

Ein Beitrag zur Optimierung des SCREW-Konzeptes

Von der Fakultät Maschinenbau
der Universität Dortmund
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Marcus Romba
aus Schwerte

2005

Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, Universität Dortmund
Zweitgutachter:	Prof. Dr.-Ing. H. Pucher, TU Berlin
Termin der mündlichen Prüfung	10.06.2005

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund.

Dem Leiter des Fachgebietes, Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, danke ich für die geduldige fachliche und menschliche Begleitung meiner wissenschaftlichen Tätigkeit und die Förderung dieser Arbeit bis hin zur Übernahme des Hauptreferates. In vielen wertvollen Diskussionen gab er mir wichtige Anregungen und die notwendige Unterstützung.

Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pucher gilt mein besonderer Dank für sein freundliches Interesse, die kritische Durchsicht und die Übernahme des Korreferates.

Darüber hinaus möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Fachgebietes für die freundschaftliche Zusammenarbeit und die vielfältige Unterstützung, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat, bedanken.

Nicht zuletzt spreche ich der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die freundliche Förderung meinen Dank aus, ohne die diese Arbeit nicht zustande gekommen wäre.

Schwerte, im Dezember 2005

Marcus Romba

Für meine Eltern

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Aufladung von Verbrennungsmotoren	1
1.1.1	Mechanische Aufladung	3
1.1.2	Abgasturboaufladung	4
1.1.3	Sonstige Aufladesysteme	6
1.2	Ziel der Arbeit und Vorgehensweise	7
2	Stand der Technik mechanischer Lader	8
2.1	Anforderungsprofil	8
2.2	Verfügbare Aufladesysteme	9
2.2.1	Mechanische Aufladesysteme	9
2.2.1.1	Rotationskolbenlader	9
2.2.1.1.1	Roots-Lader	9
2.2.1.1.2	Schraubenlader	12
2.2.1.1.3	Innenachsige Verdrängerlader	13
2.2.1.2	Spirallader	14
2.2.1.3	Hubkolbenlader	15
2.2.1.4	Mechanisch getriebene Strömungslader	16
2.2.2	Abgasturboaufladung	16
2.2.2.1	Konventionelle Turboaufladung	16
2.2.2.2	Elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung (EuATL)	18
2.2.3	Druckwellen-Aufladung	18
3	Schraubenmaschinen	20
3.1	Funktionsweise von Schraubenmaschinen	20
3.2	Arbeitsraumbegrenzende Spalte	21

3.3	Stand der Forschung	22
3.4	Zielrichtung für die Weiterentwicklung von Schraubenladern	24
4	Entwicklungspotentiale von Schraubenladern	26
4.1	Laststeuerungskonzepte für Schraubenlader	26
4.1.1	Ungesteuerte Zusammenarbeit	26
4.1.2	Externe Steuerungen	28
4.1.2.1	Externer Bypass	28
4.1.2.2	Drosselklappe und Bypass	29
4.1.3	Interne Steuerungen	30
4.1.3.1	Schieber zur Steuerkantenverstellung	30
4.1.3.2	Vorauslass	32
4.1.3.3	Drehzahlvariabler Antrieb	32
4.2	Die SCREW als Aufladegerät für Ottomotoren	34
5	Das SCREW-Simulationssystem	36
5.1	Beschreibung des Schraubenlader-Simulationssystems	36
5.1.1	Das Kammermodell	36
5.1.2	Berechnung der Zustandsgrößen	38
5.1.3	Berücksichtigung der Spalte	40
5.2	Erweiterung des Simulationssystems	42
5.2.1	Implementierung der SCREW-Schiebersteuerung	42
5.2.1.1	Darstellung der Rotoren	42
5.2.1.2	Darstellung der Einströmöffnungen	43
5.2.1.3	Darstellung der Schieber	44
5.2.1.4	Berechnungsablauf	45
5.2.1.5	Abschätzung der erzielbaren Auflösung	47
5.2.2	Anpassung der Drehwinkelbereiche	47
6	Simulationsrechnungen und Resultate	49
6.1	Abgleich des Simulationssystems	49
6.2	Variation der Geometrieparameter	52
6.2.1	Exemplarische Betriebspunkte	54
6.2.1.1	Expansionsbetrieb der SCREW	54
6.2.1.2	Gleichdruckbetrieb der SCREW	56

6.2.1.3	Verdichtungsbetrieb der SCREW	57
6.2.2	Variation der Spalthöhen - Sensibilitätsbetrachtung	57
6.2.3	Variation des Längen-/Durchmesserverhältnisses L/D	67
6.2.3.1	Expansionsbetrieb	69
6.2.3.2	Gleichdruckbetrieb	72
6.2.3.3	Verdichtungsbetrieb	74
6.2.4	Variation des Umschlingungswinkels	78
6.2.4.1	Expansionsbetrieb	80
6.2.4.2	Gleichdruckbetrieb	85
6.2.4.3	Verdichtungsbetrieb	87
6.2.5	Variation der Rotorzähnezahlen	88
6.2.5.1	Expansionsbetrieb	94
6.2.5.2	Gleichdruckbetrieb	96
6.2.5.3	Verdichtungsbetrieb	97
6.2.6	Variation der Steuerkantenlage	100
6.2.7	Vorgeschlagene Optimalgeometrie der SCREW	102
6.2.7.1	Maximierung der Variationsbreite des geförderten Massenstroms	102
6.2.7.2	Maximierung der Energiewandlungsgüte im Expansionsbetrieb der SCREW	103
6.2.7.3	Maximierung der Energiewandlungsgüte im Verdichtungsbetrieb der SCREW	104
6.2.7.4	Optimalgeometrie	105
7	Realisierung und Erprobung	107
7.1	Konstruktive Umsetzung des Konzeptes	107
7.1.1	Auswahl des Basisladers	108
7.1.2	Konstruktion der Schieber	110
7.2	Erprobung	112
7.2.1	Der SCREW-Versuchsstand	112
7.2.1.1	Besondere Anforderungen des SCREW-Betriebes	112
7.2.1.1.1	Simulation des Saugverhaltens des Ottomotors	112
7.2.1.1.2	Mehrquadrantenfähiger Antrieb	114
7.2.1.2	Aufbau des Versuchsstandes	116
7.2.1.3	Verwendete Messtechnik	117

7.2.2	Messergebnisse	119
7.2.2.1	Stationäre Kennfeldmessungen	119
7.2.2.2	Messungen des Kammerdruckverlaufs	123
7.2.2.3	Vergleich zwischen Messung und Rechnung	126
8	Zusammenfassung und Ausblick	129
	Literaturverzeichnis	132

Abbildungsverzeichnis

1.1	Aufladung bei idealisierter Prozeßführung	5
2.1	Schnittbild eines Roots-Laders	10
2.2	Mehrarbeitsfläche beim Roots-Lader	11
2.3	Schnittbild eines Schraubenladers	11
2.4	Pierburg DK-Lader	13
2.5	Funktionsweise eines Spiralladers	15
2.6	Turbolader mit integriertem Abgaskrümmter	18
3.1	Ansaugvorgang eines Schraubenladers	20
3.2	Verdichtungs vorgang beim Schraubenlader	20
3.3	Auslassvorgang des Schraubenladers	21
3.4	Spalte der Schraubenmaschine	22
4.1	Steuersysteme	27
4.2	Steuersysteme	27
4.3	Externer Bypass	28
4.4	Drosselklappe und externer Bypass	29
4.5	Einlassseitige Schieber	30
4.6	Funktionsweise der Einlasschiebersteuerung	31
4.7	Drehzahlvariabler Laderantrieb	33
5.1	Kammermodell	37
5.2	Schematische Darstellung der Generierung der Hauptrotorkonturen im Stirnschnitt	43
5.3	Generierung einer durch das Simulationssystem nutzbaren Darstellung der Einlassöffnungen aus einer Zeichnung	44
5.4	Schematische Darstellung des hauptrotorseitigen Einlasschiebers	45
5.5	Ablaufschema der Einlassflächenberechnung	46
6.1	Vergleich von gemessenen und durch Simulationsrechnungen vorherbestimmten Werten für geförderten Massenstrom \dot{m} und eff. Wellenleistung P_{eff}	50
6.2	Rotorpaare mit unterschiedlichen Umschlingungswinkeln	53

6.3	Relatives Kammervolumen und idealisierte Druckverläufe	55
6.4	Schematische Darstellung der idealisierten Druckverläufe und Gehäusepalte im Expansionsbetrieb der SCREW	58
6.5	Schematische Darstellung der idealisierten Druckverläufe und Gehäusepalte im Verdichtungsbetrieb der SCREW	59
6.6	Kammermasseninhalt während des Arbeitsspiels im SCREW-Expansionsbetrieb	62
6.7	Kammermasseninhalt während des Arbeitsspiels im SCREW-Verdichtungsbetrieb	63
6.8	Bezogener geförderter Massenstrom der SCREW bei variierten Spalthöhen im Expansionsbetrieb	64
6.9	Bezogener geförderter Massenstrom der SCREW bei variierten Spalthöhen im Verdichterbetrieb	64
6.10	Änderung der bezogenen Rotorhauptabmessungen als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses L/D	67
6.11	Bezogene Spaltlängenänderung von Stirnspalt und Kopfrundungsöffnung als Funktion von L/D	68
6.12	Abhängigkeit der bezogenen maximalen Auslaßfläche vom L/D -Verhältnis	68
6.13	Bezogene Spaltlängenänderung von Gehäusespalten und des Profileingriffspaltes als Funktion von L/D	69
6.14	Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$	70
6.15	Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$	70
6.16	Liefergrad als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit und L/D im SCREW-Expansionsbetrieb	71
6.17	Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D beim Gleichdruckbetrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$	72
6.18	Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D beim Gleichdruckbetrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$	73
6.19	Liefergrad λ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D beim Gleichdruckbetrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$	73
6.20	Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$	75

6.21	Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$	76
6.22	Liefergrad λ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$	76
6.23	Bezogene Spaltlängenänderungen als Funktion des Hauptrotorumschlingungswinkels	78
6.24	Relatives Kammervolumen als Funktion von Hauptrotor-Drehwinkel und Umschlingungswinkel	79
6.25	Kumulierte Einlassöffnungsfläche bezogen auf das Kammervolumen bei Einlassende als Funktion des Umschlingungswinkels . . .	80
6.26	Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$	81
6.27	Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$	82
6.28	Virtuelle Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW	82
6.29	Liefergrad λ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$	83
6.30	Spezifische Innenarbeit als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit und Umschlingungswinkel beim SCREW-Gleichdruckbetrieb . . .	84
6.31	Geförderter Massenstrom als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit und Umschlingungswinkel beim Gleichdruckbetrieb der SCREW	85
6.32	Spezifische Innenarbeit als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit und Umschlingungswinkel im Verdichtungsbetrieb der SCREW . .	86
6.33	Geförderter Massenstrom als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit und Umschlingungswinkel im Verdichtungsbetrieb der SCREW	86
6.34	Relatives Kammervolumen als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels α_{HR} für variierte Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$, Umschlingungswinkel $\Phi_{HR} = 270^\circ$	88
6.35	Kumulierte Einlassöffnungsfläche bezogen auf das Kammervolumen bei Einlassende als Funktion der Zähnezahlkombinationen . .	89
6.36	Geförderter Massenstrom und spezifische Innenarbeit der SCREW im Verdichtungsbetrieb mit und ohne saugseitiger Kopfrundungsöffnung	90
6.37	Geförderter Massenstrom und spezifische Innenarbeit der SCREW im Expansionsbetrieb mit und ohne saugseitiger Kopfrundungsöffnung	92

6.38	Bezogene Fläche der saugseitigen Kopfrundungsöffnung bei variierten Zähnezahlen	93
6.39	Spezifische Innenarbeit als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit und Zähnezahlen im Expansionsbetrieb der SCREW	94
6.40	Geförderter Massenstrom als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit und Zähnezahlen im Expansionsbetrieb der SCREW	95
6.41	Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ beim Betrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$	96
6.42	Geförderter Massenstrom \dot{m}_f als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ beim Betrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$	97
6.43	Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$	98
6.44	Geförderter Massenstrom \dot{m}_f als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$	98
6.45	Spezifische Innenarbeit der SCREW mit und ohne simulierten Vorauflass im Expansionsbetrieb	100
7.1	Fahrgeschwindigkeit v und Antriebsleistungsbedarf P eines typischen Mittelklasse-PKW als Funktion der Zeit t im MVEG-Zyklus	108
7.2	Gesamtansicht des Opcon-Autorotor Schraubenladere	109
7.3	Vorgefertigtes Schiebergehäuse mit Drehschiebern	110
7.4	Einlassfläche A_{ein} der SCREW über dem Hauptrotordrehwinkel α_{HR} der SCREW in Abhängigkeit von der Stellposition der Schieber	111
7.5	Schaltschema des SCREW-Versuchsstandes	113
7.6	Der SCREW-Prototyp auf dem Versuchsstand	115
7.7	Gesamtansicht des SCREW-Versuchsstandes	116
7.8	Darstellung des von der SCREW geförderten Massenstroms	119
7.9	Darstellung der effektiven Wellenleistung der SCREW im Expansionsbetrieb	120
7.10	Effektiver Wirkungsgrad der SCREW im Verdichtungsbetrieb	121
7.11	Gütegradverhältnis zwischen gesteuertem und ungesteuertem Betrieb	121
7.12	Kammerdruckverlauf bei voll geöffneten Schiebern	123
7.13	Kammerdruckverlauf bei teilweise geöffneten Schiebern	124
7.14	Kammerdruckverlauf bei nahezu geschlossenen Schiebern	125
7.15	Gemessener und berechneter Kammerdruckverlauf beim SCREW-Verdichtungsbetrieb	127
7.16	Gemessener und berechneter Kammerdruckverlauf beim SCREW-Expansionsbetrieb	128

Tabellenverzeichnis

6.1	Vom Hersteller angegebene und durch Abgleich ermittelte Spalthöhen	51
6.2	Im Rahmen der Geometrievariation veränderte Rotorgeometrieparameter	52
6.3	Vorgeschlagene Geometrieparameterkombination für maximierte Massenstrom-Variationsbreite	103
6.4	Vorgeschlagene Geometrieparameterkombination für maximierte Energiewandlungsgüte im Expansionsbetrieb	104
6.5	Vorgeschlagene Geometrieparameterkombination für maximierte Energiewandlungsgüte im Verdichtungsbetrieb	104
6.6	Vorgeschlagene universelle Optimalgeometrie	105

Verzeichnis der verwendeten Symbole, Abkürzungen und Definitionen

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	[m ²]
D	Durchmesser	[m]
E	Energie	[J]
H _u	Heizwert	[kJ/kg]
i	Übersetzungsverhältnis	[-]
L	Länge	[mm]
L _{min}	Mindestluftbedarf	[kg/kg]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
n	Drehzahl	[1/min]
n _a	Umdrehungen je Arbeitsspiel	[-]
\bar{n}	Mittlerer Polytropenexponent	[-]
p	Druck	[bar]
P	Leistung	[W]
R	Gaskonstante	[J/kg K]
t	Zeit	[s]
T	Temperatur	[K]
v _i	Inneres Volumenverhältnis	[-]
V _H	Hubvolumen des Motors	[cm ³]
W	Arbeit	[J]
z	Zähnezahlzahl	[-]

Griechische Formelzeichen

η	Wirkungsgrad	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
Φ_m	Umschlingungswinkel	[°]
λ	Verbrennungsluftverhältnis	[-]
λ_L	Liefergrad	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
α	Rotordrehwinkel	[°]
Π	Druckverhältnis	[-]

Indizes

A	Abgas, Austritt
AÖ	Auslass öffnet
E	Eintritt
ES	Einlass schließt
e	effektiv
f	gefördert
HD	Hochdruck
HR	Hauptrotor
i	innen, indiziert
K	Kraftstoff
L	Luft, Ladeluft, Lader
LDW	Ladungswechsel
M	Motor
ND	Niederdruck
NR	Nebenrotor
s	isentrop
SP	Spalt
T	Turbine
u	Umgebung

Definitionen

Größe	Definition	Einheit
Längen-/Durchmesserverhältnis L/D	$L/D = \frac{L_{HR}}{D_{HR}}$	[-]
Inneres Volumenverhältnis v_i	$v_i = \frac{V_{ES}}{V_{A\dot{O}}}$	[-]
Liefergrad λ_L	$\lambda_L = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_E n_{HR} z_{HR} V_{th}}$ $\lambda_L = \frac{m_K - \sum m_{SP}}{\dot{m}_{th}}$	[-]
Isentroper Gütegrad η_s	$\eta_s = \frac{P_s}{P_i}$ $\eta_s = \frac{\lambda_L \dot{m}_{th} w_s}{W_i} = \lambda_L \frac{W_s}{W_i}$	[-]
Isentrope Leistung P_s	$P_s = \dot{m}_f w_s = \lambda_L \dot{m}_{th} w_s$	[W]
Spezifische isentrope Arbeit w_s	$w_s = \int_{p_E}^{p_A} v dp_s = \frac{\kappa}{\kappa-1} T_E R \left[\left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right]$	[J/kg]
Indizierte Leistung P_i	$P_i = W_i n_{HR} z_{HR}$	[W]
Arbeitsflächenverhältnis A	$\frac{W_s}{W_i} = \frac{\left(\int_E^A p dV \right)_s}{\left(\int_E^A p dV \right)_i}$	[-]
Effektive Antriebsleistung P_e	$P_e = P_i + \dot{\Phi}_{RT}$	[W]
Effektiver Gütegrad η_e	$\eta_e = \frac{P_e}{P_e}$	[-]

Abstract

During the last years the use of mechanical superchargers has gained increasing interest in a bid to combine attractive emission- and fuel consumption values with dynamic driving performance.

Based on an analysis of available supercharging systems the development potential of twin screw superchargers is assessed.

A concept using inlet slide valves is developed which allows at the same time to control the mass flow delivered by the supercharger and achieve an expansion of the transported charge under part load conditions when the delivered pressure is lower than ambient pressure, achieving a reduction in necessary shaft power or even the delivery of shaft power. To distinguish it from conventional superchargers the new device is called 'SCREW' - Screw type machine with Compressor **R**espectively **E**xpander **W**orking mode.

The effect of several design parameters on the SCREW's performance is evaluated by extensive simulation calculations, showing that a suitable design varies considerable from conventional supercharger designs and that a significant amount of further research, especially covering the development of rotor profiles suited for this specific task, is still needed to fully utilize the concept's potential.

As a proof of concept prototype SCREWs, based on a conventional twin screw supercharger, have been built and tested. The results obtained made clear the general suitability of the concept but also underlined the shortcomings of the prototype as they had already been predicted by the simulations.

The SCREW concept is suitable to control the mass flow delivered by a supercharger in a considerable range and increase the efficiency under part load conditions significantly.

To fully exploit the concept's potential a significant amount of basic optimization and a completely new design, establishing the SCREW as a category of its own instead of just a modified supercharger, is needed.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Aufladung von Verbrennungsmotoren

In den letzten Jahren ist bei Verbrennungsmotoren für den Kraftfahrzeugbereich ein deutlicher Trend zu immer größeren Leistungen zu verzeichnen. Diese Tendenz resultiert vor allem aus dem Anwachsen der durchschnittlichen Fahrzeuggewichte infolge immer umfangreicherer Komfort- und Sicherheitsausstattung. Der direkte Weg zu erhöhter Leistung, die Hubraumvergrößerung, ist jedoch aufgrund konstruktiver Gegebenheiten (Bauraum, verfügbare Motorenblöcke) und fiskalischer Einschränkungen häufig eingeengt. Zusätzlich sollen moderne Antriebssysteme ein Höchstmaß an Wirtschaftlichkeit durch möglichst geringen Kraftstoffverbrauch bieten. Kleinere aufgeladene Motoren bieten den Vorteil, ihre Nennleistung bei kleineren Reibverlusten zu realisieren. Die Aufladung kann auf Betriebspunkte beschränkt bleiben, bei denen eine hohe Leistung gefordert wird, im Teillastbereich wird der Motor ohne Aufladung (Saugrohrdruck kleiner oder gleich Umgebungsdruck) betrieben, was allgemein zu günstigen Verbrauchswerten im Fahrbetrieb führt.

Die konsequente Umsetzung dieser Auslegungsphilosophie führte zu den heute viel diskutierten 'Downsizing' –Konzepten, bei denen sehr kleine Verbrennungsmotoren kombiniert mit einer Hochaufladung zur Verwendung kommen, um einerseits kurzzeitig eine hohe Spitzenleistung bereitstellen zu können, andererseits aber auch einen sparsamen Teillastbetrieb zu ermöglichen.

Grundsätzlich ist die Nutzleistung eines Motors nach [1] gegeben durch:

$$P_{e,M} = -\dot{m}_K H_u \eta_e. \quad (1.1)$$

Berücksichtigt man den Mindestluftbedarf zur Verbrennung L_{min} sowie das Luftverhältnis λ , so ergibt sich ein Luftmassenstrom von:

$$\dot{m}_{L_{min}} = \dot{m}_K L_{min} \lambda. \quad (1.2)$$

Bei gegebenem Hubvolumen V_H des Motors ist die in die Zylinder einbringbare Luftmasse m_L gegeben durch:

$$m_L = \lambda_L \rho_L V_H. \quad (1.3)$$

Der Luftmassenstrom \dot{m}_L folgt bei Einbeziehung der Drehzahl n und der Anzahl der Umdrehungen je Arbeitsspiel n_a daraus zu:

$$\dot{m}_L = \lambda_L \rho_L V_H \frac{n}{n_a}, \quad (1.4)$$

wobei für Viertaktmotoren $n_a = 2$ wird. Durch Umformen und Einsetzen ergibt sich damit:

$$P_e = \frac{H_u V_H n \lambda_L \rho_L \eta_e}{L_{min} \lambda n_a}. \quad (1.5)$$

als Bestimmungsgleichung für die effektive Motorleistung P_e .

Es ist sofort ersichtlich, dass bei gegebenen Werten für Motorhubvolumen und Taktzahl sowie festgelegtem Brennstoff eine Leistungserhöhung nur über wenige Größen erreichbar ist. Eine Drehzahlerhöhung ist, wenngleich für Sportmotoren häufig realisiert, für den Alltagsbetrieb wenig praktikabel, da, abgesehen von hohem Produktions- und Wartungsaufwand, das resultierende Leistungsverhalten häufig als wenig zufriedenstellend gilt. Weiter ist die erhöhte Lärmemission solcher Motoren unter Umweltgesichtspunkten schlecht tragbar.

Das Luftverhältnis λ unterliegt sowohl beim Otto- wie auch beim Dieselmotor aufgrund des schmalen Zündbereiches bzw. der Gefahr des Rußens strengen Restriktionen. Die Werte für den Liefergrad λ_L , wesentlich bestimmt durch die Strömungswiderstände der Einlass- und Auslasstrakte, sowie den effektiven Wirkungsgrad η_e , abhängig hauptsächlich von Verbrennungsverlauf und mechani-

schen Verlusten, lassen beim heutigen Optimierungsstand nur noch geringe Verbesserungspotentiale erkennen.

Die verbleibende Möglichkeit ist eine Erhöhung der Luftdichte ρ_L . Hierzu ist nach der Gasgleichung $p_L = \rho_L R T_L$ der Druck über den Atmosphärendruck auf den Ladedruck p_L zu steigern. Dieses Vorgehen bezeichnet man als Aufladung [2].

Von den verschiedenen möglichen Aufladeverfahren nehmen die zwei Systeme

1. Mechanische Aufladung,
vor allem aber die
2. Abgasurboaufladung

eine marktbeherrschende Stellung ein.

1.1.1 Mechanische Aufladung

Bei der mechanischen Aufladung wird der Lader über eine mechanische Kopplung unmittelbar vom Verbrennungsmotor angetrieben und liefert diesem Luft mit dem Ladedruck p_L . **Bild 1.1** stellt die idealisierten thermodynamischen Prozesse eines Verbrennungsmotors bei mechanischer Aufladung (links) und bei Abgasurboaufladung (rechts) dar. Der obere Teil des Bildes zeigt das p,V-Diagramm des Verbrennungsmotors, der untere Teil das p,V-Diagramm des Laders bzw. der Abgasurbine. Der Hochdruckprozeß sei bei beiden Aufladeverarianten identisch.

Für die betrachteten Verfahren ergeben sich erhebliche Unterschiede beim Ladungswechsel. Bei der mechanischen Aufladung muß die vom Lader aufgenommene Arbeit W_L vom Motor aufgebracht werden. Im Motorprozeß ergibt sich jedoch eine negative Ladungswechselerarbeit W_{LDW} , durch die ein großer Teil dieser Arbeit wieder zurückgewonnen werden kann.

Aufgrund der unmittelbaren Kopplung des Laders an den Verbrennungsmotor ergeben sich mehrere Vorteile:

- Unempfindlichkeit gegen erhöhten Abgasgegendruck z.B. infolge Katalysator oder Rußfilter
 - Hohe Dynamik durch gutes Ansprechverhalten
 - Hoher Ladedruck schon bei niedrigen Drehzahlen verfügbar
-

Hierbei ist insbesondere die Kompatibilität der mechanischen Aufladung mit Abgasreinigungsmaßnahmen hoch zu bewerten, da sich die heutigen Emissionsgrenzen nicht durch ausschließlich innermotorische Maßnahmen unterschreiten lassen.

Der Aspekt der Verfügbarkeit hoher Ladedrücke bereits bei niedrigen Motordrehzahlen gewinnt bei Downsizing-Konzepten an Bedeutung, da hierdurch die ausgeprägte Anfahrschwäche der sehr kleinvolumigen Motoren ausgeglichen werden kann.

Weiter zeigt die Erfahrung im Fahrbetrieb [3], daß infolge des erreichbaren Drehmomentverlaufes bei Motoren mit mechanischen Verdrängerladern und einer entsprechend abgestimmten Übersetzung häufig eher günstigere Kraftstoffverbrauchswerte als mit Turboaufladung erzielt werden, was den Nachteil der Leistungsaufnahme des Laders verringert.

1.1.2 Abgasturboaufladung

Die Abgasturboaufladung beruht auf der Kopplung einer durch den Abgasstrom des Motors angetriebenen Turbine mit einem Turbokompressor auf der Saugseite des Motors (Bild 1.1, rechte Seite). Die vom Lader aufgenommene Arbeit W_L wird also nicht der Kurbelwellenarbeit entnommen, sondern durch die Abgasturbine aufgebracht. Hieraus folgt, daß die Turbinenarbeit W_T betragsmäßig gleich der Laderarbeit W_L sein muß.

Aufgrund des von der Turbine benötigten Abgasdrucks p_A ist die Ladungswechsellarbeit des Turbomotors deutlich kleiner als bei der mechanischen Aufladung. Hieraus ergeben sich Nachteile, wenn die bei Turboladern für Ottomotoren allgemein übliche Ladedrucksteuerung durch ein Wastegate, also das Vorbeiführen eines Teils der Abgase an der Turbine bei zu hohem Abgasangebot, verwendet wird. Der Energieinhalt dieses Teilabgasstroms wird dann weder im Motor noch in der Abgasturbine genutzt.

Eine besondere Problematik kann entstehen, wenn Abgasreinigungssysteme wie Katalysator oder Rußfilter hinter der Turbine im Abgasstrang angeordnet werden. Um trotz der in diesen Einbauten auftretenden Druckverluste ein hinreichendes Druckgefälle über der Turbine zu erhalten, steigt der Abgasdruck p_A unter Umständen über den Ladedruck p_L an, so daß die Ladungswechsellarbeit das Vorzeichen wechselt.

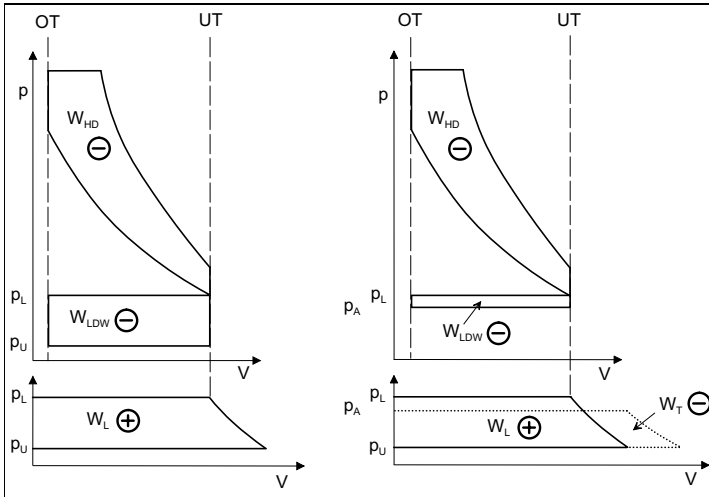


Bild 1.1: Schematische Darstellung von mechanischer Aufladung (links) und Abgasturboaufladung (rechts) bei idealisierter Prozefführung. Der obere Teil des Bildes zeigt das p,V -Diagramm des Verbrennungsmotors, der untere Teil das p,V -Diagramm des Aufladegerätes.

- p_U Umgebungsdruck
- p_L Ladedruck
- p_A Abgasdruck
- OT Oberer Totpunkt der Kolbenbewegung
- UT Unterer Totpunkt der Kolbenbewegung
- W_L Arbeitsfläche des Laders
- W_T Arbeitsfläche der Abgasturbine
- W_{LDW} Arbeitsfläche des Ladungswechsels
- W_{HD} Arbeitsfläche des Hochdruckprozesses
- p Druck
- V Volumen

Die Abgasturboaufladung bietet folgende Vorteile:

- Infolge großer Stückzahlen günstiger Preis
- Langjährig erprobte Technik mit hohem Entwicklungsstand
- Geringe Schallemission, wobei die im Abgasstrang angebrachte Turbine häufig stark dämpfend wirkt

1.1.3 Sonstige Aufladesysteme

Neben den dargestellten Systemen gibt es noch die Systeme

- Aufladung durch Gasschwingungen (Resonanzaufladung)
- Druckwellen-Aufladung
- Fremdaufladung

Die Resonanzaufladung nutzt Schwingungen der Gassäule infolge der Ladungswechsel zur Druckerhöhung im Zylinder beim Schließen der Einlaßventile. Sie bietet nur eingeschränkte Möglichkeiten der Leistungssteigerung, da die erreichbaren Ladedrücke gering bleiben und nur in begrenzten Drehzahlbereichen erreichbar sind.

Die Druckwellenaufladung, eng Verbunden mit dem Complex-Lader, nutzt Druckwellen im Abgas zur Verdichtung der Verbrennungsluft. Obwohl beim Complex ein mechanischer Antrieb des Steuelementes durch den Verbrennungsmotor erfolgt, wird die eigentliche Verdichtungsarbeit dem Abgas entnommen, so daß es sich nicht im eigentlichen Sinne um eine mechanische Aufladung handelt. Die Druckwellenaufladung hat, nach Einstellung der Complex-Produktion, momentan keine praktische Bedeutung.

Bei der Fremdaufladung verfügt das, meist als Strömungsmaschine ausgeführte, Aufladegerät über einen eigenen, oft elektrischen, Antrieb. Praktische Bedeutung hat dieses Verfahren gegenwärtig ausschließlich zur Aufladung von Großdieselmotoren.

1.2 Ziel der Arbeit und Vorgehensweise

Der bedeutendste Gesichtspunkt bei der Auswahl eines mechanischen Laders für Verbrennungsmotoren ist die erzielbare Energiewandlungsgüte des Gesamtsystems aus Lader und Verbrennungsmotor, die durch den Leistungsbedarf des Laders signifikant zu beeinflussen ist.

Moderne ottomotorische Fahrzeugantriebssysteme benötigen einerseits einen hohen Ladedruck für den Vollastbetrieb, sollen andererseits aber auch im Leerlauf- und Teillastbereich hohe Innen-Wirkungsgrade erzielen können.

Ziel der Arbeit ist die Untersuchung und Optimierung eines auf dem Prinzip der Schraubenmaschine basierenden Aufladegerätes für Ottomotoren, das im hohen Lastbereich als konventioneller Lader arbeitet und, bei niedrigen Lasten, auch Expansionswellenarbeit liefert und gleichzeitig eine Variation des geförderten Luftmassenstroms ermöglicht. Durch den dadurch möglichen Wegfall einer konventionellen Drosselklappe ist eine wirkungsgradsteigernde Entdrosselung des Ansaugvorgangs des Verbrennungsmotors erreichbar.

Um dieses Ziel zu erreichen wird, ausgehend von einer Analyse und Bewertung existierender Aufladegeräte und ihrer Steuerungen, ein geeignetes Laststeuerkonzept entwickelt.

Hauptbestandteil der Arbeit soll eine simulationsbasierte Untersuchung des Einflusses der Variation grundlegender geometrischer Parameter der Schraubenmaschine auf die Energiewandlungsgüte des Laders sein. Daraus kann eine Optimalgeometrie, die einen Kompromiss zwischen den Erfordernissen des Kompressions- und Expansionsbetriebes darstellen muss, abgeleitet werden.

Die Verifikation des Simulationssystems erfolgt durch Messungen an Prototypen, in denen das Grundkonzept umgesetzt ist.

Kapitel 2

Stand der Technik mechanischer Lader

2.1 Anforderungsprofil

Ein erfolversprechendes Aufladegerät hat eine Vielzahl von Anforderungen zu erfüllen, die sich mit dem jeweiligen Stand der Motorentechnik und der Gesetzgebung, vor allem hinsichtlich der zulässigen Abgasemissionen, wandeln können.

Ausgehend von in der Literatur angegebenen Vorgaben [4, 5, 6] lassen sich die Anforderungen in den folgenden Punkten zusammenfassen:

- Hoher Liefergrad und Druckaufbau, auch bei geringen Massenströmen,
- hohe erreichbare Systemdynamik durch geringe Massenträgheit,
- hoher Gesamtwirkungsgrad, besonders im meistgenutzten Teillastbereich,
- einfache Steuerbarkeit von Ladedruck und Massenstrom,
- geringe Geräuscentwicklung,
- günstige Packageigenschaften durch geringe Abmessungen, geringes Gewicht und flexible Plazierbarkeit im Fahrzeug,
- geringe Kosten für Herstellung und Integration in das Antriebssystem,
- Wartungsfreiheit,

- Dauerhaltbarkeit von Lader und Antrieb über den Fahrzeuglebenszyklus,
- Eignung zur Erzielung hoher Ladedrücke,
- Kompatibilität mit Abgasreinigungssystemen wie Rußfiltern und Abgaskatalysatoren und die
- Möglichkeit zur einfachen Baureihenbildung.

Die Reihenfolge der Nennung gibt hier keine Gewichtung an. Je nach dem verfolgten Gesamtkonzept können einzelne Aspekte besondere Bedeutung erhalten. So ist für einen nach dem Miller-Verfahren arbeitenden Motor, wie er im Mazda Xedos-9 angeboten wird, die Möglichkeit zum Aufbau hoher Ladedrücke ($\Pi_L = 2,3$) bereits bei unterer Leerlaufdrehzahl prinzipbedingt erforderlich, wodurch der Aspekt der Eignung zum Aufbau hoher Ladedrücke in den Vordergrund rückt. Im Gegensatz dazu stehen die modernen 'Softturbo'-Konzepte, die Ladedruckverhältnisse bis etwa $\Pi_L = 1,25$ verwenden, also eine deutlich niedrigere Bewertung dieser Anforderung ermöglichen.

2.2 Verfügbare Aufladesysteme

2.2.1 Mechanische Aufladesysteme

2.2.1.1 Rotationskolbenlader

2.2.1.1.1 Roots-Lader

Beim Roots-Lader handelt es sich um das wohl älteste heute noch eingesetzte mechanische Aufladegerät.

Bei der Roots-Maschine drehen sich zwei lemniskatenförmige Rotoren gegenseitig in einem sie umschließenden annähernd ovalen Gehäuse (**Bild 2.1**). Dabei wird durch ein Synchronisationsgetriebe eine Berührung der Rotoren verhindert. Bedingt durch die Rotorgeometrie ergeben sich sehr kurze Spaltlängen, woraus hohe Spaltmassenströme folgen können.

Das Volumen des Arbeitsraums bleibt während des Arbeitsspiels konstant, der Roots-Lader verfügt also nicht über eine innere Verdichtung. Nach Abschluß der Arbeitskammer von der Saugseite erfolgt lediglich ein Gastransport, bis die druckseitigen Steuerkanten erreicht sind. Nun öffnet die Arbeitskammer zur Druckseite

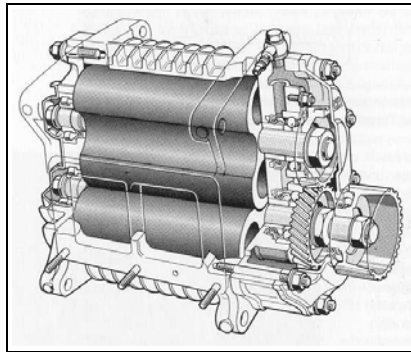


Bild 2.1: Schnittbild eines Roots-Laders [7]

und es kommt zu einer isochoren Druckanpassung. Hieraus folgt im Vergleich zur idealen isothermen Verdichtung eine signifikante Vergrößerung der Arbeitsfläche (**Bild 2.2**, [8]).

Der Roots-Lader eignet sich daher prinzipbedingt zum Erreichen von Ladedruckverhältnissen $\Pi_L \leq 1,5$.

Eine weitere Konsequenz ist das problematische Geräuschverhalten des Roots-Laders. Aufgrund der hohen Druckgradienten bei dem abrupten Öffnen der Arbeitskammer kommt es zu ausgeprägten Pulsationsgeräuschen als Folge der Druckausgleichsvorgänge.

Als Steuerungseingriffe sind bei Roots-Ladern aufgrund der fehlenden inneren Verdichtung nur antriebsseitige Eingriffe, wie die komplette Abkopplung des Laders durch eine Schaltkupplung oder ein variables Übersetzungsverhältnis des Antriebs, denkbar [9].

Um die prinzipbedingten Schwächen des Roots-Laders zumindest teilweise zu beseitigen, wurden verschiedene modifizierte Varianten des klassischen Roots-Laders entwickelt [10, 11, 12, 13, 14].

Aufgrund der fehlenden inneren Verdichtung ergibt sich jedoch gegenüber Ladern mit innerer Verdichtung der Vorteil einer geringen Leistungsaufnahme bei geringer Last und damit niedrigen Ladedrücken.

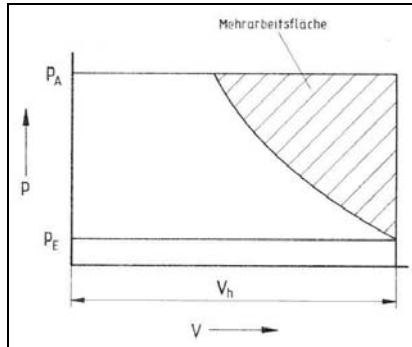


Bild 2.2: Mehrarbeit beim Roots-Lader durch isochoren Druckausgleich im Vergleich zur isothermen Verdichtung bei idealisierter Darstellung im p,V-Diagramm [8]

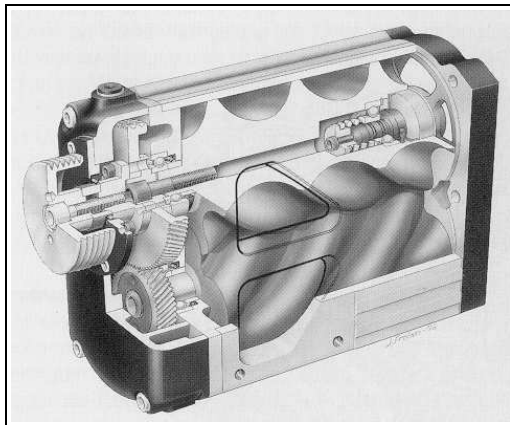


Bild 2.3: Schnittbild eines Opcon-Autorotor Schraubenladens [16]

2.2.1.1.2 Schraubenlader

Die Schraubenmaschine wurde, obwohl bereits zu diesem Zeitpunkt lange bekannt, erstmals ab etwa 1956 von der Schweizer Firma Saurer als Schraubenlader zur Aufladung von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren eingesetzt [15]. Aktuelle Anwendungsbeispiele sind der Mazda Xedos 9 und der Mercedes C32 AMG. Ein Beispiel eines neueren Schraubenladers stellt **Bild 2.3** dar.

Eine Beschreibung von Aufbau und Funktion der Schraubenmaschine enthält Kapitel 3.

Schraubenlader können aufgrund der inneren Verdichtung eine hohe Energiewandlungsgüte auch bei hohen Ladedruckverhältnissen erreichen. Eine Voraussetzung dafür ist die Realisierung geringer Spaltmassenströme [17]. Hierzu ist einerseits eine Minimierung der Spalthöhen, soweit mit der Forderung einer hohen Betriebssicherheit vereinbar, und andererseits der Betrieb bei relativ hohen Umfangsgeschwindigkeiten (bis etwa $u_{HR} \geq 150 \text{ ms}^{-1}$) zielführend.

Zur Spalthöhenminimierung werden in modernen Schraubenladern neben optimierten Geometrien Beschichtungen von Rotor- und Gehäuseteilen eingesetzt, die über Einlaufeigenschaften verfügen und so eine Minimierung der Betriebspalthöhen erwirken.

Bedingt durch die innere Verdichtung ergeben sich im Teillastbetrieb Wirkungsgradnachteile für den ungesteuerten Schraubenlader, da bei den dann anliegenden geringen Druckverhältnissen das innere Volumenverhältnis suboptimal angepasst ist. Zur Lösung dieses Problems existieren im Bereich des Schraubenkompressorenbaus, speziell der Kältemittelkompressoren, weit entwickelte Steuerungsverfahren, beispielsweise Schiebersteuerungen, die, weil aufwändig, bisher noch nicht in den serienmäßigen Schraubenladerbau Eingang gefunden haben.

Aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeit und damit der hohen Arbeitspielfrequenz zeichnen sich Schraubenlader durch kompakte Bauformen mit guten Packageigenschaften aus. Bei verschiedenen realisierten Konzepten kann der Lader z.B. platzsparend zwischen den Zylinderbänken eines V-Motors eingebaut werden.

Ein Schwachpunkt des Schraubenladers ist seine Geräusentwicklung. Hierfür sind im wesentlichen Anregungen durch Druckausgleichsvorgänge bei Öffnen einer Arbeitskammer zur Druckseite verantwortlich. Diese Anregung kann durch eine möglichst exakte Anpassung des inneren Volumenverhältnisses v_i an das an-

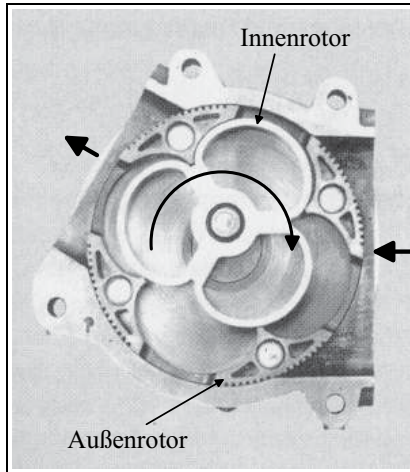


Bild 2.4: Schnittbild eines Pierburg DK-Laders [25]

liegende Druckverhältnis minimiert werden. Eine weiterführende Betrachtung der Schallproblematik enthält [18].

Nach längerer Pause werden Schraubenlader derzeit wieder serienmäßig in verschiedenen Fahrzeugen eingesetzt [19, 20, 21]. Das wohl interessanteste Beispiel ist der Miller-Motor des Mazda Xedos 9. Prinzipbedingt sind hier recht hohe Ladedruckverhältnisse bis etwa $\Pi_L = 2,3$ erforderlich, die nur mit einem Lader mit innerer Verdichtung sinnvoll zu erreichen sind.

Schraubenlader weisen noch ein hohes Entwicklungspotential auf [22]. Neben den bereits erwähnten Steuerungskonzepten zielen viele Aktivitäten auf eine vereinfachte Fertigung ab. Ein Beispiel hierfür ist der in Bild 2.3 dargestellte Opcon-Autorotor Schraubenlader. Neben einer Minimierung der Teilezahl werden viele Bauteile als Aluminium-Strangpreßteile endmaßnah gefertigt, um so die spanende Bearbeitung zu minimieren.

2.2.1.1.3 Innenachsige Verdrängerlader

Die bekanntesten Ausführungen der einachsigen Verdrängerlader sind der Flügelzellenlader, der Pierburg DK-Kompressor [23] sowie der, diesem recht ähnliche,

KKK Ro-Lader [24]. Im folgenden wird beispielhaft der Pierburg DK-Kompressor näher betrachtet.

Den grundsätzlichen Aufbau veranschaulicht **Bild 2.4**, [25]. Der vom Verbrennungsmotor angetriebene Innenrotor bewirkt als Verdränger die Verdichtung, während der Außenrotor, vom Innenrotor über ein Synchrongetriebe angetrieben, durch Öffnen und Abschießen der Arbeitskammern die Steuerung übernimmt. Durch Verringerung des Volumens der geschlossenen Arbeitskammer kommt es zu einer inneren Verdichtung, wobei Volumenverhältnisse zwischen $v_i = 1$, 1 bis $v_i = 1,5$ erreicht werden.

Um eine höhere Energiewandlungsgüte im Teillastbetrieb zu erreichen, kam es zur Entwicklung einer internen Steuerung für den DK-Lader. Hierbei kann durch einlaßseitige Drehschieber der Zeitpunkt des Kammerabschlusses verändert werden, so daß eine Variation des geförderten Massenstroms möglich ist.

Obwohl die Fertigung des DK-Laders sowie eine Baureihenbildung durch die Form der Bauteile, etwa durch Strangpreßverfahren, relativ einfach erschienen, erwies sich die Beherrschung der verketteten Toleranzen der innenachsigen Maschine als problematisch, wobei besonders die Spalthöhen zwischen den Rotoren und zwischen Außenrotor und Gehäuse die Energiewandlungsgüte in hohem Maße beeinflussen. Von der Möglichkeit einer Einlaufbeschichtung wurde kein Gebrauch gemacht.

Ein prinzipbedingter Nachteil sind die großen Totvolumina, die sich am Ende des Ausschiebevorganges zwischen Außen- und Innenrotor sowie Gehäuse bilden und sich bei weiterer Drehung zur Saugseite öffnen. Neben einer Senkung des Liefergrades durch abnehmendes Ansaugvolumen kommt es hierdurch zu ausgeprägten zusätzlichen Pulsationen mit einhergehender Geräuschentwicklung.

2.2.1.2 Spirallader

Das Grundprinzip des Spiralladers ist bereits 1905 durch Leon Creux, damals noch zur Verwendung als Dampf-Expansionsmaschine, zum Patent angemeldet worden.

Bei dem Spiral (Scroll)- Lader bewegt sich ein spiralförmiger Verdränger translatorisch auf einer Kreisbahn in einem ebenfalls spiralförmigen feststehenden Gehäuse. **Bild 2.5** [26] soll die Funktion veranschaulichen.

Je nach Gestaltung der Verdrängerspiralen kann eine innere Verdichtung rea-

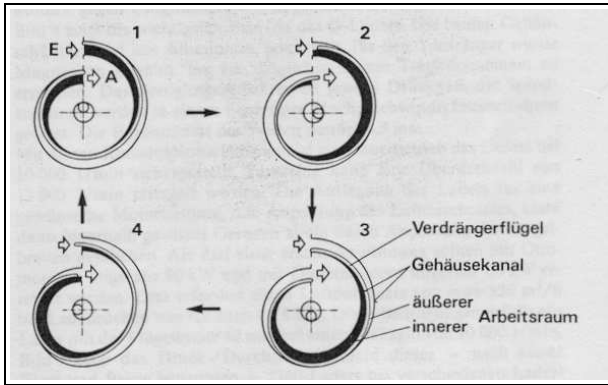


Bild 2.5: Prinzipdarstellung der Funktionsweise eines Spiralladers [26]

1, 2	Ansaugen
3	Verdichten
4	Ausschieben
<i>E</i>	Einlass
<i>A</i>	Auslass

lisiert werden.

Das bei Spiralladern maximal erreichte Druckverhältnis liegt bei etwa $\Pi_L = 1,9$, prinzipiell sind jedoch auch höhere Ladedruckverhältnisse realisierbar.

Die Energiewandlungsgüte der Spiralmaschine wird, wie bei allen Verdrängergeräten, in hohem Maß von den Spaltmassenströmen und damit von der Dichtigkeit des Arbeitsraums bestimmt. Die erforderliche hohe Fertigungspräzision der Spiralgänge konnte aufgrund unzureichender Bearbeitungsverfahren lange Zeit nicht erreicht werden. Erst in den achtziger Jahren wurde unter dem Namen G-Lader ein Spirallader durch die Firma Volkswagen serienmäßig hergestellt [6].

2.2.1.3 Hubkolbenlader

Die Hubkolbenmaschine gehört neben dem Roots-Lader zu den wohl ältesten Aufladegeräten.

Obwohl Hubkolbenlader speziell bei höheren Ladedruckverhältnissen Vorteile bei der erreichbaren Energiewandlungsgüte aufweisen können, haben sie momentan keine praktische Bedeutung als Aufladegerät. Hauptgründe hierfür sind die

ausgeprägten Pulsationen, der hohe Bauraumbedarf aufgrund des Kurbeltriebs und das hohe Gewicht, der erhebliche Fertigungsaufwand durch die Vielzahl an Teilen und das ungünstige Schwingungsverhalten.

2.2.1.4 Mechanisch getriebene Strömungslader

Obwohl die meisten mechanisch angetriebenen Aufladegeräte nach dem Verdrängerprinzip arbeiten, hat es auch immer wieder Bemühungen gegeben, Turboverdichter mechanisch anzutreiben [30]. Die Vorteile dieses Konzeptes sind einerseits relativ hohe Verdichtereffizienzen, die sich nicht zuletzt aus dem hohen Entwicklungsstand heutiger Turbolader ergeben, andererseits die niedrige Geräuschemission der Strömungsmaschine.

Die dem gegenüberstehenden Nachteile folgen aus dem Arbeitsprinzip der Strömungsmaschine. Gerade bei kleinen Baugrößen ergeben sich Drehzahlen, die bei mechanischem Antrieb von der Kurbelwelle ein sehr hohes Übersetzungsverhältnis erfordern.

Zum gegenwärtigen Zeitpunkt besitzen mechanisch angetriebene Strömungslader, abgesehen von Nachrüstlösungen in Kleinststückzahlen, keine merkliche Marktbedeutung.

2.2.2 Abgasturboaufladung

Die Abgasturboaufladung, deren grundsätzliche Funktionsweise bereits in Kapitel 1.1.2 dargestellt wurde, geht auf eine bereits 1905 patentierte Erfindung des Schweizer A. Büchi zurück. Die ersten abgasturbogeladenen PKW-Motoren kamen aber erst 1962 auf den Markt. Mittlerweile hat dieses Verfahren eine marktbeherrschende Stellung eingenommen.

2.2.2.1 Konventionelle Turboaufladung

Bei der heute marktbeherrschenden konventionellen Turboaufladung erfolgt der Antrieb des Turboverdichters ausschließlich durch die Abgasturbine.

Hieraus folgen unmittelbar auch die Hauptschwächen des Turboladers, nämlich sein verzögerter Ladedruckaufbau bei Lastsprüngen (oft als 'Turboloch' bezeichnet) und der bei niedrigen Motorlasten eher geringe erreichbare Ladedruck infolge des dann begrenzten verfügbaren Abgasenthalpiestroms.

Dieses Problem stellt sich beim quantitatsgeregelten Ottomotor deutlich gravierender dar als beim qualitatsgeregelten Dieselmotor, da der Abgasmassenstrom des Ottomotors als wesentliche Einflusgroe auf das Enthalpieangebot vor der Abgasturbine in hohem Maße mit der Last variiert.

Obwohl durch konstruktive Maßnahmen wie kleinere und leichtere Laufzeuge, variable Turbinengeometrien und hochentwickelte Ladedrucksteuerungen diese Schwächen mittlerweile erheblich geringer geworden sind, wird das transiente Verhalten von Turbomotoren, besonders von kleinen Ottomotoren, oft als nicht vollständig befriedigend eingestuft [3].

Das maximal erreichbare Ladedruckverhaltnis kleiner einstufiger Abgasturbo-lader liegt heute bei etwa $\Pi_{Lmax} = 2$. Die erreichbaren Wirkungsgrade sind gerade bei Strömungsmaschinen deutlich von der Baugröße abhängig, da bei kleineren Aggregaten die Spaltmassenströme überproportional zunehmen. Hierdurch wird die sinnvolle Skalierbarkeit in Richtung kleiner Baugrößen begrenzt.

Um das Enthalpieangebot vor der Turbine so groß wie möglich zu halten, bemüht man sich, die Verluste zwischen Auslasventil des Motors und Turbineneintritt zu minimieren. Ein Ansatz hierzu ist die Integration von Abgaskrümmer und Turbolader zu einer Einheit (**Bild 2.6** [7]).

Als Konsequenz dieses Bestrebens ergeben sich ungünstige Packeigenschaf-ten des Turboladers, der unmittelbar am Motor im Abgasstrang liegen muß.

Ein weiterer Problempunkt des Turboladers ist die hohe thermische Bela-stung der Turbinenseite. Neben einem Anstieg der Ladelufttemperatur vor allem durch Wärmestrahlung und -leitung kommt es zu einer erhöhten thermischen Beanspruchung umliegender Baugruppen im Fahrzeug. Die thermische Belastung führt auch zu einer potentiellen Verringerung der Betriebssicherheit des Laders beispielsweise durch Olverkokung in den hochbeanspruchten Lagern.

Ein deutlicher Vorteil des Abgasturboladers ist seine relativ geringe Geräusche-mission aufgrund der kontinuierlichen Arbeitsweise beider Strömungsmaschinen. Entstehende Geräusche sind, neben dem unvermeidbaren Stromungsrauschen, wesentlich auf fertigungsbedingte Unregelmäßigkeiten wie Unwucht oder nicht exakt gleiche Form aller Strömungskanäle zurückzuführen.

Ein weiterer Vorteil des Abgasturboladers liegt im aufgrund der hohen Stück-zahlen günstigen Preis.

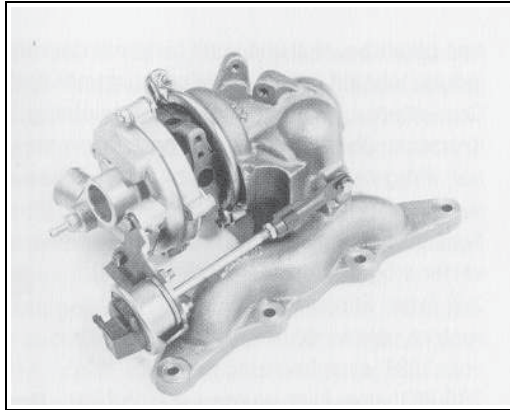


Bild 2.6: Turbolader mit integriertem Abgaskrümmer und Ladedruckregelventil (Wastegate) für die Aufladung kleiner Ottomotoren [7]

2.2.2.2 Elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung (EuATL)

Um das Problem des verzögerten Ansprechens und des zeitweilig zu geringen Abgasenthalpieangebotes zu lösen, sind in neuerer Zeit elektrisch unterstützte Abgasturbolader entwickelt worden [31].

Bei diesen Ladern wird an die gemeinsame Welle von Turbine und Verdichter noch eine elektrische Maschine gekuppelt. Hierdurch ist es möglich, sofern hinreichende elektrische Leistung verfügbar ist, dem Rotor des Turboladers eine beliebige Drehzahl aufzuprägen, um so einen schnelleren Hochlauf und Ladedruckaufbau zu erreichen.

Aufgrund des hohen Aufwandes, z.B. für den extrem hochdrehenden Elektromotor mit dazugehöriger Steuerung und der nötigen Anpassung des elektrischen Bordnetzes, wurde das Konzept bisher noch nicht serienmäßig umgesetzt.

2.2.3 Druckwellen-Aufladung

Das Prinzip der Druckwellenaufladung ist eng verbunden mit dem von der Firma BBC (heute ABB) entwickelten 'Comprex'-Lader.

Die Kernkomponente ist dabei das von kleinen längslaufenden Kanälen durch-

zogene Complex-Zellenrad. Ein Kanal ist erst zur Frischluftseite geöffnet, wird mit Umgebungsluft gefüllt und abgeschlossen. Anschließend öffnet dieser Kanal zur Abgasseite des Motors, wodurch unter Druck stehendes Abgas in den Kanal einströmt und durch die entstehende Druckwelle das Frischgas verdichtet. Annähernd gleichzeitig wird der Kanal zur Einlaßseite des Motors geöffnet, so daß die durch die Druckwelle verdichtete Ladung in das Ansaugrohr strömen kann. Diese Verbindung wird unterbrochen, bevor nennenswerte Mengen der nachrückenden Abgasfront in den Ansaugtrakt gelangen. Die Druckwelle des Abgases wird an diesem nun geschlossenen Ende des Kanals reflektiert und strömt anschließend aus dem Kanal durch die nun freigegebene Auslaßöffnung aus.

Das Öffnen und Schließen der Kanäle und die Synchronisation der Druckwellen auf den Motorprozeß erfolgt durch eine Drehung des Zellenrades abhängig von der Kurbelwellendrehung.

Ein Vorteil des Druckwellenlader-Prinzips ist seine Skalierbarkeit in Richtung kleiner Baugrößen ohne übermäßige Wirkungsgradeinbussen, da aufgrund des Arbeitsprinzips Spaltverluste nur eine geringe Bedeutung haben.

Aus diesem Grund wird der Complex-Lader, der zwischenzeitlich keine Marktbedeutung mehr hat, neuerdings wieder als Aufladegerät für kleine, hochaufgeladene Ottomotoren vorgeschlagen [33].

Kapitel 3

Schraubenmaschinen

3.1 Funktionsweise von Schraubenmaschinen

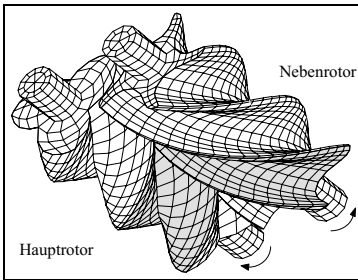


Bild 3.1: Ansaugvorgang

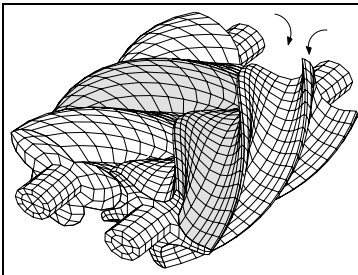


Bild 3.2: Verdichtung

Das gemeinsame Kennzeichen aller Verdrängermaschinen ist der abgeschlossene Arbeitsraum, dessen Volumen sich während eines Arbeitsspiels zyklisch ändert. Beim Schraubenkompressor bildet sich durch das Auseinanderdrehen der Rotoren auf der Unterseite der markierte Profillückenraum, **Bild 3.1**. Durch die saugseitigen Steuerkanten im Rotorgehäuse wird der Arbeitsraum durch Drehung der Rotoren von der Saugseite getrennt.

Bei der weiteren Drehung der Rotoren verkleinert sich der Zahnlückenraum, **Bild 3.2**. Dabei steigen Druck und Temperatur innerhalb des Arbeitsraums an, es kommt zur inneren Verdichtung.

Der gewünschte Verdichtungsdruck wird durch die Lage der druckseitigen Steuerkanten beeinflusst.

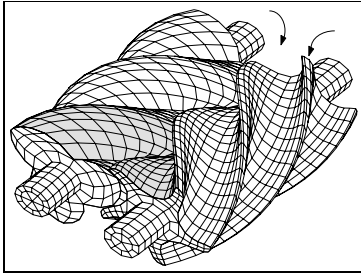


Bild 3.3: Auslaßvorgang

Sind diese Steuerkanten erreicht, besteht eine Verbindung des Profillückenraumes mit der Druckseite des Kompressors. Durch die Drehung der Rotoren wird nun der gesamte Zahn­lückeninhalt in die Druckleitung aus­geschoben, **Bild 3.3**.

Das Arbeitsspiel eines Schraubenex­panders entspricht dem des Schrauben­kompressors, jedoch durchlaufen in um­gekehrter Richtung. Das unter Druck stehende Fluid wird innerhalb des Pro­fillückenraumes expandiert und am Ende des Expansionsvorganges in die Aus­laßleitung ausgeschoben.

Grundsätzlich lassen sich Schraubenmaschinen in trockenlaufende und naßlau­fende Maschinen einteilen. Bei der trockenlaufenden Schraubenmaschine verhin­dert ein Synchronisationsgetriebe die Berührung der Rotorflanken. Es überträgt das Antriebsmoment auf die Rotoren. Bei der naßlaufenden Schraubenmaschine erfolgt die Kraftübertragung direkt über die Rotorflanken. Ein in den Arbeits­raum eingespritzter Schmierstoff verhindert eine unmittelbare Berührung der Ro­toren und übernimmt gleichzeitig eine Kühl- und Dichtfunktion [34].

3.2 Arbeitsraumbegrenzende Spalte

Bedingt durch das Arbeitsprinzip der Schraubenmaschine existieren zwischen den Rotoren selbst und zwischen den Rotoren und dem Gehäuse Spalte. Aufgrund der durch sie fließenden Spaltmassenströme haben sie einen entscheidenden Ein­fluß auf die Energiewandlungsgüte von Schraubenmaschinen. Man unterscheidet prinzipiell vier verschiedene Spaltarten, die bei jeder Schraubenmaschine auf­treten, **Bild 3.4**:

- Gehäusespalt,
- Stirnspalt,
- Profileingriffsspalt,
- Kopfrundungsöffnung bzw. Blasloch.

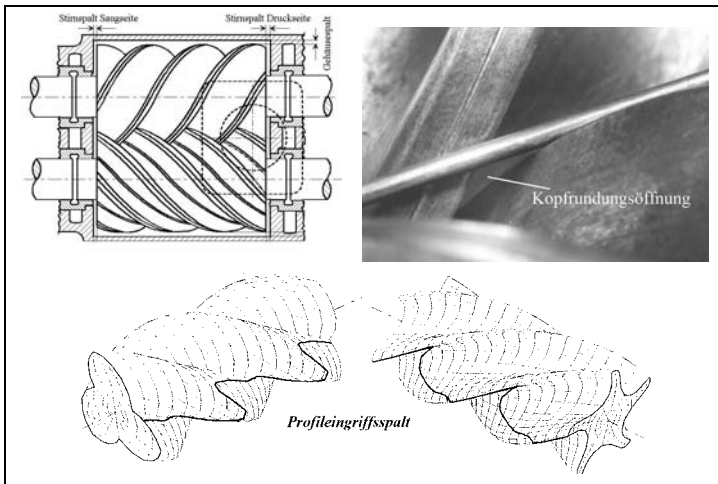


Bild 3.4: Lage der verschiedenen Spalte einer Schraubenmaschine

Der Gehäusespalt verläuft entlang der verwundenen Rotoren zwischen Rotorkopf und Gehäuse. Der Stirnpalt liegt auf der Saug- und Druckseite zwischen den Rotor- und den Gehäusestirnseiten. Gehäusespalt und Stirnpalt verbinden die Profillückenräume untereinander und mit der Saug- bzw. Druckseite. Entlang der Eingriffslinie der beiden Rotoren befindet sich der Profileingriffsspalt. Durch ihn sind alle bestehenden Kammern mit der Saugseite verbunden. Daher ist der Profileingriffsspalt die Spaltart, die die Energiewandlungsgüte der Schraubenmaschinen am stärksten beeinflusst. Die Kopfrundungsöffnung, oft auch als Blasloch bezeichnet, entsteht bei Profilen, bei denen die Verschneidungskante des Gehäuses nicht direkt an den Profileingriffsspalt grenzt. Sie wird durch die im Rotorkopfbereich auftretende Profilkontur und die Verschneidungskante begrenzt. Über die Kopfrundungsöffnung stehen benachbarte Profillückenräume in Verbindung.

3.3 Stand der Forschung

Obwohl das Grundprinzip der Schraubenmaschine bereits 1887 durch den deutschen Heinrich Krigar zum Patent angemeldet worden war erlangte es, vor allem

auf Grund fertigungstechnischer Probleme, lange Zeit keine praktische Bedeutung. Erst mit der Verfügbarkeit geeigneter Fertigungsmittel konnten Schraubenmaschinen eine hohe Verbreitung finden.

Einhergehend mit der zunehmenden Bedeutung wurde die Schraubenmaschine verstärkt zum Gegenstand theoretischer und experimenteller wissenschaftlicher Forschung.

Grundlegende Arbeiten zu Schraubenmaschinen und ihrer Kinematik und Verzahnung enthalten [36], [37].

Wie auch in der praktischen Anwendung lag das Schwergewicht bei den Arbeiten zur wissenschaftlichen Durchdringung der Schraubenmaschine zuerst auf der Anwendung als Kompressor.

Neben Arbeiten zur Simulation der gesamten Schraubenmaschine mit ihren komplexen Wechselwirkungen thermodynamischer, kinematischer und geometrischer Vorgänge [39], [40], [41], [42], [43], [44] wurden auch Teilaspekte wie etwa die mechanische Bauteilverformung [45], [46], [47], die für die Energiewandlungsgüte wesentlichen Spalte und Spaltströmungen [48], [49], [50], [51] und Flüssigkeiten im Arbeitsraum [52], [53], [54] intensiv bearbeitet.

Merkliche Impulse hat die Schraubenmaschine auch durch Fortschritte im Bereich der Werkstofftechnologien, insbesondere der Entwicklung moderner Beschichtungsverfahren, erfahren, [55], [56], [57], [58], [59].

Einen gesonderten Zweig in der Entwicklung der Schraubenkompressoren stellt der Schraubenlader als Aufladegerät für Verbrennungsmotoren dar.

Neben Untersuchungen der Zusammenarbeit zwischen Verbrennungsmotor und Schraubenlader und der Möglichkeiten zur Geometrieoptimierung für den Einsatz als Lader [60], [61], [88], [89], sind hier auch Steuerungsverfahren Gegenstand der Forschung [87], [86], [62], [63], [64], [67].

Eine Darstellung des heute realisierten technischen Standes der Schraubenlader enthält Kapitel 2.2.1.1.2.

Durch kinematische Umkehr des Wirkprinzips der Schraubenkompressoren entsteht der Schraubenmotor, dessen Entwicklung seit Anfang der 80er Jahre verstärkt Gegenstand der Forschung ist.

Grundlegende Arbeiten zur Auslegung von trockenlaufenden und flüssigkeitseingespritzten Schraubenmotoren enthalten [68], [69], [70].

Hauptanwendungsgebiet von Schraubenmotoren ist gegenwärtig die Expansi-

on von Dampf zur Nutzung von Abwärme. Nach theoretischen und experimentellen Vorarbeiten [71], [72], [73], [74] konnte eine Pilotanlage mit einem Dampfschraubenmotor zur Abwärmenutzung in einem BHKW installiert werden [75], [76].

Durch Kombination eines Schraubenmotors mit einem innengekühlten Schraubenkompressor entsteht in Analogie zur Gasturbine die Heißgasschraubenmaschine oder Gasscrew.

Nach experimentellen Vorarbeiten [77], [78], [79] konnte mittlerweile ein experimenteller Funktionsnachweis erbracht werden [80].

3.4 Zielrichtung für die Weiterentwicklung von Schraubenladern

Eine kritische Betrachtung des erreichten Standes der Forschung und Technik läßt Zielrichtungen für eine weitere wissenschaftliche Durchdringung und Optimierung erkennen.

Hierbei lassen sich für die, im Rahmen der vorliegenden Arbeit betrachteten, Schraubenlader zwei Hauptschwachpunkte erkennen:

- Teillastverhalten: Schraubenlader sind geeignet, auch bei hohen Ladedrücken hohe Energiewandlungsgüten zu erreichen. Werden Schraubenlader im Teillastbereich, also bei eher niedrigen Ladedrücken, betrieben, sinkt, als Folge der dann nicht mehr angepaßten inneren Verdichtung, der Wirkungsgrad deutlich ab. Hieraus ergibt sich unmittelbar die Notwendigkeit zur Entwicklung von Steuerungssystemen für Schraubenlader, die eine präzise Anpassung zwischen innerem Volumenverhältnis und Ladedruckverhältnis erlauben.
- Geräuschverhalten: Schraubenlader weisen, bedingt durch das diskontinuierliche Arbeitsprinzip, ein problematisches Geräuschverhalten auf. Um eine stärkere Marktdurchdringung zu erreichen, sollten vorhandene Verbesserungspotentiale gefunden und genutzt werden.

Das Augenmerk der vorliegenden Arbeit gilt dabei dem ersten Punkt, der Untersuchung von Teillaststeuerungssystemen für Schraubenlader für Ottomotoren.

Es bleibt jedoch anzumerken, daß beide Punkte nicht separat betrachtet werden können. Wenn es durch eine geeignete Steuerung gelingt, den am Ende der inneren Verdichtung in der Kammer vorliegenden Druck genau an den außen am Lader anliegenden Druck anzupassen, so wird durch den resultierenden Wegfall der Teilanregung infolge von Druckausgleichsvorgängen ¹ eine wesentliche Geräuschquelle beseitigt [18].

¹Die Teilanregung infolge der Impulsanregung durch den Ladungswechsel als weitere wesentliche Geräuschquelle bleibt auch bei angepasstem Betrieb erhalten.

Kapitel 4

Entwicklungspotentiale von Schraubenladern - das SCREW Konzept

4.1 Laststeuerungskonzepte für Schraubenlader

4.1.1 Ungesteuerte Zusammenarbeit

Wird ein Viertakt- Ottomotor mit einem unregulierten Schraubenlader mechanisch aufgeladen, ergibt sich bei ungedrosseltem Motor und konstantem Übersetzungsverhältnis i zwischen Lader und Motor ein für Verdrängerlader typischer Ladedruckverlauf (gestrichelte Linie) über dem an den Motor gelieferten Massenstrom, wie er in **Bild 4.1** dargestellt ist. Bei der Darstellung der Motorschlucklinien ist der real auftretende Anstieg der Ladelufttemperatur T_L mit dem Ladedruckverhältnis sowie die Wirkung einer Ventilüberschneidung vernachlässigt. Der Punkt A entspricht dabei dem Betriebspunkt der Nennleistung. Einen anderen Zusammenarbeitspunkt zu erreichen, also die Leistungsabgabe des Lader-Motorsystems zu variieren, erfordert eine Änderung der Motorschlucklinien ($n_M = \text{const.}$) oder der Laderkennlinien ($n_L = \text{const.}$) oder eine Kombination beider Eingriffe.

Zur Anpassung des Lader-Lieferverhaltens kann auf laderinterne und externe Steuerungseinrichtungen zurückgegriffen werden. Laderinterne Steuerungseinrichtungen wie beispielsweise ein Steuerschieber oder ein Nacheinlaßventil beein-

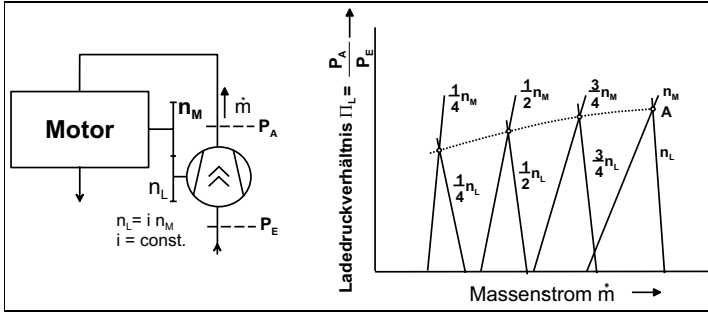


Bild 4.1: Schematische Darstellung der ungesteuerten Zusammenarbeit zwischen einem Verbrennungsmotor und einem Verdrängerlader bei konstantem Übersetzungsverhältnis i des Laderantriebs nach [62]

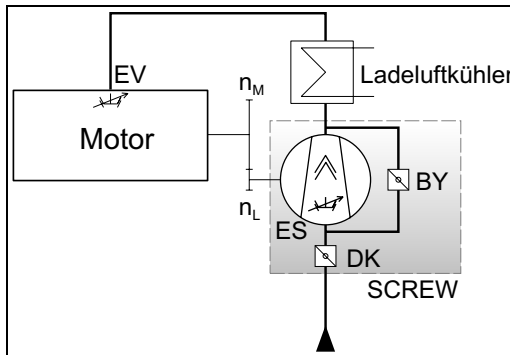


Bild 4.2: Mögliche Steuerungssysteme für ein Schraubenlader-Motorsystem nach [62]

- | | |
|----|--------------------------|
| DK | Drosselklappe |
| BY | Bypass |
| ES | Einlasschieber |
| EV | Einlassventilverstellung |

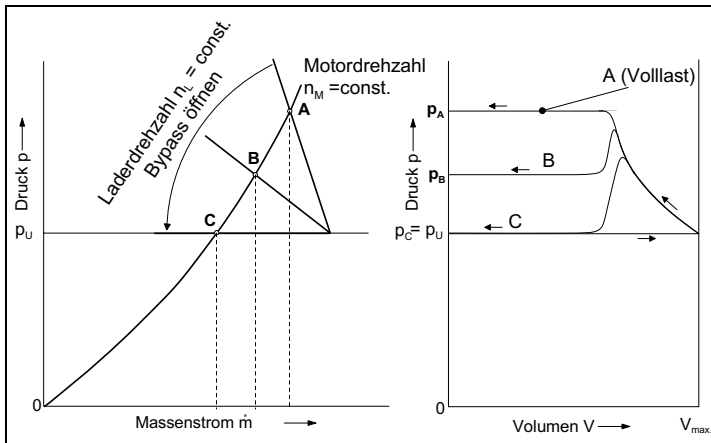


Bild 4.3: Funktionsweise eines Bypass zur Laststeuerung nach [63]

A	Volllastbetriebspunkt
B, C	Teillastbetriebspunkte

flussen unmittelbar den Arbeitsprozeß des Laders, externe Steuereinrichtungen wie Bypass oder Drosselklappe sind außerhalb des Laders angeordnet. In den nachfolgenden Überlegungen gelten alle Lader- Steuereinrichtungen als zum Lader gehörig- siehe dazu die in **Bild 4.2** eingetragene Systemgrenze.

4.1.2 Externe Steuerungen

4.1.2.1 Externer Bypass

Als erstes Steuerorgan sei ein externer Bypass betrachtet, durch den verdichtete Luft von der Druckseite des Laders auf die Saugseite zurückströmen kann.

Mit Öffnung der Bypassklappe (BY) verschiebt sich die Ladercharakteristik, **Bild 4.3**, so daß sich im Zusammenwirken mit der Motorschlucklinie ($n_M = \text{const}$) der Betriebspunkt vom Volllastpunkt A beispielsweise nach B verlagert. Der dem Motor angebotene Massenstrom verringert sich dabei von \dot{m}_A auf \dot{m}_B ¹ Gleichzeitig sinkt die aufzubringende Laderarbeit, wie dies aus den zugehörigen

¹ Abweichend von der sonst gebrauchten Nomenklatur bezeichnen in dieser und den folgenden Darstellungen die Indizes den jeweiligen Arbeitspunkt.

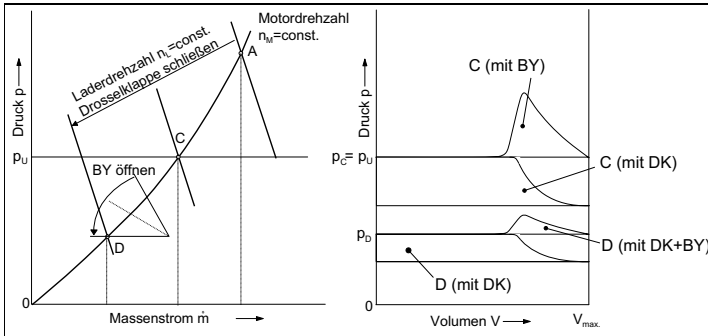


Bild 4.4: Funktionsweise einer Kombination von Drosselklappe DK und Bypass BY nach [63]

A	Vollastbetriebspunkt
C	Mittlerer Teillastbetriebspunkt
D	Niedriger Teillastbetriebspunkt

Arbeitsflächen im p, V -Diagramm dem **Bild 4.3** zu entnehmen ist. Die Differenz $\dot{m}_A - \dot{m}_B$ entspricht dem Bypass-Massenstrom. Wird ein Bypass als einziges Steuerelement verwendet, so kann der Massenstrom nicht weiter als bis \dot{m}_C verringert werden, was dem Massenstrom des ungedrosselten Saugmotors entspricht. Ist eine weitere Senkung des Massenstroms erforderlich, so muß zusätzlich die Drosselklappe (DK) engestellt werden.

4.1.2.2 Drosselklappe und Bypass

Bild 4.4 stellt für die Arbeitspunkte A - C die sich ergebende Verlagerung der Laderkennlinie bei alleiniger Verstellung der Drosselklappe dar. Zusätzlich ist für den Betriebspunkt D eine Kombination aus enggestellter Drosselklappe und variablem Bypass (geöffnet in D) wiedergegeben. Im p, V -Diagramm in **Bild 4.4** werden die resultierenden Arbeitsflächen für die Betriebspunkte C und D beim Einregulieren durch Drosselklappe und Bypass (Punkt C) bzw. Bypass kombiniert mit Drosselklappe (Punkt D) gegenübergestellt. Es ist deutlich zu erkennen, daß es vorteilhaft ist, erst die Einflußmöglichkeit auf den Massenstrom durch Verstellung des Bypasses vollständig auszuschöpfen, und erst wenn diese Eingriffsmöglichkeit nicht mehr ausreichend ist, die Drosselklappe enger zu stellen.

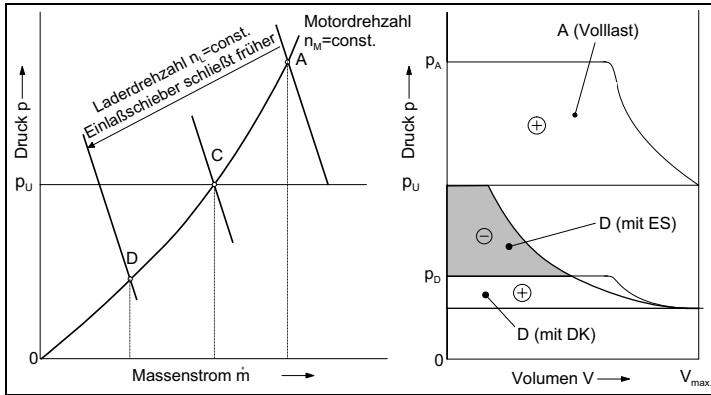


Bild 4.5: Funktionsweise einer einlassseitigen Schiebersteuerung nach [63]

A	Volllastbetriebspunkt
C	Mittlerer Teillastbetriebspunkt
D	Niedriger Teillastbetriebspunkt

4.1.3 Interne Steuerungen

4.1.3.1 Schieber zur Steuereckenverstellung

Schiebersteuerungen für Schraubenmaschinen haben im Bereich der Kältemittelkompressoren eine hohe Marktdurchdringung erreicht. Das Funktionsprinzip läßt sich analog auch vorteilhaft zur Steuerung von Schraubenladern verwenden.

Beim Einsatz eines Steuerschiebers als Einlaßschieber (ES) in einem Schraubenlader wird es möglich, den Ladedruck p_L unter den Umgebungsdruck p_U abzusenken. Dazu muß der Einlaßschieber dann so gestellt werden, daß die Zahnlücken der Schraubenmaschine bereits vor Erreichen des maximalen Kammervolumens abgeschlossen werden. Mit zunehmendem Volumen der Zahnücke erfolgt dann eine Expansion der Ladeluft, im Idealfall bis auf den angestrebten Ladedruck p_L . Die Laderkennlinie im p_L, \dot{m} - Diagramm in **Bild 4.5** verändert sich wie diejenige bei Betätigung der Drosselklappe DK (s. **Bild 4.4**). Deutliche Unterschiede zeigen sich jedoch in den dazugehörigen p, V - Diagrammen. Bei der Lastregelung mittels Einlaßschieber existiert hier eine negative Arbeitsfläche, das heißt der Lader liefert eine Wellenarbeit. Zum Vergleich ist das p, V - Diagramm für den

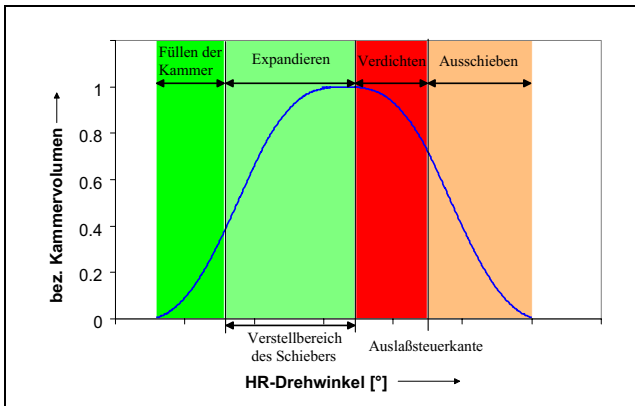


Bild 4.6: Funktionsweise einer einlassseitigen Schiebersteuerung, dargestellt anhand der Volumenkurve einer Schraubenmaschine nach [64]

Betriebspunkt D, diesmal erreicht über Engstellen der Drosselklappe, mit dargestellt (man beachte die Vorzeichen!). Soll der über ES gesteuerte Lader nun als Kompressor wirken, also einen Ladedruck p_L liefern, der größer als der Umgebungsdruck p_U ($\Pi_L > 1$) ist, so sind die Schieber so zu verstellen, daß die Einlaßsteuerkanten, wie bei Kompressoren üblich, die Zahnlücken etwa bei maximalem Kammervolumen abschließen. Bei weiterer Drehung der Rotoren nimmt das Zahnlückenvolumen ab, die Füllung wird verdichtet, bis bei Erreichen des gewünschten Enddrucks die druckseitigen Steuerkanten überfahren werden.

Bild 4.6 verdeutlicht die Funktionsweise anhand der Volumenkurve eines Schraubenladers.

Bei der Darstellung wird von festliegenden Auslasssteuerkanten ausgegangen, so daß am Ende des Arbeitsspiels zwangsläufig eine Kompression des in der Kammer befindlichen Fluids erfolgt.

Durch eine zusätzliche Verstellung der Auslasssteuerkanten könnte die Energiewandlungsgüte gesteigert werden, indem die Kammer bereits am Ende des Expansionsvorganges, also bei maximalem Kammervolumen, zur Auslassseite geöffnet würde. Eine derartige Lösung brächte aber eine signifikante Erhöhung des Herstellungsaufwandes mit sich.

Ein in der Wirkung der saugseitigen Schiebersteuerung ähnliches Konzept ist der in [87] vorgeschlagene Nacheinlass. Hier werden die saugseitigen Steuerkanten so angeordnet, daß die Zahnlücken bereits bei sehr geringem Volumen abgeschlossen werden, so daß nur eine geringe Masse darin enthalten ist. Bei durch fortschreitende Drehung der Rotoren größer werdendem Zahnlückenvolumen erfolgt eine Expansion der Ladeluft. Die eigentliche Laststeuerung geschieht über ein Ventil, mit dem eine Verbindung zwischen der bereits geschlossenen Zahnlücke und der Saugseite hergestellt wird. Soll ein größerer Massenstrom gefördert werden, so wird dieses Ventil geöffnet und zusätzliche Masse kann über diesen Nacheinlass in die Zahnlücke einströmen. Der weitere Druckverlauf gleicht dem eines üblichen Schraubenladers. Eventuell kann es bei dieser Lösung nötig sein, zusätzlich eine Drosselklappe auf der Saugseite vorzusehen, um Betriebspunkte mit sehr geringer Last erreichen zu können.

4.1.3.2 Vorauslass

Der Vorauslass [87] ist ein internes Ladersteuerungssystem, das eine Beeinflussung des inneren Volumenverhältnisses ermöglicht. Es eignet sich dadurch gut als Mittel zur Ladedrucksteuerung für mechanisch aufgeladene Dieselmotoren [87, 88, 89].

Eine Beeinflussung der saugseitigen Steuerkanten und damit eine Variation des geförderten Massenstroms ist jedoch nicht möglich, wodurch der Vorauslass für Ottomotoren weniger geeignet ist.

4.1.3.3 Drehzahlvariabler Antrieb

Eine weitere denkbare Möglichkeit zur Laststeuerung ist die Variation der Laderdrehzahl durch ein veränderliches Übersetzungsverhältnis des Laderantriebs, wie in **Bild 4.7** dargestellt.

Hierbei wird der vom Lader geförderte Massenstrom durch eine Änderung der Arbeitsspielfrequenz gesteuert. Bei der Darstellung im Π_L, \dot{m} -Diagramm ergibt sich dadurch eine näherungsweise Parallelverschiebung der Förderkennlinien des Laders analog der in **Bild 4.5** für die Schieberverstellung dargestellten Verlagerung.

Unter der Voraussetzung eines ideal dichten Laders bleibt der Verlauf des Prozesses im p,V-Diagramm gegenüber dem ungesteuerten Lader unverändert,

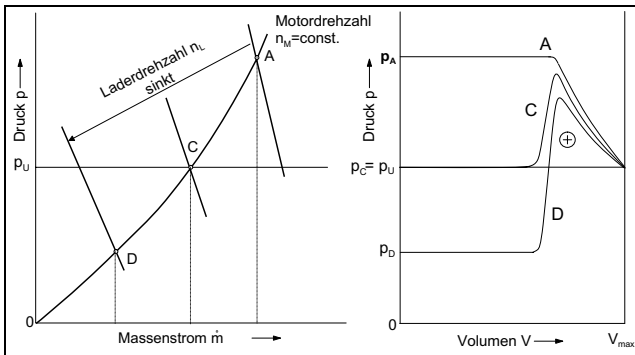


Bild 4.7: Funktionsweise einer Schraubenladersteuerung durch drehzahlvariablen Antrieb

A	Vollastbetriebspunkt
C	Mittlerer Teillastbetriebspunkt
D	Niedriger Teillastbetriebspunkt

eine Anpassung des Kammerdrucks an den außen anliegenden Ladedruck erfolgt erst am Ende des Arbeitsspiels beim druckseitigen Ladungswechsel.

Hieraus folgt unmittelbar, daß durch diese Steuerung lediglich der geförderte Massenstrom \dot{m} verändert werden kann. Eine Variation des inneren Volumenverhältnisses v_i und damit eine Anpassung an das anliegende Druckverhältnis Π_L kann nicht erfolgen, da keine Änderung der Steuerkantenlage erfolgt.

Bei realen Schraubenladern kommt es jedoch infolge der abströmenden Spaltmassen zu einer Änderung der Prozeßführung in Abhängigkeit von Umfangsgeschwindigkeit und Austrittsdruck. Dieser Einfluß ist im p, V -Diagramm erkennbar.

Wenn der Ladedruck geringer als der Eintrittsdruck des Laders ist (Punkt D), kann sich die Richtung der aus den Gaskräften resultierenden Momente umkehren, so daß Wellenarbeit frei wird, die die für die Verdichtung aufzuwendende Arbeit zumindest teilweise kompensiert.

Obwohl diese Variante unter energetischen Aspekten vorteilhaft sein kann [87], wird sie nicht weiter verfolgt, da keine praktisch realisierbare Lösung gefunden werden konnte, die bei gefordert geringem Aufwand hohe Antriebswirkungsgrade bei hinreichender Betriebslebensdauer bietet.

Aufgrund der Druckdifferenzen am Laderaustritt bei Öffnen der Kammer

kommt es zu ausgeprägten Druckausgleichsströmungen, welche aufgrund der damit verbundenen zusätzlichen Impulsanregungen das akustische Verhalten des Laders ungünstig beeinflussen.

Eine einfachere, gelegentlich auch in der Praxis realisierte Lösung ist der Einbau einer schaltbaren Kupplung im Laderantrieb. Hierdurch wird der Lader nur dann zugeschaltet, wenn er benötigt wird. Probleme bereiten bei diesem Konzept jedoch die Einschalttrücke beim Zuschalten des Laders, die den Fahrkomfort beeinträchtigen, und die Frage der Dauerhaltbarkeit einer solchen Kupplung, insbesondere angesichts der zu erwartenden hohen Schalthäufigkeit.

Gerade in neuerer Zeit wird auch eine völlige Entkopplung der Laderdrehzahl von der Motordrehzahl durch einen elektrischen Antrieb des Laders vermehrt diskutiert.

Obwohl diese Lösung thermodynamische Vorteile bietet sind aufgrund der ungeklärten Frage der Deckung des Strombedarfs des Laders und der erwarteten Kosten bisher noch keine serienmässigen Lösungen realisiert.

4.2 Die SCREW² als Aufladegerät für Ottomotoren

In der Literatur wird vielfach auf die Potentiale zur Steigerung der Effizienz von Ottomotoren durch Entdrosselung hingewiesen [90, 91], wobei eine Kraftstoffverbrauchssenkung von ca. 10 % erzielbar scheint.

Ein weiterer vielversprechender Ansatz zur Verbrauchsreduzierung ist das bereits in Kapitel 1.1 vorgestellte 'Downsizing', der Ersatz konventioneller Saugmotoren durch hubraumkleinere aufgeladene Aggregate. Bei konsequenter Umsetzung dieses Konzeptes werden in der Literatur Verbrauchssenkungen von bis zu 25% angegeben [92].

Es ist leicht vorstellbar, daß ein Aufladegerät, das sowohl die geforderten Ladedrücke bereitstellen als auch eine Variation des geförderten Luftmassenstroms in Teilen des Betriebsbereiches ohne Verwendung einer Drosselklappe ermöglichen kann, ein merkliches Verbrauchssenkungspotential bieten könnte, indem es beide Ansätze vereinen hilft.

²SCREW = Schraubenmaschine mit Compressorischer Respektive Expansiver Wirkung

Zur Realisierung eines solchen Aufladegerätes für kleine Ottomotoren bietet sich die Verwendung eines Schraubenladers mit einlassseitiger Schiebersteuerung an. Dieses Aggregat ermöglicht eine variable Anpassung des geförderten Massenstroms durch Verschließen der Einlassöffnungen vor Erreichen des maximalen Kammervolumens bei gleichzeitiger Beeinflussung des inneren Volumenverhältnisses. Durch die Expansion der Kammerfüllung kann im Teillastbetrieb bei Ladedrücken kleiner als der Umgebungsdruck ein Teil der Ansaugluftenthalpie zur Kompensation der Leistungsaufnahme des Laders genutzt werden.

Die hier vorgeschlagene Betriebsweise des Schraubenladers, im unteren Lastbereich als Expansionsmaschine, also quasi als Motor, und im oberen Lastbereich als Kompressor, erfordert eine gegenüber gängigen Schraubenladern modifizierte, auf diese Betriebsweise ausgelegte, Ausführung. Demzufolge ist auch eine besondere Bezeichnung der Maschine sinnvoll, um sie von einem reinen Lader zu unterscheiden. Dieses neuartige Aufladegerät sei daher im folgenden als Schraubenmaschine mit **Compressorischer Respektive Expansiver Wirkung**, kurz **SCREW**, bezeichnet.

Bei der im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagenen SCREW wird auf eine Verstellung der Auslasssteuerkanten verzichtet, um den Konstruktions- und Fertigungsaufwand in einem für Automobilanwendungen akzeptablen Rahmen zu halten. Eine Untersuchung der aus dieser Vereinfachung resultierenden Konsequenzen für die Energiewandlung enthält Kapitel 6.2.6.

Ein hinsichtlich seines Konzeptes und seiner Wirkung ähnliches, in der Ausführung jedoch deutlich abweichendes System, von dem bisher keine praktische Realisierung bekannt ist, beschreibt [65].

Die beschriebenen Arbeiten wurden im Rahmen eines von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten gemeinsamen Projektes der Technischen Universität Berlin, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, und der Universität Dortmund, Fachgebiet Fluidenergiemaschinen, durchgeführt.

Dabei wurden die verbrennungsmotorischen Aspekte von der TU Berlin, die der SCREW von der Universität Dortmund betreut. Informationen über die von der TU Berlin bearbeiteten Arbeitspakete enthalten [66], [67].

Kapitel 5

Das SCREW-Simulationssystem

Für die vorliegende Arbeit wurde ein bereits bestehendes Programmsystem zur Simulation von Schraubenladern mit einem den Arbeitsraum beeinflussenden Ventil (Vorauslaß bzw. Nacheinlaß) erweitert, da sich für die Simulation des SCREW-Laders, der ja Schraubenlader und -motor hybrid vereint, gegenüber der Simulation konventioneller Schraubenlader erweiterte Anforderungen an das Programmsystem ergaben.

Einerseits war eine geeignete Darstellung einer Schiebersteuerung zu implementieren, andererseits mußten die deutlich größeren zu betrachtenden Drehwinkelbereiche Beachtung finden.

5.1 Beschreibung des Schraubenlader-Simulationssystems

Zur Untersuchung des Betriebsverhaltens von Schraubenmaschinen bietet sich die Verwendung eines Kammermodells nach der Füll- und Entleermethode an.

Die programmtechnische Berechnung der thermodynamischen Zustands- und Prozeßgrößen erfolgt dabei nach dem nachfolgend erläuterten Modell.

5.1.1 Das Kammermodell

Das Kammermodell, **Bild 5.1**, berücksichtigt die in Schraubenmaschinen als wesentlich erachteten strömungsmechanischen und thermodynamischen Vorgänge. In diesem Modell wird jeder von Haupt- und Nebenrotor gebildete Profillücken-

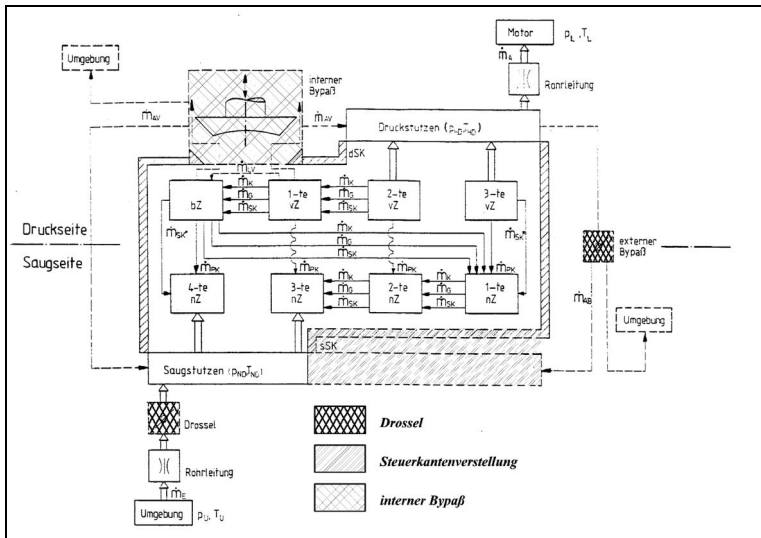


Bild 5.1: Kammermodell zur Simulation eines Schraubenladers mit verschiedenen Steuerungssystemen nach [87]

\dot{m}	Massenstrom (Haupt- und Spaltmassenstrom)
\dot{m}_A	austretender ~
\dot{m}_{AB}	durch Bypass austretender ~
\dot{m}_{AV}	durch Vorauslass austretender ~
\dot{m}_E	eintretender ~
\dot{m}_G	Gehäusespalt ~
\dot{m}_{iV}	interner ~ durch Vorauslass
\dot{m}_K	Kopfrundungsspalt ~
\dot{m}_{PK}	Profileingriffsspalt ~ zwischen Kammer und Saugseite
$\dot{m}_{P\Pi}$	Profileingriffsspalt ~ zwischen Druck- und Saugseite
\dot{m}_{SK}	Stirnspalt ~ zwischen zwei Kammern
$\dot{m}_{S\Pi}$	Stirnspalt ~ zwischen Druck- und Saugseite
p	Druck
SK	Steuerkante
T	Temperatur
Z	Zahlückenraum
nZ	nachlaufender Zahnückenraum
vZ	vorlaufender Zahnückenraum

raum als Kammer (Arbeitsraum) abgebildet. Das Volumen der Kammer ändert sich in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel. Die Anzahl der durch das Gehäuse abgeschlossenen Kammern ist abhängig von der Lage der saug- und druckseitigen Steuerkanten. Weiterhin existieren im Einlass- und Auslassbereich Profillückenräume, die direkt mit der Saug- bzw. Druckseite verbunden sind.

Die im Modell betrachteten Kammern stehen sowohl untereinander als auch mit der Hoch- und der Niederdruckseite über arbeitsraumbegrenzende Spalte (vgl. Abschnitt 3.2) in Verbindung. Über die durch diese Spalte fließenden Massenströme kommt es zu Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Kammern. Daher kann eine einzelne Kammer in der Simulation während der Verdichtung nicht isoliert betrachtet werden, sondern es werden nach frei wählbaren Zeitabständen Δt , in denen sich der Hauptrotor um den Winkel $\Delta\alpha$ weitergedreht hat, die durch die Spalte zu- und abströmenden Massen- und Energieströme bestimmt. Nach jedem Drehwinkelschritt können dann durch eine Energiebilanz die neuen thermodynamischen Zustandsgrößen der betrachteten Kammer ermittelt werden. Am Ende der Berechnung liegt der Verlauf dieser Größen als Funktion des Hauptrotordrehwinkels für das gesamte Arbeitsspiel vor.

5.1.2 Berechnung der Zustandsgrößen

Die Bestimmung der Zustandsgrößen basiert auf der Annahme, daß die in der Profillücke (Kammer) stattfindende Zustandsänderung durch die Überlagerung zweier unabhängiger Teilprozesse beschrieben werden kann. Als erster Teilprozeß wird eine isentrope (trockenlaufender Schraubenkompressor) Verdichtung in einer vollkommen dichten Arbeitskammer angenommen. Dieser Teil der Zustandsänderung ist mit einer Änderung der inneren Energie ΔE_1 verbunden. Die Energieänderung ΔE_2 des zweiten Teilprozesses resultiert bei konstantem Zahnlückenvolumen aus den Enthalpien der zu- und abströmenden Spaltmassenströme. Die gesamte Energieänderung in der Zahnlücke während einer Drehwinkeländerung $\Delta\alpha$ ergibt sich dann zu:

$$\Delta E_{ges} = \Delta E_1 + \Delta E_2. \quad (5.1)$$

Die Berechnung erfolgt iterativ. Zur Vereinfachung wird das Arbeitsfluid als ideales Gas behandelt. In einem ersten Durchlauf erfolgt eine Belegung der Zustandsgrößen mit Startwerten, die unter Vernachlässigung der Spaltmassenströme

unter Annahme isentroper Prozesse ermittelt werden.

Bei den folgenden Durchläufen können auch die Wirkungen der Spaltmassenströme berücksichtigt werden, da die hierfür erforderlichen Randbedingungen, insbesondere das Druckverhältnis am Spalt, nun bekannt sind.

Wenn die Änderung der berechneten Größen bei zwei aufeinanderfolgenden Iterationsdurchläufen einen vorgegebenen Grenzwert unterschreitet, wird der Iterationsprozess beendet.

Für den ersten Teilprozess wird, wie bereits beschrieben, eine adiabate Prozessführung angenommen. Aufgrund der kurzen für einen Wärmeaustausch zur Verfügung stehenden Zeiten infolge der kurzen Arbeitsspielzeiten des Schraubensladers und der nur kleinen Wärmeaustauschflächen der kompakten Arbeitsräume führt diese Annahme zu akzeptablen Abweichungen der Ergebnisse von der real vorliegenden diabaten Prozessführung [40].

Als Energieänderung für den ersten Teilprozess ΔE_1 gilt damit:

$$\Delta E_1 = \frac{m(t)RT(t)}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{V(t)}{V(t + \Delta t)} \right)^{\kappa - 1} - 1 \right]. \quad (5.2)$$

Da $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ und $R = c_p - c_v$ erhält man nach Umformung:

$$\Delta E_1 = c_v m(t) T(t) \left[\left(\frac{V(t)}{V(t + \Delta t)} \right)^{\kappa - 1} - 1 \right]. \quad (5.3)$$

Die Energieänderung im zweiten Teilprozess ergibt sich durch Bilanzierung der zu- und abströmenden Spaltmassen mit ihren zugehörigen spezifischen totalen Enthalpien h_t :

$$\Delta E_2 = \sum m_{zu} h_{t_{zu}} - \sum m_{ab} h_{t_{ab}} \quad (5.4)$$

Vernachlässigt man die kinetischen Energien der Spaltströme und Änderungen der potentiellen Energie infolge geodätischer Höhenänderungen kann die totale spezifische Enthalpie h_t durch die spezifische Enthalpie h ersetzt werden. Da $h_{zu} = c_p T_{zu}$ und $h_{ab} = c_p T_{ab}$ gilt dann:

$$\Delta E_2 = c_p \left(\sum m_{zu} T_{zu} - \sum m_{ab} T_{ab} \right). \quad (5.5)$$

Einsetzen liefert für die Gesamtenergieänderung des im Arbeitsraum einge-

schlossenen Fluides:

$$\Delta E = c_v m(t) T(t) \left[\left(\frac{V(t)}{V(t + \Delta t)} \right)^{\kappa-1} - 1 \right] + c_p \left(\sum m_{zu} T_{zu} - \sum m_{ab} T_{ab} \right). \quad (5.6)$$

Da unter den getroffenen Voraussetzungen $\Delta E = \Delta U = \Delta(c_v m T)$ ist, erhält man bei Annahme konstanter isochorer Wärmekapazität c_v durch Einsetzen für die Energieänderung während eines Zeitschrittes Δt folgende Beziehung:

$$\begin{aligned} \Delta E &= c_v m(t) T(t) \left[\left(\frac{V(t)}{V(t + \Delta t)} \right)^{\kappa-1} - 1 \right] + c_p \left(\sum m_{zu} T_{zu} - \sum m_{ab} T_{ab} \right) \\ &= c_v m(t + \Delta t) T(t + \Delta t) - c_v m(t) T(t). \end{aligned} \quad (5.7)$$

Bei konstanter Drehzahl lassen sich die Zeitintervalle Δt nach $\Delta \alpha = 2\pi n_{HR} \Delta t$ in Drehwinkeldifferenzen $\Delta \alpha$ umrechnen.

Durch Einsetzen und Umformen läßt sich nun die am Ende eines Drehwinkelschrittes in der Kammer herrschende Temperatur berechnen:

$$T(\alpha + \Delta \alpha) = \frac{m(\alpha)}{m(\alpha + \Delta \alpha)} T(\alpha) \left(\frac{V(\alpha)}{V(\alpha + \Delta \alpha)} \right)^{\kappa-1} + \kappa \frac{\sum m_{zu} T_{zu} - \sum m_{ab} T_{ab}}{m(\alpha + \Delta \alpha)}. \quad (5.8)$$

Aus der idealen Gasgleichung folgt daraus für den am Ende des Winkelschritts herrschenden Kammerdruck:

$$p(\alpha + \Delta \alpha) = \frac{m(\alpha + \Delta \alpha) R T(\alpha + \Delta \alpha)}{V(\alpha + \Delta \alpha)}. \quad (5.9)$$

Mit diesen Beziehungen können die Zustandsgrößen des Fluids in der Kammer für den jeweiligen Winkelschritt berechnet werden.

5.1.3 Berücksichtigung der Spalte

Wie erwähnt wird die Energiewandlungsgüte von Verdrängermaschinen durch die Spaltströmungen wesentlich geprägt.

Im Rahmen des Simulationssystems werden Spaltmassenströme in Analogie zu den Massenströmen durch Blenden und Düsen durch das Produkt des theore-

tischen Spaltmassenstromes mit einem Durchflußbeiwert bestimmt:

$$\dot{m}_{Sp} = \alpha \dot{m}_{th}. \quad (5.10)$$

Die Durchflußbeiwerte α wurden an unterschiedlich geformten Spalten mit ruhender Berandung für einen weiten Parameterraum experimentell ermittelt [48].

Im Simulationsprogramm werden den Spalten innerhalb der Schraubenmaschine abschnittsweise in Abhängigkeit von den Parametern Spalthöhe und -form sowie Druckverhältnis am Spalt die zugehörigen Durchflußbeiwerte aus der Datenbasis zugeordnet.

Bei der Berechnung des theoretischen Massenstromes \dot{m}_{Sp} wird vom Vorliegen einer stationären isentropen Düsenströmung und der Anwendbarkeit der Gesetzmäßigkeiten für ideale Gase ausgegangen.

Dieses Vorgehen erfordert eine Fallunterscheidung in Abhängigkeit vom anliegenden Druckverhältnis.

Ist das am Spalt anliegende Druckverhältnis größer oder gleich dem kritischen Druckverhältnis Π_{krit} , gegeben durch:

$$\Pi_{krit} = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (5.11)$$

so wird der theoretische Spaltmassenstrom \dot{m}_{Sp} nur durch die Zustandsgrößen am Spalteintritt bestimmt.

Der theoretische Spaltmassenstrom \dot{m}_{Sp} ist dann:

$$\dot{m}_{Sp} = A_{Sp} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \frac{p_{E,Sp}}{R_L T_{E,Sp}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} R_L T_{E,Sp}}. \quad (5.12)$$

Ist das am Spalt anliegende Druckverhältnis kleiner als das kritische Druckverhältnis Π_{krit} so kann der theoretische Spaltmassenstrom \dot{m}_{Sp} nach der Gleichung von de Saint - Venant bestimmt werden:

$$\dot{m}_{Sp} = A_{Sp} \left(\frac{p_{A,Sp}}{p_{E,Sp}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \frac{p_{E,Sp}}{R_L T_{E,Sp}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} R_L T_{E,Sp} \left(1 - \left(\frac{p_{A,Sp}}{p_{E,Sp}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)}. \quad (5.13)$$

5.2 Erweiterung des Simulationssystems

5.2.1 Implementierung der SCREW-Schiebersteuerung

Wie bereits in Kapitel 4.2 beschrieben, beruht die Funktion der SCREW auf der Verstellbarkeit der saugseitigen Steuerkanten durch eine Schiebersteuerung.

Für die Modellierung der Schiebersteuerung konnten teilweise entsprechende Module für Steuerschieber bei Kältemaschinen Verwendung finden.

Lediglich für die Abbildung axialer Steuerschieber war eine vollständig neue Lösung zu finden. Grundsätzlich bewirkt eine Verstellung axialer Steuerschieber eine Änderung der axialen Ein- bzw. Auslaßflächen hinsichtlich Form und Lage. Die Programme zur Berechnung dieser Flächen wurden daher so erweitert, dass nun nach Vorgabe des Verstellwinkels der Schieber die Berechnung dieser Werte mit Hilfe von finiten Flächenelementen erfolgt.

Als Eingabedaten werden dazu benötigt:

1. der Stirnschnitt der Rotoren,
2. die Einströmöffnungen im Schiebergehäuse,
3. die Kontur der die Einströmöffnungen teilweise abdeckenden haupt- und nebenrotorseitigen Schieber mit Angabe der Schieberdrehwinkel.

Diese Darstellungen werden in ein Raster von Flächenelementen umgewandelt und dann weiter verarbeitet.

5.2.1.1 Darstellung der Rotoren

Am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen liegt eine umfangreiche Bibliothek von Rotorprofilen für Schraubenmaschinen, abgelegt in verschiedenen Formaten, vor. Für die vorliegende Arbeit wurde auf eine Darstellung der Profilform im Stirnschnitt als Punktehaufen mit Beschreibung der Punkte durch Polarkoordinaten zurückgegriffen.

Bild 5.2 zeigt schematisch die Darstellung des Hauptrotors. Die Flanken werden durch einen Polygonzug gebildet, dessen Stützpunkte in Polarkoordinaten durch den Winkel α_P und den Radius R angegeben werden. Durch eine hohe Anzahl von Stützpunkten (180 je Flanke) kann eine gute Abbildung des Profils erreicht werden. Dabei ist es hinreichend, lediglich eine Zahnteilung mit dem

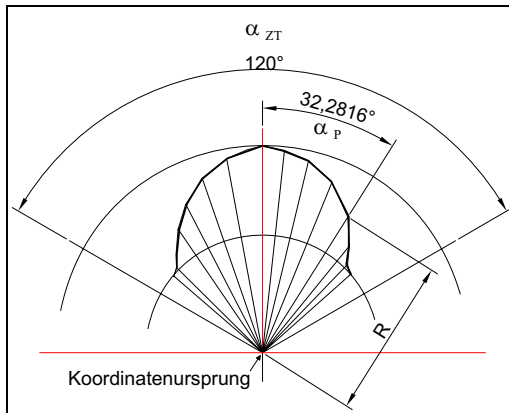


Bild 5.2: Schematische Darstellung der Generierung der Hauptrotorkonturen im Stirnschnitt

Zahnteilungswinkel α_{ZT} zu speichern, bei bekannter Zähnezahl kann daraus der Stirnschnitt des gesamten Profils erzeugt werden.

Zur Generierung der Profilkontur wird das Profil in den benötigten Winkel gedreht und dann durch eine Koordinatentransformation in das kartesische Koordinatensystem des Rechenprogramms umgewandelt.

Die Generierung der Darstellung der Rotoren muß für jeden Rotordrehwinkel neu erfolgen.

5.2.1.2 Darstellung der Einströmöffnungen

Die Form der im Schiebergehäuse realisierten Einströmöffnungen wird durch den Benutzer grafisch vorgegeben. Zu diesem Zweck wurde eine Schnittstelle zu dem weit verbreiteten CAD-System *Autocad* geschaffen.

Als Ausgangspunkt dient dabei die bereits in *Autocad* verfügbare Möglichkeit zur Konvertierung der Zeichnungen in Rastergrafiken, aus denen durch geeignete Skalierung und Umwandlung das Raster der finiten Flächenelemente für das Berechnungsprogramm generiert wird.

Durch das System ist es möglich, aus beliebigen *Autocad*-Zeichnungen, wie z.B. Fertigungszeichnungen, Einströmflächen zu gewinnen, **Bild 5.3**. Aufgrund

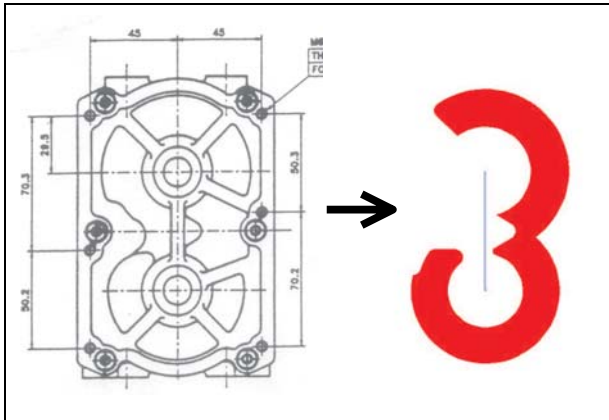


Bild 5.3: Generierung einer durch das Simulationssystem nutzbaren Darstellung der Einlassöffnungen aus einer Zeichnung

des feinen verwendeten Rasters der Flächenelemente sind diese in der Darstellung nicht erkennbar und erscheinen als eine einheitliche Fläche.

Die Generierung der Darstellung erfolgt für eine gegebene Öffnungsform einmalig und kann dann für alle weiteren Berechnungen wiederverwendet werden.

5.2.1.3 Darstellung der Schieber

Die haupt- und nebenrotorseitigen axialen Drehschieber können als in der Grundform kreisrunde Scheiben betrachtet werden, in denen Durchströmöffnungen von meist zahnkopfkongruenter Kontur ausgenommen sind. Aufgrund dieser Eigenschaft kann zur Darstellung analog zu den Rotorprofilen vorteilhaft auf eine Beschreibung in Polarkoordinaten zurückgegriffen werden.

Dadurch ist es möglich, zur Erzeugung der Schieberkonturen auf leicht abgewandelte Versionen der auch für die Erstellung der Rotorprofile genutzten Werkzeuge zurückzugreifen.

Bild 5.4 stellt schematisch einen hauptrotorseitigen Einlasschieber dar. Die der Zahnflankenkontur folgende Steuerkante ist deutlich erkennbar.

Als zusätzlicher Parameter wird der für die Berechnung zu verwendende Einstellwinkel für die Schieber benötigt. Je nach Einstellwinkel verdecken die Dreh-

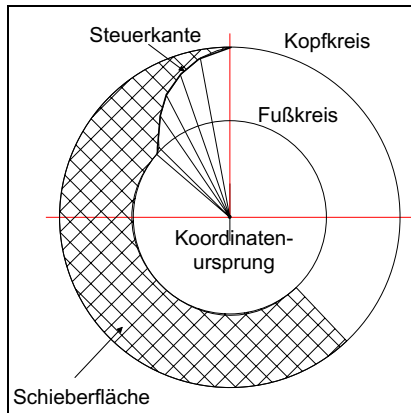


Bild 5.4: Schematische Darstellung des hauptrotorseitigen Einlasschiebers

schieber unterschiedlich große Bereiche der Einströmöffnungen und bewirken damit eine Variation des Zeitpunktes des Kammerabschlusses von der Saugseite.

Die Winkel werden durch den Benutzer innerhalb der Eingabedatei zusammen mit den anderen für den gesamten Berechnungslauf erforderlichen Daten vorgegeben. Dabei können die Drehwinkel für haupt- und nebenrotorseitigen Schieber unabhängig voneinander gewählt werden.

Die Generierung der im Einlaßflächenberechnungsprogramm verwendeten Darstellung durch ein Raster finiter Flächenelemente läßt sich dann nach entsprechender Verdrehung in die geforderte Drehwinkelstellung und Skalierung durch eine einfache Koordinatentransformation der Polarkoordinaten in kartesische Koordinaten erreichen.

Die Generierung der Datenstruktur für die Schieber erfolgt für eine konstante Schieberstellung einmalig.

5.2.1.4 Berechnungsablauf

Der Ablauf einer vollständigen Flächenberechnung stellt **Bild 5.5** dar.

Nach Ende der Flächenberechnung steht dem Simulationssystem der Verlauf der wirksamen Einströmfläche als Funktion des Hauptrotordrehwinkels mit den Verdrehwinkeln der Schieber als Hauptparameter zur Verfügung.

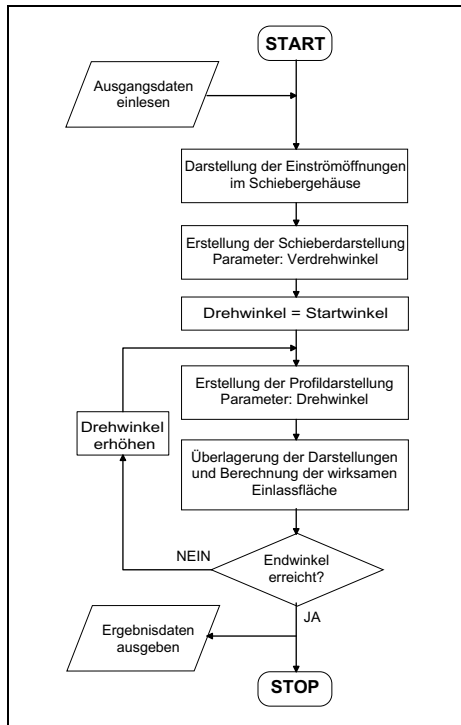


Bild 5.5: Ablaufschema der Einlassflächenberechnung

Für eine Abbildung des Einströmvorganges sind zusätzlich die Durchflußbeiwerte der Öffnungen erforderlich. Diese sind zunächst noch nicht bekannt, es werden näherungsweise Werte ähnlicher Einströmöffnungen von Schraubenmaschinen verwendet.

5.2.1.5 Abschätzung der erzielbaren Auflösung der Flächenberechnung

Aufgrund der gewählten Rechenmethode auf Basis finiter Flächenelemente ist die Auflösung des Flächenberechnungsprogramms begrenzt durch die Größe eines einzelnen Flächenelementes. Nach Vergleichsrechnungen mit unterschiedlichen Rastergrößen wurde als sinnvoller Kompromiß aus Programmlaufzeit und erzielbarer Auflösung ein Raster von $800 \times 800 = 640000$ Flächenelementen ausgewählt.

Die Skalierung der abzubildenden Geometrien erfolgt derart, dass der Achsabstand der Rotoren der Kantenlänge von $n = 300$ Flächenelementen entspricht.

Hieraus folgt für die bei den Rechnungen zugrundegelegte Maschine mit einem Achsabstand $a = 51,47mm$ eine Kantenlänge eines Flächenelementes von $K = \frac{a}{n} = \frac{51,47mm}{300} = 0,1715mm$. Hieraus folgt für die Fläche eines Elementes als kleinster auflösender Einheit ein Wert von $A = 2,9435 \cdot 10^{-2} mm^2$.

Die Gehäuseteile von serienmäßig gefertigten Schraubenmaschinen mit den darin angeordneten Einströmöffnungen werden üblicherweise durch Urformverfahren hergestellt. Bereits die Exemplarstreuungen innerhalb einer Serie aufgrund der Toleranzen der Gehäusefertigung liegen deutlich über dieser Auflösung.

5.2.2 Anpassung der Drehwinkelbereiche

Um den geförderten Massenstrom soweit zu senken, daß ein Ottomotor bei möglichst niedriger Last betrieben werden kann, ist die Zahnücke beim Ansaugen bereits sehr früh zu schließen.

Der hybride Lader ist dann durch eine sehr lange Expansionsphase gekennzeichnet. Das Arbeitsspiel der SCREW-Maschine kann einen deutlich größeren Drehwinkelbereich umfassen als dies bei einem ungesteuerten Lader der Fall ist.

Bei der Entwicklung des dem SCREW-Simulationssystem zugrundeliegenden Programmpaketes war ein derartiger Einsatzfall nicht abzusehen, die Möglichkeit zur Generierung entsprechend großer Datenstrukturen war nicht vorgesehen.

Zur Simulation des SCREW-Laders waren die einzelnen Module so zu erweitern, dass die Expansions- und die Kompressionsphase in ausreichendem Umfang abgebildet werden können. Dies erforderte eine Änderung fast aller Teilmodule des Systems, so daß eine Abbildung des gesamten bei einem SCREW-Lader denkbaren Drehwinkelbereiches möglich wurde.

Kapitel 6

Simulationsrechnungen und Resultate

6.1 Abgleich des Simulationssystems

Ziel der durchgeführten Messungen ist einerseits die Verifikation des Simulationssystems, andererseits aber auch die Gewinnung von Daten zur Abstimmung des Systems mit dem Ziel der Erhöhung der Abbildungsgüte.

Zu diesem Zweck erfolgten Simulationsrechnungen ausgehend von vom Hersteller des Basisladers angegebenen Kaltspalthöhen und Reibleistungsverläufen. Beim Vergleich mit korrespondierenden Messungen zeigten sich deutliche Unterschiede zwischen gemessenen und berechneten Werten. Diese sind auf zwei Haupteinflussfaktoren rückführbar.

Bei der Realisierung des SCREW-Prototyps (s. Kapitel 7) mußten aus konstruktiven Gründen und zur Erhöhung der Betriebssicherheit Spalthöhen, insbesondere des saugseitigen Stirnspaltes, gegenüber den Herstellerangaben der Basismaschine erhöht werden. Bereits hierdurch ergeben sich Unterschiede.

Zusätzlich handelt es sich bei den vom Hersteller angegebenen Werten um bei der Fertigung angestrebte Kaltspalthöhen. Relevant für das Betriebsverhalten der realen Maschine sind jedoch die sich im Betrieb einstellenden Warmspalthöhen.

Der Abgleich des Simulationssystems erfolgte in zwei Schritten durch eine iterative Anpassung der Eingangsdaten. Zuerst wurden die Spalthöhen variiert bis eine akzeptable Übereinstimmung zwischen berechnetem und gemessenem Massenstrom erreicht war. Im zweiten Schritt erfolgte eine Optimierung des ange-

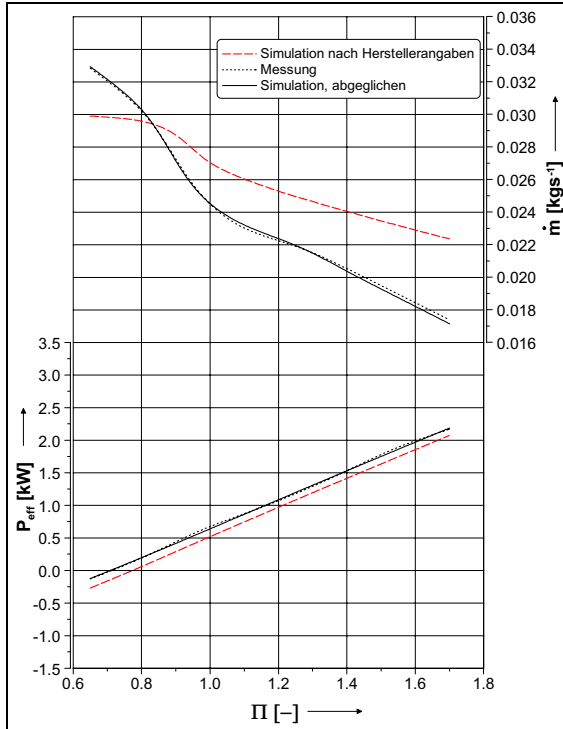


Bild 6.1: Vergleich von gemessenen und durch Simulationsrechnungen nach Herstellerangaben und mit abgestimmtem Simulationsmodell vorherbestimmten Werten für geförderten Massenstrom \dot{m} und eff. Wellenleistung P_{eff} der SCREW als Funktion des Druckverhältnisses Π bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit $u_{HR} = 20 \text{ ms}^{-1}$ und mittlerer Schieberstellung

Spalt		Herstellerangabe	Abgeglichenes Modell
Profileingriffspalt		0,10 mm	0,13 mm
Gehäusespalt	HR	0,08 mm	0,10 mm
	NR	0,08 mm	0,10 mm
Stirrspalt	SS	0,35 mm	0,60 mm
	DS	0,08 mm	0,10 mm

Tabelle 6.1: Vom Hersteller angegebene und durch Abgleich ermittelte Spalthöhen

nommenen drehzahlabhängigen Reibleistungsverlaufes bis die gewünschte Abbildungsgenauigkeit der berechneten effektiven Leistung gegenüber dem Messwert erreicht war.

Bild 6.1 stellt gemessene, nach Herstellerangaben und mit dem abgeglichenen Simulationssystem berechnete Werte für den geförderten Massenstrom \dot{m} und die effektive Leistung P_{eff} der SCREW abhängig vom Druckverhältnis Π bei einer Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HR} = 20 \text{ m s}^{-1}$ dar.

Gerade bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten wirken sich Spaltmassenströme aufgrund der dann langen Arbeitsspielzeiten besonders gravierend auf das Betriebsverhalten aus, so daß diese Arbeitspunkte für die Abstimmung des Simulationsmodells besondere Relevanz erhalten.

Eine Gegenüberstellung der vom Hersteller angegebenen und nach Abgleich des Simulationssystems ermittelten Werte zeigt **Tabelle 6.1**.

Die deutliche Vergrößerung des realen saugseitigen Stirnspalts gegenüber den Herstellerangaben ist konstruktiv durch die Anpassung der Schiebersteuerung an einen konventionellen Schraubensauger bedingt. Für die Konstruktion des Prototyps wurde hier eine Höhe von 0,7 mm vorgesehen, um ein Anlaufen der Rotorstirnflächen am Schiebergehäuse sicher zu vermeiden. Die anderen Differenzen ergeben sich aus den Abweichungen der Warmspalthöhen der realen SCREW von den Kaltspalthöhen der Herstellerangaben.

Durch die Abstimmung des Simulationsmodells konnte eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung erzielt werden.

Variationsgröße				Bezugswert		
Umschlingungswinkel Φ_{HR}	100°	150°	200°	270°	300°	
L/D	1,0		1,4	1,6	2,0	
Profil-Zähnezahlen	3+5			3+6	4+5	4+6

Tabelle 6.2: Im Rahmen der Geometrievariation veränderte Rotorgeometrieparameter

6.2 Variation der Geometrieparameter

Für eine Untersuchung des Einflusses der Geometrieparameter der SCREW auf das Betriebsverhalten erfolgte in Simulationsrechnungen eine systematische Variation der Rotorgeometrieparameter Längen-/Durchmesserverhältnis L/D, Hauptrotor-Umschlingungswinkel Φ_{HR} und der Rotor-Zähnezahlen z_{HR} bzw. z_{NR} . Die betrachteten Variationen zeigt **Tabelle 6.2**. Als Bezugswert werden die Geometrieparameter verwendet, die auch in dem als Ausgangspunkt für die SCREW-Prototypen verwendeten Basislader realisiert sind (Kap. 7).

Der Hauptrotor-Umschlingungswinkel Φ_{HR} ist der Verschraubungswinkel, um den die beiden Stirnseiten des Hauptrotors gegeneinander verdreht sind. Zum besseren Verständnis stellt **Bild 6.2** [60] drei Rotorpaare mit unterschiedlichen Umschlingungswinkeln dar.

Alle betrachteten Variationen sind so skaliert, daß der theoretisch geförderte Volumenstrom \dot{V}_{th} und die maximale Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit u_{HRmax} konstant bleiben.

Das verwendete Rotorprofil ist ein modifiziertes asymmetrisches SRM-Profil gemäß den Angaben des Maschinenherstellers. Die für die Simulationsrechnungen verwendeten Spalthöhen sind in Tabelle 6.1 aufgeführt. Die Lage der druckseitigen Steuerkanten entspricht der der Basismaschine. Die Schieberposition ist so gewählt dass das innere Volumenverhältnis v_i an das äußere Druckverhältnis angepasst ist.

Zusätzlich erfolgte eine Untersuchung des Einflusses variierteter Spalthöhen (s. Kapitel 6.2.2) sowie geänderter Lage der druckseitigen Steuerkante (s. Kapitel 6.2.6).

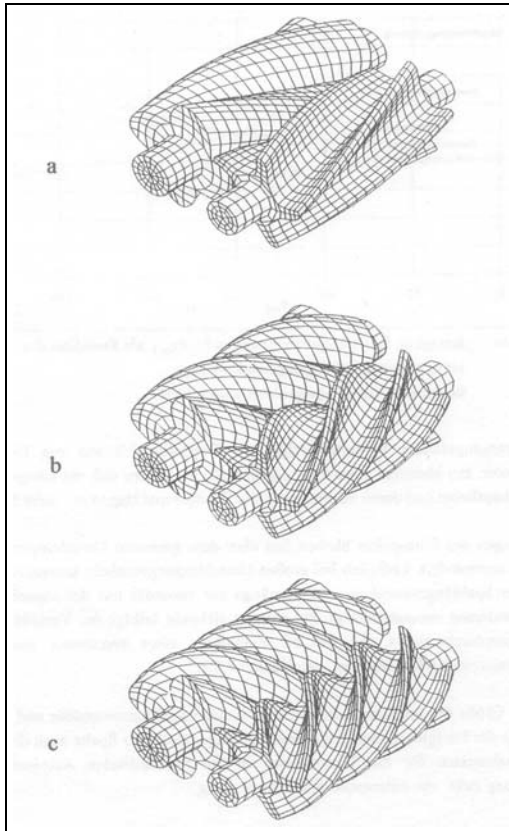


Bild 6.2: Rotorpaare mit unterschiedlichen Umschlingungswinkeln [60]

- | | |
|---|-------------------------|
| a | $\Phi_{HR} = 100^\circ$ |
| b | $\Phi_{HR} = 200^\circ$ |
| c | $\Phi_{HR} = 300^\circ$ |

6.2.1 Exemplarische Betriebspunkte

Die Variationen der Geometrie werden an drei exemplarischen Betriebspunkten diskutiert. Zum besseren Verständnis zeigt **Bild 6.3** eine Darstellung des relativen Kammervolumens und der idealisierten ¹ Druckverläufe als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels.

6.2.1.1 Expansionsbetrieb der SCREW

Im Expansionsbetrieb der SCREW (s. Bild 6.3) besteht das Arbeitsspiel aus den vier Teilphasen:

1. Ansaugen,
2. Expandieren,
3. Verdichten und
4. Ausschieben.

Während der Ansaugphase ist die Arbeitskammer über die Einlassöffnungen mit der Saugseite verbunden. Mit fortschreitender Drehung der Rotoren vergrößert sich das Kammervolumen, wodurch von der Saugseite Masse in die Kammer gesaugt wird, bis die durch die Schieber eingestellten Einlasssteuerkanten erreicht sind und die Kammer auf der Saugseite abschließen (ES_{EX} in Bild 6.3).

Anschließend erfolgt bei geschlossener Kammer infolge des mit weiterer Drehung der Rotoren zunehmenden Kammervolumens eine Expansion des Kammerinhalts, bis das maximale Kammervolumen erreicht ist.

Durch das danach wieder sinkende Kammervolumen wird der Kammerinhalt bis zum Erreichen der fest vorgegebenen Austrittssteerkanten verdichtet.

Nach Öffnen der Austrittssteerkanten ($AÖ$ in Bild 6.3) besteht eine Verbindung zwischen Arbeitskammer und Austrittsseite ², durch das weiter abnehmende Kammervolumen wird der Kammerinhalt ausgeschoben.

Aufgrund der unterschiedlichen langen Drehwinkelbereiche der Expansions- und Verdichtungsphasen ist das Druckverhältnis der Expansion $\Pi_{EX} = \frac{p(ES_{EX})}{p(ES_{VE})}$

¹Angenommen sind idealisierte Zustandsänderungen eines idealen Gases.

²Da der Druck beim Austritt aus der SCREW abhängig von der Betriebsweise unter dem Eintrittsdruck liegen kann wird der in der Literatur zu Schraubenmaschinen übliche Begriff *Druckseite* vermieden und statt dessen der Begriff *Austrittsseite* gebraucht.

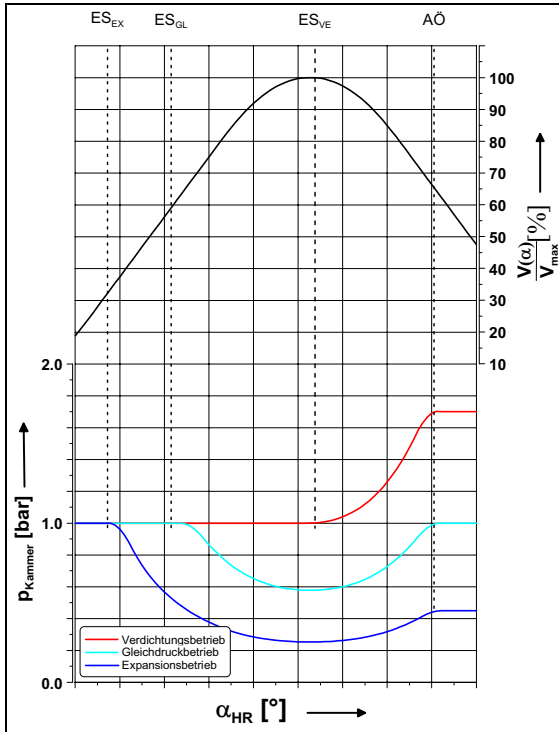


Bild 6.3: Relatives Kammervolumen und idealisierte Kammerdruckverläufe im Expansions-, Gleichdruck- und Verdichtungsbetrieb der SCREW als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels α_{HR}

- ES_{EX} Einlasssteuerkante schließt im Expansionsbetrieb
- ES_{GL} Einlasssteuerkante schließt im Gleichdruckbetrieb
- ES_{VE} Einlasssteuerkante schließt im Verdichtungsbetrieb
- AO Auslasssteuerkante öffnet

größer als das Druckverhältnis der Verdichtung $\Pi_{VE} = \frac{p(ES_{VE})}{p(AO)}$ und demzufolge der Kammerdruck bei Erreichen der Austritts-Steuerkante geringer als der Eintrittsdruck in die SCREW.

Der SCREW-Expansionsbetrieb unterscheidet sich wesentlich von der Expansion in konventionellen Schraubenmotoren. Bei diesen wird prinzipiell das gleiche Arbeitsspiel wie bei Kompressoren, jedoch in umgekehrter Richtung, durchlaufen. Hierdurch wechselt im Gegensatz zur SCREW die Hauptströmungsrichtung und die Drehrichtung der Welle.

Der SCREW-Expansionsbetrieb tritt, verbunden mit niedrigen geförderten Massenströmen aufgrund des Abschlusses der Kammer noch deutlich vor dem Volumenmaximum und niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten, beim realen SCREW-Motorsystem üblicherweise im unteren Teillast- und Leerlaufbereich auf.

6.2.1.2 Gleichdruckbetrieb der SCREW

Auch im Gleichdruckbetrieb der SCREW (Bild 6.3) besteht das Arbeitsspiel, wie im Expansionsbetrieb, aus den vier Phasen:

1. Ansaugen,
2. Expandieren,
3. Verdichten und
4. Ausschieben.

Die saugseitigen Steuerschieber sind jedoch nun so eingestellt, dass die Arbeitskammer später als im Expansionsbetrieb von der Saugseite abgeschlossen wird (ES_{GL} in Bild 6.3), der Drehwinkelbereich der Expansionsphase verkürzt sich gegenüber dem Expansionsbetrieb.

Expansions- und nachfolgende Verdichtungsphase (zwischen ES_{VE} und $A\ddot{O}$ in Bild 6.3) kompensieren sich in ihrer Wirkung, der bei Erreichen der Austritts-Steuerkante in der Kammer herrschende Druck entspricht dem Eintrittsdruck in die SCREW, das äußere Druckverhältnis ist $\Pi = 1$. Diese Betriebsweise korrespondiert mit dem Betrieb des SCREW-Motorsystems im mittleren Teillastbereich, der Verbrennungsmotor wird vergleichbar mit einem konventionellen Saugmotor betrieben.

6.2.1.3 Verdichtungsbetrieb der SCREW

Im Verdichtungsbetrieb der SCREW werden die Steuerschieber so eingestellt, daß die Arbeitskammer erst bei Erreichen des maximalen Kammervolumens von der Saugseite abgeschlossen wird (ES_{VE} in Bild 6.3). Dadurch fällt die bei den vorher beschriebenen Betriebsweise vorhandene Expansion des Kammerinhaltes weg, das Arbeitsspiel besteht nur noch aus den drei Phasen:

1. Ansaugen,
2. Verdichten und
3. Ausschieben,

es entspricht damit dem Arbeitsspiel eines konventionellen Schraubenladers. Diese Betriebsweise kann, z.B. während des Beschleunigungsvorganges, im gesamten betrachteten Umfanggeschwindigkeitsbereich auftreten.

6.2.2 Variation der Spalthöhen - Sensibilitätsbetrachtung

Wie bereits erwähnt, wird die Energiewandlungsgüte von Verdrängermaschinen wesentlich durch die Spaltmassenströme beeinflusst. Aufgrund des langen Arbeitsspiels und der auftretenden Druckverhältnisse trifft dies für die SCREW in besonderem Maße zu.

Zur Verdeutlichung dient eine idealisierte Betrachtung, bei der von isentropen Zustandsänderungen eines idealen Gases ausgegangen wird und Änderungen des Drucks im Arbeitsraum infolge von Spaltmassenströmen vernachlässigt werden.

Bild 6.4 stellt im oberen Teil schematisiert die idealisierten Druckverläufe für eine betrachtete Kammer sowie die im Arbeitsspiel bereits weiter fortgeschrittene, um eine Zahnteilung vorlaufende, Kammer und die entsprechend zurückliegende, nachlaufende Kammer sowie Saug- und Austrittsseite als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels α_{HR} dar. Der untere Teil zeigt für den Drehwinkelbereich der abgeschlossenen betrachteten Kammer beispielhaft die Bereiche, in denen Spalte zwischen Gehäuse und den kammerbegrenzenden Zahnköpfen auftreten. Durch entsprechende Farben ist erkennbar, zu welchem im oberen Bildteil dargestellten Druckniveau durch diese Spalte eine Verbindung hergestellt wird.

Die Gehäusespalte eignen sich für diese Betrachtung besonders, da sie aufgrund ihrer relativ einfachen schraubenartigen Form entlang der Zahnköpfe (vgl.

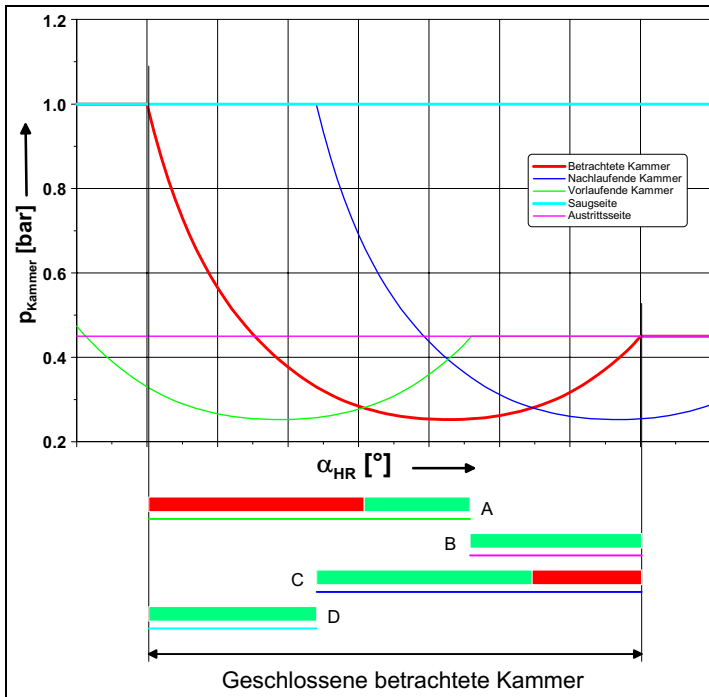


Bild 6.4: Schematische Darstellung der idealisierten Druckverläufe der betrachteten Kammer, in der vor- und nachlaufenden Kammer sowie auf der Saug- und der Austrittsseite der SCREW (oben) mit den korrespondierenden verbindenden Gehäusespalten und den resultierenden Richtungen der Spaltmassenströme im Expansionsbetrieb (unten) als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels α_{HR} . Die dünnen Linien im unteren Teil des Diagramms geben an, in welchem Winkelbereich der Spalt existiert. Ihre Farbe kennzeichnet, wohin eine Verbindung durch den Spalt hergestellt wird. Die zugeordneten Balken geben die Richtung der sich aufgrund des am Spalt anliegenden Druckverhältnisses einstellenden Spaltströmung an. (Rot = Abströmung aus der betrachteten Kammer, Grün = Einströmung in die betrachtete Kammer.)

- A Verbindung zur abgeschlossenen vorlaufenden Kammer
- B Verbindung zur Austrittsseite durch die dorthin geöffnete vorlaufende Kammer
- C Verbindung zur abgeschlossenen nachlaufenden Kammer
- D Verbindung zur Saugseite durch die dorthin geöffnete nachlaufende Kammer

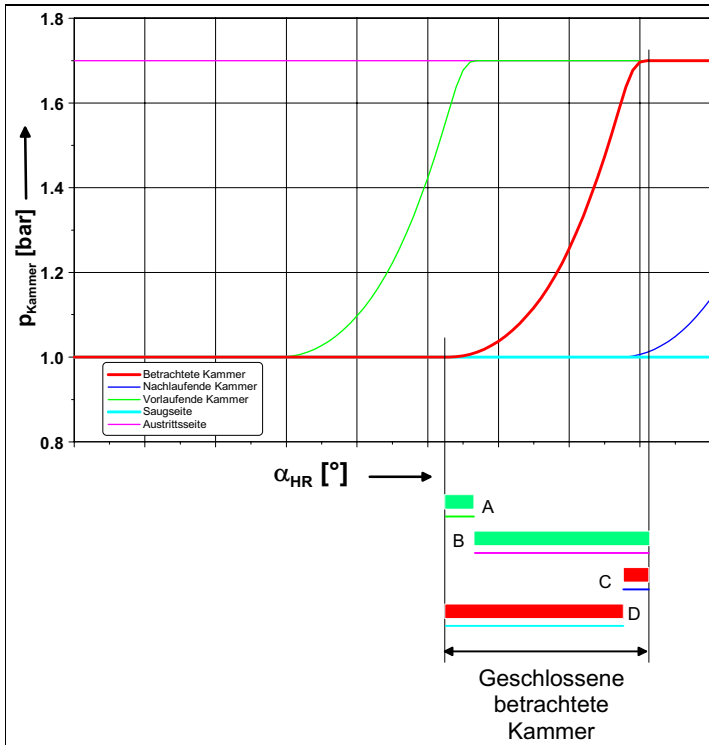


Bild 6.5: Schematische Darstellung der idealisierten Druckverläufe in der betrachteten Kammer, in der vor- und der nachlaufenden Kammer sowie auf der Saug- und der Austrittsseite der SCREW (oben) mit den korrespondierenden verbindenden Gehäusespalten und den resultierenden Richtungen der Spaltmassenströme im Verdichtungsbetrieb (unten) als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels α_{HR} . Die Darstellung erfolgt analog zu Bild 6.4.

- A Verbindung zur abgeschlossenen vorlaufenden Kammer
- B Verbindung zur Austrittsseite durch die dorthin geöffnete vorlaufende Kammer
- C Verbindung zur abgeschlossenen nachlaufenden Kammer
- D Verbindung zur Saugseite durch die dorthin geöffnete nachlaufende Kammer

Bild 3.4) einer anschaulichen Betrachtung leicht zugänglich sind, gleichzeitig jedoch auch große Bedeutung für die Energiewandlung der SCREW haben.

In Abhängigkeit vom Druckverhältnis am Spalt entsteht eine Spaltströmung von Bereichen höheren Druckniveaus zu niedrigeren Druckniveaus. Bild 6.4 verdeutlicht die resultierenden Richtungen der Spaltmassenströme durch den Spaltabschnitten zugeordnete Balken. Rote Balken kennzeichnen eine Abströmung aus der betrachteten Kammer in Bereiche eines geringeren Druckes, grüne Balken bedeuten eine Zuströmung in die betrachtete Kammer.

Durch den Gehäusespalt zwischen betrachteter und vorlaufender Kammer (A in Bild 6.4) entsteht aufgrund des anliegenden Druckverhältnisses während der Expansionsphase des Arbeitsspiels eine Spaltströmung in die vorlaufende Kammer, bis sich ein Druckgleichgewicht mit der bereits in der Verdichtungsphase befindlichen vorlaufenden Kammer einstellt. Mit weiter fortschreitendem Arbeitsspiel kehrt sich das Druckverhältnis am Spalt um, die Spaltströmung wechselt ihre Richtung.

Nachdem die vorlaufende Kammer die Austrittssteuerkanten erreicht hat, ist sie zur Austrittsseite geöffnet. Der Gehäusespalt bildet also nun eine direkte Verbindung zwischen betrachteter Kammer und Austrittsseite (B in Bild 6.4).

Ein analoge Situation ergibt sich auch für den Gehäusespalt zur nachlaufenden Kammer. Solange diese mit der Saugseite in Verbindung steht, bildet dieser Spalt eine direkte Verbindung zur Saugseite (C in Bild 6.4), durch die eine Spaltströmung in die betrachtete Kammer erfolgt. Nach Abschluß der nachlaufenden Kammer bildet sich eine Spaltströmung in die betrachtete Kammer aus. Nach Erreichen des Druckgleichgewichtes wechselt diese die Richtung (D in Bild 6.4).

Während des gesamten Arbeitsspiels überlagern sich Zu- und Abströmungen der betrachteten Kammer. Die bei Erreichen der Austrittssteuerkante in der Kammer enthaltene Masse ergibt sich aus der bei Ende des Einströmvorganges in der Kammer enthaltenen Masse m_{ES} durch Bilanzierung der Zu- und Abströmungen:

$$m_{Kammer} = m_{ES} + \sum m_{zu} + \sum m_{ab}. \quad (6.1)$$

Im Expansionsbetrieb der SCREW ist die Hauptförderrichtung von der Saug- zur Austrittsseite von einem höheren zu einem niedrigeren Druckniveau gerichtet und stimmt damit mit der Richtung der Spaltströmungen überein.

Bild 6.5 zeigt eine Bild 6.4 entsprechende Darstellung für den Verdichtungs-

betrieb der SCREW. Der im Vergleich zum Expansionsbetrieb deutlich kürzere Drehwinkelbereich mit einer abgeschlossenen Kammer ist klar erkennbar.

Die auftretenden Gehäusespalte entsprechen denen im Expansionsbetrieb, jedoch hat sich deren Gewichtung verschoben. In einem breiten Drehwinkelbereich ist die betrachtete Kammer gleichzeitig über die geöffnete vorlaufende Kammer mit der Austrittsseite (Spalt B in Bild 6.5) und über die geöffnete nachlaufende Kammer mit der Saugseite (Spalt D in Bild 6.5) verbunden.

Die Hauptförderrichtung im Verdichtungsbetrieb der SCREW verläuft von einem niedrigen Druckniveau (*Saugseite*) zu einem höheren Druckniveau (*Austrittsseite*). Spaltströmungen erfolgen jedoch von höheren zu niedrigeren Druckniveaus, also der Hauptförderrichtung entgegengesetzt. In der Folge ist zu erwarten, dass es durch Spaltmassenströme zu einer Abnahme des geförderten Massenstroms gegenüber dem theoretischen Wert kommt.

Die bisherigen Darstellungen ermöglichen lediglich eine qualitative Aussage über die Richtung möglicher Spaltmassenströme auf Basis einer idealisierten Betrachtung. Eine quantitative Aussage erfordert neben der Berücksichtigung des realen Druckverhältnisses am Spalt die Einbeziehung des *wirksamen Zeitquerschnittes* des Spaltes $\int \alpha A_{Sp}(t) dt$, abhängig vom Durchflußbeiwert α , dem zeitlichen Verlauf der Spaltfläche $A_{Sp}(t)$ und der für Spaltströmungen zur Verfügung stehenden Zeit t (vgl. Kap. 5).

Die weiteren Betrachtungen erfolgen anhand von Ergebnissen von Simulationsrechnungen, die eine realitätsnahe Abbildung der Spaltwirkungen ermöglichen.

Bild 6.6 stellt den Verlauf der in der abgeschlossenen Kammer enthaltenen Masse während des Arbeitsspiels im SCREW-Expansionsbetrieb als Funktion des Hauptrotordrehwinkels und der Umfangsgeschwindigkeit dar.

Besonders bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten ist während der Expansionsphase (Drehwinkelbereich bis $\alpha_{HR} \approx 0^\circ$) ein deutlicher Anstieg der Kammermasse zu beobachten, die Massenbilanz ist positiv, die Zuströmungen in die Kammer überwiegen die Abströmungen.

Während der folgenden Verdichtungsphase sinkt bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten ($u_{HR} \leq 40 \text{ m s}^{-1}$) die Kammermasse dagegen leicht ab. In diesem Bereich übertreffen die Abströmungen aus der Kammer die zuströmenden Spaltmassen, die Bilanz ist negativ.

Auffallend ist der deutliche Einfluss steigender Umfangsgeschwindigkeit u_{HR}

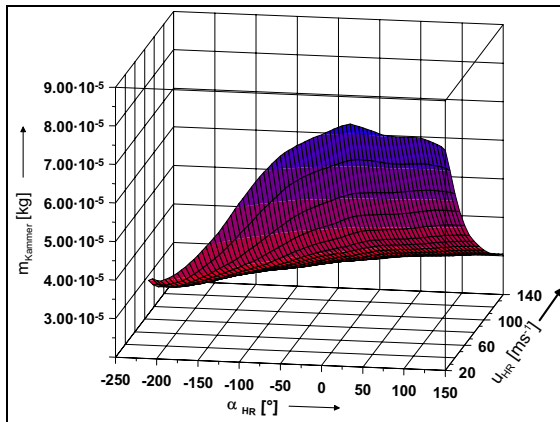


Bild 6.6: Während des Arbeitsspiels in der abgeschlossenen Arbeitskammer enthaltene Masse m_{Kammer} im SCREW-Expansionsbetrieb, $\Pi = 0,45$, als Funktion von Hauptrotordrehwinkel α_{HR} und Umfangsgeschwindigkeit u_{HR}

auf den Verlauf der Kammermasse. Aufgrund der geringeren Zeitquerschnitte sinken die Spaltmassenströme, die Kurve flacht deutlich erkennbar ab und nähert sich dem theoretischen waagerechten Verlauf, also einer konstanten Kammermasse während des Arbeitsspiels, zusehends an. Gleichzeitig führt die mit zunehmender Umfangs- und damit Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt zunehmende Drosselung zu einem insgesamt niedrigeren Niveau.

Einen Bild 6.6 entsprechenden Verlauf für den SCREW-Verdichtungsbetrieb zeigt **Bild 6.7**.

Auch hier ist wieder ein deutlicher Einfluss der Umfangsgeschwindigkeit auf den Verlauf der Kammermasse während des Arbeitsspiels erkennbar.

Bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten hat die Kurve jedoch im Gegensatz zum Expansionsbetrieb einen insgesamt fallenden Verlauf (negative Spaltmassebilanz), lediglich zu Beginn des Arbeitsspiels bis $\alpha_{HR} \approx 30^\circ$ ist ein leichter Anstieg sichtbar.

Auch im Verdichtungsbetrieb bewirken die geringer werdenden Zeitquerschnitte der Spalte bei steigenden Umfangsgeschwindigkeiten einen flacheren Verlauf

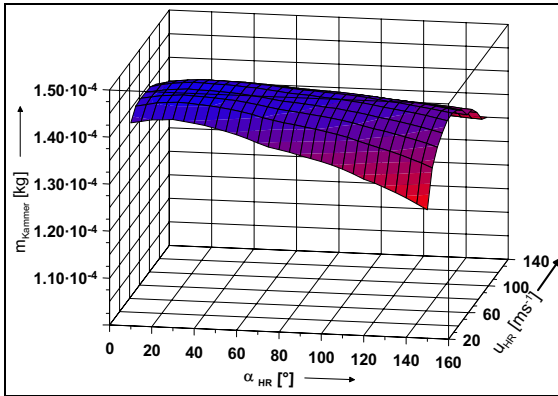


Bild 6.7: Während des Arbeitsspiels in der abgeschlossenen Arbeitskammer enthaltene Masse m_{Kammer} im SCREW-Verdichtungsbetrieb, $\Pi = 1, 7$, als Funktion von Hauptrotordrehwinkel α_{HR} und Umfangsgeschwindigkeit u_{HR}

der Kurven. Das insgesamt niedrigere Niveau des Verlaufs bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten resultiert aus der stärkeren Drosselung des Ladungswechsels am Eintritt.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß die bereits aufgrund der Vorüberlegungen naheliegende Annahme, daß die Hauptrichtung der Spaltmassenströme im Expansionsbetrieb mit der Transportrichtung übereinstimmt, im Verdichtungsbetrieb jedoch entgegengesetzt ist, durch diese Betrachtungen bestätigt wird.

Um die Bedeutung der einzelnen Spaltarten für die Energiewandlungsgüte der SCREW abschätzen zu können, erfolgte, ausgehend von den in Tabelle 6.1 aufgelisteten Werten des abgeglichenen Systems, eine Sensibilitätsuntersuchung durch gezielte Variation der Spalthöhen von Profileingriff-, Gehäuse- und saug- sowie druckseitigem Stirnspalt.

Die Ausgangswerte wurden hierzu einzeln um jeweils 10% erhöht und verringert.

Die für die Energiewandlung ebenfalls relevanten saug- und druckseitigen Kopfrundungsöffnungen sind bei gegebener Profilform nicht grundlegend zu be-

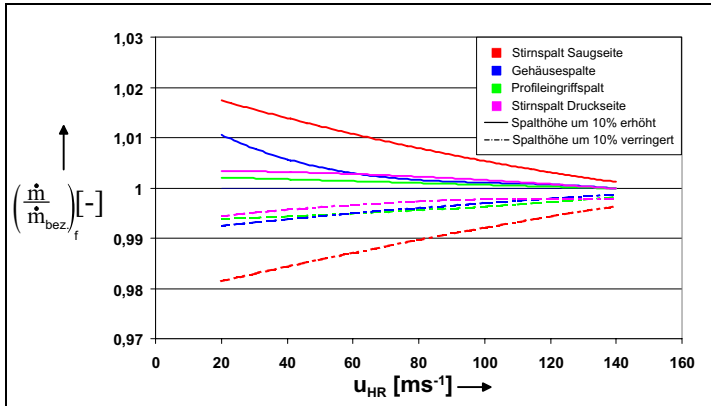


Bild 6.8: Bezogener geförderter Massenstrom der SCREW bei variierten Spalthöhen im Expansionsbetrieb, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$, Bezugswert ist der Massenstrom mit unveränderter Spalthöhe

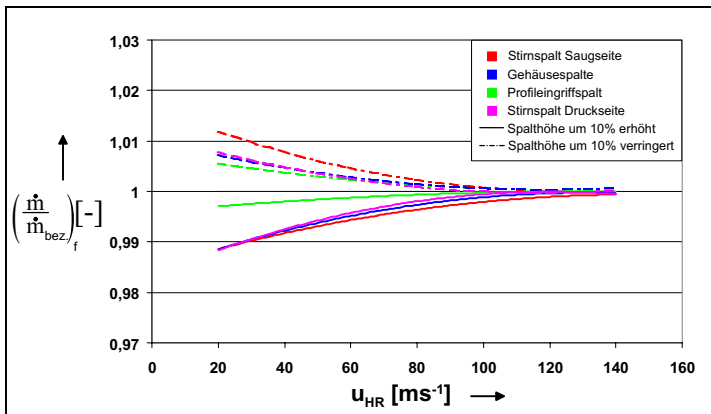


Bild 6.9: Bezogener geförderter Massenstrom der SCREW bei variierten Spalthöhen im Verdichterbetrieb, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$, Bezugswert ist der Massenstrom mit unveränderter Spalthöhe

einflussen³. Ihr Verhalten wird im Rahmen der Profilvariationen betrachtet (s. Kap 6.2.5).

Bild 6.8 beschreibt den geförderten Massenstrom der SCREW, bezogen auf den bei unveränderten Spalthöhen geförderten Massenstrom, beim SCREW- Expansionsbetrieb mit einem äußeren Druckverhältnis $\Pi = 0,45$.

Die jeweils zusammengehörenden Kurven für die vergrößerte und die verringerte Spalthöhe einer Spaltart weisen einen annähernd achsensymmetrischen Verlauf zu einer Parallelen zur x-Achse des Diagramms durch den Wert 1 auf. Vollständige Symmetrie wird nicht erreicht, da sich mit geänderten Spalthöhen auch geänderte Durchflussbeiwerte und Strömungsformen am Spalt ergeben, die den Spaltmassenstrom ebenfalls mitbestimmen.

Den auffälligsten Einfluss auf den geförderten Massenstrom der SCREW hat im dargestellten Fall der saugseitige Stirnspalt. Während der Expansion, dem ersten Arbeitsspielabschnitt, besitzt die Arbeitskammer über den Stirnspalt eine Verbindung zur Eintrittsseite, über die Masse in die sich vergrößernde Kammer nachströmen kann, also quasi ein Nachsaugen in die expandierende Kammer erfolgt.

Zweitwichtigster Einflussfaktor sind die Haupt- und Nebenrotor-Gehäusespalte, die im Rahmen der Betrachtung aufgrund der Ähnlichkeit zusammengefasst betrachtet werden. Auch diese Spalte begrenzen den Arbeitsraum über einen großen Drehwinkelbereich (s. Bild 6.4) und haben eine entsprechend hohe Bedeutung für die Energiewandlungsgüte. Die Änderung des geförderten Massenstroms bei variierten Gehäusespalten zeigt eine deutliche Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit, was auf den abnehmenden Zeitquerschnitt bei zunehmender Umfangsgeschwindigkeit zurückzuführen ist.

Die weiteren Spaltarten haben im Expansionsbetrieb einen geringeren Einfluss auf die Spaltmassenströme und damit auf die Energiewandlungsgüte der Maschine.

Bild 6.9 verdeutlicht den geförderten Massenstrom der SCREW, bezogen auf den bei unveränderten Spalthöhen geförderten Massenstrom, beim SCREW- Verdichtungsbetrieb mit einem äußeren Druckverhältnis $\Pi = 1,7$. Wie aufgrund des Arbeitsspiels ohne Expansionsphase zu erwarten ist, hat der Einfluss variiert Spalthöhen auf den geförderten Massenstrom erkennbar abgenommen.

³Da das Gehäuse einen Teil der Begrenzung der Kopfrundungsöffnungen bildet, wird deren Geometrie durch eine Variation der Gehäusespalthöhen indirekt ebenfalls beeinflusst

Gleichzeitig hat sich die Relevanz der einzelnen Spaltarten aneinander angenähert, die im Expansionsbetrieb erkennbare Dominanz des saugseitigen Stirnspalts und des Gehäusespaltes ist abgemildert, während der druckseitige Stirnspalt vermehrt an Bedeutung gewinnt.

Insgesamt ist in beiden Fällen ein eher geringer Einfluss des Profileingriffspaltes feststellbar, obwohl dieser in weiten Drehwinkelbereichen eine direkte Verbindung zwischen Saug- und Austrittsseite herstellt, also mit dem gesamten äußeren Druckverhältnis beaufschlagt ist.

Gerade aufgrund dieser spezifischen Situation ist der Profileingriffspalt bei modernen Profilformen jedoch Ziel umfangreicher Optimierungen geworden, durch die seine Wirkung begrenzt bleibt.

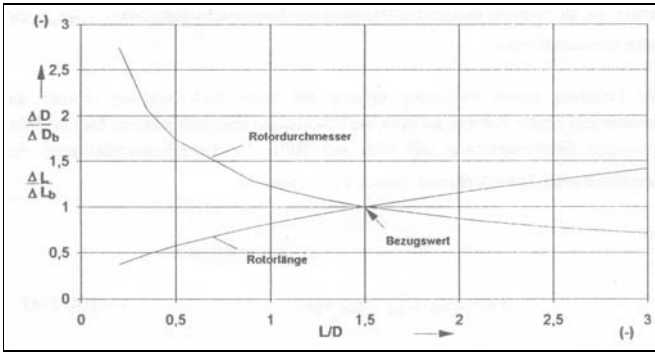


Bild 6.10: Änderung der bezogenen Rotorhauptabmessungen als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses L/D [60]

6.2.3 Variation des Längen-/Durchmesserverhältnisses L/D

Die Variation des Längen-/Durchmesserverhältnisses bewirkt eine unmittelbare Änderung der Spalte der Maschine. Um der Forderung nach konstantem theoretischem Fördervolumenstrom $\dot{V}_{th} = const.$ bei konstanter maximaler Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HRmax} = const.$ als Bedingung für eine Vergleichbarkeit der betrachteten Parametervariationen zu genügen, müssen sowohl die Rotorlänge L als auch der Durchmesser D angepasst werden.

Mit steigendem L/D ergibt sich aufgrund des kleiner werdenden Hauptrotordurchmessers (s. **Bild 6.10** [60]) und der sich damit verkleinernden Rotorstirnfläche eine Abnahme der Spaltlängen von Stirnspalten und Kopfrundungsöffnungen (**Bild 6.11** [60]). Gleichzeitig werden die für das betrachtete SCREW-Konzept genutzten axialen Einlass- und radialen Auslassflächen kleiner (**Bild 6.12** [60]).

Aufgrund des mit steigendem L/D länger werdenden Hauptrotors kommt es im betrachteten Parameterraum zu einer Längenzunahme der Gehäusespalte und des Profileingriffspaltes aufgrund steigender axialer Anteile der Spaltlängen (**Bild 6.13** [60]).

Die Arbeitsspielzeiten werden nur mittelbar beeinflusst. Um der Forderung nach konstanter maximaler Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit zu genügen, muss mit zunehmendem L/D und damit kleinerem Rotordurchmesser die Rotordrehzahl steigen, wodurch sich das Arbeitsspiel verkürzt.

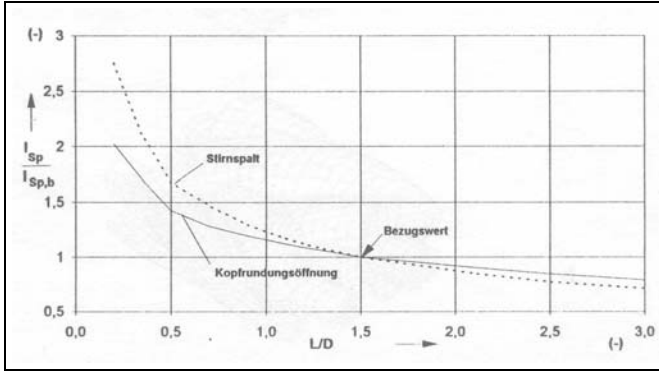


Bild 6.11: Bezogene Spaltlängenänderung $\frac{l_{Sp}}{l_{Sp,b}}$ des Stirnspaltes und der Kopfrundungsöffnung als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses L/D [60]

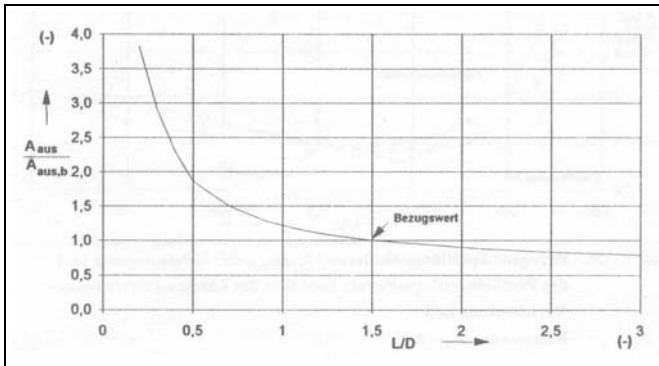


Bild 6.12: Abhängigkeit der bezogenen maximalen Auslaßfläche $\frac{A_{Aus}}{A_{Aus,b}}$ vom L/D -Verhältnis [60]

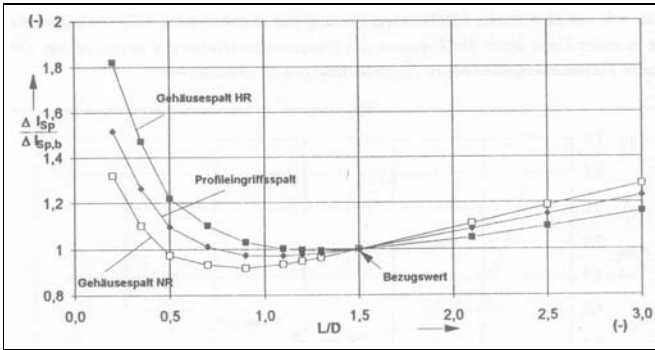


Bild 6.13: Bezogene Spaltlängenänderung $\frac{\Delta l_{sp}}{\Delta l_{sp,b}}$ der Gehäusespalte und des Profilingriffspaltes als Funktion des Längen-Durchmesser-Verhältnisses L/D [60]

6.2.3.1 Expansionsbetrieb

Im realen Fahrzeugbetrieb tritt der Expansionsbetrieb, außer bei Verzögerungen, ausschliesslich in Verbindung mit niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten auf, weshalb der Schwerpunkt der folgenden Untersuchungen auf Umfangsgeschwindigkeiten $u_{HR} \leq 40 \text{ ms}^{-1}$ zu legen ist.

Die thermodynamische Güte einer Verdrängermaschine wird wesentlich von den Faktoren Dichtheit der Arbeitsräume und Drosselung an Ein- und Ausströmöffnungen bestimmt. Gerade im Expansionsbetrieb kommt der Dichtheit der Arbeitsräume eine große Bedeutung zu. Aufgrund der Expansionsphase zu Beginn des Arbeitsspiels und der meist geringen Umfangsgeschwindigkeiten ist das Arbeitsspiel lang, so daß Spaltströmungen eine signifikante Wirkung entwickeln können.

Bild 6.14 lässt für kleine Umfangsgeschwindigkeiten keine ausgeprägte Abhängigkeit der spezifischen inneren Arbeit w_i vom Längen-Durchmesserverhältnis L/D erkennen.

Erst bei im realen Fahrzeugbetrieb nicht auftretenden hohen Umfangsgeschwindigkeiten läßt sich ein deutlicher Anstieg der spezifischen effektiven bzw. inneren Arbeit mit steigendem L/D erkennen. Aufgrund der kuzen Arbeitsspielzeiten gewinnt in diesen Betriebspunkten die Drosselung am Ein- bzw. Austritt

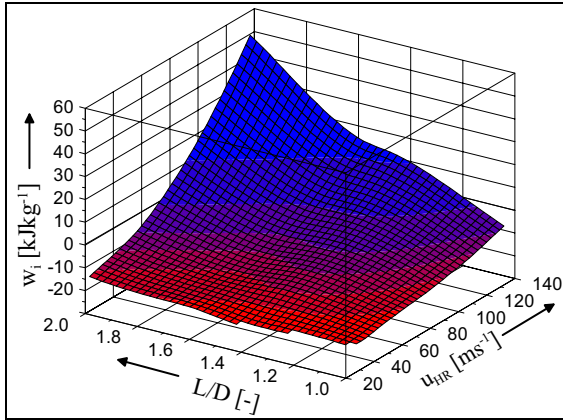


Bild 6.14: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

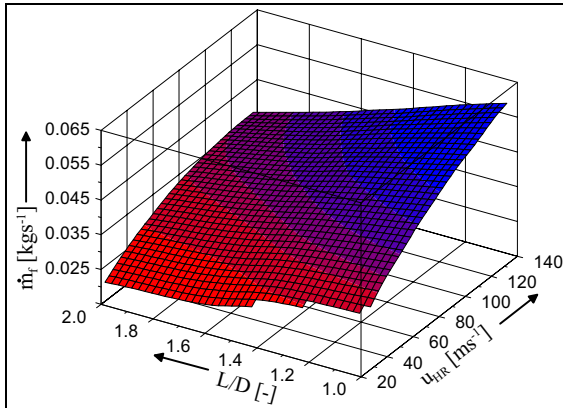


Bild 6.15: Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

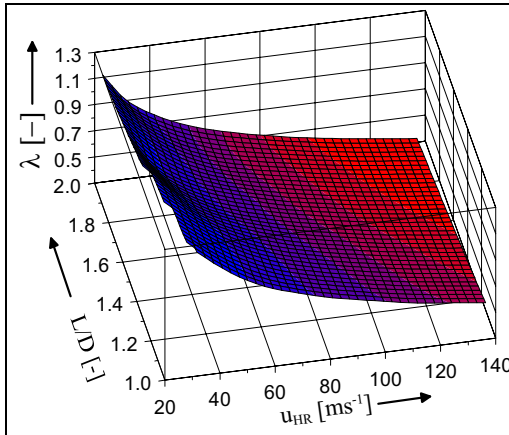


Bild 6.16: Liefergrad λ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

eine dominierende Wirkung gegenüber den Spaltströmungen. Aufgrund der kleinen Eintrittsöffnungen bei den vorliegenden Schieberstellungen (s. **Bild 7.4**) ist davon auszugehen, daß diese Wirkung wesentlich auf die Eintrittsdrosselung zurückzuführen ist.

Bild 6.15 zeigt den geförderten Massenstrom als Funktion von Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D .

Ein deutlicher Abfall des geförderten Massenstroms mit steigendem L/D ist erkennbar. Dieser resultiert aus dem Zusammenwirken zweier Mechanismen.

Aufgrund der Verkleinerung der für die Energiewandlungsgüte im SCREW-Expansionsbetrieb wesentlichen saugseitigen Stirnspalte und Kopfrundungsöffnungen sinken die Zeitquerschnitte dieser Spalte und damit auch die Spaltmassenströme. Dies führt im Expansionsbetrieb zu einem Absinken des geförderten Massenstroms \dot{m}_f (s. Kap. 6.2.2 bzw. 6.2.5).

Zusätzlich bewirkt die Verkleinerung der Rotor-Stirnflächen bei zunehmendem L/D eine Abnahme der wirksamen Einlaßflächen, der saugseitige Ladungswechsel wird erschwert, was den geförderten Massenstrom ebenfalls senkt.

Das Zusammenwirken dieser beiden Wirkungen läßt sich auch in der Dar-

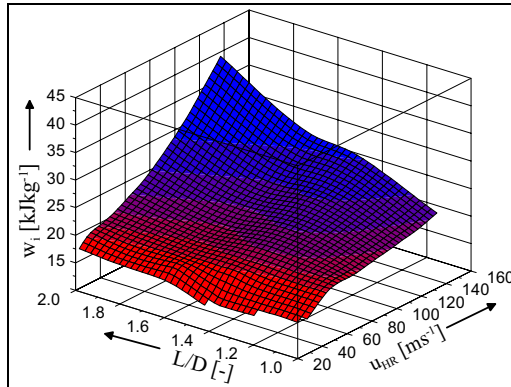


Bild 6.17: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D beim Gleichdruckbetrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$

stellung des Liefergrades der SCREW in **Bild 6.16** erkennen, der Verlauf lässt aufgrund der Addition beider Wirkungen eine ausgeprägte nichtlineare Drehzahlabhängigkeit erkennen.

6.2.3.2 Gleichdruckbetrieb

Im Gleichdruckbetrieb ist das Arbeitsspiel aufgrund der geänderten Schieberstellung bereits merklich kürzer als beim Expansionsbetrieb (s. Bild 6.3), da die der Verdichtung vorgeschaltete Expansionsphase kürzer werden muß. Gleichzeitig steigt der geförderte Massenstrom, der Einfluss der Drosselung an Ein- und Austritt gewinnt vermehrt an Bedeutung für die Energiewandlungsgüte der SCREW.

Bild 6.17 stellt die spezifische innere Arbeit der SCREW als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D dar.

Der grundsätzliche Verlauf ähnelt dem in Bild 6.14 dargestellten Verlauf für den Expansionsbetrieb. Auffällig ist jedoch, dass sich hier bereits bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten energetische Vorteile bei der Verwendung kleinerer L/D erkennen lassen. Besonders ausgeprägt ist der Verlauf bei $L/D < 1,4$ und $u_{HR} \leq 40 \text{ ms}^{-1}$. Aufgrund der niedrigen Umfangsgeschwindigkeit und des damit langen Arbeitsspiels sowie des großen saugseitigen Stirnspalts sind die wirksamen

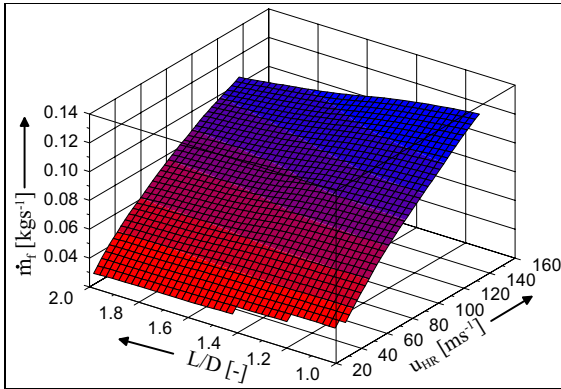


Bild 6.18: Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D beim Gleichdruckbetrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$

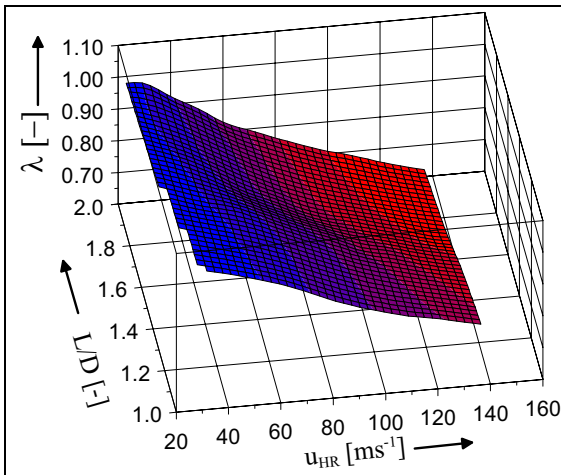


Bild 6.19: Liefergrad λ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D beim Gleichdruckbetrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$

Zeitquerschnitte der Spalte groß.

Drosselungseffekte sind besonders im Verlauf der spezifischen inneren Arbeit w_i in Bild 6.17 erkennbar. Bei kleinen L/D zeigt w_i eine nur geringe Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit, steigt jedoch aufgrund der Drosselverluste mit steigendem L/D bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten deutlich an.

Bild 6.18 verdeutlicht den geförderten Massenstrom als Funktion von Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesserverhältnis L/D .

Im Idealfall der dichten Maschine mit vollkommenem Ladungswechsel (Liefergrad $\lambda_L = 1$) ist der geförderte Massenstrom linear abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit. Dieser Verlauf lässt sich für kleine L/D in Bild 6.18 näherungsweise erkennen. Lediglich bei kleinen Werten für u_{HR} macht sich ein überproportionaler Abfall aufgrund der anwachsenden Zeitquerschnitte der Spalte aufgrund des längeren Arbeitsspiels bemerkbar. Demgegenüber ergibt sich bei großen L/D ein schwacher Abfall bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten als Folge der stärker wirksamen Drosselung des Ladungswechsels, besonders an den bei der betrachteten Schieberstellung im Vergleich zu den Austrittsöffnungen kleineren saugseitigen Einlassöffnungen.

Aufgrund der weniger ausgeprägt wirksamen Spaltverluste lässt sich auch im Verlauf des Liefergrades in **Bild 6.19** bei sinkenden Umfangsgeschwindigkeiten ein geringerer Anstieg der Kurve als beim Expansionsbetrieb in Bild 6.16 erkennen.

6.2.3.3 Verdichtungsbetrieb

Im Verdichtungsbetrieb erreichen die saugseitigen Schieber ihre maximale Öffnungsfläche und schliessen die Arbeitsräume erst bei Erreichen des maximalen Kammervolumens von der Saugseite ab (Bild 6.3), die der Verdichtung bei anderen Schieberstellungen vorgeschaltete Expansionsphase entfällt. Gleichzeitig werden aufgrund der nun größtmöglichen Kammerfüllung auch die größten geförderten Massenströme erreicht. Da der Verdichtungsbetrieb bei realen Antriebssystemen aus SCREW und Verbrennungsmotor im Bereich höherer Fahrzeugantriebsleistungen und Fahrgeschwindigkeiten und damit auch bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten und Massenströmen auftritt, ist für eine Optimierung der SCREW für diesen Betriebsfall der Schwerpunkt auf einen effizienten Betrieb bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten zu legen.

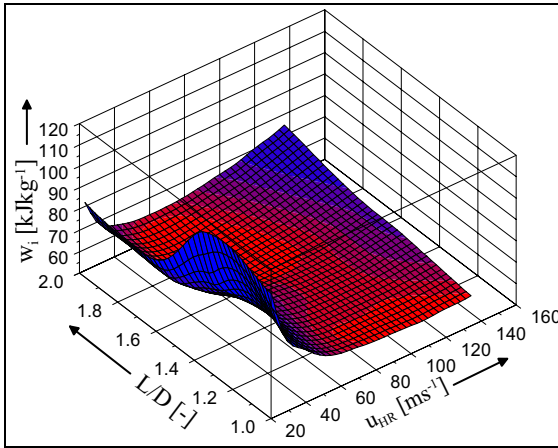


Bild 6.20: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

Bild 6.20 stellt die spezifische inneren Arbeit als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit und des Längen-Durchmesser Verhältnisses L/D für die SCREW im Verdichtungsbetrieb, entsprechend einem üblichen Schraubenlader, bei einem Druckverhältnis $\Pi = 1,7$ dar.

Bei Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeiten $u_{HR} \geq 40 \text{ m s}^{-1}$ ist mit steigendem L/D auch ein merklicher Anstieg der spezifischen Arbeit verbunden, der mit steigender Umfangsgeschwindigkeit und damit steigendem geförderten Massenstrom deutlicher erkennbar wird.

Ursächlich dafür ist die mit steigendem Massenstrom immer stärker wirksam werdende Drosselung an den Ein- und Auslassöffnungen. Mit steigendem L/D nimmt im betrachteten Fall der Rotordurchmesser ab, die axialen Einlass- und radialen Auslassflächen der SCREW werden kleiner (Bild 6.10, 6.12).

Bei Umfangsgeschwindigkeiten $u_{HR} \leq 40 \text{ m s}^{-1}$ dominiert eine andere Wirkung. Aufgrund der geringen Umfangsgeschwindigkeiten und damit langer Arbeitsspiele bei geringen geförderten Massenströmen gewinnt die Wirkung von Spaltmassenströmen an Bedeutung.

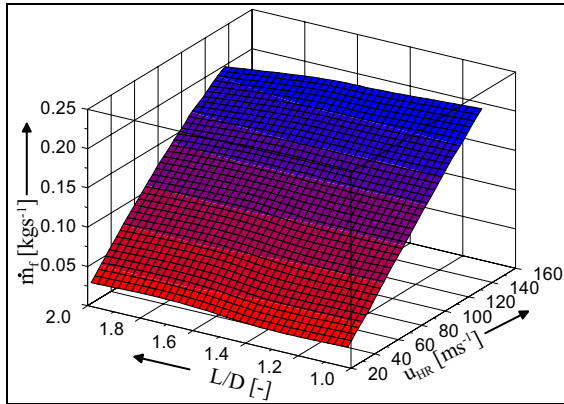


Bild 6.21: Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

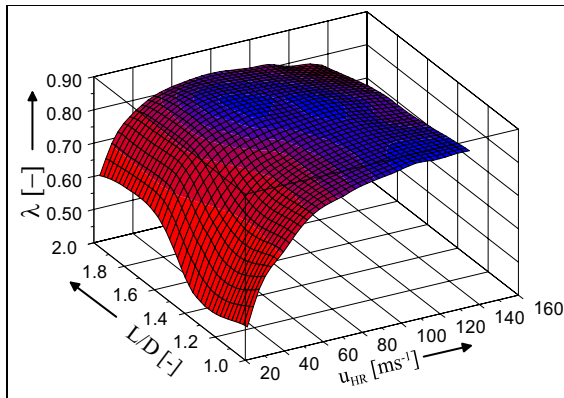


Bild 6.22: Liefergrad λ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Längen-Durchmesser Verhältnis L/D im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

Auffällig ist ein Anstieg des Verlaufs in diesem Bereich für $L/D < 1,6$ mit einem Maximum im Bereich von $L/D = 1,3$. Dieser Effekt entsteht aufgrund der Überlagerung mehrerer Mechanismen. Mit steigendem L/D nimmt die Stirnspaltlänge ab, während gleichzeitig die axialen Spatllängenanteile von Gehäuse- und Profileingriffsspalten steigen (Bild 6.13). Im Zusammenwirken mit den bei kleinen L/D längeren Arbeitsspielzeiten bildet sich der dargestellte Verlauf aus.

Die beschriebenen Wirkungen und Verläufe lassen sich entsprechend auch ansatzweise in der Darstellung des geförderten Massenstroms (**Bild 6.21**) und, deutlicher, im Verlauf des Liefergrades in **Bild 6.22** erkennen.

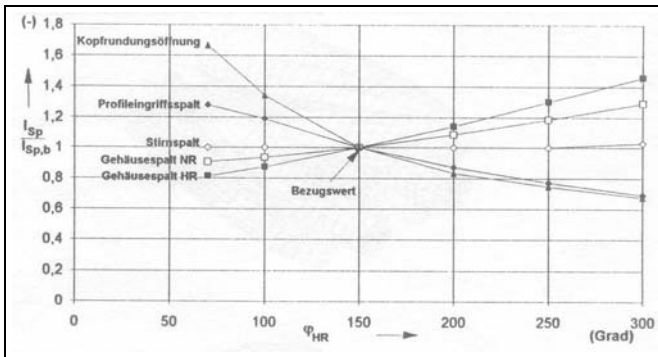


Bild 6.23: Bezogene Spaltlängenänderungen $\frac{i_{Sp}}{i_{Sp,b}}$ als Funktion des Hauptrotorumschlingungswinkels Φ_{HR} [60]

6.2.4 Variation des Umschlingungswinkels

Eine Variation des Umschlingungswinkels Φ_{HR} führt zur Änderung wesentlicher geometrischer Größen der Rotoren. Unter den gegebenen Voraussetzungen ($\dot{V}_{th} = const.$ und $u_{HR_{max}} = const.$) resultiert eine Reduzierung des Umschlingungswinkels in einer Verlängerung des Profileingriffspaltes und einer Vergrößerung der Kopfrundungsöffnung. Gleichzeitig nimmt die Länge der Gehäusespalte ab, da der radiale Spaltanteil geringer wird und, für den Extremfall eines Umschlingungswinkels von $\Phi_{HR} = 0^\circ$, ganz verschwindet (**Bild 6.23**).

Eine unmittelbare Änderung der saug- bzw. druckseitigen Stirnspalte erfolgt nicht. Im Rahmen der betrachteten Variationen kommt es jedoch bei den Geometrien mit Umschlingungswinkeln von $\Phi_{HR} = 270^\circ$ bzw. $\Phi_{HR} = 300^\circ$ zu einer Verringerung des maximal nutzbaren Kammervolumens, da hier Zahnköpfe auf der Austrittsseite der SCREW noch in die Zahnlückenräume der Arbeitskammer eintauchen, deren Volumen sich auf der Saugseite bereits wieder verringert [60].

Um dies zu kompensieren und die Voraussetzungen für die Vergleichbarkeit der Variationen ($\dot{V}_{th} = const.$ und $u_{HR_{max}} = const.$) zu erfüllen, erfolgt eine Vergrößerung des Rotorpaares bei konstantem L/D-Verhältnis. Durch den größeren Rotordurchmesser folgt auch eine Vergrößerung der Stirnspaltflächen.

Anders als bei der Variation des Längen-Durchmesserverhältnisses L/D resul-

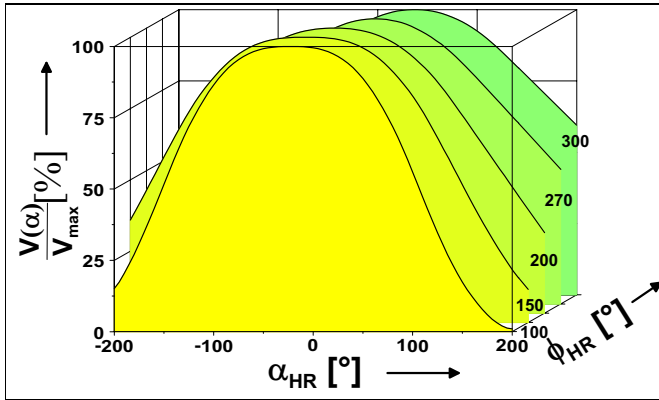


Bild 6.24: Relatives Kammervolumen $\frac{V(\alpha)100\%}{V_{max}}$ als Funktion von Hauptrotor-Drehwinkel α_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR}

tiert aus einer Änderung des Umschlingungswinkels Φ_{HR} auch eine unmittelbare Beeinflussung der Arbeitsspielzeiten.

Wie in **Bild 6.24** dargestellt, nimmt mit abnehmendem Umschlingungswinkel der Gradient der Volumenkurve und damit auch die Geschwindigkeit der Änderung des Kammervolumens zu. Hierdurch wird ein gegebenes Volumenverhältnis v_i früher erreicht, die Dauer des Arbeitsspiels sinkt.

Als Folge ist einerseits eine positive Beeinflussung der Energiewandlungsgüte durch verringerte Spaltströmungen, andererseits aber auch eine zunehmende Drosselung an Ein- und Austrittsflächen und damit eine Abnahme der Energiewandlungsgüte zu erwarten. Besondere Bedeutung kommt dabei den, je nach Schieberstellung, kleineren einlassseitigen Öffnungsflächen der SCREW zu.

Um diesen Einfluss zu beschreiben, gibt **Bild 6.25** das Verhältnis der kumulierten Einlassöffnungsflächen $\sum A_{Einlass} = \sum_{\alpha=Einlassbeginn}^{Einlassende} A(\alpha)$ zum Kammervolumen bei Einlassende $V_{Einlassende}$ in Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel Φ_{HR} bei variiertem Schieberstellung wieder.

Durch die Summierung der drehwinkelabhängig wirksamen Einlassflächen können unterschiedlich lange Füllvorgänge und variierende Öffnungsgrößen zu einer Kenngröße zusammengefasst werden, die durch Bezug auf das Kammervolumen bei Ende des Füllvorgangs direkt vergleichbar wird und eine Beurteilung der

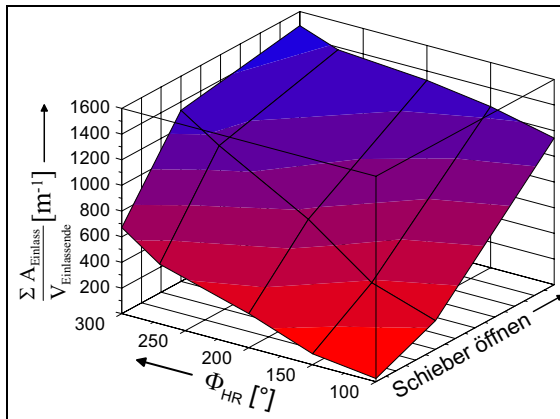


Bild 6.25: Kumulierte Einlassöffnungsfläche $\sum A_{\text{Einlass}}$ bezogen auf das Kammervolumen bei Einlassende $V_{\text{Einlassende}}$ als Funktion des Umschlingungswinkels Φ_{HR} bei veränderlicher Schieberstellung

Strömungsverhältnisse und Drosselung am Eintritt ermöglicht.

Besonders bei kleinen Schieberöffnungen ist eine ausgeprägte Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel feststellbar. Sehr deutlich wird dies bei Umschlingungswinkeln $\Phi_{HR} \leq 150^\circ$. Der steile Verlauf der Volumenkurve (s. Bild 6.24) ermöglicht nur noch kleine Drehwinkelbereiche für den Ladungswechsel, Arbeitsspielaue und Einströmflächen bleiben klein. Als Folge der entstehenden hohen Strömungsgeschwindigkeiten beim Ladungswechsel ist eine ausgeprägte Drosselung zu erwarten.

Bei großen Schieberöffnungen resultieren die Differenzen aus den unterschiedlichen Längen des Arbeitsspiels aufgrund der unterschiedlichen Steigungen der Volumenkurven in Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel.

6.2.4.1 Expansionsbetrieb

Bild 6.26 stellt den Verlauf der spezifischen Innenarbeit als Funktion von Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} für die SCREW im Expansionsbetrieb bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 0,45$ dar.

Deutlich ist ein Abfall der aufzuwendenden Innenarbeit mit steigendem Um-

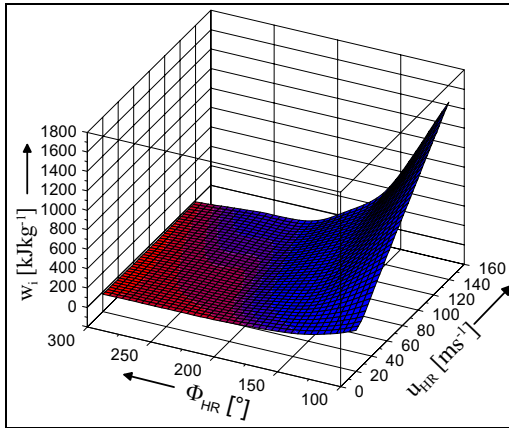


Bild 6.26: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

schlingungswinkel bis zu Werten von ca $\Phi_{HR} = 200^\circ$ erkennbar. Mit weiter steigenden Werten ändert sich die spezifische Innenarbeit nur noch schwach, bis schließlich bei Umschlingungswinkeln $\Phi_{HR} \geq 250^\circ$ durch den Expansionsprozess, wie bei der SCREW erwünscht, negative Werte erreicht werden.

Zurückzuführen ist dieses Verhalten auf die bereits in Bild 6.25 dargestellte Abhängigkeit der Einlassöffnungen vom Umschlingungswinkel. Bei kleinen Φ_{HR} wird im Expansionsbetrieb die Drosselung am Eintritt zum dominierenden, die Energiewandlungsgüte signifikant beeinflussenden, Mechanismus.

Analog zu Bild 6.26 zeigt auch **Bild 6.27** eine deutliche Abhängigkeit des geförderten Massenstroms vom Umschlingungswinkel.

Bei kleinen Umschlingungswinkeln bleibt der Massenstrom nahezu unabhängig von der Umfangsgeschwindigkeit, er wird durch die Eintrittsöffnungen begrenzt. Aufgrund der kleinen Fläche wird während des Ladungswechsels die Schallgeschwindigkeit erreicht, es kommt zu einer verblockten Strömung.

Mit zunehmendem Umschlingungswinkel entwickelt sich, beginnend bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten und damit kleinen Massenströmen, eine zunehmende Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit. Ab Umschlingungswin-

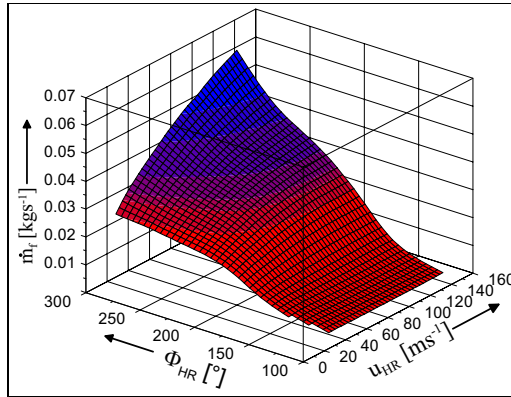


Bild 6.27: Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

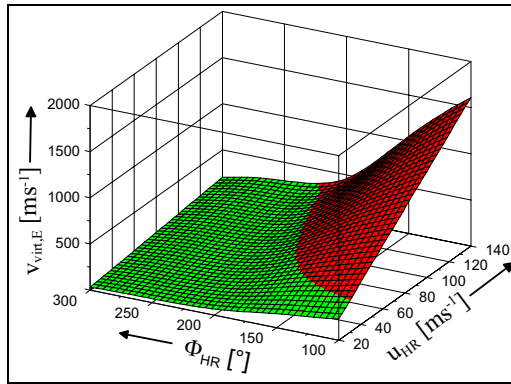


Bild 6.28: Virtuelle Strömungsgeschwindigkeit am Eintritt $v_{virt,E} = \frac{\dot{V}_{th}}{A_{E,max}}$ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$, rot dargestellte Werte liegen über der Schallgeschwindigkeit

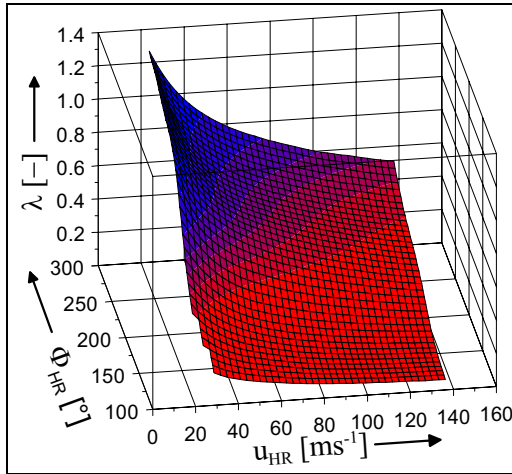


Bild 6.29: Liefergrad λ als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

keln von ca. $\Phi_{HR} \geq 225^\circ$ ist keine Begrenzung durch die Einlassöffnungen mehr erkennbar, eine Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit besteht im gesamten betrachteten Bereich.

Aufgrund der Entdrosselung des Ladungswechsels und der größeren Zeitquer-schnitte der Spalte nimmt der geförderte Massenstrom zu.

Die beim Ladungswechsel in Schraubenmaschinen auftretenden Vorgänge sind komplex und einer analytischen Abbildung nur eingeschränkt zugänglich, Hinweise liefert [93]. Ein einfachere angenäherte Kenngröße ist die in [94] vorgeschlagene virtuelle Einstromgeschwindigkeit $v_{virtE} = \frac{\dot{V}th}{A_{Emax}}$. Erreicht die virtuelle Einstromgeschwindigkeit Werte größer der lokalen Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\kappa RT}$, ist von einer Begrenzung des Ladungswechsels durch Erreichen der Schallgeschwindigkeit, also einer verblockten Strömung, auszugehen.

Bild 6.28 bildet den Verlauf der virtuellen Strömungsgeschwindigkeit beim SCREW-Expansionsbetrieb in Abhängigkeit von Umschlingungswinkel und Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit ab. Bereiche virtueller Einstromgeschwindigkeiten

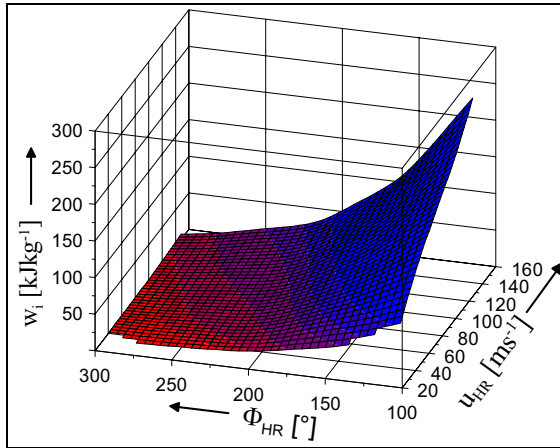


Bild 6.30: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} beim Betrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$

kleiner als die lokale Schallgeschwindigkeit sind durch grüne, Bereiche mit Werten größer als die lokale Schallgeschwindigkeit durch rote Einfärbung kenntlich gemacht.

Der Verlauf korrespondiert weitestgehend mit dem in Bild 6.27 gezeigten Massenstrom. Erst bei Umschlingungswinkeln von ca. $\Phi_{HR} \geq 225^\circ$ treten keine kritischen Zustände am Eintritt mehr auf, während bei einem Umschlingungswinkel $\Phi_{HR} = 100^\circ$ fast über den gesamten betrachteten Bereich der Umfangsgeschwindigkeit die Schallgeschwindigkeit erreicht wird.

Die beschriebenen Mechanismen lassen sich deutlich auch im Verlauf des Liefergrades in **Bild 6.29** ablesen.

Es ist davon auszugehen, daß eine betriebssichere Ausführung einer realen SCREW mit Umschlingungswinkeln $\Phi_{HR} \leq 200^\circ$ aufgrund der, ähnlich den Verhältnissen bei Vakuumpumpen, hohen thermischen Belastungen im betrachteten Betriebsbereich als nur schwer möglich erscheint.

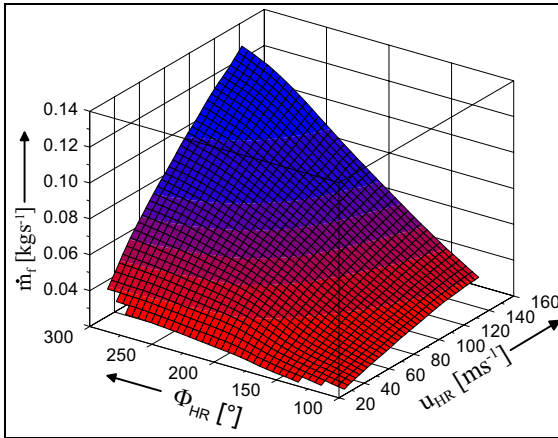


Bild 6.31: Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} beim Betrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$

6.2.4.2 Gleichdruckbetrieb

Bild 6.30 gibt für den Betrieb der SCREW bei einem äußeren Druckverhältnis $\Pi = 1$ den Verlauf der spezifischen Innenarbeit in Abhängigkeit von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} wieder.

Auch hier ist ein Abfallen der Werte mit steigendem Umschlingungswinkel, analog dem Verhalten im Expansionsbetrieb, erkennbar.

Ein anderes Bild ergibt sich für den in **Bild 6.31** abgebildeten geförderten Massenstrom, der nun eine Umfangsgeschwindigkeitsabhängigkeit der Werte für den gesamten Bereich zeigt.

Mit steigendem Umschlingungswinkel und damit größeren Drehwinkelbereichen des Arbeitsspiels (s. Bild 6.24) nimmt die Bedeutung der Drosselung am Eintritt ab, gleichzeitig steigt die Bedeutung der Spaltmassenströme aufgrund der größeren Zeitquerschnitte, der geförderte Massenstrom steigt an.

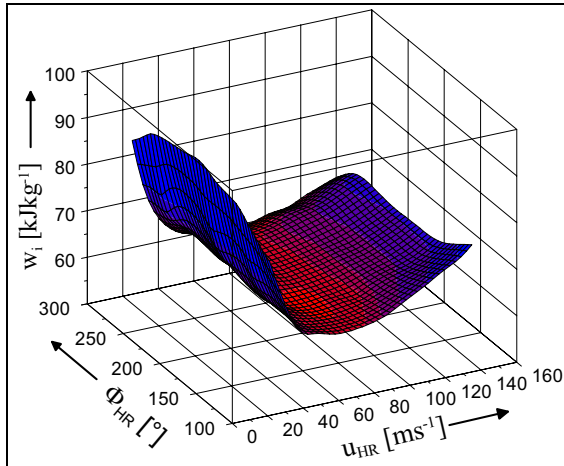


Bild 6.32: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

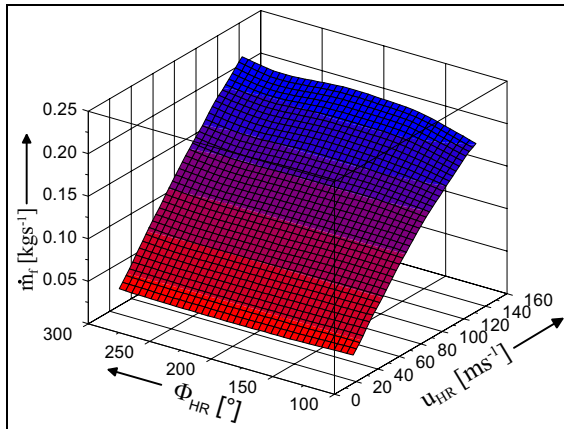


Bild 6.33: Geförderter Massenstrom \dot{m} als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Umschlingungswinkel Φ_{HR} im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

6.2.4.3 Verdichtungsbetrieb

Die in **Bild 6.32** dargestellte spezifische Innenarbeit der SCREW im Verdichtungsbetrieb weicht in ihrem Verlauf deutlich von dem Betriebsverhalten in den zuvor untersuchten Betriebsfällen (s. Bilder 6.26 bzw. 6.30) ab.

Bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten werden minimale spezifische Innenarbeiten bei kleinen Umschlingungswinkeln ($\Phi_{HR} = 100^\circ$) erreicht, bei steigender Umfangsgeschwindigkeit verschiebt sich das Optimum aufgrund dann stärker werdender Wirkung der Ladungswechselverluste leicht zu höheren Umschlingungswinkeln ($\Phi_{HR} = 150^\circ$). Insgesamt bieten kleinere Umschlingungswinkel jedoch energetische Vorteile.

Dieses Verhalten entspricht den bereits aus früheren Untersuchungen für konventionelle Lader bekannten Ergebnissen [60].

Auffallend ist der im gesamten Umschlingungswinkelbereich deutliche Anstieg der spezifischen Innenarbeit bei nur kleinen Umfangsgeschwindigkeiten, zurückzuführen auf die erhöhte Wirkung von Spaltmassenströmen bei den dann längeren Arbeitsspielzeiten, während aufgrund der geringen Massenströme Ladungswechselverluste an Bedeutung verlieren.

Der leichte Abfall der spezifischen Innenarbeit bei Hauptrotor- Umschlingungswinkeln $\Phi_{HR} \geq 250^\circ$ ergibt sich aus abnehmenden Ladungswechselverlusten durch hier größere Ein- bzw. Auslassöffnungen und längere Arbeitsspielzeiten als Folge der leichten Vergrößerung der Rotoren um die definierten Vergleichbarkeitskriterien ($\dot{V}_{th} = const.$ und $u_{HR,max} = const.$) erfüllen zu können.

Der in **Bild 6.33** abgebildete geförderte Massenstrom läßt eine nur geringe Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel Φ_{HR} erkennen, lediglich bei sehr kleinen Umschlingungswinkeln und hohen Umfangsgeschwindigkeiten macht sich wie schon bei der spezifischen Innenarbeit ein zunehmender Einfluss der Drosselung beim Ladungswechsel in Form sinkender geförderter Massenströme bemerkbar.

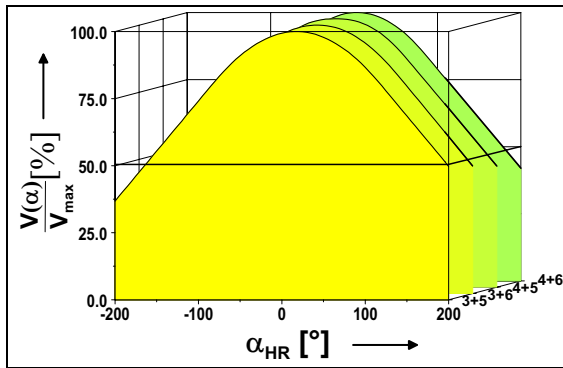


Bild 6.34: Relatives Kammervolumen als Funktion des Hauptrotor-Drehwinkels α_{HR} für variierte Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$, Umschlingungswinkel $\Phi_{HR} = 270^\circ$

6.2.5 Variation der Rotorzähnezahlen

Die Variation der Haupt- und Nebenrotorzähnezahlen umfasst die in Tabelle 6.2 aufgeführten, für den Einsatz in Schraubenladern sinnvollen Kombinationen. Im Rahmen dieser Untersuchung werden lediglich die Zähnezahlen variiert, die grundlegende Profilform bleibt dabei bis auf die notwendigen Anpassungen unverändert.

Mit zunehmenden Zähnezahlen, insbesondere des Hauptrotors, kommt es zu einer Abnahme des maximalen Kammervolumens [60]. Obwohl gleichzeitig mehr Kammern für die Energiewandlung zur Verfügung stehen, müssen zur Erfüllung der Randbedingungen $\dot{V}_{th} = const.$ und $u_{HRmax} = const.$ die Rotordurchmesser vergrößert werden, was wiederum zu einer verringerten Volumenausnutzung führt.

Wie in **Bild 6.34** wiedergegeben, ergibt sich mit steigenden Zähnezahlen von Haupt- und Nebenrotor unmittelbar auch ein steilerer Verlauf der Volumenkurve, also eine Verkürzung des Arbeitsspiels der einzelnen Kammer. Als Folge davon sinkt der Zeitquerschnitt der Spalte, andererseits verkürzen sich jedoch auch die für Ladungswechselvorgänge verfügbaren Zeiträume, die auftretenden Strömungsgeschwindigkeiten steigen und die Drosselung nimmt zu.

Zur Darstellung dieser Einflussgröße verdeutlicht **Bild 6.35** wiederum das

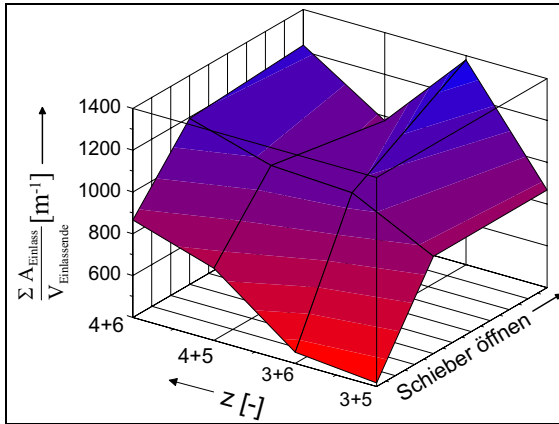


Bild 6.35: Kumulierte Einlassöffnungsfläche $\sum A_{\text{Einlass}}$ bezogen auf das Kammervolumen bei Einlassende $V_{\text{Einlassende}}$ als Funktion der Zähnezahlkombinationen $z_{HR} + z_{NR}$ bei variiertem Schieberöffnung

Verhältnis von kumulierter Einlassöffnungsfläche $\sum A_{\text{Einlass}}$ bezogen auf das Kammervolumen bei Einlassende $V_{\text{Einlassende}}$ für die verschiedenen Zähnezahlkombinationen in Abhängigkeit der Schieberöffnung.

Eine Änderung der Hauptrotorzähnezahl hat bei großen Schieberöffnungen einen eher geringen Einfluss auf dieses Verhältnis, da die Änderung von Kammervolumen und Einlassflächen sich weitgehend kompensieren, beeinflusst den Ladungswechsel am Einlass der SCREW also nur in geringem Umfang.

Mit steigender Nebenrotorzähnezahl ergeben sich dagegen günstigere Verhältnisse, da das zu füllende Kammervolumen weitgehend unverändert bleibt, während die Drehzahl des Nebenrotors sinkt, wodurch längere Zeit für den Füllvorgang verfügbar sind.

Eine deutlich andere Tendenz wird bei kleinen Schieberöffnungen, also im Expansionsbetrieb der SCREW, erkennbar.

In diesem Fall entwickelt sich die Hauptrotorzähnezahl aufgrund ihres signifikanten Einflusses auf das Kammervolumen zum dominierenden Faktor, eine Änderung der Zähnezahl des Nebenrotors hat dagegen geringere Auswirkungen.

Eine Änderung der Rotor-Zähnezahlen bewirkt eine Änderung auch aller Spal-

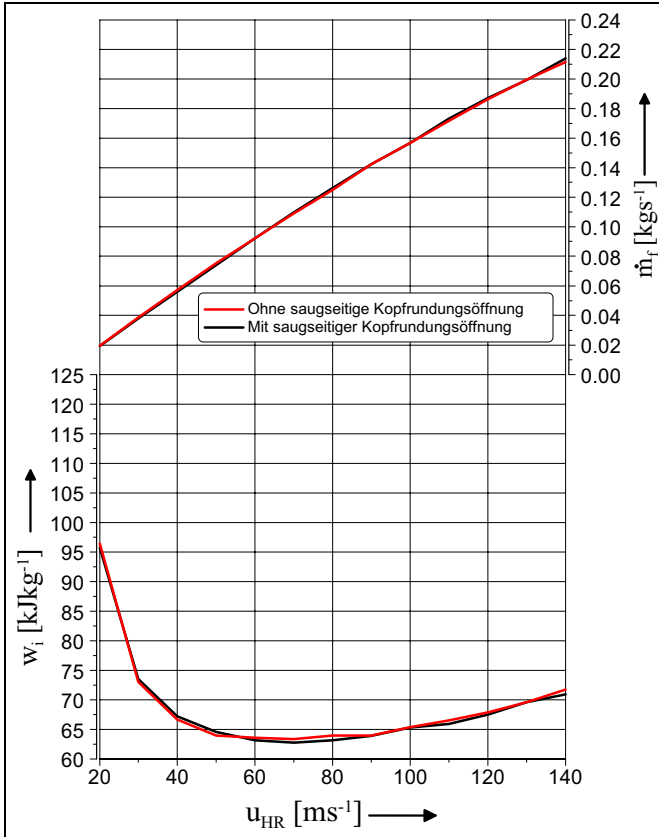


Bild 6.36: Geförderter Massenstrom \dot{m}_f und spezifische Innenarbeit w_i als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} der SCREW im Verdichtungsbetrieb mit und ohne saugseitiger Kopfrundungsöffnung, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

te in der Maschine. Eine Spaltart, deren Wirkung auf das Betriebsverhalten der SCREW im Rahmen der bisherigen Betrachtungen aufgrund der bisher konstant gehaltenen Zähnezahlen noch nicht betrachtet wurde sind die saug- und druckseitigen Kopfrundungsöffnungen. Ihre Fläche wird durch die Verschneidungskante des Gehäuses und die Konturen der Flanken des Haupt- und Nebenrotors aufgespannt (s. Kap. 3.2).

Während die bei Schraubenkompressoren wichtige druckseitige Kopfrundungsöffnung durch Optimierungen der Profilform bei modernen Rotorprofilen minimiert wurde, ist der saugseitigen Kopfrundungsöffnung bisher wenig Beachtung zugekommen, da bei üblichen Betriebsweisen kein wesentlicher Einfluss auf die Energiewandlungsgüte beobachtet wurde. Die saugseitigen Kopfrundungsöffnungen ausgeführter Rotorprofile weisen üblicherweise eine deutlich größere Fläche als die druckseitigen Kopfrundungsöffnungen auf. Hierbei sind Größenverhältnisse zwischen druck- und saugseitiger Kopfrundungsöffnung von 1:10 keine Seltenheit.

Um den Einfluss dieser Öffnung⁴ auf das Betriebsverhalten der SCREW zu untersuchen, erfolgten Simulationsrechnungen für den Expansions- und Verdichtungsbetrieb mit und ohne Berücksichtigung der saugseitigen Kopfrundungsöffnung. Zu diesem Zweck wurden die entsprechenden Ergebnisdateien der Profilberechnungsprogramme des Simulationssystems so modifiziert, dass der saugseitigen Kopfrundungsöffnung stets eine Fläche von 0 zugewiesen wurde.

Bild 6.36 stellt den geförderten Massenstrom und die spezifische Innenarbeit der SCREW im Verdichtungsbetrieb mit und ohne Berücksichtigung der saugseitigen Kopfrundungsöffnung vergleichend gegenüber. Wie zu erwarten, ergeben sich keine erkennbar wesentlichen Differenzen.

Betrachtet man dagegen die entsprechenden Verläufe für den Expansionsbetrieb der SCREW in **Bild 6.37**, so zeigen sich deutliche Unterschiede.

Als Folge der verringerten Leckmassenströme durch die fehlende Kopfrundungsöffnung sinkt der geförderte Massenstrom. Die größten Unterschiede treten bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten, also langen Arbeitsspielzeiten, auf. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit verkürzen sich die Zeitquerschnitte der Spalte, die Spaltmassenströme sinken und die Kurven nähern sich einander an.

Aufgrund der verringerten Spaltmassenströme steigt auch die Energiewand-

⁴Die Kopfrundungsöffnung ist kein betriebsnotwendiger Spalt im eigentlichen Sinne

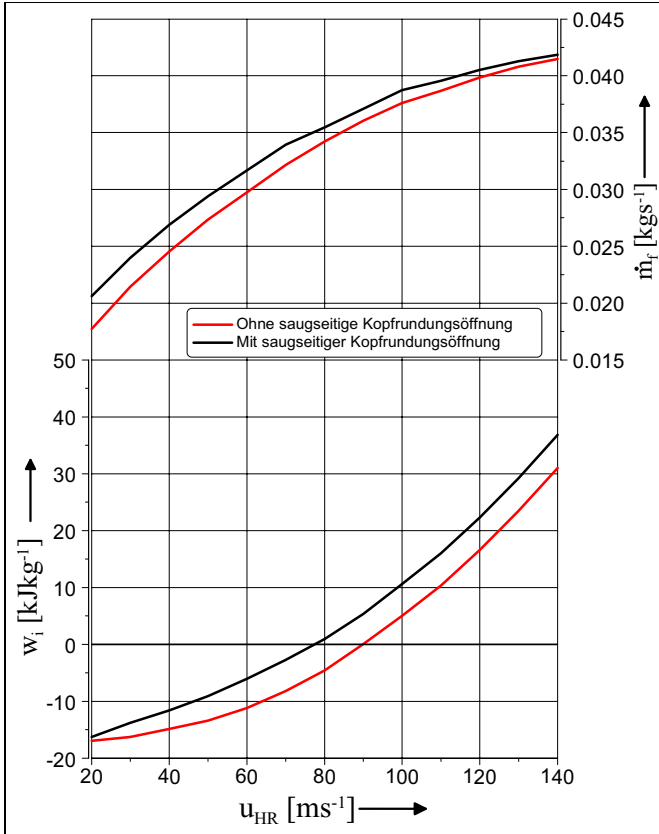


Bild 6.37: Geförderter Massenstrom \dot{m}_f und spezifische Innenarbeit w_i als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} der SCREW im Expansionsbetrieb mit und ohne saugseitiger Kopfrundungsöffnung, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

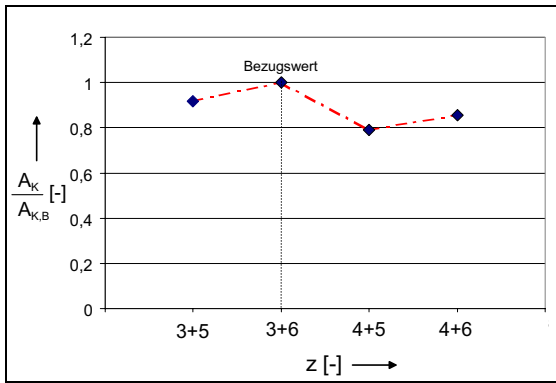


Bild 6.38: Bezogene Fläche der saugseitigen Kopfrundungsöffnung bei variierten Zähnezahlen z , Bezugswert $z_{HR} = 3$ und $z_{NR} = 6$

lungsgüte der SCREW, die spezifische Innenarbeit sinkt. Hierdurch erhöht sich der Bereich, in dem die SCREW grundsätzlich in der Lage wäre, nutzbare Wellenarbeit abzugeben.

Für die Energiewandlungsgüte der SCREW ist die saugseitige Kopfrundungsöffnung folglich ein zu berücksichtigender Faktor.

Bild 6.38 zeigt die bezogene Fläche der saugseitigen Kopfrundungsöffnung für die untersuchten Zähnezahlkombinationen. Bezugswert ist die Fläche der saugseitigen Kopfrundungsöffnung der Rotorkombination mit 3 Hauptrotor- und 6 Nebenrotorzähnen.

Mit steigender Hauptrotor-Zähnezahl z_{HR} ist eine merkliche Abnahme der Fläche der Kopfrundungsöffnung verbunden, größere Nebenrotor-Zähnezahlen z_{NR} bewirken dagegen eine leichte Vergrößerung.

Die Differenzen zwischen den Varianten bleiben jedoch relativ gering, der für den wirkungsgradoptimalen Expansionsbetrieb der SCREW wünschenswerte möglichst vollständige Wegfall der saugseitigen Kopfrundungsöffnung wird bei dem verwendeten asymmetrischen Profil verständlicherweise von keiner Kombination auch nur annähernd erreicht.

Es ist daher davon auszugehen, dass für eine optimierte SCREW grundsätzlich neuentwickelte Profile erforderlich sein werden.

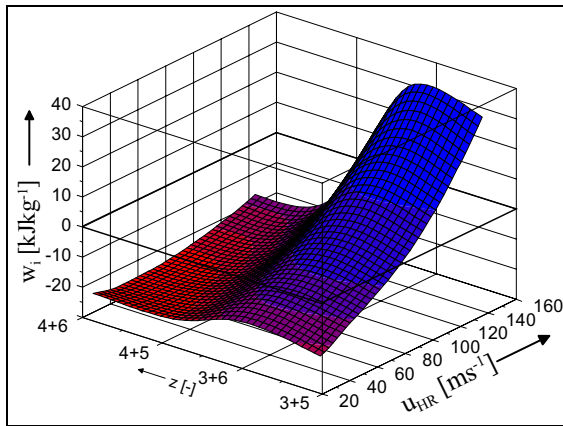


Bild 6.39: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

Die Änderungen der anderen Spaltarten bei Variation der Zähnezahlen lassen sich in ihrer Wirkung auf das Betriebsverhalten der SCREW schwerlich isolieren, so dass im Rahmen der Untersuchungen eine integrale Betrachtung erfolgt.

6.2.5.1 Expansionsbetrieb

Bild 6.39 gibt den Verlauf der spezifischen Innenarbeit für die betrachteten Zähnezahlkombinationen als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit beim Expansionsbetrieb der SCREW wieder.

Es ist deutlich erkennbar, dass die Kombinationen mit vier Hauptrotorzähnen im gesamten untersuchten Bereich eine geringere spezifische Innenarbeit, also eine höhere Energiewandlungsgüte, aufweisen als die Kombinationen mit drei Hauptrotorzähnen. Der Einfluss der Nebenrotorzähnezahl bleibt geringer und ist lediglich bei den Varianten mit drei HR-Zähnen noch klar wahrnehmbar.

Untersucht man den in **Bild 6.40** wiedergegebenen zugehörigen Verlauf des geförderten Massenstroms der SCREW, so ist dort ein deutlicherer Einfluss der Nebenrotorzähnezahl festzustellen. Sowohl mit steigender Haupt- als auch Nebenrotorzahl steigt der geförderte Massenstrom an.

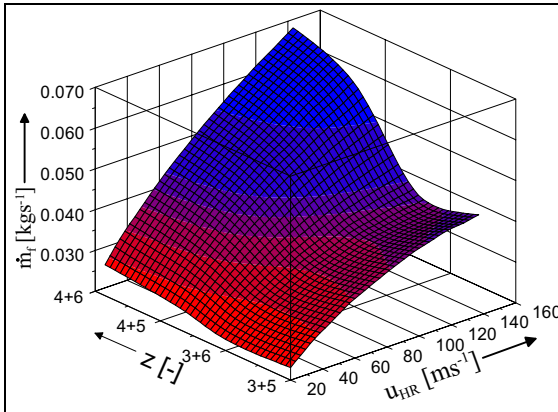


Bild 6.40: Geförderter Massenstrom \dot{m}_f als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zahnanzahl $z_{HR} + z_{NR}$ im Expansionsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$

Wie in Bild 6.35 sichtbar, ergibt sich bei den kleinen Schieberöffnungen im SCREW-Expansionsbetrieb für die Kombinationen mit drei Hauptrotorzähnen ein merklich ungünstigeres Verhältnis zwischen der für den Ladungswechsel nutzbaren Einlassfläche und dem Kammervolumen bei Erreichen der saugseitigen Steuerkanten als bei den Varianten mit vier Zähnen. Als Folge der damit steigenden Strömungsgeschwindigkeit während des Füllvorganges entsteht eine verstärkte Drosselung am Eintritt der SCREW, durch den erschwerten Ladungswechsel sinken die Energiewandlungsgüte und der geförderte Massenstrom.

Die austrittsseitige Drosselung hat im Expansionsbetrieb aufgrund der geringen geförderten Massenströme und der im Vergleich zu den Einlassöffnungen großen Austrittsflächen eine eher geringe Bedeutung.

Zusätzlich weisen die Profilvariationen mit drei Hauptrotorzähnen eine größere saugseitige Kopfrundungsöffnung als die Varianten mit vier Zähnen auf (Bild 6.38).

Besonders im Expansionsbetrieb hat diese jedoch eine wesentliche Bedeutung für die Spaltmassenströme und damit die Energiewandlungsgüte der SCREW (s. Kap. 6.2.2). Als Folge der größeren Spaltmassenströme durch die Kopfrun-

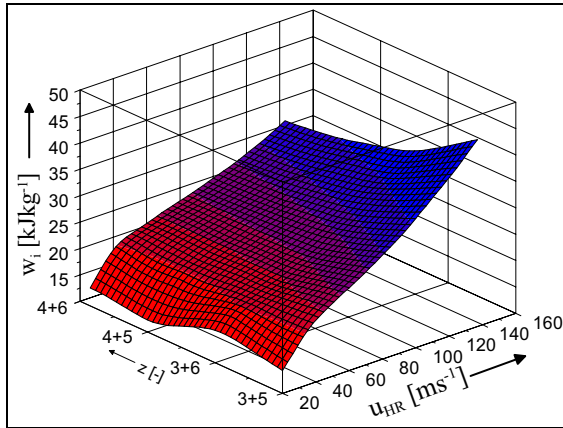


Bild 6.41: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ beim Betrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$

dungsöffnung steigt der geförderte Massenstrom bei den Kombinationen mit drei Zähnen im Expansionsbetrieb an, während die Energiewandlungsgüte sinkt.

6.2.5.2 Gleichdruckbetrieb

Die im Expansionsbetrieb festgestellte Abhängigkeit der spezifischen Innenarbeit von den Rotor-Zähnezahlen ist im in **Bild 6.41** wiedergegebenen Diagramm für den Betrieb bei einem Druckverhältnis von $\Pi = 1$ nur bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten erkennbar.

Mit steigender Umfangsgeschwindigkeit verschwinden diese Differenzen weitgehend. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten ($u_{HR} > 100 \text{ ms}^{-1}$) ist eine gegenüber den anderen Varianten erhöhte spezifische Innenarbeit der Kombinationen mit drei Hauptrotorzähnen erkennbar.

Auch der in **Bild 6.42** dargestellte Verlauf des geförderten Massenstroms läßt keine ausgeprägten Abhängigkeiten von den Zähnezahlen erkennen, lediglich bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten $u_{HR} > 100 \text{ ms}^{-1}$ treten geringere geförderte Massenströme für die Kombinationen mit drei Hauptrotorzähnen auf.

Ursächlich für dieses Verhalten ist die bei den im Vergleich zum Expansions-

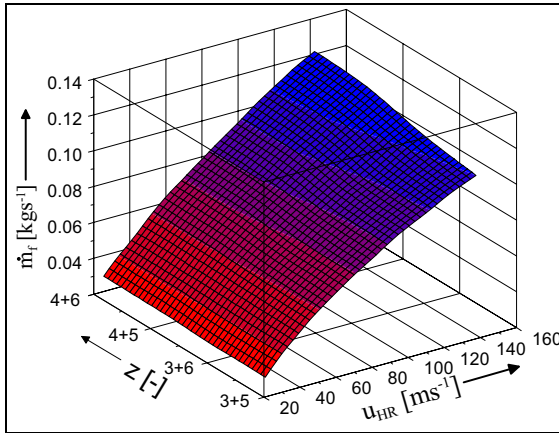


Bild 6.42: Geförderter Massenstrom \dot{m}_f als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ beim Betrieb der SCREW mit Druckverhältnis $\Pi = 1$

betrieb höheren Massenströmen im Gleichdruckbetrieb deutlich wirkungsgradbeeinflussende Ein- und Austrittsdrosselung der SCREW.

6.2.5.3 Verdichtungsbetrieb

Bild 6.43 verdeutlicht die Abhängigkeit der spezifischen Innenarbeit w_i von Zähnezahlkombination und Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit beim Verdichtungsbetrieb der SCREW.

Im gesamten betrachteten Bereich der Umfangsgeschwindigkeit ist ein Anstieg der spezifischen Innenarbeit mit steigender Hauptrotor- und fallender Nebenrotor-Zähnezahl erkennbar.

Ein entsprechendes, allerdings weniger stark ausgeprägtes, Bild ergibt sich auch beim in **Bild 6.44** abgebildeten geförderten Massenstrom. Wie zu erwarten, wird bei den energetisch vorteilhafteren Zähnezahlkombinationen auch der jeweils größte Massenstrom gefördert. Das erkennbare Verhalten, insbesondere bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten, korrespondiert mit dem Verlauf der wirksamen Einlassflächen in Bild 6.35, die Drosselung am Eintritt wird zum wesentlichen Einflussfaktor für das Betriebsverhalten.

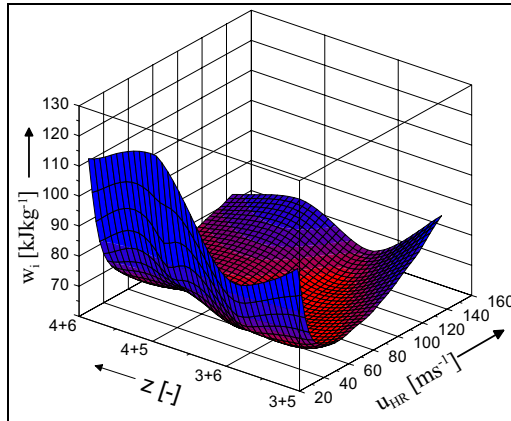


Bild 6.43: Spezifische Innenarbeit w_i als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

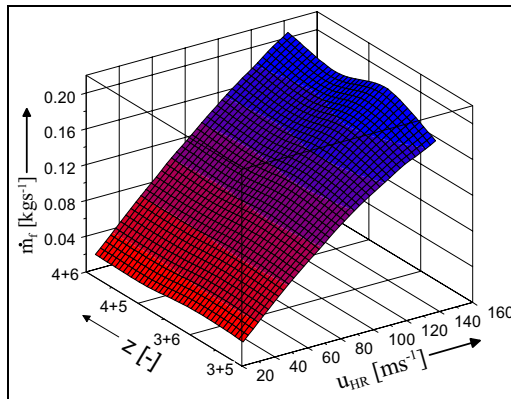


Bild 6.44: Geförderter Massenstrom \dot{m}_f als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} und Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$ im Verdichtungsbetrieb der SCREW, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

Ein weiterer Aspekt aufgrund der hohen Massenströme im SCREW-Verdichtungsbetrieb ist die Drosselung am Austritt. Auch hier bewirken steigende Haupt- und Nebenrotorzahlen eine Zunahme der Auslassflächen. Dadurch sinkt einerseits die strömungsgeschwindigkeitsabhängige Drosselung, andererseits kommt es zu einer geringeren Drucküberhöhung beim Ladungswechsel, die Spaltmassenströme sinken [60].

6.2.6 Variation der Steuerkantenlage

Wie bereits in Bild 6.3 abgebildet, enthält das Arbeitsspiel der SCREW eine Expansionsphase variabler, durch die Stellung der Einlasschieber bestimmter, Länge und eine anschließende Verdichtungsphase, deren Länge und Volumenverhältnis durch die Lage der druckseitigen Steuerkanten bestimmt ist.

Zur Steigerung der Energiewandlungsgüte im Expansionsbetrieb wäre ein Wegfall der in diesem Betriebsfall unnötigen Verdichtungsphase sinnvoll. Als konstruktive Lösung bietet sich hierfür eine variable Verstellung auch der druckseitigen Steuerkanten oder, als einfachere Ausführung, ein Vorauslass an, wie er bereits in [86, 87] beschrieben ist.

Bei diesem Konzept kann durch ein geeignet angeordnetes Ventil bei Erreichen des maximalen Kammervolumens eine direkte Verbindung zur Austrittsseite der SCREW hergestellt werden, wodurch die Kammermasse direkt aus dem Arbeitsraum strömen kann, ohne durch das abnehmende Kammervolumen verdichtet zu werden.

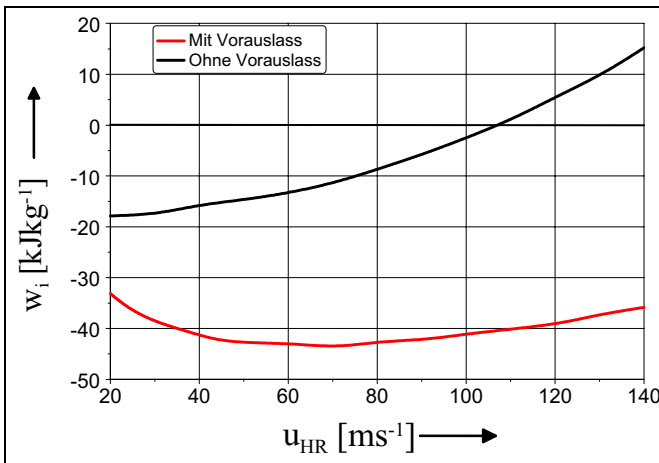


Bild 6.45: Spezifische Innenarbeit der SCREW mit und ohne simulierten Vorauslass im Expansionsbetrieb, Druckverhältnis $\Pi = 0,45$, $L/D = 1,6$, $\Phi_{HR} = 270^\circ$, $z = 3 + 6$

Hierdurch entfällt einerseits die Verdichtungsphase, andererseits verkürzt sich das Arbeitsspiel. Durch die resultierenden sinkenden Zeitquerschnitte der Spalte verringern sich die Spaltmassenströme.

Um eine Abschätzung der Sinnhaftigkeit dieses zusätzlichen konstruktiven Aufwandes zu ermöglichen, erfolgte eine überschlägige Untersuchung durch Simulationsrechnungen. Zu diesem Zweck wurde die Lage der druckseitigen Steuerkante so geändert, daß diese bereits bei maximalem Kammervolumen, also dem Ende der Expansionsphase, erreicht ist, was die Wirkung eines Vorauslasses annähernd abbildet.

Bild 6.45 stellt die spezifische Innenarbeit mit und ohne Vorauslass im Expansionsbetrieb der SCREW dar.

Wie bereits aufgrund theoretischer Überlegungen zu erwarten, zeigen sich deutliche energetische Vorteile. Mit Vorauslass kann über den gesamten betrachteten Bereich der Umfangsgeschwindigkeiten eine negative spezifische Innenarbeit realisiert werden, wobei das erreichte Niveau deutlich niedriger als beim Betrieb ohne Vorauslass liegt.

Ist bei der Realisierung einer SCREW ein häufiger Expansionsbetrieb zu erwarten, sollte also eine Möglichkeit zur Umgehung der Verdichtungsphase unter Inkaufnahme eines erhöhten konstruktiven Aufwandes vorgesehen werden.

6.2.7 Vorgeschlagene Optimalgeometrie der SCREW

Zunächst soll das angestrebte Optimierungsziel geklärt werden.

Dies kann nicht durch eine ausschliessliche Betrachtung aus der Sicht der SCREW erfolgen, sondern erfordert eine Analyse des Gesamtsystems aus Verbrennungsmotor, SCREW und dem anzutreibenden Fahrzeug mit seinen spezifischen Betriebsbedingungen.

Grundsätzlich lassen sich drei Optimierungsrichtungen erkennen:

1. Maximierung der Variationsbreite des geförderten Massenstroms
2. Maximierung der Energiewandlungsgüte im Expansionsbetrieb der SCREW
3. Maximierung der Energiewandlungsgüte im Verdichterbetrieb der SCREW

Im Regelfall wird eine Optimierung in nur einer Richtung nicht zielführend sein, die Auslegung einer realen SCREW wird immer einen Kompromiß darstellen. Neben den Optimalgeometrien für die Optimierung jeweils eines Faktors wird in Kapitel 6.2.7.4 daher noch ein Vorschlag für eine möglichst breitbandige Kombination der erwünschten Eigenschaften genannt.

6.2.7.1 Maximierung der Variationsbreite des geförderten Massenstroms

Ein wesentliches Ziel des SCREW-Konzeptes ist ein möglichst weitgehender Verzicht auf die Benutzung dissipativer Massenstromregelelemente wie z.B. einer Drosselklappe in einem SCREW-Verbrennungsmotor-System. Um dieses Ziel zu erreichen, muß die SCREW eine möglichst große Variationsbreite des über die Steuerung wählbaren geförderten Massenstroms bieten können.

Hierfür ist einerseits der größte geförderte Massenstrom im Verdichtungsbetrieb zu maximieren, andererseits aber vor allem ein möglichst kleiner minimaler Massenstrom im Expansionsbetrieb anzustreben.

Eine Optimierung in dieser Richtung wird unabhängig von anderen Nebenzielen bei allen Anwendungen des SCREW-Konzeptes anzustreben sein.

Für die Realisierung ist eine Kombination von Geometrieparametern erforderlich die einerseits geringe Spaltmassenströme, vor allem im Expansionsbetrieb, andererseits aber auch geringe Dissipation an Ein- und Auslassöffnungen im Verdichterbetrieb miteinander vereint.

Parameter	Wert	Einheit
L/D	2	[-]
Umschlingungswinkel Φ_{HR}	200	[°]
Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$	3+6	[-]

Tabelle 6.3: Vorgeschlagene Geometrieparameterkombination für maximierte Massenstrom-Variationsbreite

Eine unter den gegebenen Randbedingungen sinnvolle Geometrie nennt **Tabelle 6.3**.

Das große Längen-/Durchmesser Verhältnis L/D resultiert aus der großen Bedeutung des saugseitigen Stirnspaltes für die Dichtigkeit und damit die Energiewandlungsgüte der SCREW. Wenn es durch geeignete konstruktive Massnahmen gelingt, diesen Spalt deutlich zu verringern, verschiebt sich der anzustrebende Optimalwert in Richtung kleinerer L/D.

Eine Verkleinerung des Umschlingungswinkels unter den angegebenen Wert würde theoretisch eine weitere Absenkung des minimalen geförderten Massenstroms ermöglichen. Ursächlich dafür wäre jedoch hauptsächlich die stark zunehmende Drosselung an den Eintrittsöffnungen. Aufgrund der negativen Konsequenzen für die Energiewandlungsgüte ist dieses Vorgehen nicht zielführend. Zusätzlich darf aufgrund der hohen thermischen Belastung bezweifelt werden, daß eine betriebssichere Realisierung einer SCREW mit noch weiter abgesenkten geförderten Massenströmen möglich ist.

6.2.7.2 Maximierung der Energiewandlungsgüte im Expansionsbetrieb der SCREW

Eine Optimierung dieses Aspektes ist besonders beim Einsatz der SCREW in Antriebssystemen mit hohen Teillastbetriebsanteilen, also in Verbindung mit gröÙervolumigen, leistungsstarken Motoren, zu erwarten. Bei diesen Antriebskonzepten ist eine Aufladung nur zur Abdeckung kurzzeitiger transienter Leistungsspitzen erforderlich, in üblichen Fahrzyklen wird die SCREW fast ausschliesslich im Expansionsbetrieb genutzt.

Um die Energiewandlungsgüte der SCREW im Teillastbetrieb zu maximieren, ist eine Minimierung der spezifischen Arbeit anzustreben. In einem möglichst breiten Arbeitsbereich sind negative Werte der Arbeit zu erreichen, damit die

Parameter	Wert	Einheit
L/D	1	[-]
Umschlingungswinkel Φ_{HR}	300	[°]
Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$	4+6	[-]

Tabelle 6.4: Vorgeschlagene Geometrieparameterkombination für maximierte Energiewandlungsgüte im Expansionsbetrieb

SCREW nutzbare Wellenarbeit abgeben kann.

Eine für diese Zielsetzung sinnvolle Kombination der geometrischen Kenngrößen der SCREW nennt **Tabelle 6.4**.

6.2.7.3 Maximierung der Energiewandlungsgüte im Verdichterbetrieb der SCREW

In letzter Zeit werden zur Verbrauchs- und Emissionsminimierung häufig sogenannte 'Downsizing-Konzepte', also die Kombination eines kleinen Verbrennungsmotors mit einem leistungsfähigen Aufladegerät, diskutiert [66], [92]. Bei diesen Antriebskonzepten treten hohe Anteile des Aufladetriebs, also Betrieb des Verbrennungsmotors mit Eintrittsdrücken größer dem Umgebungsdruck, auf.

Um dabei einen effizienten Betrieb des Antriebssystems zu ermöglichen, ist eine Optimierung der SCREW für eine möglichst hohe Energiewandlungsgüte im Verdichtungsbetrieb bei Förderung höherer Massenströme erforderlich.

Parameter	Wert	Einheit
L/D	1,2	[-]
Umschlingungswinkel Φ_{HR}	150	[°]
Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$	3+6	[-]

Tabelle 6.5: Vorgeschlagene Geometrieparameterkombination für maximierte Energiewandlungsgüte im Verdichtungsbetrieb

Um dieses Ziel zu erreichen, ist die in **Tabelle 6.5** aufgeführte Rotorgeometrie sinnvoll.

Diese entspricht weitgehend der in [60] vorgestellten Optimalgeometrie für konventionelle Schraubenlader.

Lediglich bei der Auswahl der Haupt- und Nebenrotorzähnezahlen ergeben

sich beim SCREW-Prinzip als Folge verstärkter Drosselung aufgrund der abweichenden Gestaltung der Eintrittsöffnungen Verschiebungen.

Auch bei dieser Auslegung sollte die Frage der Betriebssicherheit bei erhöhter thermischer Belastung durch starke Absenkung des geförderten Massenstroms kritisch hinterfragt werden, nötigenfalls ist eine Erhöhung des Umschlingungswinkels anzuraten.

6.2.7.4 Optimalgeometrie

Wie bereits dargestellt, wird üblicherweise die konsequente Optimierung eines Einzelaspektes nicht akzeptabel sein.

Parameter	Wert	Einheit
L/D	1,4	[-]
Umschlingungswinkel Φ_{HR}	200	[°]
Zähnezahlen $z_{HR} + z_{NR}$	4+6	[-]

Tabelle 6.6: Vorgeschlagene universelle Optimalgeometrie

Die in **Tabelle 6.6** vorgeschlagene Kombination von Geometrieparametern stellt einen Kompromiß dar, der akzeptable Leistungen im Teil- und Vollastbetrieb mit guter Massenstromsteuerbarkeit kombiniert.

Bei dem gewählten Längen-/Durchmesserverhältnis $L/D = 1,4$ werden akzeptable Energiewandlungsgüten bei geringen Massenströmen im Expansionsbetrieb und gleichzeitig bei hohen Massenströmen im Verdichtungsbetrieb realisiert. Die vergleichsweise geringe Energiewandlungsgüte bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten und hohen Druckverhältnissen erscheint akzeptabel, da diese Lastpunkte im Fahrzeugbetrieb lediglich kurzzeitig bei Beschleunigungsvorgängen auftreten.

Einen ähnlichen Kompromiß stellt der gewählte Wert für den zu realisierenden Umschlingungswinkel $\Phi_{HR} = 200^\circ$ dar. Auch an dieser Stelle werden Schwächen in hauptsächlich transient auftretenden Lastzuständen zugunsten günstiger Resultate in oft genutzten Betriebsbereichen akzeptiert.

Ein vergleichbares Vorgehen scheint bei der Festlegung der anzuwendenden Zähnezahlen schwer realisierbar zu sein. Die vorgeschlagene Kombination von 4 Hauptrotor- mit 6 Nebenrotorzähnen bietet Vorteile hauptsächlich hinsichtlich der Energiewandlungsgüte im Expansionsbetrieb, ohne kritische Nachteile in anderen Betriebsbereichen aufzuweisen.

Die vorgeschlagene Optimalgeometrie kann nur eine Ausgangsbasis für eine Realisierung darstellen, die nach einer Analyse des gesamten geplanten Antriebssystems ggf. deutlich anzupassen ist.

Ebenso darf nicht vergessen werden, daß diese Geometrie auf der Basis von Profilformen und Randparametern wie z.B. Spalthöhenverteilungen, die für den Einsatz in Kompressoren entstanden, erarbeitet wurde.

Für die erfolgreiche Realisierung einer SCREW sind jedoch deutlich weitergehende Optimierungen und Abweichungen von bisher üblichen Wegen erforderlich:

- Entwicklung von Profilformen mit deutlich verkleinerten saugseitigen Kopfrundungsöffnungen.
- Minimierung von im Expansionsbetrieb relevanten Spalten, insbesondere des saugseitigen Stirnspalts.
- Realisierung einer einfachen Steuerungsmöglichkeit, die den Wegfall der Verdichtungsphase des Arbeitsspiels im Expansionsbetrieb ermöglicht, z.B. eines Vorauslasses.

Solange diese Aspekte nicht bearbeitet sind, scheinen eine abschließende Beurteilung des Entwicklungspotentials der SCREW sowie eine fundierte Aussage über die mit einer optimierten SCREW erzielbaren Leistungsdaten eher schwer möglich.

Kapitel 7

Realisierung und Erprobung

7.1 Konstruktive Umsetzung des Konzeptes

Für die Realisierung eines SCREW-Lader-Prototypen wurde von Anfang an von einer vollständigen Neukonstruktion Abstand genommen, da der Aufwand hierfür zu hoch ist und die Gewährleistung hinreichender Betriebsicherheit zweifelhaft erscheint. Stattdessen wurde der Weg einer Modifikation eines kommerziell gefertigten konventionellen Schraubenladers gewählt.

Für die Realisierung einer SCREW war es nur bedingt möglich, auf Erfahrungen aus dem Bereich der Schraubenkompressoren und -motoren aufzubauen. Viele Ansätze mussten erst durch Simulationsrechnungen auf ihre Tauglichkeit für diesen speziellen Anwendungsfall überprüft werden.

Ziel war dabei die Realisierung möglichst hoher Wirkungsgrade im am häufigsten genutzten Teillastbereich. Der dafür eventuell zu zahlende Preis in Form verminderter Wirkungsgrade bei Vollast scheint akzeptabel, da solche Betriebszustände im praktischen Fahrzeugbetrieb nur selten und wenn, dann nur kurzzeitig, auftreten.

Bild 7.1 verdeutlicht für den in der Automobilindustrie oft als vereinheitlichte Abbildung eines typischen Fahrtverlaufes benutzten MVEG-Zyklus¹ den Verlauf der Fahrgeschwindigkeit und den Antriebsleistungsbedarf eines typischen Mittelklasse-PKW. Deutlich ist zu erkennen, dass das Antriebssystem weitgehend bei niedrigen Lasten betrieben wird.

¹MVEG = Motor Vehicle Emission Group

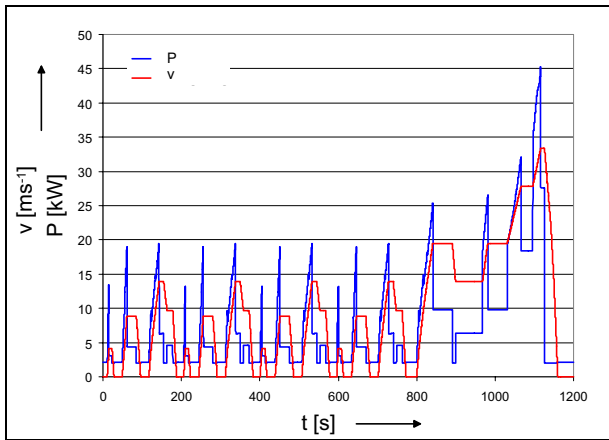


Bild 7.1: Fahrgeschwindigkeit v und Antriebsleistungsbedarf P eines typischen Mittelklasse-PKW als Funktion der Zeit t im MVEG-Zyklus

7.1.1 Auswahl des Basisladers

Nach einer Einschätzung der verfügbaren Maschinen bezüglich ihrer Tauglichkeit für das beschriebene Vorhaben fiel die Wahl auf den schwedischen Opcon-Autorotor Schraubenlader. Gründe für diese Wahl waren zum einen der einfache, modulare Aufbau, der eine einfache Modifikation einzelner Baugruppen ermöglicht, zum anderen auch die Bereitschaft des Herstellers, das Vorhaben durch Bereitstellen eines Laders und vor allem von Zeichnungen und tiefgehenden Detailinformationen zu unterstützen.

In der Abbildung des Laders in **Bild 7.2** [16] ist zu erkennen, daß er, abgesehen von den beiden Rotoren, im wesentlichen aus den Baugruppen

- Getriebegehäuse mit druckseitiger Lagerung
- Rotorgehäuse
- Einströmgehäuse mit saugseitiger Lagerung

besteht. Einzelne Baugruppen können unproblematisch modifiziert oder durch Neukonstruktionen ersetzt werden, während für den Rest des Laders, zum Beispiel

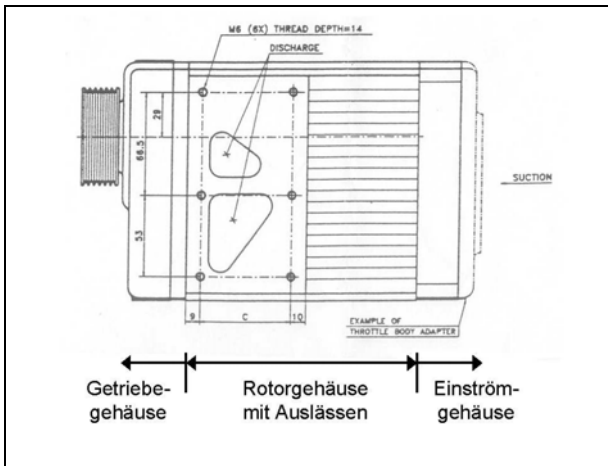


Bild 7.2: Gesamtzeichnung des als Basismaschine verwendeten Opcon-Autorotor OA2076 Schraubensladers [16]

Lagerung und Gleichlaufgetriebe, weiter auf bewährte Lösungen zurückgegriffen wird.

Für die Rotoren wurde vom Hersteller ein asymmetrisches SRM-Profil mit drei Zähnen auf der Hauptrotorseite und sechs Nebenrotorzähnen gewählt. Dieses eher unübliche Zähnezahverhältnis ergibt sich aus dem Wunsch nach einem relativ hohen Drehzahlverhältnis zwischen den Rotoren zur Gewährleistung eines einfachen, kompakten Aufbaus.

Um Simulationsrechnungen mit diesem Lader durchführen zu können, mußte zunächst ein Modell für das Simulationssystem generiert werden, wobei vielfach auf Unterlagen des Herstellers zurückgegriffen werden konnte. Nach der Darstellung des Rotorprofils im Format des Simulationssystems erfolgte die Abbildung von Ein- und Ausströmfächen und des Gehäuses. Der Verlauf der Reibleistung als Funktion der Drehzahl konnte aus Herstellerunterlagen übernommen werden.

Nach Abschluß der Modellierung erfolgte eine Überprüfung der Abbildungsgüte durch Kennfeldrechnungen für den ungesteuerten Basislader und Vergleich der Ergebnisse mit vorliegenden Meßwerten des Herstellers. Hierbei wurde eine gute

Übereinstimmung festgestellt, was einerseits auf den Reifegrad des Simulationssystems, andererseits auf die Qualität der Randbedingungen, die der Modellierung zugrundeliegen, zurückzuführen sein dürfte.

7.1.2 Konstruktion der Schieber

Bei dem als Basismaschine für die Realisierung der SCREW verwendeten Opcon-Autorotor Schraubenlader sind die Einlassöffnungen axial auf den saugseitigen Stirnflächen der Rotoren angeordnet. Zur Implementierung der Schiebersteuerung der SCREW bot sich daher eine Ausführung als saugseitige Drehschieber an.

Zur Realisierung wurde das gesamte Einströmgehäuse der Serienmaschine durch ein bauraumgleiches Bauteil mit den eingearbeiteten Führungen für die Drehschieber, den Einströmöffnungen und den Lagerzapfen für die saugseitige Rotorlagerung ersetzt. Das neue Gehäuse wurde als CNC-Frästeil aus Aluminium gefertigt. Die haupt- und nebenrotorseitigen Drehschieber bestehen aus Teflon, so dass die Reibkräfte der Schieber in den Führungen klein bleiben.

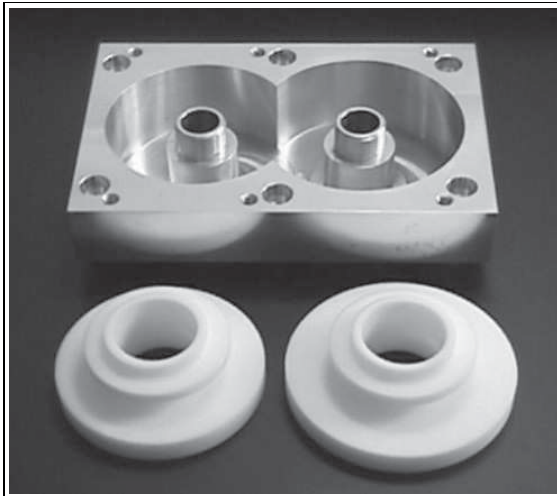


Bild 7.3: Vorgefertigtes Schiebergehäuse mit Drehschiebern

Um eine Untersuchung unterschiedlicher Formen und Lagen der Einströmöff-

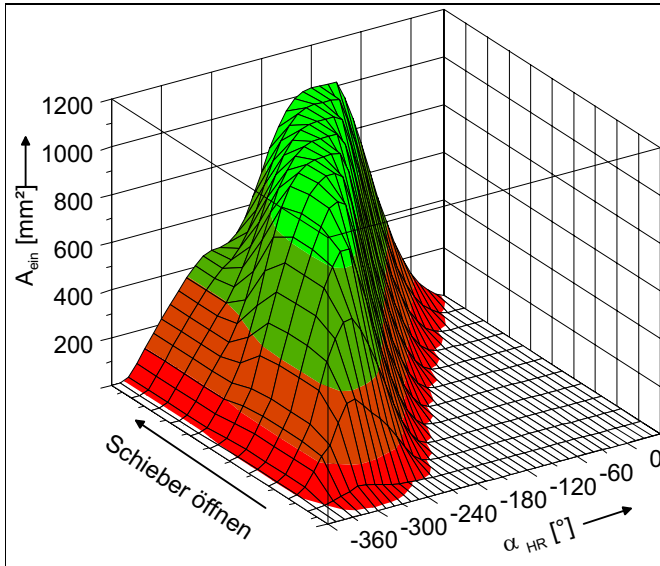


Bild 7.4: Einlassfläche A_{ein} der SCREW über dem Haupttordrehwinkel α_{HR} der SCREW in Abhängigkeit von der Stellposition der Schieber

nungen und Schieber zu ermöglichen, wurden diese Bauteile als Rohlinge vorgefertigt und anschließend die gewünschten Konturen eingebracht.

Bild 7.3 zeigt das vorgefertigte Schiebergehäuse mit unbearbeiteten Drehschiebern.

Für die Untersuchungen wurde nach Vorversuchen eine Einströmöffnung verwendet, die der bei der Serienmaschine verwendeten Kontur entspricht. Sie kann durch annähernd zahnkopfkongform geformte Schieber teilweise verschlossen werden.

Bild 7.4 stellt die mit dieser Lösung realisierbaren Einlassquerschnittsverläufe über dem Haupttordrehwinkel in Abhängigkeit von der Schieberstellung dar. Deutlich ist die große Variationsbreite sowohl der maximalen Öffnungsfläche als auch, wie für das SCREW-Prinzip erforderlich, der Lage des Kammerabschlusses erkennbar.

7.2 Erprobung

Trotz des hohen Entwicklungsstandes moderner Simulationstechniken bleiben experimentelle Untersuchungen sowohl zur Verifikation der Simulationsergebnisse und des Simulationssystems als auch als Grundlagen zur Erhöhung der Abbildungsgüte unverzichtbar.

7.2.1 Der SCREW-Versuchsstand

Zur experimentellen Untersuchung der SCREW erfolgte die Anpassung eines bestehenden Schraubenlader-Versuchsstandes an die spezifischen Anforderungen der Kombination von Verdichtungs- und Expansionsbetrieb.

7.2.1.1 Besondere Anforderungen des SCREW-Betriebes

Nach den vorliegenden Simulationsergebnissen ist davon auszugehen, daß bei der SCREW unter bestimmten Betriebsbedingungen bei Austrittsdrücken kleiner dem Eintrittsdruck ein Wechsel der Momentenrichtung an der Antriebswelle, also die Abgabe von Leistung, auftritt. Der für die Untersuchungen benötigte Versuchsstand unterscheidet sich folglich in zwei Punkten wesentlich von bestehenden Installationen:

- Das Versuchsobjekt SCREW nimmt nicht nur Wellenleistung auf, sondern kann auch Leistung abgeben. Der Antrieb muß daher in der Lage sein, die SCREW treiben und auch bremsen zu können.
- Aufgrund des Schluckverhaltens des Ottomotors treten an der Austrittsseite der SCREW nicht nur Überdrücke, wie bei konventionellen Kompressoren, sondern im Teillastbetrieb des Systems auch Drücke, die kleiner als der Umgebungsdruck sind, auf. Zur Abbildung dieser Betriebsverhältnisse ist entweder die Kopplung der SCREW an einen realen Ottomotor oder ersatzweise dessen Simulation durch eine Möglichkeit zur Erzeugung vergleichbarer Zustände im Saugrohr am Austritt der SCREW erforderlich.

7.2.1.1.1 Simulation des Saugverhaltens des Ottomotors

Von der Verwendung eines realen Ottomotors zum Betrieb mit der SCREW wurde aufgrund des damit verbundenen Aufwandes beispielsweise für Nebenaggregate

wie Kühlsystem, Bremse und Sicherheitstechnik (Explosionsschutz) abgesehen, das Saugverhalten sollte vielmehr durch einen Schraubenkompressor mit geeigneten Steuereinrichtungen simuliert werden.

Verwendung fand ein Schraubenkompressor der Aezener Maschinenfabrik mit Antrieb durch einen drehzahlgeregelten Gleichstrommotor. Dieser Kompressor verfügt über eine eigenständige Ölversorgung durch eine angeflanschte Zahnradpumpe, so dass die Unterdruckerzeugungseinheit auf dem Versuchsstand als autonome Baugruppe zu betreiben ist.

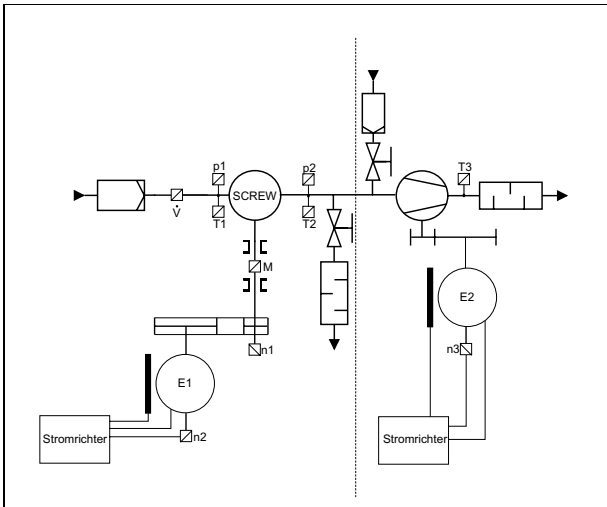


Bild 7.5: Vereinfachte schematische Darstellung des SCREW-Versuchsstandes mit den Hauptbaugruppen SCREW (links von der gestrichelten Linie) und Unterdruckerzeugungseinheit (rechts von der gestrichelten Linie)

\dot{V}	Volumenstrom-Messstelle
M	Drehmomentenmessstelle
$E1, E2$	Drehzahlvariable Gleichstromantriebe
p	Druckmessstelle
T	Temperaturmessstelle
n	Drehzahlmessstelle

Um auch bei geringen von der SCREW durchgesetzten Massenströmen eine thermische Überlastung des Prüfstandskompressors aufgrund unzureichender

Wärmeabfuhr aus dem Arbeitsraum zu vermeiden, ist eine Nebenluftansaugung vorgesehen, durch die der Kompressor einen zusätzlichen Luftmassenstrom aus der Umgebung ansaugen kann (**Bild 7.5**).

Eine konventionelle Bypass-Steuerung schien aus thermischen Gründen eher nachteilig. Bei den möglichen hohen Bypassmassenströmen wäre ein großer Anteil des erhitzten Arbeitsfluids vom Austritt wieder zum Eintritt zurückgeführt worden, wodurch unzulässig hohe Temperaturen im Kompressor aufgetreten wären.

7.2.1.1.2 Mehrquadrantenfähiger Antrieb

Für Antrieb bzw. Bremsung der SCREW boten sich zwei Lösungen an:

- Kombination eines drehzahlregelbaren Elektromotors mit einer Wirbelstrombremse.
- Mehrquadrantenfähiger drehzahlvariabler Elektroantrieb.

Nach Analyse und Bewertung der Vor- und Nachteile der Lösungen fiel die Entscheidung zugunsten einer Elektromaschine mit der Möglichkeit zum Mehrquadrantenbetrieb. Ausschlaggebend hierfür war, neben dem deutlich vereinfachten Aufbau, die unproblematischere Regelung des Systems, speziell im Bereich um den Nulldurchgang des Wellenmomentes, also dem Übergang zwischen Brems- und Antriebsbetrieb.

Die Wahl fiel auf einen fremderregten Gleichstrommotor, angesteuert über einen Ankerstromrichter. Da bei der SCREW nur ein Wechsel der Momentenrichtung, nicht aber der Drehrichtung, auftritt, erfolgt der Betrieb nur in zwei der vier mit dieser Kombination nutzbaren Quadranten.

Über im Ankerstromrichter integrierte Regler wurde eine Drehzahlregelung realisiert, so dass die Antriebsdrehzahl in Abhängigkeit eines von der Versuchsstandssteuerung vorgegebenen Sollwerts unabhängig vom Wellenmoment konstant bleibt.

Besondere Probleme ergaben sich aufgrund des geforderten nutzbaren Drehzahlbereiches von $n = 2000..20000 \text{ min}^{-1}$. Die Anpassung der Drehzahl des Elektromotors mit einer Maximaldrehzahl von $n_{max} = 3800 \text{ min}^{-1}$ an das geforderte Niveau erfolgt über einen Poly-V Riementrieb.

Um eine hinreichende Kühlung des nicht fremdbelüfteten Elektromotors zu gewährleisten, konnte die Minimaldrehzahl nicht soweit abgesenkt werden, wie es

zum Erreichen der geforderten Drehzahlspanne nötig wäre. Stattdessen erfolgte eine Erweiterung des nutzbaren Drehzahlbereiches zu höheren Drehzahlen durch einen Feldschwächungsbetrieb. Nach Erreichen der maximalen Motordrehzahl im regulären Betrieb wird durch Verringerung des Erregerstromes das Erregerfeld abgeschwächt, wodurch die Drehzahl des Motors bei gleichzeitig sinkendem Moment ansteigt. Der Momentenabfall kann aufgrund der ausreichenden Dimensionierung des Antriebes akzeptiert werden.

Durch die Erhöhung der maximalen Motordrehzahl kann, mit geeignet angepasster Übersetzung des Riementriebs, der Betrieb der SCREW im gesamten geforderten Drehzahlbereich erfolgen.

Um Meßfehler durch Schlupf des Antriebsriemens zu vermeiden, wird die Drehzahl der SCREW unmittelbar an der Antriebswelle gemessen. Eine zusätzliche Drehzahlmessstelle am Elektromotor dient nur regelungstechnischen Zwecken.

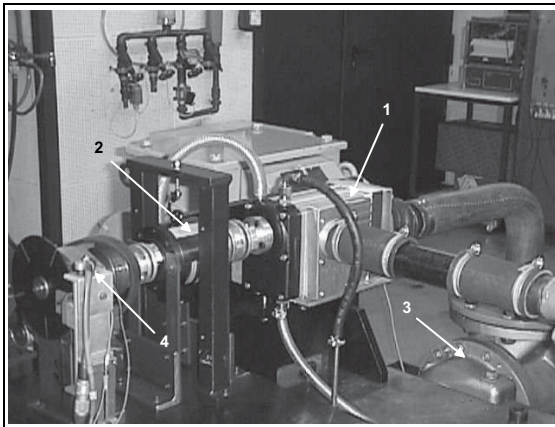


Bild 7.6: Der SCREW-Prototyp auf dem Versuchsstand

- | | |
|---|----------------------|
| 1 | SCREW |
| 2 | Drehmomentenmeßwelle |
| 3 | Drehkolbengaszähler |
| 4 | Drehzahlaufnehmer |

7.2.1.2 Aufbau des Versuchsstandes

Ausgehend von den gewählten Lösungsansätzen erfolgte die Konstruktion des Versuchsstandes, dessen grundsätzliches Schaltschema in Bild 7.5 dargestellt ist.

Bild 7.6 zeigt den auf dem Versuchsstand montierten SCREW-Prototypen.

Bild 7.7 läßt, analog zum Schaltplan, die beiden Hauptfunktionsgruppen SCREW (rechts) und Unterdruckerzeugung (links) erkennen.

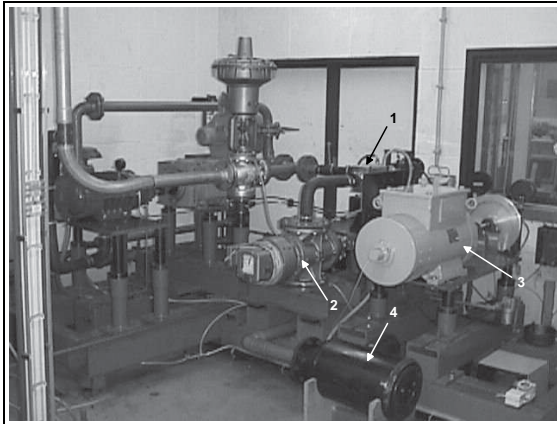


Bild 7.7: Gesamtansicht des SCREW-Versuchsstandes mit den Funktionsgruppen SCREW (rechte Bildhälfte) und Unterdruckerzeugung (linke Bildhälfte)

1	SCREW
2	Drehkolbengaszähler
3	SCREW-Antriebsmotor
4	Ansaugluftfilter

Die SCREW saugt durch einen Roots-Volumenstromzähler aus der Atmosphäre an. Der Antrieb der SCREW erfolgt, wie beschrieben, über einen Riementrieb durch den Gleichstrommotor E1, das Antriebs- bzw. Bremsmoment wird über eine Drehmomentenmeßwelle gemessen. In Betriebspunkten, in denen die SCREW als Lader (Austrittsdruck $p_A > p_U$) wirkt, wird der geförderte Luftmasstrom über ein pneumatisch betätigtes Stellventil zur Druckeinstellung über einen Schalldämpfer in die Umgebung abgeblasen.

Für Untersuchungen des Betriebs der SCREW bei Austrittsdrücken $p_A < p_U$ führt der Luftweg durch die Unterdruckerzeugungseinheit. Der sich einstellende Unterdruck gegen Atmosphäre am Austritt der SCREW ist über die Drehzahl dieses Kompressors und das Stellventil des Nebenluftansaugweges zu beeinflussen. Auch hier wird der geförderte Massenstrom über einen Schalldämpfer in die Umgebung abgeblasen.

Die Komponenten des Versuchsstandes zwischen dem Austritt der SCREW und dem Eintritt in den Kompressor der Unterdruckerzeugungseinheit müssen für den Betrieb sowohl bei Unter- als auch bei Überdrücken geeignet sein.

7.2.1.3 Verwendete Messtechnik

Die Messung der Temperaturen erfolgte durch Thermoelemente vom Typ K über ein Linseis LSB 36 Me&datenerfassungssystem. Dieses Gerät bildet gleichzeitig die bei Thermoelementmessungen erforderliche Referenzmessstelle elektronisch nach.

Die Messung der statischen Drücke erfolgte für kleine Messbereiche über wassergefüllte U-Rohr-Manometer mit manueller Datenerfassung und für höhere Drücke durch piezoresistive Druckaufnehmer, deren Messwerte ebenfalls durch das LSB 36 System aufgezeichnet wurden.

Um eine Messung des dynamischen Kammerdrucks in der SCREW (Indizierung) zu ermöglichen, wurden durch Gewindebohrungen im Rotorgehäuse piezoresistive Druckaufnehmer so in den Arbeitsraum eingebracht, dass sie quasi bündig mit der Gehäuseinnenseite abschliessen. Aufgrund der für die dynamische Messung erforderlichen hohen Abtastrate erfolgte die Datenerfassung mit Hilfe eines Transientenrecorders. Die Abtastrate ist dabei unter Berücksichtigung des Shannon-Kriteriums² an die Drehzahl der SCREW anzupassen.

Die Messung des Wellenmomentes der SCREW erfolgte über eine durch torsionssteife Kupplungen querkraftfrei an die Antriebswelle gekoppelte DMS-Drehmomentenmesswelle.

Für die Messung der Drehzahl und die Erfassung der Hauptrotorposition für die Indizierung kommen optische Sensoren zum Einsatz. Dabei trägt die Welle

²Abtastkriterium nach Shannon: Bei der Abtastung eines periodischen Vorgangs ist die Abtastfrequenz so zu wählen, daß sie größer als die doppelte maximale abzutastende Frequenz ist.

der SCREW eine Triggerscheibe mit sechs Ausnehmungen, die durch Lichtschranken abgetastet werden. Die Aufbereitung des Drehzahlsignals erfolgt direkt durch einen Drehzahlmesser, das Rotorpositionssignal wird zusammen mit den dynamischen Drucksignalen durch den Transientenrecorder aufgezeichnet.

Alle Meßwerte werden manuell oder über analoge bzw. digitale Schnittstellen in einem Versuchsstandsrechner zusammengeführt und stehen dort für Auswertungen zur Verfügung.

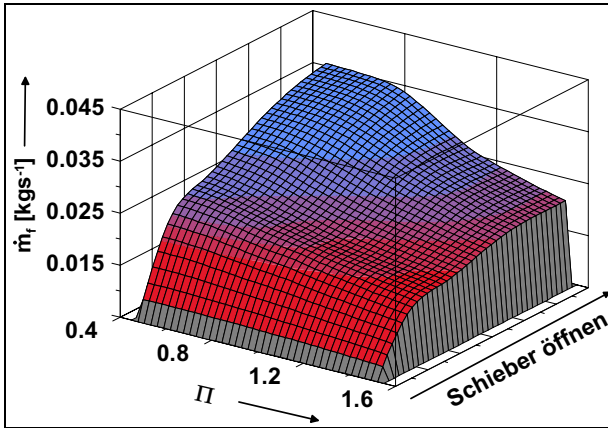


Bild 7.8: Darstellung des von der SCREW geförderten Massenstroms \dot{m}_f als Funktion von Druckverhältnis Π und Schieberstellung bei einer Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u = 20 \text{ m s}^{-1}$

7.2.2 Messergebnisse

7.2.2.1 Stationäre Kennfeldmessungen

Bild 7.8 stellt den von der SCREW geförderten Massenstrom bei variiertem Schieberstellung als Funktion des anliegenden Druckverhältnisses Π für eine Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit $u_{HR} = 20 \text{ m s}^{-1}$ dar.

Gerade bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten, entsprechend niedrigen leerlaufnahen Lastzuständen des SCREW-Motor-Systems, ist eine deutliche Absenkung des geförderten Luftmassenstroms erforderlich, andererseits wirken sich hier aufgrund der hohen Zeitquerschnitte Spaltströmungen in der SCREW besonders schädlich aus (s. Kap 6.2.2).

In Bild 7.8 wird sichtbar, dass durch Verstellung der saugseitigen Schieber eine deutliche Beeinflussung des geförderten Massenstroms möglich ist, das erste Ziel des SCREW-Prinzips also auch in der Praxis verifiziert werden konnte.

Das Verhältnis der durch Schieberverstellung einstellbaren Massenströme beträgt etwa $\frac{\dot{m}_{max}}{\dot{m}_{min}} \approx 3,5$.

Die beiden wesentlichen Ziele bei der Nutzung des SCREW-Konzeptes sind:

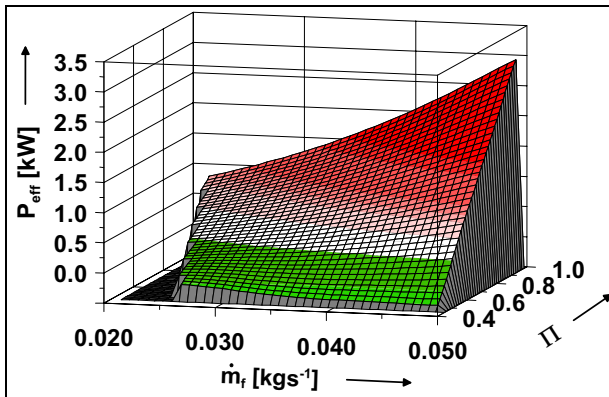


Bild 7.9: Darstellung der effektiven Wellenleistung der SCREW P_{eff} im Expansionsbetrieb als Funktion von Druckverhältnis Π und durch Drehzahlanpassung variiertem gefördertem Massenstrom \dot{m}_f bei einem inneren Volumenverhältnis $v_i = \frac{V_{ES}}{V_{A\dot{O}}} = 0,67$

- Variation des geförderten Massenstroms durch laderinterne Steuerung.
- Minimierung der Leistungsaufnahme und möglicher Wechsel der Momentenrichtung an der Antriebswelle durch Expansion des geförderten Massenstroms in geeigneten Betriebspunkten.

Die Abweichung von der theoretisch aufgrund der Kammervolumina bei Ende des Einströmvorgangs erwarteten Variationsbreite resultiert aus den beim Prototyp zur Sicherstellung der Betriebssicherheit erhöhten Spalthöhen (s. Kap 7.2.2.2).

Bild 7.9 stellt die effektive Wellenleistung der SCREW im Expansionsbetrieb, also bei Druckverhältnissen $\Pi < 1$ und einem inneren Volumenverhältnis $v_i = 0,67$, eingestellt durch die saugseitigen Steuerkantenschieber, dar. Der geförderte Massenstrom wurde durch Variation der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR} angepasst.

Deutlich ist erkennbar, dass bei kleinen Druckverhältnissen eine Änderung der Momentenrichtung an der Antriebswelle erfolgt, die SCREW also Wellenleistung abgibt. Es ist zu erwarten, dass der Betriebsbereich, in dem nutzbare

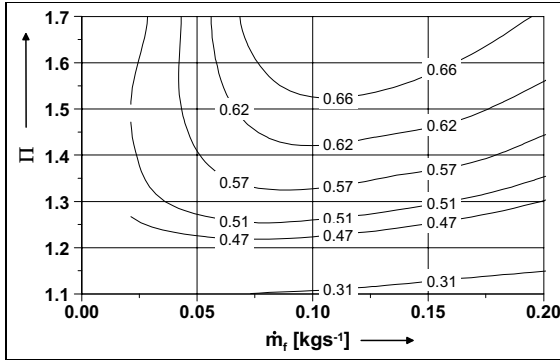


Bild 7.10: Effektiver Wirkungsgrad der SCREW η_{eff} im Verdichtungsbetrieb als Funktion des Druckverhältnisses Π und des geförderten Massenstroms \dot{m}_f bei wirkungsgradoptimaler Schieberstellung

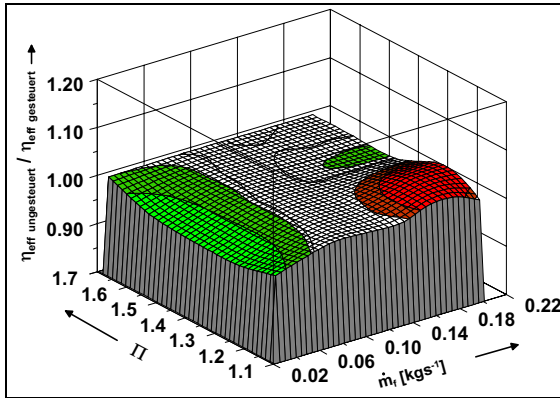


Bild 7.11: Verhältnis der effektiven Gütegrade der SCREW im ungesteuerten Verdichtungsbetrieb zum Betrieb mit Anpassung des inneren Volumenverhältnisses v_i an das anliegende Druckverhältnis Π durch Schieberverstellung als Funktion des geförderten Massenstroms \dot{m}_f

Grün Steigerung des effektiven Gütegrades durch Steuerung
 Rot Verringerung des effektiven Gütegrades durch Steuerung

Leistung abgegeben wird, zum einen durch Senkung der mechanischen Verluste durch konstruktive Optimierung der SCREW, zum anderen durch Verringerung der Spaltmassenströme gegenüber dem für die Messungen verwendeten Prototypen deutlich vergrößert werden kann.

Auch im Verdichtungsbetrieb, also bei Druckverhältnissen $\Pi > 1$, kann eine Variation des inneren Volumenverhältnisses v_i durch Verstellung der saugseitigen Steuerkantenlage theoretisch durch Anpassung an das anliegende Druckverhältnis gegenüber dem ungesteuerten Verdichtungsbetrieb wirkungsgradsteigernd wirksam sein. Demgegenüber führt eine Verstellung der saugseitigen Schieber in Richtung eines früheren Kammerabschlusses dazu, daß das Arbeitsspiel einen größeren Drehwinkelbereich des Hauptrotors umfasst, wodurch der Zeitquerschnitt der Spalte und damit die Verluste durch Spaltströmungen ansteigen.

Bild 7.10 stellt den effektiven Wirkungsgrad der SCREW im Verdichtungsbetrieb als Funktion des geförderten Massenstroms \dot{m} und des Druckverhältnisses Π bei wirkungsgradoptimierender Schiebereinstellung dar.

Zur besseren Sichtbarmachung der Unterschiede gegenüber dem ungesteuerten Betrieb gibt **Bild 7.11** das Verhältnis des effektiven Wirkungsgrades von ungesteuertem zu gesteuertem Betrieb $\frac{\eta_{eff,ungesteuert}}{\eta_{eff,gesteuert}}$ an, Werte kleiner 1 entsprechen also einer Wirkungsgradsteigerung durch die Steuerung.

Im Bereich kleiner Massenströme und geringer bis mittlerer Druckverhältnisse ergeben sich erkennbare Vorteile für den gesteuerten Betrieb, die auf zwei zusammenwirkende Effekte zurückzuführen sind. Einerseits bewirkt die Schieberverstellung eine Anpassung des inneren Volumenverhältnisses v_i an das anliegende Druckverhältnis Π , andererseits wird der geförderte Massenstrom bei konstanter Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit verringert. Um dies zu kompensieren und den benötigten Massenstrom zu fördern, ist eine Erhöhung der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit notwendig, was dann zu verringerten Spaltverlusten aufgrund geringerer Zeitquerschnitte der Spalte führt.

Wirkungsgradnachteile für den gesteuerten Betrieb ergeben sich bei der Kombination hoher Massenströme mit niedrigen Druckverhältnissen. Zur Anpassung des inneren Volumenverhältnisses v_i sind die Schieber teilweise geschlossen, was zu einer erhöhten Drosselung am Eintritt bei hohen Massenströmen führt.

In anderen Betriebsbereichen konnten keine signifikanten Änderungen gegenüber dem ungesteuerten Betrieb festgestellt werden.

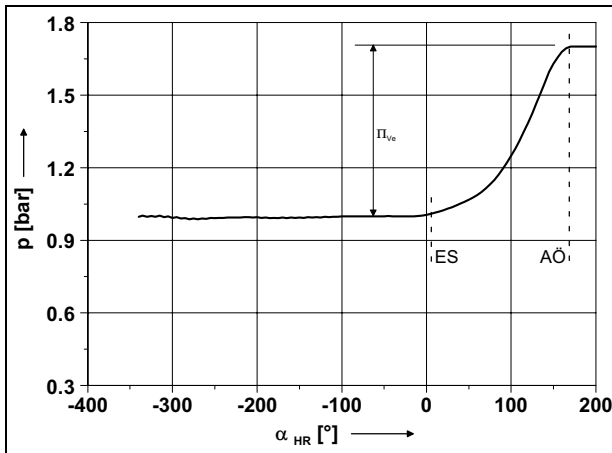


Bild 7.12: Kammerdruckverlauf bei voll geöffneten Schiebern ($v_i = 1,55$) bei einer Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u = 40 \text{ m s}^{-1}$, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$

<i>ES</i>	Einlassteuerkante schließt
<i>AÖ</i>	Auslassteuerkante öffnet
Π_{Ve}	Druckverhältnis der Verdichtung

7.2.2.2 Messungen des Kammerdruckverlaufs

Besonders deutlich läßt sich die Funktion der SCREW bei variiertem Schieberstellung durch Indikatorgramme, also einer Darstellung des Arbeitsraumdruckes als Funktion des Hauptrotordrehwinkels, darstellen.

Bild 7.12 zeigt den Kammerdruckverlauf³ bei voll geöffneten Schiebern, entsprechend einem inneren Volumenverhältnis $v_i = 1,55$, bei einem Druckverhältnis $\Pi = 1,7$ und einer Umfangsgeschwindigkeit von $u = 40 \text{ m s}^{-1}$. Diese Umfangsgeschwindigkeit wurde gewählt, da hierfür Messungen für alle dargestellten Schieberstellungen möglich sind.

Das Arbeitsspiel ist durch einen langen Füllvorgang gekennzeichnet, der bei Erreichen des maximalen Kammervolumens bei ES endet. Nur unmittelbar nach Beginn des Einströmvorganges ist eine leichte Drucksenkung erkennbar, ab einem

³Die gezeigten Kurven sind zur Entfernung von Messrauschen durch gleitende Mittelwertbildung gefiltert.

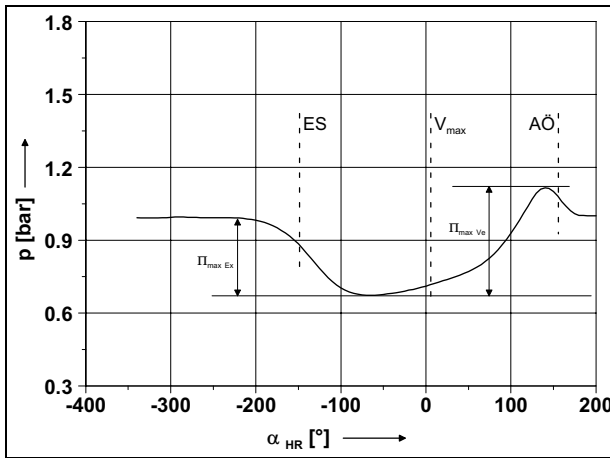


Bild 7.13: Kammerdruckverlauf bei teilweise geöffneten Schiebern ($v_i = 1,05$) bei einer Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u = 40 \text{ ms}^{-1}$, Druckverhältnis $\Pi = 1,0$

ES	Einlassteuerkante schließt
V_{max}	Maximales Kammervolumen
$AÖ$	Auslassteuerkante öffnet
Π_{maxVe}	Maximales Druckverhältnis der Verdichtung
Π_{maxEx}	Maximales Druckverhältnis der Expansion

Drehwinkel $\alpha \approx -270^\circ$ stellt sich ein Kammerdruck entsprechend dem Umgebungsdruck ein. Eine nur geringe Drosselung des Ansaugdruckes ist auf die langen Arbeitsspielzeiten aufgrund der geringen Umfangsgeschwindigkeit zusammen mit der Rückströmung von Spaltmassenströmen in die Ansaugleitung und die bei dieser Schieberstellung maximal großen Einströmöffnungen zurückzuführen.

Bild 7.13 verdeutlicht, analog zu Bild 7.12, den Kammerdruckverlauf bei einem durch Schieberverstellung eingestellten inneren Volumenverhältnis $v_i = 1,05$ und einem Druckverhältnis $\Pi = 1$.

Deutlich ist der dem Einströmvorgang in den Arbeitsraum (bis ES) folgende Expansionsvorgang erkennbar. Infolge von Drosselung an den Eintrittsöffnungen sinkt der Kammerdruck bereits vor dem Abschiessen der Kammer.

Aufgrund theoretischer Überlegungen wäre eine Expansion bis zum Erreichen

des maximalen Kammervolumens V_{max} zu erwarten. Abweichend zeigt sich jedoch bereits ab einem Drehwinkel $\alpha \approx -80^\circ$ ein deutlicher Anstieg des Kammerdruckverlaufs, zurückzuführen auf in die Kammer einströmende Spaltmassenströme.

An die Expansion schliesst sich aufgrund der festen Lage der Auslass-Steuerkanten eine Kompressionsphase an (bis $A\ddot{O}$), die im gezeigten Fall zu einer Überverdichtung, also einem Kammerdruck im Moment des Erreichens der druckseitigen Steuerkanten größer dem außen anliegenden Druck, führt.

Das maximale Druckverhältnis während der Expansion $\Pi_{max\,Ex}$ ist dabei kleiner als das maximale Druckverhältnis $\Pi_{max\,Ko}$ während der Kompression.

Bild 7.13 zeigt deutlich, dass die für das SCREW-Konzept kennzeichnende Expansionsphase realisiert wird, in ihrer Wirkung jedoch aufgrund unerwünschter Spaltmassenströme beim Prototypen stark eingeschränkt ist.

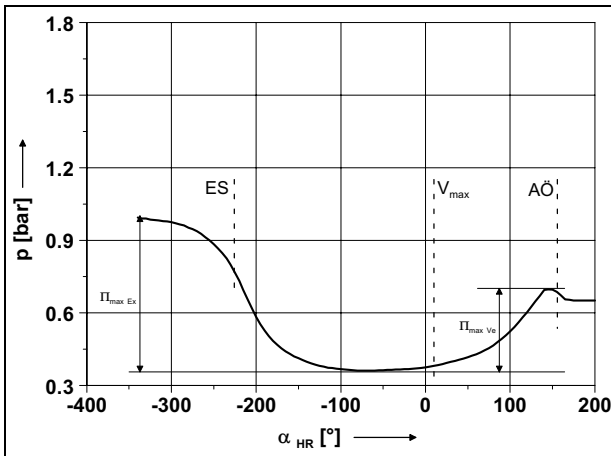


Bild 7.14: Kammerdruckverlauf bei nahezu geschlossenen Schiebern ($v_i = 0,67$) bei einer Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u = 40\text{ ms}^{-1}$, Druckverhältnis $\Pi=0,65$

ES	Einlasssteuerkante schließt
V_{max}	Maximales Kammervolumen
$A\ddot{O}$	Auslasssteuerkante öffnet
$\Pi_{max\,Ve}$	Maximales Druckverhältnis der Verdichtung
$\Pi_{max\,Ex}$	Maximales Druckverhältnis der Expansion

Diese Aussage wird auch durch **Bild 7.14** gestützt.

Dargestellt ist der Kammerdruckverlauf bei einem inneren Volumenverhältnis $v_i = 0,67$, also bei fast völlig geschlossenen Schiebern.

Aufgrund der kleinen Schieberöffnungen ist, trotz des geringen geförderten Massenstroms (vgl. Bild 7.8), eine merkliche Drosselung des Einströmvorganges (bis *ES*) sichtbar.

Auch bei dem in Bild 7.14 dargestellten Verlauf kommt es zu einem Anstieg des Kammerdrucks noch vor dem theoretischem Abschluß der Expansionsphase bei Erreichen des maximalen Kammervolumens V_{max} , wiederum zurückzuführen auf einströmende Spaltmassenströme.

Auffällig ist jedoch, dass dieser Anstieg deutlich weniger ausgeprägt ist als in dem in Bild 7.13 dargestellten Fall. Diese Beobachtung lässt sich durch mehrere zusammenwirkende Effekte erklären:

Einerseits sind aufgrund der kleinen Schieberöffnungen beim in Bild 7.14 betrachteten Fall Strömungen von der Saugseite aufgrund der erhöhten Drosselung erschwert, andererseits ist das Druckniveau auf der Austrittsseite der SCREW geringer als in Bild 7.13, so dass das die Spaltströmungen wesentlich bestimmende Druckverhältnis am Spalt geringer bleibt.

Hauptverantwortlich für diese Spaltströmungen dürfte der beim SCREW-Prototypen aufgrund der zugrundeliegenden modifizierten Basismaschine unerwünscht große saugseitige Stirnspalt sein.

Zusammenfassend läßt sich in den Indikatordiagrammen die grundsätzlich gegebene Funktionalität der SCREW klar erkennen. Gleichzeitig ist jedoch auch die Notwendigkeit einer Optimierung mit dem Ziel der Senkung von Spaltmassenströmen unmittelbar abzuleiten.

7.2.2.3 Vergleich zwischen Messung und Rechnung

Wie in Kap. 6.1 beschrieben, erfolgte zur Steigerung der Abbildungsgüte ein Abgleich des Simulationssystems anhand von gemessenen Betriebsdaten der SCREW.

Bild 7.15 stellt gemessenen und durch Simulationsrechnungen mit dem abgestimmten System berechneten Kammerdruckverlauf der SCREW im Verdichtungsbetrieb bei einer Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HR} = 40 \text{ ms}^{-1}$ und einem Druckverhältnis $\Pi = 1,7$ gegenüber (vgl. Bild 7.12). Dabei zeigt sich eine erwartungsgemäß hohe Übereinstimmung.

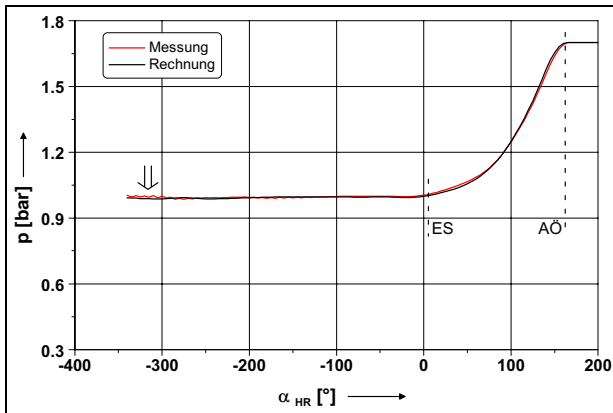


Bild 7.15: Gemessener und berechneter Kammerdruckverlauf beim SCREW-Verdichtungsbetrieb, Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HR} = 40 \text{ ms}^{-1}$, Druckverhältnis $\Pi = 1,7$.

<i>ES</i>	Einlasssteuerkante schließt
<i>AÖ</i>	Auslasssteuerkante öffnet
⇓	Überlagerte Schwingung

Die der gemessenen Kurve überlagerten leichten Schwingungen während des Füllvorganges (s. ⇓ in Bild 7.15) sind wahrscheinlich auf Pulsationen im Saugstutzen zurückzuführen, die in die geöffnete Arbeitskammer zurückwirken.

Bild 7.16 zeigt eine Gegenüberstellung von Messung (s. Bild 7.14) und Rechnung für den SCREW-Expansionsbetrieb bei einer Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HR} = 40 \text{ ms}^{-1}$ und einem Druckverhältnis $\Pi = 0,65$.

Auch hier ergibt sich in weiten Bereichen eine gute Übereinstimmung. Lediglich im Bereich des Füllvorganges der Kammer lassen sich zwischen ca. $\alpha_{HR} = -300^\circ.. -250^\circ$ merkbare Abweichungen erkennen.

Hier wird bei den gemessenen Werten eine gegenüber den Simulationsrechnungen verstärkte Drosselung erkennbar. Die Ursache für diese Abweichung ist in Differenzen zwischen den für stationäre Strömungen bestimmten Durchflussbeiwerten der Einstromöffnungen und den realen Verhältnissen bei der instationären Durchströmung in der drehenden Maschine zu suchen.

Um die Abbildungsgüte weiter zu steigern oder eine vergleichbare Qualität

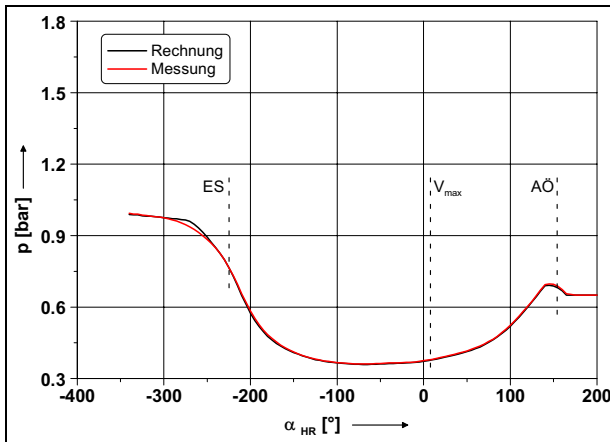


Bild 7.16: Gemessener und berechneter Kammerdruckverlauf beim SCREW-Expansionsbetrieb, Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit $u_{HR} = 40 \text{ m.s}^{-1}$, Druckverhältnis $\Pi = 0,65$.

ES	Einlasssteuerkante schließt
V_{max}	Maximales Kammervolumen
AO	Auslasssteuerkante öffnet

zu erreichen, ohne einen solchen Abgleich durchzuführen, ist eine Berücksichtigung der instationären thermischen und mechanischen Bauteilverformung in der Simulation erforderlich.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Um trotz permanent steigender Antriebsleistungen im PKW-Bau günstige Verbrauchs- und Emissionswerte zu erzielen, ist in jüngerer Zeit eine verstärkte Tendenz zu aufgeladenen Ottomotoren festzustellen. Aufgrund der spezifischen Randbedingungen bietet sich dabei der Einsatz mechanisch angetriebener Lader an.

Besondere Vorteile ergeben sich, wenn das Aufladegerät in Teilen des Betriebsbereiches die bei Ottomotoren aufgrund der Quantitätsregelung erforderliche Steuerung der dem Motor zugeführten Verbrennungsluft weitgehend ohne Benutzung der Drosselklappe übernimmt.

Ausgehend von einer Analyse verfügbarer Aufladesysteme und -geräte wird die Zielrichtung für eine entsprechende Weiterentwicklung von Schraubenladern dargestellt.

Anhand theoretischer Überlegungen wird ein Konzept entwickelt, wie durch eine saugseitige Schiebersteuerung einer Schraubenmaschine eine kontinuierliche Beeinflussung des geförderten Massenstroms möglich wird. Gleichzeitig kann durch diese Einrichtung im Teillastbetrieb bei Motoreintrittsdrücken kleiner als der Umgebungsdruck eine Expansion der geförderten Luft erfolgen. Dadurch wird die vom Aufladegerät aufgenommene Wellenleistung verringert bzw. kann unter günstigen Randbedingungen sogar vom Aufladegerät nutzbare Wellenleistung abgegeben werden. Für das entstehende Aufladegerät wird der Begriff 'SCREW' - *Schraubenmaschine mit Compressor- respektive Expansionswirkung* benutzt.

Beim gegenwärtigen Stand der Technik liegen bereits umfangreiche Erkenntnisse darüber vor, wie Schraubenmaschinen für den optimalen Einsatz als Schraubenlader zu gestalten sind. Eine vergleichbare Datenbasis für die SCREW, die

Expansion und Kompression vereinigen kann, besteht nicht.

Durch umfangreiche Simulationsrechnungen mit einem im Rahmen dieser Arbeit dafür angepassten Schraubenmaschinen-Simulationssystem wurde der Einfluss verschiedener Maschinenparameter auf das Betriebsverhalten der SCREW untersucht.

Dabei zeigte sich, dass die für Schraubenlader gültigen Erkenntnisse nur eingeschränkt auf die SCREW übertragbar sind. Je nach Betriebsfall wären deutlich unterschiedliche Geometrien für den optimalen Betrieb erforderlich, so daß jede ausgeführte SCREW stets einen Kompromiß darstellen muß. Die sinnvolle Festlegung eines solchen Kompromisses kann nur durch eine gesamtheitliche Betrachtung des Systems aus SCREW, Motor und Fahrzeug gelingen. Als Ausgangsbasis dafür konnte eine in einem breiten Betriebsbereich vorteilhafte Kombination von Geometrieparametern angegeben werden.

Im Rahmen der Untersuchungen wurde deutlich, dass für eine optimierte SCREW jedoch noch erhebliche weitergehende Arbeiten besonders im Bereich der Profilentwicklung erforderlich sind, um den Anforderungen des Expansionsbetriebs hinreichend Rechnung zu tragen.

Für einen grundsätzlichen Prinzipnachweis und zur Verifikation und Abgleich des Simulationssystems wurde auf Basis eines konventionellen Schraubenladers ein erster Prototyp einer SCREW realisiert und Prüfstandsmessungen unterzogen.

Aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten der Basismaschine mußten dabei erhebliche Abweichungen von der wünschenswerten Geometrie akzeptiert werden. Trotz dieser Einschränkungen konnte der Nachweis der grundsätzlichen Machbarkeit des SCREW-Konzeptes erbracht werden. Gleichzeitig wurden jedoch auch die bereits aufgrund der Simulationsrechnungen zu erwartenden Nachteile durch die hier ungünstige Maschinengeometrie deutlich.

Das SCREW-Konzept ist grundsätzlich geeignet, einen weitgehenden Verzicht auf eine konventionelle Drosselklappe zur Laststeuerung bei Ottomotoren zu ermöglichen. Gleichzeitig ist die Energiewandlungsgüte des Antriebssystems durch Verringerung der Antriebsleistung oder sogar Leistungsabgabe des Aufladegerätes zu steigern.

Um die theoretischen Vorteile des Systems jedoch auch bei ausgeführten Maschinen ausnutzen zu können, sind noch umfangreiche grundlegende Verbesserun-

gen erforderlich. Eine Ausführung der SCREW als Variante bestehender Schraubenlader ist nicht zielführend, vielmehr sollte die SCREW als eine eigenständige Maschinenvariante mit sehr spezifischen technischen Anforderungen und Optimierungsmöglichkeiten verstanden werden, die bei geschickter Ausführung in Verbindung mit einem angepassten Verbrennungsmotor ein deutliches Potential zur Verbrauchsreduzierung bietet.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Pucher: Grundlagen der Aufladung in: H. Pucher..- Aufladung von Verbrennungsmotoren ; Sindelfingen, expert verlag 1985
 - [2] K. Zinner: Aufladung von Verbrennungsmotoren: Grundl., Ber., Ausfühg. 3. Aufl.- Springer Verl. Berlin 1985
 - [3] P. Walzer: Mechanische Aufladung am Beispiel des Volkswagen-G-Laders in: Automobil-Industrie 5/87
 - [4] I. W. Janthur: Anforderungen an mechanische Aufladegeräte für PKW- Motoren in: Tagungsbericht Schraubenmaschinen 90 ; Düsseldorf, VDI- Verl. 1990
 - [5] Janthur I. : Einfluss verschiedener Aufladesysteme auf das Betriebsverhalten kleinvolumiger Ottomotoren in: Tagungsbericht, 3. Aufladetechnische Konferenz, 14.- 16. 9.1988, Zürich 1988
 - [6] Wiedemann B., Leptien H. : Development of Volkswagen's Supercharger G-Lader : SAE-Paper Nr. 860101, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1986
 - [7] Hack / Langkabel : Turbo- und Kompressormotoren; Stuttgart, Motorbuch Verlag 1999
 - [8] Skriptum Fluidenergiemaschinen II - Verdrängermaschinen, Universität Dortmund 2001
 - [9] Suzuki T., Kakeno N.: The new supercharged engine, 2TZ-FZE, for mini-van in: JSAE Review, Band 18 (1997), Heft 2, S. 175-179
-

-
- [10] N. N. : WANKEL Kreiskolben Technologien – Firmendruckschriften zum Wankel-Ogura-Lader, Korb 1999
- [11] N.N. : The Eaton Supercharger Internet-Quelle: www.eaton.com/supercharger/index.html, Stand 03.01.00
- [12] Eaton Corporation : Supercharger with reduced noise and improved efficiency ; Europäisches Patent Nr. EP 0 176 270 A2
- [13] Jost K. : Supercharged Mercedes-Benz SLK engine in: Automotive Engineering January 1997, S.37-39, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1997
- [14] Joyce M. J. : Jaguar's supercharged 6-cylinder engine in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C484/054, S. 127-137, IMechE, London 1994
- [15] N. N.: The Saurer Helical Lobe Supercharger Applied to Saurer Diesel Engines, Automobile Engineer December 1956
- [16] N. N. : Prospektmaterial der Firma Opcon-Autorotor AB, Stockholm
- [17] K. Kauder und N. Weckes: Schraubenlader-Motor-System in: Tagungsbericht Schraubenmaschinen 90 ; Düsseldorf, VDI- Verl. 1990
- [18] A. Nickel: Beeinflussung der Schallenergie im Förderrohr eines Schraubenkompressors in: Tagungsbericht Schraubenmaschinen 90; Düsseldorf, VDI-Verl. 1990
- [19] Takei N., Kobayashi T.: The Development of Screw Type Supercharger in: Tagungsbericht JSAE Turbocharging and Turbochargers Conference, 1994
- [20] Schnabel W.: Neuer Sprintex-Lader von FTD, Schottland; in: Motortechnische Zeitschrift MTZ 48 (1987), Heft 2, S. 75-76
- [21] Yoshiyuki M., Kaoru K. : Development of New Automotive Supercharger in: IHI Engineering Review, Vol. 34 Nr. 2, S. 46-50, Ishikawajima-Harima-Geho 2001
-

-
- [22] Carre J.: The Screw Type Supercharger for Engine Boosting SAE-Paper Nr. 870705, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1987
- [23] Heikrodt K. : PIERBURG Drehkolbenlader für Otto- und Dieselmotoren in: Tagungsbericht, 3. Aufladetechnische Konferenz, 14.- 16. 9.1988, Zürich 1988
- [24] Bahr A.: Der KKK-Ro-Lader in: Motortechnische Zeitschrift MTZ 47 (1986) Heft 7/8, S. 284, 285
- [25] N. N. : DK-Compressor – Mechanische Drehkolben-Lader für Otto- und Dieselmotoren Firmen-Druckschrift der Fa. Pierburg, Neuss
- [26] Walzer P., Emmenthal K.-D. : Mechanische Aufladung am Beispiel des Volkswagen-G-Laders in: Automobil-Industrie 5/87, S. 437-445
- [27] Emmenthal K.-D., Müller C., Schäfer O. : Verdrängerlader für Volkswagen-Motoren in: Motortechnische Zeitschrift MTZ 46 (1985), Heft 9, S. 323-327
- [28] Bartsch C. : Der Spirallader kommt wieder – Weiterentwicklung aus der Schweiz in: Krafthand, Band 70 (1997) Heft 21, S. 12 - 15
- [29] Milburn S. M. : Introducing a High Efficiency Variable Positive Displacement Automotive Supercharger : SAE-Paper Nr. 940845, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1994
- [30] Schommers J., Wolf K.: Mechanischer Kreisellader – Ein Konzept zur Anhebung von Drehmoment und Leistung bei günstigen Kraftstoffverbräuchen in: Motortechnische Zeitschrift MTZ 53 (1992), Heft 3, S. 128-135
- [31] Huber G. : Potentiale der elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung in: Tagungsbericht, Aufladung von Verbrennungsmotoren, Essen 1998
- [32] N. N. : Der Druckwellenlader COMPREX in: Brown Boveri Technik 8-87, Baden (Schweiz), 1987
- [33] Guzella L., Martin R. : Das SAVE-Motorkonzept in: Motortechnische Zeitschrift MTZ 59 (1998), Heft 10, S. 644-650
- [34] Rinder L., Knittl-Frank M. : Untersuchung zur konstruktiven Verbesserung der Öleinspritzung in Schraubenkompressoren ; in: Schraubenmaschinen, Heft 3, Universitätsdruckerei Dortmund, Dortmund 1995
-

-
- [35] Harling H.-B. : Untersuchung zur Ölverteilung in Schraubenkompressoren mit Schmiermitteleinspritzung; Dissertation, Universität Dortmund, 1993
- [36] Sakun I.A. : Schraubenverdichter : Verlag Masinstroenie, Leningrad 1970
- [37] Rinder L. : Schraubenverdichter : Springer Verlag, Berlin, New York, 1979
- [38] Fister W. : Fluidenergiemaschinen : Springer Verlag, Berlin, New York, 1986
- [39] Schüler R. : Entwicklung von Schraubenmaschinen-Rotoren. Ein Beitrag zur Optimierung von Schraubenmaschinen; Dissertation, Universität Dortmund, 1984
- [40] Naujoks R. : Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich zwischen Rechnung und Experiment ; Dissertation, Universität Dortmund, 1982
- [41] Rau B. : Ein Beitrag zur Auslegung trockenlaufender Schraubenkompressoren; Dissertation, Universität Dortmund, 1994
- [42] Sangfors B. : Analytical modeling of helical screw machines for analysis and performance prediction; in: Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue 1980
- [43] Stosic N., Hanjalic K. : Development and optimization of screw machines with a simulation model - part II: Thermodynamic performance simulation and design optimization; in: Transactions of the ASME, Journal of fluids engineering, Vol. 119, S. 664-670, 1997
- [44] Fleming J. S., Tang Y., Cook G. : The twin helical screw compressor - Part 2: A mathematical model of the working process; in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C, Vol. 212, London 1998
- [45] Buthmann P. : Rechnergestützte Schraubenverdichterprofilentwicklung und -rotorauslegung unter Berücksichtigung der betriebsbedingten Verformung; Dissertation, Universität Bochum, 1985
- [46] Rinder L., Deix F. : Ein Verfahren zur analytischen Berechnung der Durchbiegung von Schraubenmaschinenrotoren in: VDI-Berichte 1135, S. 45-61, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994
-

-
- [47] Rosenberg J., Zeman V. : Dynamische Analyse und Optimierung von Schraubenkompressoren - Teil 1 ; in: Schraubenmaschinen, Heft 3, Universitätsdruckerei Dortmund, Dortmund 1995
- [48] Peveling F.J. : Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schraubenmaschinen in Simulationsrechnungen ; Dissertation, Universität Dortmund, 1988
- [49] Kauder K., Dreifert T. : Profileingriffspaltberechnung für Betriebswarme Schraubenkompressoren ; in: Schraubenmaschinen, Heft 3, Universitätsdruckerei Dortmund, Dortmund 1995
- [50] Svirgler J., Vimmr J. : Modellierung der Verlustfläche bei dem Eingriff der Rotoren der Schraubenkompressoren ; in: VDI-Berichte 1391, S.349-363, VDI Verlag, Düsseldorf, 1998
- [51] Kauder K., Sachs R. : Strömungen in arbeitsraumbegrenzenden Spalten von trockenlaufenden Schraubenmaschinen; in: VDI-Berichte 1391, S.107-130, VDI Verlag, Düsseldorf, 1998
- [52] Deipenwisch R. : Ein Beitrag zum Einsatz von Öl als Konstruktionselement in Schraubenmaschinen; Dissertation, Universität Dortmund, 2000
- [53] Hinsenkamp G. : Betriebsverhalten wassereingespritzter Schraubenverdichter; in: VDI-Berichte 1391, S.165-180, VDI Verlag, Düsseldorf, 1998
- [54] Sangfors B. : Numerical calculation of effects from injection of different liquids in twin screw compressors; in: VDI-Berichte 1391, S.381-392, VDI Verlag, Düsseldorf, 1998
- [55] Dreischhoff U. : Festkörperreibung in Schraubenmaschinen; Dissertation, Universität Dortmund, 1991
- [56] Dämgen U. : Beanspruchung von verschleißbeständigen Werkstoffverbunden in Schraubenkompressoren; Dissertation, Universität Dortmund, 1998
- [57] Haumann D. W. : Beschichten komplexer Geometrien am Beispiel von Schraubenrotoren; Dissertation, Universität Dortmund, 1998
-

-
- [58] Kauder K., Dämgen U. : Verschleißschutzschichten und Wassereinspritzung in Schraubenkompressoren; in: Schraubenmaschinen, Heft 2, Universitätsdruckerei Dortmund, Dortmund 1994
- [59] Kauder K., Helpertz M. : Einlauf- und Hybridschichten für Schraubenkompressoren; in: VDI-Berichte 1391, S.1-16, VDI Verlag, Düsseldorf, 1998
- [60] Weckes N. : Ein Beitrag zur Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern; Dissertation, Dortmund 1994
- [61] Kauder K., Weckes N. : Schraubenlader-Motor-System; VDI Berichte 859, VDI Verlag, Düsseldorf 1990
- [62] Kauder K., Pucher H., Romba M., von Rüden K. : Laststeuerkonzepte für Ottomotoren bei mechanischer Aufladung durch eine Hybrid-Schraubenmaschine (SCREW) ; in: Schraubenmaschinen, Heft 5, Universitätsdruckerei Dortmund, Dortmund 1997
- [63] Kauder, K., Romba M. : Der SCREW-Hybrid-Schraubenlader in: Tagungsbericht VDI-Tagung Schraubenmaschinen 1998, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998
- [64] Kauder, K., Romba M. : Control concepts for an integrated twin screw supercharger and throttle-loss power recovery device for Otto-cycle engines in: Tagungsbericht, IMechE Conference Compressors and their systems, London 2001
- [65] Regelungsanlage für eine Schraubenrotormaschine zum Aufladen von internen Verbrennungsmotoren; Europäische Patentschrift EP 775262 B1
- [66] v. Rüden K. : Beitrag zum Downsizing von Fahrzeug-Ottomotoren; Dissertation, Technische Universität Berlin, 2004
- [67] Pucher, H., v. Rüden K. : Ottomotorische Aufladekonzepte unter Einsatz eines Schraubenladers in: Tagungsbericht VDI-Tagung Schraubenmaschinen 1998, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998
- [68] Dreißig B. : Beitrag zur Auslegung trockenlaufender Schraubenmotoren; Dissertation, Universität Dortmund 1990
-

-
- [69] Zellermann R. : Optimierung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeitseinspritzung ; Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- [70] Hinsenkamp G. : Berechnung und Optimierung adiabater Schraubenexpansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung; Dissertation, Universität Karlsruhe, 1993
- [71] Kauder K. : Entwicklung einer Abwärmetechnologie und ihre Einsatzmöglichkeiten; in: Zweiter Workshop des Innovationsförderungs- und Technologietransferzentrums der Hochschulen des Ruhrgebiets, 1981
- [72] Kauder K. : Der Schraubenmotor - eine vielversprechende Antriebsmaschine zur Nutzung von Abwärme; in: BWK, Bd. 37, Nr. 7-8, VDI-Verlag, Düsseldorf 1985
- [73] Smith I. : Developments in compression and expansion; in: Proceedings of the Institute of Refrigeration, 1991-2, London 1991
- [74] Persson J.G. : Screw expanders for small scale cogeneration; in: VDI Berichte 1135, VDI-Verlag, Düsseldorf 1994
- [75] Kauder K., Huster A. : Energiemanagement - Die Rückverstromungsanlage des BHKW der Universität Dortmund; in: Instandhaltung und Ökologie, Verlag Praxiswissen, Dortmund 1998
- [76] Kauder K., Piatkowski R., Kliem B. : Schraubenmotoranlage - Teil der Energieversorgung der Universität Dortmund; in: Schraubenmaschinen, Heft 4, Universitätsdruckerei Dortmund, Dortmund 1996
- [77] Dosdall H. : Simulation und Untersuchung des stationären und instationären Betriebsverhaltens der Heißgasschraubenmaschine; Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- [78] Keller G. : Simulationsgestützte Entwicklung des Motors einer Heißgasschraubenmaschine; Dissertation, Universität Dortmund 1997
- [79] Kauder K., v. Unwerth T. : Heißgasschraubenmaschine - Konstruktion und Auslegung, Simulationsrechnung als Konstruktionsgrundlage; in: VDI Berichte 1391, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998
-

-
- [80] v. Unwerth T. : Experimentelle Verifikation eines Simulationssystems für eine GASSCREW; Dissertation, Universität Dortmund, 2002
- [81] Uthoff L. H. : Supercharger versus Turbocharger in Vehicle Applications : SAE-Paper Nr. 870704, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1987
- [82] Walzer P., Rottenkolber P. : Supercharging of passenger car diesel engines in: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers C117/82, S. 87-93, IMechE, London 1982
- [83] Hiereth H. : Eignungsabschätzung neuerer Aufladesysteme für Fahrzeugmotoren in: Motortechnische Zeitschrift MTZ 46 (1985), Heft 10, S. 397-402
- [84] Walzer P., Emmenthal K. D., Rottenkolber P. : Aufladesysteme für Pkw-Antriebe in: Automobil-Industrie 4/82, S. 425-432
- [85] Bhinder F. S. : Supercharging Compressors – Problems and Potential of the Various Alternatives : SAE-Paper Nr. 840243, Society of Automotive Engineers, Warrendale 1984
- [86] K. Kauder und R. Piatkowski: Steuerungskonzepte für Schraubenlader in: Tagungsbericht Schraubenmaschinen 90 ; Düsseldorf, VDI- Verl. 1990
- [87] R. Piatkowski: Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers; Dissertation, Dortmund 1992
- [88] Vlaskos I. : Der Schraubenlader als Alternative zum Turbolader bei der Aufladung von PKW-Dieselmotoren , VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, VDI-Verlag, Düsseldorf 1995
- [89] Pucher H., Vlaskos I. : Mechanische Aufladung des Pkw-Dieselmotors mit einem Schraubenlader – eine Alternative zur Abgasturboaufladung? in: VDI-Berichte 1135, S. 309, VDI-Verlag, Düsseldorf 1994
- [90] Grebe U. D., Königstein A.: Systemvergleich zwischen Ottomotoren mit Direkteinspritzung und drosselklappenfreier Laststeuerung durch variable Ventiltriebe in: VDI Fortschritt-Berichte Nr. 376, VDI-Verlag, Düsseldorf 1999
-

- [91] Klütting M., Flierl R.: Drosselfreie Laststeuerung – ein Motorkonzept zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen in: VDI Fortschritt-Berichte Nr. 376, VDI-Verlag, Düsseldorf 1999
 - [92] Fraidl G. K., Kapus P. : Fahrzeugklassen-spezifische Ottomotorkonzepte in: VDI Fortschritt-Berichte Nr. 420, VDI-Verlag, Düsseldorf 2000
 - [93] Huster A. : Untersuchung des instationären Füllvorganges bei Schraubensmotoren; Dissertation, Universität Dortmund 1998
 - [94] Rau B. : Ein Beitrag zur Auslegung trockenlaufender Schraubenkompressoren; Dissertation, Universität Dortmund 1994
-

Lebenslauf

Persönliche Daten

Marcus Romba
12.12.1966 geboren in Schwerte, NRW
ledig

Schulbildung

1973 – 1977 Grundschule, Schwerte
1977 – 1986 Ruhrtal-Gymnasium, Schwerte

Wehrdienst

1986 – 1987 Grundwehrdienst, Instandsetzungsbataillon 610, Flensburg

Hochschulausbildung

1987 – 1995 Maschinenbaustudium an der Universität Dortmund,
Vertiefungsrichtung Technische Betriebsführung
1995 Abschluss der Diplomprüfung

Berufstätigkeit

1996 – 2001 Wissenschaftlicher Angestellter an der Universität
Dortmund, Fachgebiet Fluidenergiemaschinen
Seit 2001 Entwicklungsingenieur bei der Volkswagen AG, Wolfsburg