-
z_{St}	Anzahl der Stege im Wärmetauscher	-
α	Kurbelwinkel	Grad
β	Pleuelwinkel	Grad
β_G	Gleichdruckverhältnis	-
ε	Verdichtungsverhältnis	-
ε_{HZ}	Verdichtungsverhältnis des Hilfszylinders	-
ε_{Sp}	Verdichtungsverhältnis vor der Spülung	-
η_e	Effektiver Wirkungsgrad	-
η_G	Gütegrad	-
η_{Im}	Mechanischer Wirkungsgrad	-
η_{th}	Thermischer Wirkungsgrad	-
κ	Gemischpolytropenexponent	-
λ	Luft-Kraftstoff-Verhältnis	-
λ_a	Luftaufwand	-
λ_L	Liefergrad	-

Symbol	Bedeutung	Einheit
λ_{pl}	Pleuelstangenverhältnis	-
μ_{Kr}	Wärmekapazitätsfaktor beim Kreuzstrom	-
ξ	Drucksteigerungsverhältnis	-
ρ	Dichte eines Mediums	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ψ	Einspritzverhältnis	-
ω	Kurbelwinkelgeschwindigkeit	$\frac{1}{\text{s}}$

Zusammenfassung der Ergebnisse

Aufgabe und Ziel der vorliegenden Diplomarbeit war es, den durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotor nach dem Patent des deutschen Patentamtes DE 44 18 286 C2 zu konkretisieren und zu optimieren.

Dabei stand das Konzept des oben genannten Motors mit einigen geometrischen Vorgaben zur Verfügung. Berechnungsgrundlagen oder ein Modellmotor existierten jedoch nicht. Die Untersuchungen beschränkten sich bei dieser Arbeit auf den eigentlichen Motor. Nicht betrachtet wurden Hilfs- und Nebenanlagen sowie Motorsteuerung und Getriebe.

Um Aussagen über Einzelkriterien wie Leistungs- und Momentenspektrum, Kraftstoffverbrauch und Laufruhe des auszulegenden Motors treffen zu können, wurde zuerst ein Referenz-Zweitaktmotor ausgelegt, der bis auf die Hilfszylinder zu dem auszulegenden Motor baugleich ist. Bei diesem Referenzmotor wurden die vorliegenden Daten bei der Auslegung durch eigene, möglichst plausible Annahmen ergänzt, welche durch Literaturangaben untermauert wurden.

Als Ergebnis dieser Diplomarbeit läßt sich feststellen, daß der durch Hilfszylinder aufgeladene und gespülte Zweitaktmotor im Vergleich zum Referenzmotor Vorteile in den Bereichen Laufruhe und Kraftstoffverbrauch erzielt. Weiter wurde durch die verbesserte Spülung eine erhebliche Leistungssteigerung erreicht. Der Einsatz der auf den Hilfszylinderköpfen vorgesehenen Wärmeaustauscher empfiehlt sich aufgrund der verschwindend geringen Effizienz jedoch nicht.

Als Verwendungszweck für den untersuchten Zweitaktmotor bietet sich der Einsatz in einem Kleinwagen an. Hierfür empfiehlt es sich aber, die in Kapitel 7.2 vorgeschlagenen Veränderungen am Motor vorzunehmen, um eine kraftstoffunabhängige Schmierung realisieren zu können. Bei diesen Modifikationen ergeben sich zudem durch die einfachere Motorkonstruktion geringere Reibverluste und ein insgesamt geringeres Motorgewicht.

Kapitel 1

Patent und Aufgabenstellung

1 Patent¹ und Aufgabenstellung

Das Patent DE 44 18 286 C2 basiert auf dem Prinzip des Zweitaktmotors und bedient sich pro Arbeitszylinder eines Hilfszylinders mit dem Ziel der Aufladung und Spülung. Arbeitszylinder und Hilfszylinder sind auf einer Kurbelwelle angeordnet. Die beiden Arbeitszylinder sind dabei zueinander um 180° Kurbelwinkel, die Hilfszylinder zu den zugehörigen Arbeitszylindern um jeweils 90° Kurbelwinkel versetzt. Durch diese Anordnung soll ein Massenausgleich erreicht werden, der dem Motor ein gleichförmigeres Betriebsverhalten verleihen soll. Bei einem Vierzylinder-Viertaktmotor zum Beispiel sind die Zylinder zueinander um 180° Kurbelwinkel versetzt. Hieraus resultiert eine geringere Gleichförmigkeit im Vergleich zum behandelten Motor. Ziel ist es, durch diese verbesserte Gleichförmigkeit eine geringere Leerlaufdrehzahl zu erreichen und damit den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Weiter soll der Drehmoment- und Leistungsverlauf durch die gleichmäßige Anordnung der Zylinder auf der Kurbelwelle geglättet werden.

Der Motor kann sowohl als Ottomotor als auch als Dieselmotor betrieben werden. Da das Ziel aber ein möglichst geringer Verbrauch ist, bietet sich beispielsweise für den Einsatz in einem Kleinwagen das Dieselpinzip an.

Die Spülung der Arbeitszylinder erfolgt sowohl über den Hilfszylinder als auch über einen konventionellen Überströmkanal (siehe Abb. 1.1). Hilfszylinder und Arbeitszylinder verfügen über Kurbelkammergebläse, die für eine zusätzliche Verdichtung der Spülluft sorgen. Die Arbeitszylinder besitzen jeweils zwei Einlaßventile, bei denen das eine für den konventionellen Überströmkanal, das andere für den Lufteinlaß aus dem Hilfszylinder arbeitet. Die Einlaßventile für den Hilfszylinder werden dabei durch eine eigene, oben liegende Nockenwelle über Tassenstößel angetrieben. Diese Anordnung zweier oben liegender Nockenwellen wird als *Double overhead camshaft (DOHC)* bezeichnet.

¹ Angaben zum behandelten Motor laut Patentschrift des Deutschen Patentamtes DE 44 18 286 C2

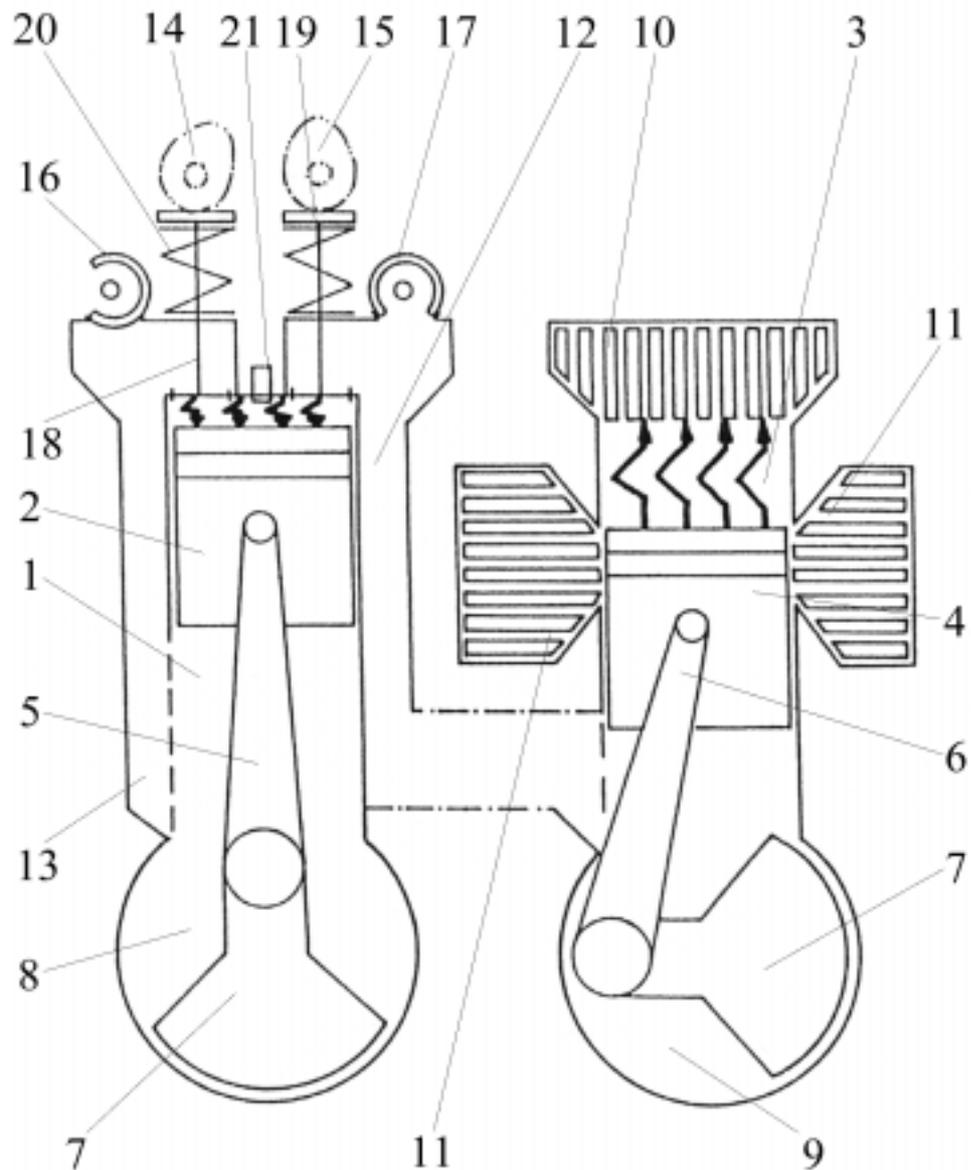


Abb. 1.1: Arbeitszylinder und Hilfszylinder

- 1 – Arbeitszylinder; 2 – Arbeitszylinderkolben; 3 – Hilfszylinder;
 4 – Hilfszylinderkolben; 5 – Pleuel (Arbeitszylinder); 6 – Pleuel (Hilfszylinder);
 7 – Kurbelwelle; 8 – Kurbelkammer (Arbeitszylinder);
 9 – Kurbelkammer (Hilfszylinder); 10 – Wärmetauscher;
 11 – Kühlraum; 12 – Verbindungskanal zwischen Arbeits- und Hilfszylinder;
 13 – Überströmkanal; 14 – Nockenwelle für Einlaßventil (Kurbelkammergebläse);
 15 – Nockenwelle für Einlaßventil (Hilfszylinder);
 16 – Drehschieber für Kurbelkammergebläse; 17 – Drehschieber für Hilfszylinder;
 18 – Einlaßventil für Kurbelkammergebläse; 19 – Einlaßventil für Hilfszylinder;
 20 – Ventillfeder; 21 – Einspritzdüse

Die Luftversorgung sowohl für die Kurbelkammer des Arbeitszylinders als auch für den Raum unterhalb des Hilfszylinders erfolgt über je einen Drehschieber im Zylinderkopf des Arbeitszylinders.

Ein Teil der durch die Hilfszylinder verdrängten Luft wird zur Aufladung der Arbeitszylinder verwendet, um die Verbrennung durch den erhöhten Anfangsdruck und den besseren Füllungsgrad zu optimieren.

Den Zylinderkopf der Hilfszylinder bildet jeweils ein Wärmeaustauscher, durch den auf der einen Seite das erhitzte Abgas der Arbeitszylinder strömt. Die andere Seite bildet den Verdichtungsraum des Hilfszylinders und wird somit von der Luft oberhalb des Hilfszylinderkolbens durchströmt. Durch die Wärmedehnung der Gase im Hilfszylinder soll eine zusätzliche, nutzbare Kraft auf die Kurbelwelle erzeugt werden. Um den Hilfszylinder herum sind Kühlkörper vorgesehen, die die Temperatur der Luft im Zylinder senken sollen. Dies soll einen besseren Wirkungsgrad erzeugen.

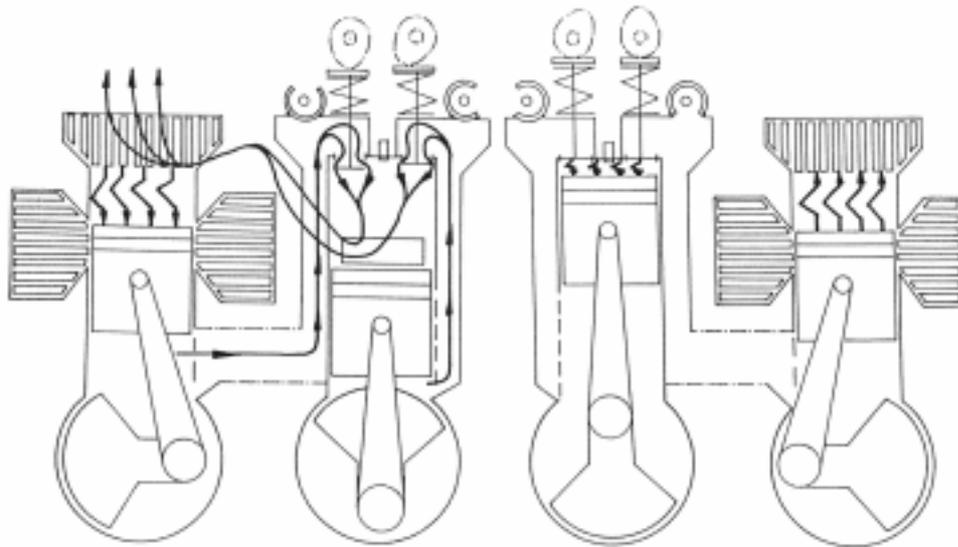


Abb. 1.2: Durch Hilfszylinder aufgeladener und gespülter Zweitaktmotor nach dem Patent des Deutschen Patentamtes DE 44 18 286 C2

Aufgabe dieser Diplomarbeit ist es, das vorgestellte Konzept eines durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors (siehe Abb. 1.2) zu konkretisieren und zu optimieren. Dabei gilt es zu untersuchen, ob der behandelte Motor gegenüber konventionellen Zweitakt- und Viertaktmotoren Vorteile im Bereich Verbrauch, Laufruhe, Leistungsspektrum und Kosten erzielt, die ihn für die Verwendung, zum Beispiel in einem Kraftfahrzeug der Kleinwagenklasse,

prädestinieren. Zu beachten ist hierbei, daß die durch den Hilfszylinder verursachten Reibverluste durch einen besseren Füllungsgrad nicht nur ausgeglichen werden sollen. Die erzielten Vorteile sollen den Wirkungsgrad im Vergleich zum gebräuchlichen Motor stark erhöhen.

Zur Auslegung des Motors mit Hilfszylindern wird ein konventioneller Zweizylinder-Zweitaktmotor zum Vergleich zu betrachten sein, um die Vor- bzw. Nachteile des auszulegenden Motors aufzuzeigen.

Bei der Optimierung des Motors ist zu prüfen, ob die einzelnen konstruktiven Lösungen beizubehalten oder möglicherweise zu verwerfen sind.

Kapitel 2

**Arbeitsverfahren von
Verbrennungsmotoren**

2 Arbeitsverfahren von Verbrennungsmotoren

2.1 Geschichtlicher Rückblick

Die heute zum Beispiel in Kraftfahrzeugen, Schiffen oder als Stationärmotor eingesetzten Verbrennungsmotoren unterscheiden sich durch das jeweilige Taktprinzip in Zweitakt- und Viertaktmotoren.

Im Jahr 1860 gelang es erstmalig dem belgischen Mechaniker J. J. E. Lenoir in Paris, einen Arbeitszyklus in einem geschlossenen Zylinder ablaufen zu lassen. Dieser Motor arbeitete nach dem Zweitaktprinzip und ist somit der Urmotor der heute eingesetzten Verbrennungsmotoren. Der erste nutzbare Zweitaktmotor wurde 1879 von Carl Benz entwickelt und gebaut.

Das Viertaktprinzip wurde erstmalig 1862 von Beau de Rochas erdacht und beschrieben. Unabhängig davon entwickelte Nikolaus August Otto den Gasviertaktmotor und baute ihn im Jahr 1876 in der von ihm mitgegründeten Deutzer Motorenfabrik.

Heute haben Zweitaktmotoren in der modernen Automobilindustrie keine tragende Bedeutung mehr, was vor allem auf die Mitverbrennung von Öl zurückzuführen ist, die nicht mit aktuellen Emissionsgesetzen vereinbar ist. Ein Katalysator, wie er in modernen Kraftfahrzeugen betrieben wird, ist bei einem mit Öl-Kraftstoff-Gemisch betriebenen Zweitaktmotor nicht einsetzbar, da das Öl im Kraftstoff den Katalysator mit der Zeit verstopft und damit zerstört. Die Ölmitverbrennung resultiert aus dem Kraftstoff-Öl-Gemisch, das notwendig ist, um das Kurbelgehäuse, das auch der Spülung dient, zu schmieren. Um einen Zweitaktmotor mit nicht ölversetztem Kraftstoff betreiben zu können, wäre eine Trennung von Kurbelgehäuse und Brennraum erforderlich. Beim konventionellen Zweitaktmotor aber ist der Brennraum durch den Überströmkanal mit dem zu

schmierenden Kurbelgehäuse verbunden. Ein weiterer eklatanter Nachteil des konventionellen Zweitaktmotors ist, daß eine nur ungenügende Spülung stattfindet, aus der sich ein ebenfalls nur ungenügender Füllungsgrad ergibt. Die schlechte Spülung resultiert aus der sehr kurzen, für sie zur Verfügung stehenden Zeit, da hierfür nicht wie beim Viertaktmotor ein kompletter Takt zur Verfügung steht.

2.2 Der Zweitaktmotor

2.2.1 Das Arbeitsprinzip des Zweitaktverfahrens

Trotz des irreführenden Namens bedient sich das Zweitaktprinzip der vier Takte Ansaugen, Verdichten, Arbeiten und Ausstoßen. Die Vorgänge laufen jedoch parallel ab, so daß während jeder Kurbelwellenumdrehung ein Arbeitsspiel, bestehend aus den vier Takten Ansaugen, Verdichten, Arbeiten und Ausstoßen, stattfindet.

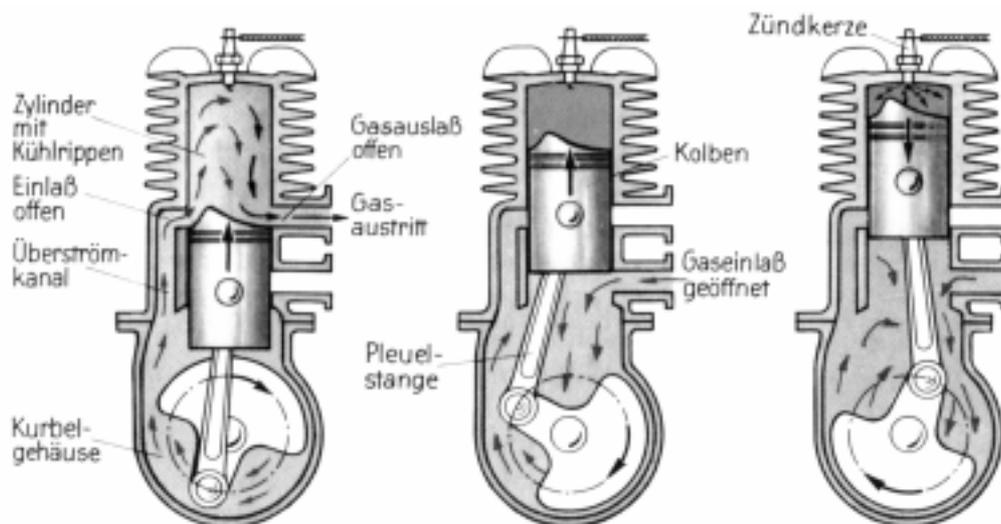


Abb. 2.1: Das Zweitaktarbeitsverfahren

Der Arbeitszyklus des Zweitaktmotors stellt sich wie folgt dar:

Bei der Bewegung des Kolbens vom unteren zum oberen Totpunkt entsteht im Kurbelgehäuse ein Unterdruck. Dieser Unterdruck bewirkt beim Öffnen des Einlaßschlitzes das Einströmen des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Dieses strömt aus dem Vergaser durch den Ansaugkanal ins Kurbelgehäuse. Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens vom oberen zum unteren Totpunkt wird der Einlaßschlitz geschlossen und das Kraftstoff-Luft-Gemisch im Kurbelgehäuse schwach vorverdichtet. Nach Öffnen des Überströmkanals durch die obere Kolbenkante beginnt das unterhalb des Kolbens vorverdichtete Gemisch in den Arbeitsraum über dem Kolben zu strömen. Die Reste des verbrannten Gases des vorhergehenden Arbeitsspieles strömen durch den schon vorher vom Kolben freigegebenen Auslaßschlitz aus. In dieser Gaswechselphase liegt ein Hauptproblem des Verfahrens, da es sich als sehr schwierig gestaltet, die verbrannten Gase zu entfernen, ohne daß ein Teil im Arbeitsraum verbleibt oder frisches Gemisch in den Auslaß gelangt. Während des Überströmvorganges durchläuft der Kolben den unteren Totpunkt und bei der nun folgenden Aufwärtsbewegung verschließt er mit seiner Oberkante zunächst die Überströmkanäle und anschließend auch die Auslaßkanäle. Im Arbeitsraum über dem Kolben erfolgt nun die Verdichtung des angesaugten Gemisches und kurz vor dem oberen Totpunkt die Entzündung des Gemisches durch den elektrischen Funken der Zündkerze. Das verdichtete Gemisch beginnt zu verbrennen und seine chemische Energie in Wärme umzuwandeln. Diese hat eine erhebliche Drucksteigerung im Zylinderraum über dem Kolben zur Folge. Der Kolben erfährt eine abwärts gerichtete Beschleunigung durch die sich ausdehnenden Gase. Der entgegengesetzte Hub erfolgt durch die Schwingkraftenergie der Kurbelwelle. Beim Expansionshub des Kolbens öffnet die obere Kolbenkante zuerst den Auslaßschlitz, wobei ein heftiges Ausströmen der verbrannten Gase in die Auspuffanlage erfolgt. Erst etwas später werden durch den Kolben die Überströmschlitzte freigegeben, aus denen frisches Kraftstoff-Luft-Gemisch aus dem Kurbelraum in den Raum oberhalb des Kolbens überströmt. Ab hier wiederholt sich das Arbeitsspiel mit jeder Kurbelwellenumdrehung. Der eigentlich durch die optimale Nutzung einer Kurbelwellenumdrehung erwartete gute Wirkungsgrad des Zweitaktverfahrens wird durch die Spülverluste und damit

die schlechte Füllung stark vermindert. Der Ablauf dieser parallelen Vorgänge wird noch dadurch kompliziert, daß die Ausspülung des Arbeitsraumes über ein breites Drehzahlspektrum des Motors funktionieren muß, was gleichbedeutend mit unterschiedlichen Ausströmgeschwindigkeiten ist.

2.2.2 Die Spülverfahren des Zweitaktverfahrens

Da, wie schon oben erwähnt, beim Zweitaktverfahren im Vergleich zum Viertaktverfahren wesentlich weniger Zeit für das Ausschleiben der verbrannten Gase und die Aufnahme der Frischladung zur Verfügung steht, liegen erhebliche Probleme für den Ladungswechsel vor. Um ein möglichst großes Volumen mit Frischgas füllen zu können, ist es unbedingt erforderlich, die im Zylinder verbliebenen Restgase vor jeder Neufüllung mit einem möglichst effektiven Spülverfahren zu verdrängen.

Für die Spülung beim Zweitaktmotor stehen unterschiedliche Verfahren, die sich durch ihre konstruktive Gestaltung und ihre Effektivität unterscheiden, zur Verfügung. Die Spülverfahren werden nach der Strömungsrichtung der Spülluft eingeteilt.

- *Gleichstromspülung (siehe hierzu Abb. 2.2):*

Bei der Gleichstromspülung tritt die Frischladung durch die Einlaßschlitze bzw. Einlaßventile auf der einen Seite des Zylinders ein, strömt dann parallel zur Kolbenbewegungsrichtung und tritt auf der anderen Seite des Zylinders durch Auslaßschlitze bzw. Auslaßventile wieder aus. Dabei verdrängt die Frischladung die Abgase des vorherigen Arbeitsspiels. Der Strömungseintritt kann sowohl am Zylinderkopf als auch im unteren Zylinderbereich erfolgen. Im Zylinderkopf finden Ein- und Auslaß bei der Gleichstromspülung überwiegend über Ventile statt. Im unteren Zylinderbereich werden Ein- und Auslaß üblicherweise über Schlitze gesteuert. Tangential angeordnete Schlitze

bewirken eine Drehbewegung der Gase und erzeugen so eine stabile Strömung und einen verbesserten Spülgrad.

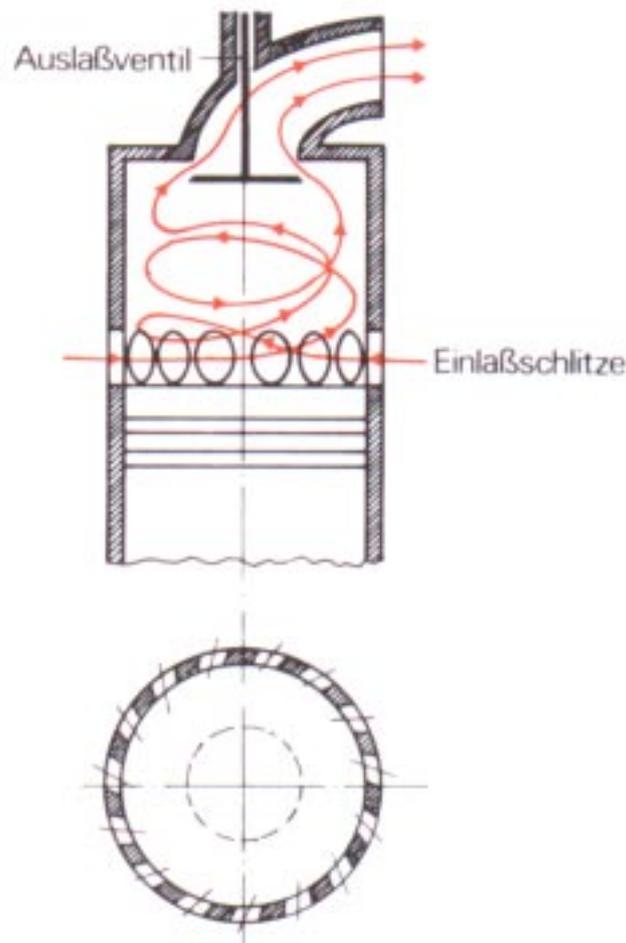


Abb. 2.2: Gleichstromspülung mit Auslaßventil und tangentialen Einlaßschlitzen

Die Gleichstromspülung wird üblicherweise bei größeren Dieselmotoren verwendet, da das Spülprinzip aufwendiger und größer baut. Die Gleichstromspülung erzeugt eine sehr gute Spülung, da nur eine geringe Durchmischung von Frisch- und Restgasen durch die gerade Strömungsrichtung entsteht. Wenn das Ventil als Auslaßventil verwendet wird, kann es nach einem unsymmetrischen Steuerdiagramm arbeiten, wobei es bei einem frühen Öffnen einen Vorauslaß ermöglicht und der Restdruck zum Ausstoßen der verbrannten Gase genutzt werden kann. Bei Schließen des Auslaßventils vor Öffnen der Einlaßschlitze kann ein Frischladungsverlust vermieden

werden. Allgemein ermöglicht der Einsatz von Ein- bzw. Auslaßventilen eine exaktere zeitliche Steuerung des Verbrennungs-vorganges.

- *Gegenstromspülung:*

Die Gegenstromspülung differenziert sich in *Querstromspülung* und *Umkehrspülung*.

Bei der *Umkehrspülung* (siehe auch Abb. 2.3) verlassen die Abgase den Zylinder in umgekehrter Richtung zum eintretenden Spülluftstrom. Die Überströmschlitze liegen bei der Umkehrspülung nach Schnürle auf gleicher Höhe mit den Auslaßschlitzen, bei dem Verfahren nach MAN liegen die Ein- und Auslaßschlitze übereinander.

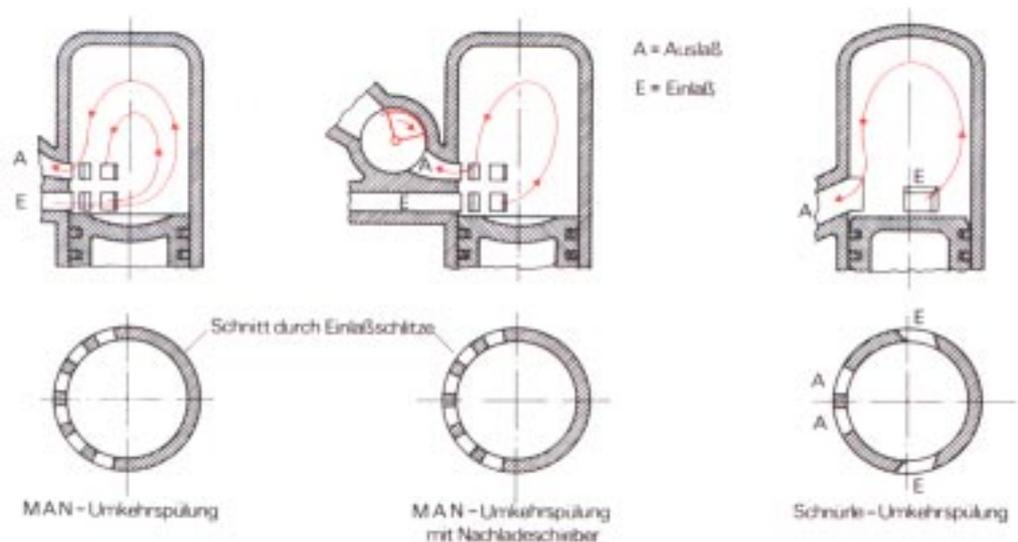


Abb. 2.3: Umkehrspülung nach MAN und nach Schnürle

Bei der Umkehrspülung nach Schnürle strömt die Spülluft schräg von unten durch die zwei Einlaßschlitze in den Zylinder. Die beiden Spülluftströme treffen sich an der den Auslaßschlitzen gegenüberliegenden Rückwand des Zylinders, richten sich auf, ändern die Strömungsrichtung und drücken die Abgase durch die Auslaßschlitze.

Bei dem Verfahren nach MAN strömt die Spülluft durch die Einlaßschlitze in den Zylinder bis zur gegenüberliegenden Wand, richtet sich auf, steigt nach oben in den Zylinderraum auf und strömt zurück zu den Auslaßschlitzen. Beim Überstreichen des Kolbenbodens mit der Spülluft wird dieser gekühlt.

Der Aufbau der *Querstromspülung* (siehe auch Abb. 2.4) ist sehr einfach und hat den geringsten Spüleffekt. Ein- und Auslaßschlitz sind gegenüberliegend angeordnet. Die Spülluft wird durch schräg nach oben gerichtete Einlaßschlitze und einen Nasenkolben in den Zylinderraum abgelenkt und schiebt nach einer Richtungsänderung die Abgase durch den Auslaßschlitz. Durch den sehr einfachen Aufbau besteht die Gefahr, daß die Realisierung der Richtungsänderung nicht genau erfolgt und Frischladung durch den Auslaßschlitz ausgeschoben wird.

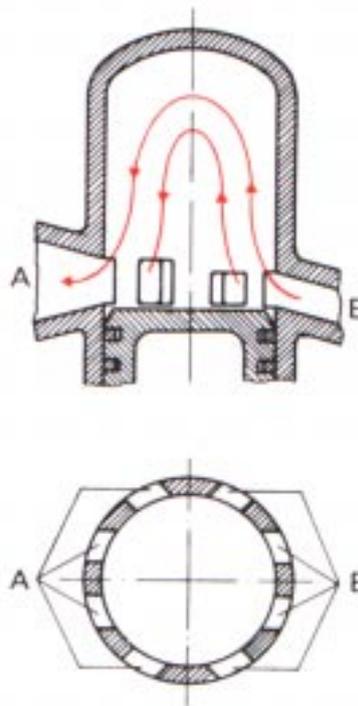


Abb. 2.4: Querstromspülung
A – Auslaßschlitze; E - Einlaßschlitze

Gegenüber der Umkehrspülung ist der Spüleffekt geringer und damit verbunden, der Frischgasverlust höher. Daraus resultierend ist der relative Kraftstoffverbrauch größer.

Die Umkehrspülung ist bei heute verwendeten, modernen kleinen Zweitaktmotoren das üblicherweise verwendete Verfahren, da der Motor einfach und damit kostengünstig baut und der Wirkungsgrad in einem akzeptablen Rahmen liegt.

Bei allen Spülverfahren wird ein Spülluftgebläse benötigt, welches die Funktionen Ansaugen und Ausschieben übernimmt. Diese Funktionen werden beim Viertaktmotor vom Kolben verrichtet. Als Spülgebläsebauarten werden Drehkolbengebläse, Hubkolbengebläse und Kurbelkammergebläse eingesetzt.

Bei den oben vorgestellten Spülverfahren ist die Gleichstromspülung das effektivste Verfahren. Es gelingt, mit nur kleinem Luftdurchsatz einen guten Spülgrad zu erzielen. Daraus folgt, daß eine kleine Spülgebläseleistung ausreicht.

2.2.3 Schmierung des Zweitaktmotors

Die Schmierung erfolgt beim Zweitaktmotor – anders als beim Viertaktmotor – meist durch ein Kraftstoff-Öl-Gemisch. Diese Art der Schmierung ist erforderlich, da Kurbelkammer und Brennraum nicht räumlich voneinander getrennt sind und bei konventioneller Druckölschmierung der Kurbelwelle die Spülluft das Schmieröl aus dem Ölsumpf in den Brennraum mitreißen würde. Dem Kraftstoff wird selbstmischendes Zweitaktmotorenöl in Mischungsverhältnissen von 25:1 bis 100 : 1 zugesetzt. Das beigemischte Öl trennt sich bei Erwärmung wieder weitgehend vom Kraftstoff und lagert sich an den zu schmierenden Reibstellen und den Zylinderwänden ab.

Die Tendenz bei modernen Zweitaktmotoren geht zu immer geringeren Ölzusätzen im Kraftstoff, dennoch liegt hier ein Hauptproblem des Zweitaktprinzips. Da die Trennung des beigemischten Öls bei Erwärmung nicht immer vollständig erfolgt, kommt es zur Mitverbrennung des Schmierstoffs und so zu Problemen mit der Umweltverträglichkeit.

Die Weiterentwicklung der Zweitaktmotoren zielt demzufolge in die Richtung, eine getrennte Schmierung zu realisieren. Hierbei wird das Öl mit einer Dosierpumpe in den Motor eingespritzt.

Auch die unmittelbare Schmierung der wichtigsten Reibstellen ist bereits realisiert worden, wird sich aber aufgrund des hohen Kostenaufwandes nicht durchsetzen können.

2.3 Der Viertaktmotor

2.3.1 Das Arbeitsprinzip des Viertaktverfahrens

Anders als beim Zweitaktverfahren setzt sich beim Viertaktverfahren ein Arbeitsspiel aus vier Hüben oder zwei Kurbelwellenumdrehungen zusammen. Die vier, in der Abbildung 2.5 verdeutlichten Takte lauten:

Ansaugen – Verdichten – Arbeiten – Ausstoßen.

Erster Takt: *Ansaugen*

Während der Abwärtsbewegung des Kolbens vom oberen zum unteren Totpunkt entsteht eine Volumenerweiterung und damit ein Unterdruck im Zylinder. Durch den Unterdruck wird frische Ladung bei geschlossenem Auslaßventil durch die Ansaugkanäle und das geöffnete Einlaßventil in den Zylinder gesaugt.

Zweiter Takt: *Verdichten*

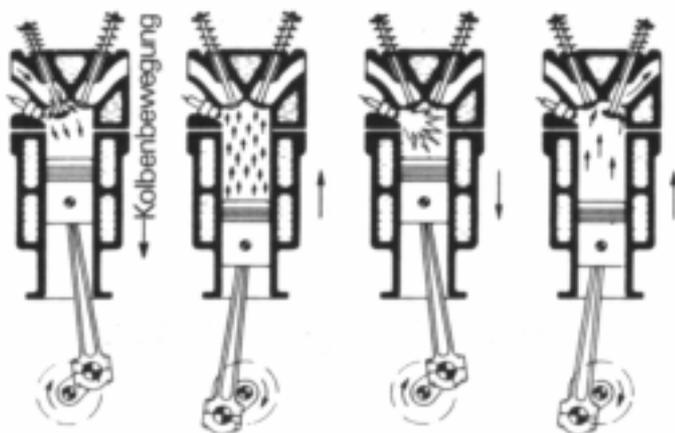
Bei geschlossenen Ventilen bewegt sich der Kolben vom unteren zum oberen Totpunkt und verdichtet die Ladung im Zylinder auf das Verdichtungsverhältnis ϵ . Durch die Verdichtung steigen Druck und Temperatur der Ladung im Zylinder an. Kurz vor dem oberen Totpunkt wird beim direkteinspritzenden Diesel- bzw. Ottomotor der Kraftstoff über die Einspritzdüsen in den Zylinder eingespritzt.

Dritter Takt: *Arbeiten*

Bei geschlossenen Ventilen wird die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches – beim Ottomotor über Fremdzündung, beim Dieselmotor durch Selbstzündung – im oberen Totpunkt eingeleitet. Durch die Verbrennung dehnt sich das Gemisch stark aus. Aus dieser Expansion resultiert eine Kolbenabwärtsbewegung zum unteren Totpunkt. Die chemische Energie des Kraftstoffes wird bei diesem Takt in Bewegungsenergie umgesetzt. Bei den drei anderen Takten wird Bewegungsenergie durch den Kolben an das Gas abgegeben.

Vierter Takt: *Ausstoßen*

Bei diesem letzten Takt öffnet das Auslaßventil bei einer Kurbelwinkelstellung (KW) von bis zu 60° vor dem unteren Totpunkt. Die heißen, unter Druck stehenden Abgase entweichen durch das Auslaßventil in den Auspuff. Die restlichen, noch im Zylinder verbliebenen Abgase werden bei der folgenden Kolbenaufwärtsbewegung vom unteren zum oberen Totpunkt ausgeschoben. Das Auslaßventil schließt bei bis zu 30° KW nach dem oberen Totpunkt. Da ab ca. 10° vor dem oberen Totpunkt das Einlaßventil ebenfalls geöffnet ist, kommt es zu einer Ventilüberschneidung, die notwendig ist, um eine gute Durchspülung des Zylinders zu erzielen.



1. Takt
Ansaugen

2. Takt
Verdichten

3. Takt
Arbeiten

4. Takt
Ausstoßen

Abb. 2.5: Das Arbeitsprinzip des Viertaktmotors

2.3.2 Ventilsteuerung beim Viertaktmotor

Im Gegensatz zum Zweitaktmotor erfolgt der Gaswechsel beim Viertaktmotor ausschließlich über Pilzventile, die im Zylinderkopf untergebracht sind. Die konventionelle Bauweise des Viertaktmotors ist mit einem Zylinderkopf, in dem je ein Ein- und ein Auslaßventil untergebracht sind, ausgestattet. Bei moderneren Motoren, die für höhere Drehzahlen ausgelegt sind, werden bis zu drei Einlaß- und zwei Auslaßventile im Zylinderkopf eingesetzt. Diese Mehrventiltechnik ermöglicht durch größere Gesamtdurchflußquerschnitte eine bessere Füllung und somit eine höhere Motorleistung bei geringerem relativem Kraftstoffverbrauch b_e . Durch die geringere Einzelmasse der Ventile und die daraus resultierenden geringeren Massenkräfte sind durch die Mehrventiltechnik höhere Drehzahlen möglich.

Die Ventile werden über die Nockenwelle gesteuert, die wiederum durch die Kurbelwelle angetrieben wird. Das Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbelwelle und Nockenwelle beträgt 2:1. Zu erwähnen ist, daß beim Einsatz von Ventilen im Zweitaktmotor das Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbelwelle und Nockenwelle 1:1 beträgt. Der Antrieb der Nockenwelle muß schlupffrei sein, um Änderungen der Steuerzeiten zu vermeiden. Als Übertragungsglieder eignen sich Zahnräder, Ketten, Zahnriemen oder Königswellen.

Bei der Ventilsteuerung unterscheidet man zwischen der oben liegenden Nockenwelle (**Over Head Camshaft**), der unten liegenden Nockenwelle (**Over Head Valve**) und der im Zylinderkopf liegenden Nockenwelle (**Camshaft In Head**). Bei der Mehrventiltechnik werden die Ein- und Auslaßventile üblicherweise getrennt über zwei oben liegende Nockenwellen gesteuert (**Double Over Head Camshaft**). Die Übertragung zwischen den Nocken und den Ventilen wird je nach Lage der Nockenwelle über Kipphebel und Stößelstange (OHV), Tassenstößel (OHC, DOHC), Schwing- und Schleppebel (OHC) bzw. Kipphebel (CIH) realisiert. Der Rückhub der Ventile erfolgt durch die Ventilfeeder.

Die Ein- und Auslaßsteuerung über Ventile beim Viertaktmotor ermöglicht eine präzisere Gaswechselsteuerung als die Steuerung über Ein- und Auslaßschlitze, die bei Zweitaktmotoren vorwiegend Verwendung findet.

2.3.3 Schmierung beim Viertaktmotor

Beim Viertaktmotor erfolgt die Schmierung durch einen getrennten Schmierkreislauf, der einen verschwindend geringen Ölverbrauch und eine zusätzliche Kühlung der Schmierstellen ermöglicht. Unterschieden werden folgende Schmiervverfahren:

- *Druckumlaufschmierung:*

Über eine Ölpumpe wird der Schmierstoff aus der Ölwanne erst durch einen Ölfilter, dann über Ölleitungen und Bohrungen zu den Schmierstellen gepumpt. Im Schmiersystem ist vor dem Ölfilter ein Überdruckventil zur Begrenzung des Öldruckes angeordnet. Der übliche Ölzuführungsdruck variiert zwischen 2 bar und 6 bar. Allgemein gilt: Je höher die Kurbelwellendrehzahl, desto höher der Öldruck.

Die Zylinderwandungen und der Kolbenbolzen werden üblicherweise durch das aus dem Pleuellager austretende Schmieröl versorgt, welches durch die rotierende Kurbelwelle zerstäubt wird. Bei hochbelasteten Motoren ist zusätzlich eine Bohrung im Pleuel vorgesehen, durch die das Schmieröl zum Kolbenbolzen gelangt.

- *Trockensumpfschmierung:*

Das Prinzip der Trockensumpfschmierung unterscheidet sich von der Druckumlaufschmierung durch einen zusätzlichen Ölvorratsbehälter, der im Motorraum untergebracht ist. Die bei der Druckumlaufschmierung verwendete

Ölwanne wird bei der Trockensumpfschmierung durch einen kleinen Sammelbehälter ersetzt.

Das Öl wird aus dem Sammelbehälter im Kurbelgehäuse durch eine Rückförderpumpe in den Vorratsbehälter gepumpt. Von dort werden die Schmierstellen über eine Druckpumpe versorgt. Der Druckpumpe ist ein Ölfilter nachgeschaltet. Der übliche Öldruck liegt – wie bei der Druckumlaufschmierung – im Bereich von 2 bar bis 6 bar.

Die Vorteile der Trockensumpfschmierung ergeben sich aufgrund des Vorratsbehälters:

- Bessere Kühlwirkung durch großes Füllvolumen im Vorratsbehälter.
- Bauhöhe des Motors sinkt aufgrund der fehlenden Ölwanne.
- Eine einwandfreie Schmierung ist auch bei starker Schräglage des Motors oder bei schnell durchfahrenen Kurven gewährleistet.
- Durch Verwendung eines Feinfilters können die Ölwechselintervalle verlängert werden.

Der Einsatz der Trockensumpfschmierung ist im Vergleich zur Druckumlaufschmierung kostenaufwendiger. Sie wird daher bevorzugt in Sportwagen, Geländewagen und in Fahrzeugen mit Unterflurmotoren eingesetzt.

Als Schmierstoffe werden für beide Schmierverfahren Öle mit Viskositäts-klassen von SAE 5W bis SAE 50 verwendet. Üblicherweise werden heute Mehrbereichsöle eingesetzt, die die Viskositätsanforderungen mehrerer Bereiche – wie z.B. Anforderungen bei Sommer- bzw. Wintertemperaturen – erfüllen.

2.4 Direkte Gegenüberstellung von Zweitakt- und Viertaktmotor

Um einen direkten Vergleich von Zwei- und Viertaktmotor zu ermöglichen, seien in diesem Kapitel die beiden Taktverfahren in einer Tabelle einander direkt gegenübergestellt.

Kriterium	Zweitaktmotor	Viertaktmotor
Aufbau	Geringe Teilevielfalt, dadurch weniger bewegte Teile, einfacher Aufbau und geringe Kosten	Hohe Teilevielfalt durch Ventilsteuerung, dadurch aufwendiger Aufbau und höhere Kosten
Steuerung	Schlitzsteuerung bzw. teilweise Ventilsteuerung	Grundsätzlich Ventilsteuerung
Schmierung	Schmierung über Kraftstoff, dadurch hoher Schmierstoffverbrauch	Getrennter Schmierkreislauf, geringer Schmierölverbrauch
Arbeitsspiel	Bei jeder Kurbelwellenumdrehung	Bei jeder zweiten Kurbelwellenumdrehung
Drehmomentenverlauf	Gleichförmiger Verlauf durch großes Verhältnis von Arbeitsspiel zu Kurbelwellenumdrehung	Ungleichförmiger Verlauf durch ungünstiges Verhältnis von Arbeitsspiel zu Kurbelwellenumdrehung
Spülung	Spülung erfolgt durch Frischgase, dadurch Durchmischungsfahr mit Abgasen, resultierende Frischgasverluste und verbleibende Restgase	Kolben schiebt Restgase in einem kompletten Hub aus, geringe Spülverluste
Zylinderfüllung	Schlechte Füllung durch weniger für die Spülung zur Verfügung stehender Zeit	Gute Füllung durch einen kompletten, für die Spülung zur Verfügung stehenden Hub
Kraftstoffverbrauch	Hoch durch schlechten Spülgrad	Gering durch guten Füllungsgrad
Wirkungsgrad	Niedriger Wirkungsgrad durch schlechte Zylinderfüllung	Hoher Wirkungsgrad durch gute Zylinderfüllung
Leistung	Hohe Leistung pro Hubraum durch mehr Arbeitsspiele pro Kurbelwellenumdrehung	Geringe Leistung pro Hubraum durch weniger Arbeitsspiele pro Kurbelwellenumdrehung
Verdichtungsverhältnis	Otto: 6 : 1 bis 11 : 1 Diesel: 14 : 1 bis 16 : 1	Otto: 8 : 1 bis 11 : 1 Diesel: 18 : 1 bis 24 : 1
Vorverdichtung	0,3 bar bis 0,8 bar durch Kurbelkammergebläse	Nur bei aufgeladenen Motoren
Verdichtungsdruck	Otto: 11 bar bis 26 bar Diesel: 36 bar bis 44 bar	Otto: 17 bar bis 26 bar Diesel: 51 bar bis 75 bar

Kriterium	Zweitaktmotor	Viertaktmotor
Verbrennungstemperatur	1500°C bis 2500°C	1500°C bis 2500°C
Emissionswerte	Durch Mitverbrennung von Schmierölen ist der Einsatz von Katalysatortechnik schwierig	Durch Katalysatortechnik erheblich verringerte CO-, HC-,NO _x -Werte
Steuerdiagramm	<p>äußerer Ring: Vorgänge oberhalb des Kolbens innerer Ring: Vorgänge unterhalb des Kolbens</p> <p>E = Einlassschütz U = Überströmschütz A = Auslassschütz o = öffnet s = schließt</p>	<p>Eo : EV öffnet Es : EV schließt Ao : AV öffnet As : AV schließt</p>
Arbeitsdiagramm	<p>p_s = Spuldruck</p> <p>Auslaß öffnet Einlaß schließt öffnet schließt</p>	<p>Druck in Zylinder</p> <p>Verbrennen Arbeiten Ventilen Ausstoßen</p>

Aus der obigen Tabelle ist ersichtlich, daß der Zweitaktmotor von seinem Arbeitsprinzip, welches ein Arbeitsspiel pro Kurbelwellenumdrehung realisiert, viele Vorteile zu bieten hat, jedoch durch seine nicht ausreichende Spülung des Zylinders in den Bereichen Wirkungsgrad, Kraftstoffverbrauch und Emissionswerte nicht die beim Viertaktmotor realisierten Werte erreicht. In den letzten Jahren wurde im Bereich der Motorenentwicklung der Zweitaktmotor im Vergleich zum Viertaktmotor jedoch kaum weiterentwickelt. Die Lösung des Problems der nicht ausreichenden Spülung des Zweitaktmotors und die Realisierung einer kraftstoffunabhängigen Schmierung würde den Zweitaktmotor durchaus in direkte Konkurrenz zum Viertaktmotor bringen.

Kapitel 3

Vergleich von Otto- und Dieselprozeß

3 Vergleich von Otto- und Dieselprozeß

Der Ottomotor wurde im Jahr 1876 von Nikolaus A. Otto entwickelt und 1884 von Carl Benz erstmalig in einem Kraftfahrzeug eingesetzt. Dieser Motor arbeitete nach dem Prinzip der Fremdzündung. Alternativ hierzu entwickelte Rudolf Diesel 1892 erstmals einen Motor, der nach dem Prinzip der Selbstzündung arbeitete. Diese Dieselmotoren wurden jedoch zunächst nur als Stationärmotoren eingesetzt. Erst in den zwanziger Jahren dieses Jahrhunderts wurde der Dieselmotor erstmalig in Lastkraftwagen eingebaut.

Bei den heutigen, zum Beispiel in der Kraftfahrzeugindustrie eingesetzten Verbrennungsmotoren wird sowohl der Ottoprozess als auch der Dieselprozess verwendet. In der Vergangenheit wurden Dieselmotoren vorwiegend bei größeren Kraftfahrzeugen und Schiffen eingesetzt. Die Personenkraftwagen waren bis auf einige Ausnahmen mit Motoren nach dem Ottoprinzip ausgerüstet. In den letzten Jahren nahm der Anteil der Dieselmotoren unter den Personenkraftwagen jedoch stark zu. Entwicklungen, wie Dieseldirekteinspritzung, Common-Rail-Technik und Oxidationskatalysatoren, machen den Dieselmotor heute auch in der Personenkraftfahrzeugtechnik so konkurrenzfähig, daß bereits ein großer Marktanteil im Pkw-Segment aller Klassen vorhanden ist. Dies ist in erster Linie auf den hohen Wirkungsgrad und damit geringen Kraftstoffverbrauch moderner Dieselmotoren zurückzuführen.

3.1 Der Ottoprozess

3.1.1 Vergleichsprozess des Ottomotors

Der Idealprozess der Verbrennung nach Otto ist der Gleichraumprozess. Bei diesem Idealprozess verbrennt der Kraftstoff schlagartig. Dabei bleibt der Verbrennungsraum nahezu konstant.

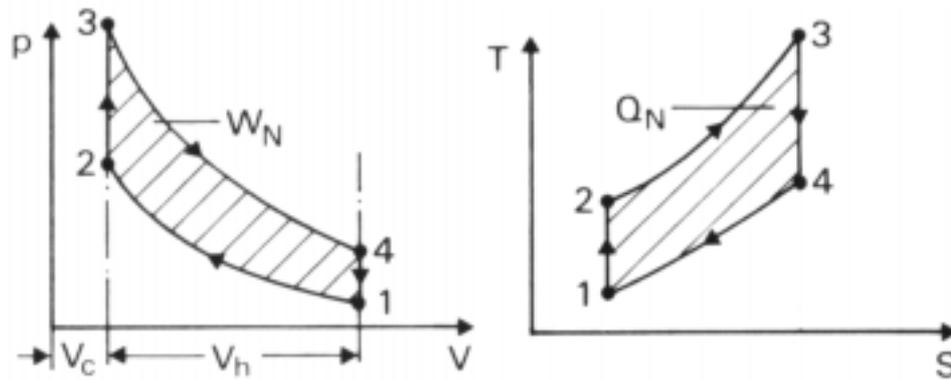


Abb. 3.1: p-V-Diagramm und T-s-Diagramm des Gleichraumprozesses
 Q_N – Nutzwärme; W_N – Nutzarbeit; V_C – Verdichtungsraum;
 V_h – Hubraum des Einzelzylinders

Die in Abb. 3.1 dargestellte Verdichtung (1-2) erfolgt beim Gleichraumprozeß isentrop bis das Volumen nur noch aus dem Verdichtungsraum besteht. Durch das Entzünden des Kraftstoff-Luft-Gemisches bei (2) findet eine isochore Wärmezufuhr (2-3) statt. Darauf folgt eine isentrope Expansion (3-4), bei der der Kolben bis zum unteren Totpunkt gedrückt wird. Der Vorgang des Abgasausstoßes erfolgt durch isochore Wärmeabfuhr (4-1).

Allgemein muß über Idealprozesse gesagt werden, daß sie lediglich der theoretischen Berechnung und dem Vergleich von Verbrennungsvorgängen und ihrer Wirtschaftlichkeit dienen. Auch der Gleichraumprozeß ist ein ideal gedachter Kreisprozeß, nach der eine theoretisch vollkommene Maschine arbeiten würde.

3.1.2 Beim Ottomotor verwendete Kraftstoffe

Als Kraftstoff wird beim Ottomotor Benzin eingesetzt, welches zu den Leichtkraftstoffen gehört. Die in Grafik 3.2 abgebildete Siedekurve liegt bei Außendruck (1 bar) zwischen 40°C und 200°C. Aufgrund seiner geringen kinematischen Zähigkeit kann Ottokraftstoff in einem Vergaser zerstäubt werden. Benzin basiert auf gecracktem Benzol und wird aus Erdöl gewonnen. Der Leichtkraftstoff Benzin unterscheidet sich nach seiner Klopfestigkeit in bleifreies

Normalbenzin (91 ROZ), bleifreies Superbenzin (95 ROZ) und bleifreies Super Plus Benzin (98 ROZ). Die Klopfestigkeit ist ein Maß für den Widerstand des Kraftstoffes gegenüber unerwünschter Selbstzündung, die einen kapitalen Motorschaden durch kurzfristig auftretende Druckspitzen zur Folge haben kann. Hohe Klopfestigkeit entspricht einer hohen Selbstentzündungstemperatur. Das Maß der Klopfestigkeit ist die Oktanzahl (OZ). Sie wird in einem Prüfmotor mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis ermittelt. Die für die Klassifizierung der Kraftstoffe verwendete Einheit für den Oktangehalt an den Zapfsäulen der Tankstellen ist die *Research-Oktan-Zahl* (ROZ).

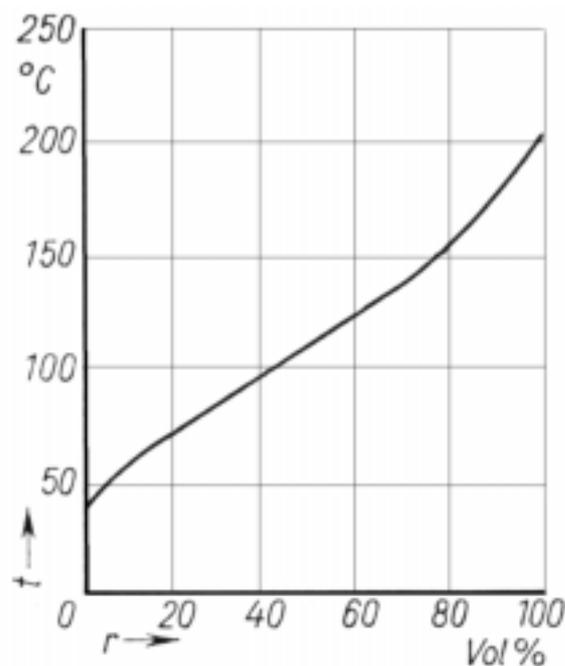


Abb. 3.2: Siedekurve des Ottokraftstoffes
r – Raumanteil des verdampften Kraftstoffes;
t – Temperatur

Bis zur Mitte der neunziger Jahre wurde verbleites Benzin als Kraftstoff eingesetzt. Der Bleizusatz (Bleitetramethyl, Bleitetraethyl) diente der Schmierung der Ventilsitze und der Erhöhung der Klopfestigkeit. Da die Katalysatortechnik jedoch mit verbleitem Kraftstoff nicht einsetzbar ist, wird heute nur noch unverbleiter Kraftstoff produziert und vertrieben. Die modernen Ottomotoren verfügen heute über Ventilsitze aus härteren Materialien (z.B. aus Keramik, Schleuderguß oder hochlegiertem Stahl wie z.B. X 210 Cr 12), die den Einsatz

von Bleizusätzen nicht mehr erforderlich machen. Das Problem der Klopfestigkeit wurde von der Petrochemieindustrie durch den Zusatz von Additiven im Ottokraftstoff gelöst.

3.1.3 Kraftstoffaufbereitung beim Ottomotor

Die Kraftstoffaufbereitung bei Ottomotoren erfolgte bis Ende der achtziger Jahre weitgehend durch Vergaser. Dieses Verfahren soll hier nicht weiter beschrieben werden, da seit dieser Zeit moderne Ottomotoren fast ausschließlich mit Einspritzanlagen ausgerüstet werden, die sich elektronisch besser steuern lassen. Diese elektronische Steuerung ist vor allem für die Arbeit der Lambdasonde im geregelten 3-Wege-Katalysator erforderlich, da die Informationen über den Restsauerstoff im Abgas in Änderungen bei der Gemischbildung durch die elektronische Einspritzanlagensteuerung umgesetzt werden müssen.

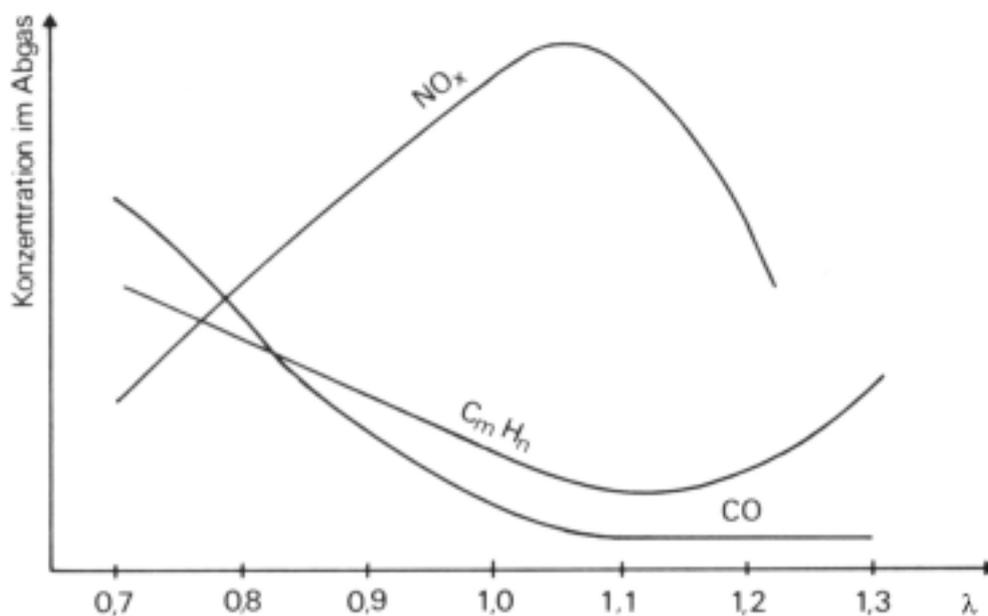


Abb. 3.3: Einfluß des Kraftstoff-Luft-Gemisches λ auf die Schadstoffemissionen

Weitere Vorteile der modernen Einspritzanlagen sind geringere Schadstoffemissionen durch Lambdaregelung, niedrigerer Kraftstoffverbrauch, höher mögliche Verdichtungsverhältnisse, bessere Zylinderinnenkühlung und verbesserte Zylinderfüllung.

Folgende Einspritzverfahren werden beim Ottomotor unterschieden:

- *Kontinuierliches Einspritzverfahren (K-Jetronic)*
Beim diesem Verfahren wird der Kraftstoff kontinuierlich in das Saugrohr eingespritzt. Die Regelung erfolgt mechanisch über einen Kraftstoffmengenteiler.
- *Elektronisches, kontinuierliches Einspritzverfahren (KE-Jetronic)*
Hier erfolgt die Einspritzung wie bei der K-Jetronic; die Regelung erfolgt jedoch elektronisch unter Verwendung einer Lambdasonde.
- *Luftmengengeregeltes Einspritzverfahren (L-Jetronic)*
Bei der L-Jetronic erfolgt die elektronische, lambdageregelte Saugrohrspritzung intermittierend, also zeitweilig aussetzend. Alle Einspritzventile spritzen dabei gleichzeitig ein. Eine gleichmäßige Gemischbildung wird durch eine zweimalige Einspritzung der jeweils halben Einspritzmenge je Arbeitsspiel erreicht.
- *Auf Hitzedrahtprinzip basierendes, luftmassengeregeltes Einspritzverfahren (LH-Jetronic)*
Die LH-Jetronic basiert auf dem Grundprinzip der L-Jetronic, jedoch wird hier statt der Luftmenge die Luftmasse (höhenunabhängig) über eine Hitzedrahtsonde gemessen.
- *Kombiniertes Zünd- und Einspritzsystem (Motronic)*
Die Motronic ist ein kombiniertes System aus L-Jetronic und einer elektronischen Zündkennfeldsteuerung. Saugrohrspritzanlage und Zündanlage verfügen über ein gemeinsames Steuergerät.

- *Direkteinspritzung (GDI)*

Im Gegensatz zu den anderen, oben beschriebenen Einspritzverfahren wird bei der Direkteinspritzung direkt in den Zylinder anstatt in das Saugrohr eingespritzt. Auch die moderne Direkteinspritzung wird elektronisch gesteuert.

3.1.4 Zündsysteme beim Ottomotor

Der Ottoprozess basiert auf dem Prinzip der Fremdzündung. Deshalb sind Zündanlagen erforderlich. Bei modernen Ottomotoren werden ausschließlich Batteriezündanlagen eingesetzt. Ein an der Zündkerze erzeugter elektrischer Funke entzündet das Kraftstoff-Luft-Gemisch bei einem definierten Kurbelwinkel.

Es werden folgende Zündanlagen unterschieden:

- *Kontaktgesteuerte Spulenzündanlage (SZ)*

Bei geschlossenem Unterbrecherkontakt fließt der durch die Batterie eingespeiste Primärstrom in der Zündspulenprimärwicklung. Ein Magnetfeld wird aufgebaut. Zum Zündzeitpunkt wird der Primärstrom am Unterbrecherkontakt unterbrochen. Das Magnetfeld bricht zusammen und in der Sekundärwicklung der Zündspule wird ein Hochspannungsstoß induziert. Er entlädt sich an der Zündkerze.

- *Kontaktlose Transistorzündung (TSZ)*

Der Unterbrecherkontakt wird durch einen elektronischen Impulsgeber (Induktionsgeber, Hall-Geber) ersetzt, der die Transistorsteuerung übernimmt. Der Transistor übernimmt die Primärstromschaltung. Kontaktlose Zündanlagen sind verschleißfrei. Der Zündzeitpunkt ändert sich nicht und die Zündauslösung ist von gleich bleibender Qualität.

- *Hochspannungskondensatorzündanlage (HKZ)*

Die Zündenergie wird in einem Hochspannungskondensator auf etwa 400 Volt aufgeladen und gespeichert. Der Kondensator befindet sich im Primärkreis der

Zündanlage und entlädt sich über die Primärwicklung der Zündspule, wenn der Thyristor den Primärkreis schließt. In der Sekundärwicklung entsteht dann die Zündspannung.

- *Vollelektronische Zündanlage (VEZ)*

Bei dieser Zündanlage erfolgt die Zündauslösung und -verstellung voll-elektronisch. Auch der Zündverteiler wird durch eine elektronische Schaltung ersetzt. Entweder existiert für jede Zündkerze eine Zündspule oder es werden Mehrfunkenzündspulen verwendet.

Die vollelektronische Zündanlage wird bei modernen Ottomotoren überwiegend eingesetzt, da sie verschleißfrei ist, einfach und klein baut und keine elektromagnetischen Störwellen erzeugt.

3.2 Der Dieselprozeß

3.2.1 Vergleichsprozeß des Dieselmotors

Als Berechnungsgrundlage von Verbrennungsmotoren, die nach dem Dieselprozeß arbeiten, dient der Seiliger-Prozeß. Dieser ist – wie der Gleichraumprozeß beim Ottomotor – ein Idealprozeß, der die thermodynamischen Vorgänge eines idealen Motors beschreibt (siehe dazu Abb. 3.4 und Abb. 3.5).

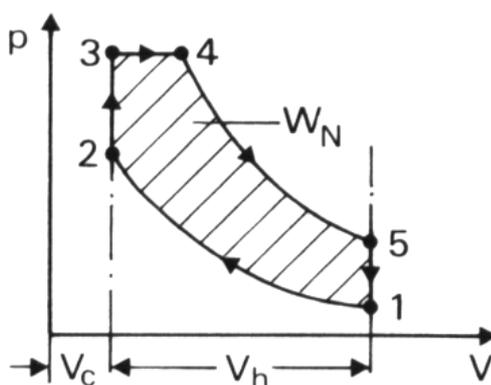


Abb. 3.4: p-V-Diagramm des Seiliger-Prozesses
 W_N – Nutzarbeit;
 V_c – Verdichtungsraum;
 V_h – Hubraum des Einzelzylinders

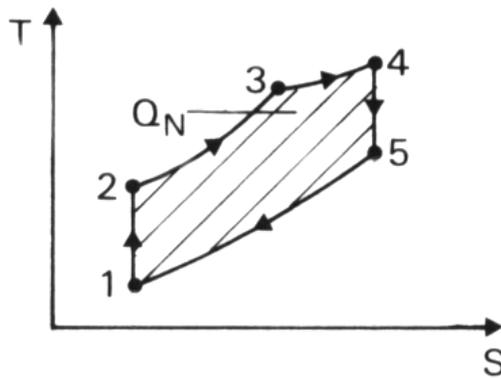


Abb. 3.5: T-s-Diagramm des Seiliger-Prozesses
 Q_N – Nutzwärme

Beim Seiliger-Prozeß erfolgt die Verdichtung der angesaugten Luft isentrop (1-2) bis das Volumen oberhalb des Kolbens nur noch aus dem Verdichtungsraum besteht. Darauf folgend wird der Kraftstoff eingespritzt (2) und durch isochore Wärmezufuhr (2-3) entzündet (Selbstzündung bei 3). Die Gleichdruckverbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erfolgt isobar (3-4). Danach folgt die isentrope Expansion (4-5), wobei der Kolben sich bis zum unteren Totpunkt bewegt. Abschließend wird isochor Wärme durch das Auslaßventil in die Abgasanlage abgeführt (5-1).

3.2.2 Beim Dieselmotor verwendeter Kraftstoff

Beim Dieselmotor wird als Kraftstoff Dieselöl verwendet, welches aus der Destillation von Erdöl gewonnen wird und zu den schwer entflammaren Kohlenwasserstoffen gehört. Die in Abb. 3.6 dargestellte Siedekurve liegt bei Umgebungsdruck (1 bar) zwischen 200°C und 360°C.

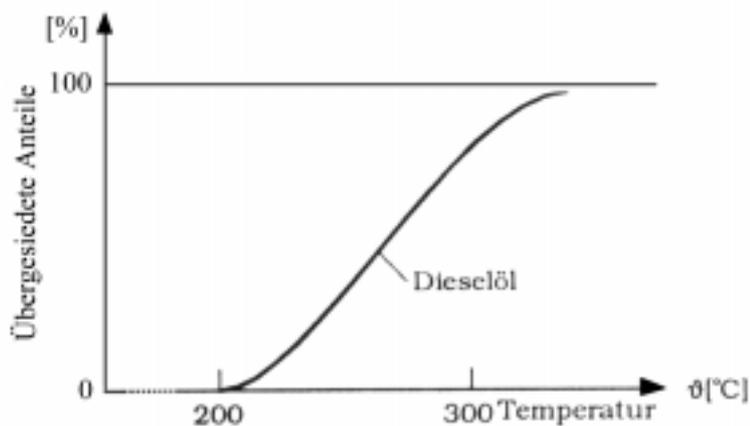


Abb. 3.6: Siedekurve des Dieselkraftstoffes

Der Dieselkraftstoff wird klassifiziert durch die Cetanzahl (CZ), welche die Zündwilligkeit angibt. Diese Zündwilligkeit wird durch einen Vergleich mit einer bestimmten Mischung, bestehend aus Cetan (CZ 100) und α -Methylnaphthalin, in einem Prüfmotor (Eichung) ermittelt. Hierbei ist das Cetan der zündwillige und α -Methylnaphthalin der zündträge Mischungspartner. Die Zündwilligkeit steigt deshalb mit wachsender Cetanzahl und soll nach DIN 51601 mindestens CZ 45 betragen.

3.2.3 Kraftstoffaufbereitung beim Dieselmotor

Die Kraftstoffaufbereitung erfolgt beim Dieselmotor ausschließlich über Einspritzungsverfahren, da die hohe kinematische Zähigkeit die Zerstäubung über einen Vergaser nicht ermöglicht. Der Einsatz eines Vergasers verbietet sich jedoch schon durch das Arbeitsverfahren des Dieselmotors, nach dem die Gemischbildung erst erfolgen darf, wenn die Luft hochverdichtet ist und somit über eine Temperatur verfügt, die die Selbstzündung des Dieselöls ermöglicht. Der Kraftstoff muß bei dem sich einstellenden hohen Verdichtungsdruck zerstäubt, verdampft und mit der Ansaugluft vermischt sein, bevor eine Verbrennung eintreten kann. Der Ablauf dieser Vorgänge ist für die Verbrennungsgüte von großer Bedeutung und damit maßgebend verantwortlich für die Geräuschentwicklungen und Schadstoffemissionen. Im Gegensatz zum Ottomotor wird beim Dieselmotor keine homogene Gemischbildung angestrebt, da bei einem homogenen Diesel-Luft-Gemisch die Gefahr einer plötzlichen Entflammung im gesamten Brennraum besteht. Diese würde zu unzulässigen Druckspitzen im Zylinder führen. Der Gemischbildungsprozeß kann beim Dieselmotor sowohl in der Vorkammer als auch direkt im Zylinder erfolgen.

Folgende Einspritzverfahren werden unterschieden:

- *Vorkammerverfahren (siehe hierzu Abb. 3.7)*

Beim Vorkammerverfahren wird der Kraftstoff in eine heiße Vorkammer, die einen Teil des Verdichtungsraumes darstellt, eingespritzt; in dieser leitet eine Vorverbrennung eine gute Gemischaufbereitung mit reduziertem Zündverzug

für die Hauptverbrennung ein. Durch den geteilten Brennraum wird eine „weiche“ Verbrennung erzielt. Beim Kaltstart dienen Glühkerzen zur Erhitzung der Vorkammer, da eine ausreichende Selbstentzündungstemperatur nicht mit Sicherheit erreicht werden kann. Das Einspritzen des Kraftstoffes erfolgt mit einer Drosselzapfendüse.

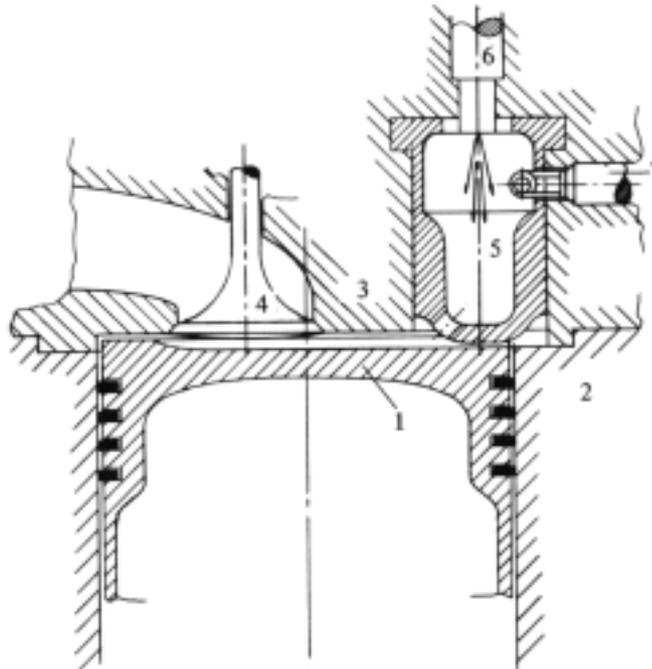


Abb. 3.7: Vorkammerdieseleinspritzverfahren
 1 – Pleuellager; 2 – Pleuellager; 3 – Pleuellager; 4 – Pleuellager; 5 – Pleuellager;
 6 – Pleuellager; 7 – Pleuellager

- *Wirbelkammerverfahren (siehe Abb. 3.8)*

Auch bei diesem Verfahren wird die Verbrennung in einem Nebenraum eingeleitet. Das Brennverfahren nutzt einen kugel- oder scheibenförmigen Nebenraum (Wirbelkammer) mit einem tangential einmündenden Verbindungskanal (Schußkanal) zum Zylinderraum. Während des Verdichtungsaktes wird die über den Schußkanal eintretende Luft in eine Wirbelbewegung gebracht und der Kraftstoff in diesen Wirbel eingespritzt. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch entzündet sich und strömt in den Hauptbrennraum über. Vorteil des Wirbelkammerverfahrens ist die bessere Durchmischung von Dieselkraftstoff und Luft und die daraus resultierende bessere Verbrennung. Durch den großen Querschnitt des Verbindungskanals zwischen Wirbelkammer und Hauptbrennraum erfolgt eine geringe Drosselung während des Überströmens. Die Hauptverbrennung erfolgt mit

einem hohen Druckanstieg. Daraus resultiert ein härteres Laufverhalten des Motors gegenüber dem Vorkammermotor. Der Kraftstoffverbrauch ist relativ hoch. Als Kaltstarthilfe wird eine Glühkerze zur Vorwärmung der Luft in der Wirbelkammer eingesetzt.

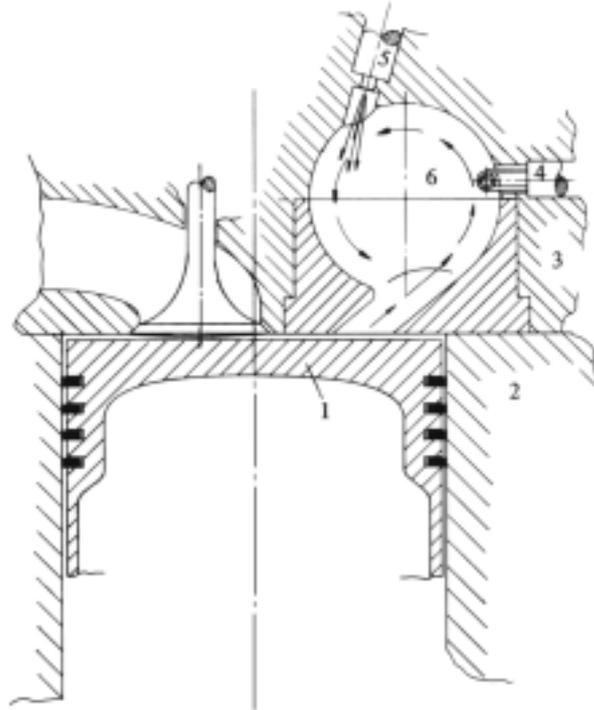


Abb. 3.8: Dieseleinspritzung nach dem Wirbelkammerverfahren
 1 – Kolben; 2 – Zylinder; 3 – Zylinderkopf; 4 – Glühkerze;
 5 – Einspritzdüse (Zapfendüse); 6 – Wirbelkammer

- *Direkteinspritzungsverfahren*

Der Kraftstoff wird bei der Direkteinspritzung direkt in den Verbrennungsraum eingespritzt. Die Kraftstoffzerstäubung, -erwärmung, -verdampfung und -vermischung mit der Luft müssen in einer kurzen, zeitlichen Folge ablaufen. Dabei werden sowohl an die Art der Kraftstoffzuführung als auch an die Luftzuführung beim Ansaugen hohe Anforderungen gestellt. Während des Ansaug- und Verdichtungstaktes wird wie beim Wirbelkammerverfahren ein Luftwirbel durch speziell ausgeformte Kolbenböden und Zylinderköpfe erzeugt. Für die direkte Einspritzung wird eine Mehrlochdüse verwendet. Nach erfolgter Gemischaufbereitung kommt es zu einem heftigen und schnellen Verbrennungsablauf. Der Zündverzug ist sehr groß, woraus ein sehr harter Motorlauf resultiert. Eine Kaltstarthilfe wird nicht benötigt, da der Verbrennungsraum wenig zerklüftet ist und dadurch die Wärmeverluste bei

der Verdichtung gering sind. Die Vorteile der Direkteinspritzung sind der niedrige Kraftstoffverbrauch und ein gutes Kaltstartverhalten ohne Starthilfen. Durch die hohen Verbrennungsdrücke ist die mechanische Belastung des Motors sehr hoch.

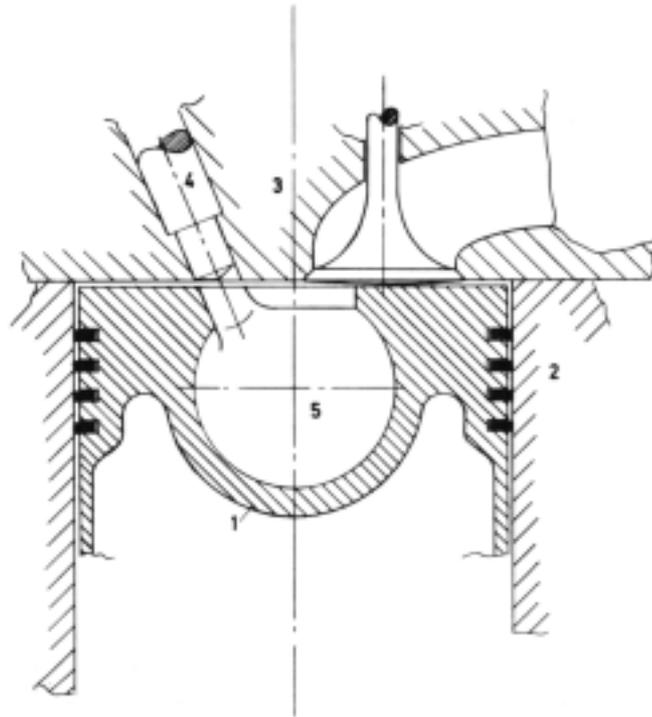


Abb. 3.9: Dieseldirekteinspritzung
1 – Kolben; 2 – Zylinder; 3 – Zylinderkopf; 4 – Einspritzdüse (Mehrlochdüse);
5 – Brennraum

Moderne Dieselmotoren arbeiten im Gegensatz zum konventionellen Verfahren, bei dem über getrennte Einspritzleitungen eingespritzt wird, mit der Common-Rail-Technik oder dem Pumpedüseprinzip.

Bei der Common-Rail-Technik findet die Einspritzung der verschiedenen elektromagnetischen Einspritzdüsen über eine gemeinsame Speicherleitung (common rail) statt. Die Einspritzpumpe muß nicht bei jedem Arbeitstakt des Motors den Einspritzdruck neu aufbauen. Sich nachteilig auswirkende Druckstöße in den Kraftstoffzuleitungen zu den Einspritzdüsen werden durch die gemeinsame Druckspeicherleitung vermieden. Über die elektromagnetischen Einspritzdüsen läßt sich die Einspritzcharakteristik weitgehend frei gestalten. Hierdurch kann die Leistungscharakteristik und der Kraftstoffverbrauch positiv beeinflußt werden. Außerdem wird ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen erreicht. Heute

wird bei der Common Rail Technik mit einem Einspritzdruck von 1350 bar¹ gearbeitet. Dies verlangt hochpräzise gefertigte Injektoren.

Beim Pumpedüseprinzip wird jede einzelne Einspritzdüse über eine eigene Pumpe versorgt. Dadurch entfallen die Hochdruckleitungen und die Ansteuerbarkeit der Einspritzdüsen verbessert sich erheblich. Auch hier entfallen wie bei der Common-Rail-Technik nachteilige Druckstöße.

3.3 Direkter Vergleich von Otto- und Dieselmotoren

Um die Vorzüge und Nachteile der beiden Verbrennungsprozesse klarer zu verdeutlichen und eine Auswahl für den jeweiligen Einsatzbereich zu treffen, seien hier Otto- und Dieselprozeß einander direkt gegenübergestellt in Form einer Tabelle².

Kriterium	Ottomotor	Dieselmotor
Verdichtungsverhältnis	6 bis 12	12 bis 24
Kraftstoff	Leichtkraftstoff (Benzin)	Schwerkraftstoff (Dieselöl)
Gemischbildung	Homogene Gemischbildung: <ul style="list-style-type: none"> • Äußere Gemischbildung im Ansaugkanal durch Vergaser oder Einspritzanlage • Innere Gemischbildung durch direkte Benzineinspritzung in den Brennraum 	Inhomogene Gemischbildung: <ul style="list-style-type: none"> • Innere Gemischbildung in der Vor- bzw. Wirbelkammer oder direkt im Zylinder
Luftverhältnis λ	0,7 bis 1,3	immer größer als 1
Verdichtungsdruck	8 bar bis 15 bar	25 bar bis 65 bar
Verdichtungs-temperatur	300°C bis 600°C	700°C bis 900°C
Zündung	Fremdzündung	Selbstzündung
Verbrennung	Gleichraumverbrennung	Gleichdruckverbrennung

¹ Daimler-Benz Umweltbericht 1998

² Vergleichswerte in der Tabelle ermittelt aus [2], [4], [6], [8], [9], [10], [14], [26]

Kriterium	Ottomotor	Dieselmotor
Verbrennungsdruck	30 bar bis 45 bar	60 bar bis 90 bar
Verbrennungstemperatur	1500°C bis 2200°C	1500°C bis 2200°C
Regelung	<ul style="list-style-type: none"> • Bei äußerer Gemischbildung: Veränderung der Gemischmenge (Quantitätsregelung) • Bei innerer Gemischbildung: Veränderung der Kraftstoffmenge (Qualitätsregelung) 	<ul style="list-style-type: none"> • Qualitätsregelung durch Veränderung der Kraftstoffmenge
Effektiver Wirkungsgrad	25 % bis 30 %	30 % bis 45 %
Thermischer Wirkungsgrad	Bis 60 %	Bis 65 %
Mechanischer Wirkungsgrad	70 % bis 90 %	70 % bis 92 %
Kraftstoffverbrauch	Höher als beim Dieselmotor durch geringeren eff. Wirkungsgrad	Niedriger als beim Benzinmotor durch höheren eff. Wirkungsgrad
Motor-konstruktion	Leicht bauend aufgrund niedriger Drücke → geringes Gewicht	Schwer bauend aufgrund hoher Drücke → großes Gewicht
Schadstoffemissionen	NO _x , CO, HC, stark reduziert durch Katalysatortechnik	Rußpartikel: Verringerung durch Oxidationskatalysator NO _x : Verringerung durch Aufladung CO: geringer Ausstoß HC: geringer Ausstoß
Geräuschemissionen	Niedriges Geräuschniveau	Allgemein hohes Geräuschniveau (Nageln)
Kosten	Kfz-Steuerreduzierung bei Katalysatortechnik, hoher Kraftstoffpreis, hoher Kraftstoffverbrauch, niedriger Kaufpreis	Hohe Kfz-Steuer, niedriger Kraftstoffpreis, niedriger Kraftstoffverbrauch, hoher Kaufpreis

Die direkte Gegenüberstellung von Diesel- und Ottomotor zeigt, daß beide Verbrennungsverfahren ihre Vor- und Nachteile haben. Die Entscheidung für das Otto- bzw. Dieselpinzip hängt demnach von dem Einsatzbereich des Motors ab. Wenn die Schwerpunkte – wie bei dieser Diplomarbeit – auf einem hohem Wirkungsgrad und damit niedrigem Verbrauch liegen, ist das Dieselpinzip zu wählen. Als Einspritzverfahren wird im weiteren Verlauf von der Dieseldirekteinspritzung zur Realisierung des Patentes ausgegangen.

Kapitel 4

**Auslegung und Berechnung des
Zweitaktmotors**

4 Auslegung und Berechnung des Zweitaktmotors

4.1 Auslegung des Zweitaktmotors ohne Hilfszylinder

Vorerst sei ein zum Vergleich dienender Motor ohne Aufladung durch die Hilfszylinder und ohne die verbesserte Spülung sowie ohne den Massenausgleich, aber mit gleichem Hubraum und auch sonst identischen technischen Daten gegeben.

4.1.1 Vorgegebene technische Daten¹:

Zylinderdurchmesser: $d_z = 70 \text{ mm}$

Hub: $s = 78 \text{ mm}$

Aus diesen Zylinderabmessungen ergibt sich der Hubraum $V_{h_{AZ}}$ des

Einzelarbeitszylinders zu: $V_{h_{AZ}} = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot s = 300,179 \text{ cm}^3$

Arbeitszylinderzahl: $z = 2$

Gesamthubraum der beiden Arbeitszylinder:

$$V_{H_{AZ}} = 2 \cdot V_{h_{AZ}} = 600,358 \text{ cm}^3$$

Verdichtungsverhältnis: $\epsilon = 18$ (gewählt)

Maximale Drehzahl: $n_{\max} = 4000 \frac{1}{\text{min}} = 66,6 \frac{1}{\text{s}}$

Taktzahl: $T_z = 2$ (bei 2-Takt-Motoren)

Spielzahl: $i = 1$ (bei 2-Takt-Motoren)

¹ Angaben des Patentinhabers Karl-Heinz Beiring. Formeln und Erfahrungswerte nach [1], [5] und [12]

Die effektive Leistung bei $4000 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ sei angenommen mit:

$$P_{\text{eff}} = 30 \text{ kW}$$

Daraus folgt das wirkende Drehmoment bei der effektiven Leistung von 30kW:

$$M = \frac{9550 \cdot P_{\text{eff}}}{n} = 71,625 \text{ Nm}$$

Aus dem Drehmoment kann der effektive Mitteldruck bestimmt werden:

$$p_e = \frac{M \cdot T_z \cdot \pi}{V_H} = 7,496 \text{ bar}$$

Die Abgastemperatur bei Vollast ist vorgegeben mit:

$$T_{\text{Abgas}_{\text{max}}} = 700^\circ\text{C} = 973,15 \text{ K} = T_5$$

Feuersteg am Kolben des Arbeitszylinders:

Den Abstand zwischen der Oberseite des Kolbens und der Kolbenringnut bezeichnet man als Feuersteg F. Er wird über den Zylinderdurchmesser ermittelt zu:

$$F = d_z \cdot 0,1 = 70 \text{ mm} \cdot 0,1 \quad (\text{beim Dieselmotor})$$

$$\rightarrow \underline{F = 7 \text{ mm}}$$

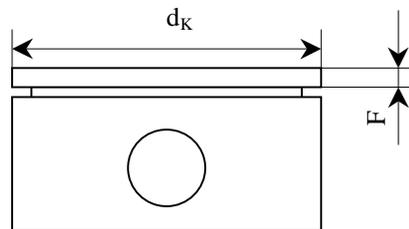


Abb. 4.1: Darstellung des Feuersteges am Kolben
F – Feuersteg; d_k – Kolbendurchmesser

Der nutzbare Hubraum für die Verdichtung ergibt sich aus dem gesamten Kolbenhub s abzüglich des für den Auslaßschlitz benötigten Hubes s' und des für den Arbeitszylinder vorzusehenden Feuersteges F des Kolbens. Für den Auslaßschlitz sind 110° des Kurbelwinkels¹, symmetrisch um den unteren Totpunkt U.T. verteilt, vorzusehen. Daraus ergibt sich der nutzbare Hubraum V_{Nutz} :

$$V_{\text{Nutz}} = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot (s_{\text{Nutz}} - F)$$

¹ Übliche Steuerzeiten von Zweitaktmotoren nach [9]

Feuersteg: $F = 7 \text{ mm}$

Nutzbarer Hub: $s_{\text{Nutz}} = s - s'$

$$s_{\text{Nutz}} = L_{\text{Pl}} + r - (L_{\text{Pl}} \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \alpha)^1$$

Der Kosinus des Pleuelwinkels ergibt sich zu:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha_{\text{Nutz}}}$$

Der zugehörige Kurbelwinkel α bei Öffnen des Auslaßschlitzes beträgt:

$$\alpha_{\text{Nutz}} = 180^\circ - \frac{110^\circ}{2} = 125^\circ$$

Hierbei ist vorausgesetzt, daß der Kurbelwinkel α im oberen Totpunkt O.T. 0° beträgt und im Uhrzeigersinn positiv ansteigt. Das Pleuelverhältnis λ wird in der Literatur² angegeben mit:

$$\lambda_{\text{Pl}} = 0,23 \dots 0,31 ; \quad \lambda_{\text{Pl}_{\text{gewählt}}} = 0,31$$

$$\rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - 0,31^2 \cdot \sin^2(125^\circ)} = 0,96722$$

Der Kurbelradius r beträgt die Hälfte des Hubes s :

$$r = \frac{s}{2} = \frac{78 \text{ mm}}{2} = 39 \text{ mm}$$

Aus dem gewählten Pleuelverhältnis λ ergibt sich die Pleuellänge L_{Pl} . Die Pleuellänge ist so klein wie möglich anzunehmen, da hierdurch der Motor niedrig baut und dadurch Gewicht gespart wird. Hieraus folgt wiederum, daß ein möglichst großes Pleuelverhältnis zu wählen ist. Allerdings werden dann die Massenkräfte ungünstig beeinflusst.

$$L_{\text{Pl}} = \frac{r}{\lambda_{\text{Pl}}} = \frac{39 \text{ mm}}{0,31} = 126 \text{ mm}$$

Mit den nun ermittelten Werten ergibt sich der nutzbare Hub s_{Nutz} :

$$\rightarrow s_{\text{Nutz}} = 126 \text{ mm} + 39 \text{ mm} - (126 \text{ mm} \cdot 0,967 + 39 \text{ mm} \cdot \cos 125^\circ)$$

$$\rightarrow s_{\text{Nutz}} = 65,5 \text{ mm}$$

¹ Nutzbarer Kolbenhub nach [4]

² Pleuelstangenverhältnis nach [5]

Die Höhe s' des Auslaßschlitzes ergibt sich aus dem Gesamthub abzüglich des nutzbaren Hubes:

$$s' = s - s_{\text{Nutz}} = 78 \text{ mm} - 65,5 \text{ mm}$$

$$\rightarrow s' = 12,5 \text{ mm}$$

Auf dem Umfang des Arbeitszylinders seien 10 Auslaßöffnungen mit einer Einzelbreite von 19 mm angenommen.

Auslaßschlitzbreite: $b_{\text{ö}} = 19 \text{ mm}$

Stegbreite: $b_{\text{st}} = 3 \text{ mm}$

Annahmen:

*(in der Tabelle der Zustandsänderungen **fett gedruckt**)*

Der Anfangsdruck, der den angenommenen Spüldruck des Kurbelkammergebläses beinhaltet, beträgt: $p_1 = 1,05 \text{ bar}$

Die durch Kühlung realisierte Ansaugtemperatur sei angenommen mit:

$$T_1 = 353,15 \text{ K} \equiv 80^\circ\text{C}$$

Die Verbrennungsendtemperatur¹ wird gewählt mit:

$$T_4 = 2200 \text{ K}$$

Die maximale Abgastemperatur bei Vollast sei bestimmt mit:

$$T_5 = 973,15 \text{ K} \equiv 700^\circ\text{C}$$

Der Verdichtungsendraum ergibt sich aus dem Nutzvolumen und dem Ver-

dichtungsverhältnis: $V_{\text{cAZ}} = V_2 = V_3 = \frac{V_{\text{Nutz}}}{\varepsilon - 1}$

$$\rightarrow V_{\text{cAZ}} = \frac{225,133 \text{ cm}^3}{18 - 1} = 13,243 \text{ cm}^3$$

¹ Verbrennungstemperatur nach [5]

Der Füllungsraum leitet sich aus dem Nutzvolumen und dem soeben ermittelten Verdichtungsendraum her: $V_1 = V_5 = V_{\text{Nutz}} + V_{c_{\text{AZ}}} = 238,376 \text{ cm}^3$

Aus dem Anfangsdruck und dem Verdichtungsverhältnis ergibt sich der Verdichtungsdruck: $p_{c_{\text{AZ}}} = p_2 = p_{1_{\text{abs}}} \cdot \epsilon^n = 1,05 \text{ bar} \cdot 18^{1,36} = 53,5 \text{ bar}$

4.1.3 Vergleichsprozess (Seiliger-Prozeß)

Der Seiliger-Prozeß, auch bezeichnet als gemischter Vergleichsprozess, ist das Vergleichsverfahren des Dieselprozesses. Dieses idealisierte Verfahren gilt nur für einen ideal gedachten Dieselmotor.

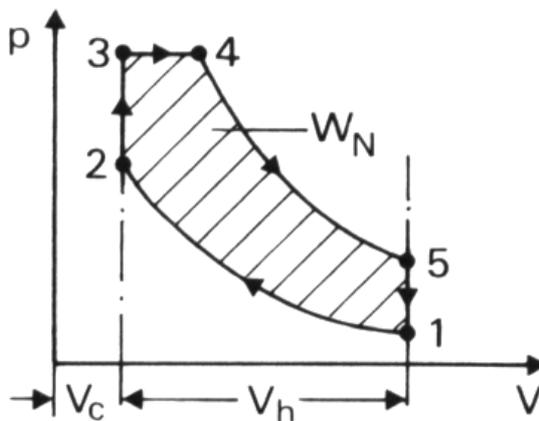


Abb. 4.4: p-V-Diagramm des Seiliger-Prozesses
 W_N – Nutzarbeit;
 V_h – Hubraum eines Zylinders;
 V_c – Verdichtungsendraum

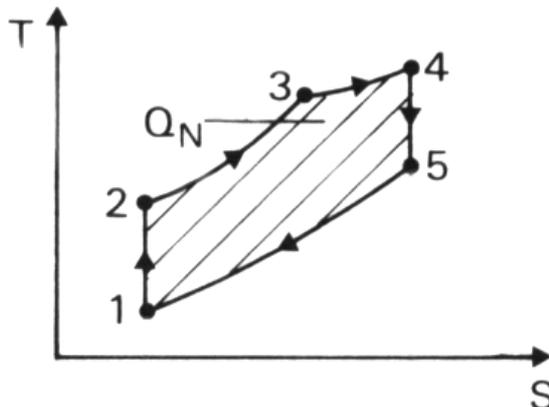


Abb. 4.5: T-s-Diagramm des Seiliger-Prozesses
 Q_N – Nutzwärme

1 → 2: *Polytrope Verdichtung*

2 → 3: *Isochore Wärmezufuhr*

3 → 4: *Isobare Wärmezufuhr*

4 → 5: *Polytrope Expansion*

5 → 1: *Isochore Wärmeabfuhr*

Die Verdichtungsendtemperatur $T_{c_{AZ}}$ ergibt sich aus der Betriebstemperatur T_1 und dem Verdichtungsverhältnis ϵ :

$$T_{c_{AZ}} = T_1 \cdot \epsilon^{n-1} = 353,15 \text{ K} \cdot 18^{1,36-1} = 999,672 \text{ K} = 726,52^\circ\text{C} \quad (\text{polytrop})$$

Die restlichen Eckpunkte des Seiliger-Prozesses, der hier als idealisierter Vergleichsprozess gewählt wurde, ergeben sich aus den vorgegebenen Werten zu:

$$V_4 = \frac{V_5}{\left(\frac{T_4}{T_5}\right)^{\frac{1}{n-1}}} = \frac{238,376 \text{ cm}^3}{\left(\frac{2200 \text{ K}}{973,15 \text{ K}}\right)^{\frac{1}{1,36-1}}} = 24,732 \text{ cm}^3 \quad (\text{polytrop})$$

$$T_3 = \frac{V_3 \cdot T_4}{V_4} = \frac{13,243 \text{ cm}^3 \cdot 2200 \text{ K}}{24,732 \text{ cm}^3} = 1178,025 \text{ K} \quad (\text{isobar})$$

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{53,5 \text{ bar} \cdot 1178,025 \text{ K}}{999,672 \text{ K}} = 63,045 \text{ bar} \quad (\text{isochor})$$

$$p_5 = \frac{p_4}{\left(\frac{V_5}{V_4}\right)^n} = \frac{63,045 \text{ bar}}{\left(\frac{238,376 \text{ cm}^3}{24,732 \text{ cm}^3}\right)^{1,36}} = 2,893 \text{ bar} \quad (\text{polytrop})$$

Bei den berechneten Werten wurde bei Frisch- und Abgas der gleiche Polytropenexponent mit einem Wert von $n = 1,36$ angenommen.

Zustand	V [cm ³]	T [K]	p [bar]
1	238,376	353,15	1,05
2	13,243	999,672	53,5
3	13,243	1178,025	63,045
4	24,732	2200	63,045
5	238,376	973,15	2,893

4.1.4 Mechanischer Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad, der zur Verdeutlichung der Verluste durch Reibung und anderer mechanischer Einflußgrößen dient, ergibt sich aus dem Quotient der vorher gewählten effektiven Leistung P_{eff} und der indizierten Leistung P_i .

$$\eta_m = \frac{P_{\text{eff}}}{P_i}$$

Effektive Leistung: $P_{\text{eff}} = 30 \text{ kW}$

Die indizierte Leistung P_i ergibt sich aus dem indizierten Mitteldruck p_i , dem Hubraum des Einzelzylinders $V_{h,AZ}$, der Zylinderzahl z , der Spielzahl i und der Drehzahl n :

$$P_i = p_i \cdot V_{h,AZ} \cdot z \cdot i \cdot n$$

Der indizierte Mitteldruck¹ wiederum wird bestimmt durch den absoluten Anfangsdruck p_1 , dem Verdichtungsverhältnis ϵ , dem Polytropenexponent n , dem Zünddruck p_3 , dem Expansionsbeiwert b und dem absoluten Abgasgegendruck p_6 :

$$p_i = p_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{n-1} \cdot \frac{\epsilon - \epsilon^n}{\epsilon - 1} \right) + p_3 \cdot \frac{b}{\epsilon - 1} + p_6 \cdot \frac{1 - \epsilon}{\epsilon - 1}$$

Absoluter Anfangsdruck: $p_1 = 1,05 \text{ bar}$ (gewählt)

Verbrennungsdruck: $p_3 = 63,045 \text{ bar}$

Absoluter Abgasgegendruck²: $p_6 = 1 \text{ bar}$

Verdichtungsverhältnis: $\epsilon = 18$

Polytropenexponent: $n = 1,36$

Mit dem Gleichdruckverhältnis β läßt sich der Expansionsbeiwert b ermitteln:

$$\beta = \frac{V_4}{V_3} = \frac{24,732 \text{ cm}^3}{13,243 \text{ cm}^3} = 1,868$$

¹ Indizierter Mitteldruck nach [6]

² Absoluter Abgasgegendruck p_6 wird mit Umgebungsdruck angenommen (Staudruck der Abgasanlage wird vernachlässigt)

$$\text{Expansionsbeiwert:} \quad b = -1 + \beta \cdot \frac{n}{n-1} - \beta^n \cdot \frac{\varepsilon^{(1-n)}}{n-1}$$

$$b = 3,761$$

$$\rightarrow p_i = 1,05 \text{ bar} \cdot \left(1 + \frac{1}{1,36-1} \cdot \frac{18-18^{1,36}}{18-1} \right) + 63,045 \text{ bar} \cdot \frac{3,761}{18-1} + 1 \text{ bar} \cdot \frac{1-18}{18-1}$$

$$\rightarrow \underline{p_i = 8,346 \text{ bar}}$$

$$\rightarrow P_i = 8,346 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 66,6 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \underline{P_i = 33,402 \text{ kW}}$$

$$\rightarrow \eta_m = \frac{30 \text{ kW}}{33,402 \text{ kW}} = 0,8981 \quad \rightarrow \quad \underline{\eta_m = 89,81 \%}$$

Der mechanische Wirkungsgrad liegt mit 89,81 % im in der Literatur¹ angegebenen Bereich zwischen 75 % bis 92 %.

4.1.5 Effektiver Wirkungsgrad

Der effektive Wirkungsgrad, auch Nutzwirkungsgrad genannt, ist das Verhältnis von der effektiven Arbeit je Zyklus W_e zur zugeführten Wärmeleistung durch den Kraftstoff Q_B . Deshalb hat der effektive Wirkungsgrad auch direkten Einfluß auf den Kraftstoffverbrauch.

$$\text{Effektiver Wirkungsgrad:} \quad \eta_e = \frac{W_e}{Q_B}$$

Die effektive Arbeit je Zyklus hängt vom effektiven Mitteldruck p_e und dem Hubraum des Einzelzylinders ab: $W_e = p_e \cdot V_{hAZ}$

Dabei ergibt sich der effektive Mitteldruck p_e zu

$$p_e = \frac{P_{\text{eff}}}{V_{hAZ} \cdot z \cdot n \cdot i}$$

mit der Zylinderzahl

$$z = 2 \quad (\text{Vorgabe}),$$

¹ Mechanischer Wirkungsgrad nach [12]

der Drehzahl $n = 66,6 \frac{1}{s}$ (Vorgabe),

der Spielzahl $i = 1$,

der effektiven Leistung $P_{\text{eff}} = 30 \text{ kW}$ (Vorgabe)

und dem Hubraum des Einzelzylinders

$$V_{h,AZ} = 300,179 \text{ cm}^3 \text{ (Vorgabe).}$$

$$\rightarrow p_e = \frac{30000 \text{ W}}{300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 2 \cdot 66,6 \frac{1}{s} \cdot 1}$$

$$\rightarrow p_e = 7,496 \text{ bar}$$

$$\rightarrow W_e = 7,496 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\rightarrow W_e = 225 \text{ Nm}$$

Die zugeführte Brennstoffenergie je Zyklus berechnet sich nach folgender Formel

$$Q_B = \lambda_L \cdot V_{h,AZ} \cdot H_G$$

unter Benutzung des Liefergrades¹

$$\lambda_L = 0,5 \dots 0,7 \quad \lambda_{L_{\text{gewählt}}} = 0,6$$

und des Gemischheizwertes² $H_G = 3,9 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$ (Diesel).

$$\rightarrow Q_B = 0,6 \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 3,9 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow Q_B = 702,419 \text{ J}$$

$$\rightarrow \eta_e = \frac{225 \text{ J}}{702,419 \text{ J}}$$

$$\underline{\eta_e = 0,3203} \rightarrow \underline{\eta_e = 32,03 \%}$$

Der effektive Wirkungsgrad liegt mit 32,03 % im für Zweitakt-Diesel-Motoren üblichen Bereich³ zwischen 30 % und 45 %.

¹ Erfahrungswerte des Liefergrades von Zweitaktmotoren nach [4]

² Gemischheizwert nach [8]

³ Effektive Wirkungsgrade nach [4]

4.1.6 Kraftstoffverbrauch

Unterschieden wird der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch b_e , der den Verbrauch pro Leistung angibt, und der effektive absolute Kraftstoffverbrauch B_e , der den absoluten Kraftstoffmassenverbrauch pro Stunde angibt. Beide sind gekoppelt mit dem effektiven Wirkungsgrad η_e .

Der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch ermittelt sich nach

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u}$$

unter Berücksichtigung des unteren Heizwertes bei Dieseldieselkraftstoff

$$H_u = 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

und dem vorher bestimmten effektiven Wirkungsgrad

$$\eta_e = 0,3203.$$

$$\rightarrow b_e = \frac{1}{0,3203 \cdot 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}$$

$$\rightarrow b_e = 7,434 \cdot 10^{-8} \frac{\text{kg}}{\text{W} \cdot \text{s}} = 267,606 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

Der effektive absolute Kraftstoffverbrauch errechnet sich nach der Gleichung

$$B_e = \frac{P_{\text{eff}}}{H_u \cdot \eta_e}$$

unter Einbeziehung der vorgegebenen effektiven Leistung

$$P_{\text{eff}} = 30 \text{ kW},$$

dem unteren Heizwert¹

$$H_u = 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

und dem oben berechneten effektiven Wirkungsgrad

$$\eta_e = 0,3203.$$

¹ Unterer Heizwert nach [4]

$$\rightarrow B_e = \frac{30000 \text{ W}}{42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 0,3203}$$

$$\rightarrow \underline{B_e = 8028,188 \frac{\text{g}}{\text{h}}}$$

Die hier berechneten Kraftstoffverbrauchswerte dienen zum Vergleich mit den in Kapitel 4.3 ermittelten Verbrauchswerten des Patentmotors.

4.1.7 Thermischer Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} ist das Verhältnis von Nutzleistung zu zugeführter Leistung einer vollkommenen Maschine.

Ermittelt wird der thermische Wirkungsgrad nach folgender Formel

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{n-1}} \cdot \frac{\psi^n \cdot \xi - 1}{\xi - 1 + n \cdot \xi \cdot (\psi - 1)}$$

Das für die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades benötigte Drucksteigerungsverhältnis ergibt sich nach

$$\xi = \frac{p_3}{p_2}$$

mit dem Verbrennungsdruck $p_3 = 63,045 \text{ bar}$

und dem Verdichtungsdruck $p_2 = 53,5 \text{ bar}$.

$$\rightarrow \xi = \frac{63,045 \text{ bar}}{53,5 \text{ bar}}$$

$$\rightarrow \underline{\xi = 1,178}$$

Das ebenfalls zu ermittelnde Einspritzverhältnis erhält man durch

$$\psi = \frac{H_u}{m_H \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \epsilon^{n-1} \cdot n \cdot \xi} - \frac{1}{n} + \frac{1}{n \cdot \xi} + 1$$

unter Zuhilfenahme des unteren Heizwertes

$$H_u = 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}},$$

der Wärmekapazität der Luft¹ $c_v = 720 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}},$

der Ansaugtemperatur $T_1 = 353,15 \text{ K},$

dem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 18,$

dem Polytropenexponent des Kraftstoff-Luft-Gemisches²:

$$n = 1,36$$

und dem Verhältnis von Gemischmasse zu Kraftstoffmasse, das sich berechnet nach

$$m_H = 1 + \lambda \cdot L_{\min},$$

mit einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis³ von

$$\lambda = 1,35$$

und dem minimalen Luftbedarf⁴ $L_{\min} = 14,4.$

$$\rightarrow m_H = 1 + 1,35 \cdot 14,4$$

$$\rightarrow m_H = 20,44$$

$$\rightarrow \psi = \frac{42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{20,44 \cdot 720 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 353,15 \text{ K} \cdot 18^{1,36-1} \cdot 1,36 \cdot 1,178} - \frac{1}{1,36} + \frac{1}{1,36 \cdot 1,178} + 1$$

$$\rightarrow \underline{\psi = 2,671}$$

$$\eta_{\text{th}} = 0,569 \rightarrow \underline{\mathbf{\eta_{th} = 56,9 \%}}$$

Der thermische Wirkungsgrad für einen Zweitaktmotor wird in der Literatur⁵ mit 40 % bis 60 % angegeben.

¹ Wärmekapazität der Luft nach [3]

² Polytropenexponent des Gemisches nach [2]

³ Luft-Kraftstoff-Verhältnis nach [8]

⁴ Minimaler Luftbedarf nach [8]

⁵ Übliche thermische Wirkungsgrade nach [2] und [8]

4.1.8 Kontrolle des effektiven Wirkungsgrades η_e

Eine alternative Berechnung¹ des effektiven Wirkungsgrades besteht aus der Multiplikation des thermischen Wirkungsgrades mit dem mechanischen Wirkungsgrad und dem Gütegrad:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_{th} \cdot \eta_G$$

Dabei beträgt der oben berechnete mechanische Wirkungsgrad

$$\eta_m = 0,8981$$

und der thermische Wirkungsgrad $\eta_{th} = 0,569$.

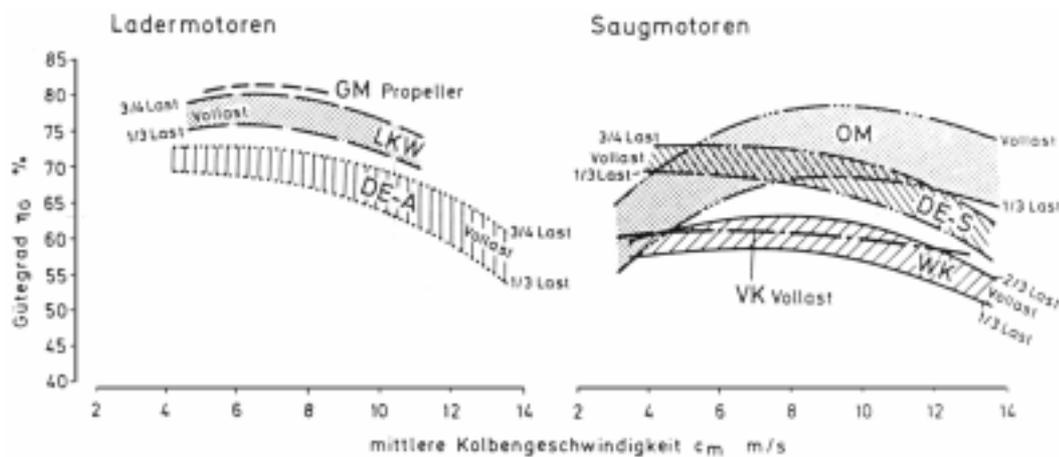


Abb. 4.6: Gütegrad aufgetragen über der mittleren Kolbengeschwindigkeit
 GM – Großmotor; Lkw – Lastkraftwagen; DE-A – aufgeladener Dieseldirekteinspritzer

**OM – OTTOMOTOR; DE-S – DIREKTEINSPRITZENDER
 DIESELSAUGMOTOR;**

Der Gütegrad ermittelt sich aus Abb. 4.6 zu

$$\eta_G = 0,65 \dots 0,7$$

bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit bei Vollast von

$$c_m = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{78 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 4000}{30} = 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \eta_e = 0,8981 \cdot 0,569 \cdot (0,65 \dots 0,7)$$

$$\rightarrow \eta_e = 0,332 \dots 0,358$$

¹ Alternative Berechnung des effektiven Wirkungsgrades nach [4]

Der ermittelte effektive Wirkungsgrad liegt mit $\eta_e = 0,3203$ leicht unter dem Streuband und bestätigt den in Kapitel 4.1.5 berechneten Wert.

4.2 Auslegung des 2-Takt-Motors mit Hilfszylindern

Im Folgenden wird der gleiche Motor, diesmal mit Hilfszylindern betrachtet. Das bedeutet, daß die technischen Daten der Auslegung des 2-Takt-Motors ohne die Hilfszylinder übernommen und für die folgenden Berechnungen verwendet werden. Die Hilfszylinder sind zueinander um 180° Kurbelwinkel KW und zu den Arbeitszylindern jeweils um 90° KW versetzt. Zu untersuchen ist nun, ob durch die bessere Spülung, die Aufladung und den besseren Massenausgleich eine Leistungssteigerung zu erreichen ist und damit ein besserer effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch erzielt werden kann.

4.2.1 Technische Daten der Hilfszylinder

Hubraum des Einzelzylinders: $V_{h_{HZ}} = V_{h_{AZ}} = 300,179 \text{ cm}^3$

Zylinderdurchmesser: $d_Z = 7 \text{ cm}$

Hub: $s_{HZ} = 7,8 \text{ cm}$

Verdichtungsendraum: $V_{c_{HZ}} = V_{WT} + V_{Tol}$

Volumen des Wärmetauschers: $V_{WT} = 37,5 \text{ cm}^3$

Das Toleranzvolumen dient zur Vermeidung von Kollisionen der Kolben mit den Wärmetauschern. Dabei wird bei diesem Volumen 1 mm an Höhe vorgesehen:

$$V_{Tol} = 0,1 \text{ cm} \cdot \frac{\pi \cdot d_{HZ}^2}{4}$$

$$\rightarrow V_{c_{HZ}} = 37,5 \text{ cm}^3 + 0,1 \text{ cm} \cdot \frac{\pi \cdot 7^2 \text{ cm}^2}{4}$$

$$\rightarrow V_{c_{HZ}} = 41,3485 \text{ cm}^3$$

Das Verdichtungsverhältnis ergibt sich nun zu:

$$\epsilon_{\text{HZ}} = \frac{V_{\text{hHZ}} + V_{\text{cHZ}}}{V_{\text{cHZ}}} = 8,26$$

Die Verdichtungsendtemperatur ermittelt sich nach

$$T_{\text{cHZ}} = T_1 \cdot \epsilon^{\kappa-1} = 353,15 \text{ K} \cdot 8,25973^{1,4-1}$$

mit dem Polytropenexponent der Luft

$$\kappa = 1,4$$

und der Ansaugtemperatur

$$T_1 = 353,15 \text{ K} \equiv 80^\circ\text{C}.$$

$$\rightarrow T_{\text{cHZ}} = 821,761 \text{ K} \equiv 548,611^\circ\text{C}$$

Der Verdichtungsdruck wird ebenfalls über das Verdichtungsverhältnis

bestimmt nach

$$p_{\text{cHZ}} = p_1 \cdot \epsilon^\kappa = 1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 8,26^{1,4}$$

mit dem Anfangsdruck

$$p_1 = 1 \text{ bar}.$$

$$\rightarrow p_{\text{cHZ}} = 19,22 \text{ bar}$$

4.2.2 Ermittlung des Volumens des Hilfszylinders zwischen Beginn und Ende der Aufladung

Die Hilfszylinder dienen zwischen einem Kurbelwinkel von $21,225^\circ$ nach O.T. und einem Kurbelwinkel von $158,775^\circ$ nach O.T. lediglich der Spülung. Ab $158,775^\circ$ Kurbelwinkel des Hilfszylinders schließt der Auslaßschlitz im Arbeitszylinder und der Hilfszylinder beginnt mit der Verdichtung und somit Aufladung des Arbeitszylinders. Dieser Vorgang dauert bis zum U.T. (180° KW) des Hilfszylinders. Bei dieser Berechnung muß – im Gegensatz zu der Berechnung des nutzbaren Hubvolumens V_{Nutz} in Kapitel 4.1.1 – der Feuersteg bei der Bestimmung der Kurbelwinkel mit einbezogen werden. Dies ist erforderlich, da die Verdichtung erst beginnen kann, wenn der Kolbenring den Auslaßschlitz des Arbeitszylinders gasdicht verschließt.

Der Hub bei beginnender Verdichtung ermittelt sich also wie folgt:

$$s_{\text{Verdichtung}} = s - s_{\text{Nutz}} + F$$

$$s_{\text{Verdichtung}} = 78 \text{ mm} - 65,5 \text{ mm} + 7 \text{ mm}$$

$$s_{\text{Verdichtung}} = 19,5 \text{ mm}$$

Aus diesem Kolbenhub folgt durch Iteration der Kurbelwinkel α bei beginnender Verdichtung bzw. Aufladung nach folgender Gleichung

$$s - s_{\text{Verdichtung}} = r \cdot (1 - \cos \alpha_{\text{AZ}}) + L_{\text{Pl}} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{\text{Pl}}^2 \cdot \sin^2 \alpha_{\text{AZ}}} \right)$$

mit einem Kurbelradius von $r = 39 \text{ mm}$,

einer Pleuellänge von $L_{\text{Pl}} = 126 \text{ mm}$

und einem vorher gewählten Pleuelstangenverhältnis von

$$\lambda_{\text{Pl}_{\text{gewählt}}} = 0,31.$$

$$\rightarrow \alpha_{\text{AZ}} = 111,225^\circ$$

Um den Bezug zum U.T. des Arbeitszylinders herzustellen, muß α_{AZ} von 180° KW, der Stellung des Arbeitszylinders im U.T., abgezogen werden:

$$180^\circ - 111,225^\circ = 68,775^\circ$$

Der Arbeitszylinder schließt den Auslaßschlitz $68,775^\circ$ nach U.T. ($248,775^\circ$ KW).

Aus der Versetzung von Arbeitszylinder und Hilfszylinder um 270° ergibt sich hieraus der Kurbelwinkel des Hilfszylinders am Anfang der Aufladung:

$$\alpha_{\text{HZ}} = \alpha_{\text{AZ}} + 270^\circ = 518,775^\circ \equiv 158,775^\circ$$

\rightarrow Hilfszylinder steht $21,225^\circ$ vor U.T.

Aus der Kurbelwellenstellung des Hilfszylinders ergibt sich der Hub und daraus das Volumen des Hilfszylinders bei Beginn der Aufladung:

$$s_{\text{HZ}_{\text{Aufladung}}} = r \cdot (1 - \cos \alpha_{\text{HZ}}) + L_{\text{Pl}} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{\text{Pl}}^2 \cdot \sin^2 \alpha_{\text{HZ}}} \right)$$

$$\rightarrow s_{\text{HZ}_{\text{Aufladung}}} = 1,849 \text{ mm}$$

$$V_{\text{HZ}_{\text{Aufladung}}} = \frac{\pi \cdot d_Z^2}{4} \cdot s_{\text{HZ}_{\text{Aufladung}}} = \frac{\pi \cdot 70^2 \text{ mm}^2}{4} \cdot 1,849 \text{ mm}$$

$$\rightarrow \underline{V_{\text{HZ}_{\text{Aufladung}}} = 7,118 \text{ cm}^3}$$

4.2.3 Volumen des Arbeitszylinders zwischen Beginn und Ende der Aufladung

Das Volumen des Arbeitszylinders zwischen Beginn ($KW = 248,775^\circ$) und Ende der Aufladung ($KW = 270^\circ$) ergibt sich aus der Differenz der Kolbenstellung des Arbeitszylinders bei Beginn und Ende der Aufladung multipliziert mit der Kolbenoberfläche.

Die Kolbenstellung bei Aufladungsbeginn ermittelt sich nach folgender Gleichung:

$$s_{AZ_{\text{Aufladung (Beginn)}}} = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L_{pl} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{pl}^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)$$

mit einem Kurbelwinkel bei Beginn der Aufladung von

$$\alpha = 248,775^\circ,$$

einem Kurbelradius von

$$r = 39 \text{ mm},$$

einer Pleuellänge

$$L_{pl} = 126 \text{ mm}$$

und einem Pleuelstangenverhältnis von

$$\lambda_{pl} = 0,31.$$

$$\rightarrow \underline{s_{AZ_{\text{Aufladung (Beginn)}}} = 58,495 \text{ mm}}$$

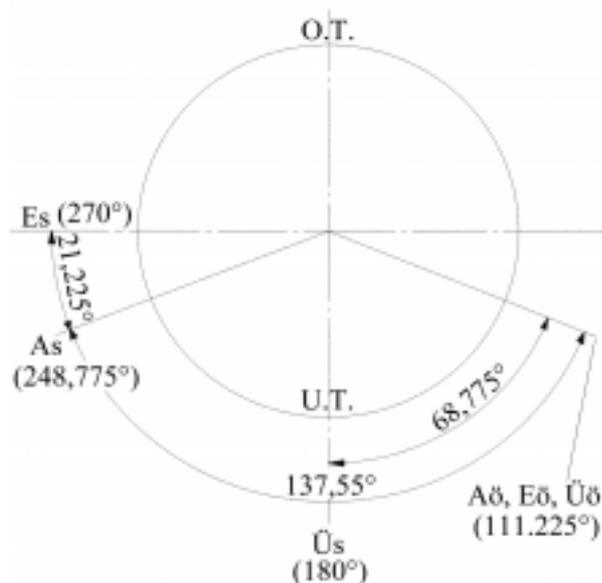


Abb. 4.7: Steuerzeiten des Arbeitszylinders¹

Aö – Auslaßventil öffnet; As – Auslaßventil schließt;

Eö – Einlaßventil öffnet; Es – Einlaßventil schließt;

Üö – Überströmventil öffnet; Üs – Überströmkanal schließt

¹ Übliche Steuerzeiten von Zweitaktmotoren siehe [9]

Der Hub bei Aufladungsende ermittelt sich nach:

$$s_{AZ_{\text{Aufladung (Ende)}}} = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L_{pl} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{pl}^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)$$

mit einem Kurbelwinkel bei Ende der Aufladung von

$$\alpha = 270^\circ.$$

$$\rightarrow \underline{s_{AZ_{\text{Aufladung (Ende)}}} = 45,207 \text{ mm}}$$

Die Differenz der Kolbenstellungen bei Beginn und Ende der Aufladung ergibt

sich zu:

$$\Delta s_{AZ_{\text{Aufladung}}} = s_{AZ_{\text{Aufladung (Beginn)}}} - s_{AZ_{\text{Aufladung (Ende)}}$$

$$\rightarrow \underline{\Delta s_{AZ_{\text{Aufladung}}} = 13,288 \text{ mm}}$$

Daraus folgt das für die Aufladung zur Verfügung stehende Volumen eines

Arbeitszylinders:

$$V_{AZ_{\text{Aufladung}}} = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot \Delta s_{AZ_{\text{Aufladung}}}$$

$$\rightarrow \underline{V_{AZ_{\text{Aufladung}}} = 51,138 \text{ cm}^3}$$

4.2.4 Bestimmung des Ladedruckes

Zur Ladedruckerzeugung dient der Raum zwischen der Unterseite des Hilfszylinderkolbens und der Oberseite des Arbeitszylinderkolbens. Der durch den Arbeitszylinder und den Hilfszylinder während der Aufladung verdrängte Raum ergibt sich nach folgender Formel:

$$V_{\text{Hub}_{\text{Aufladung}}} = V_{\text{HZ}_{\text{Aufladung}}} + V_{AZ_{\text{Aufladung}}}$$

Verdrängtes Volumen des Hilfszylinders während der Aufladung (s. Kapitel 4.2.2):

$$V_{\text{HZ}_{\text{Aufladung}}} = 7,118 \text{ cm}^3$$

Verdrängtes Volumen des Arbeitszylinders während der Aufladung:

$$V_{AZ_{\text{Aufladung}}} = 51,138 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow \underline{V_{\text{Hub}_{\text{Aufladung}}} = 58,256 \text{ cm}^3}$$

Am Ende der Aufladung besteht das nun verdichtete Volumen aus dem verbleibenden Hubraum des Arbeitszylinders bei 270° KW, dem Verdichtungsendraum des Arbeitszylinders und dem Raum zwischen dem Arbeitszylinder und dem Hilfszylinder. Dieser Raum sei mit 50 cm³ angenommen und besteht aus dem Kanal, der die verdichtete Luft des Hilfszylinders über das zweite Einlaßventil des Arbeitszylinders in den Arbeitszylinder leitet. Der Wert von 50 cm³ für den Zwischenraum ergibt sich aus dem Volumen des ca. 10 cm langen Kanals bei einem Durchmesser von ca. 1 cm und einem verdrängten Kurbelkammervolumen von ca. 40 cm³. Dieser gesamte Verdichtungsendraum V'_c berechnet sich also aus der Gleichung

$$V'_c = V_{\text{Zwischen}} + V_{c_{AZ}} + (V_{\text{Nutz}} - V_{AZ_{\text{Aufladung}}})$$

mit dem angenommenen Volumen des Zwischenraumes

$$V_{\text{Zwischen}} = 50 \text{ cm}^3,$$

dem Verdichtungsendraum des Arbeitszylinders

$$V_{c_{AZ}} = 13,243 \text{ cm}^3,$$

dem nutzbaren Hubraum des Arbeitszylinders

$$V_{\text{Nutz}} = 225,133 \text{ cm}^3$$

und dem verdrängten Volumen des Arbeitszylinders AZ während der Aufladung

$$V_{AZ_{\text{Aufladung}}} = 51,138 \text{ cm}^3.$$

$$\rightarrow \underline{V'_c = 237,238 \text{ cm}^3}$$

Über das Gesamthubvolumen während der Aufladung und den gesamten Verdichtungsendraum der Aufladung kann nun das Verdichtungsverhältnis bestimmt werden nach folgender Gleichung:

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{Hub}_{\text{Aufladung}}} + V'_c}{V'_c}$$

$$\rightarrow \underline{\varepsilon = 1,246}$$

Daraus kann der durch die Aufladung erzeugte Druck $p_{\text{Aufladung}}$ berechnet werden, der nun im Verdichtungsendraum des Arbeitszylinders, im Zwischenraum und dem verbleibenden Hubraum des Arbeitszylinders bei 270° KW herrscht.

$$p_{\text{Aufladung}} = p_1 \cdot \varepsilon^k$$

Der Spüldruck wird mit 1,1 bar um 0,05 bar höher als beim Vergleichsmotor angenommen, da die Hilfszylinder aufgrund ihrer zusätzlichen Spülwirkung dies erwarten lassen. In Kapitel 5 wird die Spülung weiter zu betrachten sein.

$$p_1 = 1,1 \text{ bar}$$

Adiabatexponent der Luft: $\kappa = 1,4$

$$\rightarrow p_{\text{Aufladung}} = 1,1 \text{ bar} \cdot 1,246^{1,4}$$

$$\rightarrow \underline{p_{\text{Aufladung}} = 1,5 \text{ bar}}$$

Der Ladedruck fällt mit 1,5 bar relativ niedrig aus. Dies ist auf den geringen, für die Aufladung zur Verfügung stehenden KW des Hilfszylinders zurückzuführen.

4.2.5 Ladeleistung¹

Bei kleinen Druckverhältnissen gilt näherungsweise für die Ladeleistung $P_{\text{Aufladung}}$:

$$P_{\text{Aufladung}} = \dot{V} \cdot \Delta p$$

Die Zeit für eine Umdrehung der Kurbelwelle beträgt:

$$t = \frac{60 \text{ s} \cdot \text{min}}{4000 \frac{1}{\text{min}}} = 0,015 \text{ s}$$

Die Zeit für den Aufladevorgang beträgt:

$$t_{\text{Aufladung}} = \frac{\alpha_{\text{Aufladung}}}{\alpha_{\text{ges}}} \cdot t$$

$$t_{\text{Aufladung}} = \frac{21,225^\circ}{360^\circ} \cdot 0,015 \text{ s}$$

$$t_{\text{Aufladung}} = 0,884375 \text{ ms}$$

Daraus folgt der Volumenstrom, der während des Aufladungsvorganges von dem Hilfszylinder in den Arbeitszylinder gefördert wird:

$$\dot{V} = \frac{V_{\text{HZ Aufladung}}}{t_{\text{Aufladung}}} = \frac{7,1177 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}{0,884375 \cdot 10^{-3} \text{ s}}$$

¹ Ladeleistung nach [4]

$$\rightarrow \dot{V} = 8,04828 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Der Aufladungsüberdruck ergibt sich zu:

$$\Delta p = p_{\text{Aufladung}} - p_{\infty} = 0,5 \text{ bar}$$

$$\rightarrow P_{\text{Aufladung}} = 8,04828 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 0,5 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\rightarrow \underline{P_{\text{Aufladung}} = 40,241 \text{ W}}$$

4.2.6 Zustandstabelle für den aufgeladenen Motor

Mit den für den aufgeladenen Motor geänderten Werten ergeben sich nun für den Seiliger-Prozeß, der auch hier als Vergleichsprozeß dient, die in der folgenden Tabelle aufgeführten Eckdaten. Die fett gedruckten Werte wurden vorgegeben und resultieren aus Erfahrungswerten der Literatur.

Verdichtungsenddruck:

$$p_{c_{AZ}} = p_{\text{Aufladung}} \cdot \left(\frac{V_{270^\circ}}{V_{c_{AZ}}} \right)^n$$

Bei Ende der Aufladung, also bei einem Kurbelwinkel von 270° , verbleibt im Arbeitszylinder ein Restvolumen, welches sich aus dem verbleibenden Hub multipliziert mit der Kolbenfläche und dem Verdichtungsendraum des Arbeitszylinders zusammensetzt.

Das Restvolumen im AZ bei 270° KW ergibt sich nach

$$V_{270^\circ} = A_K \cdot s_{270} + V_{c_{AZ}}$$

mit der Kolbenfläche

$$A_K = 38,48451 \text{ cm}^2$$

und dem Verdichtungsendraum des Arbeitszylinders

$$V_{c_{AZ}} = 13,243 \text{ cm}^3.$$

Der bei 270° KW im Arbeitszylinder verbleibende Resthub ist abhängig vom Kurbelwinkel α und berechnet sich aus der nachstehenden Formel:

$$s_{270} = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L_{PI} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{PI}^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)$$

$$\rightarrow s_{270} = 3,9 \text{ cm} \cdot (1 - \cos 270^\circ) + 12,6 \text{ cm} \cdot \left(1 - \sqrt{0,31^2 \cdot \sin^2 270^\circ} \right)$$

$$\rightarrow s_{270} = 4,521 \text{ cm}$$

$$\rightarrow V_{270^\circ} = 38,48451 \text{ cm}^2 \cdot 4,521 \text{ cm} + 13,243 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow V_{270^\circ} = 187,221 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow p_{c_{AZ}} = p_2 = 1,5 \text{ bar} \cdot \left(\frac{187,221 \text{ cm}^3}{13,243 \text{ cm}^3} \right)^{1,36}$$

$$\rightarrow p_{c_{AZ}} = p_2 = 55,029 \text{ bar}$$

Der Verdichtungsenddruck bei maximalem Ladedruck ist höher als beim unaufgeladenen Motor, obwohl nur noch der Raum zwischen 270° KW und 360° KW für die Verdichtung zur Verfügung steht. Dieser größere Verdichtungsenddruck resultiert aus dem erst bei 270° KW schließenden Einlaßventil des Hilfszylinders. Aufgrund des geringeren für die Verdichtung zur Verfügung stehenden Raumes ergibt sich ein neues, geringeres Verdichtungsverhältnis ϵ_{neu} .

$$\epsilon_{\text{neu}} = \frac{V_{270^\circ}}{V_{c_{AZ}}} = \frac{187,221 \text{ cm}^3}{13,243 \text{ cm}^3} = 14,137$$

Aus den Anfangsbedingungen bei 270° KW und der Betriebstemperatur von 80°C ergibt sich nun ebenfalls eine neue Verdichtungsendtemperatur T_c :

$$T_{c_{AZ}} = T_1 \cdot \epsilon_{\text{neu}}^{n-1} = 353,15 \text{ K} \cdot 14,137^{1,36-1} = 916,414 \text{ K} = 643,264^\circ\text{C}$$

Aufgrund dieser Veränderungen können nun die restlichen Eckpunkte des Seiliger-Prozesses bestimmt werden.

$$V_4 = \frac{V_5}{\left(\frac{T_4}{T_5}\right)^{\frac{1}{n-1}}} = \frac{238,376 \text{ cm}^3}{\left(\frac{2200 \text{ K}}{973,15 \text{ K}}\right)^{\frac{1}{1,36-1}}} = 24,732 \text{ cm}^3 \quad (\text{polytrop})$$

$$T_3 = \frac{V_3 \cdot T_4}{V_4} = \frac{13,243 \text{ cm}^3 \cdot 2200 \text{ K}}{24,732 \text{ cm}^3} = 1178,025 \text{ K} \quad (\text{isobar})$$

$$p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = \frac{55,029 \text{ bar} \cdot 1178,025 \text{ K}}{916,414 \text{ K}} = 70,738 \text{ bar} \quad (\text{isochor})$$

$$p_5 = \frac{p_4}{\left(\frac{V_5}{V_4}\right)^n} = \frac{70,738 \text{ bar}}{\left(\frac{238,376 \text{ cm}^3}{24,732 \text{ cm}^3}\right)^{1,36}} = 3,246 \text{ bar} \quad (\text{polytrop})$$

Zustand	V [cm ³]	T [K]	p [bar]
1	238,376	353,15	1,1
2	13,243	916,414	55,029
3	13,243	1178,025	70,738
4	24,732	2200	70,738
5	238,376	973,15	3,246

Das theoretisch reale p-V-Diagramm (Abb. 4.8) wurde erstellt durch Zugrundelegung des Seiliger-Prozesses (s. Abb. 4.4) mit den oben berechneten Eckpunkten. Die zugehörigen interpolierten Zwischenwerte, die einen realistischen Verlauf ermöglichen sollen, befinden sich in Tabellenform im Anhang A.

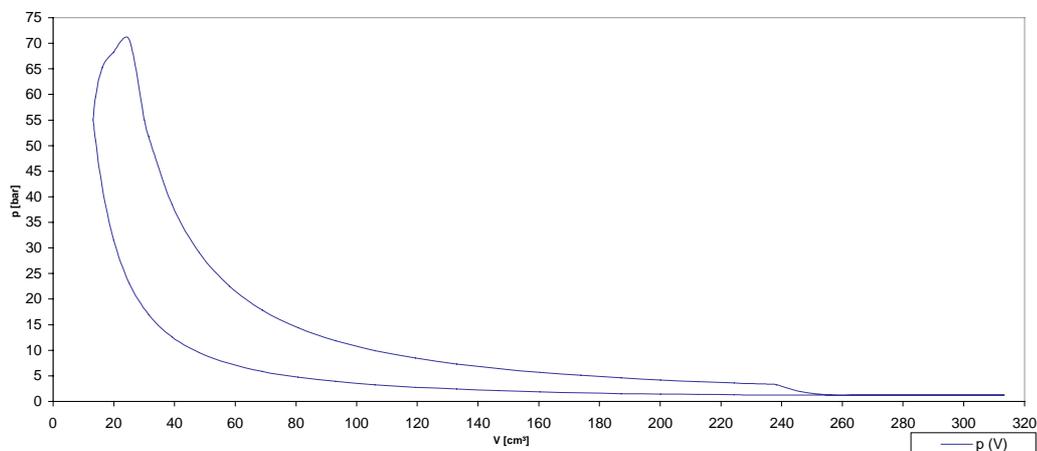


Abb. 4.8: Theoretisch reales p-V-Diagramm¹ des durch Hilfszylinder aufgeladenen Zweitaktmotors.

¹ Diagramm in voller Größe im Anhang A

4.3 Berechnung des Zweitaktmotors mit Hilfszylindern durch graphische Verfahren

Bei dieser Berechnungsmethode werden auch die Verluste durch den Arbeitsaufwand für den Betrieb der Hilfszylinder berücksichtigt. Dies geschieht durch die Einbeziehung der Tangentialkraftkurven der Hilfszylinder in die Gesamt-tangentialkraftkurve. Die in den Kurbelgehäusen auftretenden Drücke und damit auch die Gaskräfte werden dabei aufgrund ihrer Unerheblichkeit vernachlässigt. Die Leistung wird durch graphische Bestimmung der mittleren Gesamt-tangentialkraft und des zugehörigen Drehmomentes am Kurbelzapfen bestimmt.

In Abhängigkeit vom Kurbelwinkel α wurden die Verläufe aller zur Bestimmung der Tangentialkräfte nötigen Kräfte errechnet und in 5° -KW-Schritten aufgetragen. Daraus wurde das Drehkraftdiagramm (siehe Abb. 4.12) erstellt, in dem die Tangentialkräfte der einzelnen Zylinder relativ zum Kurbelwinkel α aufgetragen wurden. Aus den einzelnen Tangentialkraftkurven wurde durch Kurvenaddition eine Gesamtkurve ermittelt, aus der deutlich hervorgeht, daß sich die Massenkräfte gegenseitig aufheben und ein Kurvenverlauf entsteht, der in seiner Form dem Verlauf der Gaskraftkurven entspricht. Aus dieser Gesamt-tangentialkraftkurve läßt sich durch Planimetrieren eine mittlere Tangentialkraft ermitteln, aus der wiederum das mittlere Drehmoment folgt.

4.3.1 Ermittlung des mittleren Drehmomentes

4.3.1.1 Auslegung der Massen von Kolben und Pleuel

Zur Bestimmung der translatorischen Massenkraft $F_{m,tr}$ müssen zunächst die Massen der bewegten Teile, also die Masse von Kolben und Pleuel, bestimmt werden.

1. Kolbenmasse des gesinterten Al-Si-Kolbens¹:

Kolbenmasse: $m_K = V_{\text{Ges}} \cdot \rho$ mit $\rho = 2,7 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$

Kolbendurchmesser: $d_K = 70 \text{ mm}$

Kolbenhöhe: $h_K = 70 \text{ mm}$

Schaftlänge: $L_{\text{Schaft}} = 40 \text{ mm}$

Kolbenbodendicke: $s_{\text{Boden}} = 10 \text{ mm}$

$\rightarrow V_{\text{Boden}} = 26939 \text{ mm}^3$; $\rightarrow V_{\text{Hemd}} = 46181 \text{ mm}^3$

$\rightarrow V_{\text{Ges}} = V_{\text{Boden}} + V_{\text{Hemd}} = 740 \text{ cm}^3$

$\rightarrow m_K = 2 \text{ kg}$

2. Pleuelmasse (Vergütungsstahl):

Pleuelmasse: $m_{\text{pl}} = 1,5 \text{ kg}$

Pleuellänge: $L_{\text{pl}} = 126 \text{ mm}$

4.3.1.2 Ermittlung der Kolbenkraft

Die Kolbenkraft F_K setzt sich aus der translatorischen Massenkraft $F_{m,\text{tr}}$ und der Gaskraft F_G zusammen.

$$F_K = F_G + F_{m,\text{tr}}$$

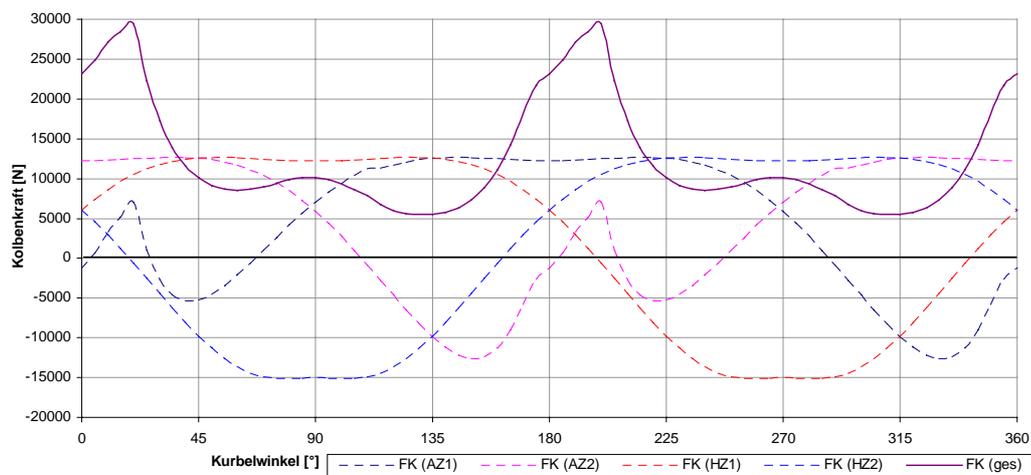


Abb. 4.9: Kolbenkräfte der Hilfs- und Arbeitszylinder² sowie Gesamtkolbenkraft in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel

¹ Werkstoffkennwerte und Kolbengeometrie nach [19]

² Diagramm in voller Größe im Anhang A

Die Gesamtkolbenkraft wird, wie aus Abb. 4.9 zu ersehen ist, komplett über die Nulllinie gehoben.

Die translatorische Massenkraft ist abhängig von den zuvor ermittelten Massen von Kolben und Pleuel, der Kurbelwellendrehzahl n , dem Kurbelradius r , dem Pleuelstangenverhältnis λ_{pl} und dem Kurbelwinkel α , über dem sie aufgetragen wird und ergibt sich nach der Gleichung

$$F_{m,tr} = -m_{tr} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_{pl} \cdot \cos 2\alpha)$$

mit der translatorischen Masse $m_{tr} = m_K + \frac{1}{3} \cdot m_{pl}$,

bei dem Pleuelstangenverhältnis $\lambda_{pl} = 0,31$

und dem Kurbelradius $r = 0,039 \text{ m}$.

$$\rightarrow m_{tr} = 2 \text{ kg} + \frac{1}{3} \cdot 1,5 \text{ kg} = 2,5 \text{ kg}$$

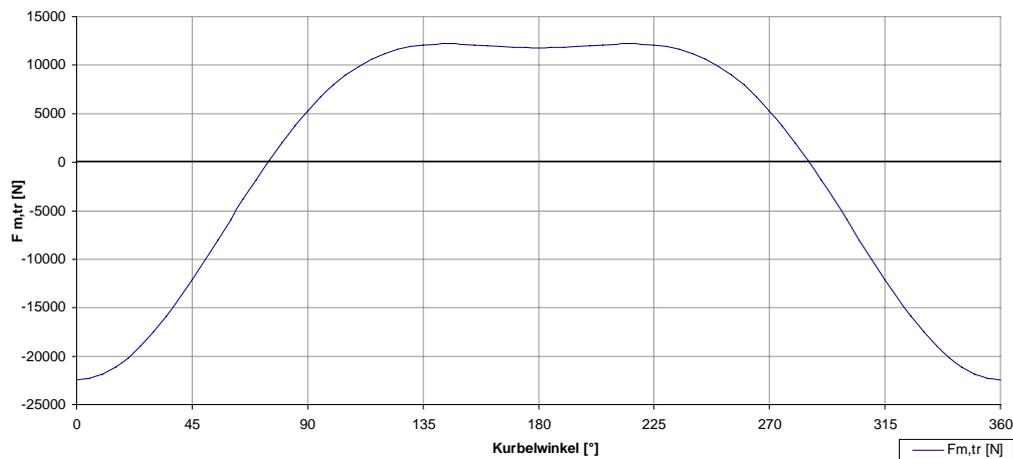


Abb. 4.10: Translatorische Massenkraft aufgetragen über dem Kurbelwinkel¹

Die Gaskraft hängt von der Kolbenfläche A_K und dem Gasdruck p_G ab. Letzterer folgt aus dem momentanen Zylindervolumen, welches vom Kurbelwinkel α und von der momentanen Prozeßart abhängig ist. Demnach ergibt sich die vom Kurbelwinkel abhängige Gaskraft nach

$$F_{G(\alpha)} = p_{G(\alpha)} \cdot A_K$$

¹ Diagramm in voller Größe im Anhang A

mit dem maximalen Gasdruck, gleichbedeutend mit dem Verbrennungsdruck aus dem Seiliger-Prozeß (s. Kapitel 4.2.6)

$$p_{G_{\max}} = p_3 = p_4 = 70,837 \text{ bar},$$

und der Kolbenfläche

$$A_K = \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = 3848,451 \text{ mm}^2.$$

Die Kurbelwinkelgeschwindigkeit bei Vollast beträgt:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot 66,6 \frac{1}{s} = 418,879 \frac{1}{s}$$

Bei Einspritzung um 4° vor O.T. des Arbeitszylinders und einer Verbrennungsverzögerung von ca. einer $\frac{1}{1000}$ sec folgt, daß der maximale Verbrennungsdruck bei 20° KW nach O.T. herrscht.

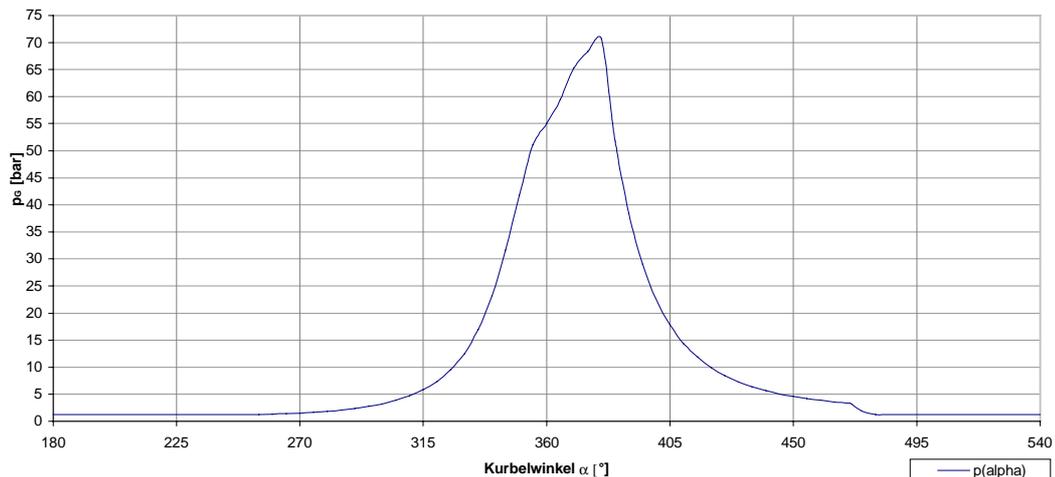


Abb. 4.11: p_G - α -Diagramm¹ des durch Hilfszylinder aufgeladenen Arbeitszylinders

4.3.1.3 Ermittlung der Tangentialkraft

Die momentane Tangentialkraft hängt sowohl vom Kurbelwinkel α als auch vom Pleuelwinkel β ab. Durch die Näherung $\cos \beta \approx 1$ läßt sich der Pleuelwinkel β durch den Kurbelwinkel α ersetzen.

$$F_T = F_K \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \approx F_K \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_{Pl}}{2} \cdot \sin(2\alpha) \right)$$

¹ Diagramm in voller Größe im Anhang A

Aus der mittleren Tangentialkraft – ermittelt aus dem Drehkraftdiagramm durch Planimetrieren der Gesamtdrehkraftkurve – folgt das mittlere, nutzbare Kurbelwellendrehmoment M

$$M = F_{T_m} \cdot r$$

mit dem Kurbelradius $r = 0,039 \text{ m}$

und der mittleren, aus Abbildung 4.12 ermittelten Tangentialkraft

$$F_{T_m} = 2154 \text{ N}.$$

$$\rightarrow \underline{M = 84 \text{ Nm}}$$

Das Drehmoment von 84 Nm liegt bei der Nenndrehzahl von 4000 U/min an und entspricht nicht dem maximalen Drehmoment des gesamten Motors mit Hilfszylindern.

Zur Verdeutlichung seien unter Abbildung 4.12 für einen Kurbelwinkel von 20° – bei dem die Verbrennung stattfindet – die oben genannten Kräfte für einen Arbeitszylinder exemplarisch berechnet. Die gesamten für die Erstellung des Drehkraftdiagrammes erforderlichen Kräfte sind in 5° -KW-Schritten in einer Tabelle im Anhang A aufgeführt.

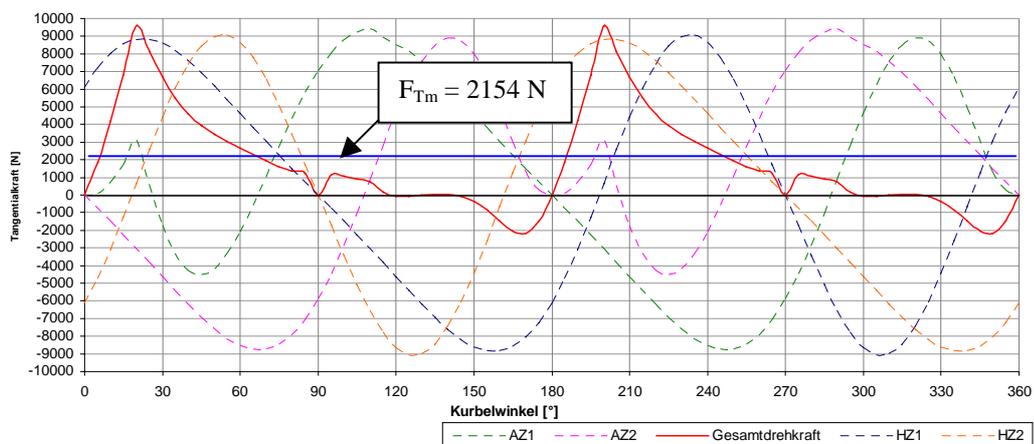


Abb. 4.12: Tangentialkräfte der Hilfs- und Arbeitszylinder sowie Gesamtdrehkraft¹

¹ Diagramm in voller Größe im Anhang A

$$F_T = F_K \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_{pl}}{2} \cdot \sin(2\alpha) \right)$$

$$F_K = F_G + F_{m,tr}$$

$$F_{G(\alpha)} = p_{G(\alpha)} \cdot A_K$$

$$\rightarrow F_G = 70,783 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 3848,451 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\rightarrow \underline{F_G = 27223,173 \text{ N}}$$

$$F_{m,tr} = -m_{tr} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_{pl} \cdot \cos 2\alpha)$$

$$\rightarrow F_{m,tr} = -2,5 \text{ kg} \cdot 0,039 \text{ m} \cdot \left(418,879 \frac{1}{\text{s}} \right)^2 \cdot (\cos 20^\circ + 0,31 \cdot \cos(2 \cdot 20^\circ))$$

$$\rightarrow \underline{F_{m,tr} = -20138,154 \text{ N}}$$

$$\rightarrow F_K = 27223,173 \text{ N} - 20138,154 \text{ N}$$

$$\rightarrow \underline{F_K = 7085,019 \text{ N}}$$

$$\rightarrow F_T = 7085,019 \text{ N} \cdot \left(\sin 20^\circ + \frac{0,31}{2} \cdot \sin(2 \cdot 20^\circ) \right)$$

$$\rightarrow \underline{F_T = 3129,114 \text{ N}}$$

4.3.1.4 Berechnung der neuen Leistung

Aus dem mittleren, nutzbaren Drehmoment und der maximalen Drehzahl erhält man die maximale innere Leistung P_i . Die effektive Leistung $P_{\text{eff,neu}}$ erhält man durch Multiplikation mit dem mechanischen Wirkungsgrad η_m .

Die maximale innere Leistung ergibt sich nach

$$P_i = \frac{M \cdot n}{9550}$$

mit dem mittleren Drehmoment $M = 84 \text{ Nm}$

und der Nenndrehzahl $n = 4000 \frac{1}{\text{min}}$.

$$\rightarrow \underline{P_i = 35,18 \text{ kW}}$$

Die maximale effektive Leistung ergibt sich aus

$$P_{\text{eff,neu}} = P_i \cdot \eta_m$$

unter Zuhilfenahme des mechanischen Wirkungsgrades

$$\eta_m = 0,898.$$

$$\rightarrow P_{\text{eff,neu}} = 35,18 \text{ kW} \cdot 0,898$$

$$\rightarrow \underline{P_{\text{eff,neu}} = 31,59 \text{ kW}}$$

$$\frac{P_{\text{eff,neu}}}{P_{\text{eff}}} \cdot 100 \% = \frac{31,59}{30} \cdot 100 \% = 105,3 \%$$

Daraus ergibt sich ein Leistungsgewinn von ca. 5 % gegenüber dem unaufgeladenen Motor. Hierbei ist die geringe Leistungssteigerung auf die zu schleppenden Hilfszylinder und die damit verbundenen mechanischen Verluste zurückzuführen.

4.3.2 Effektiver Wirkungsgrad

Aus der aus dem Drehkraftdiagramm neu ermittelten Leistung ergibt sich der neue effektive Wirkungsgrad η_e durch folgende Formel

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B}$$

bei einer effektiven Arbeit pro Zyklus, berechnet nach der Gleichung

$$W_e = p_e \cdot V_{hAZ}$$

mit einem effektiven Mitteldruck $p_e = \frac{P_{\text{eff}}}{V_{hAZ} \cdot z \cdot n \cdot i}$,

der Zylinderzahl der Arbeitszylinder

$$z = 2,$$

der Kurbelwellendrehzahl

$$n = 66,6 \frac{1}{s},$$

der Spielzahl

$$i = 1,$$

der effektiven Leistung

$$P_{\text{eff}} = 31,59 \text{ kW}$$

und dem Hubraum des Einzelzylinders

$$V_{h_{AZ}} = 300,179 \text{ cm}^3.$$

$$\rightarrow p_e = \frac{31590 \text{ W}}{300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 2 \cdot 66,6 \frac{1}{s} \cdot 1}$$

$$\rightarrow p_e = 7,89 \text{ bar}$$

$$\rightarrow W_e = 7,89 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\rightarrow W_e = 236,93 \text{ Nm}$$

Die zugeführte Brennstoffenergie wird ermittelt nach

$$Q_B = \lambda_L \cdot V_{h_{AZ}} \cdot H_G$$

mit einem Liefergrad von

$$\lambda_L = 0,5 \dots 0,7 \quad \lambda_{L_{\text{gewählt}}} = 0,6$$

und einem bei Dieselmotoren üblichen Gemischheizwert von

$$H_G = 3,9 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}.$$

$$\rightarrow Q_B = 0,6 \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 3,9 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow Q_B = 702,419 \text{ J}$$

$$\rightarrow \eta_e = \frac{236,93 \text{ J}}{702,419 \text{ J}}$$

$$\rightarrow \eta_e = 0,3373 \quad \rightarrow \eta_e = \underline{\underline{33,73 \%}}$$

Der effektive Wirkungsgrad erhöht sich, bezogen auf den nicht aufgeladenen Motor, um unerhebliche 1,7 %. Dieser geringe Anstieg ist trotz Aufladung und größerer Gleichförmigkeit auf die mechanischen Verluste, verursacht durch die

mitzuschleppenden Hilfszylinder, und die ungünstigeren Steuerzeiten des für den Hilfszylinder benötigten Einlaßventils zurückzuführen.

4.3.3 Thermischer Wirkungsgrad

Da sich im Vergleich zum unaufgeladenen Motor der Verdichtungsdruck und der Verbrennungsdruck erhöht haben, muß auch der thermische Wirkungsgrad noch einmal berechnet werden. Dieser berechnet sich aus nachstehender

Gleichung
$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \cdot \frac{\psi^n \cdot \xi - 1}{\xi - 1 + n \cdot \xi \cdot (\psi - 1)}$$

mit einem Gleichdruckverhältnis $\xi = \frac{p_3}{p_2}$,

bei einem Verbrennungsdruck $p_3 = 70,738 \text{ bar}$

und einem Verdichtungsdruck $p_2 = 55,029 \text{ bar}$.

$$\rightarrow \xi = \frac{70,738 \text{ bar}}{55,029 \text{ bar}}$$

$$\rightarrow \xi = 1,285$$

Das Einspritzverhältnis ergibt sich zu

$$\psi = \frac{H_u}{m_H \cdot c_v \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{n-1} \cdot n \cdot \xi} - \frac{1}{n} + \frac{1}{n \cdot \xi} + 1$$

mit einem unteren Heizwert von $H_u = 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$,

der Wärmekapazität der Luft $c_v = 720 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$,

der Betriebstemperatur der Arbeitszylinder von

$$T_1 = 353,15 \text{ K},$$

einem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 14,137$

und dem Polytropenexponent des Kraftstoff-Luft-Gemisches

$$n = 1,36.$$

In das Einspritzverhältnis geht ebenfalls das Verhältnis der Gemischmasse zur Kraftstoffmasse ein, das sich wie folgt ermittelt:

$$m_H = 1 + \lambda \cdot L_{\min}$$

Luftverhältnis: $\lambda = 1,8$

Minimaler Luftbedarf: $L_{\min} = 14,4$

$$\rightarrow m_H = 1 + 1,8 \cdot 14,4$$

$$\rightarrow \underline{m_H = 26,92}$$

$$\psi = \frac{42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{26,92 \cdot 720 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 353,15 \text{ K} \cdot 14,137^{1,36-1} \cdot 1,36 \cdot 1,285} - \frac{1}{1,36} + \frac{1}{1,36 \cdot 1,285} + 1$$

$$\rightarrow \underline{\psi = 2,190}$$

$$\rightarrow \eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{14,137^{1,36-1}} \cdot \frac{2,19^{1,36} \cdot 1,285 - 1}{1,285 - 1 + 1,36 \cdot 1,285 \cdot (2,19 - 1)}$$

$$\rightarrow \eta_{\text{th}} = 0,5548 \rightarrow \underline{\eta_{\text{th}} = 55,48 \%}$$

Im Vergleich zum unaufgeladenen Motor ist der thermische Wirkungsgrad somit um 1,42 % gesunken. Dies ist ebenfalls auf die geringere Verdichtung zurückzuführen. Einen weiteren negativen Einfluß hat das erhöhte Gleichdruckverhältnis ξ .

4.3.4 Kontrolle des effektiven Wirkungsgrades η_e beim aufgeladenen Motor

Eine alternative Berechnung des effektiven Wirkungsgrades, die aus der Multiplikation des thermischen Wirkungsgrades mit dem mechanischen Wirkungsgrad und dem Gütegrad besteht, sei hier der Vollständigkeit halber ebenfalls aufgeführt. Bei dieser Berechnungsmethode wird die effektive Wirkung wie folgt ermittelt:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_{\text{th}} \cdot \eta_G$$

Dabei finden der mechanische Wirkungsgrad mit

$$\eta_m = 0,898,$$

der thermische Wirkungsgrad aus Kapitel 4.3.4 mit einem Wert von

$$\eta_{th} = 0,5548$$

und der Gütegrad, der aus Abbildung 4.6 ermittelt wird, ihre Berücksichtigung

$$\eta_G = 0,63...0,7.$$

Für die Ermittlung des Gütegrades ist die Bestimmung der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei Vollast erforderlich, die sich ergibt nach

$$c_m = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{78 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 4000}{30} = 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

$$\rightarrow \eta_e = 0,898 \cdot 0,5548 \cdot (0,63...0,7)$$

$$\rightarrow \eta_e = 0,3139...0,3487$$

Der bereits vorher ermittelte effektive Wirkungsgrad liegt mit $\eta_e = 0,3373$ vollkommen in diesem Streuband und wird hierdurch noch einmal bestätigt.

4.3.5 Kraftstoffverbrauch des aufgeladenen Motors

Der durch die leicht gestiegene effektive Leistung entstandene, höhere effektive Wirkungsgrad η_e verursacht einen geringeren effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e im Vergleich zum unaufgeladenen Motor und einen unerheblich geringeren effektiven absoluten Kraftstoffverbrauch B_e .

Der effektive relative Kraftstoffverbrauch ergibt sich aus der Formel

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u}$$

mit dem unteren Heizwert für Dieselkraftstoff

$$H_u = 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

und dem effektiven Wirkungsgrad $\eta_e = 0,3373$.

$$\rightarrow b_e = \frac{1}{0,3373 \cdot 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}$$

$$\rightarrow b_e = 254,12 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

Der effektive relative Verbrauch b_e sinkt um ca. 5 % relativ zum unaufgeladenen Motor. Zum Vergleich¹ liegt der Verbrauch eines indizierten Vierzylinder-Viertakt-Dieselmotors der Firma Daimler-Benz (DB OM 616 / 240 D) mit $b_e = 333 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ bei 4000 U/min wesentlich höher. Auch der Fünfzylinder-Viertakt-Dieselmotor DB OM 617 A /300 Turbo-Diesel liegt mit einem effektiven relativen Kraftstoffverbrauch von $b_e = 312 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ bei 4000 U/min deutlich über dem Verbrauch des behandelten Motors.

Der effektive absolute Kraftstoffverbrauch leitet sich durch folgende Beziehung

her:

$$B_e = \frac{P_{\text{eff}}}{H_u \cdot \eta_e}$$

Dabei geht die effektive Leistung $P_{\text{eff}} = 31,59 \text{ kW}$ mit ein.

$$\rightarrow B_e = \frac{31590 \text{ W}}{42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 0,3373}$$

$$\rightarrow B_e = 8027,61 \frac{\text{g}}{\text{h}}$$

Der effektive absolute Kraftstoffverbrauch B_e sinkt – aufgrund des gestiegenen effektiven Wirkungsgrades – trotz der leicht gestiegenen Leistung unerheblich um ca. 0,1 %.

¹ Verbrauchswerte laut Indizierung der FH Münster / Abt. Steinfurt, Labor für Motoren- und Energietechnik

An dieser Stelle läßt sich die Feststellung treffen, daß der durch Hilfszylinder aufgeladene Zweitaktmotor nach dem Patent des deutschen Patentamtes DE 44 18 286 C 2 nur eine geringe Leistungssteigerung erzielt. Durch das späte Schließen des Auslaßschlitzes wird nur eine geringe Verdichtung und somit auch nur eine geringe Aufladung erzielt. Aus dem daraus resultierenden Ladedruck von 0,5 bar ergibt sich nur eine geringe Leistungssteigerung. Auch die positive Eigenschaft des Motors, durch die Hilfszylinder Energie zu speichern und so einen gleichförmigeren Tangentialkraftverlauf zu erzielen, rechtfertigt den Bauaufwand aufgrund der geringen Leistungsergebnisse nicht. Die verbesserte Spülung durch die Hilfszylinder wurde allerdings nur durch einen um 0,05 bar höheren Anfangsdruck (Spüldruck) berücksichtigt und wird noch weiter zu untersuchen sein.

Kapitel 5

Einfluß der Spülung

5 Einfluß der Spülung

Neben der Aufladung, die im Kapitel 2 behandelt wurde und die zwischen einem Kurbelwinkel des Hilfszylinders von $158,775^\circ$ bis 180° stattfindet, dienen die Hilfszylinder vor allem der Verbesserung der Spülung im Arbeitszylinder. Der Spülvorgang beginnt bei $21,225^\circ$ KW nach O.T. des Hilfszylinders und endet bei $158,775^\circ$ KW nach O.T. des Hilfszylinders. Dies entspricht insgesamt $137,55^\circ$ Kurbelwinkel und ist genau der Kurbelwinkel, bei dem der Auslaßschlitz des Arbeitszylinders geöffnet ist.

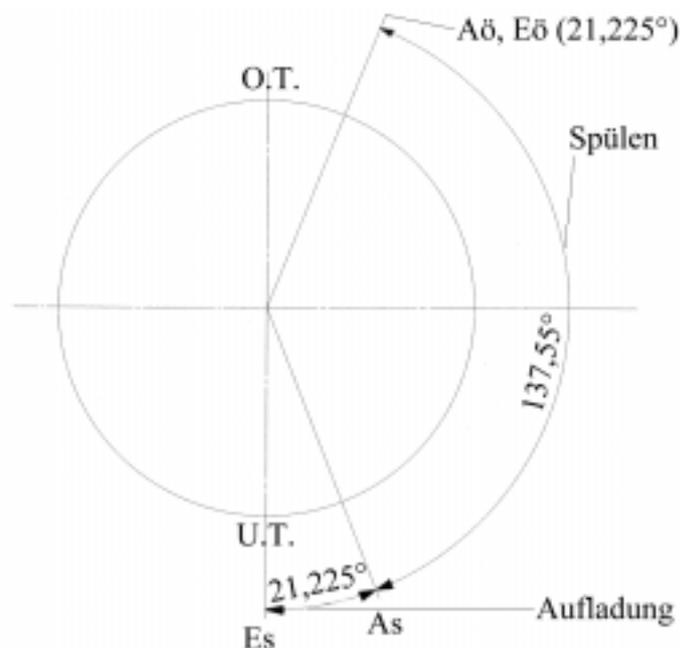


Abb. 5.1: Kurbelwinkel bei Spülung und Aufladung des Hilfszylinders
 Aö – Auslaßschlitz öffnet im Arbeitszylinder;
 As – Auslaßschlitz schließt im Arbeitszylinder;
 Eö – Einlaßventil öffnet den Verbindungskanal;
 Es – Einlaßventil schließt

Bei dem Zweitaktmotor nach dem Patent DE 44 18 286 C2 des Deutschen Patentamtes findet die Spülung nach dem Gleichstromprinzip (Abb. 5.3) statt. Hierbei sind die Einlaßventile im Zylinderkopf untergebracht; der Auslaßschlitz ist im untersten Bereich des Arbeitszylinders vorgesehen. Das Gleichstromspülprinzip findet normalerweise in der Praxis aufgrund des größeren Bauaufwandes

nur bei größeren Zweitaktmotoren Anwendung. Bei diesem Prinzip gelingt es, auch mit kleinem Luftdurchsatz einen guten Spülgrad zu erzielen. Ein Vergleich mit den anderen Spülverfahren verdeutlicht dies. Außerdem reicht ein relativ geringer Spülluftdruck und somit eine geringe Spülgebläseleistung für die Spülung aus.

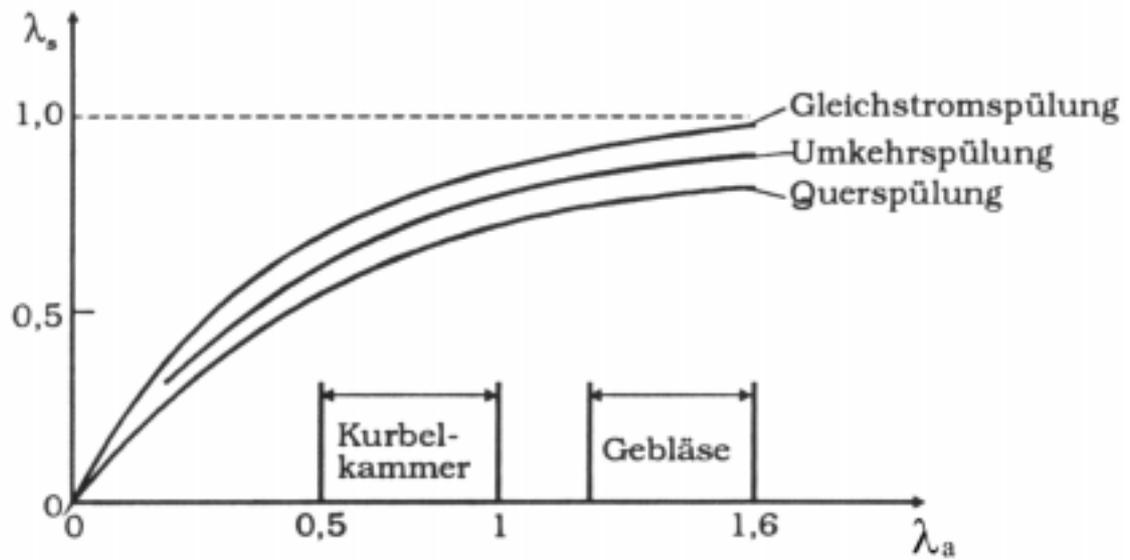


Abb. 5.2: Spülwirkungsgrad aufgetragen über dem Luftaufwand für die verschiedenen Spülverfahren
 λ_a – Luftaufwand;
 λ_s – Spülwirkungsgrad

Eine Besonderheit des betrachteten Motors ist, daß neben dem herkömmlichen Kurbelkammergebläse mit anschließendem Überströmkanal und Einlaßventil eine zweite Spülung durch den Hilfszylinder erfolgt (Abb. 5.3). Diese zusätzliche Spülung findet über einen zweiten Überströmkanal statt, der den Hilfszylinder mit dem zweiten Einlaßventil verbindet. Für die Verdrängung der Luft im Hilfszylinder wird, wie schon bei der Aufladung, die Unterseite des Hilfszylinderkolbens verwendet. Die Steuerzeiten des zweiten Einlaßventils sind *nicht identisch* mit denen des für das Kurbelkammergebläse zuständigen Einlaßventils.

Bei der Ermittlung des Anfangsvolumens bei 0° KW ist zu berücksichtigen, daß folgende Volumina eingehen:

1. Das Volumen des Zwischenraumes, also des Raumes zwischen der Unterseite des Hilfskolbens bei seiner Stellung im U.T. und dem Einlaßventil des Arbeitszylinders.
2. Der Hubraum des Hilfszylinders.
3. Das Verlustvolumen. Hierbei wird berücksichtigt, daß der gasdichte Raum erst unterhalb des Kolbenringes beginnt. Das Verlustvolumen setzt sich zusammen aus dem durch den Feuersteg resultierenden Raum und dem aus der Kolbenringdicke entstehenden Raum. Als Verlustvolumen geht es negativ in die Summe ein.

$$V_{0^\circ} = V_{\text{Zwischen}} + V_{\text{hHZ}} - V_{\text{V}}$$

Der Zwischenraum wurde angenommen mit einem Volumen von

$$V_{\text{Zwischen}} = 50 \text{ cm}^3,$$

der Hubraum des einzelnen Hilfszylinders ist vorgegeben mit

$$V_{\text{hHZ}} = 300,179 \text{ cm}^3.$$

Negativ geht der Verlustraum ein mit

$$V_{\text{V}} = V_{\text{F}} + V_{\text{R}}$$

Dabei beträgt das durch den Feuersteg erzeugte Volumen

$$V_{\text{F}} = F \cdot A_{\text{K}}$$

bei einem Feuersteg von $F = 7 \text{ mm}$

und einer Kolbenfläche von $A_{\text{K}} = 38,485 \text{ cm}^2$.

$$\rightarrow V_{\text{F}} = 0,7 \text{ cm} \cdot 38,485 \text{ cm}^2 = 26,939 \text{ cm}^3$$

Das durch den Kolbenring resultierende Volumen leitet sich her nach

$$V_{\text{R}} = s_{\text{R}} \cdot A_{\text{K}}$$

und berücksichtigt eine Kolbenringdicke von

$$s_{\text{R}} = 2 \text{ mm}.$$

$$\rightarrow V_{\text{R}} = 0,2 \text{ cm} \cdot 38,485 \text{ cm}^2 = 7,697 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow V_{\text{V}} = 26,939 \text{ cm}^3 + 7,697 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow V_V = 34,636 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow V_{0^\circ} = 50 \text{ cm}^3 + 300,179 \text{ cm}^3 - 34,636 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow \underline{V_{0^\circ} = 315,543 \text{ cm}^3}$$

Zur Ermittlung des Raumes unter dem Hilfskolben bei einer Kurbelwinkelstellung von $21,225^\circ$ ist die Differenz des oben berechneten Anfangsvolumen bei 0° KW und dem Raum, der aus dem bis $21,225^\circ$ KW durchlaufenen Weg s_V resultiert, zu bilden.

$$V_{21,225^\circ} = V_{0^\circ} - A_K \cdot s_V$$

Die Kolbenfläche geht hierbei nach einer Berechnung in Kapitel 4.3.1.2 ein mit

$$A_K = 38,485 \text{ cm}^2.$$

Der Hub während der Verdichtung¹ ermittelt sich nach folgender Gleichung

$$s_V = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L_{Pl} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{Pl}^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)$$

mit dem Kurbelradius

$$r = 3,9 \text{ cm},$$

der Pleuellänge

$$L_{Pl} = 12,6 \text{ cm}$$

und dem Pleuelstangenverhältnis $\lambda_{Pl \text{ gewählt}} = 0,31$.

$$\rightarrow s_V = 3,9 \text{ cm} \cdot (1 - \cos 21,225^\circ) + 12,6 \text{ cm} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - 0,31^2 \cdot \sin^2 21,225^\circ} \right)$$

$$\rightarrow s_V = 0,344 \text{ cm}$$

$$\rightarrow V_{21,225^\circ} = 315,543 \text{ cm}^3 - 38,485 \text{ cm}^2 \cdot 0,344 \text{ cm}$$

$$\rightarrow V_{21,225^\circ} = 302,298 \text{ cm}^3$$

Aus den ermittelten Volumina bei 0° KW und bei $21,225^\circ$ KW läßt sich nun das Verdichtungsverhältnis errechnen, woraus sich dann der aus dieser Verdichtung resultierende Spüldruck bestimmen läßt.

Verdichtungsverhältnis:
$$\varepsilon_{Sp} = \frac{V_{0^\circ}}{V_{21,225^\circ}}$$

¹ Gleichung zur Bestimmung des Hubes über dem KW nach [4]

$$\rightarrow \varepsilon_{\text{Sp}} = \frac{315,543 \text{ cm}^3}{302,298 \text{ cm}^3} = 1,044$$

In den Spüldruck gehen außer dem Verdichtungsverhältnis auch der Anfangsdruck, der als Atmosphärendruck p_{∞} angenommen wurde, und der Polytropenexponent κ der Luft ein.

$$p_{\text{Sp}} = p_{\infty} \cdot \varepsilon^{\kappa}$$

$$\rightarrow p_{\text{Sp}} = 1 \text{ bar} \cdot 1,044^{1,4}$$

$$\rightarrow \underline{p_{\text{Sp}} = 1,062 \text{ bar}}$$

Bei dem ermittelten Spüldruck handelt es sich um einen Absolutdruck. Dieser geringe Spüldruck ist akzeptabel, da bei der eingesetzten Gleichstromspülung nur geringe Spüldrücke erforderlich sind.

5.2 Bestimmung der Spülluftmasse, die für die Spülung durch die Hilfszylinder zur Verfügung steht

Bei der Spülung wird der Arbeitszylinder genau mit der Luftmenge gespült, die durch den Kolben des Hilfszylinders zwischen seinem O.T. und $158,775^{\circ}$ KW verdrängt wird. Zur Ermittlung dieser Luftmenge ist zuerst der Hub von 0° KW bis $158,775^{\circ}$ KW zu bestimmen.

Der Spülhub läßt sich bestimmen nach der Gleichung

$$s_{\text{Sp}} = r \cdot (1 - \cos \alpha) + L_{\text{Pl}} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_{\text{Pl}}^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right)$$

bei einem Kurbelradius von $r = 3,9 \text{ cm}$,

einer Pleuellänge von $L_{\text{Pl}} = 12,6 \text{ cm}$

und dem gewählten Pleuelstangenverhältnis

$$\lambda_{\text{Pl gewählt}} = 0,31.$$

$$\rightarrow s_{\text{Sp}} = 3,9 \text{ cm} \cdot (1 - \cos 158,775^\circ) + 12,6 \text{ cm} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - 0,31^2 \cdot \sin^2 158,775^\circ}\right)$$

$$\rightarrow s_{\text{Sp}} = 7,615 \text{ cm}$$

Über den Hub von 0° KW bis $158,775^\circ$ KW läßt sich nun das für die Spülung zur Verfügung stehende Luftvolumen berechnen.

Spülluftvolumen:
$$V_{\text{Sp}} = \frac{\pi \cdot d_z^2}{4} \cdot s_{\text{Sp}} = \frac{\pi \cdot 7^2 \text{ cm}^2}{4} \cdot 7,615 \text{ cm}$$

$$\rightarrow \underline{V_{\text{Sp}} = 293,06 \text{ cm}^3}$$

Mit der Dichte der Luft folgt aus dem Luftvolumen die Luftmasse, die zur Spülung in den Arbeitszylinder eingebracht wird.

Spülluftmasse:
$$m_{\text{Sp}} = \rho_{\text{Luft}} \cdot V_{\text{Sp}}$$

Luftdichte bei 80°C (Betriebstemperatur) und einem Spüldruck von 1,062 bar:

$$\rho_{\text{Luft}} = 1,0223 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,0223 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$$

$$\rightarrow m_{\text{Sp}} = 1,0223 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} \cdot 293,06 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow \underline{m_{\text{Sp}} = 2,996 \cdot 10^{-4} \text{ kg}}$$

Die ermittelte Luftmasse könnte noch gesteigert werden, wenn der Hilfszylinder mit einer Kühlung versehen würde, die auch als Ladeluftkühler dienen würde.

5.3 Berechnung des durch die Hilfszylinder produzierten Liefergrades λ_L

Der Liefergrad ergibt sich aus dem Verhältnis der verdrängten Spülluftmasse im Hilfszylinder und der theoretischen Masse. Diese besteht aus der Masse, die das Hubvolumen des Arbeitszylinders im Ansaugzustand ausfüllen würde und dem

Verdichtungsendraum des AZ. Mit dem Liefergrad werden die Ladungsverluste erfaßt und damit hat er direkten Einfluß auf den effektiven Wirkungsgrad und die effektive Leistung.

Der Liefergrad ermittelt sich also aus der Gleichung

$$\lambda_L = \frac{m_{sp}}{m_{th}}$$

mit einer Spülluftmasse von $m_{sp} = 2,996 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$,

einer theoretische Füllmasse im Arbeitszylinder, ermittelt nach der Gleichung

$$m_{th} = (V_{h_{AZ}} + V_{c_{AZ}}) \cdot \rho_{Luft}$$

bei einem Hubvolumen im Arbeitszylinder von

$$V_{h_{AZ}} = 300,179 \text{ cm}^3,$$

einem Verdichtungsendraum im Arbeitszylinder von

$$V_{c_{AZ}} = 13,243 \text{ cm}^3$$

und einer Luftdichte bei Betriebstemperatur (80°C) und Spülluftdruck (1,062 bar)

von $\rho_{Luft} = 1,0223 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$.

$$\rightarrow m_{th} = (300,179 \text{ cm}^3 + 13,243 \text{ cm}^3) \cdot 1,0223 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} = 3,204 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

$$\rightarrow \lambda_L = \frac{2,996 \cdot 10^{-4} \text{ kg}}{3,204 \cdot 10^{-4} \text{ kg}}$$

$$\rightarrow \underline{\lambda_L = 0,935}$$

Der Liefergrad ist mit einem Wert von 0,935 sehr hoch, was auf das große für die Spülung zur Verfügung stehende Spülluftvolumen zurückzuführen ist. Werte für den Liefergrad über 0,9 sind aber auch in der Literatur zu finden¹. Nicht berücksichtigt wurden hierbei die dynamischen Strömungseffekte in Verbindung mit der Schließ- und Öffnungscharakteristik der Ventile.

¹ Vergleichswert für Liefergrad nach [6]

5.4 Neuer effektiver Mitteldruck p_e

Aus dem neu ermittelten Liefergrad läßt sich der nun wirkende effektive Mitteldruck¹ p_e nach folgender Gleichung bestimmen:

$$p_e = \frac{\lambda_L \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot H_u \cdot \eta_e}{\lambda \cdot L_{\text{min}}}$$

Der effektive Mitteldruck ist proportional zum Liefergrad. Das bedeutet, daß der effektive Mitteldruck um den gleichen Faktor ansteigt wie der Liefergrad.

$$p_e \sim \lambda_L$$

Der Faktor ermittelt sich also wie folgt:

$$\frac{\lambda_{L_{\text{neu}}}}{\lambda_{L_{\text{alt}}}} = \frac{0,935}{0,6} = 1,558$$

$$\rightarrow p_e = 1,558 \cdot p_{e_{\text{alt}}} = 1,558 \cdot 7,89 \text{ bar}$$

$$\rightarrow \underline{p_e = 12,293 \text{ bar}}$$

5.5 Bestimmung der effektiven Leistung

Mit dem durch die bessere Spülung gestiegenen effektiven Mitteldruck steigt auch die effektive Leistung erheblich. Sie berechnet sich nach der folgenden Formelbeziehung:

$$P_{\text{eff}} = p_e \cdot V_{h_{AZ}} \cdot z \cdot n \cdot i$$

Einbezogen wird hierbei der Hubraum des Einzelzylinders

$$V_{h_{AZ}} = 300,179 \text{ cm}^3,$$

die Zylinderzahl $z = 2,$

die Nenndrehzahl $n = 66,6 \text{ s}^{-1}$

und die durch das 2-Takt-Prinzip vorgegebene Spielzahl von

$$i = 1.$$

¹ Effektiver Mitteldruck nach [17]

$$\rightarrow P_{\text{eff}} = 12,293 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 2 \cdot 66,6 \overline{6} \text{ s}^{-1} \cdot 1$$

$$\rightarrow \underline{P_{\text{eff}} = 49,2 \text{ KW}}$$

Die effektive Leistung ist somit um 17,6 kW gegenüber dem nur durch das Kurbelkammergebläse gespülten Motor gestiegen.

5.6 Bestimmung des effektiven Wirkungsgrades

Der Liefergrad λ_L geht sowohl in die effektive Arbeit je Zyklus durch den effektiven Mitteldruck, als auch in die zugeführte Brennstoffenergie ein. Da der effektive Wirkungsgrad η_e durch einen Quotient dieser beiden Größen gebildet wird, ist hier zu untersuchen, ob der effektive Wirkungsgrad ebenfalls verändert wird.

Ermittelt wird der effektive Wirkungsgrad nach folgendem Quotient:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B}$$

Dabei berechnet sich die effektive Arbeit je Zyklus nach der Beziehung

$$W_e = p_e \cdot V_{h_{AZ}}$$

bei einem in Kapitel 5.4 bestimmten effektiven Mitteldruck von

$$p_e = 12,293 \text{ bar}$$

und dem Hubraum des einzelnen Arbeitszylinders von

$$V_{h_{AZ}} = 300,179 \text{ cm}^3.$$

$$\rightarrow W_e = 12,293 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\rightarrow W_e = 369,01 \text{ Nm}$$

Die zugeführte Brennstoffenergie je Zyklus ermittelt sich aus dem folgenden Produkt:

$$Q_B = \lambda_L \cdot V_{hAZ} \cdot H_G$$

Der vorher berechnete Liefergrad geht ein mit

$$\lambda_L = 0,935$$

Der Gemischheizwert bei Dieselmotorkraftstoff beträgt

$$H_G = 3,9 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow Q_B = 0,935 \cdot 300,179 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot 3,9 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow Q_B = 1094,603 \text{ J}$$

$$\rightarrow \eta_e = \frac{369,01 \text{ Nm}}{1094,60 \text{ Nm}}$$

$$\underline{\eta_e = 0,3373} \rightarrow \underline{\eta_e = 33,73 \%}$$

Sowohl die effektive Arbeit je Zyklus, als auch die zugeführte Brennstoffenergie erhöhen sich durch den gestiegenen Liefergrad λ_L . Da sich die beiden einflussnehmenden Größen jedoch proportional erhöhen, bleibt der Wirkungsgrad unverändert.

5.7 Effektiver Kraftstoffverbrauch

Aufgrund der geänderten effektiven Leistung muß der Kraftstoffverbrauch neu berechnet werden.

Der neu zu ermittelnde effektive relative Kraftstoffverbrauch ergibt sich nach folgender Gleichung:

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u}$$

Unterer Heizwert (Diesel): $H_u = 42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

Effektiver Wirkungsgrad: $\eta_e = 0,3373$

$$\rightarrow b_e = \frac{1}{0,3373 \cdot 42 \cdot 10^6} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$\rightarrow b_e = 254,12 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

Aufgrund des unveränderten effektiven Wirkungsgrades bleibt auch der relative effektive Kraftstoffverbrauch unbeeinflusst.

Der effektive absolute Kraftstoffverbrauch wird durch nachstehende Rechnung

ermittelt:
$$B_e = \frac{P_{\text{eff}}}{H_u \cdot \eta_e}$$

Die gestiegene effektive Leistung geht ein mit

$$P_{\text{eff}} = 49,2 \text{ kW}$$

$$\rightarrow B_e = \frac{49200 \text{ W}}{42 \cdot 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 0,3373}$$

$$\rightarrow B_e = 12503 \frac{\text{g}}{\text{h}}$$

Die Erhöhung des Liefergrades steigert die effektive Leistung und hat somit auch einen steigenden Einfluß auf den absoluten effektiven Kraftstoffverbrauch.

Kapitel 6

**Auslegung und Berechnung der
Wärmeaustauscher**

6 Auslegung und Berechnung der Wärmeaustauscher

Um die Abgaswärme der Arbeitszylinder des Zweitaktmotors zu nutzen, sind im Patent DE 44 18 286 C2 des Deutschen Patentamtes auf den Zylinderköpfen der Hilfszylinder Wärmetauscher vorgesehen, die mit dem Abgas der Arbeitszylinder durchflutet werden. Durch die daraus folgende Wärmezufuhr auf den Zylinderkopf und damit auch auf die Luft im Hilfszylinder soll eine Ausdehnung der Luft oberhalb des Hilfszylinderkolbens erreicht werden, aus der eine Abwärtsbewegung desselben resultieren soll.

Wärmetauscher werden unterschieden in Kreuzstromwärmetauscher, Gleichstromwärmetauscher und Gegenstromwärmetauscher. Dabei ist zu berücksichtigen, in welchen Aggregatzuständen sich die Medien, die den Wärmeaustausch vollziehen, befinden. Im Fall des betrachteten Motors handelt es sich bei beiden Medien um einen gasförmigen Aggregatzustand.

Weiter ist zu beachten, ob und mit welcher Geschwindigkeit die Medien durch die Wärmetauscher strömen. Von diesen Parametern, der Wärmeleitfähigkeit und Struktur der Wände des Wärmetauschers hängt ab, wie viel Wärme und damit Energie übertragen und durch die Hilfszylinderkolbenbewegung auf die Kurbelwelle transferiert wird.

Die Größe der Wärmeaustauscher ist durch den Durchmesser des Hilfszylinders begrenzt und dient dem Hilfszylinder gleichzeitig als Verdichtungsendraum.

Bei den Wärmetauschern ist zu beachten, daß das Gerät von seiner Umgebung durch eine gute Isolierung getrennt wird.

6.1 Wärmeaustauschertypen

Im Folgenden seien einige Wärmetauschertypen vorgestellt, die für die Konstruktion in Frage kommen.

6.1.1 Gleichstromwärmetauscher

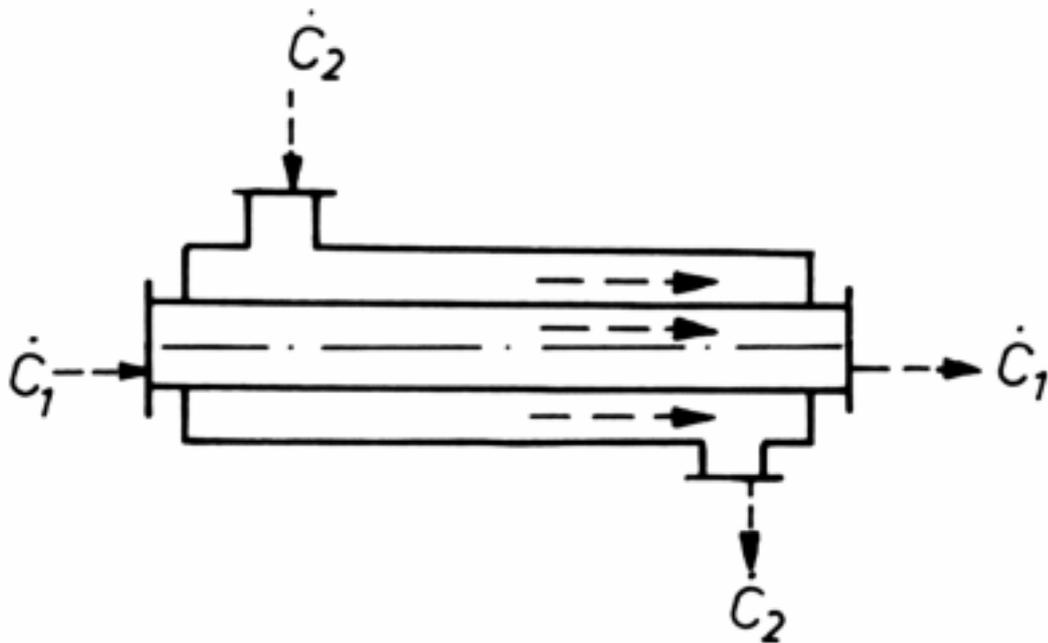


Abb. 6.1: Gleichstromrekuperator in Form eines Doppelrohrwärmetauschers
 \dot{C}_1 – Wärmekapazitätsstrom des erwärmenden Mediums;
 \dot{C}_2 – Wärmekapazitätsstrom des zu erwärmenden Mediums

Beim Gleichstromwärmetauscher (siehe auch Abb. 6.1) sind der Winkel der den Wärmeaustausch vollziehenden Medien zueinander und die Durchflußrichtung identisch. Der Gleichstromrekuperator ist baugleich mit dem Gegenstromwärmetauscher. Die Unterschiede wirken sich im Wesentlichen nur in der Bemessung der wärmeübertragenden Flächen und der geringeren Effizienz des Gleichstromrekuperators im Vergleich zum Gegenstromtauscher aus. Bei gleicher Baugröße ist der Gleichstromwärmetauscher aufgrund seiner thermisch ungünstigen Stromführung neben dem so genannten Rührkessel, der hier nicht diskutiert werden soll, der Wärmetauscher mit der geringsten, thermischen Leistung.

Die Temperaturdifferenz an der Stelle des Eintritts in den Rekuperator ist durch die Anfangstemperaturen der Gase gegeben und meist relativ groß. Auf dem gleichgerichteten Weg durch den Wärmetauscher kühlt sich das wärmere Gas ab, während sich das kältere Gas erwärmt. Durch diese Temperaturannäherung wird die Temperaturdifferenz am Austritt des Gleichstromwärmetauschers sehr gering

und die je Flächeneinheit der Wände übertragende Wärme auf dem Weg durch den Wärmetauscher somit immer geringer.

Im Allgemeinen zeichnet sich dieser Wärmetauscher also nicht für die Verwendung im Zylinderkopf des Hilfszylinders aus, auch weil das Gleichstromprinzip bei dieser Konstruktion schwer realisierbar ist.

6.1.2 Gegenstromwärmetauscher

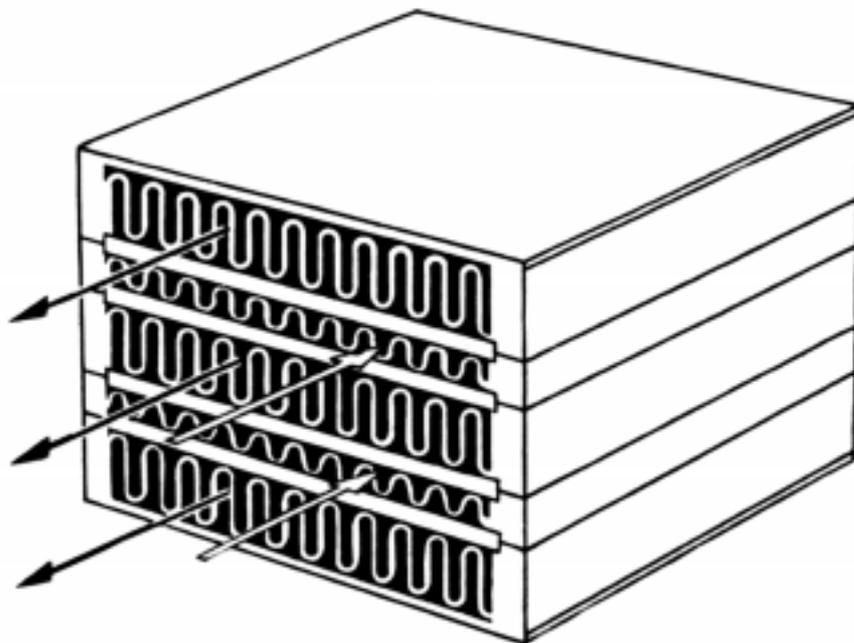


Abb.6.2: Gegenstromwärmetauscher in Plattenbauweise

Im Gegensatz zum Gleichstromrekuperator ist beim Gegenstromwärmetauscher (Abb. 6.2) die Fließrichtung der Gase einander entgegengesetzt. Dies führt dazu, daß das wärmere Gas an der Stelle in den Wärmetauscher eintritt, an der das ursprünglich kältere Gas austritt und durch den Wärmetausch bereits seine höchste Temperatur erreicht hat. Am anderen Ende des Rekuperators hingegen, an der das kältere Gas eintritt, hat das ursprünglich wärmere Gas bereits seine tiefste Temperatur erreicht. Aus dieser Konstellation folgt, daß die Temperaturdifferenzen an beiden Enden des Wärmetauschers und somit an jeder Stelle des Rekuperators sehr klein sein können. Im Idealfall ist diese Temperaturdifferenz an

allen Stellen des Wärmetauschers gleich groß. Dies bedeutet, daß an jeder Stelle des Rekuperators die gleiche Wärmemenge übertragen wird. Es ergibt sich ein geradliniger Temperaturverlauf in der Längsrichtung des Rekuperators. Voraussetzung für diesen Idealfall ist, daß die Wärmekapazitäten der Gase unveränderlich sind und sich die Temperaturen in beiden Gasen überall gleich schnell ändern.

Durch die sehr gleichmäßige Art der Wärmeübertragung ist die Effizienz des Gegenstromwärmetauschers sehr viel höher als die des Gleichstromrekuperators.

Durch die Art der konstruktiven Gegebenheiten bietet sich der Gegenstromwärmetauscher ebenfalls nicht als Lösung an, da die Strömungen des Abgases und die Strömung in Richtung des Zylinderinneren um circa 90° zueinander versetzt sein müssen.

6.1.3 Kreuzstromwärmetauscher

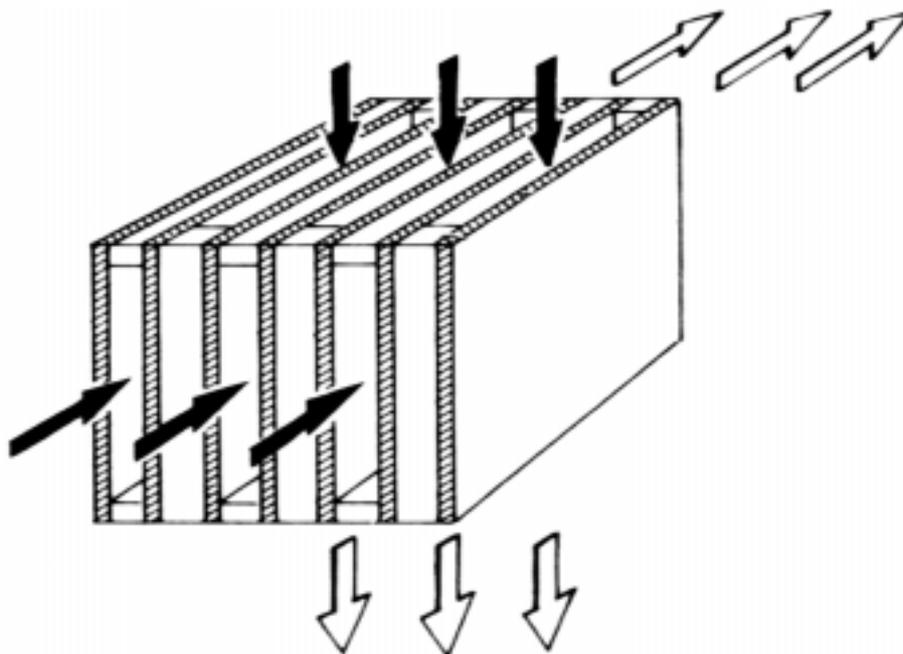


Abb. 6.3: Kreuzstromwärmetauscher in Plattenbauweise

Beim Kreuzstromwärmetauscher (Abb. 6.3) sind die Fließrichtungen der den Wärmeaustausch vollziehenden Gase um 90° zueinander versetzt. Im Vergleich zu den parallel angeströmten Wärmetauschern, zu denen die Gleichstrom- und Gegenstromrekuperatoren gehören, ist die Turbulenzbildung beim Kreuzstrom bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit höher und damit der Wärmeübertragungskoeffizient an den äußeren Plattenoberflächen deutlich größer. Nachteilig wirkt sich allerdings ein erhöhter Druckabfall aus.

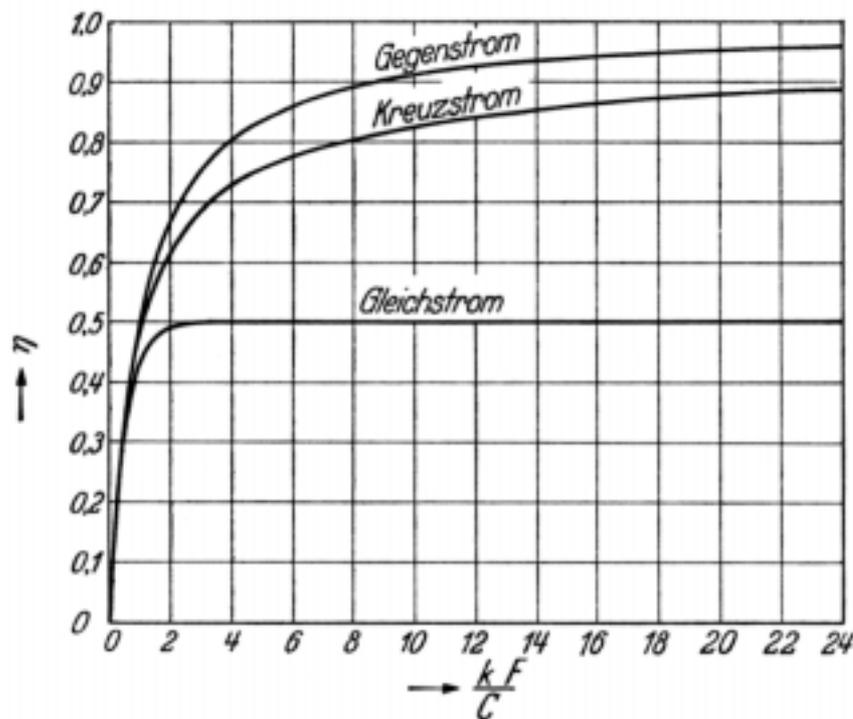


Abb. 6.4: Vergleich der Wärmeaustauscharten in Bezug auf den Wirkungsgrad und die Heizfläche
 η – Wirkungsgrad;
 k – Wärmedurchgangskoeffizient;
 F – gesamte Heizfläche eines Wärmetauschers;
 C – Wärmekapazität des Mediums

Wie aus Abbildung 6.4 ersichtlich, ist die Effizienz des Kreuzstromrekuperators deutlich höher als beim Gleichstromwärmetauscher, jedoch etwas geringer als beim Gegenstromwärmetauscher. Gleiche Wirkungsgrade wie beim Gegenstromwärmetauscher können nur über größere Heizflächen erreicht werden. In der Praxis finden Kreuzstromwärmetauscher z.B. im Kühlerbau der Automobilzulieferindustrie Anwendung.

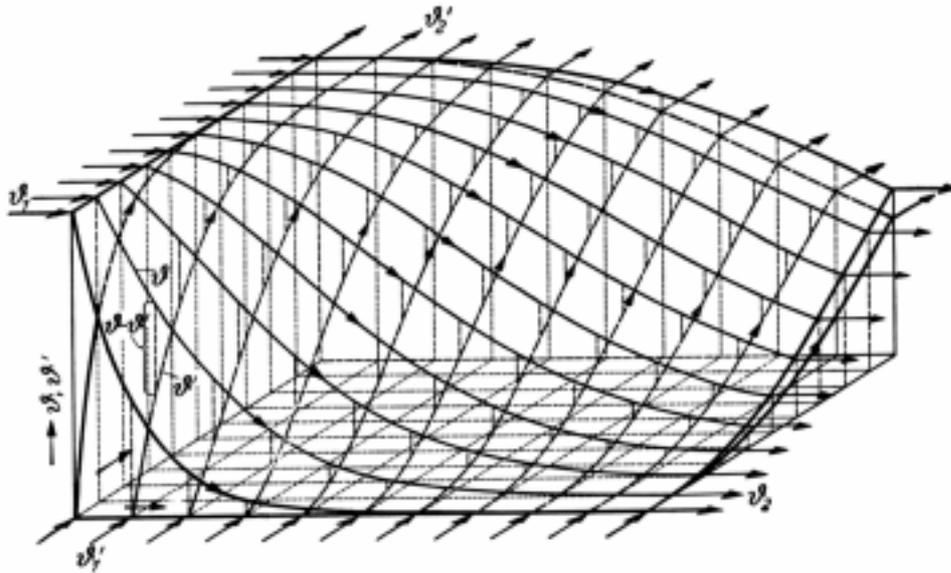


Abb. 6.5: Temperaturverlauf bei reinem Kreuzstrom und gleichen Wärmekapazitäten der beteiligten Gase

ϑ_1' - Eintrittstemperatur des wärmenden Gases;

ϑ_2' - Austrittstemperatur des wärmenden Gases;

ϑ_1 - Eintrittstemperaturen des zu erwärmenden Gases;

ϑ_2 - Austrittstemperatur des zu erwärmenden Gases

Für die vorgegebene Konstruktion wird der Kreuzstromwärmetauscher gewählt, da die Art der Ein- und Ausströmungen von Abgas und Füllgas im Hilfszylinder nur durch den Kreuzstrom realisiert werden kann. Dabei muß der im Vergleich zum Gegenstromrekuperator geringere Wirkungsgrad bei gleicher Wärmeübertragungsfläche toleriert werden. Zur Betrachtung des Temperaturverlaufes bei reinem Kreuzstrom dient Abbildung 6.5.

6.1.4 Auswahl der Bauart des Rekuperators

Als Bauform des Wärmetauschers in Kreuzstrombauweise wurde der Taschenwärmetauscher gewählt. Der VDI-Wärmeatlas¹ empfiehlt dieses Gerät für eine Wärmeübertragung eines Gases an ein anderes Gas. Wie aus Abbildung 6.6 zu ersehen ist, tritt das Abgas auf der einen Seite ein, erwärmt die von unten einströmende Luft des Hilfszylinders und tritt auf der anderen Seite wieder aus.

¹ Quelle [23]

Die Platten des Taschenwärmetauschers werden durch Stege zueinander auf Abstand gehalten. In den Rekuperatorplatten sind Lamellen angebracht, die durch ihre gewellte Form die Flächen vergrößern und somit die Wärmeaufnahme-fähigkeit verbessern.

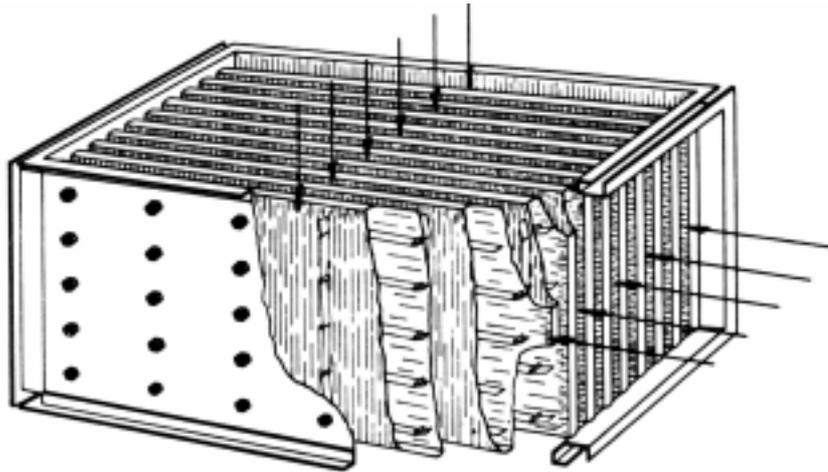


Abb. 6.6: Taschenwärmetauscher in Kreuzstrombauweise

6.2 Auslegung und Berechnung des Kreuzstromwärmetauschers

6.2.1 Wahl des Lamellenmaterials

Bei der Auswahl des für die Lamellenwand zu verwendenden Materials ist eine möglichst gute Wärmeleitfähigkeit zu wählen unter Beachtung eines vertretbaren Materialpreises. Ebenfalls zu beachten ist die Schmelztemperatur des Lamellenwerkstoffes, da das Abgas mit einer Temperatur von bis zu 700°C in den Wärmeaustauscher eintritt.

Werkstoffeigenschaften¹:

Werkstoff	Wärmeleitfähigkeit λ in [W / m·K]	Schmelztemperatur in [°C]	Materialpreis in [DM / kg]
Silber	458	960	676
Kupfer (rein)	390	1083	2,3
Aluminium (99,5 %)	221	659	2
Stahl	60	1500	0,3

Aus den Werten der oben stehenden Tabelle ist ersichtlich, daß Silber als Material für die Lamellenwände des Wärmetauschers trotz der sehr guten Wärmeleitfähigkeit aufgrund des zu hohen Preises nicht in Betracht kommt. Stahl ist ebenfalls aufgrund der zu geringen Wärmeleitfähigkeit nicht als Lamellenwerkstoff zu empfehlen. Aluminium hat mit 659°C eine zu niedrige Schmelztemperatur, da das Abgas bereits mit einer Temperatur von 700°C in den Wärmetauscher einströmt. So fällt die Wahl auf Kupfer als Werkstoff für die Lamellen des Wärmetauschers. Die Schmelztemperatur des Kupfers von 1083°C verursacht kein Problem, da die Betriebstemperatur im Hilfszylinder bei 80°C und die Abgastemperatur mit 700°C angenommen wird. Des weiteren ist die Wärmeleitfähigkeit mit einem Wert von 390 $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$ mehr als ausreichend und die Materialkosten sind vertretbar.

6.2.2 Berechnung der Wärmeübertragung

6.2.2.1 Auslegung des Wärmetauschers

Die Abmessungen der Wärmetauscher auf den Hilfszylindern richten sich nach dem Hilfszylinder- und dem Abgasrohrdurchmesser, aber vor allem auch danach, daß zur Energiespeicherung ein genügend kleiner Verdichtungsendraum für den Hilfszylinder zur Verfügung steht. Durch diese Begrenzungen ist die Dimensionierung des Rekuperators erheblich eingeschränkt. So kann die in der

¹ Werkstoffeigenschaften nach [21] und [23]. Werkstoffpreise laut Warenterminbörse, bezogen aus dem Internet am 16.12.1998

Zeichnung des Patentes (Abb. 1.2) ersichtliche Konusform des Wärmetauschers nicht realisiert werden, da durch die größere Breite die Höhe des Rekuperators erheblich reduziert werden müßte, womit eine Anflanschung des Abgasrohres sich als sehr schwierig gestalten würde.

Der Wärmetauscher wird quaderförmig gestaltet, wobei das zylinderseitige Volumen kleiner als der angenommene Verdichtungsraum des Hilfszylinder ($41,35 \text{ cm}^3$) sein muß, um eine Energiespeicherung weiterhin realisieren zu können.

Abmessungen der Wärmetauscher¹:

Länge:	$L = 59 \text{ mm}$
Breite:	$B = 59 \text{ mm}$
Höhe:	$H = 44 \text{ mm}$

Das abgasseitige Volumen ermittelt sich aus dem Produkt des abgasseitigen Öffnungsquerschnittes und der Wärmetauscherlänge:

$$V_A = A_A \cdot L$$

Demzufolge ergibt sich das zylinderseitige Volumen aus dem zylinderseitigen Öffnungsquerschnitt und der Wärmetauscherhöhe:

$$V_Z = A_Z \cdot H$$

Der zylinderseitige Öffnungsquerschnitt berechnet sich mit Hilfe der Anzahl der zylinderseitigen Luftschlitze, der Gaseinlaßbreite zwischen den Lamellen sowie der inneren Wärmetauscherbreite, die sich durch die Wärmetauscherbreite abzüglich der Seitenwände ergibt:

$$A_Z = n_Z \cdot s_{\text{Gas}} \cdot (B - 2 \cdot s_L)$$

$$\rightarrow A_Z = 7,98 \text{ cm}^2$$

Der abgasseitige Öffnungsquerschnitt berechnet sich mit Hilfe der Anzahl der abgasseitigen Luftschlitze, der Gaseinlaßbreite zwischen den Lamellen sowie der inneren Wärmetauscherhöhe, die sich durch die Wärmetauscherhöhe abzüglich der Seitenwände ergibt:

$$A_A = n_A \cdot s_{\text{Gas}} \cdot (H - 2 \cdot s_L)$$

¹ Angenommene Auslegungswerte

$$\rightarrow A_A = 6,3 \text{ cm}^2$$

Die Anzahl der Stege beträgt: $z_{\text{St}} = 30$

Die Breite des Gaseinlasses zwischen den Lamellen geht ein mit:

$$s_{\text{Gas}} = 1 \text{ mm}$$

Die Lamellendicke wurde ebenfalls angenommen mit:

$$s_L = 1 \text{ mm}$$

Die Anzahl der Luftschlitze beträgt:

• abgasseitig: $n_A = 15$

• zylinderseitig: $n_Z = 14$

$$\rightarrow \underline{V_A = 37,170 \text{ cm}^3}$$

$$\rightarrow \underline{V_Z = 34,314 \text{ cm}^3}$$

6.2.2.2 Berechnung der Lufterwärmung im Hilfszylinder

Nach den Gesetzmäßigkeiten für den Wärmeübergang speziell im Kreuzstromwärmetauscher ist nun die durch die Abgaswärme erzeugte Lufterwärmung im Hilfszylinder zu bestimmen.

Die Endtemperatur der Luft im Hilfszylinder ergibt sich aus der Betriebstemperatur multipliziert mit dem Temperaturänderungskoeffizienten beim Kreuzstrom.

Endtemperatur der Luft bei Austritt aus dem Kreuzstromrekuperator:

$$t_{2A} = t_{20} + \vartheta'' \cdot t_{20}$$

Betriebstemperatur des HZ¹: $t_{20} = 353,15 \text{ K} \equiv 80^\circ\text{C}$

¹ Betriebstemperatur im HZ realisiert durch Kühlung

Temperaturänderungskoeffizient¹: $\vartheta'' = e^{-\left(\frac{1-e^{-N_2}}{N_2} \cdot N_1\right)} \cdot (1 - e^{-N_2})$

mit $N_1 = \frac{K \cdot A}{\dot{c}_1}$

und $N_2 = \frac{K \cdot A}{\dot{c}_2}$.

Die Gesamtfläche, die für die Wärmeübertragung im Wärmetauscher zur Verfügung steht:

$$A = z_{St} \cdot B \cdot H = 30 \cdot 5,9 \text{ cm} \cdot 4,4 \text{ cm}$$

$$\rightarrow A = 778,8 \text{ cm}^2 = 0,0778 \text{ m}^2$$

Wärmedurchgangskoeffizient² bei Wärmeübertragung Gas an Gas:

$$K = 35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Wärmekapazitätsstrom des Abgases:

$$\dot{c}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$$

Wärmekapazität³ des Abgases bei 700°C und bei einem Abgasdruck von 3,246 bar:

$$c_{p1} = 1129 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Massenstrom des Abgases:

$$\dot{m}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_{\text{Abgas}} = c_{\text{Abgas}} \cdot A_{\text{Auspuffrohr}} \cdot \rho_{\text{Abgas}}$$

Querschnittsfläche des Abgasrohres (Annahme von einem üblichen Rohrdurchmesser von 50 mm):

$$A = \frac{\pi \cdot d_{\text{Rohr}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2 \text{ mm}^2}{4} = 1963,5 \text{ mm}^2$$

Abgasgeschwindigkeit:

$$c_{\text{Abgas}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{Abgas}}}{\rho_{\text{Abgas}}}}$$

Abgasüberdruck⁴:

$$\Delta p_{\text{Abgas}} = p_5 - p_{\infty} = 3,246 \text{ bar} - 1 \text{ bar}$$

¹ Temperaturänderungskoeffizient nach [24]

² Wärmedurchgangskoeffizient aus [23]

³ Wärmekapazität des Abgases nach [2]

⁴ Abgasüberdruck bei Öffnung des Auslaßschlitzes, ermittelt mit p_5 aus Kapitel 4.2.6

$$\rightarrow \Delta p_{\text{Abgas}} = 2,246 \text{ bar}$$

$$\text{Abgasdichte}^1 \text{ bei } 700^\circ\text{C:} \quad \rho_{\text{Abgas}} = 1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow c_{\text{Abgas}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,246 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}$$

$$\rightarrow c_{\text{Abgas}} = 622,019 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Überprüfung auf Schallgeschwindigkeit:

$$\text{Schallgeschwindigkeit}^2: \quad w_s = \sqrt{n_{\text{Abgas}} \cdot p_{\text{Abgas}} \cdot v_{\text{Abgas}}}$$

$$w_s = \sqrt{n_{\text{Abgas}} \cdot p_{\text{Abgas}} \cdot \frac{1}{\rho_{\text{Abgas}}}}$$

Polytropenexponent³ des Abgases: $n_{\text{Abgas}} = 1,392$

$$\rightarrow w_s = \sqrt{1,392 \cdot 3,246 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{1}{1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}$$

$$\rightarrow w_s = 623,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die Abgasgeschwindigkeit liegt mit $622,019 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ im Unterschallbereich, der bei einer Temperatur von 700°C und einem Abgasdruck von $3,246 \text{ bar}$ bei $623,85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ beginnt. Es besteht also keine Gefahr eines Druckstoßes im Abgaskanal.

$$\rightarrow \dot{m}_1 = 622,019 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 19,635 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow \dot{m}_1 = 1,418 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

¹ Abgasdichte ermittelt aus [23]

² Schallgeschwindigkeit in Abhängigkeit von Druck und Dichte des Mediums nach [26]

³ Polytrophenexponent des Abgases nach [2]

$$\rightarrow \dot{c}_1 = 1,418 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1129 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 1600,922 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Wärmekapazitätsstrom der Luft im Zylinder:

$$\dot{c}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p_2}$$

Wärmekapazität¹ der Luft im Hilfszylinder bei 80°C Betriebstemperatur:

$$c_{p_2} = 1019 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Massenstrom der Luft im Zylinder bei mittlerer Kolbengeschwindigkeit:

$$\dot{m}_2 = \dot{V}_2 \cdot \rho_{\text{Luft HZ}} = c_m \cdot A_Z \cdot \rho_{\text{Luft HZ}}$$

Querschnittsfläche des Hilfszylinders:

$$A_{\text{HZ}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{HZ}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 70^2 \text{ mm}^2}{4} = 3848,451 \text{ mm}^2$$

Mittlere Kolbengeschwindigkeit: $c_m = 2 \cdot s \cdot n = 2 \cdot 78 \text{ mm} \cdot 66,6 \frac{1}{\text{s}} = 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Luftdichte² bei 80°C und einem mittleren Druck von 10 bar:

$$\rho_{\text{Luft HZ}} = 9,863 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow \dot{m}_2 = 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 38,48451 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot 9,863 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rightarrow \dot{m}_2 = 0,395 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \dot{c}_2 = 0,395 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1019 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 402,505 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$\rightarrow N_1 = \frac{35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 778,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}{1600,922 \frac{\text{W}}{\text{K}}}$$

¹ Wärmekapazität der Luft in Abhängigkeit von Temperatur und Druck nach [23]

² Luftdichte ermittelt aus [23]

$$\rightarrow N_1 = 1,703 \cdot 10^{-3}$$

$$\rightarrow N_2 = \frac{35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 778,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}{402,505 \frac{\text{W}}{\text{K}}}$$

$$\rightarrow N_2 = 6,772 \cdot 10^{-3}$$

$$\rightarrow \vartheta'' = e^{-\left(\frac{1 - e^{-6,772 \cdot 10^{-3}}}{6,772 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,703 \cdot 10^{-3} \right)} \cdot \left(1 - e^{-6,772 \cdot 10^{-3}} \right)$$

$$\rightarrow \vartheta'' = 6,738 \cdot 10^{-3}$$

$$\rightarrow t_{2A} = 353,15 \text{ K} + 6,738 \cdot 10^{-3} \cdot 353,15 \text{ K}$$

$$\rightarrow \underline{t_{2A} = 355,58 \text{ K}}$$

Temperaturerhöhung:

$$\Delta t = 355,58 \text{ K} - 353,15 \text{ K} = 2,38 \text{ K}$$

Es findet eine Erwärmung um 2,38 K im Vergleich zur Betriebstemperatur des Hilfszylinders statt. Hier ist bereits klar ersichtlich, daß die geringe Größe der Wärmetauscher und damit der Heizfläche keine ausreichende Erwärmung im Hilfszylinder erzielt. Ein weiterer Grund hierfür ist der geringe Wärmedurchgangskoeffizient K bei einer Wärmeübertragung eines Gases an ein Gas.

Eine Verrippung im Wärmetauscher wurde nicht ausgeführt, da der im Abgaskanal durch den großen Widerstand entstehende Staudruck beim Zweitaktmotor eine Durchmischung der Frischgase mit Abgasen zur Folge hätte. Die Verrippung und damit die Vergrößerung der Wärmetauscheroberfläche würde bei doppelter Fläche auch die doppelte Temperaturerhöhung im Hilfszylinder zur Folge haben. Dies folgt aus den mathematischen Gesetzen der Exponentialfunktion. Da diese verdoppelte Erwärmung jedoch immer noch bei weitem nicht ausreichend wäre und die Füllung des Zweitaktmotors negativ beeinträchtigt würde, soll die Verrippung hier nicht mehr speziell berechnet werden.

6.2.2.3 Berechnung der durch die Wärmeübertragung erzeugten Arbeit

Die spezifische Rekuperatorarbeit pro Arbeitsspiel berechnet sich nach folgender

Formel:
$$w_R = -\frac{R}{\kappa - 1} \cdot (t_{20} - t_{2A})$$

Gaskonstante der Luft:
$$R = 288 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Adiabatexponent der Luft:
$$\kappa = 1,4$$

Betriebstemperatur¹ im HZ:
$$t_{20} = 80^\circ\text{C}$$

Endtemperatur der Luft im HZ:
$$t_{2A} = 82,38^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow w_R = -\frac{0,288 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{1,4 - 1} \cdot (80^\circ\text{C} - 82,38^\circ\text{C})$$

$$\rightarrow w_R = 1,714 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Rekuperatorarbeit pro Arbeitsspiel:
$$W_R = w_R \cdot m_{\text{Luft}}$$

Luftmasse im HZ:
$$m_{\text{Luft}} = \rho_{\text{Luft}} \cdot V_{\text{cHZ}}$$

Luftdichte bei 80°C und 19,22 bar:
$$\rho_{\text{Luft}} = 19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Verdichtungsraum im HZ:
$$V_{\text{cHZ}} = 41,3485 \text{ cm}^3$$

$$\rightarrow m_{\text{Luft}} = 19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 41,3485 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\rightarrow m_{\text{Luft}} = 7,856 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

$$\rightarrow W_R = 1714 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 7,856 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

$$\rightarrow \underline{W_R = 1,347 \text{ J}}$$

¹ Betriebstemperatur im Hilfszylinder wird durch eine Kühlung erreicht und als konstant vorausgesetzt.

Aus der Rekuperatorarbeit für ein Arbeitsspiel ergibt sich bei Nenndrehzahl von 4000 U/min eine gewonnene Leistung von $W_R \cdot n = 1,347 \text{ J} \cdot 66,6 \frac{1}{\text{s}} \approx 90 \text{ W}$.

Die durch den Wärmetauscher zugeführte Arbeit ist mit 1,347 Joule pro Arbeitsspiel verschwindend gering und hat mit ca. 90 W Leistungsgewinn einen vernachlässigbar kleinen Einfluß auf die Leistung des Zweitaktmotors. Dabei ist bei der Berechnung von sehr idealen Werten ausgegangen worden, so wie zum Beispiel der Abgastemperatur bei Vollast und der Betriebstemperatur bei Kühlung. An dieser Stelle läßt sich bereits feststellen, daß der Kostenaufwand für den Rekuperator und die Kühlung in keinem Verhältnis zur Leistungsausbeute stehen.

6.2.2.4 Berechnung der theoretischen Kolbenbewegung durch die Wärmeausdehnung der Luft

Die theoretische Kolbenbewegung ist deshalb theoretisch, da der Pleuel des Hilfszylinders fest mit der Kurbelwelle verbunden ist und somit durch diese auch angetrieben wird. Hier wird ein freigeschnittenes System betrachtet, das der Veranschaulichung dienen soll.

Durch die Erwärmung der Luft im Hilfszylinder und die daraus resultierende Volumenerweiterung ergibt sich eine theoretische Kolbenabwärtsbewegung, aus der ersichtlich werden soll, wie erheblich bzw. unerheblich die erzeugten Kräfte an der Kurbelwelle sind.

Luftvolumen bei um t_{2A} erwärmter Luft:

$$V_{\text{neu}} = \frac{V_1 \cdot (T_1 + \Delta t)}{T_1}$$

Betriebstemperatur: $T_1 = 353,15 \text{ K}$

Anfangsvolumen: $V_1 = V_{\text{hHZ}} + V_{\text{cHZ}} = 300,179 \text{ cm}^3 + 41,3485 \text{ cm}^3$

→ $V_1 = 341,5275 \text{ cm}^3$

$$\rightarrow V_{\text{neu}} = \frac{341,5275 \text{ cm}^3 \cdot (353,15 \text{ K} + 2,38 \text{ K})}{353,15 \text{ K}}$$

$$\rightarrow V_{\text{neu}} = 343,829 \text{ cm}^3$$

Die aus diesem neuen Volumen theoretisch resultierende Kolbenbewegung leitet sich her nach:

$$s_{\text{th}} = \frac{(V_{\text{neu}} - V_1) \cdot 4}{\pi \cdot d_z^2}$$

$$\rightarrow s_{\text{th}} = \frac{(343,829 \text{ cm}^3 - 341,5275 \text{ cm}^3) \cdot 4}{\pi \cdot 7^2 \text{ cm}^2}$$

$$\rightarrow \underline{s_{\text{th}} = 0,598 \text{ mm}}$$

Aus dieser theoretischen Kolbenbewegung von ca. 0,6 mm ist ersichtlich, daß der Leistungsgewinn durch die Wärmetauscher unerheblich ist und den Bau- und Materialaufwand nicht rechtfertigt. Bei den oben beschriebenen Betrachtungen ist zu beachten, daß von sehr optimistischen Randbedingungen ausgegangen wurde. So wird der Wärmetauscher abgasseitig bei geringeren Temperaturen – die Berechnungen wurden für den Vollastfall ausgeführt – sehr stark durch die Zweitaktabgase verschmutzt und dadurch in seiner Leistungsfähigkeit erheblich reduziert. Die auf die Kurbelwelle wirkenden Kräfte werden nicht mehr im einzelnen berechnet, da es offensichtlich ist, daß sie nahezu keinen Einfluß haben und keinen Leistungsgewinn erzeugen werden.

Kapitel 7

Beurteilung und Ausblicke

7 Beurteilung und Ausblicke

In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse der Berechnungen und Auslegungen bewertet werden. Da weder ein Modellmotor, noch genügend belastbare quantitative Werte gegeben waren, sind diese durch eigene, möglichst realistische Werte ergänzt worden, um die Berechnungen erst zu ermöglichen. Die Berechnungen sind als Studie zu sehen, bei der die Zahlenwerte der Ergebnisse nur beschränkt belastbar sind. Die Untersuchungen beziehen sich nur auf den eigentlichen Motor und nicht auf Zusatzaggregate wie Motorsteuerung, Einspritzung, Kühlung, etc. Es soll überprüft werden, ob das Ziel, den Zweitaktmotor durch die Hilfszylinder zu optimieren, erreicht wurde. Dies gilt im Hinblick auf den Wirkungsgrad, den Kraftstoffverbrauch, den Spülgrad, die Laufruhe, das Spektrum von Drehmoment und Leistung und die Abgaswärmeausnutzung.

Nach dieser abschließenden Gesamtbeurteilung werden Optimierungsvorschläge, die das Patent jedoch verändern würden, vorgestellt.

7.1 Beurteilung des Patentes

Die Ziele des Patentes DE 44 18 286 C2 des deutschen Patentamtes sind vom Patenthalter angegeben mit:

1. Erhöhung von Leistung und Drehmoment durch Aufladung und verbesserte Spülung.
2. Verbesserte Laufruhe durch optimierten Massenausgleich.
3. Ausnutzung der Abgastemperatur durch Wärmetauscher.
4. Senkung des Kraftstoffverbrauches bzw. Wirkungsgradsteigerung.
5. Kraftstoffunabhängige Schmierung und daraus resultierende, akzeptable Schadstoffemissionswerte.

7.1.1 Beurteilung der Leistungs- und Drehmomentveränderung

Eine Erhöhung der Leistung sollte durch die Aufladung sowie durch einen verbesserten Spülgrad erreicht werden, der aus der Spülung durch die Hilfszylinder resultiert. Nach den Berechnungen aus den vorangegangenen Kapiteln muß letztendlich festgestellt werden, daß die Aufladung durch die Hilfszylinder mit 0,5 bar und die daraus resultierende Leistungssteigerung von ca. 1,6 kW sehr gering ausfällt. Einher gehend mit dieser Leistungssteigerung ist ein bei gleich bleibender Drehzahl ebenfalls leicht gestiegenes Drehmoment. Drehmoment- und Leistungssteigerung sind im Vergleich zum unaufgeladenen Motor ohne Hilfszylinder zu betrachten.

Daß die Leistungssteigerung so gering ausfällt, ist darauf zurückzuführen, daß der für die Aufladung zur Verfügung stehende Raum im Hilfszylinder – resultierend aus dem kleinen durchlaufenen Kurbelwinkel des Hilfszylinders von $21,225^\circ$ – sehr klein ist. Dieser Raum beträgt lediglich $7,118 \text{ cm}^3$. Die Aufladungsdauer wird durch die Steuerzeiten des Auslaßschlitzes im Arbeitszylinder begrenzt, weil nur bei geschlossenem Auslaßschlitz Druck im Arbeitszylinder aufgebaut werden kann. Da der Versatz von Arbeits- und Hilfszylinder um 90° Kurbelwinkel für die Erzielung der Laufruhe des Motors unerläßlich ist, läßt sich auch die Aufladungsdauer nicht erhöhen.

Der Hauptteil der im Hilfszylinder verdrängten Luft wird für die Spülung verwendet; hierin liegt auch der Hauptvorteil der Hilfszylinder für den Motor. Die Leistungssteigerung durch den verbesserten Spülgrad und dem sich daraus ergebenden besseren Füllungsgrad beträgt ca. 19 kW. Das entspricht ca. 63 % Leistungssteigerung gegenüber einem durch ein Kurbelkammergebläse gespülten Zweitaktmotor.

Der effektive Wirkungsgrad und der effektive relative Kraftstoffverbrauch bleiben von der verbesserten Spülung nahezu unberührt, da bei höherem Füllungsgrad auch mehr Brennstoff zugeführt werden muß.

Vernachlässigt werden kann der Einfluß der vorgesehenen Wärmetauscher. Der Einfluß auf Leistung und Drehmoment ist verschwindend gering und rechtfertigt den Bau- und Kostenaufwand nicht. Zudem besteht die Gefahr eines Staudruckes in der Abgasanlage durch den Wärmetauscher. Dieser Staudruck würde die erreichte gute Spülung zunichte machen, da eine Durchmischung der Frischgase mit dem Abgas die Folge wäre.

7.1.2 Beurteilung der Laufruhe

Im Vergleich zum Viertaktmotor verfügt der behandelte Motor über eine bessere Laufruhe, bedingt durch das Zweitaktprinzip, bei dem die doppelte Anzahl Arbeitsspiele pro Kurbelwellenumdrehung erfolgt.

Diese Laufruhe soll durch die Kröpfung der Kurbelwelle von viermal 90° KW noch gesteigert werden. Dieser Kurbelwellenversatz entspricht dem eines Vierzylinder-Zweitaktmotors oder aber dem eines Achtzylinder-Viertaktmotors. Zu beachten ist aber, daß die Hilfszylinder nur durch ihre Massen einen Ausgleich schaffen, jedoch keinen Arbeitsimpuls durch Verbrennung auf die Kurbelwelle leisten. Die Arbeitszylinder bringen durch ihren Kurbelwellenversatz alle 180° KW einen Arbeitsimpuls. Die Hilfszylinder, die zueinander um ebenfalls 180° KW und zu den Arbeitszylindern um je 90° KW angeordnet sind, erzeugen durch ihre Massen zwar einen besseren Ausgleich im Vergleich zu einem Zweizylinder-Zweitaktmotor oder einem Vierzylinder-Viertaktmotor, da die Hilfszylinder jedoch keinen Arbeitsimpuls leisten, wird die Laufruhe eines Vierzylinder-Zweitaktmotors (bzw. eines Achtzylinder-Viertaktmotors) nicht erreicht.

Bei genauer Betrachtung des Drehkraftdiagrammes (Abb. 7.1) läßt sich erkennen, daß die Gesamtdrehkraftkurve zu einem kleinen Teil unter der Nulllinie verläuft. Dieser Anteil entsteht trotz des Massenausgleiches durch die Hilfszylinder und zeigt, daß der Ausgleich nicht vollständig gelungen ist. Der negative Anteil der Gesamtdrehkraft trägt zur Verminderung der Laufruhe bei und ist auf die niedrige Arbeitszylinderzahl des Motors zurückzuführen, die die Gesamtdrehkraftkurve nicht in ihrer Gesamtheit über die Nulllinie heben könnte. Die in die Drehkräfte eingehenden translatorischen Massenkräfte 1. und 2. Ordnung heben sich, wie aus Abb.7.3 zu ersehen ist, durch ihre symmetrische Anordnung vollständig auf.

Hier sollte noch einmal erwähnt werden, daß die vorliegenden Ergebnisse sich nicht auf eine detaillierte Motorkonstruktion stützen konnten. Da am Motor auftretende Kräfte und Momente und daraus resultierende, angeregte Schwingungen und Verformungen aufgrund fehlender Informationen über Massen und Massenverteilung der einzelnen Motorteile fehlen, müssen die Aussagen zur Laufruhe als vorläufig betrachtet werden.

Als Fazit muß erkannt werden, daß die Konstruktion des durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors als Zweizylinder zwar eine bessere Laufruhe als ein konventioneller Zweizylinder-Zweitaktmotor oder ein Vierzylinder-Viertaktmotor besitzt, aber dieser Zuwachs an Laufruhe keine zwei zusätzlichen Arbeitszylinder ersetzt, wie aus Abb. 7.1 und Abb. 7.2 ersichtlich wird.

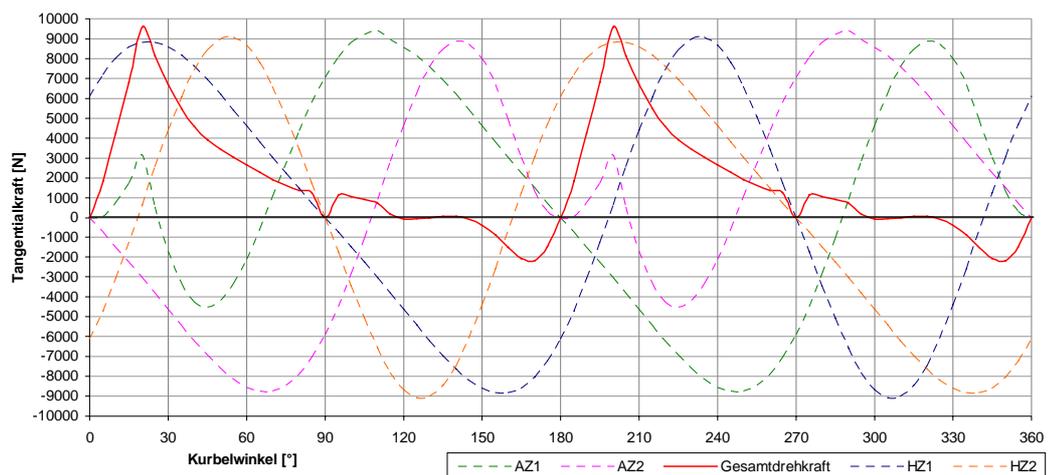


Abb. 7.1: Drehkraftverlauf des durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors aufgetragen über dem Kurbelwinkel

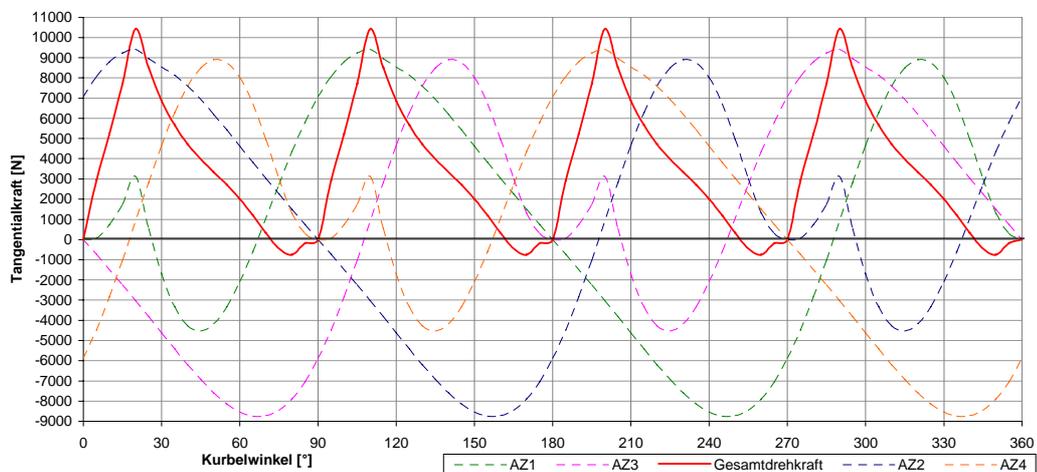


Abb. 7.2: Drehkraftverlauf eines vergleichbaren Vierzylinder-Zweitaktmotors aufgetragen über dem Kurbelwinkel

Wie aus Diagramm 7.3 zu ersehen ist, heben sich beim Patentmotor mit Hilfszylindern die translatorischen Massenkräfte in der Summe vollkommen auf. Zum Vergleich ist hier der Verlauf der translatorischen Massenkräfte des Referenzmotors aus Kapitel 4.1 aufgetragen. Bei dieser Darstellung wird deutlich, daß bei diesem zum Vergleich dienenden Motor ohne die Hilfszylinder die Summe der translatorischen Massenkräfte um die Nulllinie pendelt, aber keine komplette Kompensation stattfindet.

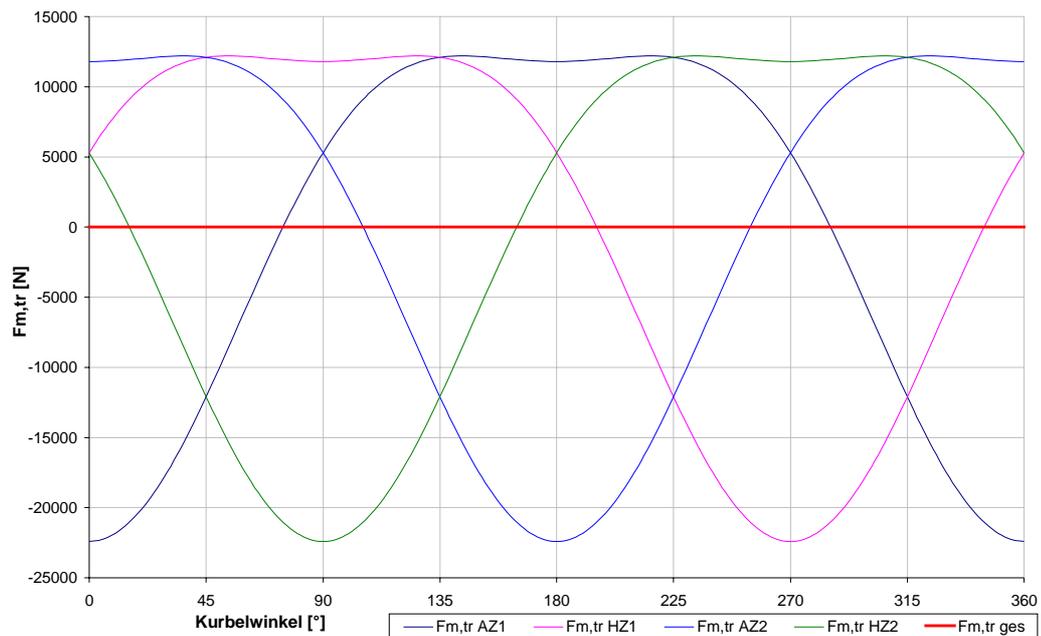


Abb. 7.3: Translatorische Massenkräfte aufgetragen über dem Kurbelwinkel

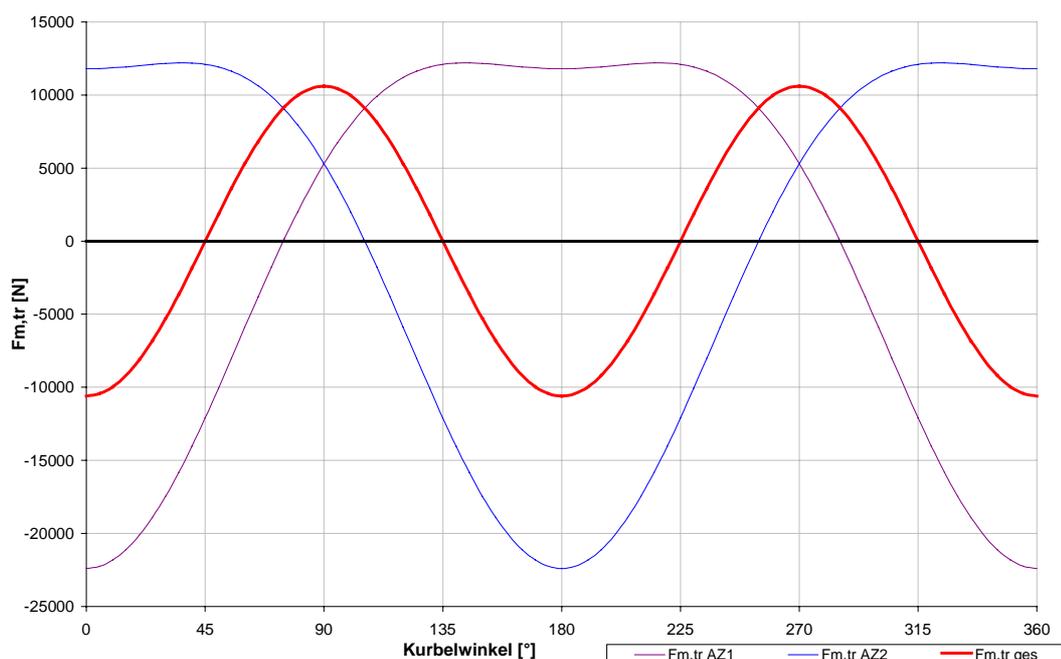


Abb. 7.4: Darstellung der translatorischen Massenkräfte des Referenzmotors ohne Hilfszylinder aus Kapitel 4.1 aufgetragen über dem Kurbelwinkel

7.1.3 Beurteilung der Abgaswärmeausnutzung durch die Wärmetauscher

Die auf den Hilfszylindern vorgesehenen Wärmetauscher, die die Abgaswärme nutzen sollen, sind in ihrer Wirkung, wie in Kapitel 6 berechnet, nahezu unerheblich.

Da die Wärmetauscher gleichzeitig den Verdichtungsraum der Hilfszylinder darstellen, sind das Rekuperatorvolumen und damit auch die Wärmeübertragungsoberfläche stark eingeschränkt. Grund ist der zur Energiespeicherung im Raum oberhalb des Hilfszylinderkolbens nur begrenzt zur Verfügung stehende Verdichtungsraum. Von dieser Oberfläche hängt jedoch die Leistung der Wärmetauscher maßgeblich ab. Eine Vergrößerung der Oberfläche durch Verrippung verbietet sich, da abgasseitig die Gefahr eines Druckstaus besteht, der den Spülgrad extrem verschlechtern würde.

Ein weiterer Grund für die geringe Rekuperatorleistung ist das durch die Konstruktion vorgegebene Gas-an-Gas-Prinzip, welches über eine weit geringere Effizienz verfügt als zum Beispiel das Flüssigkeit-an-Gas-Prinzip.

Als Fazit muß festgestellt werden, daß der Einbau von Abgaswärmetauschern weder Leistung und Drehmoment noch den Kraftstoffverbrauch positiv beeinflußt und somit den Bau- und Kostenaufwand in keiner Weise rechtfertigt. Zusätzlich muß bemerkt werden, daß bei den Berechnungen in Kapitel 6 schon von sehr optimistischen Werten ausgegangen wurde. So wurde zum Beispiel die Betriebstemperatur im Hilfszylinder mit 80°C angenommen, was eine Kühlung voraussetzen würde. Außerdem setzt bei niedrigeren als den bei Vollast herrschenden Temperaturen im Wärmetauscher abgasseitig eine sehr starke Verschmutzung durch die Zweitaktabgase ein, die den Wärmeübergang drastisch mindert.

7.1.4 Bewertung des Kraftstoffverbrauches

Wie aus den Berechnungen in Kapitel 4 hervorgeht, wird der spezifische Kraftstoffverbrauch durch die Aufladung, die sich eher unerheblich auf Leistung

und Drehmoment auswirkt, verringert. Der effektive relative Kraftstoffverbrauch b_e sinkt um ca. 5 % gegenüber dem unaufgeladenen Motor. Dies ist gleichbedeutend mit einem gestiegenen effektiven Wirkungsgrad.

Die verbesserte Spülung hat zwar eine Leistungssteigerung zur Folge, auf den effektiven relativen Kraftstoffverbrauch b_e wirkt sich der bessere Füllungsgrad jedoch kaum aus. Aufgrund der gesteigerten Leistung steigt jedoch der effektive absolute Kraftstoffverbrauch B_e .

Die Rekuperatoren haben keinen merklichen Einfluß auf den Kraftstoffverbrauch, da die durch sie erzeugte Wärmearbeit mit 1,35 Joule pro Arbeitsspiel verschwindend gering ist. Bei 4000 U/min entspricht dies einem Leistungszuwachs von ca. 90 W und ist damit im Vergleich zu einer Leistung von über 30 kW vernachlässigbar.

Die Aufladung ist die einzige auf den Kraftstoffverbrauch Einfluß nehmende Größe und reduziert den effektiven relativen Verbrauch bei den theoretisch angenommenen Werten um ca. $13 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$. Diese nicht unerhebliche Senkung um ca. 5 % macht den Einsatz der Aufladung, die in bezug auf die Leistungssteigerung weniger effizient ist, wieder sinnvoll. Der Kraftstoffersparnis von ca. 5 % entspricht eine relative Steigerung des effektiven Wirkungsgrades um ebenfalls etwa 5 %.

7.1.5 Bewertung der Schmierung und der Schadstoffemissionswerte

Der Einsatz einer Getrenntschmierung wie der Druckumlaufschmierung ist bei dem behandelten Zweitaktmotor schwer realisierbar, da zum einen das Kurbelkammergebläse des Arbeitszylinders Ölnebel durch den Überströmkanal in den Verbrennungsraum schleudert, zum anderen der Hilfszylinder ebenfalls geschmiert werden muß. Da die Luft unterhalb des Hilfszylinderkolbens verdrängt wird, gelangt auch auf diesem Weg Öl in den Brennraum des Arbeitszylinders. Von dort gelangt die mit Öl durchmischte Luft beim Spülvorgang direkt in den

Abgastrakt. So bietet sich zum einen die beim Zweitaktmotor übliche Schmierung über den Kraftstoff an, die jedoch durch die Verbrennung des Öls den Einsatz eines Katalysators unmöglich macht. Ohne Katalysatortechnik wird es aber ausgeschlossen sein, die strengen Emissionsrichtlinien in Europa und in den USA einzuhalten. Zum anderen gibt es bereits Realisierungen einer Minimalmengenschmierung, bei der die wichtigsten Reibstellen durch den Einsatz einer Dosierpumpe mit geringsten Mengen Öl geschmiert werden. Diese Art der Schmierung gestaltet sich jedoch im Bereich Aufwand und Kosten als sehr aufwendig. Durch die Minimalmengenschmierung würde der Einsatz der Katalysatortechnik wieder möglich und die Emissionswerte könnten auf akzeptable Werte gebracht werden.

7.1.6 Abschließende Gesamtbeurteilung des durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors

Der behandelte Motor bietet viele Verbesserungsmöglichkeiten zum konventionellen Zweitaktmotor, wobei der deutlichste Vorteil in der verbesserten Spülung liegt, die die Leistung des Motors gegenüber dem konventionellen Zweitaktmotor um erhebliche 63 % erhöht.

Da die Hilfszylinder aber durch die Kurbelwelle angetrieben werden, entstehen mechanische Reibverluste, die jedoch durch die Aufladung wieder kompensiert werden. Diese trägt zusätzlich zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauches bei, der bei den theoretisch angenommenen Werten mit $b_e \approx 254 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ in einem akzeptablen Rahmen liegt. Der zugehörige effektive Wirkungsgrad beträgt etwa 33,7 % und liegt damit um circa 1,7 Prozentpunkte höher als bei dem in Kapitel 4.1 behandelten Referenzmotor.

Durch die sehr gleichmäßige Anordnung der Zylinder auf der Kurbelwelle wird eine im Vergleich zum Zweizylinder-Zweitaktmotor oder zum Vierzylinder-

Viertaktmotor verbesserte Laufruhe erreicht. Die Laufruhe eines Vierzylinder-Zweitaktmotors oder eines Achtzylinder-Viertaktmotors wird dagegen nicht erreicht.

Das größte Problem des behandelten Motors ist die schwer zu realisierende, kraftstoffunabhängige Schmierung. Zur Einhaltung der heute vorgeschriebenen Emissionsgrenzwerte ist der Einsatz eines Katalysators zwingend erforderlich. Dieser Einsatz wird jedoch durch ölhaltiges Abgas undurchführbar. Die für den Katalysatoreinsatz erforderliche Minimalmengenschmierung würde durch den erheblichen Bauaufwand die Kosten der Konstruktion beträchtlich steigern.

Zum abschließenden Vergleich zwischen dem in Kapitel 4.1 berechneten Referenzmotor ohne Hilfszylinder und dem Patentmotor seien hier noch einmal die Wirkungsgrade und der Kraftstoffverbrauch in einer Tabelle aufgetragen.

Kriterium	Referenzmotor	Patentmotor
Effektiver Wirkungsgrad η_e	32,03 %	33,73 %
Mechanischer Wirkungsgrad η_m	89,81 %	89,81 %
Thermischer Wirkungsgrad η_{th}	56,90 %	55,48 %
Effektiver relativer Kraftstoffverbrauch b_e	$267,61 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$	$254,12 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$
Effektiver absoluter Kraftstoffverbrauch B_e	$8028,19 \frac{\text{g}}{\text{h}}$	$8027,61 \frac{\text{g}}{\text{h}}$

Ein sinnvoller Einsatz dieses Motors, der aber den Einsatz einer kraftstoffunabhängigen Schmierung voraussetzt, wäre der Betrieb in einem Kleinwagen. Von einem Einsatz der Wärmetauscher auf den Hilfszylinderköpfen ist dagegen wegen der fehlenden Effizienz abzuraten.

7.2 Alternativen

In diesem Kapitel sollen Verbesserungsvorschläge zu den in Kapitel 7.1 beschriebenen Mängeln der Konstruktion des Zweitaktmotors aufgezeigt werden.

7.2.1 Alternativkonstruktion zur Reduzierung der mechanischen Verluste

Um die mechanischen Verluste, verursacht durch Komprimierung im Raum oberhalb des Hilfszylinderkolbens, zu reduzieren, wird bei dieser Konstruktion ein Flatterventil im Hilfszylinderkopf vorgesehen. Dieses saugt bei der Abwärtsbewegung des Hilfszylinderkolbens Frischluft in den Raum oberhalb des Hilfszylinderkolbens. In dem Kolbenboden ist ebenfalls ein Flatterventil positioniert, welches bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens ab einem definierten Druck öffnet und die Frischluft von dem Raum oberhalb des Hilfszylinderkolbens in den Raum unterhalb des Kolbens einströmen läßt. Bei der darauf folgenden Abwärtsbewegung aus dem O.T. des Hilfszylinders wird die Luft vorverdichtet und dann in den Brennraum des Arbeitszylinders eingebracht. Ab hier finden, wie beim dem im Kapitel 4 berechneten Zweitaktmotor, Aufladung und Spülung zu den oben genannten Kurbelwinkeln statt.

Der Vorzug dieser Konstruktion liegt darin, daß nur geringe Kräfte für die Verdichtung der Luft oberhalb des Hilfszylinders benötigt werden und somit geringere Verluste entstehen. Zudem wird der Aufbau und damit die Kosten der Konstruktion erheblich reduziert, da zum einen auf die Wärmetauscher und auf die Kühlelemente verzichtet werden kann, zum anderen die Drehschieber zum Lufteinlaß in den Hilfszylinder abkömmlich werden.

Durch die geringeren Verluste erhöht sich das Sparpotential des Motors. Auch bei dieser Konstruktion ist jedoch eine kraftstoffunabhängige Schmierung und somit die Einhaltung von Emissionsgrenzwerten nur schwer realisierbar.

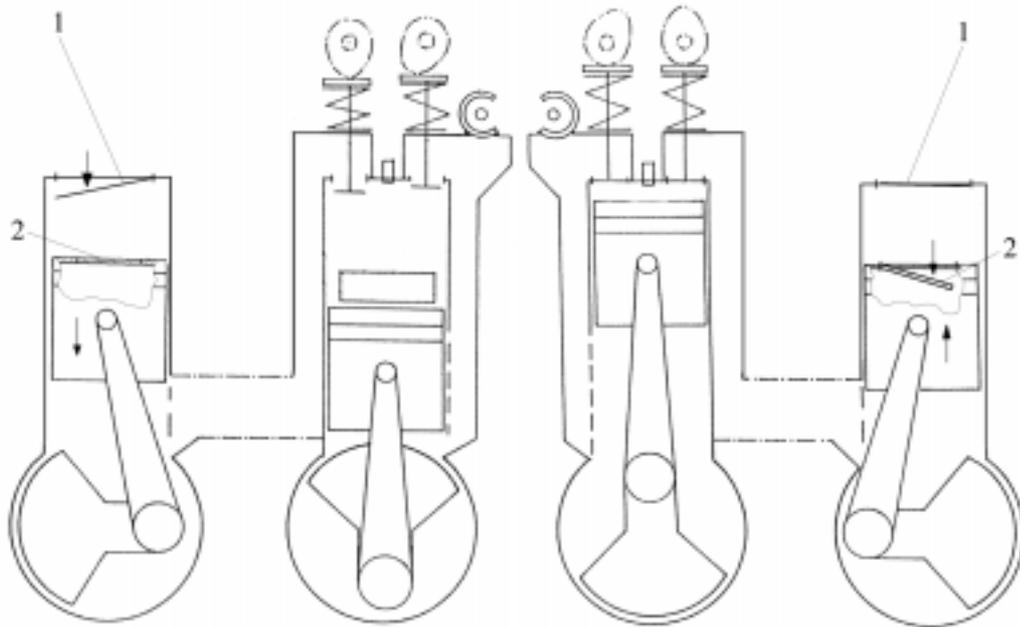


Abb. 7.5: Durch Hilfszylinder aufgeladener und gespülter Zweitaktmotor mit Hilfszylinderkopfeinlaß- und Kolbenbodeneinströmventil
 1 – Hilfszylinderkopfeinlaßventil (Flutterventil);
 2 – Kolbenbodeneinströmventil (Flutterventil)

7.2.2 Alternativkonstruktion zur Realisierung einer kraftstoffunabhängigen Schmierung

Um eine vom Kraftstoff getrennte Schmierung zu ermöglichen, ist es notwendig, beide Kurbelgehäuse räumlich von den Brennräumen zu trennen. So kann das Schmieröl, das für die Schmierung der Reibstellen dient, nicht mehr in den Brennraum geschleudert werden und so, verbrannt oder unverbrannt, in den Abgaskanal gelangen.

Zur Realisierung ist es notwendig, die Spülung durch das Kurbelkammergebläse nicht mehr einzusetzen, da hier eine direkte Verbindung zwischen Kurbelkammer und Brennraum durch den Überströmkanal besteht. Die Spülung findet also allein über den Hilfszylinder statt, dessen Konstruktion allerdings umgestaltet werden muß. Um wiederum keine Verbindung zwischen Kurbelkammer und Brennraum

zu ermöglichen, muß die Luft durch die Kolbenoberseite des Hilfszylinderkolbens verdrängt werden. Der Luftansaug- und Verbindungskanal (siehe auch Abb. 7.5) zwischen Hilfs- und Arbeitszylinder wird unnötig. Die Frischluft wird bei dieser Konstruktion über ein Flatterventil (1) auf dem Hilfszylinderkopf bei der Abwärtsbewegung des Kolbens angesaugt und bei der Aufwärtsbewegung über ein zweites Flatterventil (2) bei geschlossenem ersten Ventil (1) ab einem vorgegebenen Druck über einen Verbindungskanal in den Raum oberhalb des Arbeitszylinderkolbens gepreßt. Zur Realisierung dieser Konfiguration zwischen Arbeitszylinder und Hilfszylinder ist es erforderlich, den Hilfszylinder um 180° auf der Kurbelwelle zu versetzen. Der Versatz von Arbeitszylinder und Hilfszylinder bleibt so mit 90° KW erhalten, um die Vorteile der Gleichförmigkeit des Motors auch weiterhin zu erhalten.

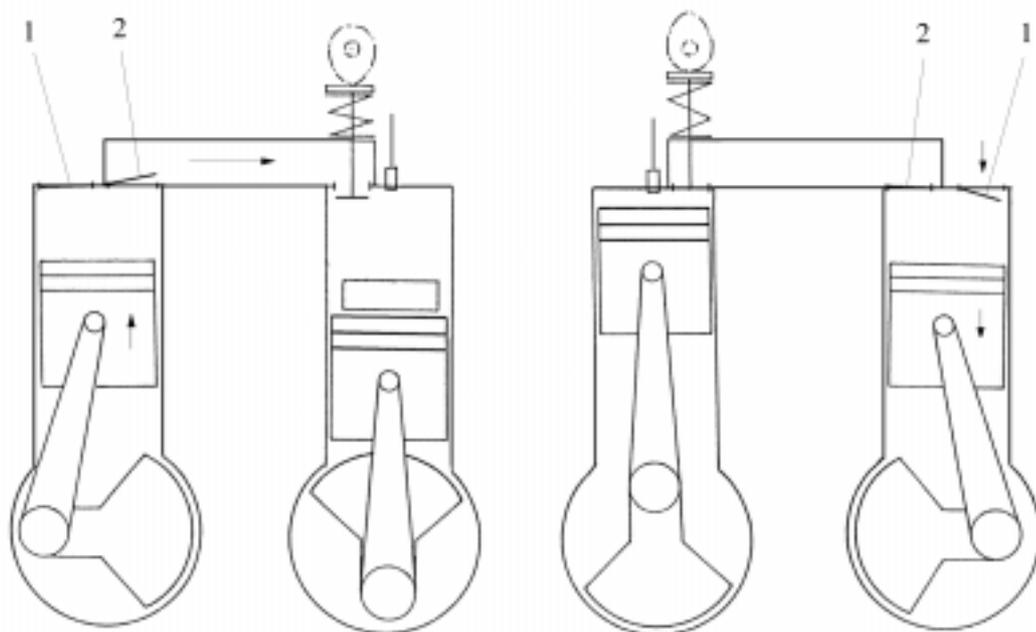


Abb. 7.6: Modifizierter, durch Hilfszylinder aufgeladener und gespülter Zweitaktmotor
 1 – Einlaßventil (Flutterventil);
 2 – Auslaßventil (Flutterventil)

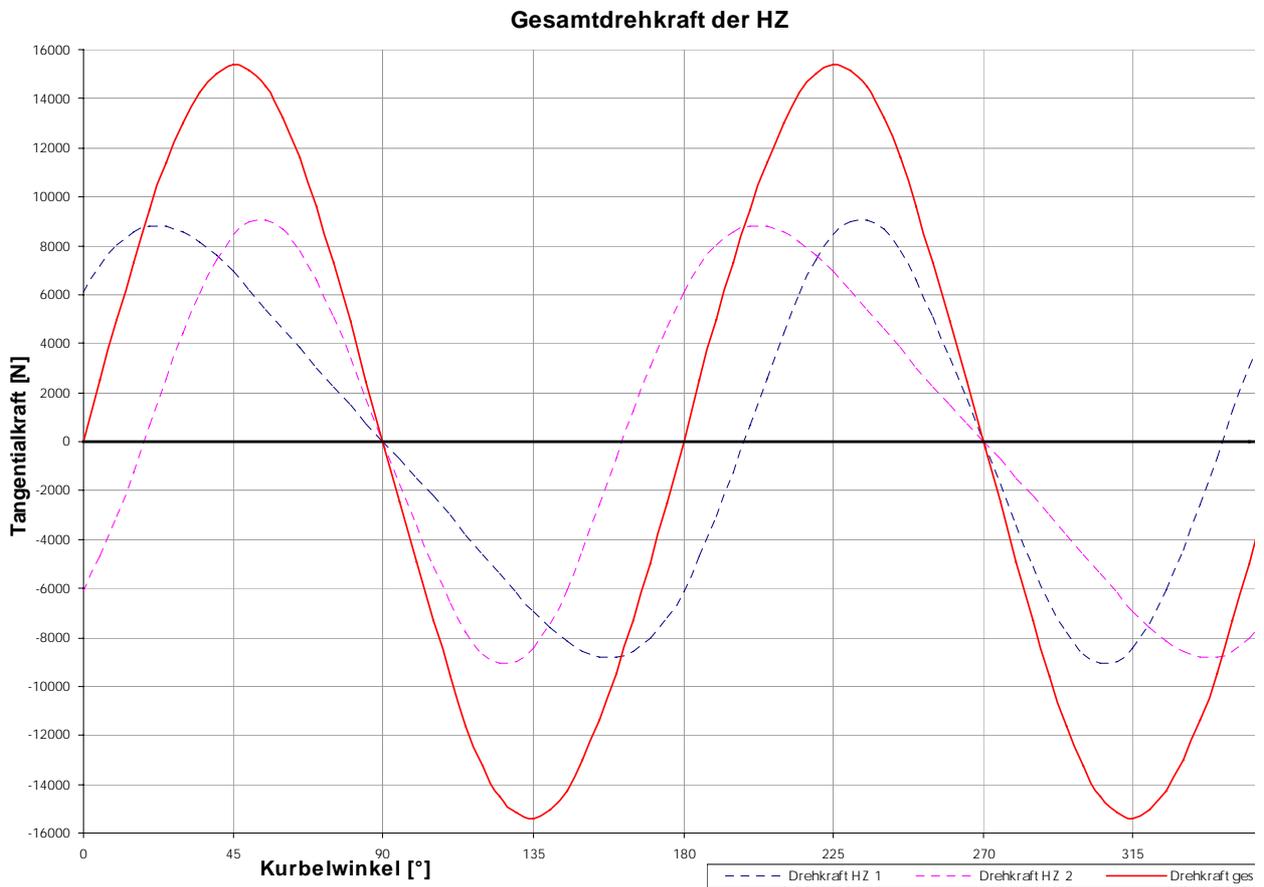
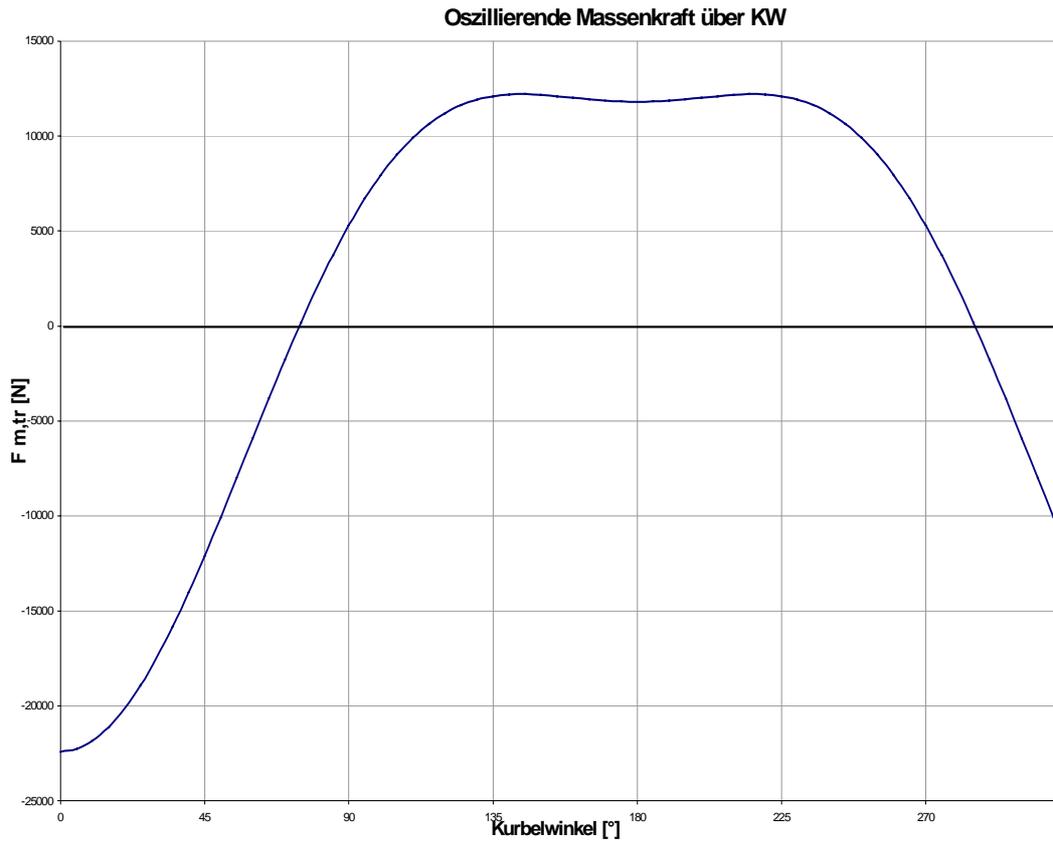
Ziel und eminenter Vorteil dieser Konstruktion ist eine nun mögliche Getrenntschmierung – zum Beispiel durch eine Druckumlaufschmierung – und so ein möglicher Einsatz eines Katalysators im Abgaskanal. Eine Energiespeicherung findet weiterhin statt, allerdings im Raum unterhalb des

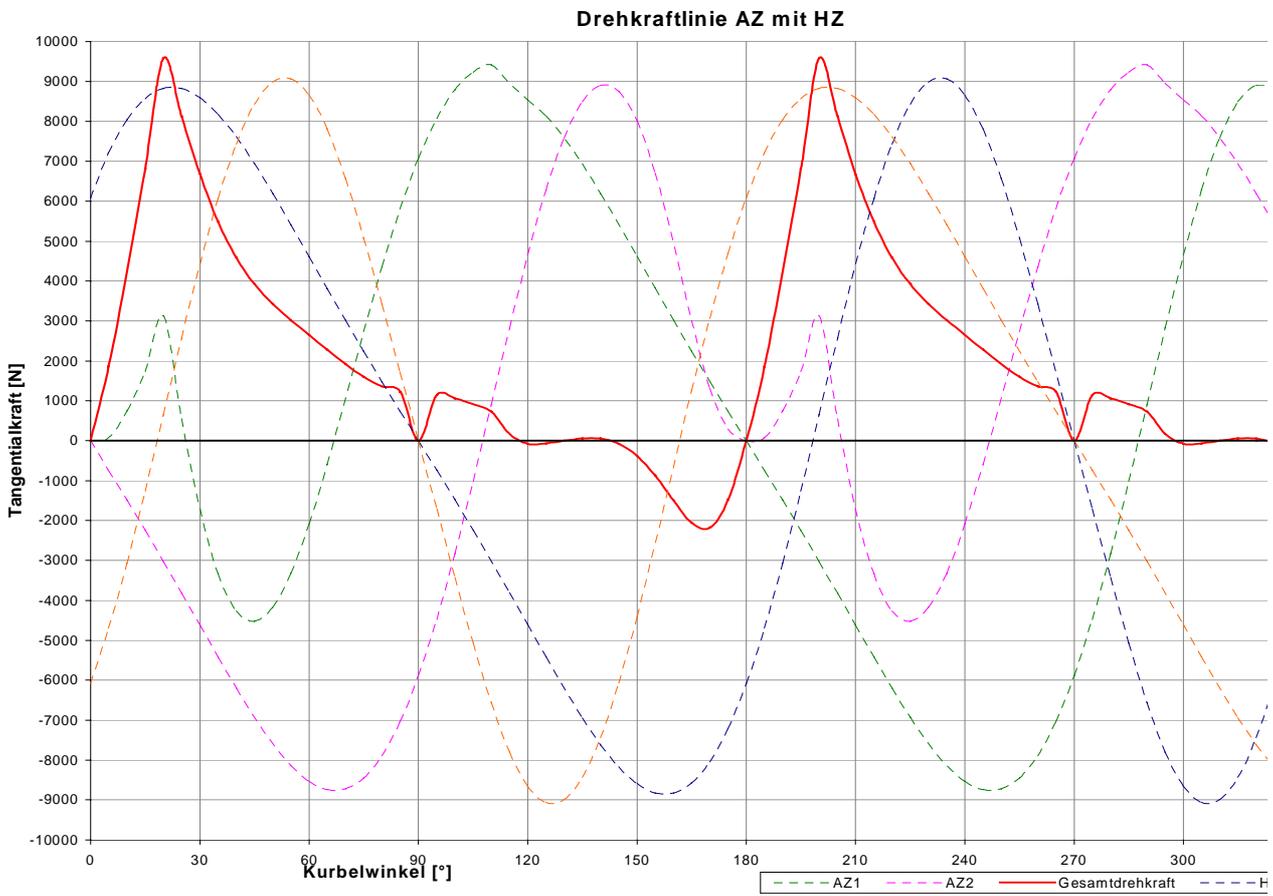
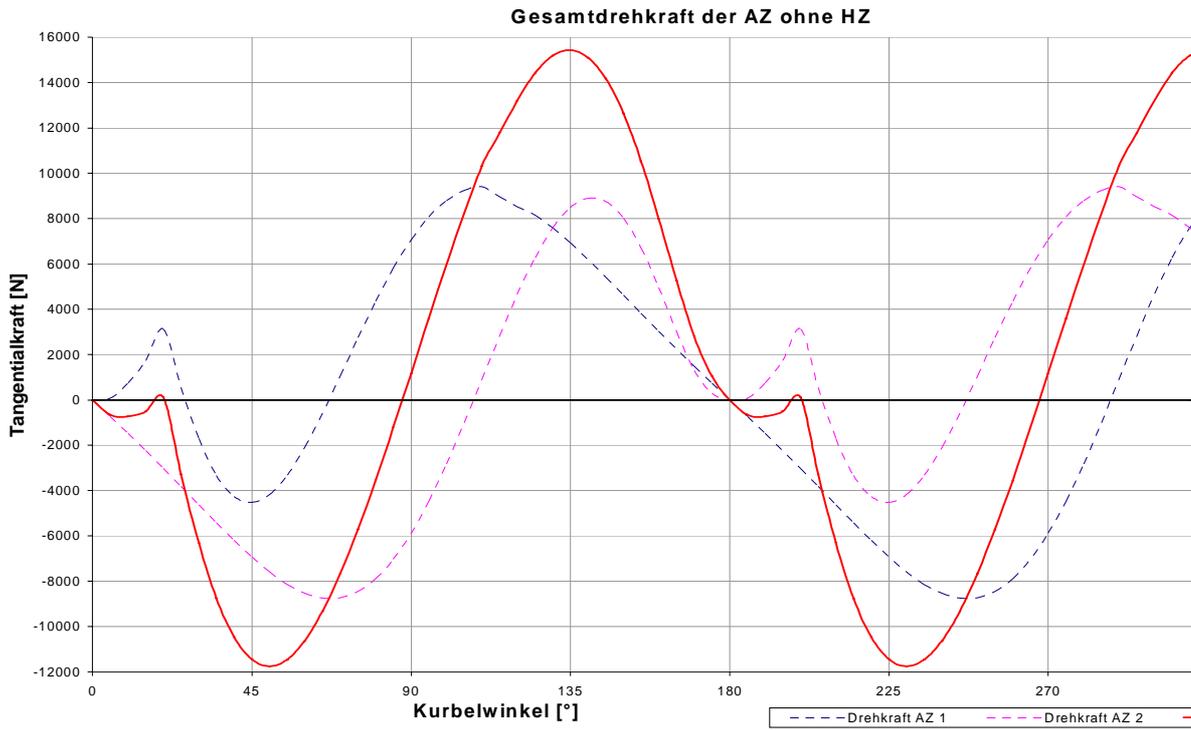
Hilfszylinderkolbens, da dieser Raum nun ein in sich geschlossenes Volumen darstellt. Erforderlich ist bei dieser Konstruktion allerdings eine räumliche Trennung von Arbeitszylinder- und Hilfszylinderkurbelgehäuse. Während bei den Arbeitszylindern eine Kurbelgehäuseentlüftung vorgesehen wird, findet im Volumen unterhalb des Hilfszylinderkolbens eine Energiespeicherung durch die verdichtete Luft statt. Wärmetauscher sind bei dieser Konstruktion nicht vorgesehen. Ein weiterer Vorteil dieser Konstruktion ist der einfache und somit weniger massive Aufbau. So wird zum Beispiel nur ein Einlaßventil auf dem Arbeitszylinderkopf benötigt, wodurch die mechanischen Verluste durch den Antrieb der entfallenen Einlaßventile ausbleiben. Die Drehschieberventile für den Lufteinlaß sind ebenfalls nicht mehr notwendig.

Anhang

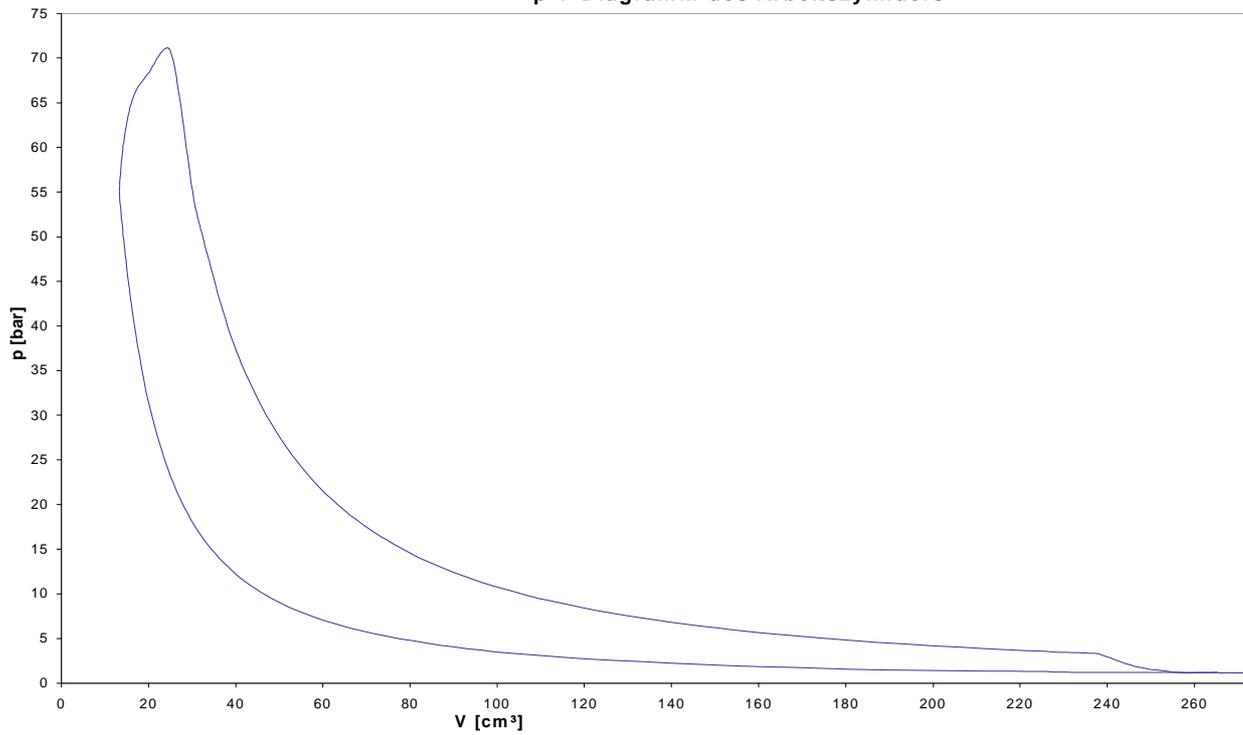
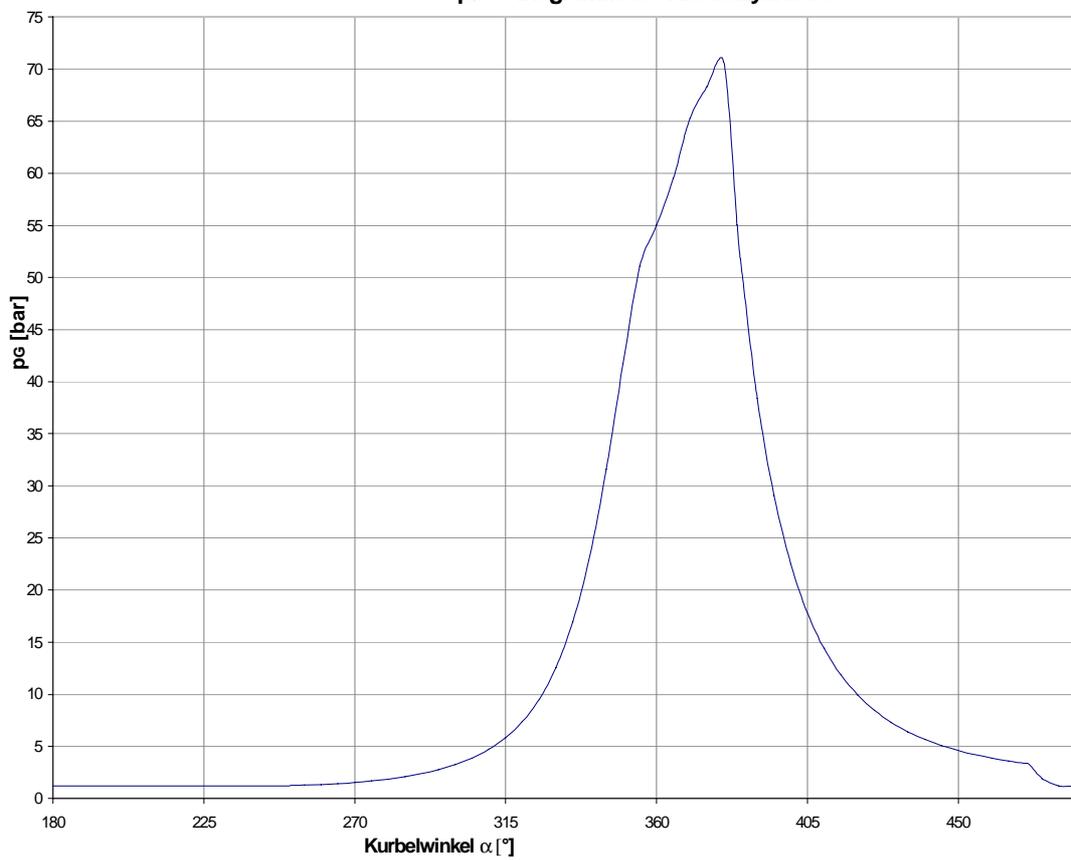
KW α [°]	FTA1 [N]	FTA2 [N]	FTH1 [N]	FTH2 [N]	FTges AZ [N]	FTges HZ [N]	FTges [N]	FK(AZ)1 [N]	FK(AZ)2 [N]	FK(HZ)1 [N]	FK(HZ)2 [N]	FKges [N]	Fm,lr [N]	p (AZ) [bar]	p (HZ) [bar]	Vn AZ [cm²]	Vn (HZ) [cm²]	
0	0	0	6087,44	-6087,4	0	0	0	-1232,941	12265,861	6087,4383	23207,8	-22411	55,029	19,2199	13,243	41,3485		
5	72,2491	-739,83	7209,72	-4692,7	-667,58162	2517,0142	1849,433	633,36877	12281,331	7438,2326	24939,64	-22265	59,5	18,75684	13,991156	42,096556		
10	747,875	-1486,9	8039,72	-3064	-739,04688	4975,7243	4236,677	3299,528	12255,789	8628,2136	2952,3388	-21831	65,3	17,48251	16,226279	44,331779		
15	1738,02	-2247,2	8574,92	-1258,4	-509,15201	7316,5393	6807,387	5167,7593	12393,446	9651,8107	1206,0068	-28419,02	-21117	68,3	15,67937	19,920481	48,025981	
20	3129,11	-3023,8	8827,81	649,92	105,34851	9477,7318	9583,08	7085,0171	12474,893	10508,54	-625,3311	29443,12	-20138	70,738	13,66589	25,027757	53,133257	
25	547,125	-3816	8822,89	2572,5	-3268,8442	11395,412	8126,567	1010,6589	12557,432	11202,661	-2509,668	22261,08	-18913	51,77155	11,69226	31,484704	59,590204	
30	-1702,6	-4618	8953,22	4411,4	-6320,5563	13004,617	6684,061	-2684,434	12625,549	11742,716	-4410,254	12723,58	-17467	38,41174	9,905731	39,211524	67,317024	
35	-3333,8	-5418,2	8176,94	6064,8	-8751,9303	14241,696	5489,765	-4635,211	12661,481	12140,972	-6285,994	13881,25	-15827	29,0821	8,366268	48,113318	76,218818	
40	-4265,3	-6198,3	7613,98	7434	-10463,585	15048,015	4584,43	-5362,245	12645,874	12412,761	-8092,001	11604,39	-14026	22,51197	7,07839	58,081666	86,187166	
45	-4519,2	-6933,6	6943,16	8431,8	-11452,808	15374,92	3922,113	-5242,005	12558,512	12575,758	-9780,412	10111,85	-12097	17,81156	6,018749	68,996472	97,101972	
50	-4169,9	-7593,3	6199,91	8989,8	-11763,179	15189,721	3426,542	-4538,918	12379,087	12649,208	-11301,78	9187,594	-10075	14,38643	5,153934	80,728073	108,83357	
55	-3319,5	-8141,3	5414,58	9067,7	-11460,738	14482,324	3021,586	-3440,573	12087,991	12653,122	-12607,6	8692,942	-7998,5	11,84361	4,449931	93,139566	121,24507	
60	-2084,2	-8537,9	4611,39	8660,4	-10622,072	13271,745	2649,673	-2083,643	11667,105	12607,479	-13654,83	8536,11	-5902	9,921862	3,876286	106,08931	134,19481	
65	-585,16	-8742,5	3808,07	7802,9	-9327,6277	11610,978	2283,35	-570,8589	11100,552	12531,437	-14413,66	8647,473	-3821	8,445294	3,407398	119,43356	147,53906	
70	1058,43	-8720,6	3015,94	6571,3	-7662,1985	9587,2402	1925,042	1018,3809	10380,951	12442,607	-14878,9	8963,035	-1788,5	7,293554	3,022454	133,02909	161,13459	
75	2735,33	-8450,3	2240,45	5072,7	-5715,0109	7313,1585	1598,148	2621,4886	9511,5874	12356,385	-15083,03	9406,43	165,07	6,382888	2,704832	146,73588	174,84138	
80	4347,13	-7893,1	1482,05	3423,2	-3545,9275	4905,2671	1359,34	4188,7068	8470,8096	12288,377	-15102,8	9842,094	2012,8	5,654014	2,241376	160,4195	188,525	
85	5811,94	-7034,9	737,277	1716,4	-1222,9812	2453,642	1230,661	5680,6624	7257,8927	12238,933	-15046,44	10131,05	3731,7	5,064282	2,221705	173,95338	202,05888	
90	7066,83	-5880,5	0	0	0	1186,2971	0	0	7066,8322	5880,5351	12222,805	-15013,9	10156,27	5303,3	4,582531	2,037627	187,22067	215,32617
95	8068,8	-4470,6	-737,28	-1716,4	3598,1591	-2453,642	1144,517	8324,5311	4369,6527	12238,933	-15046,44	9886,68	3731,7	4,185662	1,826621	200,11572	222,22122	
100	8794,45	-2828,1	-1482	-3423,2	5966,3528	-4905,2671	1061,086	9438,1816	2725,0311	12285,377	-15102,8	9345,791	7954,1	3,856321	1,751662	212,54507	240,65057	
105	9238,48	-1011,2	-2240,4	-5072,7	8227,2732	-7313,1585	914,1147	10398,713	969,12653	12356,385	-15083,03	8641,193	9020,5	3,58131	1,640524	224,42797	252,53347	
110	9411,2	903,931	-3015,9	-6571,3	10315,128	-9587,2402	727,8878	-869,7288	11202,999	-869,7288	12442,607	-14878,9	7896,974	9913,6	3,350476	1,54596	235,69642	263,80192
115	8954,64	2826,18	-3808,1	-7802,9	11780,812	-11610,978	169,8343	-2757,124	11369,944	-2757,124	12531,437	-14413,66	6730,6	10639	1,9	1,465323	246,29476	274,40026
120	8537,89	4653,36	-4611,4	-8660,4	13191,247	-13271,745	-80,4974	11667,105	-4652,153	12607,479	-13654,83	5967,6	11205	1,1	1,396472	256,1789	284,2844	
125	8141,26	6277,57	-5414,6	-9067,7	14418,828	-14482,324	-63,4956	12087,991	-6506,573	12653,122	-12607,6	5626,942	11626	1,1	1,33767	265,31527	293,42077	
130	7593,32	7591,31	-6199,9	-8989,8	15184,628	-15189,721	-5,09361	12379,087	-8263,188	12649,208	-11301,78	5463,323	11917	1,1	1,287501	273,67953	301,78503	
135	6933,64	8494,3	-6943,2	-8431,8	15427,936	-15374,92	53,0153	-9852,951	12558,512	-9852,951	12575,758	-9780,412	5000,907	12097	1,1	1,244812	281,2552	309,3607
140	6198,28	8900,9	-7614	-7434	15099,175	-15048,015	51,15944	12645,874	-11190	12412,761	-8092,001	5776,632	12184	1,1	1,208661	288,03226	316,13776	
145	5418,15	8748,56	-8176,9	-6064,8	14166,711	-14241,696	-74,9847	12661,481	-12163,8	12140,972	-6285,994	6352,655	12200	1,1	1,17828	294,00571	322,11121	
150	4618	8009,25	-8593,2	-4411,4	12627,246	-13004,617	-377,371	12625,549	-12628,22	11742,716	-4410,254	7329,788	12164	1,1	1,153045	299,17432	327,27982	
155	3815,97	6708,28	-8822,9	-2572,5	10524,245	-11395,412	-871,166	12557,432	-12391,64	11202,661	-2509,668	8858,788	12096	1,1	1,132454	303,53943	331,64493	
160	3023,77	4958,52	-8822,8	-649,92	7982,2804	-9477,7318	-1495,45	12474,893	-11227,19	10508,54	-625,3311	11130,91	12013	1,1	1,109108	307,10392	335,20942	
165	2247,17	3014,37	-8574,9	1258,4	5261,5424	-7316,5393	-2055	12393,446	-8962,842	9651,8107	1206,0068	14288,42	11932	1,1	1,103698	309,8713	337,9768	
170	1486,92	1306,9	-8039,7	3064	2793,8197	-4975,7243	-2181,9	12325,789	-5765,861	8628,2136	2952,3388	18140,48	11864	1,1	1,094992	311,84506	339,95056	
175	739,831	298,003	-7209,7	4692,7	1037,8336	-2517,0142	-1479,18	12281,331	-2612,428	7438,2326	4586,7105	21693,85	11820	1,1	1,08931	313,02806	341,13356	
180	0	0	-6087,4	6087,4	0	0	0	0	12265,861	-1232,974	6087,4383	6087,4383	23207,76	11804	1,1	1,088121	313,42218	341,52768

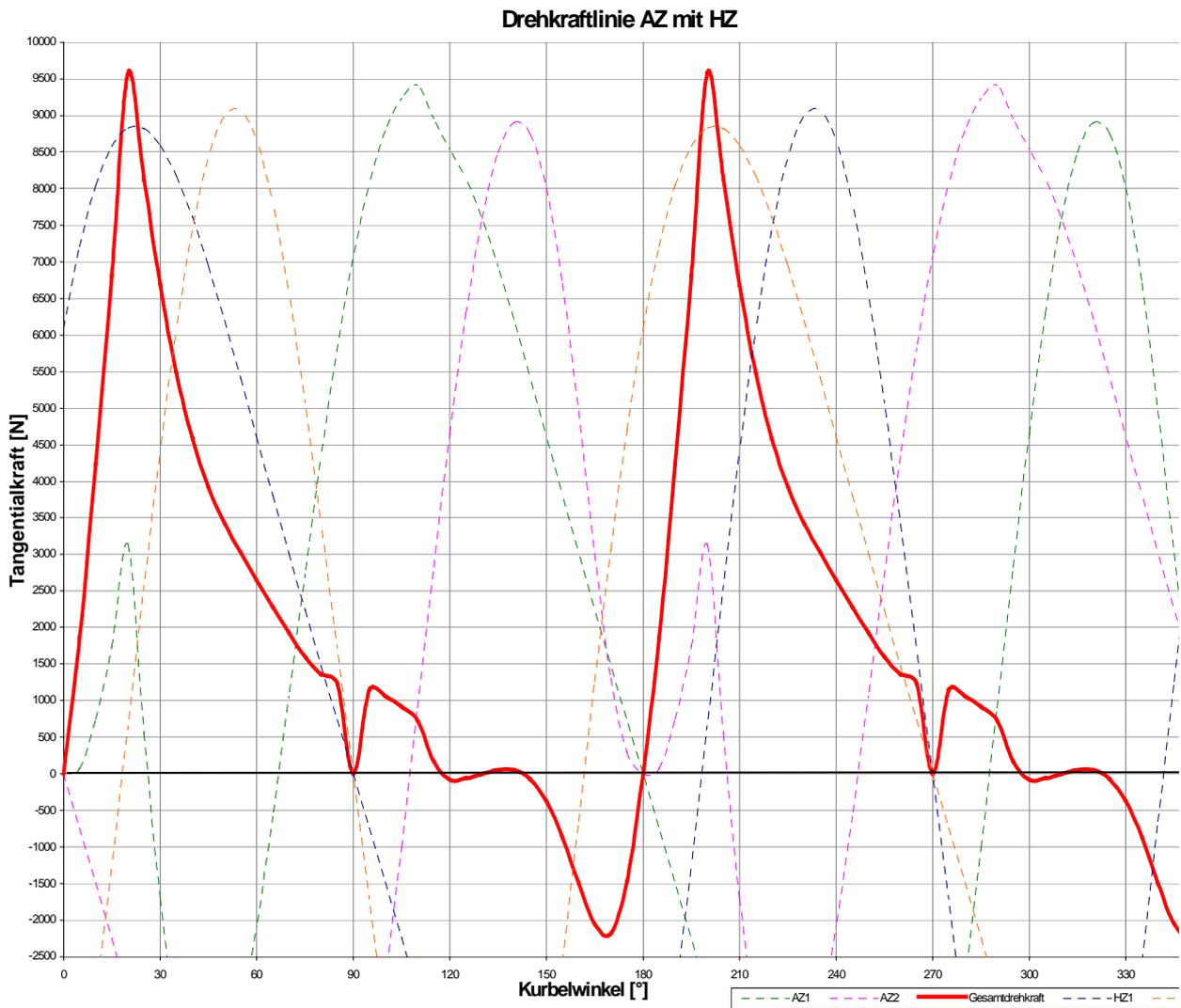
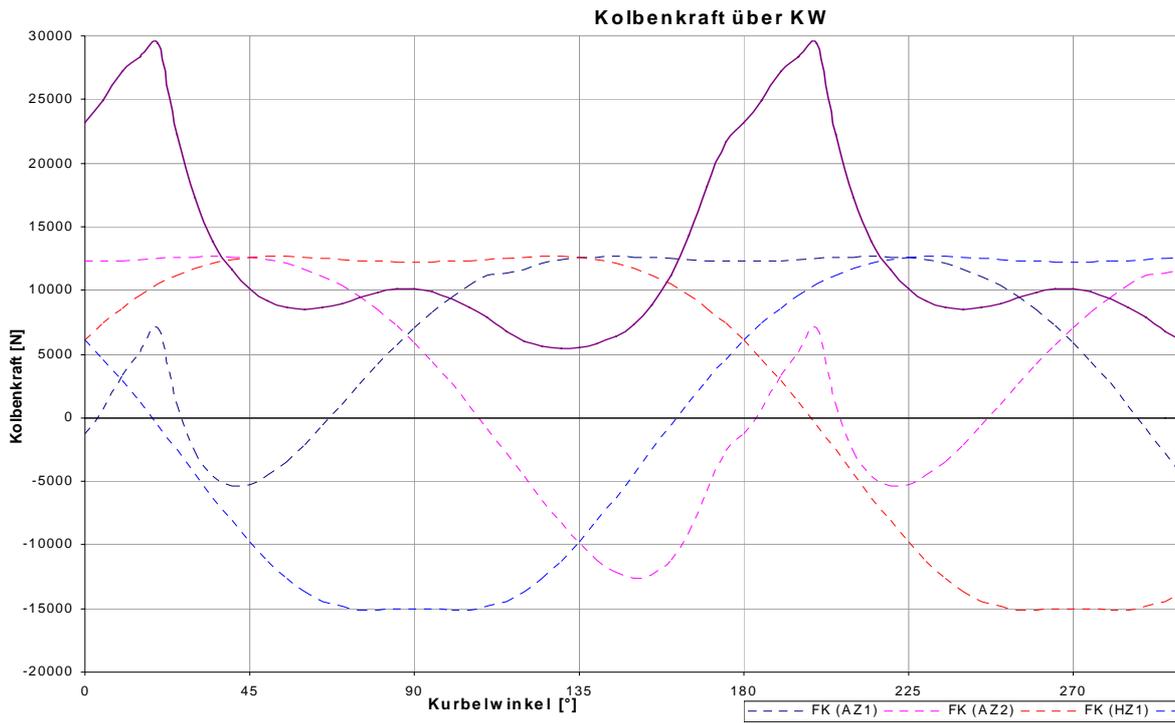
KW α [°]	FTA1 [N]	FTA2 [N]	FTH1 [N]	FTH2 [N]	FTges AZ [N]	FTges HZ [N]	FTges [N]	FK(AZ)1 [N]	FK(AZ)2 [N]	FK(HZ)1 [N]	FK(HZ)2 [N]	FKges [N]	Fm,lr [N]	p (AZ) [bar]	p (HZ) [bar]	Vn AZ [cm²]	Vn (HZ) [cm²]
185	-739,83	72,2491	-4692,7	7209,7	-667,58162	2517,0142	1849,433	12281,331	633,36877	4586,7105	7438,2326	24939,64	11820	1,1	1,08931	313,02806	341,13356
190	-1486,9	747,875	-3064	8039,7	-739,04688	4975,7243	4236,677	12325,789	3299,528	2952,3388	8628,2136	27205,87	11864	1,1	1,094992	311,84506	339,95056
195	-2247,2	1738,02	-1258,4	8574,9	-509,15201	7316,5393	6807,387	5167,7593	12393,446	9651,8107	1206,0068	28419,02	11932	1,1	1,103698	309,8713	337,9768
200	-3023,8	3129,11	649,92	8827,8	105,34851	9477,7318	9583,08	12474,893	7085,0171	-625,3311	10508,54	29443,12	12013	1,1	1,116108	307,10392	335,20942
205	-3816	547,125	2572,52	8822,9	-3268,8442	11395,412	8126,567	12657,432	1010,6589	-2509,668	11202,661	22261,08	12096	1,1	1,132454	303,53943	331,64493
210	-4618	-1702,6	4411,4	8953,2	-6320,5563	13004,617	6684,061	-2684,434	12625,549	-4410,254	12723,58	12164	1,1	1,153045	299,17432	327,27982	
215	-5418,2	-3333,8	6064,75	8176,9	-8751,9303	14241,696	5489,765	12661,481	-4635,211	-6285,994	12140,972	13881,25	12200	1,1	1,17828	294,00571	322,11121
220	-6198,3	-4265,3	7613,94	7614	-10463,585	15048,015	4584,43	12645,874	-5362,245	-8092,001	12412,761	11604,39	12184	1,1	1,208661	288,03226	316,13776
225	-6933,6	-4519,2	8431,76	6943,2	-11452,808	15374,92	3922,113	12558,512	-5242,005	-9780,412	12575,758	10111,85	12097	1,1	1,244812	281,2552	309,3607
230	-7593,3	-4169,9	8989,81	6199,9	-11763,179	15189,721	3426,542	12379,087	-4538,918	-11301,78	12649,208	9187,594	11917	1,1	1,287501	273,67953	301,78503
235	-8141,3	-3319,5	9067,75	5414,6	-11460,738	14482,324	3021,586	12087,991	-3440,573	-12607,6	12653,122	8692,942	11626	1,1	1,33767	265,31527	293,42077
240	-8537,9	-2084,2	8660,36	4611,4	-10622,072	13271,745	2649,673	11667,105	-2083,643	-13654,83	12607,479	8536,11	11205	1,1	1,396472	256,1789	284,2844
245	-8742,5	-585,16	7802,91	3808,1	-9327,6277	11610,978	2283,35	11100,552	-570,8589	-14413,66	12531,437	8647,473	10639	1,1	1,465323	246,29476	274,40026
250	-8720,6	1058,43	6571,3	3015,9	-7662,1985	9587,2402	1925,042	10380,951	1018,3809	-14878,9	12442,607	8963,035	9913,6	1,14138	1,54596	235,69642	263,80192
255	-8450,3	2735,33	5072,71	2240,4	-5715,0109	7313,1585	1598,148	9511,5874	2621,4886	-15083,03	12356,385	9406,43	9020,5	1,23031	1,640524	224,42797	252,53347
260	-7893,1	4347,13	3423,22	1482	-3545,9275	4905,2671	1359,34	8470,8096	4188,7068	-15102,8	12285,377	9842,09					

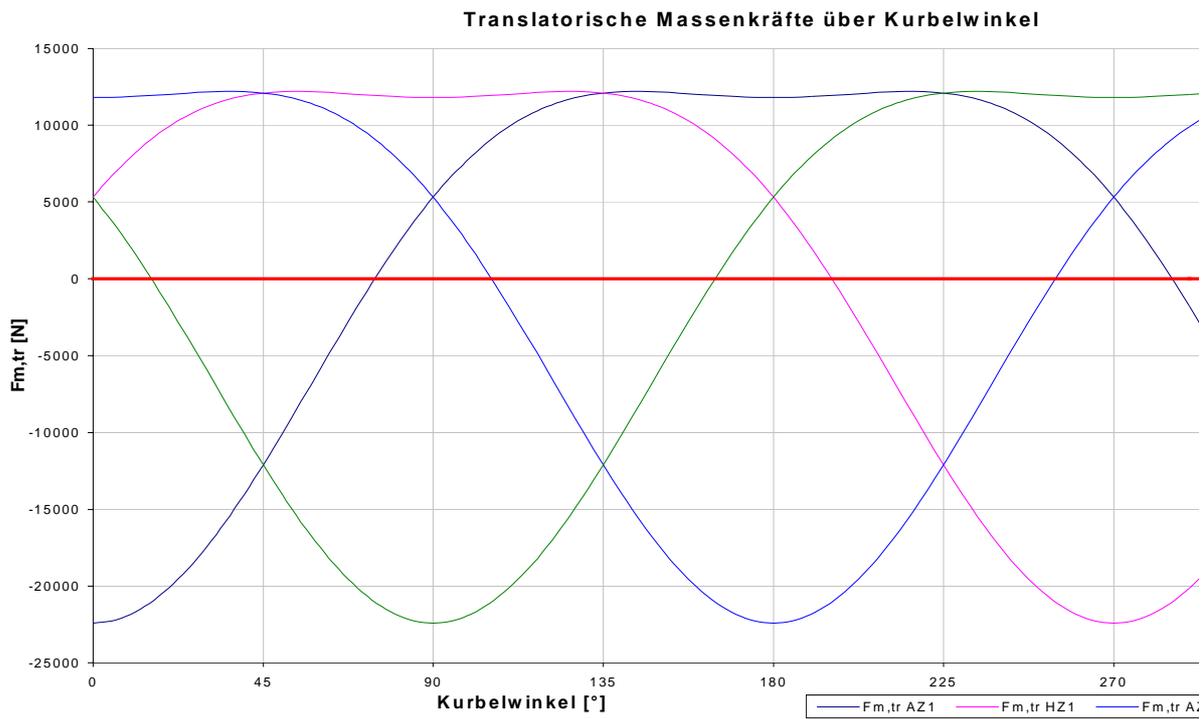




p-V-Diagramm des Arbeitszylinders

p_c-α-Diagramm des Arbeitszylinders





B Literaturverzeichnis

- [1] Karl-Heinz Beiring: *Patentschrift DE 44 18 286 C2 des Deutschen Patentamtes*
- [2] Prof. Dr. Ullrich: „*Vorlesung Kolben-, Kraft-, und Arbeitsmaschinen*“
Version 1/97.
- [3] Prof. Dr. Rottmann: „*Vorlesung Wärmelehre I u. II*“.
- [4] Heinz Grohe: „*Otto- und Dieselmotoren*“,
Vogel Verlag Würzburg, 11. Auflage, 1995.
- [5] Harald Maass: „*Gestaltung und Hauptabmessungen der
Verbrennungskraftmaschine*“,
Springer Verlag Wien – New York, Neue Folge Band I, 1979.
- [6] Harald Maass / H. Klier: „*Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der
Verbrennungskraftmaschine*“,
Springer Verlag Wien – New York, Neue Folge Band II, 1981.
- [7] K. E. Hafner / Harald Maass: „*Torsionsschwingungen in der
Verbrennungskraftmaschine*“,
Springer Verlag Wien – New York, Neue Folge Band IV, 1985.
- [8] R. Pischinger / G. Kraßnig / G. Taučar / Th. Sams:
„*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“,
Springer Verlag Wien – New York, Neue Folge Band V, 1989.
- [9] Küntscher: „*Kraftfahrzeugmotoren – Auslegung und Konstruktion*“,
Verlag Technik Berlin, 3. Auflage, 1995.
- [10] Alfred Urlaub: „*Verbrennungsmotoren – Band I, Grundlagen*“,
Springer Verlag Berlin – Heidelberg – New York, 1987.
- [11] K. Zinner: „*Aufladung von Verbrennungsmotoren*“,
Springer Verlag Berlin – Heidelberg – New York, 1975.
- [12] Klaus Groth:
„*Verbrennungskraftmaschinen – Grundzüge des Kolbenmaschinenbaus I*“,
Vieweg Verlag, 1994.
- [13] Hans-Dieter Haage: „*Maschinenkunde, Kraft- und Arbeitsmaschinen*“,
Carl Hanser Verlag München – Wien, 7. Auflage, 1992.
- [14] K.-H. Küttner: „*Kolbenmaschinen*“,
Teubner Verlag Stuttgart, 6. Auflage, 1993.

- [15] Werner K. Strobel:
„Der moderne Automobilmotor – Weiterentwicklungsmöglichkeiten und Probleme“,
Franckh´sche Verlagshandlung Stuttgart, 3. Auflage, 1980.
- [16] Alfred Urlaub: „Verbrennungsmotoren“
Springer Verlag Berlin – Heidelberg, 2. Auflage, 1995.
- [17] Wolfgang Kalide: „Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen“,
Carl Hanser Verlag München – Wien, 7. Auflage, 1989.
- [18] H. Th. Wagner / K. J. Fischer / J.-D. v. Frommann:
„Strömungs- und Kolbenmaschinen“,
Vieweg Verlag Braunschweig – Wiesbaden, 3. Auflage, 1990.
- [19] Manfred D. Röhrle:
„Kolben für Verbrennungsmotoren – Grundlagen der Kolbentechnik“,
Verlag Moderne Industrie, 1994.
- [20] Klaus Groth: „Kompressoren – Grundlagen des Kolbenmaschinenbaus II“,
Vieweg Verlag Braunschweig – Wiesbaden, 1995.
- [21] Walter Wagner: „Wärmeübertragung“,
Vogel Verlag Würzburg, 4. Auflage, 1993.
- [22] Helmut Hausen:
„Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom“,
Springer Verlag Berlin – Heidelberg – New York, 2. Auflage, 1976.
- [23] VDI, „VDI-Wärmeatlas“,
VDI-Verlag, 6. Auflage, 1991.
- [24] Norbert Elsner: „Grundlagen der technischen Thermodynamik – Band II –
Wärmeübertragung“
Akademie Verlag Berlin, 8. Auflage, 1993.
- [25] Klein, bearbeitet von K. G. Krieg, „Einführung in die DIN-Normen“,
Teubner Verlag Stuttgart, Leipzig / Beuth Verlag Berlin – Wien – Zürich,
12. Auflage, 1997.
- [26] W. Beitz, K.-H. Küttner: „Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau“
Springer Verlag Berlin – Heidelberg, 18. Auflage, 1995.
- [27] Horst Kuchling: „Physik – Formeln und Gesetze“
VEB Fachbuchverlag Leipzig, 21. Auflage, 1991.
- [28] Prof. Dorn: „Physik“
Hermann Schroedel Verlag, Hannover, 19. Auflage, 1971.

C Abbildungsverzeichnis

Abbildung	Titel	Quelle
Abbildung 1.1:	<i>Arbeitszylinder und Hilfszylinder</i>	[1]
Abbildung 1.2:	<i>Durch Hilfszylinder aufgeladener und gespülter Zweitaktmotor</i>	[1]
Abbildung 2.1:	<i>Das Zweitaktarbeitsverfahren</i>	[28]
Abbildung 2.2:	<i>Gleichstromspülung mit Auslaßventil und tangentialen Einlaßschlitzen</i>	[4]
Abbildung 2.3:	<i>Umkehrspülung nach MAN und nach Schürle</i>	[4]
Abbildung 2.4:	<i>Querstromspülung</i>	[4]
Abbildung 2.5:	<i>Das Arbeitsprinzip des Viertaktmotors</i>	[4]
Abbildung 3.1:	<i>p-V-Diagramm und T-s-Diagramm des Gleichraumprozesses</i>	[4]
Abbildung 3.2:	<i>Siedekurve des Ottokraftstoffes</i>	[14]
Abbildung 3.3:	<i>Einfluß des Kraftstoff-Luft-Gemisches λ auf die Schadstoffemissionen</i>	[4]
Abbildung 3.4:	<i>p-V-Diagramm des Seiliger-Prozesses</i>	[4]
Abbildung 3.5:	<i>T-s-Diagramm des Seiliger-Prozesses</i>	[4]
Abbildung 3.6:	<i>Siedekurve des Diesekraftstoffes</i>	[12]
Abbildung 3.7:	<i>Vorkammerdieseleinspritzverfahren</i>	[18]
Abbildung 3.8:	<i>Dieseleinspritzung nach dem Wirbelkammerverfahren</i>	[18]
Abbildung 3.9:	<i>Dieseldirekteinspritzung</i>	[18]
Abbildung 4.1:	<i>Darstellung des Feuersteiges am Kolben</i>	-
Abbildung 4.2:	<i>Darstellung von Pleuelwinkel β und Kurbelwinkel α am Kurbeltrieb</i>	[4]
Abbildung 4.3:	<i>Anordnung der Auslaßschlitze</i>	-
Abbildung 4.4:	<i>p-V-Diagramm des Seiliger-Prozesses</i>	[4]
Abbildung 4.5:	<i>T-s-Diagramm des Seiliger-Prozesses</i>	[4]
Abbildung 4.6:	<i>Gütegrad aufgetragen über der mittleren Kolbengeschwindigkeit</i>	[8]

Abbildung	Titel	Quelle
Abbildung 4.7:	<i>Steuerzeiten des Arbeitszylinders</i>	-
Abbildung 4.8:	<i>Theoretisch reales p-V-Diagramm des durch Hilfszylinder aufgeladenen Zweitaktmotors</i>	-
Abbildung 4.9:	<i>Kolbenkräfte der Hilfs- und Arbeitszylinder sowie Gesamtkolbenkraft in Abhängigkeit vom KW</i>	-
Abbildung 4.10:	<i>Translatorische Massenkraft aufgetragen über dem Kurbelwinkel</i>	-
Abbildung 4.11:	<i>p_G-α-Diagramm des durch Hilfszylinder aufgeladenen Arbeitszylinders</i>	-
Abbildung 4.12:	<i>Tangentialkräfte der Hilfs- und Arbeitszylinder, sowie Gesamtdrehkraft</i>	-
Abbildung 5.1:	<i>Kurbelwinkel bei Spülung und Aufladung des Hilfszylinders</i>	-
Abbildung 5.2:	<i>Spülwirkungsgrad aufgetragen über dem Luftaufwand für die verschiedenen Spülverfahren</i>	[12]
Abbildung 5.3:	<i>Funktionsweise der Gleichstromspülung</i>	[8]
Abbildung 6.1:	<i>Gleichstromrekuperator in Form eines Doppelrohrwärmetauschers</i>	[24]
Abbildung 6.2:	<i>Gegenstromwärmetauscher in Plattenbauweise</i>	[22]
Abbildung 6.3:	<i>Kreuzstromwärmetauscher in Plattenbauweise</i>	[26]
Abbildung 6.4:	<i>Vergleich der Wärmeaustauscharten in Bezug auf den Wirkungsgrad und die Heizfläche</i>	[22]
Abbildung 6.5:	<i>Temperaturverlauf bei reinem Kreuzstrom und gleichen Wärmekapazitäten der beteiligten Gase</i>	[22]
Abbildung 6.6:	<i>Taschenwärmetauscher in Kreuzstrombauweise</i>	[23]
Abbildung 7.1:	<i>Drehkraftverlauf des durch Hilfszylinder aufgeladenen und gespülten Zweitaktmotors aufgetragen über dem Kurbelwinkel</i>	-
Abbildung 7.2:	<i>Drehkraftverlauf eines vergleichbaren Vierzylinder-Zweitaktmotors aufgetragen über dem Kurbelwinkel</i>	-
Abbildung 7.3:	<i>Translatorische Massenkraft aufgetragen über Kurbelwinkel</i>	-
Abbildung	Titel	Quelle

Abbildung 7.4:	<i>Durch Hilfszylinder aufgeladener und gespülter Zweitaktmotor mit Hilfszylinderkopfeinlaßventil und Kolbenbodeneinströmventil</i>	-
Abbildung 7.5:	<i>Modifizierter, durch Hilfszylinder aufgeladener und gespülter Zweitaktmotor</i>	-