

Peter Manuel Schöllauf, BSc.

Erstellung von Lösungsprinzipien für die Kinematik von zukünftigen Kältemittelkompressoren für Haushaltskühlgeräte

MASTERARBEIT
zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der
Technische Universität Graz

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:
Dipl.-Ing. Patrick Pertl
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Raimund Almbauer

Graz, November 2014

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Graz, am _____

Datum

Unterschrift

Vorwort und Danksagung

An dieser Stelle möchte ich meinem Betreuer seitens Secop Austria, Herrn DI Walter Brabek, für die Möglichkeit der Durchführung dieser Arbeit sowie für die Betreuung bedanken. Ein Danke geht auch an meine Arbeitskollegen aus der R&D Abteilung für die angenehme Atmosphäre, die spannenden und vielseitigen Diskussionen und die ständige Hilfsbereitschaft.

Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Raimund Almbauer und Herrn DI Patrick Pertl gebührt großer Dank für die Betreuung der Arbeit und die interessanten Gespräche und Hinweise.

Besonders möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, die mir immer zur Seite steht und mich bei meinem Studium in jeder Art immer unterstützte. Mein allerherzlichster Dank geht an meine Freundin Teresa, die mir immer unterstützend und verständnisvoll zur Seite steht und mir somit die nötige Ruhe und Energie für Arbeit und Studium gibt.

Kurzfassung

Unter Anwendung des Systems Engineering Modells werden in dieser Arbeit die Vorarbeiten für die Auswahl von neuartigen Lösungsprinzipien für die Kinematik von Kältemittelkompressoren für Haushaltsgeräte durchgeführt.

Einen Großteil dieser Arbeit umfasst die Situationsanalyse. In dieser wurden die Parameter von über 3000 am Markt erhältlichen Kältekompressoren für Haushaltskühlgeräte erfasst und Auswertungen hinsichtlich des verwendeten Kältegas, der Leistungszahl und des Gewichts der Kompressoren durchgeführt. Daraufhin wurden einige Kompressoren ausgewählt, bei denen die Ausprägungsmerkmale der Funktionsgruppe Kinematik näher untersucht wurden, um die verschiedenen Teilfunktionen der Funktionsgruppe zu erkennen. Weiters wurden die Verluste des Delta Kompressors der Firma Secop Austria GmbH. rechnerisch ermittelt. Für die Berechnung der Reibungsverluste und der thermodynamischen Verluste wurden Berechnungsprogramme erstellt, um die unterschiedlichen Einflußgrößen auf die Verluste zu ermitteln. Letzteres berücksichtigt dabei das reale Gasverhalten des Kältemittels, die Wärmeübergänge zwischen Kältemittel und Zylinder sowie den Massenverlust durch die Kolbenleckage. Die Verluste wurden verursachungsgerecht auf die Bauteile der Funktionsgruppe aufgeteilt und die Verlustkosten und Materialkosten der Bauteile wurden ermittelt. Mit verschiedenen Funktionsanalysen wurde versucht die relevanten Teilfunktionen der Funktionsgruppe Kinematik zu erkennen.

Aufbauend auf der Situationsanalyse wurden Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik für einen zukünftigen Kältemittelkompressor definiert und verschiedene Auswertungen hinsichtlich des Verbesserungspotentials durchgeführt. Zusätzlich wurden Rahmenbedingungen und Kriterien für die Analyse von möglichen Lösungen sowie Bewertungskriterien für die Gegenüberstellung von erarbeiteten Lösungsprinzipien definiert.

Die für einen zukünftigen Kältemittelkompressor erforderlichen Teilfunktionen wurden definiert und hinsichtlich ihres Verbesserungspotentials gereiht. Für Teilfunktionen mit großem Potential wurden unter Zuhilfenahme verschiedener Kreativitätstechniken und TRIZ Werkzeuge Lösungsprinzipien generiert und in Lösungsklassen kategorisiert. Eine Analyse von ausgewählten Lösungsprinzipien sowie eine Vorgehensempfehlung für die Analyse und Bewertung der restlichen Lösungsprinzipien runden diese Arbeit ab.

Abstract

By applying the „system engineering model“ the preliminary work for the selection of innovative principles for the kinematics of refrigeration compressors in household appliances is performed in this thesis.

A major part of this thesis covers the situation analysis. In this, parameter of more than 3000 refrigeration compressors for household refrigerators available on the market were listed up and evaluations in terms of refrigerant gas, the coefficient of performance and the weight of the compressors were implemented out. As a consequence several compressors were selected in which the characteristic features of the function group kinematics were analyzed in detail to identify the different sub functions of the function groups. Furthermore, the loss of the Delta compressor of Secop Austria GmbH. were determined. To calculate the friction losses and the thermodynamic losses calculation programs were created to determine the various factors influencing the losses. The latter takes the real gas behavior of the refrigerant, the heat transfer between the refrigerant and cylinder as well as the mass loss through the piston leakage into account. The losses were allocated among the components of the functional group according to the principle of causation and the loss costs and material costs of the components were determined. Applying various function analysis the relevant sub-functions of the function group kinematics were tried to detect.

Based on the situation analysis requirements to the function group kinematics for a future refrigerant compressor were defined and several evaluations regarding the potential for improvement were performed. In addition, conditions and criteria for the analysis of possible solutions as well as evaluation criteria for the comparison of the developed solution principles were defined.

The sub-functions required for a future refrigerant compressor were defined and ranked with respect to their potential for improvement. For sub-functions with great potential using various creative techniques and TRIZ tools solution principles were generated and categorized into classes of solutions. An analysis of selected solution principles and a recommendation for the analysis and evaluation of the remaining solution principles completes thesis.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Der Secop Konzern	1
1.2	Secop Austria GmbH	1
1.3	Das ACT-Projekt	3
2	Aufgabenstellung	5
2.1	Ziele	5
2.2	Abgrenzung der Arbeit	6
3	Theoretische Grundlagen	7
3.1	Thermodynamische Grundlagen	7
3.1.1	Der Kompressions-Kälteprozess	7
3.1.2	Kältemittel	7
3.1.3	Kennzahlen	10
3.1.4	Thermodynamische Vergleichsprozesse	12
3.1.5	Der Arbeitsprozess des Kältekompressors	17
3.1.6	Erster Hauptsatz der Thermodynamik	20
3.1.7	Numerische Berechnung des Zylinderdruckverlaufs	20
3.1.8	Modelle für die Ermittlung der Kolbenleckage	22
3.1.9	Übertragene Wärme δQ_a	27
3.1.10	Ablauf der Berechnung	34
3.2	Mechanische und tribologische Grundlagen	35
3.2.1	Kinematik und Kinetik des Tauchkolben-Kurbeltriebs	35
3.2.2	Grundlagen der Reibung und Schmierung	42
3.2.3	Reibungsverluste von Radialgleitlagern	45
3.2.4	Reibungsverluste von Lineargleitlagern, Kolbenreibung	47
3.2.5	Reibungsverluste von Wälzlagern	50
3.3	Grundlagen des methodischen Vorgehens	51
3.3.1	Systems Engineering	51
3.3.2	Definition der Anforderungen an die Funktionsgruppe	60
3.3.3	Funktionen und Modelle zur Funktionsmodellierung	61
3.3.4	Kreativitätstechniken	66
3.3.5	TRIZ	67
3.3.6	Morphologischer Kasten	74

4	Definierte Vorgehensweise	77
4.1	Vorgehen bei der Situationsanalyse	78
4.1.1	Ausgewählte Analysen	78
4.1.2	Erwartungen aus der Situationsanalyse	79
4.2	Vorgehen Anforderungsanalyse	80
4.3	Vorgehen zur Erstellung von Lösungsprinzipien	81
4.4	Vorgehen zur Analyse von Lösungsprinzipien	82
5	Situationsanalyse	83
5.1	Branchenanalyse	83
5.1.1	Kompressoren mit konstanter Drehzahl	84
5.1.2	VSD Kompressoren	88
5.1.3	Gegenüberstellung konstante/variable Drehzahl	90
5.1.4	Vorschlag von Kältekompressoren für eine nähere Analyse	91
5.2	Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren	92
5.2.1	Stand der Technik	92
5.2.2	Übersicht von bereits eingesetzten Ausführungsformen in Haus- haltskältekompressoren	93
5.3	Der Delta Kompressor und die Funktionsgruppe Kinematik	95
5.4	Kinetik und mechanische Verluste der Delta Plattform	97
5.4.1	Kinetik	97
5.4.2	Reibverluste	104
5.5	Thermodynamische Verluste der Delta Plattform	109
5.5.1	Kennwerte des idealen, isentropen Arbeitsprozesses	109
5.5.2	Volumetrischer Liefergrad λ_1	110
5.5.3	Thermischer Liefergrad λ_2	111
5.5.4	Drosselverluste des Saugventils λ_3	112
5.5.5	Leckageverluste/Durchsatzgrad λ_{41} des Kolbens	113
5.5.6	Weitere Leckageverluste	117
5.5.7	Resultierender Liefergrad	118
5.6	Resultierende Verluste der Delta Kompressoren	118
5.6.1	Wärmeaustausch zwischen Gas und den Bauteilen	119
5.6.2	Berechnete Verluste	121
5.6.3	Wirkungsgrade	121
5.6.4	Verlustleistungen	123
5.6.5	Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Messungen	124
5.7	Detaillierte Betrachtung der Verluste des HXD55	126
5.7.1	Einflüsse der Sauggasttemperatur, Kolbenleckage und Wärmeüber- tragung	126
5.7.2	Einfluss der Wärmeströme der verschiedenen Bauteilen	127
5.7.3	Verursachungsgerechtes Aufteilen der Änderungen von Kälteleistung, Kompressorleistung und Leistungszahl	129
5.8	Systemkosten	132
5.8.1	Systemkostenvergleich Delta und ACT	132
5.8.2	Vorgehen bei der Bewertung der Verlustkosten	133

5.8.3	Reduzierte Systemkosten des Delta Kompressors	134
5.8.4	Verlustkosten der Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors	135
5.8.5	Aufteilung der reduzierten Systemkosten auf die Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik	141
5.9	Funktionsanalyse der Funktionsgruppe Kinematik	144
5.9.1	Umsatzorientiertes Funktionsmodell	144
5.9.2	Relationsorientiertes Funktionsmodell	144
5.9.3	Objektorientierte TRIZ-Funktionsmodellierung	145
6	Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik	151
6.1	Ziele des ACT Projekts	151
6.2	Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik	153
6.2.1	Abgrenzungen der Funktionsgruppe Kinematik	153
6.2.2	Ermittlung der Anforderungen der Funktionsgruppe Kinematik	153
6.2.3	Überarbeiten und Vervollständigen der Anforderungen mit dem 9-Felder-Modell	157
6.2.4	Abschätzungen der Zielwerte der Anforderungen	157
6.2.5	Übersicht der Anforderungen	162
6.3	Kriterien für die Analyse und Bewertung	163
6.3.1	Rahmenbedingungen	163
6.3.2	Kriterien bei der Analyse	163
6.3.3	Kriterien bei der Bewertung	164
7	Erstellung von Groblösungsprinzipien	165
7.1	Ableiten von Teilfunktionen aus dem relationsorientierten Funktionsmodell	165
7.2	Ableiten von Teilfunktionen aus der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren	167
7.3	Ableiten von Teilfunktionen aus der objektorientierten TRIZ-Funktionsmodellierung	169
7.4	Gliederung und Teilfunktionen für Groblösungsprinzipien	170
7.4.1	Ermittlung der anteiligen, reduzierten Systemkosten der Teilfunktionen des HXD55	171
7.4.2	Reihung der Teilfunktionen nach dem Verbesserungspotential	173
7.5	Vorläufiges Ausschließen von Teilfunktionen aus dem Morphologischen Kasten	173
7.6	Generieren von Groblösungsprinzipien	174
7.6.1	Kreativitätswshops	174
7.6.2	Ableiten von Lösungsprinzipien aus der objektorientierten Funktionsanalyse	175
7.6.3	Weitere Teilfunktionen	175
7.7	Morphologischer Kasten der Funktionsgruppe	176
7.8	Analyse von ausgewählten Lösungsprinzipien	179
7.8.1	Nockentrieb	179

Inhaltsverzeichnis	
7.8.2 Tauchkolben mit Schubkurbel	184
8 Schlussfolgerung und Ausblick	197
Literaturverzeichnis	201
Appendix	207

Abbildungsverzeichnis

1.1	Produkte der Secop Austria GmbH ([1] - modifiziert)	2
1.2	Schematische Darstellung des CC2018 Kompressors [45]	3
2.1	Phasenplan für die Masterarbeit	6
3.1	Kompressionskälteanlage mit hermetischem Verdichter	8
3.2	Carnot Prozess	12
3.3	ASHRAE und CECOMAF Prozess	14
3.4	Möglicher Idealprozess mit linearer Temperaturzunahme beim Kompressionsprozess	16
3.5	Idealer Arbeitsprozess eines Kältekompressors ([9, S.24] - modifiziert) . .	17
3.6	Realer Arbeitsprozess eines Kältekompressors ([9, S.24] - modifiziert) . .	18
3.7	Realer Arbeitsprozess eines Kältekompressors ([9, S.24] - modifiziert) . .	19
3.8	Thermodynamisches System für die Druckverlaufermittlung	20
3.9	Messaufbau für die Ermittlung des Massenstrombeiwerts μ_M für die isentrope Düsenströmung	24
3.10	Gemessener Volumenstrom	25
3.11	Vergleich Berechnung/Messung Ausströmung	26
3.12	Massenstrombeiwert μ_M in Abhängigkeit des Druckverhältnisses $\frac{p}{p_0}$	26
3.13	Vergleich der Wärmeübergangszahl $\alpha(t)$ verschiedener Wärmeübertragungsmodelle (Quelle: eigene Darstellung)	31
3.14	Vergleich des Wärmestroms $\dot{Q}(t)$ verschiedener Wärmeübertragungsmodelle	31
3.15	Vergleich des Temperaturverlaufs des Kältegas $T(t)$ verschiedener Wärmeübertragungsmodelle	32
3.16	Vergleich der Prozessverläufe im T-s Diagramm verschiedener Wärmeübertragungsmodelle	32
3.17	Gastemperaturverlauf bei Ansaugen und Kompressionsstart (Disconzi et al. Wärmeübertragungsmodell)	33
3.18	Berechnungsablauf	34
3.19	Relevante Abmessungen für die kinematischen Zusammenhänge	36
3.20	Kräfte auf den Kolben	40
3.21	Kraft auf den Pleuellzapfen	40
3.22	Die Pleuellager belastende Lagerkraft	41
3.23	Kräfte an den Pleuellagern	41
3.24	Reibzustände [5, S.12]	42
3.25	Stribeck Diagramm für a) Reibungszustände allgemein und b) bei unterschiedlicher Belastung [37, S.631]	43

Abbildungsverzeichnis

3.26	Verlauf der dynamischen Ölviskosität η in Abhängigkeit von Gasdruck und Temperatur	44
3.27	Verlauf der kinematischen Ölviskosität ν in Abhängigkeit von Gasdruck und Temperatur	45
3.28	Steg des Delta Kolben mit Verschleißspuren nach einem Verschleißtest . .	47
3.29	Reine Schleppestromung am Kolbenmantel	48
3.30	Verlauf der Schubspannungen am Kolben	49
3.31	Komponenten des Systems Engineering (SE) ([25, S.1-4]) - modifiziert . .	52
3.32	Systemdenken Grundbegriffe [25, S.2-7]	53
3.33	Zusammenhänge zwischen den Komponenten des SE-Vorgehensmodells [25, S.3-15]	54
3.34	Einengung des Betrachtungsbereichs [25, S.3-16]	55
3.35	Stufenweise Variantenbildung [25, S.3-17]	56
3.36	SE Phasenkonzept [25, S.3-19]	57
3.37	Bedeutung der einzelnen Schritte des Problemlösungszyklus (in Anlehnung an [26, S.61])	58
3.38	Problemlösungszyklus [25, S.3-26]	59
3.39	Gliederung von Anforderungen (in Anlehnung an [18, S.397])	61
3.40	Aufbau einer Funktion bei der umsatzorientierten Funktionsanalyse [41, S.71]	63
3.41	Erstellung relationsorientiertes Funktionsmodell - Darstellung von Funktionsarten und Relationen ([41, S.338] - modifiziert)	64
3.42	Erstellung relationsorientiertes Funktionsmodell - Vier Fragen an nützliche Funktionen ([41, S.339] - modifiziert)	65
3.43	Erstellung relationsorientiertes Funktionsmodell - Vier Fragen an schädliche Funktionen ([41, S.339] - modifiziert)	65
3.44	9-Felder-Modell [40, S.223]	68
3.45	Schritte bei der Erstellung der Funktionsanalyse (in Anlehnung an [4]) .	69
3.46	Definition einer Funktion [4]	69
3.47	Beispiel einer Komponentenanalyse [4]	70
3.48	Darstellungsarten der Qualität von Funktionen (Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [32, S.113] und [4])	71
3.49	Beispiel eines Funktionsmodells [4]	71
3.50	Beispiel für die Vergabe von Funktionspunkten	72
3.51	Ableitbare Strategien aus dem Stärkediagramm [4]	73
3.52	Übersicht der Reduktionsstrategien [41, S.120]	75
3.53	Aufbau der Verträglichkeitsmatrix des Morphologischen Kastens [41, S.121]	75
3.54	Synthese von Lösungskonzepten (Wirkkonzepten) [41, S.125]	76
4.1	Vorgehensweise in dieser Arbeit inkl. Betrachtungsgebiete	77
4.2	Vorgehen bei der Situationsanalyse	79
4.3	Vorgehen bei der Anforderungsanalyse	81
4.4	Vorgehen beim Erstellen von Lösungsprinzipien und angewendete Werkzeuge	82

4.5	Vorgehen beim Erstellen von Lösungsprinzipien und angewendete Werkzeuge	82
5.1	Übersicht der am Markt erhältlichen 50Hz Kompressoren 2014 - nach Kältegas klassifiziert - Betrachtung COP und Kälteleistung	84
5.2	Kältegas und deren Anteil am Markt erhältlichen 50Hz Kompressoren 2014 bis 300W Kälteleistung im ASHRAE-Prozess ($-23,3/ + 55^{\circ}\text{C}$)	85
5.3	Übersicht der am Markt erhältlichen 60Hz Kompressoren 2014 - nach Kältegas klassifiziert - Betrachtung COP und Kälteleistung	86
5.4	Kältegas und deren Anteil am Markt erhältlicher 60Hz Kompressoren 2014 bis 300W Kälteleistung im ASHRAE-Prozess ($-23,3/ + 55^{\circ}\text{C}$)	86
5.5	Übersicht der am Markt erhältlichen Kompressoren 2014 mit R600a und R134a - inklusive der Positionierung der Secop Austria Kompressoren - Betrachtung COP und Kälteleistung	87
5.6	Übersicht der am Markt erhältlichen Kompressoren 2014 mit R600a und R134a - inklusive der Positionierung der Secop Austria Kompressoren - Betrachtung COP und Gewicht	88
5.7	Übersicht der drehzahlgeregelten Kompressoren nach Herstellern	89
5.8	Übersicht der drehzahlgeregelten Kompressoren nach Herstellern - Detail	89
5.9	COP/Kälteleistungsbereich von Kompressoren mit und ohne VSD mit R600a Kältegas - 2014	90
5.10	Ausführungsformen der Funktionsgruppe Kinematik bei Haushaltskältekompressoren	93
5.11	Ausführungen von Linearkompressoren	93
5.12	Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors	95
5.13	Verlauf des Zylinder- und des Saugdrucks am HXD55 [43]	97
5.14	Kurbeltriebkräfte in x-Richtung am HXD55 bei 3000 U/min	98
5.15	Kurbeltriebkräfte in y-Richtung am HXD55 bei 3000 U/min	98
5.16	Massenkräfte HXD55 bei 3000 U/min	99
5.17	Verlauf der oszillierenden Massenkraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen	100
5.18	Verlauf der Pleuelstegkraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen	100
5.19	Verlauf der Pleuelstegkraft in y-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen	101
5.20	Verlauf der Pleuelstegkraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen	101
5.21	Verlauf der Pleuelstegkraft in y-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen	102
5.22	Verlauf der auf die Hauptlager wirkenden Kraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen	102
5.23	Verlauf der auf die Hauptlager wirkenden Kraft in y-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen	103
5.24	Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Messung nach [55] und [56]	104
5.25	Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Referenzberechnung	105

Abbildungsverzeichnis

5.26	Absolute Reibungsverluste der Lager des Delta Kompressors (ASHRAE –23,3/ +45°C)	106
5.27	Relative Reibungsverluste der Lager des Delta Kompressors –23,3/ +45°C	107
5.28	Absolute Reibverluste der virtuellen, drehzahlgeregelten Delta Kompressoren (500-30000rpm) (ASHRAE –23,3/ +45°C)	108
5.29	Relative Reibungsverluste der Lager des Delta HXD30 Kompressors bei variablen Drehzahlen (ASHRAE –23,3/ +45°C)	108
5.30	Relative Reibungsverluste der Lager des Delta HXD55 Kompressors bei variablen Drehzahlen (ASHRAE –23,3/ +45°C)	109
5.31	Druckverlauf des adiabaten, reversiblen Systems	114
5.32	p-V Diagramm des adiabaten, reversiblen Systems	114
5.33	Entropieverlauf des adiabaten, reversiblen Systems	115
5.34	Verlauf der Differenz der Volumenänderungsarbeit $-pdV$ und der Änderung der inneren Energie dU des adiabaten, reversiblen Systems	115
5.35	Leckageverluste der Delta Plattform	116
5.36	Einzelwirkungsgrade der Delta Kompressoren	122
5.37	Verlustleistungen der Delta Kompressoren	123
5.38	Berechneter Druckverlauf für den HXD55 im Vergleich mit dem Druckverlauf der Messungen von Zach	125
5.39	Vergleich der Kälteleistung Q_0 des HXD55 bei verschiedenen Einflüssen .	126
5.40	Vergleich der Leistungszahl COP des HXD55 bei verschiedenen Einflüssen	127
5.41	Wärmeströme der Bauteile am Beispiel des HXD55 bei einer Ansaugtemperatur von 32°C	127
5.42	Vergleich der Kälteleistung Q_0 des HXD55 bei Wärmeübertragung	128
5.43	Vergleich der Leistungszahl COP des HXD55 bei Wärmeübertragung . .	128
5.44	Einflüsse auf die Kälteleistung \dot{Q}_0 am HXD55	129
5.45	Anteil der Einflüsse an der Gesamtabnahme der Kälteleistung \dot{Q}_0 am HXD55	130
5.46	Einflüsse auf die Kompressorleistung am HXD55	130
5.47	Einflüsse auf die Abnahme der Leistungszahl am HXD55	131
5.48	Anteil der Einflüsse an der Gesamtabnahme der Leistungszahl am HXD55	131
5.49	Systemkostenvergleich [6, S.47]	132
5.50	Hinsichtlicher ihrer Art getrennte Verlustkosten der Delta Kompressoren	135
5.51	Systemkosten der Funktionsgruppe des Delta Kompressors (ASHRAE –23,3/ +45°C)	140
5.52	Verlauf der Verlustkosten über die Delta Kompressoren	141
5.53	Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD30 - aufgeteilt auf die Bauteile	142
5.54	Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD55 - aufgeteilt auf die Bauteile	142
5.55	Beteiligte Komponenten an der objektorientierten Funktionsanalyse . . .	145
5.56	Objektorientierte Funktionsmodellierung des Delta Kompressors	146
5.57	Bewertung der Funktionen nach ihrem Beitrag zur Erfüllung der Gesamtfunktion	148
5.58	Stärkediagramm der objektorientierten Funktionsanalyse	149

6.1	Geplante Kälteleistung und geplanter COP des ACT Projekts im Vergleich zur Branche 2014	152
6.2	Geplantes Gewicht und geplanter COP des ACT Projekts im Vergleich zur Branche 2014	152
6.3	Anforderungen der Funktionsgruppe gegliedert nach Forderungen und Wünschen	154
6.4	Auswirkung des mechanischen Wirkungsgrades η_{mech} auf die zulässigen Reibverluste	158
6.5	Auswirkung des mechanischen Wirkungsgrades η_{mech} auf den COP	159
6.6	Auswirkung der Kolbenleckage \dot{Q}_{leck} auf den COP	160
6.7	Auswirkung der Änderung der Kompressionsstarttemperatur T_{KS} auf den COP	161
7.1	Abstrahierte Teilfunktionen auf Basis der relationsorientierten Funktionsanalyse des Delta Kompressors	166
7.2	Abgeleitete Teilfunktionen aus der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren	168
7.3	Teilfunktionen für Groblösungsprinzipien aus der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren	169
7.4	Übersicht der generierten Ideen des Kreativworkshops bei Secop Austria	175
7.5	Gefüllter Morphologischer Kasten der Funktionsgruppe Kinematik	177
7.6	Verträglichkeitsmatrix der Lösungsprinzipien	178
7.7	Schematische Skizze des Nockentriebs	179
7.8	Kräfte am Nockentrieb	181
7.9	Kraftverläufe am Nockentrieb	182
7.10	Reibleistung am Kolben des Nockentriebs	183
7.11	Reibleistung zwischen Kolben und Nocken	183
7.12	Verlauf der Motorhauptabmessungen des Delta Kompressors bei verschiedenen Drehzahlen	185
7.13	Verlauf der Motormasse des Delta Kompressors bei verschiedenen Drehzahlen	186
7.14	Verlauf von Kolbendurchmesser d_{Ko} und Hub s bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	188
7.15	Verlauf von wichtigen Abmessungen des Kurbeltriebs bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	188
7.16	Verlauf der absoluten Reibungsverluste P_R bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	189
7.17	Relative Reibungsverluste der Lagerstellen bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	190
7.18	Verlauf der Kälteleistungsverluste durch Kolbenleckage \dot{Q}_{Leck} bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	191
7.19	Verlauf der Kälteleistungsverluste durch Wärmeleitung von Kolben und Zylinder $\Delta\dot{Q}$ bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	191
7.20	Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades η_{mech} bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	193

Abbildungsverzeichnis

7.21	Verlauf der Masse der Motorkomponenten des Delta Kompressors bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	194
7.22	Verlauf der Motor DM Kosten des Delta Kompressors bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)	195
7.23	Verlauf von DM, LOSSES und reduzierten Systemkosten	196
8.1	Anteil der Systemkosten der Bauteile an den Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD30	198
8.2	Anteil der Systemkosten der Bauteile an den Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD55	199
.3	Explosionszeichnung des Delta Kompressors inklusive Bauteilbenennungen	210
.4	Erstelltes 9-Felder-Modell	211
.5	Ergebnis der relationsorientierten Funktionsmodellierung	213

Tabellenverzeichnis

3.1	Eigenschaften von Kältemitteln (ASHRAE Prozess $-23,3/55^{\circ}\text{C}$)	9
3.2	ODP und GWP von Kältemitteln (Daten aus [12, S.212f] und [24, S.36]) .	9
3.3	ASHRAE und CECOMAF (EN12900) Testbedingungen	14
3.4	Erzielbare Leistungszahlen (COP) bei isentroper Verdichtung er Vergleichsprozesse	15
3.5	Erzielbare Leistungszahlen, spezifische Wärmen und spezifische Arbeit der Vergleichsprozesse	15
3.6	Erzielbare Leistungszahl, spezifische Kühlwärme und spezifische Arbeit des Idealprozesses nach Abbildung 3.4	16
3.7	Bauteiltemperaturen am HXD55 Kompressor im ASHRAE-Verhältnis $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$ [46]	30
5.1	Empfohlene Benchmark-Kältekompressoren mit Asynchronmotor	91
5.2	Empfohlene Benchmark VSD-Kältekompressoren	91
5.3	Empfohlene Benchmark Linear-Kältekompressoren	91
5.4	Ausprägungsmerkmal und angewendete Ausführungen	94
5.5	Leistungsdaten und Kenngrößen der Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors	96
5.6	Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Messung nach [55] und [56] .	104
5.7	Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Referenzberechnung	105
5.8	COP, Kälteleistung \dot{Q}_0 sowie innere Kompressorleistung P_{Ki} der Delta Plattformen beim idealen Arbeitsprozess beim ASHRAE Prozess $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$	110
5.9	COP, Kälteleistung \dot{Q}_0 , innere Kompressorleistung P_{Ki} sowie volumetrischer Liefergrad λ_1 der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$ unter Berücksichtigung des Schadraums	110
5.10	COP, Kälteleistung \dot{Q}_0 sowie innere Kompressorleistung P_{Ki} der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$ bei einer Kompressionsstarttemperatur T_{Start} von 44°C ohne Wärmeübertragung im Zylinder . .	111
5.11	Angenommene Bauteiltemperaturen für die Berechnung des Wärmeüberganges	111
5.12	COP, Kälteleistung \dot{Q}_0 sowie innere Kompressorleistung P_{Ki} der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$ bei einer Kompressionsstarttemperatur T_{Start} von 44°C mit Wärmeübertragung im Zylinder . . .	112
5.13	Thermischer Liefergrad (mit Aufteilung in Anteil durch Sauggaserwärmung von und nach dem Ansaugen) der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$	112

Tabellenverzeichnis

5.14	Ist- und Solldrücke bei UT sowie Drosselverluste am Saugventil λ_3 der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$	113
5.15	Berechnungsergebnisse für den Idealprozess	116
5.16	COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 , innere Kompressorleistung P_{Ki} , Kälteleistungsverlust durch Kolbenleckage \dot{Q}_{Leck} und Lässigkeitsgrad des Kolbens λ_{41} der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$	117
5.17	Lässigkeitsverluste inkl. deren Aufteilung auf die Bauteile der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$	117
5.18	COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 , innere Kompressorleistung P_{Ki} , Kälteleistungsverlust durch Kolbenleckage \dot{Q}_{Leck} sowie resultierender Liefergrad der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$	118
5.19	Wärmeströme zwischen Gas und Bauteilen der Delta Kompressoren - nach Phasen gegliedert	119
5.20	Wärmeströme beim Ansaugen zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen	119
5.21	Wärmeströme bei der Kompression zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen	119
5.22	Wärmeströme beim Ausschieben zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen	120
5.23	Wärmeströme bei der Expansion zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen	120
5.24	Wärmeströme über die gesamte Kurbelwellenumdrehung zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen	120
5.25	Resultierende Kälteleistung \dot{Q}_0 , elektrische Eingangsleistung P_{el} und COP der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$	121
5.26	Wirkungsgrade der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$.	122
5.27	Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Katalogdaten (ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$)	123
5.28	Verlustleistungen der Delta Kompressoren	124
5.29	Vergleich der in dieser Arbeit berechneten Wirkungsgrade mit den Ergebnissen von Zach [56, S.125]	124
5.30	Wärmeströme der Bauteile am Beispiel des schadraumfreien HXD55 bei einer Sauggasttemperatur von 32°C	129
5.31	Reduzierte Systemkosten der Delta Kompressoren	134
5.32	Aufteilung der Verlustkosten der Delta Kompressoren nach Verlustarten	135
5.33	Verluste für die Systemkostenberechnung	137
5.34	Unterschied von erzielbarer Kälteleistung, innerer Kompressorleistung und Leistungszahl bei verschiedenen Sauggasttemperaturen und isentroper Kompression von $0,627\text{bar}$ auf $6,08\text{bar}$	137
5.35	Verlustkosten der Funktionsgruppe Kinematik der Delta Kompressoren .	138
5.36	Verlustleistungen der Funktionsgruppe Kinematik	139
5.37	Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik	140
5.38	Zusammensetzung der reduzierten Systemkosten des HXD30	143
5.39	Zusammensetzung der reduzierten Systemkosten des HXD55	143
5.40	Punkte der unterschiedlichen Funktionsarten	147

5.41	Normierte Funktionalität der Funktionsträger	147
5.42	Normierte Kosten der Funktionsträger	148
6.1	Aktuelle Zielwerte des ACT Projekts	151
6.2	Hauptmerkmale für die Zieldefinition der Funktionsgruppe Kinematik	154
6.3	Abschätzung des erreichbaren COPs des CC2018 bei verschiedenen ASHRAE Prozessen	157
6.4	Vergleich der erreichbaren Teilwirkungsgrade und dem daraus resultie- renden isentropen Wirkungsgrad sowie der Leistungszahl auf Basis von Expertenabschätzungen (ASHRAE-Prozess $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$)	158
6.5	Vergleich der erforderlichen Kompressorhöhe und der Höhe der Funkti- onsgruppe Kinematik von Delta und CC2018	159
6.6	Forderungen an die Funktionsgruppe	162
6.7	Wünsche an die Funktionsgruppe	162
7.1	Teilfunktionen für den Morphologischer Kasten	170
7.2	Reihung der Teilfunktionen nach den zugeordneten reduzierten System- kosten	173
7.3	Teilfunktionen für den Morphologischer Kasten (nach Potential geordnet)	174
7.4	Übersicht der Verluste	192
7.5	Resultierende Kälteleistung \dot{Q}_0 , Wellenleistung P_W und Leistungszahl COP	193
7.6	Spezifische Materialkosten der Motorkomponenten	194
7.7	Spezifische Materialkosten und Wertsteigerungsfaktor der Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik	195
7.8	DM, LOSSES und reduzierte Systemkosten	196
.1	Checkliste der Hauptmerkmale zur Anforderungsanalyse nach [40, S.220]	209

Abkürzungsverzeichnis

ACC	Appliances Components Companies
ACT	Advanced Cooling Technologies
AfA	Abschreibung für Abnutzung
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CC2018	Cooling Compressor 2018
CECOMAF	European Committee of Air Handling and Refrigerating Equipment Manufactures
CEN	Europäisches Komitee für Normung
CO ₂	Kohlendioxid
COP	Coefficient of Performance
DL	direct labor costs
DM	direct material costs
DOH	direct overhead costs
EN	Europäische Norm
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
GWP	Global Warming Potential
GWP ₁₀₀	Global Warming Potential mit Zeithorizont von 100 Jahren
HFCKW	Teilhalogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
HFKW	Teilhalogenierte Fluor-Kohlenwasserstoffe
HL	Hauptlager
HXD	Delta Kompressor mit höchstem Motorwirkungsgrad
HXK	Kappa Kompressor der dritten Generation
LOSSES	Verlustkosten
KBB	Kolbenbolzen
NH ₃	Ammoniak
ODP	Ozone Depletion Potential
oHL	oberes Hauptlager
R&D	Research & Development
R11	Trichlorfluormethan
R134a	1,1,1,2-Tetrafluorethan C ₂ H ₂ F ₄
R290	Propan C ₃ H ₈
R600a	Isobutan C ₄ H ₁₀
rpm	rounds per minute, Umdrehungen pro Minute

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

SE	Systems Engineering
TRIZ	Teorija Rezhenija Jzobretatel'skich Zadach - die Theorie des erfinderi- schen Problemlösens
uHL	unteres Hauptlager
VSD	variable speed drive
WF5a	im Kompressor eingesetztes Schmieröl mit einer Nennviskosität von $\nu = 5 \frac{mm}{s^2}$
ZF	Zusatzfunktion

Formelverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Kürzel	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Fläche
b	m	Breite
c_m	$\frac{m}{s}$	mittlere Kolbengeschwindigkeit
C	-	Konstante
C_0	N	statische Tragzahl
C_H	-	Hub-Bohrungs-Verhältnis
c_p	$\frac{J}{kg \cdot K}$	spezifische isobare Wärmekapazität
c_v	$\frac{J}{kg \cdot K}$	spezifische isochore Wärmekapazität
d	m	Durchmesser (Welle)
D	m	Durchmesser (Bohrung)
D_{eq}	m	äquivalenter Durchmesser
e_{Kw}	m	Exzentrizität des Kurbelwellenzapfens
E_a	$\frac{J}{kg}$	spezifische äußere Energie
E	J	Energie
E_a	J	äußere Energie
E_{kin}	J	kinetische Energie
E_{pot}	J	potentielle Energie
f	Hz	Frequenz
f_0	-	dimensionsloser Lagerbeiwert für lastunabhängiges Reibmoment
f_1	-	dimensionsloser Lagerbeiwert für lastabhängiges Reibmoment
F	N	Kraft
\mathbf{F}	N	Kraftvektor
F_{ax}	N	Axialkraft
F_{Gas}	N	Gaskraft
F_{osz}	N	oszillierende Massenkraft
F_{HL}	N	hauptlagerbelastende Kraft
F_{KWZ}	N	Kraft am Kurbelwellenzapfen
F_{oHL}	N	Kraft am oberen Hauptlager
F_{Pl}	N	Pleuelstegkraft
F_r	N	Radialkraft
F_R	N	Reibkraft

FORMELVERZEICHNIS

Kürzel	Einheit	Bezeichnung
$F_{R_{fest}}$	N	Reibkraft zufolge Festkörperreibung
$F_{R_{fluid}}$	N	Reibkraft zufolge Flüssigkeitsreibung
F_{Rotor}	N	Massenkraft des Rotors
F_S	N	Kolben Seitenführungskraft
F_{uHL}	N	Kraft am unteren Hauptlager
g	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
h	$\frac{J}{kg}$	spezifische Enthalpie
h_{ges}	m	Höhe des Kompressors
h_{kin}	m	Höhe der Funktionsgruppe Kinematik
H	J	Enthalpie
K	-	Konstante
l	m	Länge
l_{Pl}	m	Achsabstand der Pleuelaugen
m	kg	Masse
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
M	Nm	Moment
M_0	Nm	lastunabhängiges Reibmoment
M_1	Nm	lastabhängiges Reibmoment
n	-	Polytropenexponent
n_r	-	mittlerer Polytropenexponent während der Rückexpansion
n	$\frac{1}{min}$	Drehzahl
Nu	-	Nusselt Zahl
\bar{p}	Pa	mittlerer Lagerdruck
p	Pa	Druck
p_{Diff}	Pa	Differenzdruck
p_K	Pa	kritischer Druck
p_{Saug}	Pa	Saugdruck
P	W	Leistung
P_{el}	W	elektrische Eingangsleistung des Kompressors
P_{Ki}	W	innere Kompressorleistung
P_V	W	Verlustleistung
P_W	W	Wellenleistung
P_R	W	Reibleistung
$P_{R_{fest}}$	W	Reibleistung zufolge Festkörperreibung
$P_{R_{fluid}}$	W	Reibleistung zufolge Ölreibung
Pr	-	Prandtl Zahl
q	$\frac{J}{kg}$	spezifische Wärme
q_0	$\frac{J}{kg}$	spezifische Kälteleistung
q_K	$\frac{J}{kg}$	spezifische Kühlwärme
q_R	$\frac{J}{kg}$	spezifische Reibungswärme
q_{vol}	$\frac{J}{m^3}$	volumetrische Kälteleistung
\dot{q}	$\frac{W}{kg}$	spezifischer Wärmestrom

Kürzel	Einheit	Bezeichnung
Q	J	Wärme
Q_a	J	äußere Wärme
Q_K	J	Kühlwärme
Q_{rev}	J	reversible Wärme
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}_a	W	äußerer Wärmestrom
\dot{Q}_0	W	Kälteleistung
\dot{Q}_{Leck}	W	Kälteleistungsverlust durch die Kolbenleckage
R	$\frac{J}{kg \cdot K}$	spezifische Gaskonstante
Re	-	Reynolds Zahl
s	m	Hub
s	$\frac{J}{kg \cdot K}$	spezifische Entropie
S	$\frac{J}{K}$	Entropie
So	-	Sommerfeldzahl
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
T_{KE}	K	Temperatur des Kältegas bei Kompressionsende
T_{KS}	K	Temperatur des Kältegas bei Kompressionsstart
T_{Saug}	K	Sauggastemperatur
T_W	K	Wandtemperatur
u	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit in x-Richtung
u	$\frac{J}{kg}$	spezifische innere Energie
U	J	innere Energie
v	$\frac{m^3}{kg}$	spezifisches Volumen
v_{Kw}	m	Versatz Kolbenachse/Kurbelwellenbohrung y-Richtung
V	m^3	Volumen
V_a	m^3	Saugvolumen
V_h	m^3	Hubvolumen
V_S	m^3	Schadraum
\dot{V}	$\frac{m^3}{s}$	Volumenstrom
w	$\frac{J}{kg}$	spezifische Arbeit
w_{Ki}	$\frac{J}{kg}$	spezifische innere Kompressorarbeit
W	J	Arbeit
W_{Ki}	J	innere Kompressorarbeit
x	m	Koordinate
\dot{x}	m	Geschwindigkeit in x-Richtung
\ddot{x}	m	Beschleunigung in x-Richtung
y	m	Koordinate
z	m	Koordinate

FORMELVERZEICHNIS

Griechische Buchstaben

Kürzel	Einheit	Bezeichnung
α	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Wärmeübergangskoeffizient
α_M	-	Kontraktionsziffer
ϵ_0	-	Schadraumverhältnis
η	-	Wirkungsgrad
η	$Pa \cdot s$	dynamische Viskosität
κ	-	Isentropenexponent
λ	$\frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit
λ_1	-	volumetrischer Liefergrad
λ_2	-	thermischer Liefergrad
λ_3	-	Liefergrad zufolge der Drosselverluste am Saugventil
λ_4	-	Durchsatzgrad
λ_{41}	-	Durchsatzgrad des Kolbens
λ_{42}	-	Durchsatzgrad des Saugventils
λ_{43}	-	Durchsatzgrad des Druckventils
λ_{44}	-	Durchsatzgrad der Druckstrecke
λ_{Pl}	-	Schubstangenverhältnis
μ	-	Schränkungsverhältnis
μ	-	Reibungskoeffizient
μ_M	-	Massenstrombeiwert
ν	$\frac{m}{s^2}$	kinematische Viskosität
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
τ	$\frac{N}{m^2}$	Schubspannungen
φ	rad	Kurbelwellenwinkel
φ_M	-	Geschwindigkeitsziffer
ψ	-	relatives Lagerspiel
ψ	rad	Pleuelwinkel
$\dot{\psi}$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit des Pleuels
$\ddot{\psi}$	$\frac{rad}{s^2}$	Winkelbeschleunigung des Pleuels
Ψ	-	Durchflussfunktion
ω	rad	Winkelgeschwindigkeit
ω_g	$\frac{rad}{s}$	Gaswirbelgeschwindigkeit

Obere Indizes

Kürzel	Bezeichnung
$(\cdot)^i$	Zeitindizes

Untere Indizes

Kürzel	Bezeichnung
$(\cdot)_{verd}$	Verdampfung
$(\cdot)_a$	austretend, ausströmend
$(\cdot)_{ab}$	abgeführt
$(\cdot)_C$	Carnot
$(\cdot)_e$	eintretend, einströmend
$(\cdot)_{el}$	elektrisch
$(\cdot)_G$	Gas, Kältegas
$(\cdot)_{ideal}$	ideal
$(\cdot)_{is}$	isentrop
$(\cdot)_{Kbb}$	Kolbenbolzen
$(\cdot)_{Ko}$	Kolben
$(\cdot)_{kond}$	Kondensation
$(\cdot)_{mech}$	mechanisch
$(\cdot)_{osz}$	oszillierend
$(\cdot)_{OT}$	oberer Totpunkt
$(\cdot)_{Pl}$	Pleuel
$(\cdot)_{rot}$	rotierend
$(\cdot)_S$	Schwerpunkt
$(\cdot)_{thd}$	thermodynamisch
$(\cdot)_{theo}$	theoretisch
$(\cdot)_{UT}$	unterer Totpunkt
$(\cdot)_{WÜ}$	Wärmeübertragung
$(\cdot)_{zu}$	zugeführt
$(\cdot)_{Zy}$	Zylinder

Operatoren und Bezeichnungen

Kürzel	Bezeichnung
d	vollständiges Differential
δ	unvollständiges Differential
Δ	Differenz zweier Größen
Σ	Summe
Π	Produkt

1 Einleitung

1.1 Der Secop Konzern

Die Wurzeln der Secop Gruppe reichen bis in das Jahr 1952 zurück, als der erste hermetische Kältekompressor der Firma Danfoss auf den Markt kam und damit die Entwicklung von Kühlschränken revolutionierte.

Im Jahr 2010 wurden Teile der Danfoss Refrigeration & Air Conditioning Division der Firma Danfoss GmbH durch die Münchner Industrieholding Aurelius AG akquiriert. Im Zuge dieser Übernahme wurde der neue Markenauftritt unter dem Namen Secop gebildet. Neben dem Headquater in Flensburg (Deutschland) und Verkaufsbüros in China und den USA gehören Werke in Österreich, Slowenien, Slowakei und China zur Secop Gruppe. Insgesamt sind an den genannten Standorten ca. 3000 Mitarbeiter beschäftigt.

Secop stellt hermetische Kältekompressoren für die Geschäftsbereiche „Mobil & Telecommunication“, „Household“ und „Light Commercial“ her, welche sich durch die erzielbare Kälteleistung unterscheiden.

1.2 Secop Austria GmbH

Secop Austria, mit Sitz in Fürstenfeld, wurde im Jahr 1982 als „Verdichter Oe“ vom italienischen Zanussi-Konzern als reiner Produktionsstandort für hermetische Kältekompressoren gegründet. 1983 wurde mit der Produktion des Alpha Kompressors begonnen, welcher von der Firma Bosch in Deutschland entwickelt wurde. 1985 wird Zanussi vom schwedischen Elektrolux-Konzern gekauft, wodurch Verdichter Oe Teil des weltgrößten Erzeugers von Haushaltsgeräten wird. 1996 begann die Entwicklung des Kappa Kompressors, welcher 2001 in Serie ging. Der Kappa Kompressor war eine große Innovation und revolutionierte den Markt für Haushaltskältekompressoren. Dadurch konnten der Electrolux-Konzern und Verdichter Oe zum Technologieführer für Haushaltskältekompressoren aufsteigen. 2003 wurde die Verdichter Oe an die ACC-Gruppe verkauft und in diesem Zuge in ACC Austria umbenannt. Im selben Jahr startete auch die Entwicklung des Delta Kompressors. 2011 ging der Delta Kompressor in Serienproduktion und ACC Austria wurde für die Entwicklung des Delta Kompressors mit dem Staatspreis für Innovation der Republik Österreich ausgezeichnet. 2012 gerät die

1 Einleitung

italienische Produktionsstätte sowie die Holding der ACC Gruppe in schwere finanzielle Probleme, die ebenfalls auf ACC Austria überschwappten. Dadurch wurde ACC Austria im Dezember 2012 insolvent und der Konkurs folgte im Frühjahr 2013. Nach dem Kauf von ACC Austria durch den Secop Konzern wurde der Fürstenfelder Standort 2014 in die Secop Austria GmbH umgetauft.

Produkte der Secop Austria GmbH

Am Fürstenfelder Standort werden derzeit drei Kompressorfamilien für den Einsatz im Haushaltsbereich gefertigt:

- **Alpha**
 - Kältekompressor im Kälteleistungsbereich von 50 bis 210 Watt
 - Kältegas R600a und R134a
 - Produktionskapazität 3,5 bis 4 Millionen Stück pro Jahr
- **Kappa**
 - Hochleistungskompressor im Kälteleistungsbereich von 93 bis 198 Watt
 - Kältegas R600a
 - Produktionskapazität 3,5 bis 4 Millionen Stück pro Jahr
- **Delta**
 - Der weltweit effizienteste „Mini-Kompressor“ im Kälteleistungsbereich von 50 bis 120 Watt
 - Kältegas R600a
 - Produktionskapazität 3,5 bis 4 Millionen Stück pro Jahr (im Vollausbau)



Abbildung 1.1: Produkte der Secop Austria GmbH ([1] - modifiziert)

1.3 Das ACT-Projekt

Das *Advanced Cooling Technologies* (ACT) Projekt ist ein Vorentwicklungsprojekt, durch das die Entwicklung einer energieeffizienten Kompressorplattform, des *Cooling Compressor 2018* (CC2018), für die Verwendung in Haushaltskühl- und Gefriergeräten vorangetrieben werden soll. Technologische Neuerungen, die in diesem Projekt kreiert werden, sollen mittelfristig in den bereits existierenden Produkten der Secop Gruppe eingesetzt werden, um deren Energieeffizienz zu erhöhen.

Um einen nachhaltigen Marktanteil als Leistungsführer in der Branche der Kältekompressorenhersteller für Haushaltsgeräte zu sichern, wurde festgelegt, dass sich der CC2018 durch folgende Merkmale von den üblichen Konkurrenzkompressoren unterscheiden muss:

- **„variable speed“**
Drehzahl geregelter Kältekompressor (Energieeinsparung im Kühlgerät von 10% gegenüber „fix speed“ Kompressoren)
- **„super mini size“**
Reduktion des Volumens des Kältekompressors um 60% gegenüber dem Delta Kompressor
- **„slave to master“**
Integrierung der Steuerungselektronik des Kühlschranks in den Kältekompressor
- **„plug and play“**
Vereinfachtes Montagekonzept, um die Montagekosten beim Kunden zu reduzieren
- **„cost optimized“**
Reduktion der Herstellkosten des Kältekompressors

Abbildung 1.1 zeigt ein Visionsmuster des CC2018.

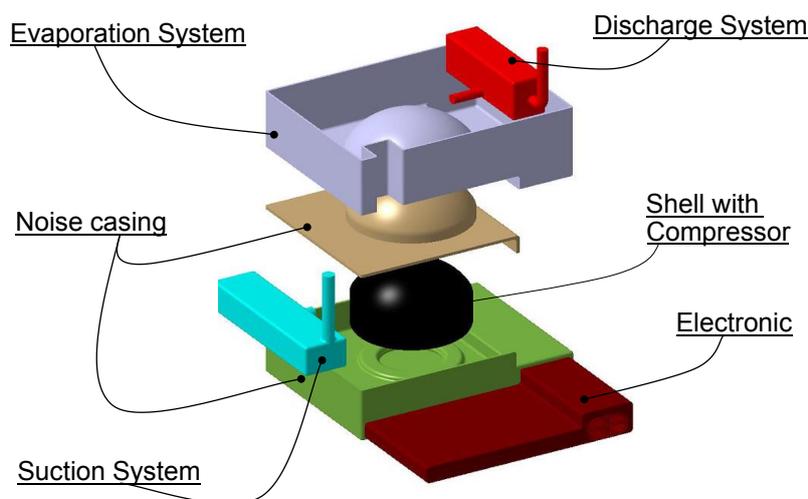


Abbildung 1.2: Schematische Darstellung des CC2018 Kompressors [45]

2 Aufgabenstellung

Im Zuge des Advanced Cooling Technologies (ACT) Projekts wurde definiert, dass sämtliche Konzepte, welche in einem Prototypen verwendet werden können, in Morphologischen Kästen (nähere Beschreibung in Abschnitt 3.3.6) gesammelt werden sollen. Je Funktionsgruppe soll es dabei einen Morphologischen Kasten mit Lösungsprinzipien geben, die nach Potential, Kosten bzw. Umsetzungsmöglichkeit gegliedert sind. Nach Abschluss der „Principle Selection Phase“, sollen die Lösungsprinzipien der verschiedenen Morphologischen Kästen kombiniert werden, um daraus Konzeptvarianten für Prototypen zu erhalten

2.1 Ziele

Ziel dieser Arbeit ist es, eine Basis für die Auswahl von Lösungsprinzipien für die Funktionsgruppe Kinematik zu erarbeiten. Dafür sind folgende Arbeiten durchzuführen:

- **Definition der Vorgehensweise**
Basierend auf dem in der Secop R&D verwendeten Systems Engineering Denk- und Vorgehensmodell (siehe Abschnitt 3.3.1), soll ein Vorgehen definiert werden, welches das effiziente und effektive Generieren von Lösungsprinzipien ermöglicht.
- **Situationsanalyse**
Die Situationsanalyse soll ein Bild des derzeitigen Stands der Funktionsgruppe Kinematik von Konkurrenzherstellern von Kältekompressoren für Haushaltsgeräte liefern. Weiters soll die Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors hinsichtlich Verluste und Kosten analysiert werden, um die großen Verbesserungspotentiale aufzuspüren.
- **Definieren der Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik**
Basierend auf den Zielen des ACT Projekts und den Anforderungen für den CC2018 Kompressor sollen die Anforderungen für die Funktionsgruppe Kinematik abgeleitet werden.
- **Erstellung und Analyse von Lösungsprinzipien**
Entsprechend dem erarbeiteten Vorgehen sollen Lösungsprinzipien generiert werden. Des Weiteren sollen in diesem Abschnitt ausgewählte Lösungsprinzipien näher analysiert werden, um deren Potential zu ermitteln.

2 Aufgabenstellung

Um diese Arbeit zeitlich zu strukturieren, wird diese in Phasen nach Abbildung 2.1 gegliedert.

Die **Ist-Analyse** umfasst dabei die *Definition der Vorgehensweise* und die *Situationsanalyse* und endet nachdem sämtliche benötigten Informationen über den Delta Kompressor erarbeitet wurden. Im Anschluss folgt die Phase **Definition der Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik**, welche mit der Festlegung der Zielwerte für den CC2018 endet. In der letzten Phase folgt die **Erstellung und Analyse von Lösungsprinzipien**.

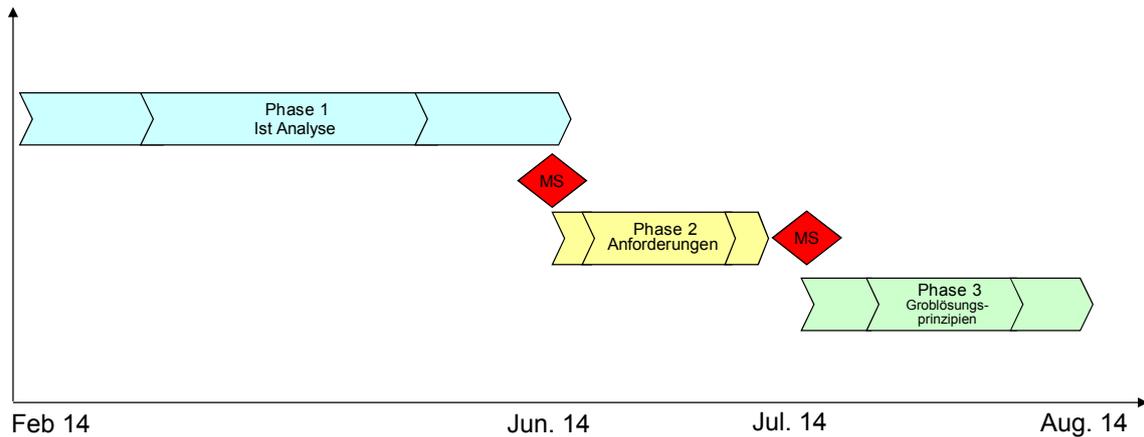


Abbildung 2.1: Phasenplan für die Masterarbeit

2.2 Abgrenzung der Arbeit

Es ist kein Ziel dieser Arbeit, die detaillierten Potentiale bzw. die Kosten sämtlicher generierter Lösungsprinzipien zu bestimmen. Des Weiteren sollen ausgewählte Lösungsprinzipien nur mittels theoretischer Überlegungen analysiert werden - Tests an Prototypen oder Versuche sind nicht Ziel dieser Arbeit.

Weiters beinhaltet diese Arbeit auch keine definitive Entscheidung für Lösungsprinzipien, da eine Vielzahl von Parametern, welche im jetzigen Stadium des Projektes ACT auch noch unbekannt sind, die endgültige Entscheidung beeinflussen.

3 Theoretische Grundlagen

Im ersten Abschnitt werden die thermodynamischen Grundlagen rund um den Kältekompressor vermittelt. Des Weiteren werden die Grundlagen für die Berechnung der Leckageverluste, des Zylinderdruckverlaufs sowie des Wärmestroms zwischen den Bauteilen und dem Kältemittel im Kompressionsraum erläutert. Im zweiten Abschnitt werden die benötigten mechanischen und tribologischen Grundlagen angeführt. Danach folgt die Beschreibung der verwendeten Theorien und Denkmuster für das methodische Vorgehen, auf dem diese Arbeit aufbaut.

3.1 Thermodynamische Grundlagen

3.1.1 Der Kompressions-Kälteprozess

Der Kälteprozess ist ein sogenannter *linksläufiger Kreisprozess*, welcher im T-s Diagramm (Abbildung 3.3) entgegen den Uhrzeigersinn durchlaufen wird. Um ein gewünschtes Temperaturniveau im Innenraum des Kühlgeräts unterhalb der Umgebungstemperatur aufrechtzuerhalten, wird flüssiges Kältemittel in einem Wärmetauscher (Verdampfer) verdampft, wodurch dem Innenraum Wärme entzogen wird. Nachdem das Kältemittel vollständig verdampft ist, wird es mit Hilfe eines Kompressors auf einen höheren Druck verdichtet. Nach dem Verdichtungsvorgang verlässt das gasförmige Kältemittel, dessen Temperatur nun oberhalb der Umgebungstemperatur liegt, den Kompressor und gelangt in den nächsten Wärmetauscher (Kondensator). Im Kondensator wird das Kältemittel unter Wärmeabgabe an die Umgebung verflüssigt. Nach der vollständigen Verflüssigung und Unterkühlung des Kältemittels wird dieses durch eine Drosselstelle (Kapillarrohr) geführt und dadurch auf einen geringen Druck entspannt. Das Kältemittel tritt in den Verdampfer ein und der Prozess beginnt von neuem.

3.1.2 Kältemittel

Das Arbeitsmedium für Kompressions-Kälteanlagen wird als Kältemittel bezeichnet. An Kältemittel werden verschiedenste Anforderungen gestellt, welche im Folgenden näher beschrieben werden: [19, S.129]

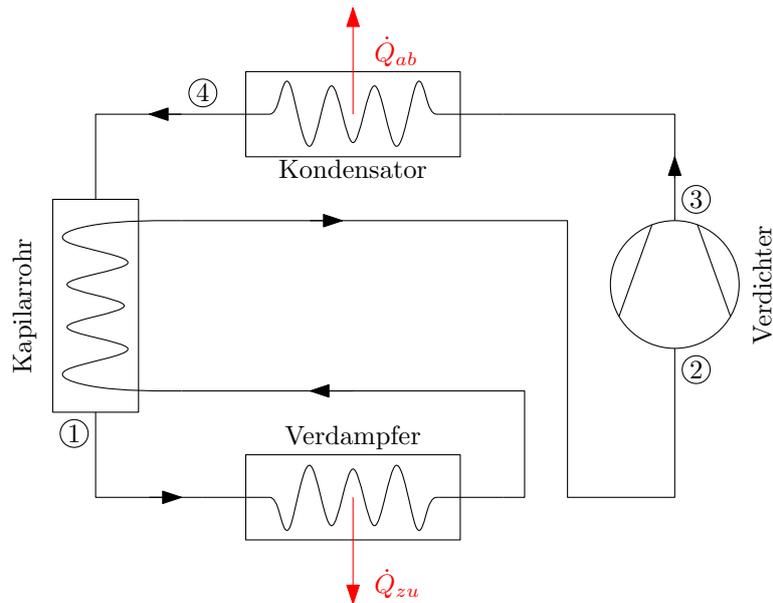


Abbildung 3.1: Kompressionskälteanlage mit hermetischem Verdichter

- **Thermodynamische Eigenschaften**

Große Verdampfungswärme und kleines Sattdampfvolumen bewirken eine hohe volumetrische Kälteleistung q_{vol} , welche maßgebend für die Auslegung von Kompressoren ist.

- **Chemische Eigenschaften**

Neben der chemischen Stabilität sollte das Kältemittel nicht brennbar sein. Weiters soll das Kältemittel die verwendeten Werkstoffe sowie das Schmiermittel nicht angreifen.

- **Physiologische Eigenschaften**

- Giftigkeit
- Geruch

- **Eigenschaften bezüglich globaler Effekte**

- Ozonabbaupotential in der Stratosphäre

Das ODP (Ozone Depletion Potential) beschreibt den Beitrag des Kältemittels zum Ozonabbau. Der ODP-Wert bezieht sich auf R11 (Trichlorfluormethan), welchem der Wert 1 zugeordnet wurde.

- Treibhauseffekt

Das GWP (Global Warming Potential) beschreibt den Beitrag des Kältemittels zum Treibhauseffekt. Der GWP-Wert der Kältemittel bezieht sich auf CO_2 , welchem der Wert 1 zugeordnet wurde. Für den GWP-Wert ist die Angabe eines Zeithorizonts erforderlich. Gängig sind GWP-Werte über einen Zeithorizont von 100 Jahren (GWP_{100}).

3.1 Thermodynamische Grundlagen

Kältemittel	Art	Druck- verhältnis	vol. Kälteleistung	spez. Kälteleistung	Leistungszahl bei isentropen Kom- pression
		p_c/p_0 [1]	q_v $\left[\frac{kJ}{m^3}\right]$	\dot{q}_0 $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	COP_{is} [1]
R11	FCKW	20,4	130,2	180,0	2,80
R12		10,3	933,6	144,3	2,73
R113		30,9	37,5	132,7	1,69
R22	HFCKW	10,1	1460,2	193,3	2,54
R123		24,2	106,5	171,5	2,91
R134a	HFKW	13,0	880,0	185,9	2,74
R404a		9,6	1628,9	152,1	2,55
R407c		12,0	1247,7	194,5	2,46
R410a		9,5	2178,3	203,9	2,41
R290	natürlich	8,9	1378,9	357,1	2,71
R600a		12,4	495,2	337,1	2,89
R717 (CO ₂)		14,1	1351,6	1209,4	2,31
R744 (NH ₃)		4,2	3963,1	117,2	1,31

Tabelle 3.1: Eigenschaften von Kältemitteln (ASHRAE Prozess $-23,3/55^\circ\text{C}$)

Kältemittel	Art	GWP_{100}	ODP
R11	FCKW	4.750	1
R12		10.900	1
R113		6.130	0.8
R22	HFCKW	1.810	0.055
R123		77	0.02
R134a	HFKW	1.430	0
R404a		3.780	0
R407c		1.650	0
R410a		1.980	0
R290	natürlich	3	0
R600a		3	0
R717 (CO ₂)		1	0
R744 (NH ₃)		0	0

Tabelle 3.2: ODP und GWP von Kältemitteln (Daten aus [12, S.212f] und [24, S.36])

3.1.3 Kennzahlen

Kälteleistung \dot{Q}_0

Die der Umgebung durch den Kühlkreislauf entzogene Wärme je Zeiteinheit wird als Kälteleistung bezeichnet.

$$q_0 = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot q_0 \quad (3.2)$$

Abwärme

Die Abwärme des Kältekreislaufs kann wie folgt ermittelt werden:

$$q_{ab} = h_3 - h_4 \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m} \cdot q_{ab} \quad (3.4)$$

Innere Kompressorarbeit W_{Ki}

Die durch den Kolben auf das Gas übertragene Arbeit wird als innere Kompressorarbeit W_i bezeichnet. Sie errechnet sich wie folgt:

$$W_{Ki} = - \oint p dV \quad (3.5)$$

Innere Kompressorleistung P_{Ki}

Die innere Kompressorleistung entspricht der inneren Kompressorarbeit W_i bezogen auf ein Zeitintervall Δt .

$$P_{Ki} = \frac{W_{Ki}}{\Delta t} \quad (3.6)$$

Wellenleistung P_W

Die Wellenleistung P_W , oftmals auch als Kopplungsleistung oder effektive Kompressorleistung bezeichnet, entspricht der Leistung, die vom Triebwerk benötigt wird, um die innere Kompressorleistung P_{Ki} an das Gas zu übertragen. Die Wellenleistung entspricht somit der Summe aus innerer Kompressorleistung P_{Ki} und der mechanischen Verlustleistung $P_{V_{mech}}$, die durch die Reibung hervorgerufen wird. [21]

$$P_W = P_{Ki} + P_{V_{mech}} \quad (3.7)$$

Mechanischer Wirkungsgrad η_{mech}

Der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} stellt den wesentlichen Parameter zur Bewertung der Effizienz der Funktionsgruppe Kinematik dar.

$$\eta_{mech} = \frac{P_{Ki}}{P_W} \quad (3.8)$$

Elektrische Eingangsleistung P_{el}

Die elektrische Eingangsleistung, oftmals auch als Motorleistung bezeichnet, stellt die vom Motor benötigte elektrische Leistung zum Betreiben des Kältekompressors dar. Sie setzt sich aus der Wellenleistung P_W und der elektrischen Verlustleistung $P_{V_{el}}$

$$P_{el} = P_W + P_{V_{el}} \quad (3.9)$$

Elektrischer Wirkungsgrad η_{el}

Der elektrische Wirkungsgrad beschreibt die Effizienz der elektrischen Bauteile des Kältekompressors.

$$\eta_{el} = \frac{P_W}{P_{el}} \quad (3.10)$$

Leistungszahl COP

Um die Effizienz von Prozessen in der Kältetechnik zu beschreiben, bedient man sich der Leistungszahl. In der gängigen Literatur bzw. den Katalogen der verschiedenen Hersteller wird diese als Coefficient of Performance (COP) bezeichnet.

$$COP = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_0}{P_{el}} \quad (3.11)$$

Leistungszahl bei isentroper Kompression COP_{is}

Bei isentropen Kompression (Abbildung 3.3) und Vernachlässigung sämtlicher anderer Verluste kann die Leistungszahl wie folgt ermittelt werden:

$$COP_{is} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{m}(h_3 - h_2)} = \frac{q_0}{h_3 - h_2} \quad (3.12)$$

3.1.4 Thermodynamische Vergleichsprozesse

Um die Güte eines thermodynamischen Prozesses zu beurteilen, wird der tatsächliche Prozess mit thermodynamischen Vergleichsprozessen verglichen. Dieser Vergleich erfolgt durch die Gegenüberstellung der Leistungszahlen bzw. Wirkungsgrade. Im Folgenden sollen die relevanten thermodynamischen Vergleichsprozesse sowie zum Vergleich geeignete Kennzahlen näher erläutert werden.

Der Carnot-Prozess

Der Carnot-Prozess wird als optimaler Vergleichsprozess für Kälteprozesse angesehen. Beim linksläufigen Carnot-Prozess wird die Wärme bei der niedrigsten Temperatur zugeführt und bei der höchsten Temperatur abgeführt. Die Entropieänderung während der Wärmezufuhr (Verdampfung) entspricht dabei der Entropieänderung bei der Wärmeabfuhr (Kondensation). Die im T-s Diagramm eingeschlossene Fläche entspricht der spezifischen Arbeit des Prozesses.

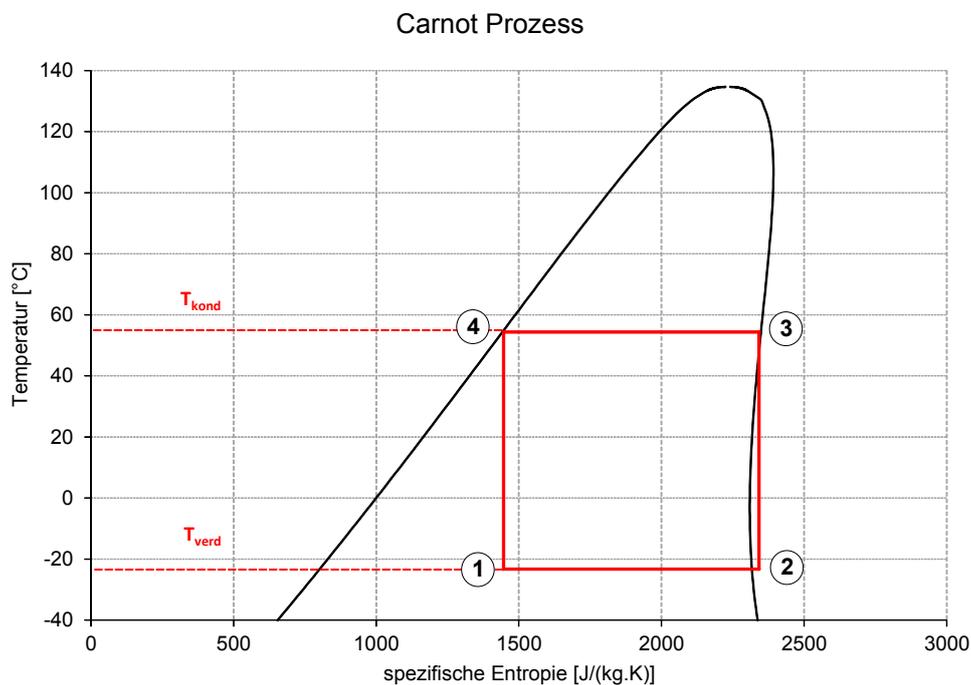


Abbildung 3.2: Carnot Prozess

Mit Hilfe der reversiblen Wärme

$$\delta Q_{rev} = T ds \quad (3.13)$$

ermittelt sich beim Carnot-Prozess die an die Umgebung abzuführende Abwärme mit

$$q_{ab} = T_{kond} (s_3 - s_4) \quad (3.14)$$

und die von der Umgebung entzogene, und somit dem Kältekreislauf zugeführte Verdampfungswärme mit

$$q_0 = T_{verd} (s_2 - s_1) \quad (3.15)$$

Es gilt außerdem:

$$s_1 = s_4$$

$$s_2 = s_3$$

Die Leistungszahl des Carnot-Prozesses folgt somit aus:

$$\begin{aligned} COP_C &= \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{q_0}{q_{ab} - q_0} \\ &= \frac{T_{verd} (s_2 - s_1)}{T_{kond} (s_3 - s_4) - T_{verd} (s_2 - s_1)} = \frac{T_{verd}}{T_{kond} - T_{verd}} \end{aligned} \quad (3.16)$$

Standard-Vergleichsprozesse

Um eine einheitliche Basis zum Vergleich von Kältekompressoren zu schaffen, wurden verschiedene Standard-Vergleichsprozesse definiert.

Eine internationale Vergleichsmöglichkeit von Kältekompressoren stellt der von der American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) definierte ASHRAE-Prozess dar. Von der European Committee of Air Handling and Refrigerating Equipment Manufactures (CECOMAF), einem Dachverband von nationalen Verbänden, wurde der gleichnamige CECOMAF Vergleichsprozess definiert. Vom europäischen Komitee für Normung/Technisches Komitee(CEN/TC) 113 „Wärmepumpen und Luftkonditionierungsgeräte“ wurde die EN12900 erarbeitet, in welcher ein Prozess festgelegt wurde, welcher identisch mit dem CECOMAF-Prozess ist [38]. Die Testbedingungen der genannten Vergleichsprozesse sind in Tabelle 3.3 ersichtlich.

3 Theoretische Grundlagen

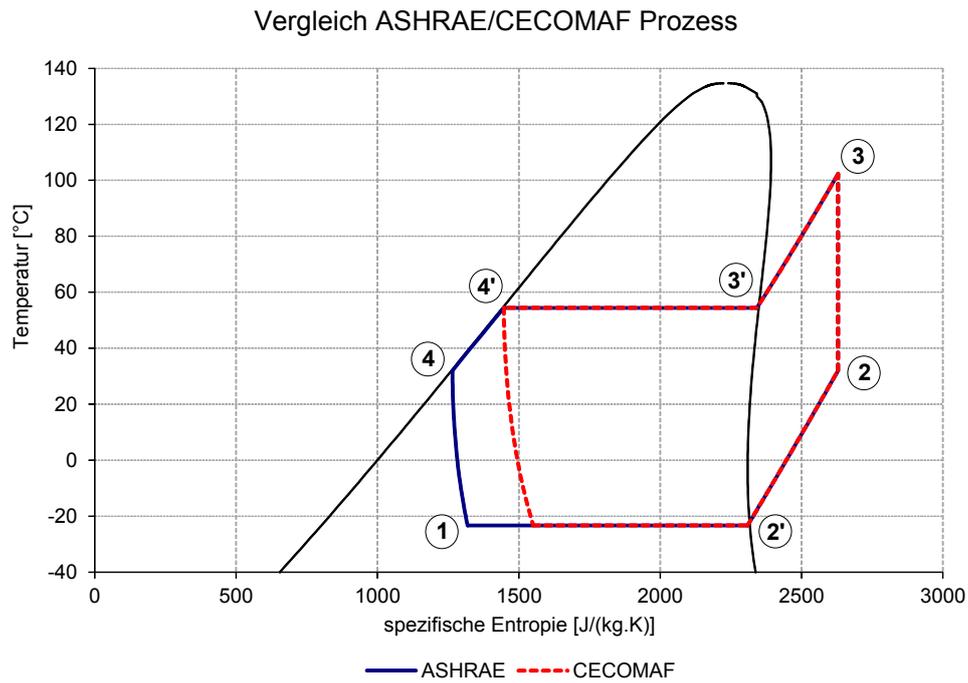


Abbildung 3.3: ASHRAE und CECOMAF Prozess

	ASHRAE	CECOMAF bzw. EN12900
Verdampfungstemperatur [°C]	-23,3	-25,0
Kondensationstemperatur [°C]	54,4	55,0
Unterkühlungstemperatur [°C]	32,0	55,0
Sauggastemperatur [°C]	32,0	32,0
Umgebungstemperatur [°C]	32,0	32,0

Tabelle 3.3: ASHRAE und CECOMAF (EN12900) Testbedingungen

Neben den unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen unterscheiden sich der ASHRAE und CECOMAF Prozess unter anderem in ihrer Prozessführung.

Erzielbare Leistungszahlen bei Carnot-Prozess und Standard Vergleichsprozessen

Prozess	T_{verd} [°C]	T_{kond} [°C]	COP_C [1]	COP_{is} [1]
ASHRAE	-23,3	45	3,658	3,208
ASHRAE	-23,3	54,4	3,216	2,898
ASHRAE	-23,3	55	3,191	2,881
CECOMAF	-25	55	3,102	1,188

Tabelle 3.4: Erzielbare Leistungszahlen (COP) bei isentroper Verdichtung er Vergleichsprozesse

Prozess	T_{verd} [°C]	T_{kond} [°C]	COP_{is} [1]	q_0 [kJ/kg]	q_{ab} [kJ/kg]	w_{is} [kJ/kg]
ASHRAE	-23,3	45	3,208	335,30	439,83	104,53
ASHRAE	-23,3	54,4	2,898	335,31	451,01	115,71
ASHRAE	-23,3	55	2,881	335,31	451,71	116,40
CECOMAF	-25	55	1,188	143,05	263,45	120,40

Tabelle 3.5: Erzielbare Leistungszahlen, spezifische Wärmen und spezifische Arbeit der Vergleichsprozesse

Überlegungen zum tatsächlichen idealen Verdichtungsprozess

Die Vorgaben des ASHRAE bzw. CECOMAF Prozesses betreffen eigentlich nicht die Art des Kompressionsprozesses, sondern im Wesentlichen nur Verdampfer- und Kondensatortemperatur sowie die Kältemittelüberhitzung bzw. Unterkühlung (siehe Tabelle 3.3). Der Kompressionsprozess kann somit frei gewählt werden. Es erscheint schlüssig, dass die isentrope Kompression nicht den Optimalfall der Prozessführung widerspiegelt.

Ein möglicher Idealprozess wäre der in Abbildung 3.4 gezeigte Prozess. Dabei wird angenommen, dass der Temperaturverlauf linear mit der spezifischen Entropieabnahme fällt.

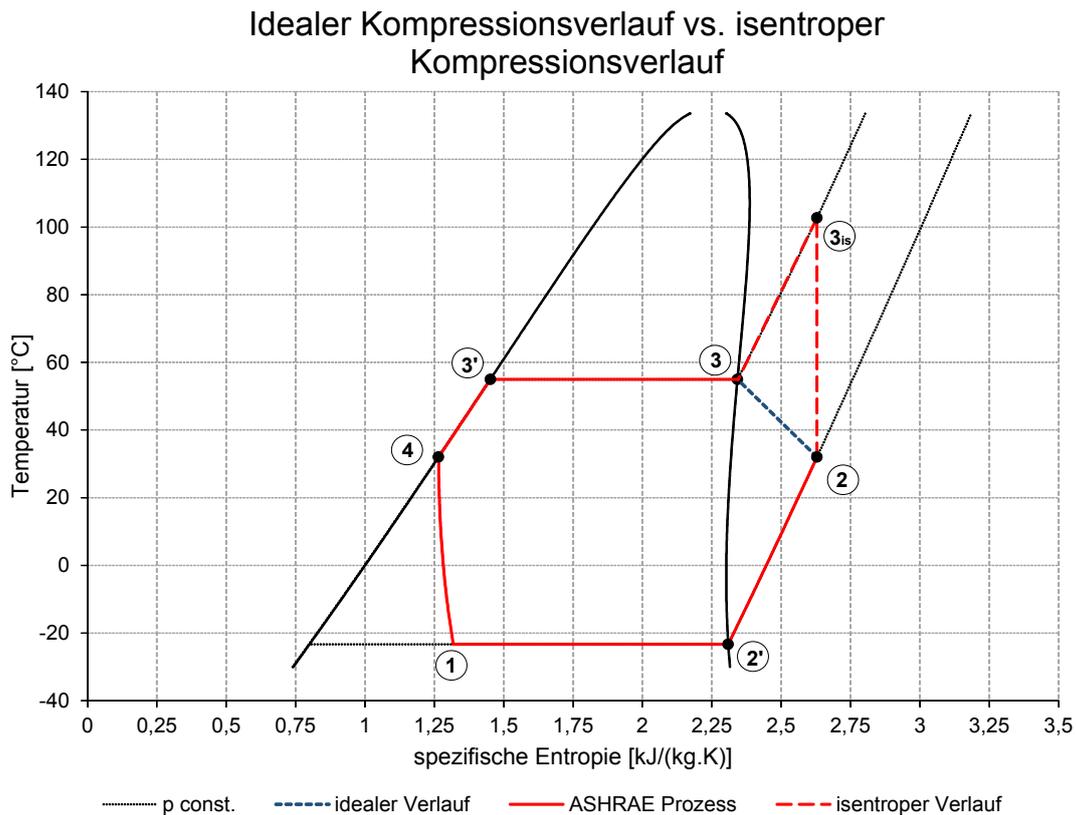


Abbildung 3.4: Möglicher Idealprozess mit linearer Temperaturzunahme beim Kompressionsprozess

Bei diesem Prozess müsste somit folgende Kühlwärme abgeführt werden:

$$q_{K_{ideal}} = T_2 \cdot (s_2 - s_3) + \frac{T_3 - T_2}{2} \cdot (s_2 - s_3) \quad (3.17)$$

Tabelle 3.6 zeigt die erzielbare Leistungszahl im Vergleich zu den Leistungszahlen des Carnot-Prozesses sowie den Standard-Vergleichsprozessen bei isentroper Kompression. Weiters sind die spezifische Kühlwärme sowie die spezifische Arbeit des Idealprozesses in der Tabelle aufgelistet.

Prozess	T_{evap} [°C]	T_{cond} [°C]	COP_{Carnot} [1]	COP_{is} [1]	COP_{ideal} [1]	$q_{K_{ideal}}$ [kJ/kg]	$h_3 - h_2$ [kJ/kg]	w_{ideal} [kJ/kg]
ASHRAE	-23,3	-45	3,658	3,208	3,520	92,52	2,74	95,26
ASHRAE	-23,3	-54,4	3,216	2,898	3,172	90,85	14,86	105,71
ASHRAE	-23,3	-55	3,191	2,881	3,153	90,76	15,61	106,36
CECOMAF	-25	-55	3,102	1,188	3,058	94,25	15,45	109,70

Tabelle 3.6: Erzielbare Leistungszahl, spezifische Kühlwärme und spezifische Arbeit des Idealprozesses nach Abbildung 3.4

3.1.5 Der Arbeitsprozess des Kältekompressors

Der Arbeitsprozess des Kältekompressors stellt eine zyklische Abfolge der folgenden Prozessschritte dar:

1. Ansaugen
2. Kompression
3. Ausschieben
4. Expansion

Beim Ansaugen wird das Kältemittel durch die Ventilplatte und ein Saugventil, welches bei Kältekompressoren für Haushaltsgeräte typischerweise als Flatterventil ausgeführt ist, in den Zylinderraum befördert. Nach dem UT beginnt die Kompressionsphase, bei der das Kältemittel so lange komprimiert wird, bis das Druckventil öffnet und die Ausschiebephase beginnt. Nach dem Erreichen des OT und dem Schließen des Druckventils kommt es zu einer Expansion des aufgrund des Schadraums im Zylinder verbliebenen Gases. Fällt der Zylinderdruck unter den Saugdruck, öffnet das Saugventil und der Zyklus startet von Neuem.

Der ideale Arbeitsprozess

Der Arbeitsprozess eines verlustlosen Kompressors wird als idealer Arbeitsprozess bezeichnet. Er ist durch folgende Vereinfachungen gegenüber dem realen Arbeitsprozess (Abschnitt 3.1.5) definiert: [19, S.88]

- Kein bzw. vernachlässigbar kleiner Schadraum V_S
- Keine Drosselung im Einlassventil
- Konstanter Druck während des Ausschiebens
- Reibungsfreie Kompression $q_R = 0$

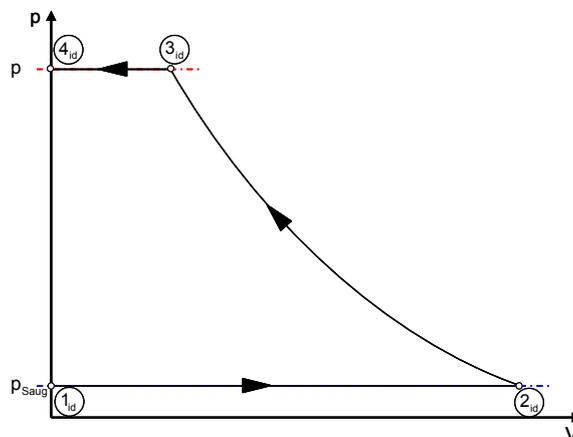


Abbildung 3.5: Idealer Arbeitsprozess eines Kältekompressors ([9, S.24] - modifiziert)

3 Theoretische Grundlagen

Die spezifische innere Kompressorarbeit w_{Ki} lässt sich aus der Summe der Ladungswechselarbeiten sowie der Volumenänderungsarbeit ermitteln:

$$w_{Ki} = w_V + \underbrace{w_S + w_A}_{w_L} = - \int_2^3 p dv - p_2 v_2 + p_3 v_3 = \int_2^3 v dp \quad (3.18)$$

Der reale Arbeitsprozess

Der reale Arbeitsprozess unterscheidet sich vom idealen Arbeitsprozess in folgenden Punkten: [9, S.22f]

- Konstruktionsbedingter Schadraum V_S im OT
- Drosselverluste im Saugventil
- Erwärmung des Kältegas beim Ansaugen
(Kompressionstarttemperatur $T_{KS} >$ Sauggastemperatur T_{Saug})
- Lässigkeiten von Saug- und Druckventil sowie zwischen Kolben und Zylinder

Die umschlossene Fläche im p-V Diagramm wird als indizierte oder innere Kompressorarbeit bezeichnet. Die Ermittlung des p-V Diagramms für Kältekompressoren wurde von ZIPPL in [57] ausführlich erläutert.

Aufgrund des Drosseln beim Ansaugen sowie der Bewegung des Kolbens im Zylinder entstehen Reibungsverluste, welche dem Kältemittel als zusätzliche Reibungswärme q_R zugeführt werden. Diese Reibungswärme trägt zur Erhöhung der Kompressorarbeit bei.

$$w_{Ki} = \int_2^3 v dp + q_R \quad (3.19)$$

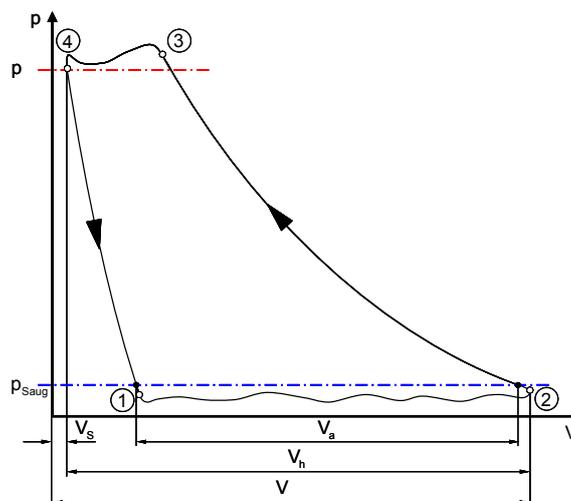


Abbildung 3.6: Realer Arbeitsprozess eines Kältekompressors ([9, S.24] - modifiziert)

Der schematische Arbeitsprozess

Das gemessene Indikatordiagramm kann durch folgende Annahmen in das schematisierte Indikatordiagramm übergeführt werden, welches den schematisierten Arbeitsprozess darstellt.

- Der Ansaugdruck wird als konstant angenommen ($p_1 = p_2$)
- Der Druck während des Ausschlebens wird als konstant angenommen ($p_3 = p_4$)
- Die innere Kompressorarbeit des schematisierten Arbeitsprozesses entspricht der des realen Arbeitsprozesses ($w_{Ki,schematisch} = w_{Ki,real}$)

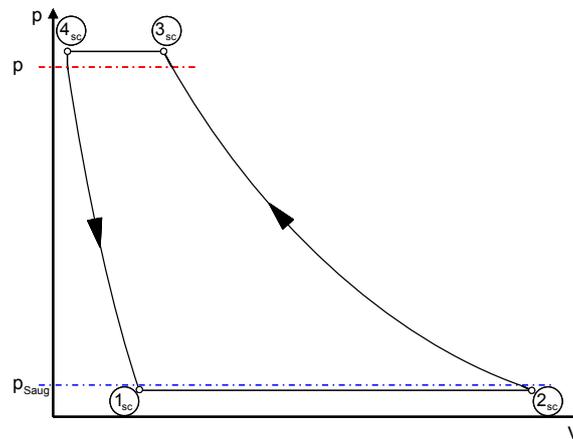


Abbildung 3.7: Realer Arbeitsprozess eines Kältekompressors ([9, S.24] - modifiziert)

3.1.6 Erster Hauptsatz der Thermodynamik

Der Energieerhaltungssatz wird als der Erste Hauptsatz der Thermodynamik bezeichnet. Er beschreibt einen der wichtigsten Sachverhalte der Physik, nämlich dass Energie weder erzeugt noch zerstört werden kann. In differentieller Schreibweise lautet der Erste Hauptsatz für offene Systeme: [49, S.81ff]

$$\delta Q_a + \delta W + \sum_i dm_i (h_i + e_{ai}) = dU + dE_a \quad (3.20)$$

Auf der linken Seite von Gleichung (3.20) finden sich jene Energien, welche über die Systemgrenze transportiert werden. Für die Anwendung des Ersten Hauptsatzes wird üblicherweise die Konvention getroffen, dass zugeführte Energien mit positivem Vorzeichen und abgeführte Energien mit negativem Vorzeichen behaftet werden. Bei einem offenen thermodynamischen System wird neben Wärme und Energie auch Masse über die Systemgrenzen bewegt, deren Einschiebearbeit sowie deren innere und äußere Energie bei der Bilanzierung berücksichtigt werden müssen. Die rechte Seite von Gleichung (3.20) beschreibt die Energieänderung des betrachteten Systems. Die Gesamtenergie eines Systems setzt sich aus der inneren Energie U sowie der äußeren Energie E_a zusammen. [30, S.22] Die innere Energie U ist jener Teil, der im System gespeicherten Energie, welcher die translatorische, rotatorische und Schwingungsenergie der einzelnen Moleküle enthält. Die äußere Energie E_a berücksichtigt die kinetische Energie E_{kin} sowie die potentielle Energie E_{pot} des Systems. [49, S.48f]

3.1.7 Numerische Berechnung des Zylinderdruckverlaufs

Um den Zylinderdruckverlauf zu ermitteln, wird der Erste Hauptsatz der Thermodynamik (3.20) auf das instationäre, offene thermodynamische System des Zylinderraumes (siehe Abbildung 3.8) angewendet.

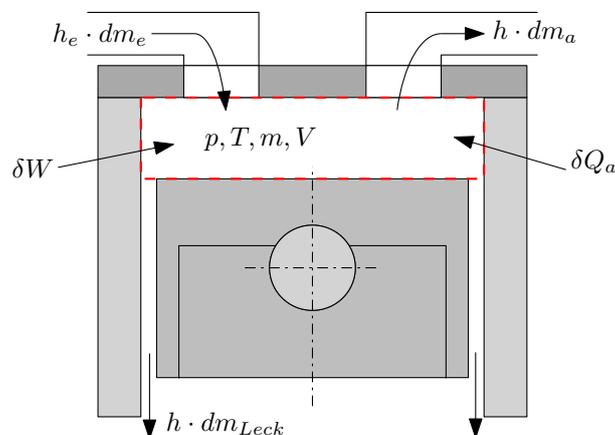


Abbildung 3.8: Thermodynamisches System für die Druckverläufermittlung

3.1 Thermodynamische Grundlagen

Der Erste Hauptsatz für das System, in differentieller Form ausgedrückt, folgt somit unter Vernachlässigung der äußeren Energien dE_a und mit der Volumenänderungsarbeit

$$\delta W_V = -pdV \quad (3.21)$$

zu:

$$\delta Q_a - pdV + dm_e h_e - dm_a h - dm_{Leck} h = dU \quad (3.22)$$

Da die Gleichung (3.22) nicht analytisch gelöst werden kann, wird sie mit Hilfe von Finiten-Differenzen wie folgt diskretisiert:

$$U^{i+1} - U^i = Q_a^{i \rightarrow i+1} - \frac{p^i + p^{i+1}}{2} (V^{i+1} - V^i) + \Delta m_e^{i \rightarrow i+1} \cdot h_e^i - \Delta m_a^{i \rightarrow i+1} \cdot h^i - \Delta m_{Leck}^{i \rightarrow i+1} \cdot h^i \quad (3.23)$$

Die Enthalpie H ist wie folgt definiert:

$$H = U + pV \quad (3.24)$$

Durch Einsetzen des Zusammenhangs für die Enthalpie (Gleichung (3.24)) in Gleichung (3.23) folgt:

$$H^{i+1} = Q_a^{i \rightarrow i+1} - \frac{p^i + p^{i+1}}{2} (V^{i+1} - V^i) + \Delta m_e^{i \rightarrow i+1} \cdot h_e^i - \Delta m_a^{i \rightarrow i+1} \cdot h^i - \Delta m_{Leck}^{i \rightarrow i+1} \cdot h^i + p^{i+1} V^{i+1} + U^i \quad (3.25)$$

Die Massenbilanz lautet:

$$m^{i+1} = m^i + \Delta m_e^{i \rightarrow i+1} - \Delta m_a^{i \rightarrow i+1} \quad (3.26)$$

Die spezifische Enthalpie im neuen Zeitschritt folgt mit:

$$h^{i+1} = \frac{H^{i+1}}{m^{i+1}} \quad (3.27)$$

Der Druck p^{i+1} wird im Anschluss mit einem geeigneten numerischen Verfahren so lange variiert, bis das Residuum zwischen der berechneten spezifische Enthalpie h^{i+1} und der spezifischen Enthalpie $h_{Stoffwert}^{i+1}(p^{i+1}, v^{i+1})$, welche aus einem Stoffwertmodell erhalten wird, eine gewisse Fehlerschranke unterschreitet:

$$\text{abs} \left(h^{i+1} - h_{Stoffwert}^{i+1} \left(p^{i+1}, v^{i+1} \right) \right) < \epsilon \quad (3.28)$$

3.1.8 Modelle für die Ermittlung der Kolbenleckage

Die Kolbenleckage stellt einen Ausströmvorgang eines kompressiblen Fluids dar, welcher neben dem Druckgefälle auch noch durch die Kolbengeschwindigkeit beeinflusst wird. Mit den folgenden Modellen wird die ausströmende Masse ermittelt, welche für die Berechnung des Druckverlaufs in Abschnitt 3.1.7 benötigt wird.

Leckage unter Annahme einer isentropen Strömung

Unter Annahme einer isentropen Strömung kann der Massenstrom eines perfekten Gases wie folgt ermittelt werden:

$$\dot{m}_{theo} = \frac{A}{v_0} \sqrt{2p_0 v_0} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.29)$$

Der Massenstrom ist somit hauptsächlich vom vorherrschenden Gegendruck p abhängig. Die Durchflussfunktion Ψ ist wie folgt definiert:

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.30)$$

Da die Spaltform zwischen Kolben und Zylinder im Wesentlichen als Parallelspalt charakterisiert werden kann, ist keine überkritische Ausströmung des Kältegas möglich, wodurch der Massenstrom durch das kritische Druckverhältnis beschränkt wird.

$$\frac{p_K}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right)} \quad (3.31)$$

Bei Strömung von realen, kompressiblen Medien müssen die Reibung sowie die Strahleinschnürung bei der Berechnung des Massenstroms berücksichtigt werden. Diese den Massenstrom mindernden Effekte werden mit der Geschwindigkeitsziffer φ_M (Reibung) sowie der Kontraktionsziffer α_M (Strahleinschnürung) berücksichtigt. Da in der Praxis eine Aufteilung in die beiden Beiwerte nur schwer möglich ist, werden diese unter dem Massenstrombeiwert μ_M zusammengefasst. [47, S.321]

$$\mu_M = \alpha_M \cdot \varphi_M \quad (3.32)$$

Der Massenstrom folgt somit zu:

$$\dot{m} = \mu_M \cdot \dot{m}_{theo} = \mu_M \frac{A}{v_0} \sqrt{2p_0 v_0} \Psi \quad (3.33)$$

Die ausströmende Masse kann wie folgt ermittelt werden:

$$\Delta m_{Leck}^{i \rightarrow i+1} = \dot{m}_{Leck}^{i \rightarrow i+1} \cdot \Delta t \quad (3.34)$$

Leckage unter Annahme einer isothermen Druckströmung

Im Folgenden wird die Berechnung des Massenstroms für eine isotherme Strömung im Schmierspalt gezeigt.

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (3.35)$$

$$\dot{m}(x) = \int_A \int_x \rho(x) u(y) dAd \quad (3.36)$$

Mit dem Geschwindigkeitsprofil aus Abbildung 3.29:

$$u(y) = u_{KO} \frac{y}{h} - \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \frac{h^2}{2} \left[\frac{y}{h} - \left(\frac{y}{h} \right)^2 \right] \quad (3.37)$$

Somit folgt der Massenstrom zu:

$$\dot{m}(x) = d_{KO} \pi \rho(x) \left[u_{KO} \frac{h}{2} - \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \frac{h^3}{12} \right] \quad (3.38)$$

Wird die Kolbengeschwindigkeit u_{KO} vernachlässigt, so kann der Massenstrom analytisch bestimmt werden.

Unter Annahme eines idealen Gases gilt:

$$\rho(x) = \frac{p(x)}{RT} \quad (3.39)$$

Aus Gleichung (3.38) und Gleichung (3.39) folgt:

$$\dot{m}(x) = - \frac{h^3}{12\eta} \frac{d_{KO}\pi}{RT} p(x) \frac{dp}{dx} \quad (3.40)$$

Gleichung (3.40) kann nun einfach durch Trennung der Variablen integriert werden.

$$\int_0^l - \frac{12\eta \dot{m} RT}{d_{KO} \pi h^3} dx = \int_{p_1}^{p_2} p(x) dp \quad (3.41)$$

Der Massenstrom kann somit durch folgende Gleichung ermittelt werden:

$$\dot{m} = \frac{(p_1^2 - p_2^2) d_{KO} \pi h^3}{24\eta l RT} \quad (3.42)$$

Die ausströmende Masse kann durch Gleichung (3.34) ermittelt werden.

3 Theoretische Grundlagen

Empirische Ermittlung des Massenstroms von Luft durch den Spalt

Um eines der beschriebenen Modelle für die Kolbenleckage auszuwählen, wurde der Volumenstrom zwischen Kolben und Zylinder ermittelt. Abbildung 3.9 zeigt den Messaufbau und die verwendete Messvorrichtung von Secop Austria. Für die Messung des

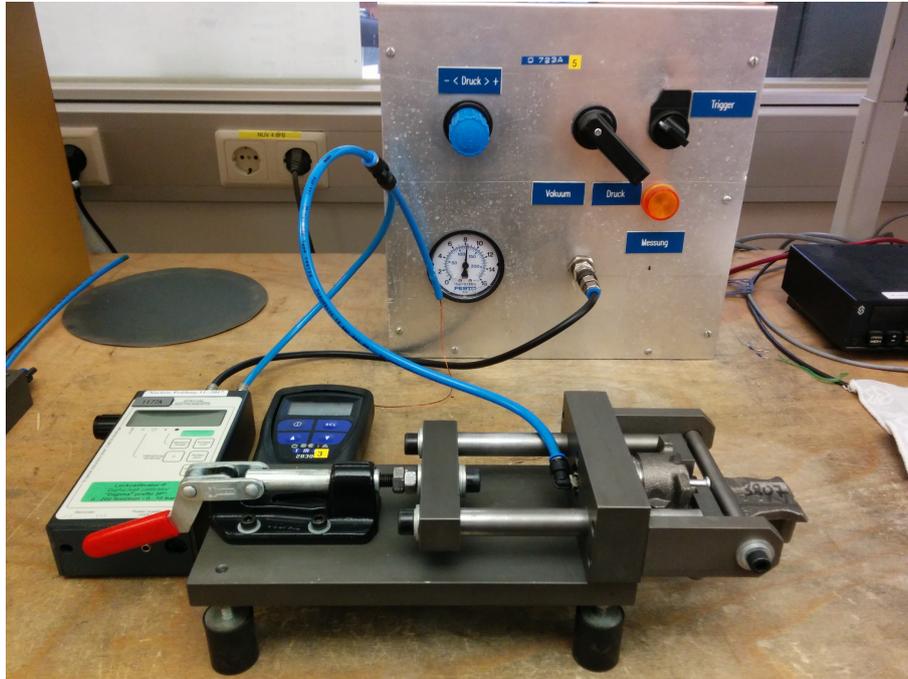


Abbildung 3.9: Messaufbau für die Ermittlung des Massenstrombeiwerts μ_M für die isentrope Düsenströmung

Volumenstroms wurde der Leckagekalibrator *Digima peflo 3P* der Firma *SI-special instruments* verwendet. Der Absolutdruck in der Versorgungsleitung wurde ebenfalls mit dem Leckagekalibrator gemessen. Weiters wurde ein Thermoelement innerhalb der Versorgungsleitung platziert, damit die Temperatur der Druckluft gemessen werden kann.

Für die Bestimmung des Volumenstroms wurden insgesamt fünf Kolben in zwei Zylindergehäusen gemessen. Die Durchmesserdiffereenz von Kolben und Zylindergehäuse betrug 4,2 bis 4,8 μm . Die ermittelten Volumenströme in Abhängigkeit sind in Abhängigkeit des Differenzdrucks $p - p_u$ in Abbildung 3.10 dargestellt.

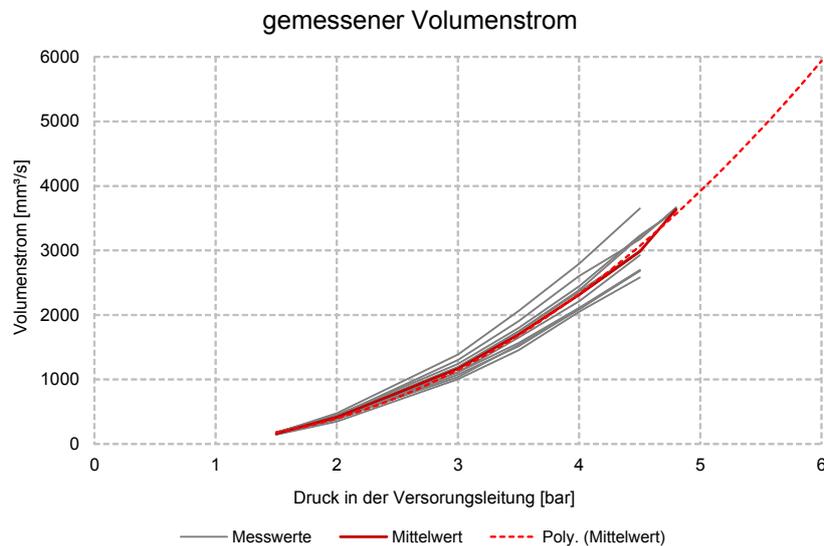


Abbildung 3.10: Gemessener Volumenstrom

Vergleich der Modelle mit der Messwerten

Abbildung 3.11 stellt die berechneten Massenströme dem gemessenen Massenstrom gegenüber. Keines der beiden Modelle zur Berechnung der Kolbenleckage deckt sich mit den Messwerten. Beim isentropen Modell ist dies dadurch zu erklären, dass der Massenstrombeiwert μ_M noch nicht berücksichtigt wurde. Das isotherme Modell stellt nur im Bereich geringer Drücke eine gute Näherung dar.

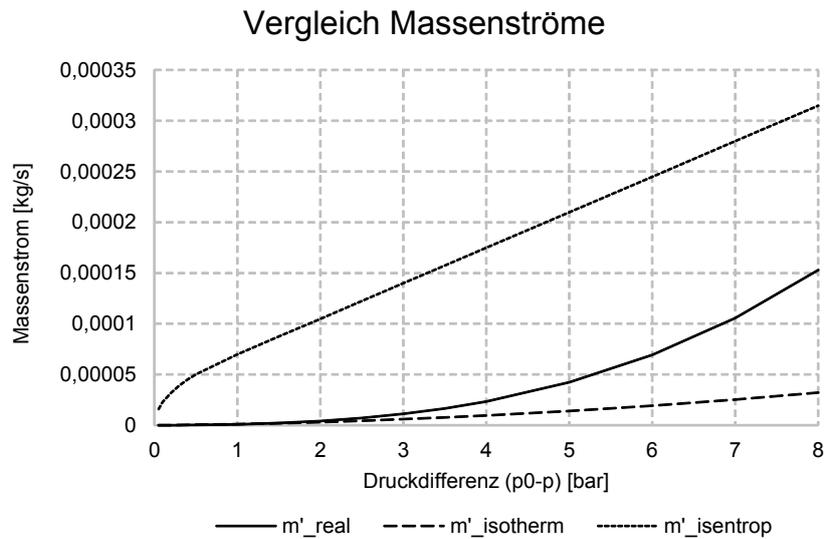


Abbildung 3.11: Vergleich Berechnung/Messung Ausströmung

Empirische Ermittlung des Massenstrombeiwerts μ_M für die isentrope Düsenströmung

Aufgrund der Abweichung des isentropen Modells zu den Messwerten wird der Massenstrombeiwert μ_M als Funktion des Druckverhältnisses an die Messwerte angefügt. Abbildung 3.12 zeigt den Verlauf des gefitteten Massenstrombeiwerts μ_M in Abhängigkeit des Druckverhältnisses $\frac{p}{p_0}$.

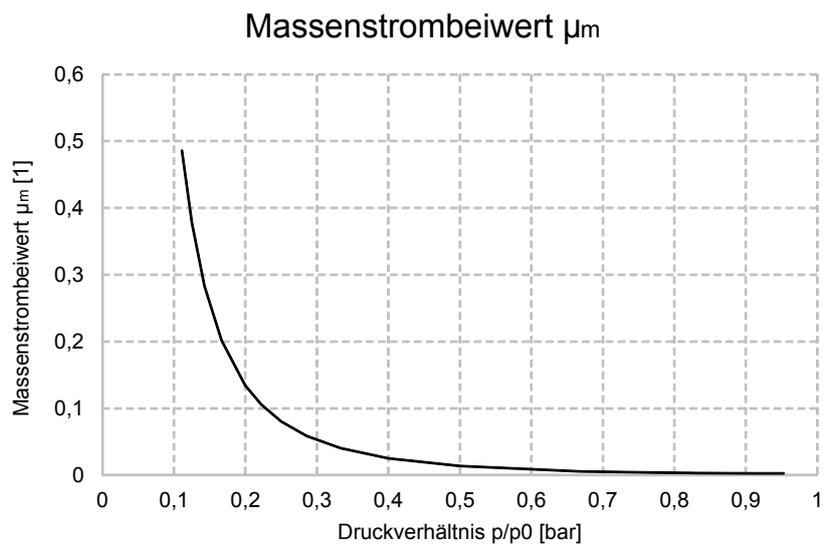


Abbildung 3.12: Massenstrombeiwert μ_M in Abhängigkeit des Druckverhältnisses $\frac{p}{p_0}$

3.1.9 Übertragene Wärme δQ_a

Die übertragene Wärme δQ zwischen dem System (Gas) und der Umgebung (Bauteile) in der Zeiteinheit dt wird als Wärmestrom bezeichnet [49, S.78].

$$\dot{Q}(t) = \frac{\delta Q}{dt} \quad (3.43)$$

Da die Wärme eine vom Prozessverlauf abhängige Größe ist, muss diese durch das Integral des Wärmestroms über die Zeit bestimmt werden. Die übertragene Wärme zwischen den Zuständen 1 und 2 errechnet sich wie folgt: [30, S.20]

$$Q_{12} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}(t) dt \quad (3.44)$$

Der Wärmestrom zwischen der Umgebung (Festkörper) und dem System (Gas) kann wie folgt berechnet werden:

$$\dot{Q}(t) = \alpha(t) \cdot A(t) \cdot (T_w(t) - T(t)) \quad (3.45)$$

Mit Gleichung (3.44) und (3.45) folgt somit die an das System übertragene Wärme zwischen Zustand 1 und 2 im Zeitintervall $\Delta t = t_2 - t_1$:

$$Q_{12} = \int_{t_1}^{t_2} \alpha(t) \cdot A(t) \cdot (T_w(t) - T(t)) dt \quad (3.46)$$

Die Berechnung der Wärmeübergangszahl α stellt eine besonderes Hindernis für die Ermittlung des Wärmestroms nach Gleichung (3.45) dar. Für die Ermittlung der Wärmeübergangszahl finden sich in der Literatur verschiedenste Modelle. Im Folgenden werden die in dieser Arbeit verwendeten Modelle näher beschrieben.

Bestimmung der Wärmeübergangszahl α nach Woschni

Eine gängige Berechnung für Wärmeübergangszahlen im Zylinderraum von Verbrennungskraftmaschinen wurde von WOSCHNI aufgestellt. Der Zylinder wird dabei als turbulent durchströmtes Rohr betrachtet. Zur Berücksichtigung, dass neben der Konvektion bei der Verbrennung auch Strahlungswärme auftritt, wird das sogenannte Verbrennungsglied eingeführt. [42, S.117f]

$$\alpha = 130 p^{0,8} T^{-0,53} D_{Zy}^{-0,2} \left(C_1 c_m + \underbrace{C_2 (p_z - p) \frac{V_h T_1}{p_1 V_1}}_{\text{Verbrennungsglied}} \right)^{0,8} \quad (3.47)$$

Für die Berechnung der Wärmeübergangszahl in Kompressoren wird, wie z.B. in [57, S.28f], das Verbrennungsglied vernachlässigt. Somit folgt für die Wärmeübergangszahl:

$$\alpha = 130 p^{0,8} T^{-0,53} D_{Zy}^{-0,2} (C_1 c_m)^{0,8} \quad (3.48)$$

In die Gleichungen (3.47) und (3.48) ist der Gasdruck p in *bar* einzusetzen, während sämtliche anderen Größen in den jeweiligen SI-Einheiten einzusetzen sind. Die Konstante C_1 wurde von WOSCHNI mit 6,18 festgelegt.

Bestimmung der Wärmeübergangszahl α nach Hohenberg

Eine Weiterentwicklung des Modells von WOSCHNI stellt jenes von HOHENBERG dar, welches die zu niedrigen Wärmeübergangszahlen des WOSCHNI-Modells bei niedrigen Drücken korrigieren soll. Das HOHENBERG-Modell wird vor allem bei der Berechnung von Wärmeübergangszahlen von Dieselmotoren angewendet. [33]

Ähnlich dem WOSCHNI-Modell wird auch bei diesem Modell ein Verbrennungsglied in der Formel für die Ermittlung der Wärmeübergangszahl berücksichtigt. Wird dieses weggelassen, so berechnet sich die Wärmeübergangszahl wie folgt:

$$\alpha = 130 \cdot V(t)^{-0.06} \cdot p(t)^{0.8} \cdot T(t)^{-0.4} \cdot (c_m + 1.4)^{0.8} \quad (3.49)$$

Der wesentliche Unterschied besteht, neben den veränderten Hochzahlen für die einzelnen Parameter, in der Verwendung des aktuellen Zylindervolumens $V(t)$. Der Druck $p(t)$ ist in *bar*, sämtliche anderen Größen sind in ihren SI-Einheiten einzusetzen.

Bestimmung der Wärmeübergangszahl α nach Adair

ADAIR erstellte ein Modell zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl für Kompressoren, dessen Fähigkeit zur Anwendung auf Hubkolbenkompressoren für Haushaltsgeräte von [9, S.75] bestätigt wurde.

Die Reynolds Zahl wurde von ADAIR wie folgt definiert:

$$\text{Re} = \frac{\rho(\varphi) \cdot D_{eq}(\varphi)^2 \cdot \omega_g(\varphi)}{2 \cdot \eta(\varphi)} \quad (3.50)$$

Darin beschreibt ω_g die sogenannte instationäre Gaswirbelgeschwindigkeit im Zylindervolumen [9, S.75]. Nach Adair ist sie wie folgt definiert:

$$\omega_g = \begin{cases} 2 \cdot \omega [1,04 + \cos(2\varphi)] & \text{für } \frac{\pi}{2} < \varphi < \frac{3\pi}{2} \\ \omega [1,04 + \cos(2\varphi)] & \text{für } 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2} \text{ und } \frac{3\pi}{2} \leq \varphi \leq 2\pi \end{cases} \quad (3.51)$$

Der äquivalente Durchmesser D_{eq} wird wie folgt ermittelt:

$$D_{eq}(\varphi) = \frac{6 \cdot \text{Volumen}}{\text{Fläche}} = \frac{\frac{3}{2} D_{KO} \cdot s(\varphi)}{s(\varphi) + \frac{1}{2} D_{KO}} \quad (3.52)$$

Die Nusselt Zahl, welche eine dimensionslose Form der Wärmeübergangszahl darstellt, ist bei erzwungener Konvektion von der Reynolds-Zahl Re und der Prandtl-Zahl Pr abhängig [49, S.425]. Für das Modell von Adair wird sie wie folgt angeschrieben:

$$\text{Nu} = K_1 \cdot \text{Re}(\varphi)^{0.8} \cdot \text{Pr}(\varphi)^{K_2} = \frac{\alpha(\varphi) \cdot D_{eq}(\varphi)}{\lambda(\varphi)} \quad (3.53)$$

Adair bestimmt die Korrelationskonstanten mit $K_1 = 0,053$ und $K_2 = 0,6$.
Die Prandtl-Zahl errechnet sich mit: [49, S.418]

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (3.54)$$

Die von der Kurbelwellenstellung abhängige Wärmeübergangszahl $\alpha(\varphi)$ errechnet sich mit den oben beschriebenen Zusammenhängen wie folgt:

$$\alpha(\varphi) = \frac{\lambda(\varphi)}{D_{eq}(\varphi)} \cdot 0,053 \cdot \text{Re}(\varphi)^{0,8} \cdot \text{Pr}(\varphi)^{0,6} \quad (3.55)$$

Bestimmung der Wärmeübergangszahl α nach Disconzi et. al.

Das Model nach DISCONZI ET. AL. [16] wurde auf der Purdue Conference 2012 veröffentlicht und ist damit eine der neuesten Veröffentlichungen zur Berechnung von Wärmeübergangszahlen in Kältekompressoren. Auf Basis von Simulationen wurden Näherungsformeln für die Wärmeübergangszahl definiert. Die Geometrien von Zylinder, Kolben und Ventilsystem entsprechen dabei jenen, wie sie in Haushaltskühlschränken vorkommen.

Die Nusselt Zahl wird nach DISCONZI ET. AL. wie folgt angeschrieben: [16, S.6]

$$\text{Nu} = a \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^c = \alpha \frac{D_{ZY}}{\lambda} \quad (3.56)$$

Für die Berechnung der Reynolds-Zahl werden folgende charakteristische Geschwindigkeiten verwendet: [16, S.6]

$$\bar{V}_p = c_m = 2 \cdot s \cdot f \quad (3.57)$$

$$V_C(t) = \frac{|\dot{m}(t)|}{\rho(t) A_{Zy}} \quad (3.58)$$

Die charakteristische Geschwindigkeit \bar{V}_p entspricht dabei der mittleren Kolbengeschwindigkeit und wird für die Berechnung der Reynolds-Zahl bei der Kompression und dem Ansaugen verwendet. Die charakteristische Geschwindigkeit $V_C(t)$ wird bei geöffneten Ventilen für die Berechnung der Reynolds-Zahl verwendet. $\dot{m}(t)$ bezeichnet dabei den Massenstrom durch das Saug- bzw. Druckventil. A_C ist die Querschnittsfläche des Zylinders.

$$A_{Zy} = \frac{D_{Zy}^2}{4} \pi \quad (3.59)$$

Die Wärmeübergangszahl α wird durch Umformung von Gleichung (3.56) erhalten:

$$\alpha = \frac{\lambda}{D_{Zy}} \cdot a \cdot \text{Re}^b \cdot \text{Pr}^c \quad (3.60)$$

Die Reynolds-Zahlen und Koeffizienten für die verschiedenen Phasen einer Kurbelwellenumdrehung können wie folgt ermittelt werden: [16, S.7]

Kompression

$$\text{Re} = \frac{\rho(t) D_{ZY} \bar{V}_p}{\eta(t)} \quad (3.61)$$

$$a = 0.08; b = 0.8; c = 0.6$$

Ausschieben

$$\text{Re} = \frac{\rho(t) D_{ZY} \left(\bar{V}_p + \bar{V}_p^{0.8} \cdot V_C(t)^{0.2} \right)}{\eta(t)} \quad (3.62)$$

$$a = 0.08; b = 0.8; c = 0.6$$

Expansion

$$\text{Re} = \frac{\rho(t) D_{ZY} \bar{V}_p}{\eta(t)} \quad (3.63)$$

$$a = 0.12; b = 0.8; c = 0.6$$

Ansaugen

$$\text{Re} = \frac{\rho(t) D_{ZY} \left(\bar{V}_p + 2 \cdot \bar{V}_p^{-0.4} \cdot V_C(t)^{1.4} \right)}{\eta(t)} \quad (3.64)$$

$$a = 0.08; b = 0.9; c = 0.6$$

Gegenüberstellung der Modelle

Tabelle 3.7 zeigt die auf Messungen von Secop Austria basierenden Temperaturen der Bauteile, welche den Kompressionsraum begrenzen. Für die Berechnung der Wärmeströme wurde angenommen, dass die Wandtemperaturen der Bauteile konstant sind.

Bauteil	Temperatur
	[°C]
Kolben	65
Zylinder	68
Ventilplatte	80

Tabelle 3.7: Bauteiltemperaturen am HXD55 Kompressor im ASHRAE-Verhältnis -23,3/ +45°C [46]

In den Abbildungen 3.13, 3.14 und 3.15 sind neben den jeweiligen Verläufen der betrachteten Größen auch die verschiedenen Phasen des Verdichtungsprozesses dargestellt. Die Modelle von Adair und Disconzi et. al. zeigen entsprechend ihren Fallunterscheidungen für die Berechnung der Wärmeübergangszahl an den Grenzen der jeweiligen Phasen Unstetigkeiten in den Verläufen. Des Weiteren sind beim Modell von Disconzi et. al. mehrfach Sprünge im Verlauf der Wärmeübergangszahl und dem Wärmestrom sichtbar. Diese treten dann auf, wenn die charakteristische Geschwindigkeit $V_C(t)$ beim Ansaugen und Ausschieben gegen Null geht, da der Massenstrom \dot{m} durch das Saug- bzw. Druckventil ebenfalls gegen Null geht (siehe Gleichung (3.58)). Die gegen Null gehenden Massenströme werden durch numerische Fehler bei der Berechnung hervorgerufen.

Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten verschiedener Modelle

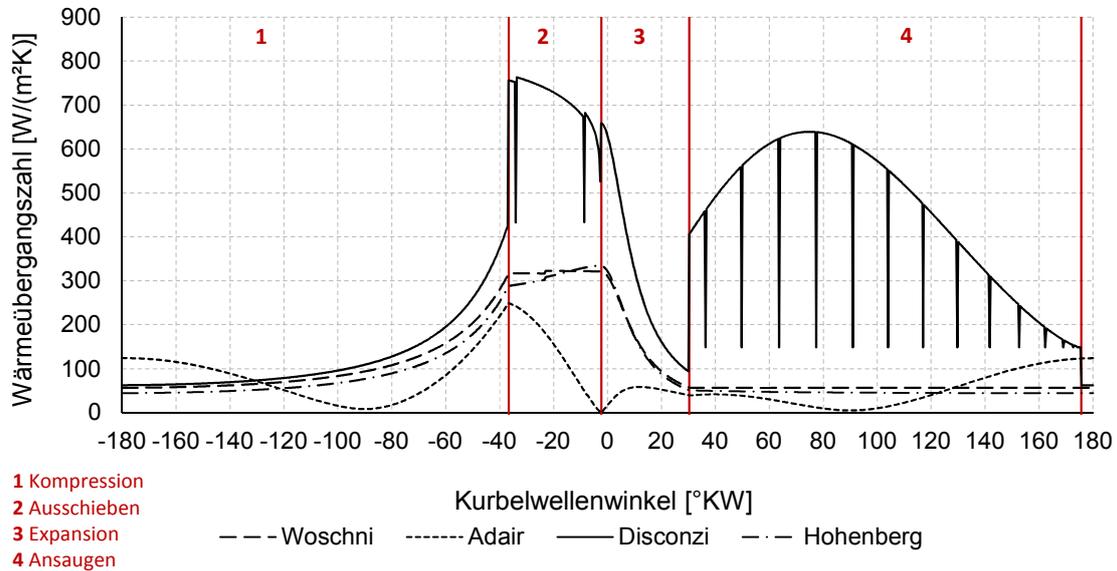


Abbildung 3.13: Vergleich der Wärmeübergangszahl $\alpha(t)$ verschiedener Wärmeübertragungsmodelle (Quelle: eigene Darstellung)

Vergleich der Wärmeströme verschiedener Modelle

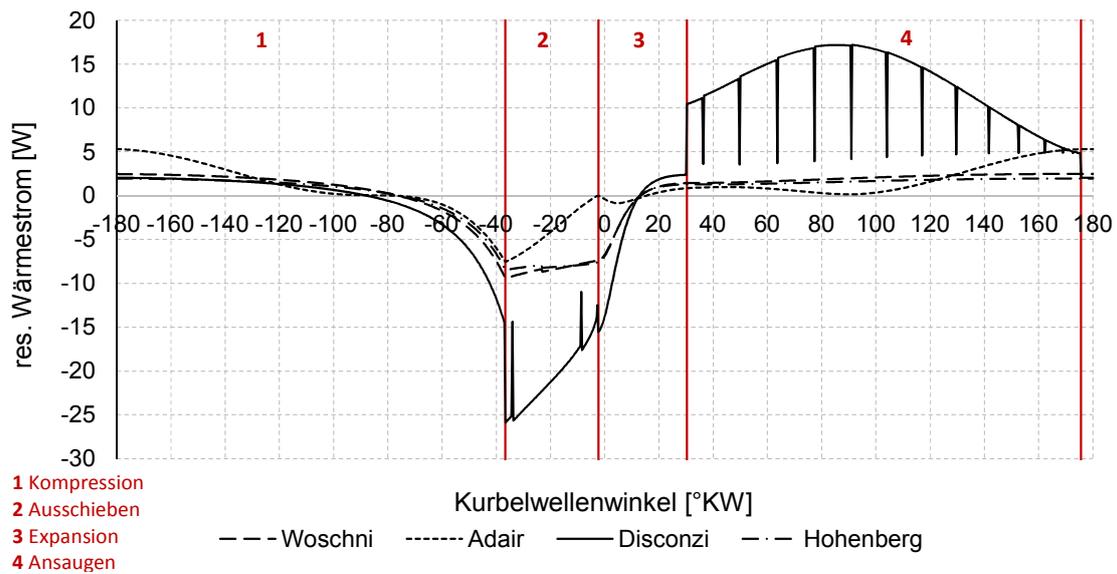


Abbildung 3.14: Vergleich des Wärmestroms $\dot{Q}(t)$ verschiedener Wärmeübertragungsmodelle

3 Theoretische Grundlagen

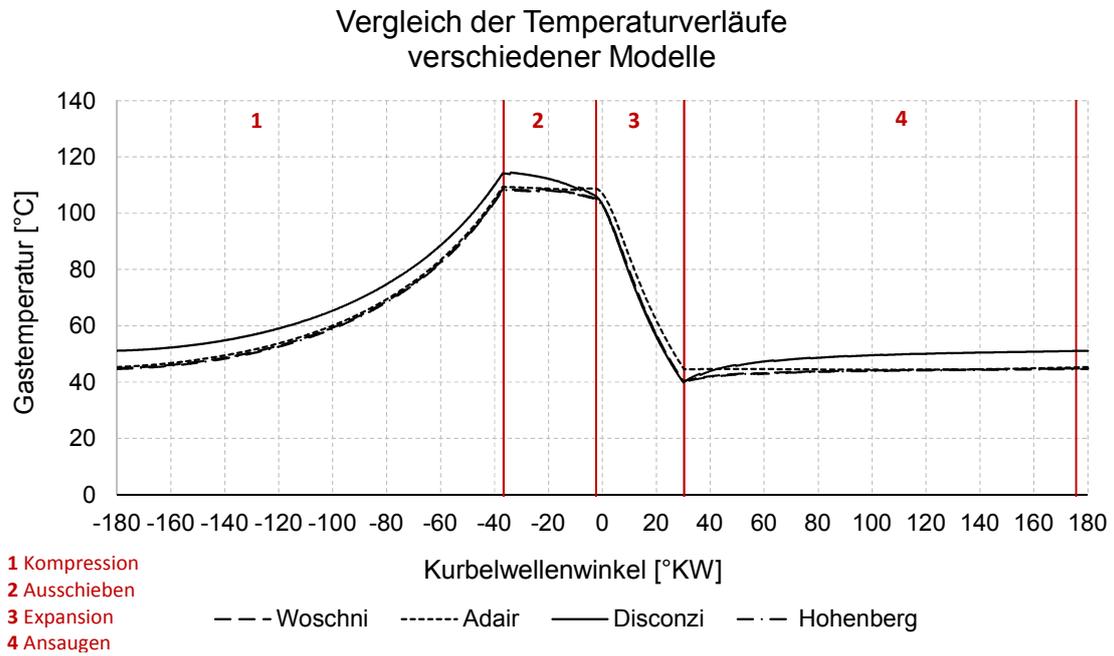


Abbildung 3.15: Vergleich des Temperaturverlaufs des Kältegas $T(t)$ verschiedener Wärmeübertragungsmodelle

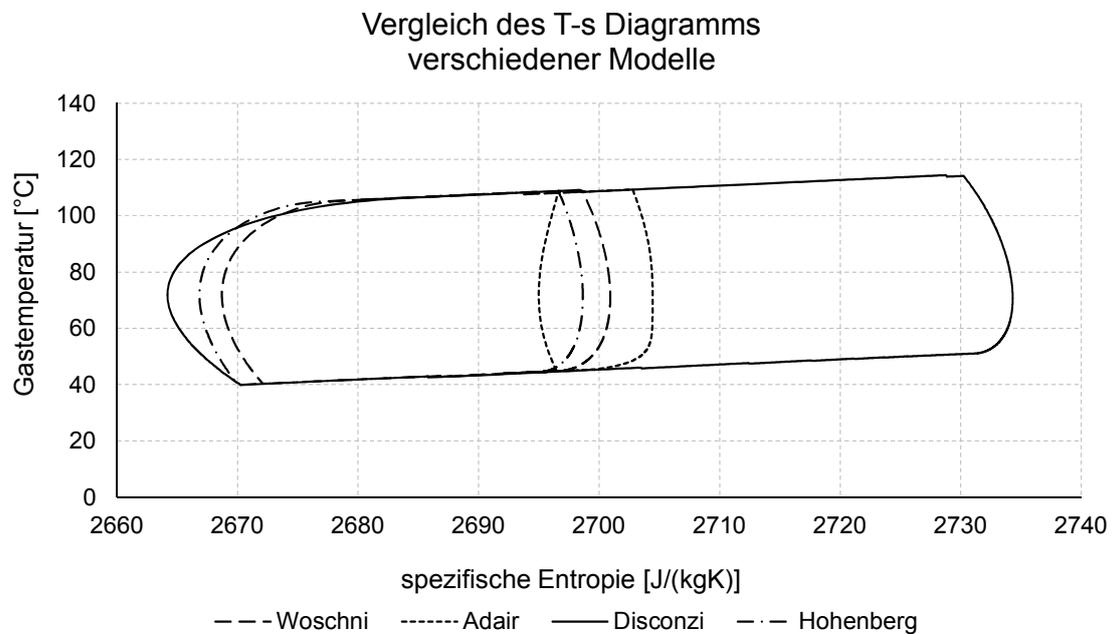


Abbildung 3.16: Vergleich der Prozessverläufe im T-s Diagramm verschiedener Wärmeübertragungsmodelle

Auswahl eines Modells zur Ermittlung der Wärmeübergangszahl

Basierend auf Messungen von Secop konnte die Temperatur des Sauggases vor dem Eintreten in den Zylinderraum ermittelt werden. Diese beträgt beim HXD55 Kompressor 44°C im ASHRAE-Verhältnis $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$. Diese Temperatur wurde auch für die oben durchgeführten Berechnungen zur Ermittlung der Verläufe in Abbildung 3.13, 3.14, 3.15 und 3.16 angenommen.

Die Kompressionsstarttemperatur konnte von Secop noch nicht durch Messungen festgestellt werden. Auf Basis von Abschätzungen wurde diese von den Experten bei Secop Austria mit 52°C im ASHRAE-Verhältnis $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$ beim HXD55 Kompressor abgeschätzt.

Abbildung 3.17 zeigt die Gastemperatur im Zylinderraum zwischen Ende des Ansaugvorgangs und Beginn der Kompression. Der Abbildung kann entnommen werden, dass das Wärmeübertragungsmodell von DISCONZI ET. AL. der Secop Austria Schätzung am nächsten kommt. Die Kompressionsstarttemperatur beträgt bei diesem Modell (mit den Bauteiltemperaturen aus Tabelle 3.7) $51,14^{\circ}\text{C}$ im ASHRAE-Verhältnis $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$. Dies entspricht einer absoluten Abweichung von $-2,86^{\circ}\text{C}$.

Für die weiteren Berechnungen in dieser Arbeit wird somit das Wärmeübertragungsmodell von DISCONZI ET. AL. ([16]) verwendet.

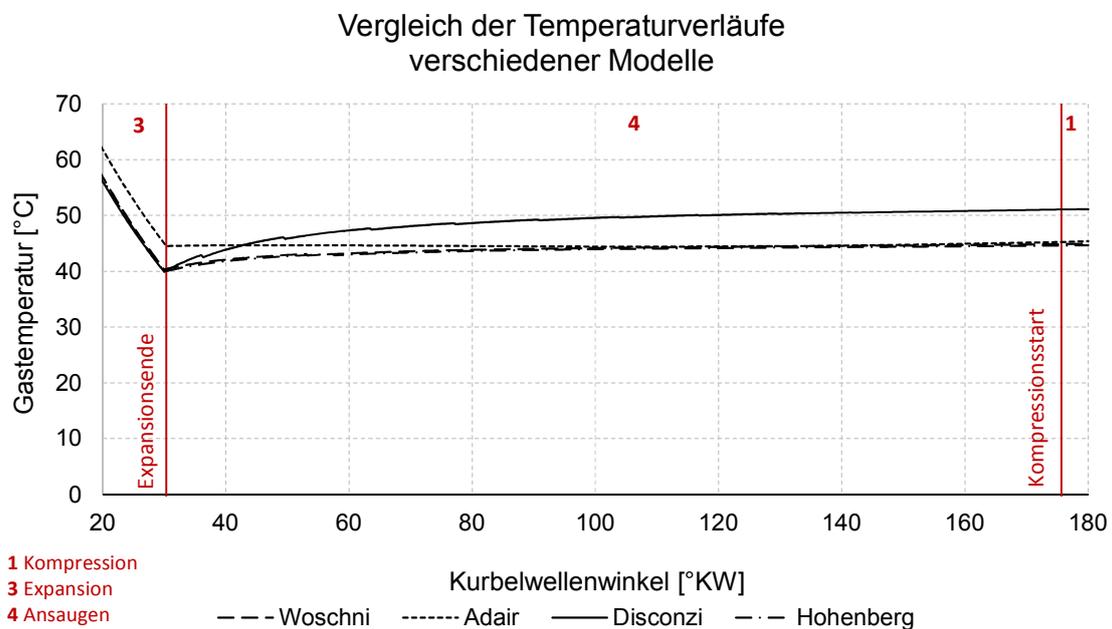


Abbildung 3.17: Gastemperaturverlauf bei Ansaugen und Kompressionsstart (Disconzi et. al. Wärmeübertragungsmodell)

3.1.10 Ablauf der Berechnung

Abbildung 3.18 zeigt den Programmablauf des erstellten Programms für die Berechnungen der Gaseigenschaften im Zylinderraum. Das Programm kann die Berechnungen sowohl mit realem Kältegas als auch mit perfektem Gas durchführen. Die Berechnung der Stoffwerte für das reale Gas erfolgt dabei mit einem von Secop Austria erstellten Skript ([44]), welches im Wesentlichen auf den Berechnungen von MIYAMOTO&WATANABE ([36]) basiert.

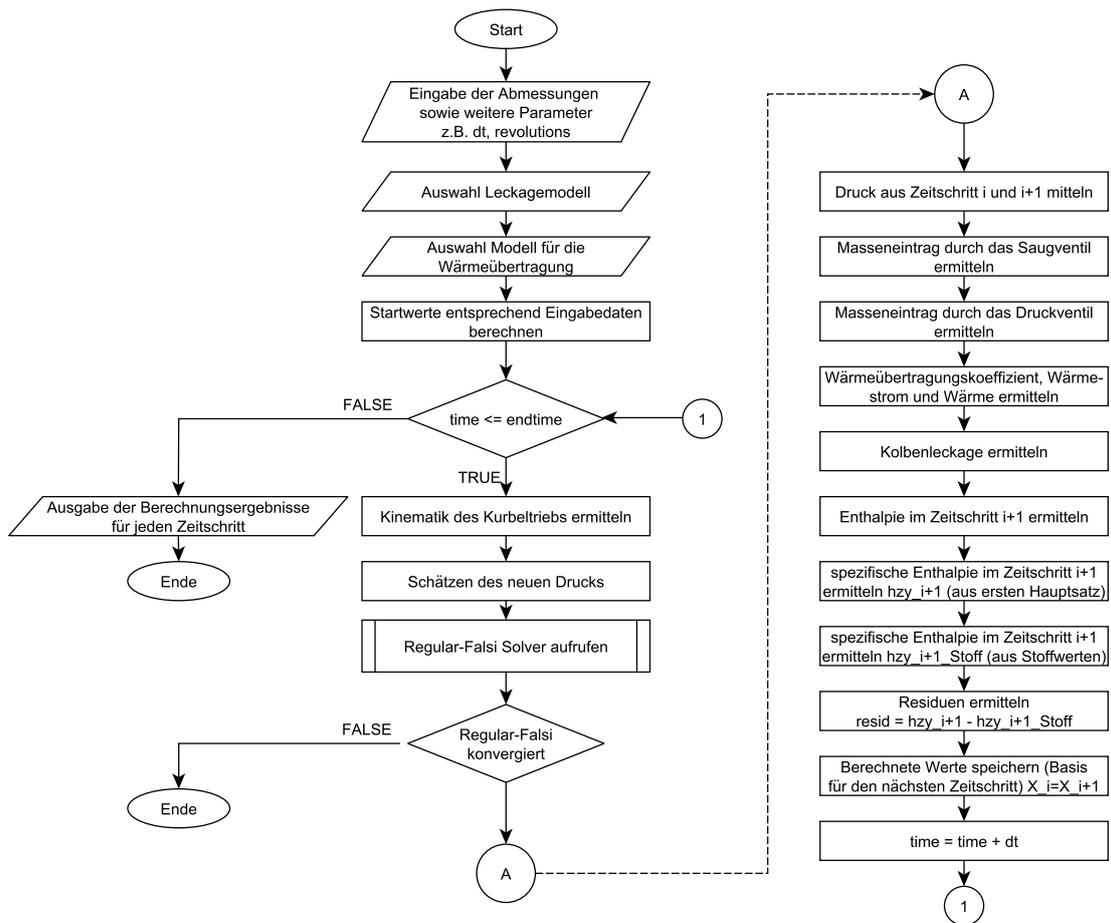


Abbildung 3.18: Berechnungsablauf

3.2 Mechanische und tribologische Grundlagen

3.2.1 Kinematik und Kinetik des Tauchkolben-Kurbeltriebs

Kennwerte des Tauchkolben-Kurbeltriebs

Im Folgenden werden einige Kennwerte aufgeführt, welche in dieser Arbeit verwendet werden.

Hub

$$s = x_{K_o}(\varphi_{OT}) - x_{K_o}(\varphi_{UT}) \quad (3.65)$$

Hubraum

$$V_h = s \frac{D_{Zy}^2}{4} \pi \quad (3.66)$$

Arbeitsraum

$$V = V_h + V_S \quad (3.67)$$

Schadraumverhältnis

$$\epsilon_0 = \frac{V_S}{V_h} \quad (3.68)$$

Theoretischer Volumenstrom

$$\dot{V}_{theo} = V_h \cdot n \quad (3.69)$$

Hub-Bohrungs-Verhältnis

$$C_H = \frac{s}{D_{Zy}} \quad (3.70)$$

Schubstangenverhältnis

$$\lambda_{Pl} = \frac{e_{KW}}{l_{Pl}} \quad (3.71)$$

Schränkungsverhältnis

$$\mu = \frac{v_{KW}}{l_{PL}} \quad (3.72)$$

Kinematik

Der Pleuelschwenkwinkel ψ lässt sich durch folgende Beziehung ermitteln:

$$\psi = \arcsin \left(\frac{e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw}}{l_{Pl}} \right) \quad (3.73)$$

$$\psi = \arcsin (\lambda_{Pl} \sin \varphi + \mu) \quad (3.74)$$

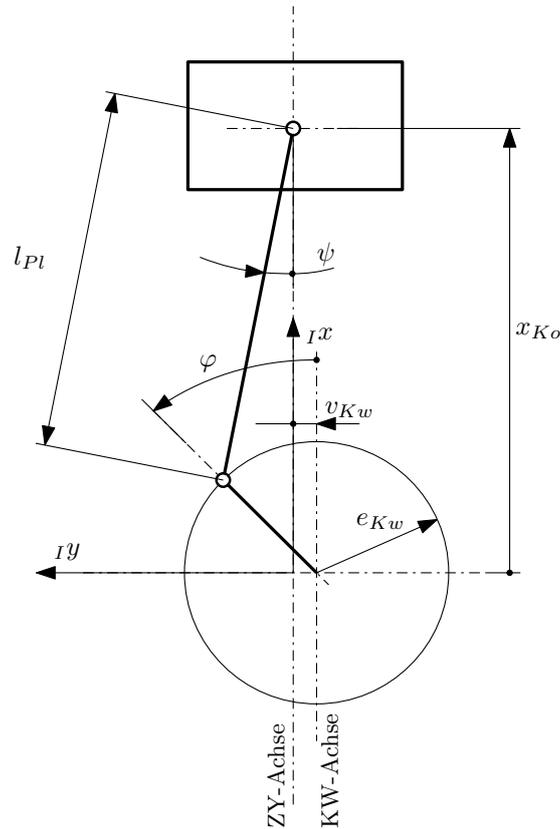


Abbildung 3.19: Relevante Abmessungen für die kinematischen Zusammenhänge

Die Winkelgeschwindigkeit des Pleuels $\dot{\psi}$ ermittelt sich durch Ableiten des Pleuelschwenkwinkels ψ nach der Zeit t :

$$\frac{d}{dt} \psi = \dot{\psi} = \frac{e_{Kw} \dot{\varphi} \cos \varphi}{l_{Pl} \sqrt{1 - \frac{(e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})^2}{l_{Pl}^2}}} \quad (3.75)$$

$$\frac{d}{dt} \psi = \dot{\psi} = \frac{\lambda_{Pl} \dot{\varphi} \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \sin \varphi + \mu)^2}} \quad (3.76)$$

Das Ableiten der Winkelgeschwindigkeit des Pleuels $\dot{\psi}$ nach der Zeit liefert die Winkelbeschleunigung $\ddot{\psi}$.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\dot{\psi} = \ddot{\psi} &= \frac{e_{Kw}^2 \dot{\varphi}^2 (\cos \varphi)^2 (e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})}{l_{Pl}^3 \left(1 - \frac{(e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})^2}{l_{Pl}^2}\right)^{\frac{3}{2}}} \\ &\quad - \frac{e_{Kw} \dot{\varphi}^2 \sin \varphi}{l_{Pl} \sqrt{1 - \frac{(e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})^2}{l_{Pl}^2}}} \\ &\quad + \frac{e_{Kw} \ddot{\varphi} \cos \varphi}{l_{Pl} \sqrt{1 - \frac{(e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})^2}{l_{Pl}^2}}} \end{aligned} \quad (3.77)$$

Bei konstanter Drehzahl der Kurbelwelle ($\rightarrow \ddot{\varphi} = 0$) vereinfacht sich die Winkelgeschwindigkeit zu:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\dot{\psi} = \ddot{\psi} &= \frac{e_{Kw}^2 \dot{\varphi}^2 (\cos \varphi)^2 (e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})}{l_{Pl}^3 \left(1 - \frac{(e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})^2}{l_{Pl}^2}\right)^{\frac{3}{2}}} \\ &\quad - \frac{e_{Kw} \dot{\varphi}^2 \sin \varphi}{l_{Pl} \sqrt{1 - \frac{(e_{Kw} \sin \varphi + v_{Kw})^2}{l_{Pl}^2}}} \end{aligned} \quad (3.78)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}\dot{\psi} = \ddot{\psi} &= \frac{\lambda_{Pl}^2 \dot{\varphi}^2 (\cos \varphi)^2 (\lambda_{Pl} \sin \varphi + \mu)}{\left(1 - (\lambda_{Pl} \sin \varphi + \mu)^2\right)^{\frac{3}{2}}} \\ &\quad - \frac{\lambda_{Pl} \dot{\varphi}^2 \sin \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \sin \varphi + \mu)^2}} \end{aligned} \quad (3.79)$$

Die Lage des Mittelpunkts der Kolbenbolzenbohrung x_{Ko} kann wie folgt formuliert werden:

$$x_{Ko} = e_{Kw} \cos \varphi + l_{Pl} \cos \psi \quad (3.80)$$

$$x_{Ko} = l_{Pl} (\lambda_{Pl} \cos \varphi + \cos \psi) \quad (3.81)$$

Die Kolbengeschwindigkeit \dot{x}_{Ko} bzw. die Kolbenbeschleunigung \ddot{x}_{Ko} werden wie folgt ermittelt:

$$\frac{d}{dt}x_{Ko} = \dot{x}_{Ko} = -e_{Kw} \dot{\varphi} \sin \varphi - l_{Pl} \dot{\psi} \sin \psi \quad (3.82)$$

$$\frac{d}{dt}\dot{x}_{Ko} = \ddot{x}_{Ko} = -e_{Kw} (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi) - l_{Pl} (\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) \quad (3.83)$$

Bei konstanter Drehzahl der Kurbelwelle vereinfacht sich die Formulierung der Kolbenbeschleunigung zu:

$$\frac{d}{dt}\dot{x}_{Ko} = \ddot{x}_{Ko} = -e_{Kw} (\dot{\varphi}^2 \cos \varphi) - l_{Pl} (\dot{\psi}^2 \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) \quad (3.84)$$

Aus den geometrischen Zusammenhängen am Kurbeltrieb lassen sich die Kurbelwellenstellungen am oberen Totpunkt (OT) (φ_{OT}) sowie am unteren Totpunkt (UT) (φ_{UT}) wie folgt ermitteln:

$$\varphi_{OT} = \arcsin \left(\frac{-v_{Kw}}{e_{Kw} + l_{Pl}} \right) \quad (3.85)$$

3 Theoretische Grundlagen

$$\varphi_{OT} = \arcsin \left(-\frac{\mu}{(\lambda_{PL} + 1)} \right) \quad (3.86)$$

$$\varphi_{UT} = \varphi_{OT} + \pi \quad (3.87)$$

Die Pleuelschwenkwinkel am oberen Totpunkt (ψ_{OT}) bzw. am unteren Totpunkt (ψ_{UT}) können mittels Gleichung (3.73) ermittelt werden.

Für manche Betrachtungen (z.B. die Ermittlung des Zylindervolumens bei einer bestimmten Kurbelwellenstellung) ist es sinnvoll, den Abstand des Kolbenbodens vom OT anzugeben. Die Lage des Kolbenbodens ermittelt sich mit folgender Gleichung:

$$x_{Ko-B} = e_{Kw} \cos \varphi + l_{PL} \cos \psi + l_{Ko-Kbb} \quad (3.88)$$

Die relative Position des Kolbens in x-Richtung zum oberer Totpunkt (OT) ergibt sich somit zu:

$$\begin{aligned} x_{Ko-OT_{rel}} &= x_{Ko-B}(\varphi_{OT}, \psi_{OT}) - x_{Ko-B} \\ &= e_{Kw} (\cos \varphi - \cos \varphi_{OT}) + l_{PL} (\cos \psi - \cos \psi_{OT}) \end{aligned} \quad (3.89)$$

Kinetik

Bei der Ermittlung der Lagerreaktionskräfte wurden folgende Vereinfachungen getroffen:

- Sämtliche Lager werden spielfrei und reibungsfrei angenommen.
- Alle Bauteile werden als unendlich steif angenommen.
- Die Masse der Bauteile wird in Massenpunkten zusammengeführt.

Der effektiv auf den Kolbenboden wirkende Druck errechnet sich aus der Differenz zwischen dem Zylinderinnendruck p_{ZY} und dem Druck im Innenraum des Kompressorgehäuses, welcher dem Saugdruck p_S entspricht.

$$p_{Diff} = p_{ZY} - p_S \quad (3.90)$$

Die im Mittelpunkt des Kolbenbodens angreifende Gaskraft F_{Gas} wird wie folgt ermittelt:

$$F_{Gas} = -p_{Diff} A_{Ko} \quad (3.91)$$

Die übliche Vorgehensweise zur Ermittlung der Massenkräfte von Kolben, Kolbenbolzen und Pleuel ist die Aufteilung in rotierende und oszillierende Massen (vgl. [21], [31], [20]). Die Pleuelmasse wird dabei auf zwei Punktmassen, welche in Kolbenbolzen- und Kurbelzapfenmitte liegen, aufgeteilt. Die Aufteilung wird so durchgeführt, dass die Lage des Schwerpunkts erhalten bleibt.

Die oszillierende Pleuelmasse $m_{Pl_{osz}}$ wird dabei wie folgt ermittelt:

$$m_{Pl_{osz}} = \frac{x_{Pl_S}}{l_{Pl}} m_{Pl} \quad (3.92)$$

Für die rotierende Pleuelmasse gilt:

$$m_{Pl_{rot}} = m_{Pl} - m_{Pl_{osz}} \quad (3.93)$$

Diese Zweipunktaufteilung stellt nur eine gute Näherung dar, da das Trägheitsmoment um die z-Achse nicht erhalten bleibt. Eine Abhilfe würde die sogenannte Dreipunktaufteilung bringen, bei der das Trägheitsmoment vollständig erhalten bleibt [20].

Die oszillierend wirkende Masse am Kurbeltrieb ermittelt sich aus der Summe der Kolben-, Kolbenbolzen- und der oszillierenden Pleuelmasse.

$$m_{osz} = m_{Ko} + m_{Kbb} + m_{Pl_{osz}} \quad (3.94)$$

Die oszillierende Massenkraft ermittelt sich wie folgt:

$$F_{osz} = m_{osz} \cdot \ddot{x}_{Ko} \quad (3.95)$$

Die Reaktionskraft des Pleuels lässt sich am Kolben unter Verwendung des Schwerpunktsatzes ermitteln:

$$m_{osz} \cdot \ddot{x}_{Ko} = \sum F_x$$

$$F_{osz} = F_{Pl} - F_{Gas}$$

3 Theoretische Grundlagen

$$F_{Pl} = F_{osz} + F_{Gas} \quad (3.96)$$

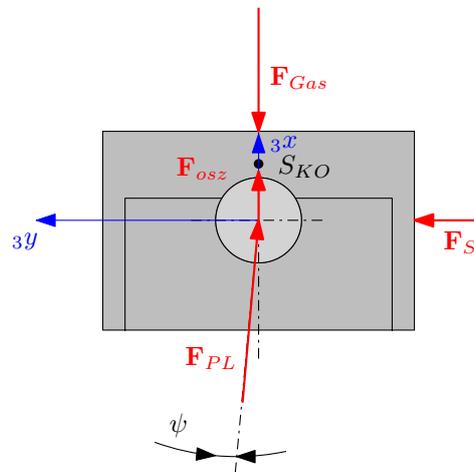


Abbildung 3.20: Kräfte auf den Pleuellagerzapfen

Auf den Pleuellagerzapfen wirkt, wie in Abbildung 3.21 dargestellt, neben der Kraft im Pleuellager F_{PL} auch die rotatorische Pleuellagerkraft F_{PLrot} . Die Kraft auf den Pleuellagerzapfen kann durch vektorielle Addition ermittelt werden.

$$F_{KWZ} = F_{Pl} + F_{Plrot} \quad (3.97)$$

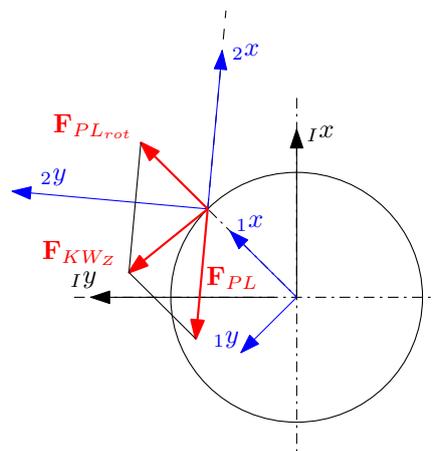


Abbildung 3.21: Kraft auf den Pleuellagerzapfen

Die Pleuellager der Pleuellager werden durch die parallel in den Pleuellagermittelpunkt verschobene Pleuellagerkraft F_{KWZ} sowie durch die rotierenden Massen der Pleuellager belastet. Die rotierenden Pleuellagermassenkräfte entstehen dabei durch die Pleuellagerzapfenmasse m_{KWZ} sowie die Masse des Ausgleichsgewichts m_{KWAGW} .

Die resultierende, die Hauptlager belastende Lagerkraft F_{HL} kann wiederum durch vektorielle Addition der oben genannten Kräfte ermittelt werden.

$$F_{Kw_{rot}} = F_{Kw_{Z-rot}} + F_{Kw_{GGW-rot}} \quad (3.98)$$

$$F_{HL} = F_{KWZ} + F_{Kw_{rot}} \quad (3.99)$$

Die Lagerkräfte des oberen und unteren Hauptlagers (F_{oHL} , F_{uHL}) können über das

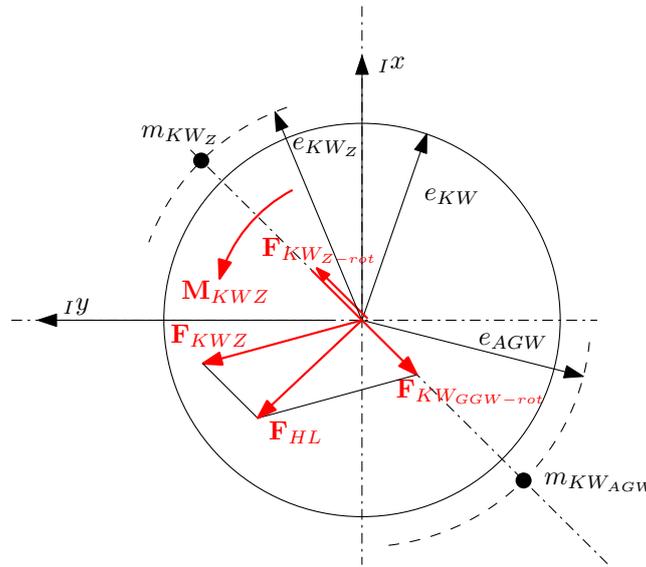


Abbildung 3.22: Die Hauptlager belastende Lagerkraft

Kräfte- und Momentengleichgewicht an der Kurbelwelle ermittelt werden.

$$F_{uHL} = F_{HL} \cdot \frac{z_{Z/oHL}}{z_{oHL/uHL}} \quad (3.100)$$

$$F_{oHL} = F_{HL} + F_{uHL} \quad (3.101)$$

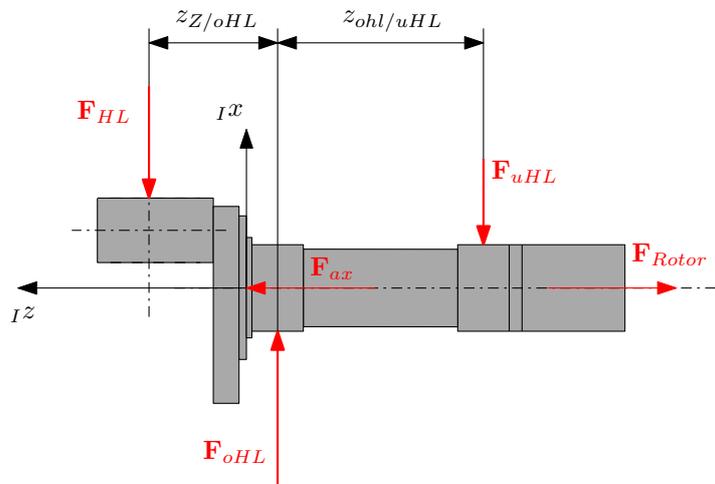


Abbildung 3.23: Kräfte an den Hauptlagern

3 Theoretische Grundlagen

Die auf das Axiallager wirkende Axialkraft entspricht der Summe aus Gewichtskraft von Rotor und Kurbelwelle.

$$F_{ax} = F_{Rotor} + F_{KW} = g \cdot (m_{Rotor} + m_{KW}) \quad (3.102)$$

3.2.2 Grundlagen der Reibung und Schmierung

Reibung

Nach [5, S.12] unterscheidet man zwischen den *Reibungsarten*

1. Rollreibung
2. Gleitreibung
3. Bohrreibung

und den *Reibungszuständen* [5, S.13]

1. Festkörperreibung FKR (Trockenreibung)
2. Haftschichtreibung HSR
3. Flüssigkeitsreibung FLR (auch Gasreibung)
4. Mischreibung

Unter realen Bedingungen liegen die oben genannten Reibungszustände in der Regel nicht unabhängig voneinander vor, sondern gehen oft ineinander über [5, S.13].

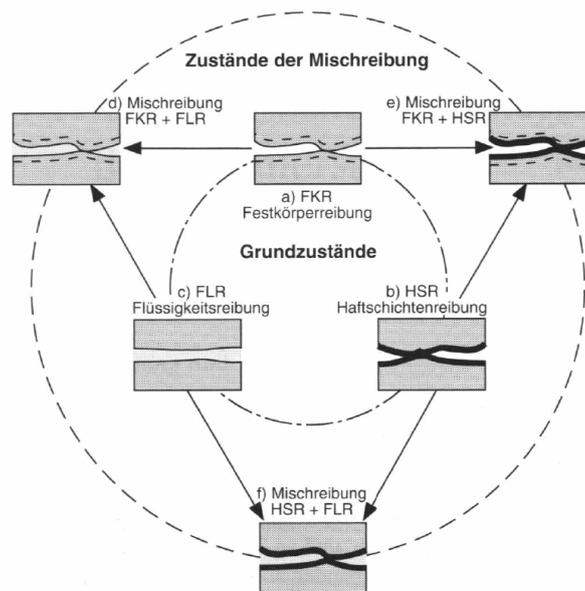


Abbildung 3.24: Reibzustände [5, S.12]

Die Betriebszustände von Gleitlagern können dem nach Stribeck benannten Diagramm (siehe Abbildung 3.25) entnommen werden. Bei langsamen Gleitgeschwindigkeiten treten bei hydrodynamischen Gleitlagern hohe Reibkoeffizienten durch Festkörperreibung auf, welche zu Verschleiß führen. Die geringste Reibung tritt im Bereich der Mischkörperreibung auf. Diese führt, wenn Gleitlager lange in diesem Bereich betrieben werden, ebenfalls zu Verschleiß. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit gelangt man in den Bereich der Flüssigkeitsreibung. Der Übergang von Mischkörperreibung in den Bereich der Festkörperreibung wird als *Ausklirnpunkt* bezeichnet. Bei der Flüssigkeitsreibung treten ebenfalls erhöhte Reibkoeffizienten im Vergleich zur Mischreibung auf, welche durch die Scherspannungen im Schmierfilm hervorgerufen werden. [37, S.631ff]

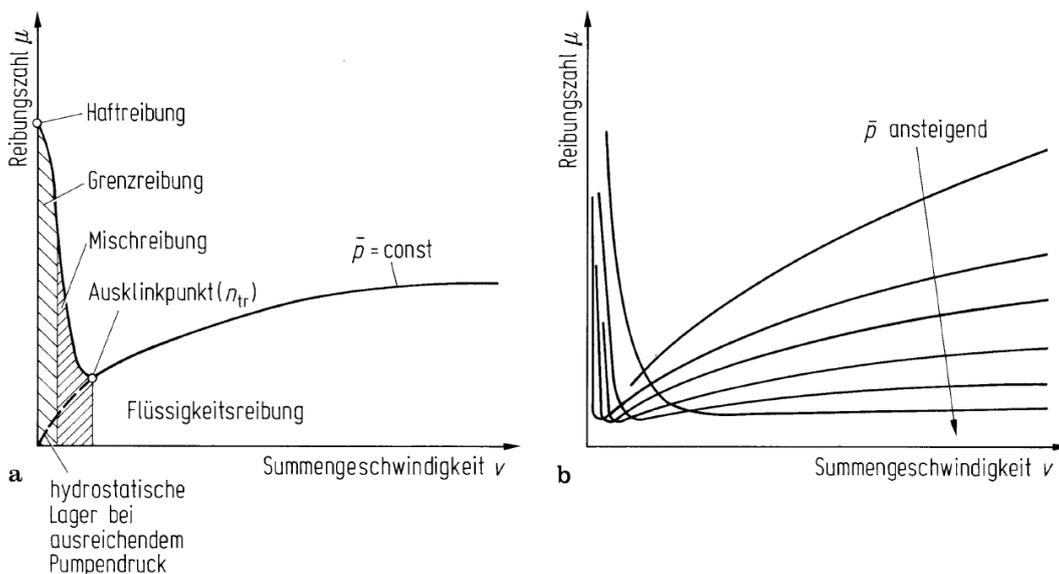


Abbildung 3.25: Stribeck Diagramm für a) Reibungszustände allgemein und b) bei unterschiedlicher Belastung [37, S.631]

Kältekompressoren für Haushaltsgeräte haben eine Lebensdauer von ca. 15 Jahren bei einer Einschaltzeit von 30 – 50%. Es ist daher einleuchtend, dass sämtliche Lager hauptsächlich im Bereich der Flüssigkeitsreibung betrieben werden. Basierend auf Erkenntnissen der Secop Austria kommt es, vor allem in den ersten Betriebsstunden des Kompressors, zu Mischreibung, bei der sich die Geometrie der Bauteile zueinander „einstellen“. Infolgedessen wird das Phänomen der Flüssigkeitsreibung und Mischkörperreibung in dieser Arbeit näher behandelt als der Reibungszustand Festkörperreibung bzw. Haftschichtreibung.

Viskosität

Als Viskosität wird die Zähigkeit von Flüssigkeiten bezeichnet. Sie ist ein Maß für die innere Reibung von Fluiden. Eine hohe Viskosität entspricht einem hohen Widerstand, welcher zum Verschieben von Schichten innerhalb eines Stoffes überwunden werden muss.

Für die Berechnung der Reibleistung in Lagern wird die *dynamische Viskosität* η benutzt, welche die Einheit $\frac{N \cdot s}{m^2}$ besitzt. Die dynamische Viskosität beschreibt den Widerstand gegen das Verschieben der Schichten.

Die *kinematische Viskosität* ν repräsentiert das Fließvermögen von Fluiden. Die Einheit der kinematischen Viskosität ist $\frac{m^2}{s}$. [5, S.22]

Die dynamische Viskosität und die kinematische Viskosität hängen wie folgt zusammen:

$$\eta = \nu \cdot \rho \tag{3.103}$$

Bei Kältekompressoren ist Kältegas innerhalb des Gehäuses mit einem Druck, der im Wesentlichen dem Ansaugdruck p_{saug} entspricht, vorhanden. Des Weiteren befindet sich im Gehäuse auch das Öl, das für die Schmierung der Lagerstellen des Kältekompressors vonnöten ist. In Abhängigkeit des herrschenden Drucks wird eine gewisse Gasmenge im Öl gelöst, wodurch sich die Ölviskosität verringert. Die Viskosität des Öls nimmt mit steigender Temperatur ab. Abbildung 3.26 und 3.27 zeigen den Verlauf der Ölviskosität in Abhängigkeit von Gasdruck und Temperatur im Gleichgewichtszustand.

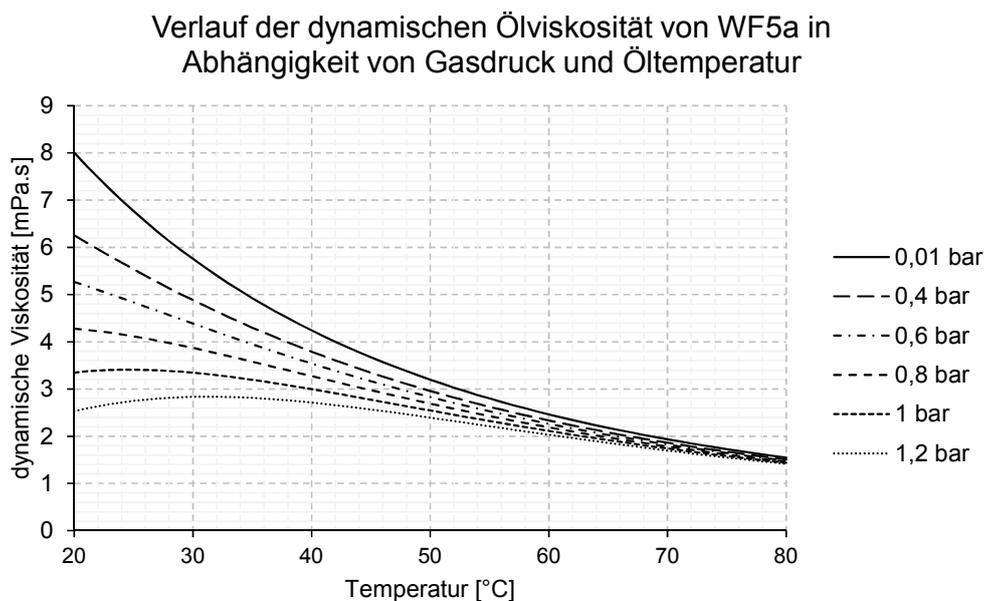
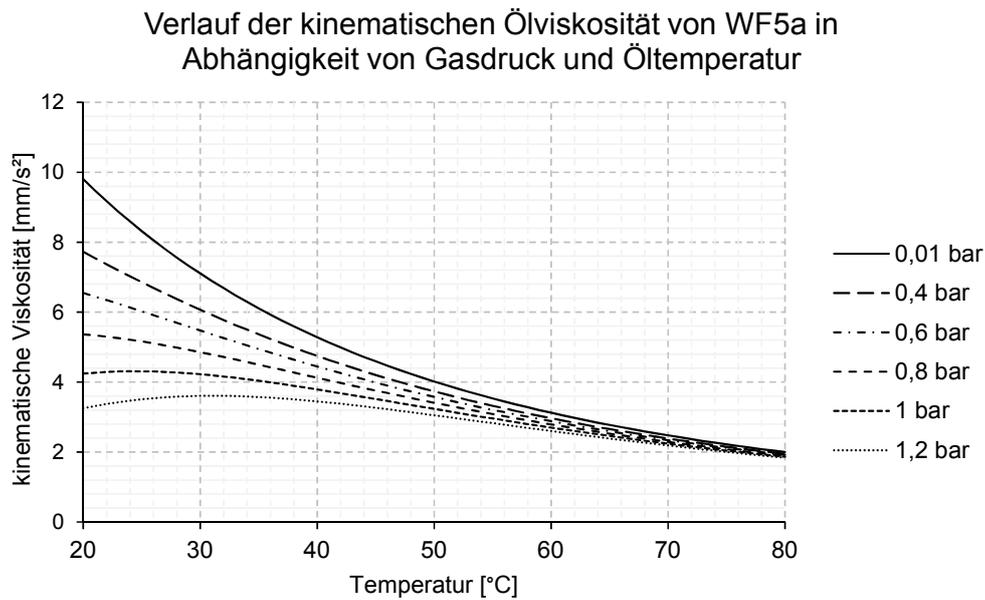


Abbildung 3.26: Verlauf der dynamischen Ölviskosität η in Abhängigkeit von Gasdruck und Temperatur

Abbildung 3.27: Verlauf der kinematischen Ölviskosität ν in Abhängigkeit von Gasdruck und Temperatur

3.2.3 Reibungsverluste von Radialgleitlagern

Vereinfachte Reibungsberechnung

Eine vereinfachte Art der Reibungsberechnung für Radialgleitlager kann über die Annahme eines *idealen, (nahezu) unbelasteten Radialgleitlagers* durchgeführt werden. Dabei wird angenommen, dass die Welle konzentrisch in der Buchse läuft und eine drucklose, laminare Strömung im Lagerspalt vorliegt. Der Abfluss von Schmiermittel wird bei dieser Betrachtung vernachlässigt. [37, S.639]

Für die Beschreibung wurde die Sommerfeldzahl S_o als Kehrwert für die Beschreibung der hydrodynamischen Tragfähigkeit von Radialgleitlagern wie folgt definiert:

$$S_o = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\omega \cdot \eta} \quad (3.104)$$

Die mittlere Flächenpressung \bar{p} wird aus der am Gleitlager angreifenden Radialkraft F sowie der projizierten Fläche des Gleitlagers ermittelt:

$$\bar{p} = \frac{F}{b \cdot d} \quad (3.105)$$

Das relative Lagerspiel ψ wird wie folgt ermittelt:

$$\psi = \frac{D - d}{D} \quad (3.106)$$

3 Theoretische Grundlagen

Des Weiteren wird für die Ermittlung der Sommerfeldzahl die resultierende Winkelgeschwindigkeit von Gleitlagerschale und Welle ω sowie die Viskosität des Schmierstoffs η benötigt.

Mit Hilfe der oben definierten Sommerfeldzahl kann nun über folgenden Zusammenhang der Reibungskoeffizient laut PETROFF ermittelt werden:

$$\frac{\mu}{\psi} = \frac{\pi}{S_o} \quad (3.107)$$

Die oben beschriebenen Gleichungen gelten streng genommen nur für niedrig belastete oder schnell laufende Gleitlager, also für $S_o \ll 1$ [37, S.640].

VOGELPOHL wertete in [52] zahlreiche Versuche und Rechenergebnisse zur Gleitlagerreibung aus und definierte folgende Näherungsformeln für die Reibkoeffizienten: [52, S.62]

Schnelllaufbereich $S_o < 1$

$$\mu = \psi \frac{3}{S_o} \quad (3.108)$$

Schwerlastbereich $S_o > 1$

$$\mu = \psi \frac{3}{\sqrt{S_o}} \quad (3.109)$$

Die Reibleistung, welche zum Überwinden des Reibungswiderstandes aufgewendet werden muss, ergibt sich aus Produkt der Reibkraft und der Gleitgeschwindigkeit v .

$$P_R = \mu \cdot F_N \cdot v \quad (3.110)$$

Die Reibleistung von Gleitlagern lässt sich unter Verwendung von Gleichung (3.104), (3.108), (3.109) und (3.110) somit wie folgt abschätzen:

Schnelllaufbereich $S_o < 1$

$$P_{R_{fluid}} = \frac{3\psi}{F \cdot \psi^2} \cdot b \cdot d \cdot \omega \cdot \eta \cdot F \cdot \omega \cdot r = \frac{6}{\psi} \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \eta \cdot b \quad (3.111)$$

Schwerlastbereich $S_o > 1$

$$P_{R_{fluid}} = \frac{3\psi}{\sqrt{\frac{F \cdot \psi^2}{b \cdot d \cdot \omega \cdot \eta}}} \cdot F \cdot \omega \cdot r = 3 \cdot r \cdot \omega \sqrt{2 \cdot F \cdot r \cdot \omega \cdot \eta \cdot b} \quad (3.112)$$

Reales, instationär belastetes Gleitlager

Bei Gleitlagern, wie sie in verschiedensten Kolbenmaschinen verwendet werden, herrschen im Allgemeinen zeitlich wechselnde Belastungen [37, S.635]. Diese wechselnden Belastungen können aufgrund der Änderung des angreifenden Kraftvektors (Lage sowie Größe) als auch durch eine Änderung der Winkelgeschwindigkeit hervorgerufen werden. Die Welle nimmt, im Gegensatz zum statisch belasteten Gleitlager, keine fixe Position innerhalb der Schale ein, sondern verändert seine Position in Folge der wechselnden Belastung. [5, S.105]

3.2.4 Reibungsverluste von Lineargleitlagern, Kolbenreibung

Entsprechend der kinematischen Zusammenhänge am Kurbeltrieb führt der Kolben eine lineare Bewegung aus, bei der die Kolbengeschwindigkeit in Abhängigkeit der Kurbelwellenstellung variiert. Entsprechend dem Stribeck-Diagramm (Abbildung 3.25) werden daher verschiedene Reibungszustände (bei optimaler Auslegung vor allem Mischkörper- und Flüssigkeitsreibung) durchlaufen. Auch der Delta Kolben läuft manchmal im Mischreibungsbereich, wie der in Abbildung 3.28 dargestellte Kolben zeigt.

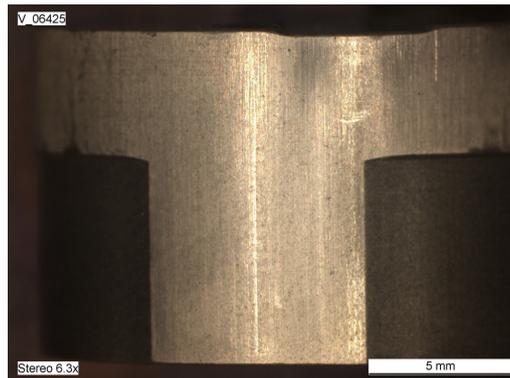


Abbildung 3.28: Steg des Delta Kolbens mit Verschleißspuren nach einem Verschleißtest

Berechnung der Flüssigkeitsreibung

Abbildung 3.29 zeigt die Situation des Schmierfilms im Spalt zwischen Kolben und Zylinder. Aufgrund der Kolbenbewegung wird eine Schleppströmung (Couette-Strömung) hervorgerufen. Hinter dem Kolben herrscht der Druck p_1 (Saugdruck), während am Kolbenboden der Zylinderdruck p_2 anliegt. Diese Druckdifferenz ruft eine Druckströmung (Poiseuille-Strömung) hervor. Durch Lösen der Navier-Stokesschen Gleichungen (unter Annahme einer entwickelten, rotationssymmetrischen, laminaren Strömung unter Vernachlässigung der Volumenkräfte) kann die Geschwindigkeit sowie deren Ableitung nach der y -Richtung erhalten werden:

$$u(y) = u_{Ko} \frac{y}{h} - \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \frac{h^2}{2} \left[\frac{y}{h} - \left(\frac{y}{h} \right)^2 \right] \quad (3.113)$$

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \left(y - \frac{h}{2} \right) + \frac{u_{Ko}}{h} \quad (3.114)$$

3 Theoretische Grundlagen

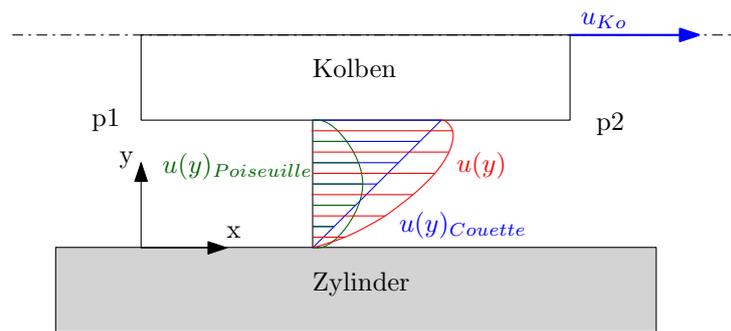


Abbildung 3.29: Reine Schleppestromung am Kolbenmantel

Für Newton'sche Fluide können die Schubspannungen wie folgt ermittelt werden [47, S.15]:

$$\tau(y) = \eta \frac{du}{dy} \quad (3.115)$$

Für die Reibkraft infolge der Fluidreibung gilt wiederum:

$$F_R = \tau(h) \cdot A_{K0} \quad (3.116)$$

Abbildung 3.30 zeigt den Verlauf der Schubspannungen in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels für einen Spalt von $2\mu m$. Die Schubspannungen infolge der Druckströmung sind um ein Vielfaches kleiner als die Schubspannungen infolge der Scherströmung. Die Reibkraft der Flüssigkeitsreibung wird in dieser Arbeit somit wie folgt ermittelt:

$$F_{R_{fluid}} = \eta \frac{u_{K0}}{h} \cdot A_{K0} \quad (3.117)$$

Die Leistung der Flüssigkeitsreibung $P_{R_{fluid}}$ ermittelt sich schließlich mit Gleichung (3.110) zu:

$$P_{R_{fluid}} = \eta \frac{u_{K0}^2}{h} \cdot A_{K0} A \quad (3.118)$$

Scherspannungen am Kolbenmantel (Spalt $2\mu\text{m}$ / ASHRAE $-23,3/+45^\circ\text{C}$)

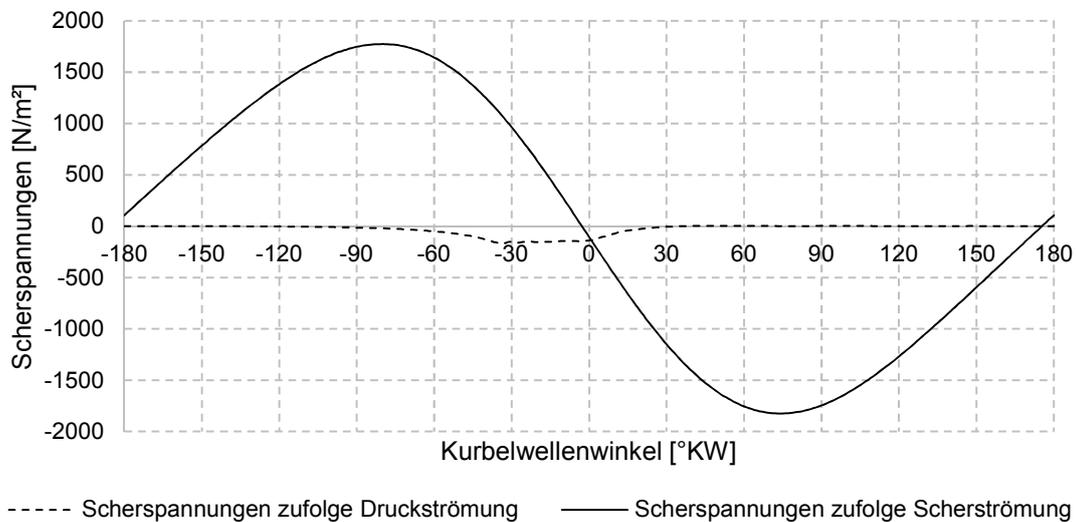


Abbildung 3.30: Verlauf der Schubspannungen am Kolben

Berechnung der Festkörperreibung

Wie bereits beschrieben, tritt am Kolben neben der Flüssigkeitsreibung auch Mischreibung auf. Weiters entstehen im realen Betrieb aufgrund eines nicht optimalen Kolbenlaufs zusätzliche Reibungsverluste, welche nur durch hohen Aufwand rechnerisch ermittelt werden können. Diese Reibungsverluste werden in dieser Arbeit durch eine Reibkraft berücksichtigt, welche zufolge Columb'scher Reibung entsteht.

$$F_{R_{Fest}} = \mu F_S \quad (3.119)$$

Die Leistung der Festkörperreibung $P_{R_{fest}}$ ermittelt sich schließlich mit Gleichung (3.110).

Berechnung der Mischreibung

Die resultierende Reibkraft in einem Gleitlager setzt sich nach [52, S.69] aus der Reibkraft zufolge der Flüssigkeitsreibung (nach Gleichung (3.117)) sowie der Reibkraft zufolge der Festkörperreibung (Gleichung (3.119)) zusammen:

$$F_R = F_{R_{Fest}} + F_{R_{Fluid}} \quad (3.120)$$

Die Berechnung der Verlustleistung kann näherungsweise wie folgt ermittelt werden:

$$P_R = P_{R_{Fest}} + P_{R_{Fluid}} \quad (3.121)$$

3.2.5 Reibungsverluste von Wälzlagern

Das Reibmoment M_R von Wälzlagern setzt sich aus einem lastabhängigen Reibmoment M_1 sowie dem lastunabhängigen Reibmoment M_0 zusammen. Das lastunabhängige, drehzahlabhängige Reibmoment M_0 entsteht zufolge der Reibung der Wälzkörper in den Käfigen, der Reibung des Käfigs an seinen Führungsflächen und der Schmierstoffreibung. Das lastabhängige Reibmoment M_1 wird durch die Rollreibung der Wälzkörper hervorgerufen. [22, S.199ff]

Basierend auf Versuchsergebnissen wurde folgender Ansatz für die Ermittlung des lastunabhängigen, drehzahlabhängigen Reibmoments ermittelt: [28, S.55]

$$M_0 = f_0 \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \cdot 10^{-7} \quad (3.122)$$

In der oben angeführten Gleichung beschreiben n die Drehzahl in min^{-1} , ν die kinematische Viskosität des Schmiermittels in $\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$ und d_m den mittleren Lagerdurchmesser in mm . Der dimensionslose Lagerbeiwert für das drehzahlabhängige Reibmoment f_0 berücksichtigt die Bauform des Wälzlagers sowie die Art der Schmierung und ist den entsprechenden Tabellen der Lagerhersteller zu entnehmen.

Die Berechnung des lastabhängigen Reibmoments M_1 erfolgt ebenfalls durch empirisch gefundene Beziehungen. Laut [22, S.201] gilt folgender Ansatz:

$$M_1 = \mu_1 \cdot f_1 \cdot F \cdot \frac{d_m}{2} \quad (3.123)$$

μ_1 beschreibt den von der Belastung und der Lagerbauart abhängigen dimensionslosen Reibungskoeffizienten. Der dimensionslose Beiwert f_1 berücksichtigt die Lastrichtung. Die resultierende Lagerbelastung $F = \sqrt{F_r^2 + F_{ax}^2}$ ist in N einzusetzen. Der mittlere Lagerdurchmesser d_m ist in mm einzusetzen.

Für axiale Rillenkugellager ist der Beiwert $f_1=1$ einzusetzen. Der Reibungskoeffizient kann durch folgende Gleichung ermittelt werden.

$$\mu_1 = 0,0015 \left(\frac{F}{C_0} \right)^{1/3} \quad (3.124)$$

3.3 Grundlagen des methodischen Vorgehens

Dieser Abschnitt widmet sich der Beschreibung der verschiedenen Denk- und Vorgehensmodelle, die in dieser Arbeit verwendet wurden. Begonnen wird mit einer Zusammenfassung des Systems Engineering Modells, welches als grundlegendes Vorgehensmodell für diese Arbeit gewählt wurde. Weiters werden Grundlagen zu der Beschreibung und Analyse von Funktionen und den verwendeten Kreativitätstechniken erläutert. Die genutzten TRIZ-Werkzeuge und der Morphologische Kasten runden die theoretischen Erläuterungen ab.

3.3.1 Systems Engineering

Der Ausgangspunkt für die Anwendung des SE-Modells ist ein Problem, welches eine Abweichung des IST-Zustandes zu einem SOLL-Zustand darstellt. Um Probleme zu lösen, sind mehrere Komponenten, wie Fachwissen, Erfahrung, Situationskenntnis, ect. vonnöten, welche von unterschiedlichen Einflussfaktoren und Wertvorstellungen beeinflusst werden. Das Anwenden der SE-Methodik soll dabei behilflich sein, die strukturierte Lösungssuche bei komplexen Problemstellungen zu unterstützen, und helfen, das Zusammenspiel der Komponenten in wirkungsvoller Weise zu unterstützen.[26, S.XVIII]

Auf eine knappe Formel gebracht, soll Systems Engineering (SE) als eine auf bestimmten Denkmodellen und Grundprinzipien beruhende Wegleitung zur zweckmäßigen und zielgerichteten Gestaltung komplexer Systeme betrachtet werden.
[26, S.XVIII]

Die Komponenten des Systems Engineering

Den Kern des SE-Modells stellt der *Problemlösungsprozess* dar, welcher die Komponenten *Systemgestaltung* und *Projektmanagement* enthält. Die Systemgestaltung beinhaltet die operative Arbeit der Lösungssuche, deren Organisation und Koordination durch Elemente des Projektmanagements unterstützt werden. Die SE-Philosophie unterstützt den Problemlösungsprozess durch das *Systemdenken* und ein generelles *Vorgehensmodell* als Leitfaden zur Problemlösung. [26, S.XX]

3 Theoretische Grundlagen

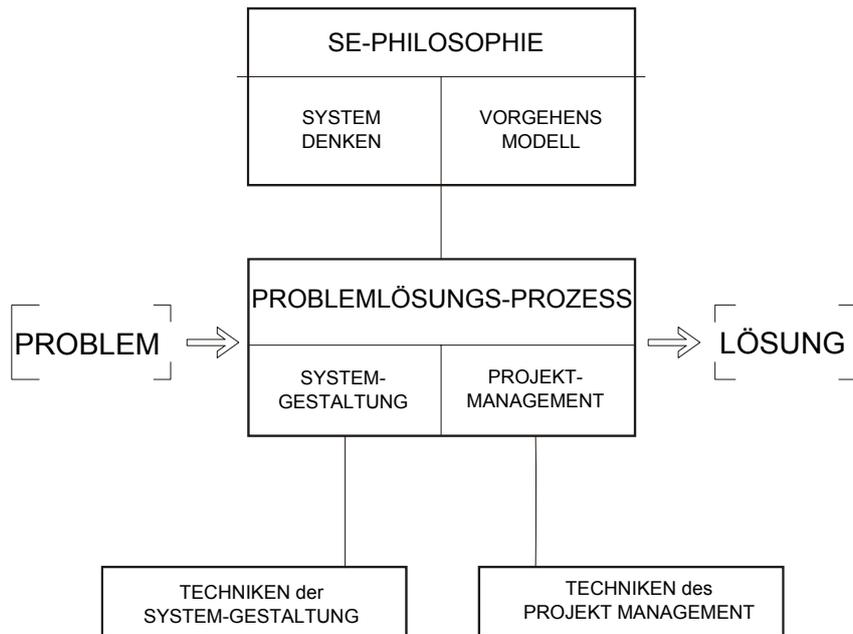


Abbildung 3.31: Komponenten des SE ([25, S.1-4]) - modifiziert

Das Systemdenken

Das Systemdenken soll es ermöglichen, dass komplexe Erscheinungen besser verstanden und gestaltet werden können [26, S.4]. Systeme bestehen aus *Elementen*, welche ebenfalls Systeme sein können, welche untereinander durch *Beziehungen* verbunden sind [26, S.5].

Die Abgrenzung zwischen dem System und seiner Umwelt wird als *Systemgrenze* bezeichnet. Die Systemgrenze ist im Wesentlichen eine rein gedankliche Grenze, welche nicht physisch sichtbar sein muss. Als *Umwelt* werden Systeme (sogenannte *Umsysteme*) oder Elemente bezeichnet, die das betrachtete System beeinflussen, jedoch nicht innerhalb der Systemgrenzen liegen. Charakteristisch für ein System ist, dass innerhalb der Systemgrenze ein größeres Maß an Beziehungen zwischen den Elementen besteht als zwischen Umwelt und dem System. [26, S.6]

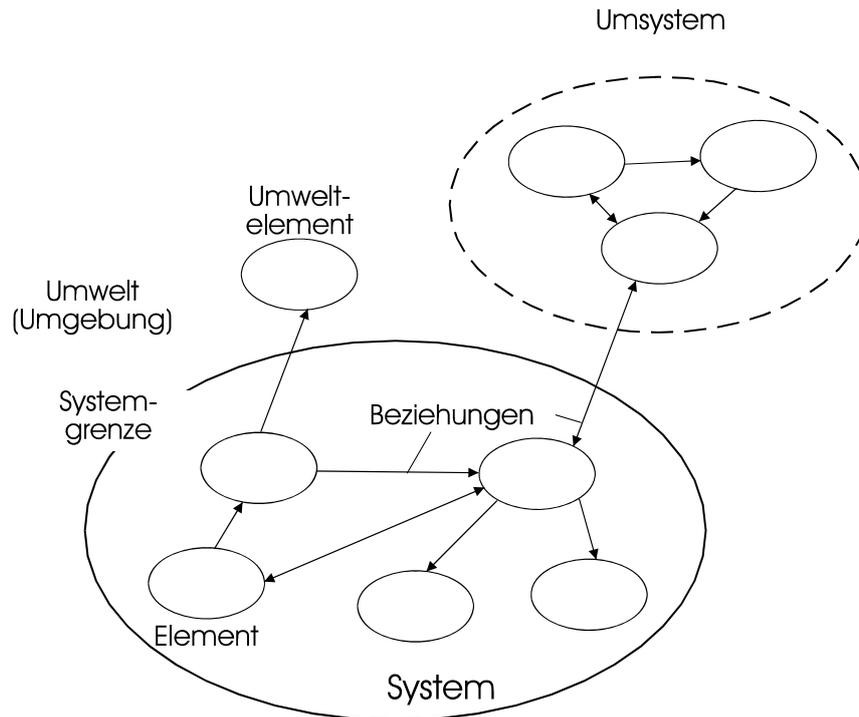


Abbildung 3.32: Systemdenken Grundbegriffe [25, S.2-7]

Das SE-Vorgehensmodell

Das SE-Vorgehensmodell basiert auf folgenden vier Komponenten: [26, S.29]

- Vom **Groben zum Detail**
- Prinzip des **Denkens in Varianten**
- Gliederung in **Projektphasen**
- Anwendung des **Problemlösungszyklus** bei der Problemlösung

Die genannten Komponenten sind miteinander verbunden und bilden somit einen Ansatz zum ganzheitlichen Vorgehen. Die Zusammenhänge des Vorgehensmodells sind in Abbildung 3.33 dargestellt.

3 Theoretische Grundlagen

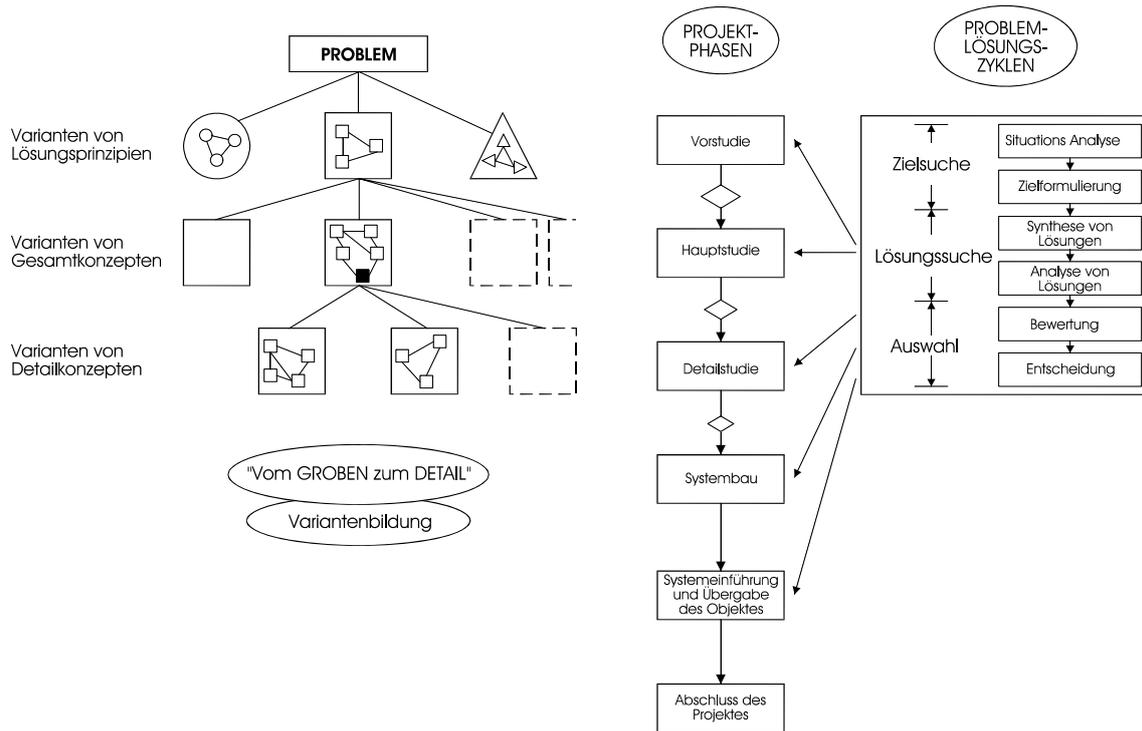


Abbildung 3.33: Zusammenhänge zwischen den Komponenten des SE-Vorgehensmodells [25, S.3-15]

Vom Groben zum Detail

Findet eine sofortige Untersuchung von Detailfragen statt, so können auch nur marginale Verbesserungen erzielt werden, da das Übersystem und die Umwelt unberücksichtigt bleiben. Bei der Lösung von Detailproblemen ist die Anwendung von SE auch nicht zweckmäßig, da es um routinierte Lösungsfindung geht. Bei komplexen Problemen ist es erforderlich, eine Abgrenzung des Problemfeldes unter Beachtung der Umwelt und des Gesamtsystems festzulegen und somit einen geeigneten Betrachtungsbereich zu definieren. Erst nachdem der Betrachtungsbereich klar strukturiert ist, ist es sinnvoll, mit der eigentlichen systematischen Problemlösung zu beginnen. Dabei erfolgt mit zunehmendem Projektfortschritt eine Einengung des Betrachtungsbereichs. [26, S.30ff]

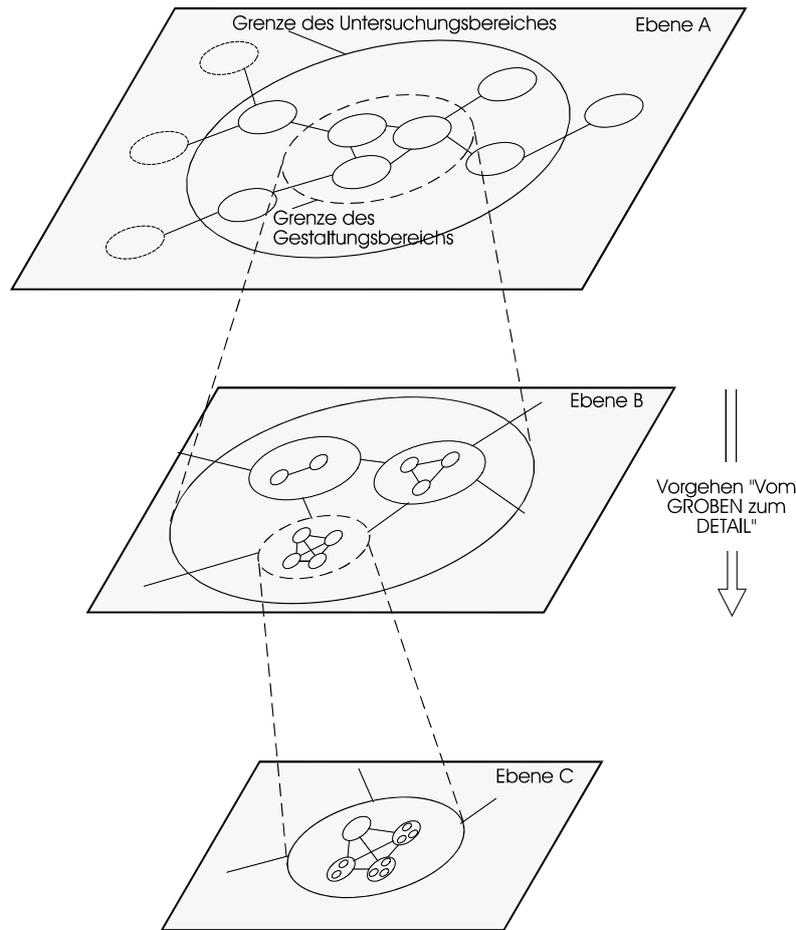


Abbildung 3.34: Einengung des Betrachtungsbereichs [25, S.3-16]

Denken in Varianten

Ziel des Denkens in Varianten ist es, dass man sich nicht mit der erstbesten Lösung eines Problems zufriedengibt, sondern immer mehrere Lösungsvarianten definiert, bevor man sich für die beste entscheidet. Bevor man für ein Problem eine detaillierte Lösungsvariante erstellt, sollte man zuvor versuchen, verschiedene Lösungsmöglichkeiten für den betrachteten Problembereich zu erstellen, welche möglichst abstrakt und somit lösungsneutral formuliert sind. Unter Berücksichtigung des Prinzips *Vom Groben zum Detail* (Abbildung 3.34) gilt das Prinzip der Variantenbildung für die nächsttiefere Systemebene (siehe 3.35). Bevor man sich für eine Lösungsvariante entscheidet, sollte man sich ein grobes Bild über die Konsequenzen machen, welche die Auswahl einer Lösungsvariante nach sich zieht. Kosten, Vor- und Nachteile jeder Lösungsvariante müssen vor der Auswahl untersucht und bewertet werden. Nach der Entscheidung für eine Lösungsvariante werden für die nächste detailliertere Betrachtungsebene wiederum Varianten definiert, analysiert und bewertet. Im Wesentlichen wird innerhalb der SE-Methodik zwischen *Prinzipvarianten* und *Detailvarianten* unterschieden. **Prinzipvarianten** unterscheiden sich in ihrer Grundidee (z.B. kann die Drehmomentenübertragung mit Zahnrädern oder einem Riementrieb erfolgen). **Detailvarianten** teilen sich eine Grundidee, unterscheiden sich jedoch in ihrer Ausführungsform (z.B. Schräg- oder Geradverzahnung). [26, S.33ff]

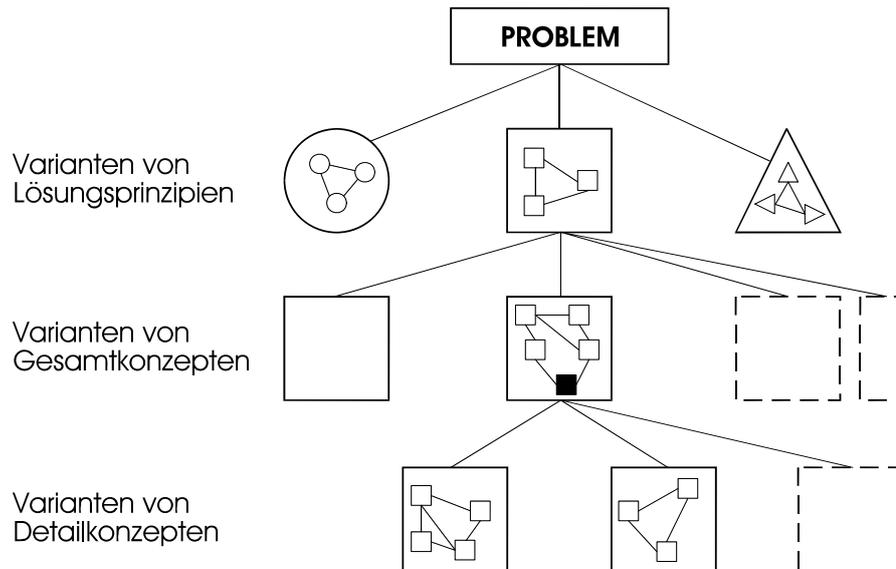


Abbildung 3.35: Stufenweise Variantenbildung [25, S.3-17]

Gliederung in Projektphasen

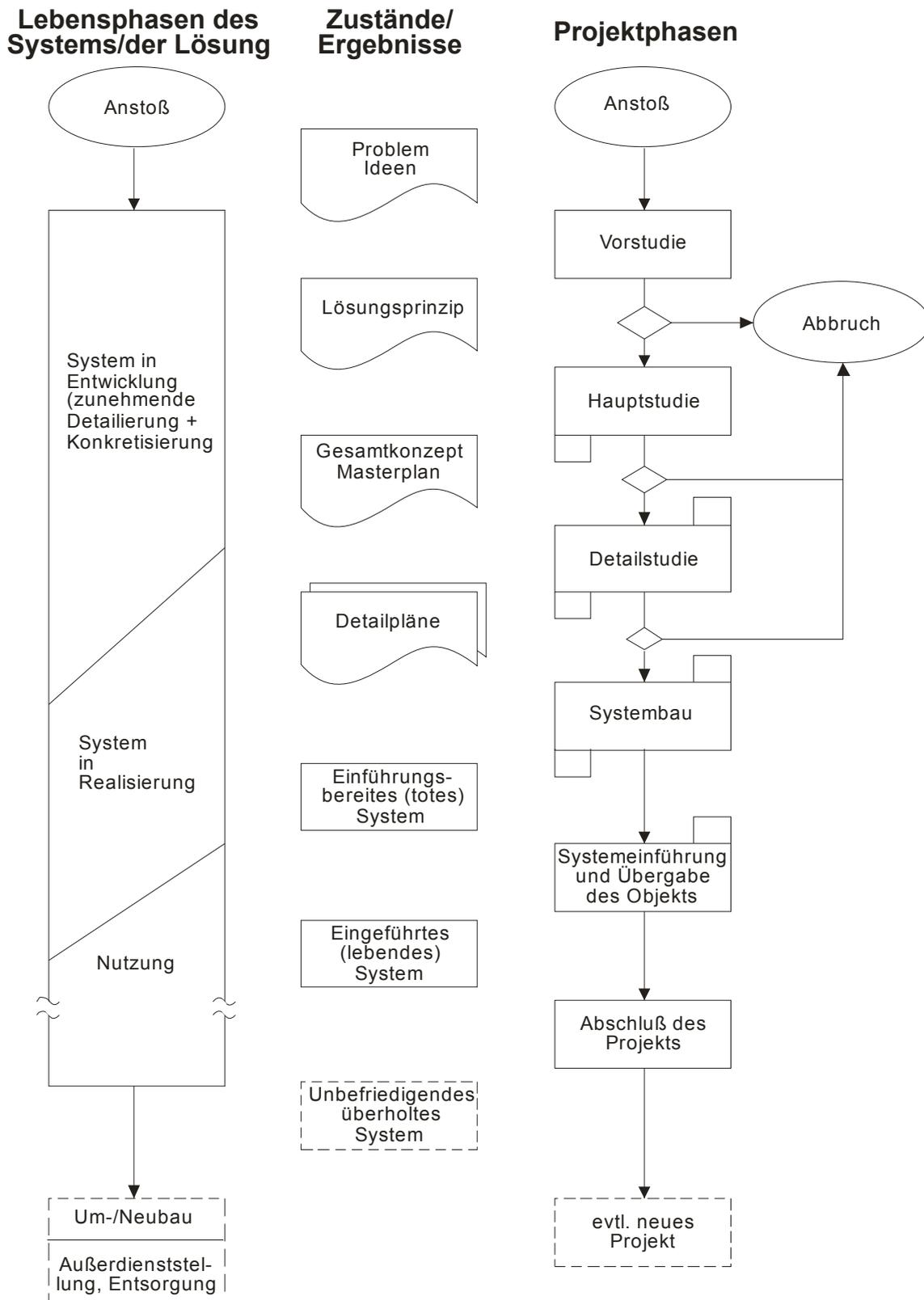
Durch die Gliederung in Projektphasen können die Ideenfindung, Ideenentwicklung und Ideenrealisierung logisch und zeitlich getrennt von einander erfolgen. Die Gliederung in Teilbereiche ermöglicht eine stufenweise Planung, Entscheidung und Konkretisierung mit definierten Korrekturpunkten. Die Anzahl und Dauer der Projektphasen ist abhängig von der Komplexität der Problemstellung. Im Wesentlichen kann ein Projekt in das Phasenkonzept nach Abbildung 3.36 gegliedert werden. [26, S.37ff]

Abbildung 3.37 zeigt die Bedeutung der einzelnen Schritte des Problemlösungszyklus in den unterschiedlichen Projektphasen. Von besonderer Bedeutung innerhalb der Projektphase *Vorstudie* sind die Situationsanalyse, die Zielformulierung sowie die Synthese von Lösungen.

Im Folgenden soll nur die für diese Arbeit relevante Phase **Vorstudie** näher erläutert werden.

Zweck der Vorstufe ist die Abklärung der folgenden Punkte: [26, S.39]

- Grenzen des Problemfeldes definieren
- Erkennen der im Problemfeld wirkenden Mechanismen
- Überprüfen der Problemstellung
- Art und Umfang des Bedürfnisses nach einer neuen oder geänderten Lösung erkennen
- Grenzen des Gestaltungsbereichs der neuen oder geänderten Lösung festlegen
- Anforderungen an die Lösung definieren
- Grundsätzliche Lösungsprinzipien definieren
- Festlegen der Bewertungskriterien für Lösungsprinzipien
- Ermitteln der erfolgversprechendsten Lösungsprinzipien



◇ = Entscheidung über Fortführung des Projektes (Modifikation der Ziele möglich), Größe des Rhombus ist Maß für die Wahrscheinlichkeit des Abbruchs bzw. der Modifikation

Abbildung 3.36: SE Phasenkonzept [25, S.3-19]

3 Theoretische Grundlagen

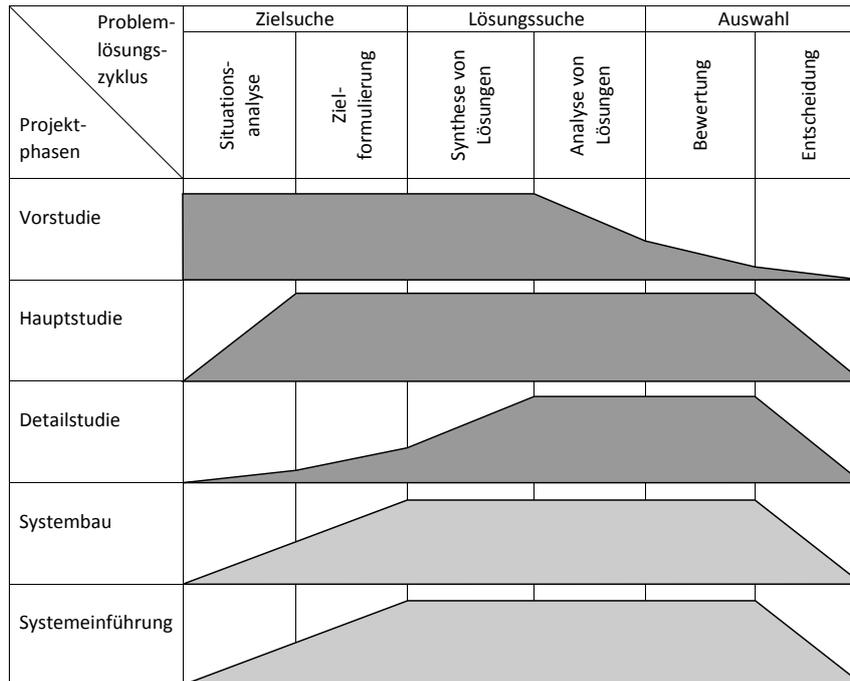


Abbildung 3.37: Bedeutung der einzelnen Schritte des Problemlösungszyklus (in Anlehnung an [26, S.61])

Der Problemlösungszyklus

Der Problemlösungszyklus stellt im Rahmen des SE-Konzepts eine Vorgehensweise dar, die bei jeder Art von Problemen und in jeder Projektphase angewendet werden kann. Im Wesentlichen besteht der Problemlösungszyklus aus der Situationsanalyse, der Zielsuche, der Lösungssuche sowie der Auswahl (siehe Abbildung 3.38). [26, S.47]

Die **Situationsanalyse** dient dazu, dass die Ausgangssituation erfasst wird und man sich mit der Aufgabenstellung vertraut macht. Erst durch die Situationsanalyse wird das Definieren von konkreten Zielen ermöglicht. Das Ergebnis der Situationsanalyse stellen qualitative und quantitative Informationen dar, welche eine verbesserte Sicht auf das Problem ermöglichen. Nach Abschluss der Situationsanalyse kann es möglich sein, dass ursprüngliche Zielvorstellungen (welche beim **Anstoß** des Projekts angenommen wurden) angepasst werden müssen, da neue Erkenntnisse gewonnen wurden. Es erfolgt somit im Anschluss an die Situationsanalyse die eigentliche **Zielformulierung**. Bei der Zieldefinition muss zwischen Muss-, Soll- und Wunschzielen (bzw. Forderungen und Wünschen) unterschieden werden (Näheres siehe Abschnitt 3.3.2).

3.3 Grundlagen des methodischen Vorgehens

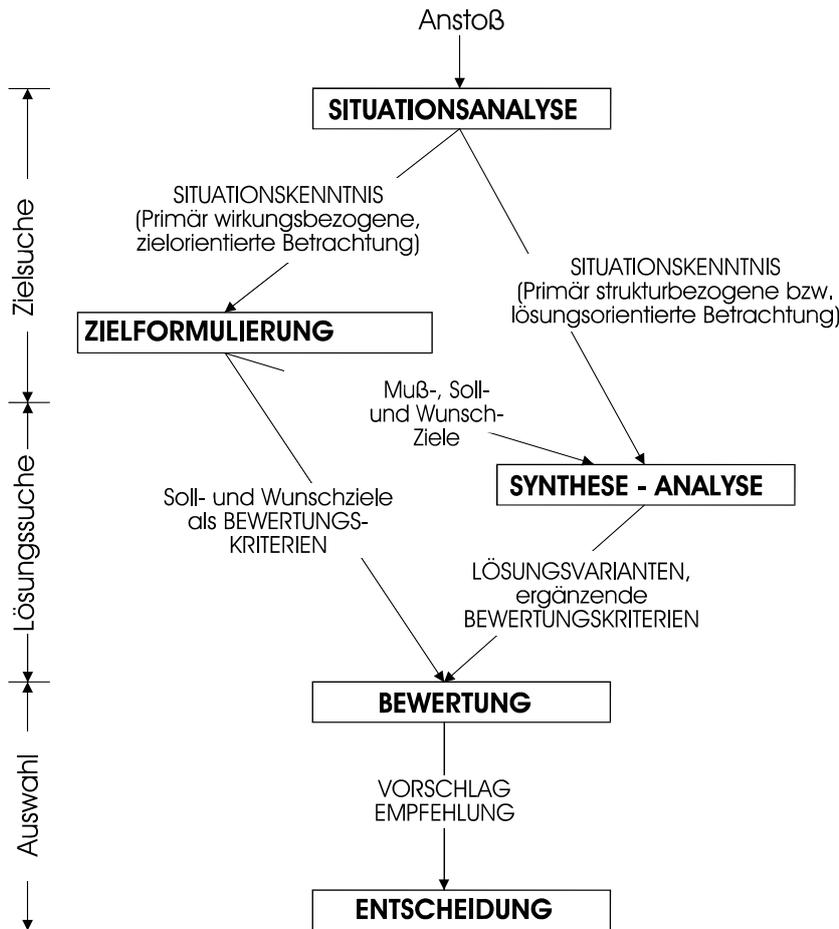


Abbildung 3.38: Problemlösungszyklus [25, S.3-26]

Nach der Zielfestlegung kann mit der **Synthese von Lösungen** begonnen werden. Basierend auf den Ergebnissen der Situationsanalyse werden Lösungsvarianten erarbeitet. Die Lösungsvarianten sollten dabei soweit konkretisiert werden, dass diese ausreichend analysiert werden können. Die **Analyse von Lösungen** beschäftigt sich mit der kritischen und analytischen Prüfung der erarbeiteten Lösungsvarianten. [26, S.47ff]

Folgende Punkte werden bei der Analyse untersucht:[26, S.52]

1. Prüfung der Lösungsvarianten auf Erfüllung der Mussziele
2. Überprüfung, ob die Lösungsvariante das richtige Konkretisierungs-Niveau für die entsprechende Projektphase aufweist
3. Prüfung der Lösungsvariante auf Integrationsfähigkeit (Blick nach außen)
4. Analyse der Funktionsweise der Lösung, damit diese bewertet werden kann
5. Fragen zur Betriebstüchtigkeit (Sicherheit, Zuverlässigkeit, ...)

Die Analyse von Lösungen schafft die Grundlage für deren **Bewertung**. Sie dient somit zur Vorselektierung von Lösungsvarianten - ungeeignete Lösungen werden noch vor der Bewertung ausgeschieden. Während der Analyse ist es möglich, dass man auf wesentliche Eigenschaften stößt, welche in der Zieldefinition nicht berücksichtigt wurden. Diese

3 Theoretische Grundlagen

Eigenschaften können sowohl erwünscht als auch unerwünscht sein. Damit diese Eigenschaften dennoch in der Bewertung berücksichtigt werden können, ist eine Ergänzung der Zielformulierung vonnöten. Nachdem sämtliche Lösungsvarianten analysiert wurden, werden diese einander gegenübergestellt und bewertet, um die geeignetste Lösung herauszufinden. Sämtliche Lösungen, welche zur Bewertung herangezogen werden, müssen die Mussziele des Projekts bzw. Forderungen an das Produkt erfüllen. Die Bewertung der Lösungen erfolgt entsprechend der während der Zielformulierung festgelegten Bewertungskriterien. Die **Entscheidung** legt die weiter zu verfolgende Lösungsvariante fest. [26, S.52ff]

3.3.2 Definition der Anforderungen an die Funktionsgruppe

Anforderungen sind geforderte Eigenschaften des zu entwickelnden Produktes. Sie stellen die Maßgabe für die Lösungsfindung und die Basis für die Bewertung von Lösungskonzepten und ausgearbeiteten Gestaltlösungen dar.

[41, S.35]

Gliederung von Anforderungen

Anforderungen lassen sich entsprechend ihrer Wichtigkeit kategorisieren: [18, S.396]

- **Forderungen** und
- **Wünsche**

Als **Forderungen** werden Anforderungen bezeichnet, welche unter allen Umständen erfüllt werden müssen. Lösungen, welche Forderungen nicht erfüllen, sind nicht akzeptabel. **Wünsche** hingegen sollten erfüllt werden, sofern dies möglich ist. [13, S.139], [18, S.396]

Die Gliederung von Anforderungen in Forderungen und Wünsche ist für die spätere Beurteilung notwendig, da beim Auswählen von Lösungsprinzipien die Erfüllung von Forderungen überprüft wird. Beim anschließenden Bewerten der Lösungsprinzipien werden nur noch jene Varianten bewertet, welche bereits die Forderungen erfüllen - sämtliche anderen Varianten werden verworfen. [40, S.215]

Abbildung 3.39 zeigt die Untergliederung von Forderungen und Wünschen nach [18].

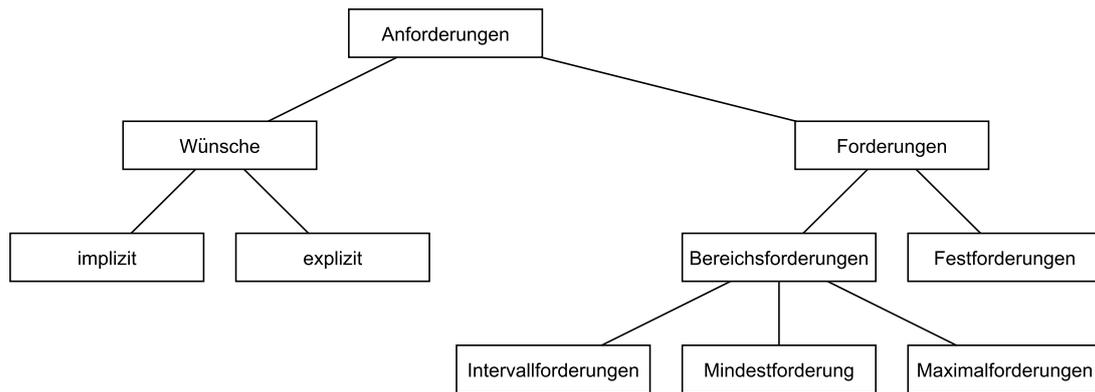


Abbildung 3.39: Gliederung von Anforderungen (in Anlehnung an [18, S.397])

3.3.3 Funktionen und Modelle zur Funktionsmodellierung

Der Zweck eines Systems bzw. eines Systemelements wird durch eine oder mehrere Funktionen beschrieben. Die Beschreibung des Systemzwecks erfolgt dabei so lösungsneutral wie möglich - Realisierungs- und Umsetzungsmöglichkeiten werden dabei nicht beachtet. [41, S.61]

Die Gesamtfunktion eines Systems kann in vielen Fällen in Teilfunktionen aufgegliedert werden, welche Teilaufgaben innerhalb der Gesamtaufgabe übernehmen. Die Teilfunktionen sind in vielen Fällen zwangsartig verknüpft, da manche Teilfunktionen erfüllt sein müssen, bevor andere Teilfunktionen sinnvoll eingesetzt werden können. [40, S.44]

Die Darstellung von Funktionen erfolgt mit sogenannten Funktionsmodellen, welche zur Analyse und Weiterentwicklung von bestehenden Systemen dienen [41, S.61]. Besonders in frühen Phasen von Entwicklungsprozessen ist es empfehlenswert, das betrachtete System zu abstrahieren und in Funktionen darzustellen, um ein besseres Systemverständnis zu erlangen und Problemstellungen passend zu formulieren [41, S.64].

Methoden zur Funktionsmodellierung

Bei der Erstellung eines Funktionsmodells wird zuerst die Haupt- bzw. Gesamtfunktion in abstrakter Form beschrieben. Anschließend werden daraus die zugehörigen Teilfunktionen ermittelt. Je nach Entwicklungssituation können unterschiedliche Formen der Funktionsmodellierung eingesetzt werden, um einen Überblick über das System zu erhalten: [41, S.66]

- **Umsatzorientiertes Funktionsmodell**
Bei dieser Art der Funktionsmodellierung stehen Umsatzprodukte im Vordergrund. Es existieren die Umsatzarten Stoff-, Energie- und Informationsumsatz.
- **Relationsorientiertes Funktionsmodell**
Im Fokus dieses Modells stehen die Wechselbeziehungen von Funktionen. Bei dieser Art der Funktionsmodellierung werden Funktionen danach unterschieden, ob sie den Systemzweck (also die Gesamtfunktion) oder andere Funktionen positiv oder negativ beeinflussen.
- **Nutzerorientiertes Funktionsmodell**
In diesem Modell werden die Interaktionen mit dem Nutzer des Systems in den Mittelpunkt der Betrachtung gerückt.

Darstellung von Funktionsmodellen

Die Darstellungsform von Funktionsmodellen hängt stark von der Entwicklungsaufgabe ab. Je nach Betrachtungsweise eines Systems eignen sich die verschiedenen Darstellungsformen unterschiedlich gut. Mit Hilfe von verschiedenen Funktionsmodellen bzw. Darstellungsformen kann das untersuchte System von verschiedenen Blickwinkeln betrachtet werden. [41, S.67f]

Es kann unter folgenden Darstellungsformen unterschieden werden: [41, S.67]

- **Funktionsliste**
Die Funktionsliste ist eine einfache Aufzählung von Funktionen in Listenform. Diese Art der Darstellung eignet sich vor allem dann, wenn Teilfunktionen relativ unabhängig von einander betrachtet werden. Funktionslisten stellen auch einen geeigneten Ausgangspunkt für die Analyse von komplexen Systemen dar, da in ihnen die betrachteten Funktionen vor der vernetzten Darstellung gesammelt werden können.
- **Funktionsbaum**
Im Funktionsbaum werden Funktionen hierarchisch dargestellt. Der Gesamtfunktion des Systems werden Teilfunktionen, welche für die Erfüllung der Gesamtfunktion erforderlich sind, hierarchisch untergeordnet. Den Teilfunktionen können weitere Teilfunktionen untergeordnet sein.

- **Funktionsnetz**

Mit Hilfe eines Funktionsnetzes können die Beziehungen von Teilfunktionen des betrachteten Systems bzw. der Umwelt des Systems in netzartiger Form dargestellt werden.

Umsatzorientiertes Funktionsmodell

Die Darstellung einer Funktion erfolgt über mindestens einen Eingangszustand, einen Ausgangszustand sowie einer Operation, welche die Eigenschaftsänderung des Umsatzproduktes beschreibt. Jeder Operation können ein oder mehrere Funktionsträger (z.B. Bauteile, welche in späteren Konkretisierungsstufen genauer beschrieben werden) zugeordnet werden. Die Beziehung zwischen Zustand und Operation werden durch Pfeile dargestellt, deren Pfeilrichtung die Wirkrichtung der Zustandsänderung beschreiben (siehe Abbildung 3.40). [41, S.71f]

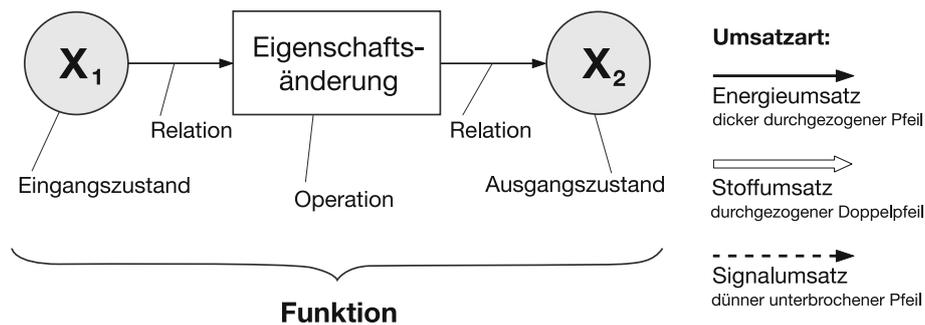


Abbildung 3.40: Aufbau einer Funktion bei der umsatzorientierten Funktionsanalyse [41, S.71]

Relationsorientiertes Funktionsmodell

Oft werden für die Funktionsanalyse bereits bestehende Lösungen (z.B. Vorgänger- oder Konkurrenzprodukte) herangezogen, um deren Verbesserungspotentiale zu identifizieren. Die relationsorientierte Funktionsmodellierung eignet sich besonders dafür, technische Problemstellungen zu analysieren. Aus dem relationsorientierten Funktionsmodell sollen Problemformulierungen abgeleitet werden. Oftmals können bereits aus der Problemformulierung Hinweise für die Lösung erhalten werden. [41, S.74]

Beim relationsorientierten Funktionsmodell wird zwischen *schädlichen* (beeinflussen oder stören den Systemzweck) und *nützlichen* (dienen dem Systemzweck) Funktionen unterschieden. Die Funktionen werden über *Relationen* miteinander verknüpft. Bei den Verknüpfungen wird unterschieden, ob eine Funktion für eine andere Funktion benötigt wird, ob sie eine andere Funktion verursacht oder zur Vermeidung einer Funktion eingeführt wurde. Die vier entstehenden Relationsmuster sind in Abbildung 3.41 dargestellt. [41, S.74f]

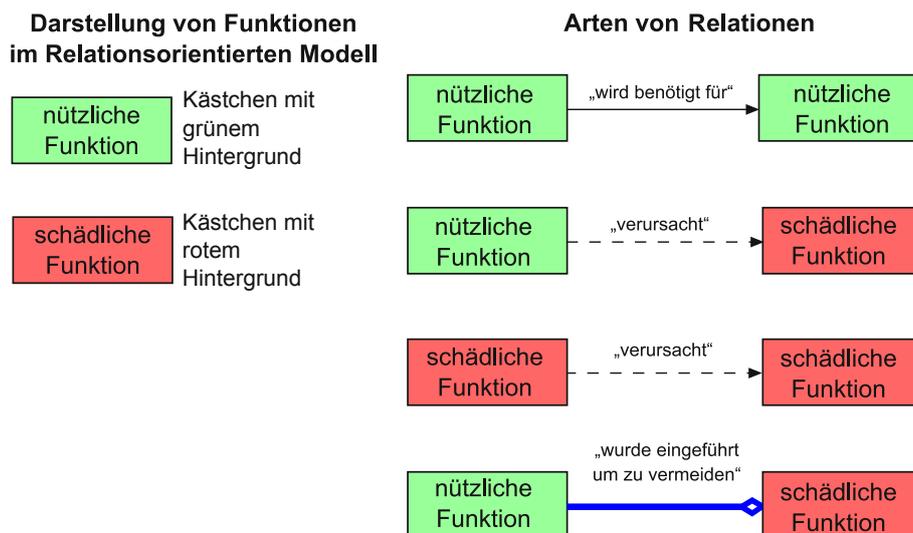


Abbildung 3.41: Erstellung relationsorientiertes Funktionsmodell - Darstellung von Funktionsarten und Relationen ([41, S.338] - modifiziert)

Erstellung des Funktionsmodells

Die Erstellung des relationsorientierten Funktionsmodells erfolgt durch systematisches Untersuchen und Befragen des Systems. Am Beginn der Modellierung müssen folgende Fragen beantwortet werden: [41, S.75]

1. Was ist die wesentliche nützliche Funktion des betrachteten Systems?
2. Was ist die wesentliche schädliche Funktion des betrachteten Systems?

3.3 Grundlagen des methodischen Vorgehens

An die nützliche und die schädliche Funktion des Systems, welche aus den zuvor gestellten Fragen ermittelt wurden, werden nun weitere Fragen gestellt, um herauszufinden, ob eine Relation zu weiteren Funktionen besteht. An die nützliche und an die schädliche Funktion werden die in Abbildung 3.42 bzw. 3.43 angeführten Fragen gestellt. Die neu definierten Funktionen werden entsprechend diesem Vorgehen in einer weiteren Fragerunde untersucht. [41, S.75]

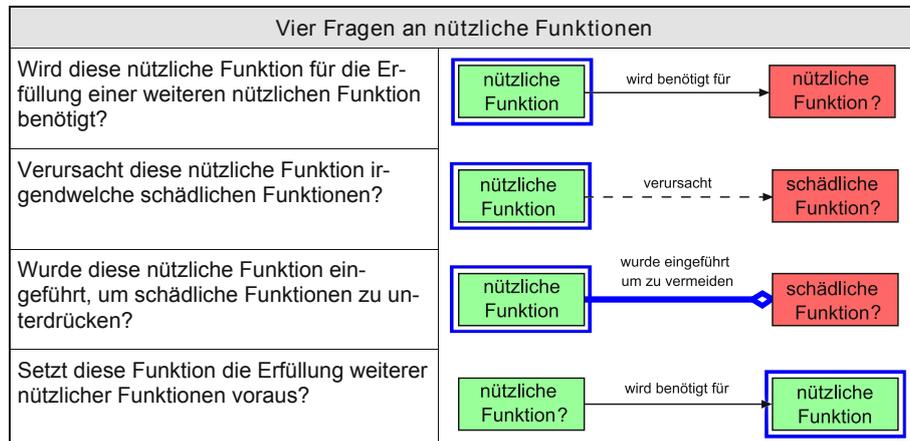


Abbildung 3.42: Erstellung relationsorientiertes Funktionsmodell - Vier Fragen an nützliche Funktionen ([41, S.339] - modifiziert)

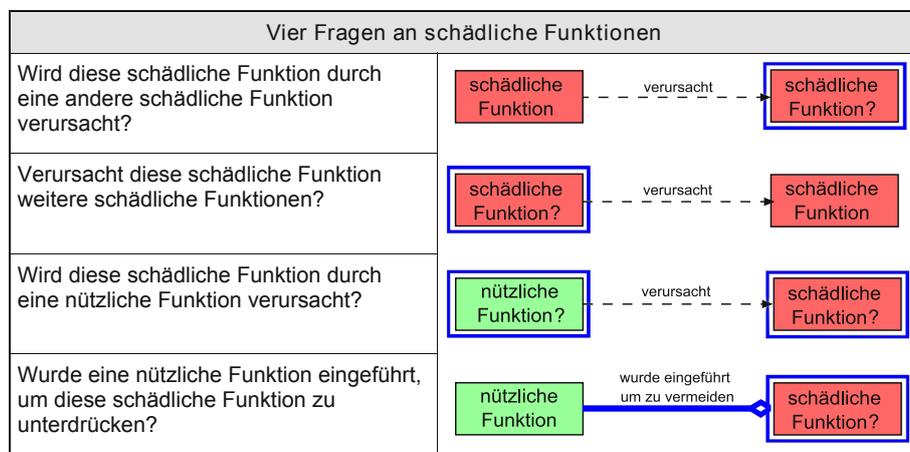


Abbildung 3.43: Erstellung relationsorientiertes Funktionsmodell - Vier Fragen an schädliche Funktionen ([41, S.339] - modifiziert)

3.3.4 Kreativitätstechniken

Dieser Abschnitt beschreibt die Kreativitätstechniken, die für diese Arbeit verwendet wurden. Die Auswahl der Techniken erfolgte auf Empfehlungen von [40], [51], [53].

Kärtchentechnik

Die *Kärtchentechnik* (auch Kärtchen-Befragung bzw. Metaplantchnik) gehört zu den Arten der Brainwriting-Methoden. Der Unterschied zwischen Brainwriting und der bekannten Brainstorming-Methode liegt darin, dass die Ideen der Teilnehmer nicht mündlich geäußert werden, sondern schriftlich festgehalten werden. Dadurch wird einer typischen Situation des Brainstormings, in dem sich einige Teilnehmer mit ihrer Meinung in den Vordergrund drängen möchten, entgegengewirkt. [53, S.40ff]

Vorgehensweise bei der Kärtchentechnik-Methode: [53, S.42f]

1. Die Problemstellung wird vom Moderator vorgestellt.
2. Die Teilnehmer schreiben oder skizzieren ihre Ideen auf Kärtchen (jede Idee muss auf einem eigenen Kärtchen dargestellt sein).
3. Der Moderator übernimmt fertige Ideen und heftet sie auf eine Pinnwand, die von allen Teilnehmern eingesehen werden kann. Dadurch erhalten die Teilnehmer eine Inspiration für neue Ideen. Die Ideen können vom Moderator nach gewissen Gesichtspunkten auf der Pinnwand gegliedert werden.
4. Nach Abschluss der Ideengenerierung werden die Kärtchen unter Mithilfe sämtlicher Teilnehmer gegliedert

Vorteile der Kärtchentechnik-Methode: [53, S.40ff]

- Kein Teilnehmer steht unter Zeitdruck bei der Ideengenerierung.
- Keine Taktsituation - Dauer der Ideenfindungssitzung kann flexibel gestaltet werden.
- Teilnehmer können bereits generierte Ideen aufnehmen und weiterentwickeln.
- Die Möglichkeit der Ideengliederung ist gegeben.

Galerie-Methode

Die *Galerie-Methode* gehört, wie die oben beschriebene Methode der Kärtchentechnik, ebenfalls zu den Brainwriting Methoden. Im Unterschied zur Kärtchentechnik arbeiten die Teilnehmer der Galerie-Methode nicht alleine, sondern in einem Team mit mehreren Teilnehmern (typischerweise drei bis vier Personen). Ziel der Galerie-Methode ist es, Lösungsskizzen zu generieren, die nach etwa 30 Minuten den anderen Teams vorgestellt

werden. Dabei können Anregungen für weitere Ideen eingeholt werden, die im Anschluss in einer weiteren kurzen Sitzung in die bereits vorhandenen Ideen eingearbeitet werden können. [53, S.47]

Vorgehensweise bei der Galerie-Methode: [53, S.47]

1. Einführungsphase, in welcher die Gruppenleiter den weiteren Teilnehmern die Problemstellung näherbringen.
2. Beginnen mit der Ideenbildungsphase 1, in der die Gruppenmitglieder vorurteilslos miteinander Ideen entwickeln.
3. Die generierten Ideen werden den anderen Gruppen präsentiert und anschließend diskutiert.
4. Es folgt die Ideenbildungsphase 2, in welcher durch die zuvor gewonnenen Erkenntnisse neue Lösungsvorschläge erstellt werden können oder bereits vorhandene Ideen weiterentwickelt werden können.
5. Am Ende werden die Vorschläge gesichtet und eine Vorauswahl der besten Lösungsvorschläge wird getroffen.

3.3.5 TRIZ

TRIZ (Teorija Rezhnija Jzobretatel'skich Zadach), die *Theorie des erfinderischen Problemlösens* wurde ab ca. 1956 von GENRICH SAULOWICH ALTSCHULLER in der Sowjetunion entwickelt. Altschuller beschäftigte sich beruflich mit der Erstellung von Patentschriften für Erfinder und war oft in den Problemlösungsprozess der Patente eingebunden. Durch seine Recherchen vermutete er, dass der Weg zu Erfindungen verschiedenen Gesetzmäßigkeiten und Regeln folgt. [23]

Folgende Erkenntnisse eröffneten sich Altschuller bei seinen Studien: [29, S.1]

- Das **ideale Design** ist das Ziel jeder Entwicklung.
- Ein Problem ist lösbar, sofern der bestehende **Widerspruch** formulierbar ist.
- **Inventionen** stellen Fortschritt dar.
- **Innovationsprozesse** sind in Schritte **gliederbar**.

Nach einer Analyse von 200.000 Patenten, welche die Basis der TRIZ-Methodik darstellt, eröffnete Altschuller folgende Einsichten: [29, S.1]

- Abstrahierte Probleme und Lösungen wiederholen sich in verschiedenen Anwendungen bzw. Umsetzungen.
- Die Weiterentwicklung, also die Evolution, von technischen Systemen verläuft nach gewissen Mustern.
- Innovationen liegen regelmäßig an der Schnittstelle von unterschiedlichen Wissensgebieten.

3 Theoretische Grundlagen

Die Säulen der TRIZ-Methodik sind die vier Erfolgsfaktoren: Systematik, Analogie, Wissen und Vision [32, S.8].

9-Felder-Modell

Das *9-Felder-Modell*, welches auch unter dem Begriff *9-Fenster-Denken* sowie *Multi-Screen Approach* bekannt ist, beschreibt ein Problem bzw. ein System auf verschiedenen Ebenen und zu verschiedenen Zeitpunkten [32, S.191].

Neben dem Einsatz für die System- und Problemanalyse eignet sich dieses Werkzeug auch für das Klären und Präzisieren von Anforderungen, welche an ein technisches System gestellt werden, da der Systemzusammenhang und die zeitliche Situation des Systems dargestellt werden können [40, S.222f].

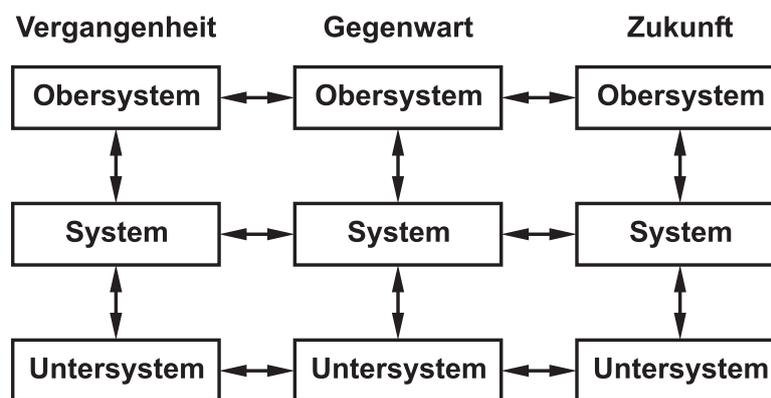


Abbildung 3.44: 9-Felder-Modell [40, S.223]

Der Systemzusammenhang wird durch die Betrachtung der Obersysteme (in welchen das betrachtete System eingebunden ist) sowie durch Betrachtung der Untersysteme (Systeme, welche auf das betrachtete System einwirken) beschrieben. Ober- und Untersysteme können Teile, Baugruppen, Produkte sowie die Umwelt des betrachteten Systems sein. Die Vergangenheit, Gegenwart und die mögliche Zukunft des Systems, Ober- und Untersystems spiegeln die zeitliche Situation wider. [40, S.222f]

Folgender Ablauf ist bei der Erstellung eines 9-Felder-Modells einzuhalten: [4, S.8ff]

1. Identifikation des technischen Systems
2. Beschreibung des technischen Systems zur Gegenwart
3. Zerlegen des Systems in seine Subsysteme zur Gegenwart
4. Beschreiben der Umgebung des Systems zur Gegenwart
5. Betrachtung des Systems, der Unter- und Obersysteme in der Vergangenheit
6. Betrachtung des Systems, der Unter- und Obersysteme in der Zukunft

TRIZ-basierte objektorientierte Funktionsanalyse und Wertanalyse

Die objektorientierte Funktionsanalyse nach der TRIZ verfolgt das Ziel, *Problemstellungen zu erkennen*, welche durch negative, fehlende, unzureichende, exzessive oder schlecht kontrollierte Interaktionen zwischen Elementen des Systems hervorgerufen werden. Aufbauend auf die Funktionsanalyse können durch die Technik des *Trimmens* einzelne Systemkomponenten entfernt werden. Dabei werden die Funktionen, welche die getrimmte Systemkomponente erfüllt, auf andere Elemente des Systems aufgeteilt. Dadurch kann das System neu gestaltet werden. [32, S.109]

Abbildung 3.45 zeigt die notwendigen Schritte bei der Erstellung der Funktionsanalyse nach [4].



Abbildung 3.45: Schritte bei der Erstellung der Funktionsanalyse (in Anlehnung an [4])

Die Definition einer Funktion bei der TRIZ-basierten Funktionsanalyse

Eine Funktion wird in dieser Art der Funktionsmodellierung wie folgt definiert:

Eine Funktion ist eine Aktion, die von einer Komponente erbracht wird um einen Parameter einer anderen Komponente zu verändern oder zu erhalten. Erhalten bedeutet hier, dass der Parameter ohne die Aktion nicht vorhanden wäre.[4]

Der *Funktionsträger* ist die Komponente, welche eine Aktion ausführt. Das *Objekt der Funktion* ist die Komponente auf die die Aktion einwirkt.



Abbildung 3.46: Definition einer Funktion [4]

Komponentenanalyse

Die Komponentenanalyse gliedert sich in folgende Schritte: [4]

1. Identifizierung des zu betrachtenden Systems
2. Definition des Supersystems (z.B. Umgebung des Systems)
3. Identifikation der Zielkomponente, auf die das System wirkt (Beschreibung der Hauptfunktion des Systems)
4. Beschreibung der Wirkung mit einem aktiven Verb (z.B. „bewegt“)
5. Identifizierung der Komponenten des betrachteten Systems
6. Identifizierung der Komponenten des Supersystems, welche mit dem System interagieren

Abbildung 3.47 zeigt ein Beispiel für eine Komponentenanalyse eines linear Schlittens aus [4]. **Interaktionsanalyse**

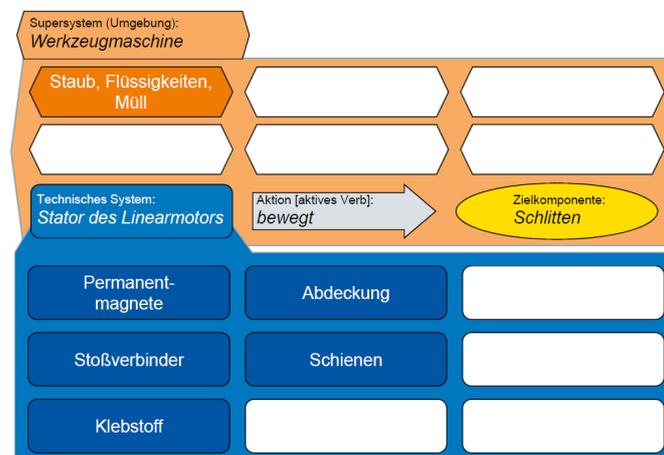


Abbildung 3.47: Beispiel einer Komponentenanalyse [4]

Bei der Interaktionsanalyse werden die Aktionen der *Komponenten des Systems* sowie der *Komponenten des Supersystems* aufeinander identifiziert. Diese Aktionen werden in Verbform ausgedrückt. Nach der Identifikation dieser Funktionen wird deren Qualität festgelegt. Folgende Arten können unterschieden werden: [32, S.112]

- **nützliche Funktion:** Die Funktion wird absolut passend erfüllt und erzeugt ein Ergebnis wie erwartet.
- **nützlich, aber unzureichende Funktion:** Die Funktion hat eine positive Wirkung, das Ergebnis ist jedoch nicht zufriedenstellend.
- **nützlich, aber überzogene/exzessive Funktion:** Die Funktion hat eine positive Wirkung, bewirkt aber ein größeres Ergebnis als gefordert.
- **schädliche Funktion:** Funktion hat eine negative/schädliche Wirkung.

Die Qualität der Funktionen wird im Funktionsmodell wie folgt dargestellt: **Funktionsmodellierung**

Die bei der Komponentenanalyse identifizierten Elemente werden nun entsprechend ihrer Interaktionen zu einem Funktionsnetz (siehe 3.3.3) verbunden. Die Funktionen werden

3.3 Grundlagen des methodischen Vorgehens

Qualität der Funktion	klassische Symbolik	Alternative Symbolik
nützlich	→	→
schädlich	→	→
unzureichend	- - - - - →	- - - - - →
exzessiv	→	→

Abbildung 3.48: Darstellungsarten der Qualität von Funktionen (Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [32, S.113] und [4])

im Funktionsmodell entsprechend Abbildung 3.49 eingezeichnet und entsprechend ihrer Aktion mit einem Verb bezeichnet.

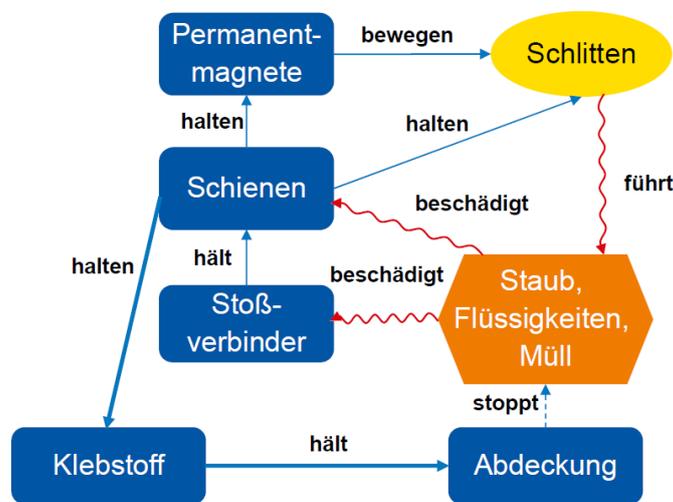


Abbildung 3.49: Beispiel eines Funktionsmodells [4]

Wertanalytische Betrachtung

Bei der wertanalytischen Betrachtung wird die *relative Funktionalität* mit den *relativen Kosten* der Komponente verglichen. Aus diesem Vergleich können verschiedene Strategien zum Erarbeiten von neuen Lösungen abgeleitet werden. Die Funktionalität einer Komponente setzt sich aus der Anzahl, der Wertigkeit und Qualität ihrer Funktionen zusammen. Die Kosten entsprechen den monetären Kosten der Komponente. [4]

$$\text{Wert} = \frac{\text{Funktionalität}}{\text{Kosten}}$$

Vorgangsweise bei der Erstellung einer wertanalytischen Betrachtung: [4]

- Ausgangspunkt ist das Funktionsmodell nach der TRIZ Methode.
- Bestimmen der Basisfunktionen (B) - Funktionen, deren *Objekt der Funktion* die Zielkomponente darstellt.
- Bestimmen der Zusatzfunktionen (AD) - Funktionen, deren *Objekt der Funktion* eine Supersystemkomponente darstellt.
- Bestimmen der schädlichen Funktionen (H) - Funktionen, deren Qualität als schädlich eingestuft wurde.
- Bestimmen der Hilfsfunktionen (A) - Funktionen, deren *Objekt der Funktion* eine Komponente des Systems ist.
- Bestimmen des Rangindizes der Zusatzfunktion:
Wenn das Objekt der Funktion mindestens eine Basisfunktion ausführt, wird ihr der Rangindex 1 zugeordnet (A₁). Wenn das Objekt der Funktion mindestens eine Hilfsfunktion mit dem Rangindex „n“ ausführt, wird der Funktion der Rangindex „n+1“ zugeordnet (A₂, A₃, ...). Zusatzfunktionen werden für die Bestimmung der Rangindizes wie A₁-Funktionen behandelt.
- Berechnen der Funktionspunkte jeder Komponente inkl. anschließender Normierung:
 Für die Bewertung wird folgendes Schema herangezogen: Hilfsfunktionen (A_j) mit dem höchsten Rangindex erhalten einen Funktionspunkt. Hilfsfunktionen (A_{j-1}) mit dem nächst niedrigeren Rang erhalten einen zusätzlichen Funktionspunkt. Basisfunktionen (B) erhalten zwei Funktionspunkte mehr als die Hilfsfunktion (A₁) mit dem niedrigsten Rang. Zusatzfunktionen (AD) erhalten gleich viele Funktionspunkte wie die Hilfsfunktion (A₁). Schädliche Funktionen (H) werden mit einer Funktionspunktzahl von -1 bewertet.

Punkteverteilung	
Funktion	Funktionspunkte
B	5
AD	3
A1	3
A2	2
A3	1
H	-1

Abbildung 3.50: Beispiel für die Vergabe von Funktionspunkten

Für jede Komponente wird nun die Funktionalität bestimmt. Dafür werden die Punkte der Funktionen, die die Komponente als Funktionsträger ausführt, addiert. Die normierte Funktionalität einer Komponente errechnet sich wie folgt:

$$\text{norm. Funktionalität der Komponente} = \frac{\text{Funktionalität der Komponente}}{\text{max. vergebene Punktzahl für eine Komponente}} \cdot 10$$

- Ermitteln der Kosten jeder Komponente inkl. anschließender Normierung
Für jede Komponente werden die Kosten (z.B. Materialkosten, Herstellkosten, ect.) gebildet. Die normierten Kosten errechnen sich wie folgt:

$$\text{norm. Kosten der Komponente} = \frac{\text{Kosten der Komponente}}{\text{Kosten der Komponente mit den höchsten Kosten}} \cdot 10$$

- Erstellen des Stärkediagramms und Ableiten von Strategien zur Verbesserung des untersuchten Systems

Das *Stärkediagramm* stellt die normierte Funktionalität den normierten Kosten einer Komponente gegenüber. In diesem Diagramm wird die normierte Funktionalität über die normierten Kosten aufgetragen. Aus den Quadranten des Stärkediagramms können die Strategien für jede Komponente abgelesen werden (siehe Abbildung 3.51).

Für die verschiedenen Quadranten gelten folgende Strategien:

- Links-Oben: Kein akuter Handlungsbedarf
- Rechts-Oben: Kosten reduzieren
- Links-Unten: Funktionalität steigern
- Rechts-Unten: Trimmen, Verwerfen der Komponenten mit Funktionalitätsübertrag

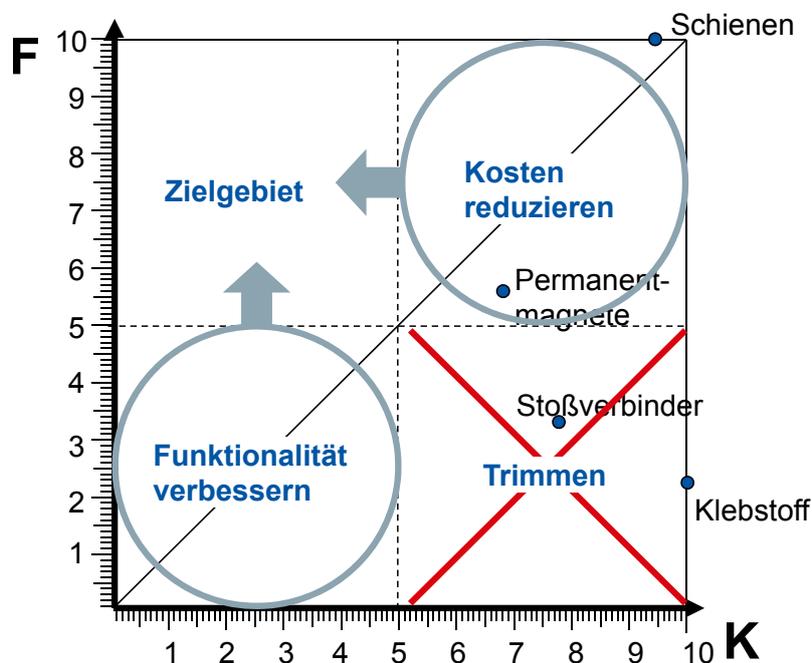


Abbildung 3.51: Ableitbare Strategien aus dem Stärkediagramm [4]

3.3.6 Morphologischer Kasten

Im Griechischen bedeutet das Wort „Morphologie“ die „Lehre der Gestaltung, Strukturierung, Formung“. Jedes Verfahren, welches eine Ordnung herstellt, wird als Morphologie bezeichnet. In diesem Zusammenhang wird oft auch von der „Lehre des geordneten Denkens“ gesprochen. Die Entwicklung des Morphologischen Kastens geht auf den Schweizer Astrophysiker Fritz Zwicky zurück und ist die bekannteste von verschiedenen morphologischen Methoden. [7, S.75]

Der Morphologische Kasten dient in erster Linie zur übersichtlichen Darstellung eines Spektrums an Teilfunktionen und den abgeleiteten Lösungsprinzipien. Die Zuordnung der Lösungsprinzipien zu den Teilfunktionen erfolgt in einer tabellenartigen Struktur. [41, S.116]

Reduktionsstrategien

Um aussichtsreiche Konzeptvarianten aus dem Morphologischen Kasten generieren zu können, empfiehlt es sich, diesen durch verschiedene Vorgehensweisen, sogenannte Reduktionsstrategien, zu reduzieren.

Die folgenden Reduktionsstrategien haben sich bewährt und sind in der genannten Reihenfolge anzuwenden: [41, S.120]

1. Teilfunktionen nach Wichtigkeit ordnen (sofern nicht die Betrachtung einer Wirkkette, wie beispielsweise die Orientierung an der Hauptfunktion, erforderlich ist)
2. Teilfunktionen, die weniger wichtig bzw. weniger lösungsbestimmend sind, für die ersten Kombinationen ausschließen
3. Weniger geeignete Teillösungen/Lösungsprinzipien für die erste Kombination ausschließen
4. Einzelne Teillösungsideen zu Lösungsklassen zusammenfassen
5. Für die ersten Kombinationen sollten zunächst nur ähnliche Lösungsklassen betrachtet werden

Abbildung 3.52 zeigt die Reduktionsstrategien und ihre Auswirkung auf den Morphologischen Kasten.

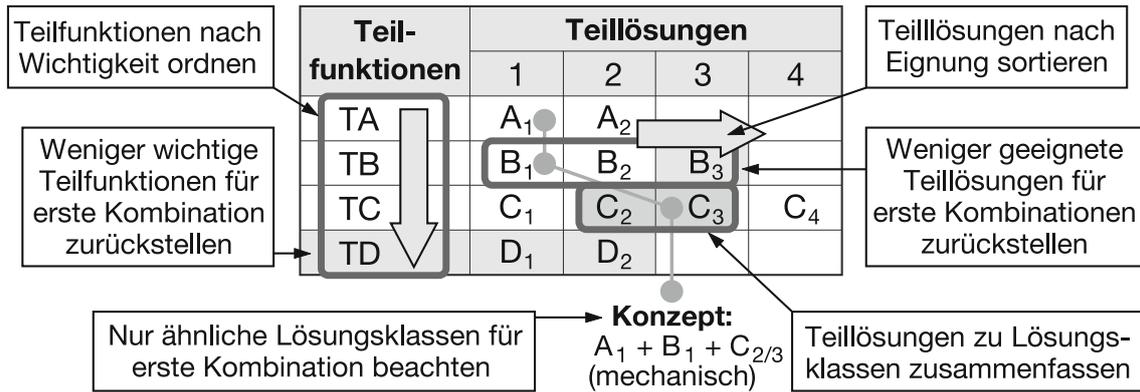


Abbildung 3.52: Übersicht der Reduktionstrategien [41, S.120]

Verträglichkeitsmatrix

Bevor Lösungskonzepte für die Funktionsgruppe aus dem Morphologischen Kasten abgeleitet werden können, müssen die unterschiedlichen Teillösungsprinzipien hinsichtlich ihrer Kombinierbarkeit überprüft werden. Zur übersichtlichen Darstellung der Kombinierbarkeit eignet sich die Verträglichkeitsmatrix (siehe Abbildung 3.53). Die Verträglichkeit von Lösungsprinzipien ist dann gegeben, wenn die Lösungen in funktionaler, energetischer, geometrischer und anderer Hinsicht miteinander kombiniert werden können. Unverträglichkeiten können dadurch entstehen, dass sich die Lösungsprinzipien hinsichtlich ihrer Handhabung, dem Design sowie funktionaler, energetischer, geometrischer Merkmale unterscheiden. Unverträgliche Lösungsprinzipien führen zum Ausschluss von kombinierbaren Lösungskonzepten. [41, S.121f]

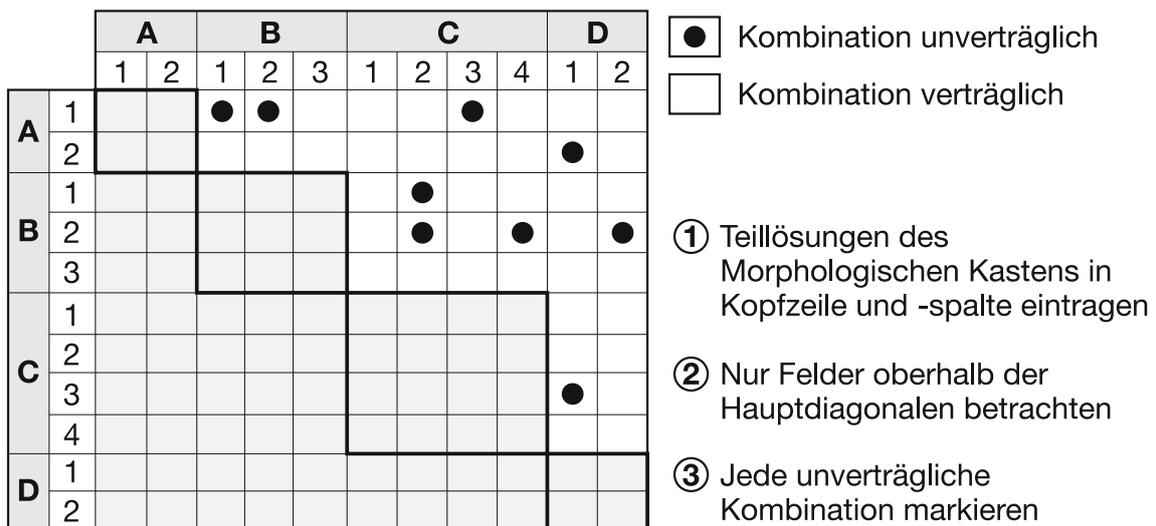


Abbildung 3.53: Aufbau der Verträglichkeitsmatrix des Morphologischen Kastens [41, S.121]

3 Theoretische Grundlagen

Erstellung von Lösungskonzepten

Durch die Kombination von verträglichen Teillösungsprinzipien können Lösungskonzepte (Wirkkonzepte) generiert werden (Abbildung 3.54). Die Eigenschaften dieser Wirkkonzepte sind mit den definierten Anforderungen zu vergleichen. Mit Hilfe der bei der Zieldefinition definierten Bewertungskriterien können die vielversprechendsten Wirkkonzepte identifiziert und ausgewählt werden. [41, S.125]

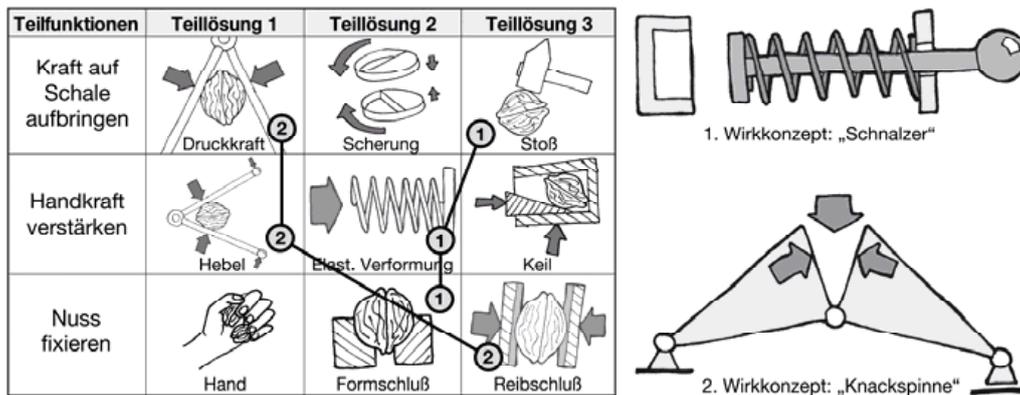


Abbildung 3.54: Synthese von Lösungskonzepten (Wirkkonzepten) [41, S.125]

Vor- und Nachteile des Morphologischen Kastens

Die Anwendung des Morphologischen Kastens führt zu folgenden Vor- und Nachteilen: [6, S.92f]

- Erleichterung bei der Behandlung von komplexen Problemen
- Ermöglicht das Auffinden von nicht direkt offensichtlichen Lösungen
- Die systematische Betrachtung des Gesamtproblems ermöglicht die Erkennung der Problemstruktur
- Die Mängel der bisherigen Lösungen können erkannt werden
- Gute Dokumentation der Ergebnisse

- Die Erstellung des Morphologischen Kastens ist relativ schwierig
- Durch eine hohe Anzahl von Teilfunktionen und Lösungsprinzipien entstehen viele Kombinationsmöglichkeiten, die eine abschreckende Wirkung haben können und den Aufwand für die Bewertung erhöhen

4 Definierte Vorgehensweise

Ziel dieser Arbeit ist es, dass Lösungsprinzipien für die Funktionsgruppe Kinematik durch strukturiertes und methodisches Vorgehen erarbeitet werden. Das grobe Vorgehen wird dabei durch das SE-Modell (siehe 3.3.1) vorgegeben. Innerhalb der Phasen des SE-Modells wurden auch weitere Werkzeuge aus anderen Vorgehens- und Denkmodellen integriert, wodurch eine effiziente und effektive Vorgehensweise für das Definieren von Lösungsprinzipien geschaffen wird.

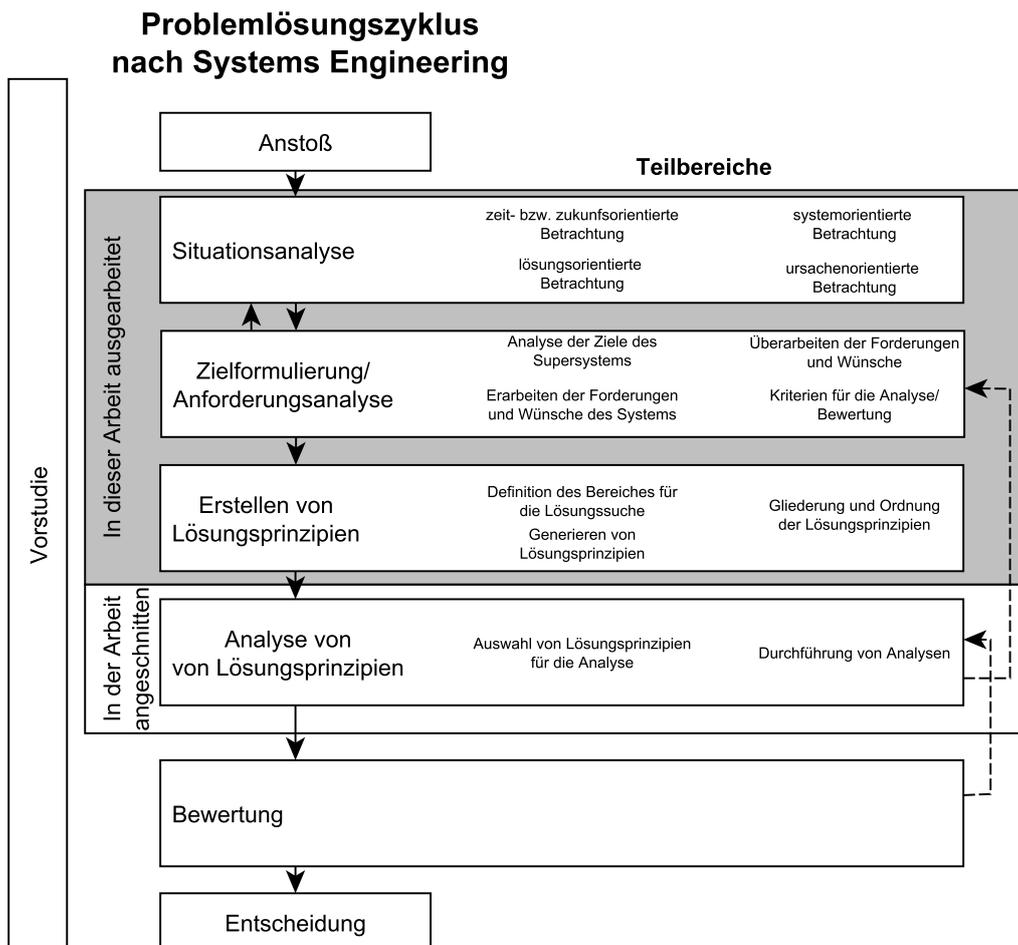


Abbildung 4.1: Vorgehensweise in dieser Arbeit inkl. Betrachtungsgebiete

4.1 Vorgehen bei der Situationsanalyse

4.1.1 Ausgewählte Analysen

Wie bereits in 3.3.1 beschrieben, dient die Situationsanalyse dazu, um die Ausgangssituation zu erfassen, um konkrete Ziele zu definieren. Für die Durchführung von Situationsanalysen gibt es laut [26, S.112ff] vier verschiedene Betrachtungsweisen mit folgenden Betrachtungsschwerpunkten:

- Zeit- bzw. zukunftsorientierte Betrachtungsweise
 - Entwicklung des Problemfeldes ermitteln
 - Entwicklungen im Umfeld identifizieren
 - Dringlichkeit der Lösung bestimmen
 - Auswirkung von Eingriffen und neuen Lösungen auf den Untersuchungsbe-
reich
- Systemorientierte Betrachtungsweise
 - Abgrenzung des Systems von seiner Umwelt
 - Erstellung von Strukturmodellen für Systeme, Systemteile und Teile der rele-
vanten Umwelt
 - aufbauorientierte Betrachtung
- Ursachenorientierte Betrachtungsweise
 - identifizieren von Symptomen von unbefriedigenden Situationen
 - diese Symptome sammeln und gliedern
 - Systemelemente in einer Sachverhaltsdarstellung mit Symptomen verknüpfen;
verborgene Elemente aufspüren
 - Hintergründe identifizieren
- Lösungsorientierte Betrachtungsweise
 - Analysieren der derzeitigen Lösungen
 - Zusammenstellung von Mitteln und Maßnahmen zur Erfüllung der gewünschten
Funktion

In dieser Arbeit wurden verschiedene Betrachtungspunkte für die Situationsanalyse gewählt, die sich durchaus in die oben genannten Betrachtungsweisen eingliedern lassen (siehe Abbildung 4.2).

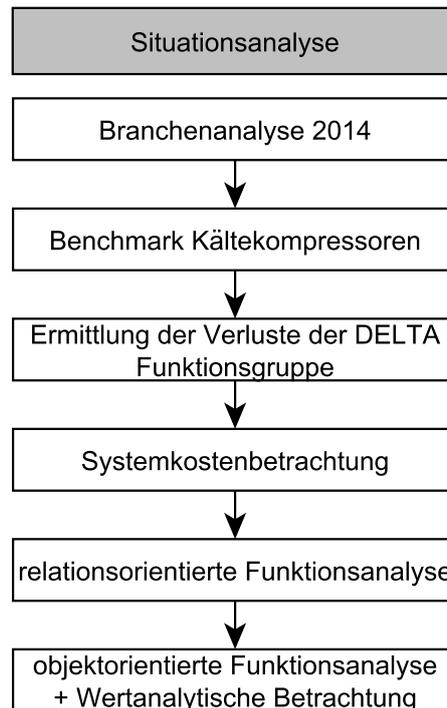


Abbildung 4.2: Vorgehen bei der Situationsanalyse

4.1.2 Erwartungen aus der Situationsanalyse

An die unterschiedlichen Situationsanalysen (nach Abbildung 4.2) werden unter anderem folgende Erwartungen geknüpft:

Branchenanalyse 2014

Die Branchenanalyse soll einen Überblick über die am Markt vorhandenen Kältekompressoren für den Haushaltsbereich liefern. Innerhalb der Analyse soll eine Trennung zwischen Kompressoren mit fester Drehzahl (Asynchronmotoren) und Kompressoren mit variabler Drehzahl vorgenommen werden. Weiters sollen die derzeit verwendeten Kältemittel der Kompressoren ermittelt werden.

Auf Basis der Analyse sollen die effizientesten Kompressoren (im ASHRAE Vergleichsprozess) identifiziert werden.

Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren

Die bisher in Kältekompressoren für Haushaltsgeräte eingesetzten Lösungsprinzipien sollen durch eine Analyse von verschiedenen Konkurrenzkompressoren erarbeitet werden.

Funktionsanalysen

Durch die Funktionsanalysen sollen Ansatzpunkte für die Bildung neuer Lösungsprinzipien gefunden werden.

Analyse des Delta Kompressors

Die Analyse des Delta Kompressors, welche sich aus der Verlustberechnungen sowie der Systemkostenermittlung zusammensetzt, soll dabei helfen, dass Schwächen in der Funktionsgruppe gefunden werden. Die dabei gesammelten Erkenntnisse sollen einen wesentlichen Beitrag zur Identifizierung der abstrakten Teilfunktion für die Lösungsfindung leisten.

4.2 Vorgehen Anforderungsanalyse

Basierend auf den Zielvorgaben für das ACT-Projekt (siehe 6.1) werden die Anforderungen für die Funktionsgruppe abgeleitet. Folgende Vorgangsweise wurde dafür festgelegt:

1. Unter Verwendung der *Checkliste der Hauptmerkmale zur Anforderungsanalyse* nach [40] sollen die wichtigsten Anforderungen der Funktionsgruppe Kinematik definiert und im Anschluss nach Forderungen und Wünschen gegliedert werden.
2. Im Anschluss daran sollen die definierten Forderungen und Wünsche der Funktionsgruppe unter Zuhilfenahme des *9-Felder-Modells* nach TRIZ hinterfragt und verfeinert werden.
3. Nach der Definition der Anforderungen werden diese näher beschrieben und Zielwerte festgelegt.
4. Im Anschluss werden die Kriterien für die Analyse und Bewertung sowie die weiteren Rahmenbedingungen festgelegt.

4.3 Vorgehen zur Erstellung von Lösungsprinzipien

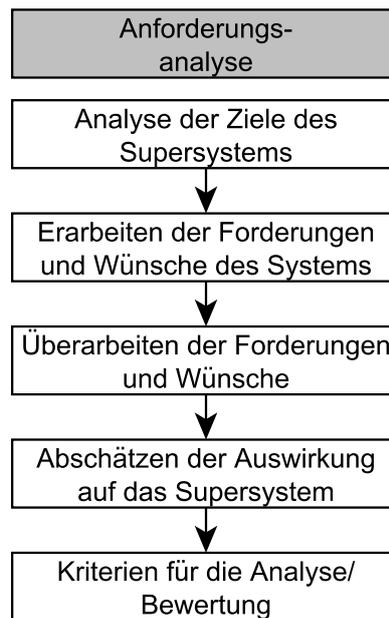


Abbildung 4.3: Vorgehen bei der Anforderungsanalyse

4.3 Vorgehen zur Erstellung von Lösungsprinzipien

Basierend auf der Situationsanalyse und den Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik wird die Lösungssuche durchgeführt. Im ersten Schritt wird der Bereich für die Lösungssuche definiert, in dem es sich im Wesentlichen um die Definition der benötigten Teilfunktionen der Funktionsgruppe handelt. Dabei sollen die Ergebnisse aus der Situationsanalyse berücksichtigt werden. Im Anschluss folgt die eigentliche Generierung von Lösungsprinzipien. Die Generierung von Lösungsprinzipien soll großteils in moderierten Kreativitätsworkshops erfolgen. In den Kreativitätsworkshops werden verschiedenste Tools zur Unterstützung hinzugenommen, um die Lösungssuche zu unterstützen.

Im Anschluss werden ähnliche Ideen geclustert und in einen Morphologischen Kasten eingepflegt und nach definierten Kriterien geordnet werden.

4 Definierte Vorgehensweise

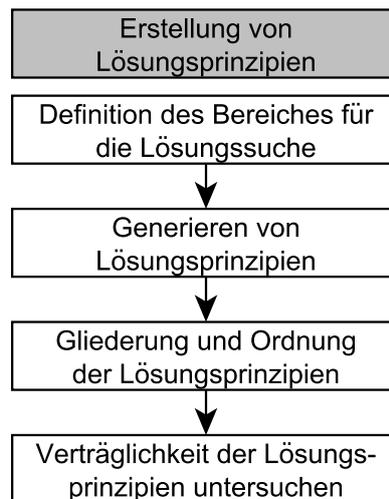


Abbildung 4.4: Vorgehen beim Erstellen von Lösungsprinzipien und angewendete Werkzeuge

4.4 Vorgehen zur Analyse von Lösungsprinzipien

Lösungsprinzipien, welche die Forderungen an die Funktionsgruppe erfüllen, werden einer Analyse unterzogen, um die Erfüllung der Wunschanforderungen zu überprüfen. In dieser Arbeit sollen einige ausgewählte Lösungsprinzipien näher analysiert werden, um als Beispiel für die Vorgangsweise bei der Analyse zu dienen.



Abbildung 4.5: Vorgehen beim Erstellen von Lösungsprinzipien und angewendete Werkzeuge

5 Situationsanalyse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der durchgeführten Situationsanalysen dargestellt. Beginnend mit der Branchenanalyse, welche den IST-Stand der verfügbaren Kältekompressoren im Jahre 2014 aufzeigt, werden COP, Kälteleistung und Gewicht sowie die eingesetzten Kältegas analysiert. Anschließend werden einige Konkurrenz-Kältekompressoren mit dem Fokus auf die Funktionsgruppe Kinematik analysiert. Dabei wird versucht auffällige innovative Lösungsprinzipien zu finden und zu protokollieren. Im Anschluss werden die Verluste des Delta Kompressors ermittelt, welche anschließend den Bauteilen der Funktionsgruppe zugeordnet werden. Weiters werden Funktionsmodelle für die Funktionsgruppe erstellt, um die Zusammenhänge näher zu identifizieren. Die Berechnung der Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik rundet die Situationsanalyse ab.

5.1 Branchenanalyse

Um ein Bild der derzeit am Markt verfügbaren Kompressoren zu erhalten, wurde eine umfassende Katalogrecherche durchgeführt. Den Untersuchungsbereich stellen dabei Kompressoren für Haushaltsgeräte wie Kühlschränke und Kühltruhen dar. Es wurden somit nur Kompressoren erfasst, deren Kälteleistung bei ASHRAE Standardverhältnis ($-23,3 / + 55^{\circ}\text{C}$) unter 300W liegt.

Die Kataloge folgender Hersteller wurden dabei erfasst:

- ACC Compressors S.P.A (ACC)
- ATLANT Inc. (Atlant)
- Daewoo Electronics (Daewoo)
- Embraco
- Guangzhou Wanbao Group Co., Ltd. (Wanbao)
- Hangzhou Qianjiang Compressor Co., Ltd. (Wansheng)
- Hitachi Appliances, Inc. (Hitachi)
- Huangshi Dongbei M & E Group Co., Ltd (Donper)
- Huayi Compressor Barcelona, S.L. (Cubigel)
- Huayi Compressor Co., Ltd (Huayi)
- Jiaxipera Compressor Co., Ltd (Jiaxipera)
- LG Electronics (LG)

5 Situationsanalyse

- Panasonic Industrial Company (Panasonic)
- Samsung Electronics (Samsung)
- Secop Austria GmbH. (Secop Austria)
- Secop GmbH. (Secop)
- Sichuan Danfu Compressor Co., Ltd. (Sichuan Danfu)
- Tatung Company (Tatung)
- Tecumseh Products Company (Tecumseh)
- Türk Elektrik Endüstrisi A.Ş. (TEE)
- Zhejiang Bingfeng Compressor Co., Ltd. (Bingfeng)

Insgesamt wurden aus den verschiedenen Print- und Onlinekatalogen die Parameter für 3255 Kältekompressoren ermittelt.

5.1.1 Kompressoren mit konstanter Drehzahl

Abbildung 5.1 zeigt die erfassten Kompressoren, welche nach dem verwendeten Kältegas kategorisiert wurden. In Abbildung 5.1 flossen jene Kompressoren aus der Analyse ein, welche mit einer Netzfrequenz von 50Hz sowie einer Netzspannung von 220 – 240V betrieben werden und deren Kälteleistung sowie COP im ASHRAE-Prozess ($-23,3/ +55^{\circ}\text{C}$) bestimmt wurde.

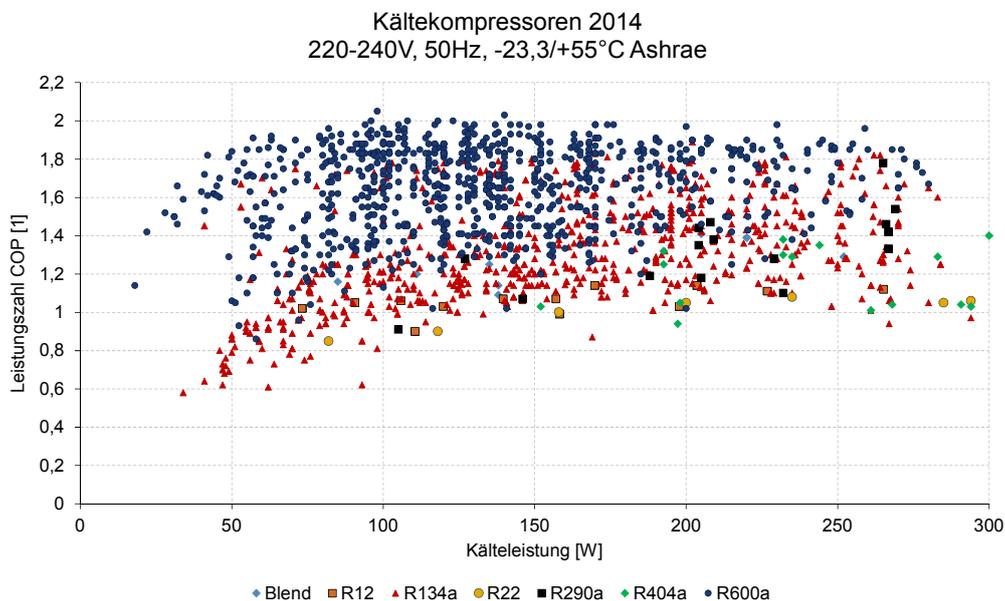


Abbildung 5.1: Übersicht der am Markt erhältlichen 50Hz Kompressoren 2014 - nach Kältegas klassifiziert - Betrachtung COP und Kälteleistung

Wie aus Abbildung 5.1 ersichtlich wird, werden Kompressoren bis 300W Kälteleistung größtenteils mit den Kältemitteln R600a bzw. R134a betrieben. Der Abbildung kann des

Weiteren entnommen werden, dass der Großteil der Kompressoren, welche mit R134a Kältegas arbeiten, signifikant niedrige Leistungszahlen aufweisen. Das kann laut Secop Austria darauf zurückgeführt werden, dass es sich beim Großteil der R134a Kompressoren um keine Neuentwicklungen handelt. Abbildung 5.2 stimmt somit mit den Ergebnissen

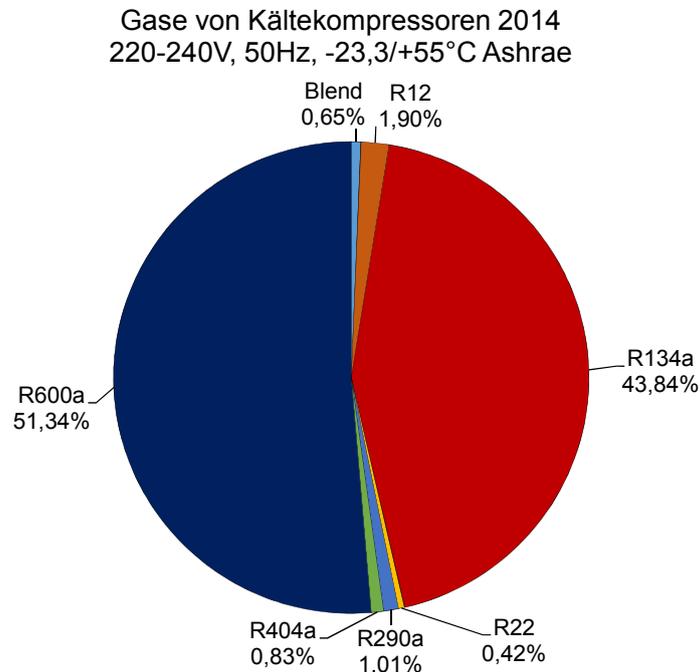


Abbildung 5.2: Kältegas und deren Anteil am Markt erhältlichen 50Hz Kompressoren 2014 bis 300W Kälteleistung im ASHRAE-Prozess (-23,3/ +55°C)

von [10] überein, wonach das Kältegas R134a in Haushaltskältegeräten in Europa immer mehr durch R600a verdrängt wird. In den USA ist R600a aufgrund seiner Brandgefahr verboten [10]. Betrachtet man 60Hz Kompressoren, welche vorwiegend in Nord- und Südamerika verkauft werden, so zeigt sich eindeutig die Vorherrschaft von R134a (siehe Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4).

5 Situationsanalyse

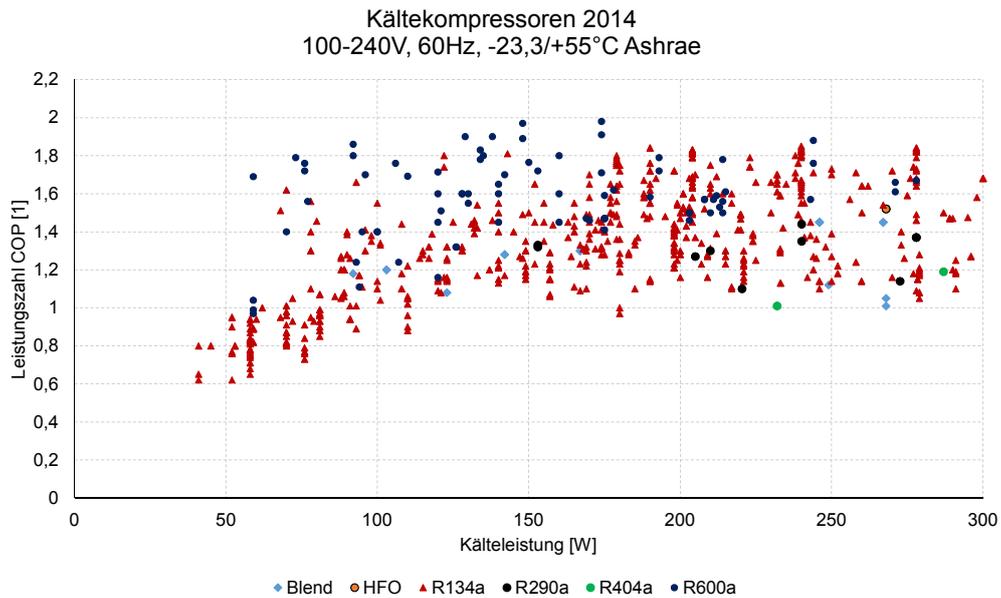


Abbildung 5.3: Übersicht der am Markt erhältlichen 60Hz Kompressoren 2014 - nach Kältegas klassifiziert - Betrachtung COP und Kälteleistung

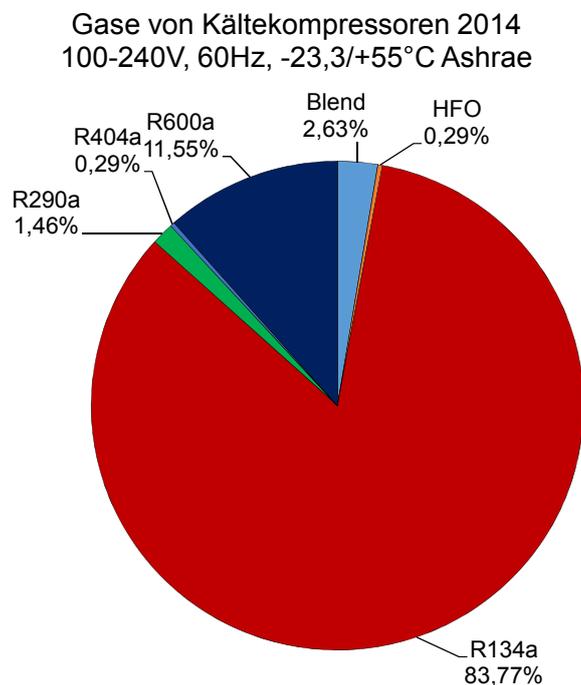


Abbildung 5.4: Kältegas und deren Anteil am Markt erhältlicher 60Hz Kompressoren 2014 bis 300W Kälteleistung im ASHRAE-Prozess (-23,3/ +55°C)

Abbildung 5.5 zeigt wiederum sämtliche Kompressoren, welche mit einer Netzfrequenz von 50Hz sowie einer Netzspannung von 220 – 240V betrieben werden und deren

Kälteleistung sowie COP im ASHRAE-Prozess ($-23,3/ +55^{\circ}\text{C}$) bestimmt wurde. Die derzeit am Markt verfügbaren Produkte von Secop Austria wurden hervorgehoben. Wie

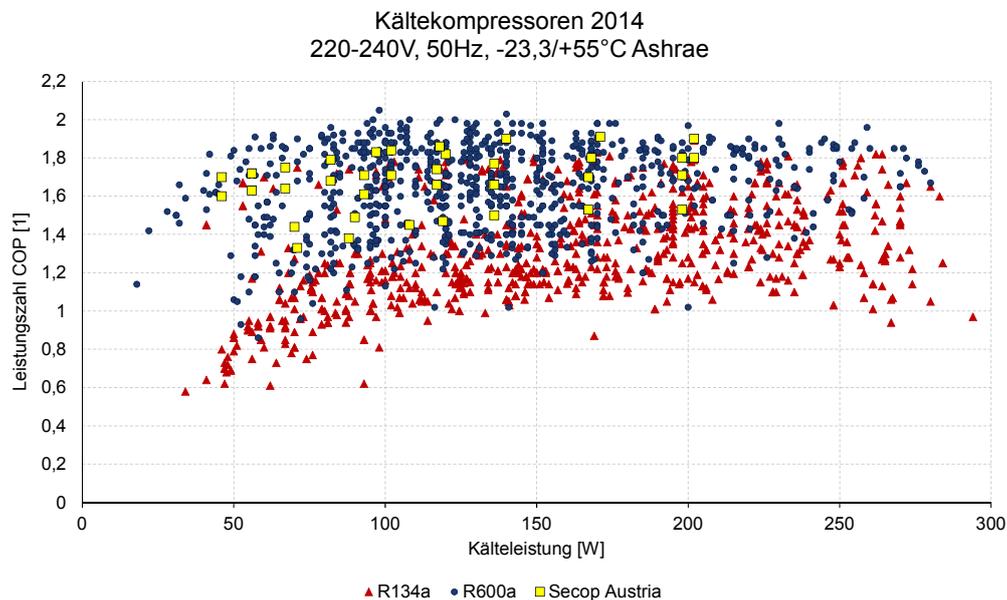


Abbildung 5.5: Übersicht der am Markt erhältlichn Kompressoren 2014 mit R600a und R134a - inklusive der Positionierung der Secop Austria Kompressoren - Betrachtung COP und Kälteleistung

aus Abbildung 5.5 entnommen werden kann, sind die Kompressoren von Secop Austria im sogenannten *Top-Performance-Segment* vertreten. Die Betrachtung des COPs über die Kälteleistung ist jedoch mit Vorsicht zu genießen - durch große Ausführungsformen des Kältekompressors können große Motoren mit hohen Wirkungsgraden verwendet werden, wodurch der COP „künstlich“ in die Höhe getrieben wird. Bei großen Motoren mit hohem Wirkungsgrad wird sehr viel Kupfer benötigt, wodurch die Materialkosten massiv ansteigen.

Abbildung 5.6 zeigt den COP über das Gewicht. Mit dem Delta Kompressor hat Secop Austria den Kältekompressor mit dem besten COP/Gewicht Verhältnis. Dies wird neben der kompakten Bauweise auch durch die Verwendung von Kunststoffen ermöglicht. Durch den geringen Materialeinsatz können die direkten Materialkosten reduziert werden.

5 Situationsanalyse

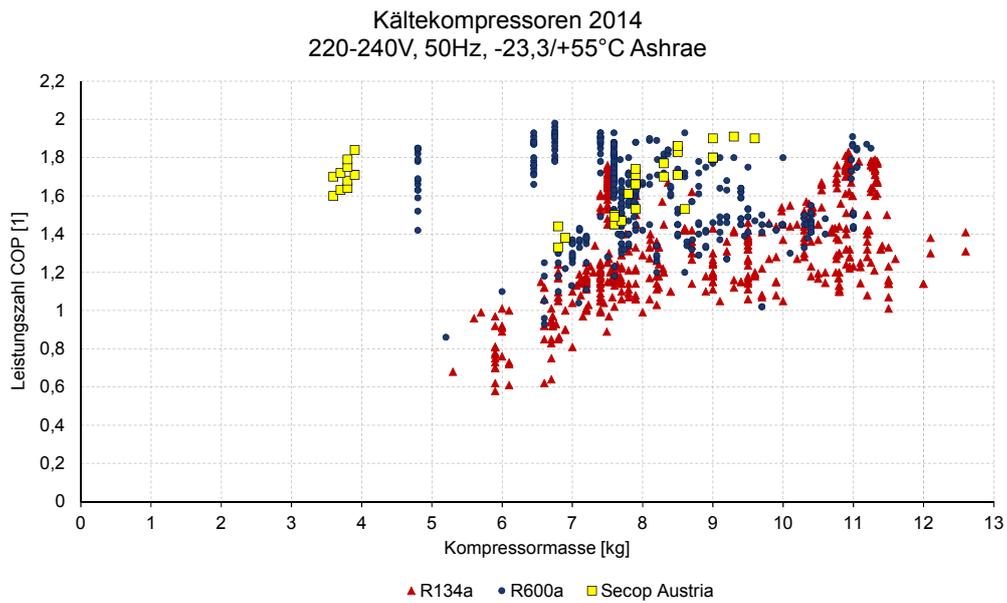


Abbildung 5.6: Übersicht der am Markt erhältlichen Kompressoren 2014 mit R600a und R134a - inklusive der Positionierung der Secop Austria Kompressoren - Betrachtung COP und Gewicht

5.1.2 VSD Kompressoren

Abbildung 5.7 zeigt die am Markt erhältlichen drehzahlgeregelten (variable speed drive (VSD)) Kompressoren verschiedener Hersteller. Die in den Datenblättern angegebenen Betriebspunkte bei verschiedenen Drehzahlen wurden mit Linienzügen verbunden. Die einzelnen Kompressoren (welche in Abbildung 5.7 nicht näher benannt und gekennzeichnet wurden) sind daher durch die Linienzüge erkennbar.

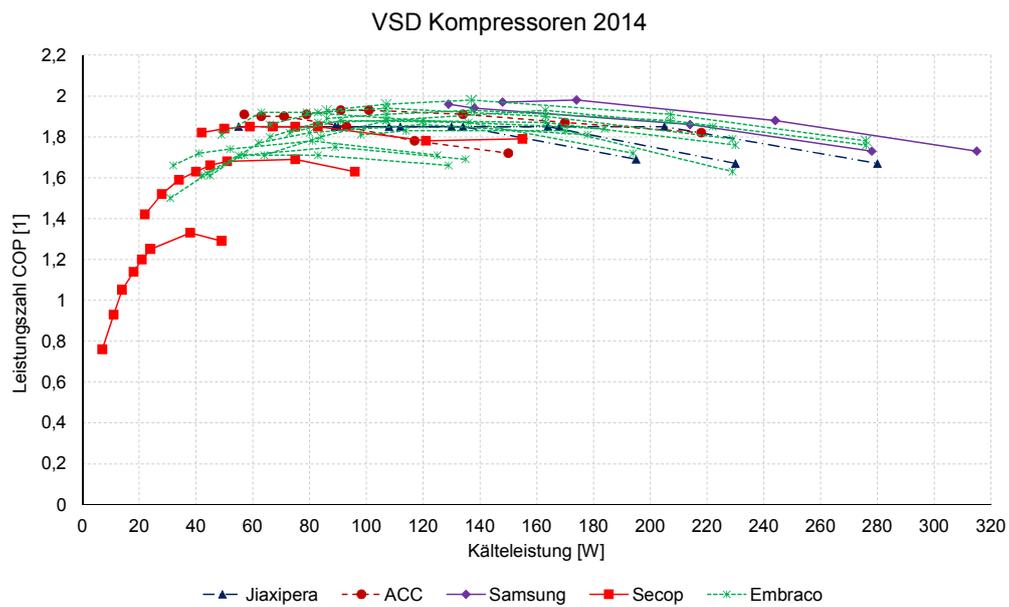


Abbildung 5.7: Übersicht der drehzahlregulierten Kompressoren nach Herstellern

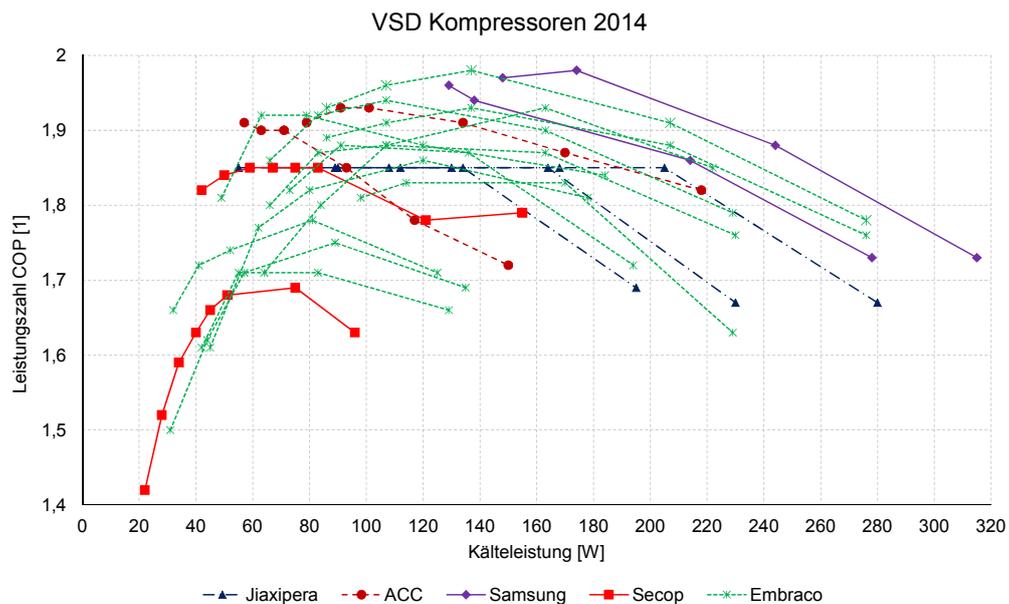


Abbildung 5.8: Übersicht der drehzahlregulierten Kompressoren nach Herstellern - Detail

Aus Abbildung 5.7 bzw. 5.8 wird ersichtlich, dass der COP der Kältekompressoren bei kleineren Kälteleistungen (im ASHRAE Standardverhältnis $-23,3/ +55^{\circ}\text{C}$) deutlich abfällt.

5.1.3 Gegenüberstellung konstante/variable Drehzahl

Abbildung 5.9 zeigt eine Gegenüberstellung von R600a Kältekompressoren mit variabler bzw. fixer Drehzahl. Der Abbildung kann entnommen werden, dass kleine Kälteleistungen unter 50W (im ASHRAE-Prozess $-23,3/ +55^{\circ}\text{C}$) derzeit nur über VSD-Kompressoren realisiert werden.

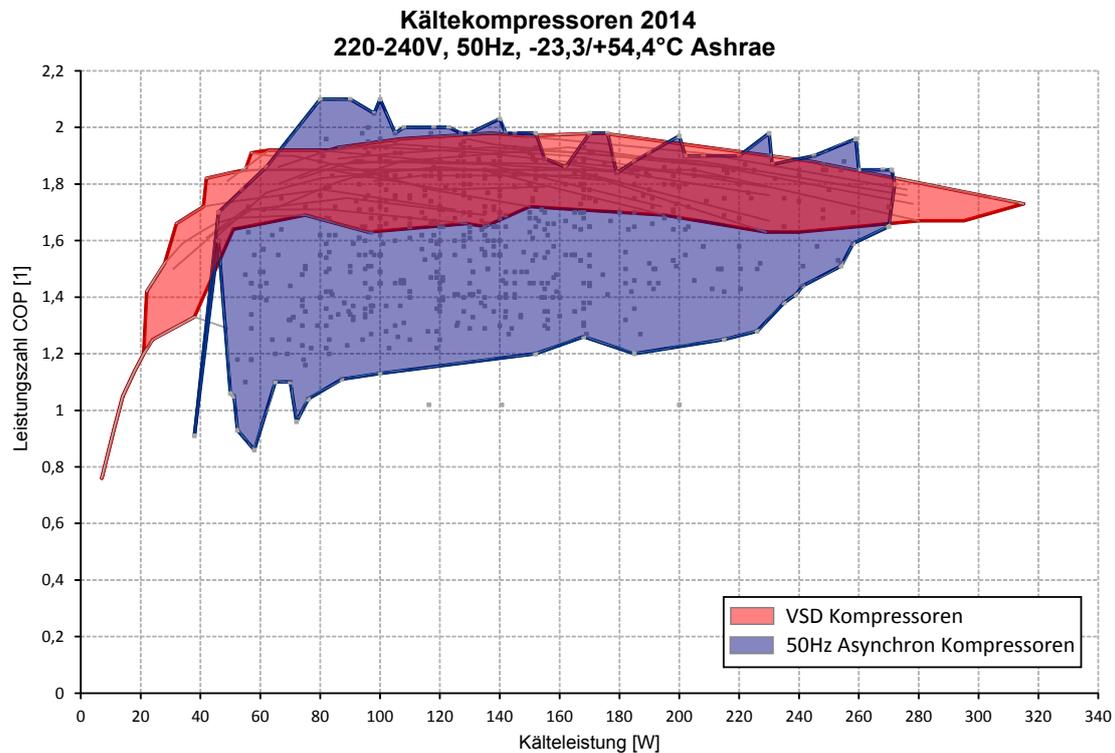


Abbildung 5.9: COP/Kälteleistungsbereich von Kompressoren mit und ohne VSD mit R600a Kältegas - 2014

5.1.4 Vorschlag von Kältekompressoren für eine nähere Analyse

Aus den erfassten Kompressoren wurden die mit hohen Leistungszahlen ausgewählt. Die Auswahl stellt eine Basis für eine nähere Analyse da.

Hersteller	Familie	Bezeichnung	Ashrae $-23,3/ + 54,4^{\circ}\text{C}$	
			Q_0	COP
Huayi	HYE	HYE50MDU	80	2,1
Donper	L	LV60CY	98	2,05
Donper	L	LH76CY	140	2,03
Jiaxipera	ND	ND1080Y	71	1,98
Secop	NL	NLU10KK.1	176	1,98
Wanbao	E	ETC55A	96	1,95
Samsung	M	MSE482Q-L1U	148	1,92
Secop	D	DLX4.8KK.1	81	1,9
Embraco	EMD	EMD80CLT	220	1,9

Tabelle 5.1: Empfohlene Benchmark-Kältekompressoren mit Asynchronmotor

Hersteller	Familie	Bezeichnung	Ashrae $-23,3/ + 54,4^{\circ}\text{C}$		Drehzahl		
			Q_0	COP	min	max	Verhältnis
Samsung	M	MSV4A1A-L1B	76-233	1,66-1,86	1200	4300	1:3,6
Samsung	E	ENV4A5G-L2B	127-272	1,73-1,98	1650	3600	1:2,2
Embraco	VES	VESD11C	86-276	1,78-1,98	1300	4500	1:3,5
Embraco	VEM	VEMX9C	64-222	1,71-1,93	1200	4500	1:3,8
Jiaxipera	VNX	VNX1111Y	55-195	1,69-1,85	1200	4500	1:3,8
Secop	XV	XV7.2KX	96-155	1,63-1,85	1000	4000	1:4

Tabelle 5.2: Empfohlene Benchmark VSD-Kältekompressoren

Hersteller	Familie	Bezeichnung	CECOMAF $-25/ + 55^{\circ}\text{C}$	
			Q_0	COP
LG	DLF	DLF102NAET	165	1,8
LG	FA	FA88NAET	162	2,16

Tabelle 5.3: Empfohlene Benchmark Linear-Kältekompressoren

5.2 Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren

Secop Austria setzt seit vielen Jahren auf das Benchmark von Konkurrenzprodukten, um neue Denkansätze und Lösungen zu erhalten. Mittlerweile verfügt Secop Austria über ein Archiv von über 700 verschiedenen Konkurrenzkompressoren für Haushaltsgeräte.

Ziel der Untersuchung in dieser Arbeit ist es, Teilfunktionen und die eingesetzten Lösungsprinzipien aus den Ausprägungsmerkmalen der Funktionsgruppe (eingesetzte Bauteile, Auffälligkeiten in den Bauteilgeometrien ect.) und die eingesetzten Ausprägungsformen zu identifizieren und zu beschreiben. Es handelt sich somit nicht um ein Benchmark im klassischen Sinn, da es nicht das Ziel ist, die beste Lösung zu identifizieren.

Basierend auf folgenden Kriterien wurden die Kompressoren für die Analyse definiert:

- Auch Secop Austria Kompressoren werden in die Analyse aufgenommen
- Ein Kompressor je Produktfamilie / Generation
- Baugleiche Kompressoren Produktfamilie / Generation, welche unter verschiedenen Marken vertrieben werden, werden nur einmal untersucht
- Generationen, von denen bekannt ist, dass die Funktionsgruppe Kinematik baugleich der Vorgängergeneration sind, wurden vernachlässigt
- Sämtliche Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik des Kompressors müssen vorhanden sein

Basierend auf diesen Kriterien wurden 80 Kompressoren für die Analyse ausgewählt.

5.2.1 Stand der Technik

Sämtliche neu entwickelten Kältekompressoren für Haushaltsgeräte werden als *Tauchkolben mit Schubkurbeltrieb* ausgeführt. Nur noch vereinzelt sind Kompressoren in der Ausführungsform *Kreuzschleife* am Markt zu finden, da diese durch ihren schlechten Wirkungsgrad (bei etwa gleichen Herstellkosten) massive Nachteile am derzeitigen Markt haben.

Derzeit ist ein neues Kältekompressorenkonzept für Haushaltsgeräte im Vormarsch: der Linearkompressor. Hocheffiziente LG Kühlschränke sind bereits mit, ebenfalls von LG hergestellten, Linearkompressoren (siehe Abbildung 5.11a) ausgestattet. Weiters ist aus verschiedenen Publikationen und Quellen bekannt, dass die Firma Embraco ebenfalls einen Linearkompressor (Konzept siehe Abbildung 5.11b) entwickelt.

5.2 Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren

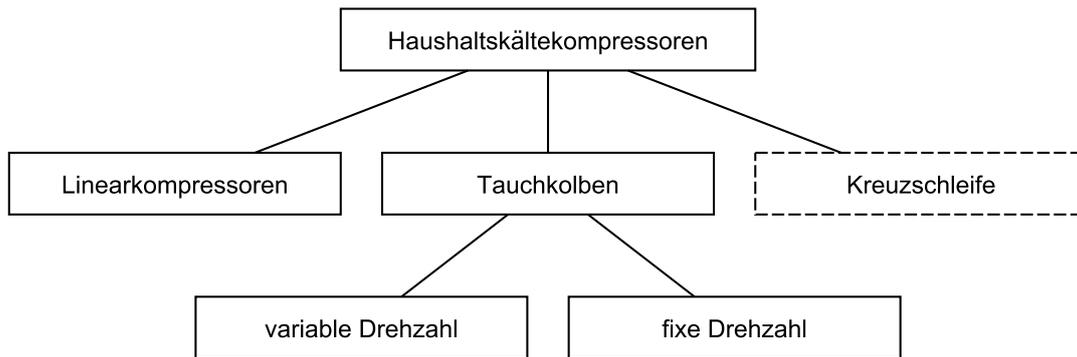


Abbildung 5.10: Ausführungsformen der Funktionsgruppe Kinematik bei Haushaltskältekompressoren

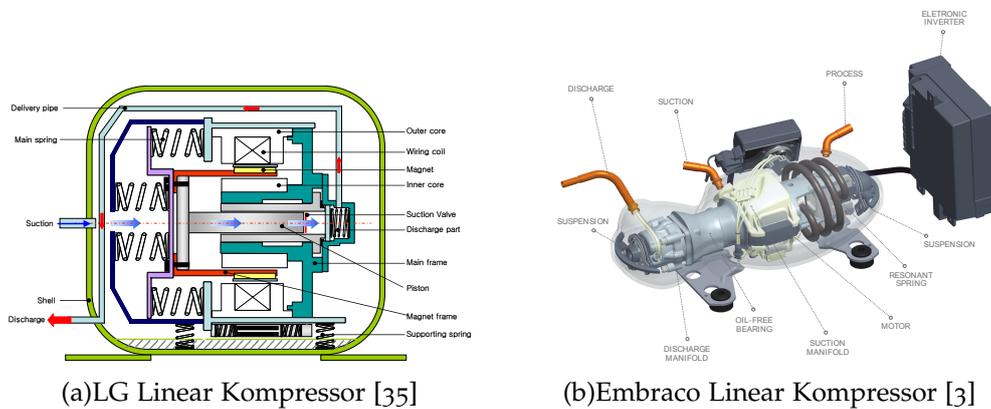


Abbildung 5.11: Ausführungen von Linearkompressoren

5.2.2 Übersicht von bereits eingesetzten Ausführungsformen in Haushaltskältekompressoren

Tabelle 5.4 zeigt die Ergebnisse der Analyse, welche ähnlich der Form eines Morphologischen Kastens dargestellt wurden. In der Tabelle finden sich jedoch keine, wie beim Morphologischen Kasten üblich, Teilfunktionen und Lösungsprinzipien, sondern Ausprägungsmerkmale und deren Ausprägungsformen der verschiedenen Kompressoren. In Abschnitt 7.2 werden die verschiedenen Ausprägungsmerkmale zu Teilfunktionen und die Ausführungsformen zu Lösungsprinzipien kombiniert.

5 Situationsanalyse

				Ausprägungsform			
				1	2	3	4
Ausprägungsmerkmal	Konzept	Kinematik Konzept	1.1	Schubkurbel mit Tauchkolben	Kreuzschleife	Linear	
		Variable Hubzahl	1.2	nein	ja		
		Ausrichtungskonzept	1.3	upside	downside		
	Zylindergehäuse	Anzahl der Teile	2.1	einteilig	zweiteilig	mehrteilig	
		Anzahl der Füße	2.2	zwei	drei	vier	
		Befestigung Zylinderkopf	2.3	verschraubt	gepresst	geschweißt	
		Gegenlager für Kurbelwelle	2.4	nein	ja		
		Druckschallkammern	2.5	nein	ja		
		Druckschallkammer Anordnung	2.6	keine	links	rechts	links u. rechts
		Flanschlager gebaut	2.7	nein	ja		
	Kolben	Kolbenfreistellung	3.1	nein	Ring	Rille	Stege
		Bohrung in Kolbenfreistellung	3.2	nein	ja		
		Kolbennase	3.3	nein	ja		
		Freistellung für Saugventil	3.4	nein	ja		
		Fixierung Kolbenbolzen	3.5	nicht erforderlich	Fixierstift	gepresst	
	Kolbenbolzen	Kolbenbolzen vorhanden	4.1	nein	ja		
		Längsbohrung	4.2	nein	ja		
		Schmiersystem	4.3	nein	Bohrung	umlaufende Rille	Schmierslot
	Pleuel	Pleuelart	5.1	einteilig	zweiteilig	dreiteilig	gebaut
		Ausführung Pleuelende	5.2	zylindrische	Kugel		
		Kolbenseitig	5.3	nein	ja		
		Längs Schmierbohrung	5.4	nein	am kleinen Auge	am großen Auge	an beiden Augen
		Stegversatz am Pleuelauge	5.4	nein	am kleinen Auge	am großen Auge	an beiden Augen
	Schmiernut im kleinen Pleuelauge	5.5	nein	ja			
	Kurbelwelle	Wendelnut	6.1	nein	Helix einfach	Helix zweifach	
		Stehender Innenteil Kurbelwelle	6.2	nein	ja		
		Oil Pickup	6.3	nein	ja		
Catcher		6.4	nein	ja			
Kurbelwellen Ausgleichsgewicht		6.5	nein	ja			
Zusätzliches Ausgleichsgewicht		6.6	nein	am Rotor	am Kurbelzapfen	auf Kurbelwangen	
Axiallagertyp		6.7	Gleitlager	Kugellager			

Tabelle 5.4: Ausprägungsmerkmal und angewendete Ausführungen

5.3 Der Delta Kompressor und die Funktionsgruppe Kinematik

Die Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors besteht aus den folgenden Bauteilen.

1. Kolben
2. Kolbenbolzen
3. Fixierstift
4. Pleuel
5. Kurbelwelle
6. Ölhülse
7. Zylindergehäuse
8. Axial-Wälzlager
9. Öl

Abbildung 5.12 zeigt die Bauteile Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors (Explosionszeichnung im Anhang).

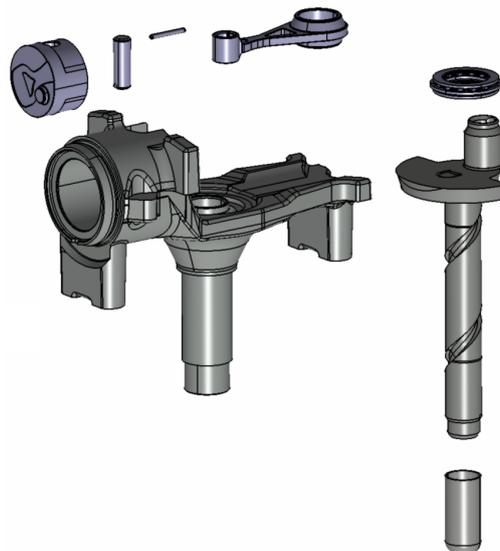


Abbildung 5.12: Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors

5 Situationsanalyse

Die relevanten Leistungsdaten sowie die Kenngrößen der Funktionsgruppe der verschiedenen Delta Kompressoren sind in Tabelle 5.5 aufgelistet. Die mit ¹ gekennzeichneten Leistungsdaten beziehen sich auf den ASHRAE $-23,3/ + 55^{\circ}\text{C}$ Prozess - die mit ² gekennzeichneten auf den ASHRAE $-23,3/ + 45^{\circ}\text{C}$.

Parameter		Einheit	HXD30	HXD35	HXD40	HXD45	HXD55	HXD60
Kälteleistung ¹	Q_0	[W]	46	56	67	82	102	117
Leistungszahl ¹	COP	[1]	1,70	1,72	1,75	1,79	1,84	1,82
elekt. Eingangsleistung ¹	P_{el}	[W]	27,1	32,6	38,3	45,8	55,4	64,3
Kälteleistung ²	Q_0	[W]	53	65	74,7	90	108,7	122,2
Leistungszahl ²	COP	[1]	1,95	1,97	1,99	2,01	2,01	2,02
elekt. Eingangsleistung ²	P_{el}	[W]	27,2	32	37,5	44,8	54,1	60,5
Zylinderbohrung	D_{ZY}	[mm]	21,1067	21,1067	21,1067	21,1067	21,1067	21,1067
Paarungsspiel	Δd	[μm]	4	4	4	4	4	4
Pleuellänge	l_{PL}	[mm]	36,6	35,9	35,07	34,1	33	32,04
Exzentrizität	e_{KW}	[mm]	4,3	5	5,83	6,8	7,9	8,86
Versatz	v_{KW}	[mm]	-2	-2	-2	-2	-2	-2
Hub	s	[mm]	8,61	10,02	11,68	13,62	15,83	17,75
Hubraum	V_h	[cm^3]	3,01	3,50	4,09	4,77	5,54	6,21
Schadraum	V_c	[cm^3]	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Hub-Bohrungs-Verhältnis	C_H	[1]	2,45	2,11	1,81	1,55	1,33	1,19
Schubstangenverhältnis	λ_{PL}	[1]	0,117	0,139	0,166	0,199	0,239	0,277
Schränkungsverhältnis	μ	[1]	-0,0546	-0,0557	-0,0570	-0,0587	-0,0606	-0,0624

Tabelle 5.5: Leistungsdaten und Kenngrößen der Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors

5.4 Kinetik und mechanische Verluste der Delta Plattform

In diesem Abschnitt wird der IST-Zustand der Funktionsgruppe Kinematik der Delta Plattform beschrieben. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die von der Funktionsgruppe verursachten Verluste gelegt. Neben der existierenden Delta Plattform, welche mit konstanter Motordrehzahl operiert, wird auch der *virtuelle drehzahlgeregelte Delta Kompressor* analysiert. Der virtuelle drehzahlgeregelte Delta Kompressor wird baugleich dem Serien Delta Kompressor angenommen - aber wie der Name schon vermuten lässt - mit variabler Drehzahl. Durch die Untersuchung des Verhaltens des Delta Kompressors mit variabler Drehzahl sollen wichtige Erkenntnisse für das ACT-Projekt generiert werden.

5.4.1 Kinetik

Kinetik des HXD55 Kompressors

Abbildung 5.13 zeigt die Druckverläufe von Saugdruck p_{Saug} und Zylinderdruck p welche für die Berechnung der Verluste verwendet wurde. Der Zylinderdruckverlauf wurde durch eine *Indizierprüfstandmessungen* von Secop Austria nach dem Vorgehen von [57] ermittelt. Der Saugdruckverlauf wurde als konstant angenommen.

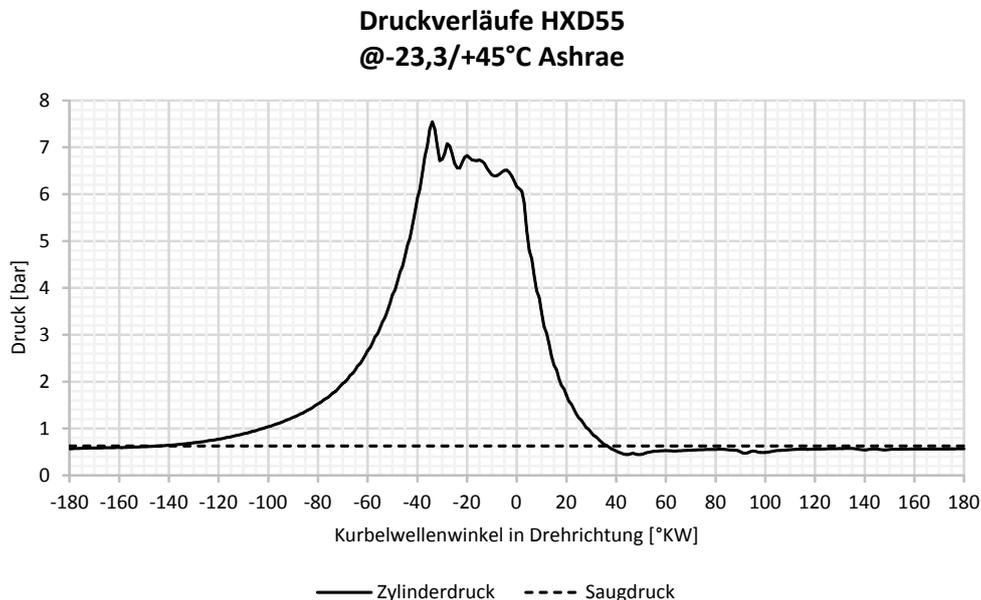


Abbildung 5.13: Verlauf des Zylinder- und des Saugdrucks am HXD55 [43]

Die Abbildungen 5.14 und 5.15 zeigen die auftretenden Lagerkräfte am Triebwerk in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels. Der Verlauf der oszillierenden und rotierenden Massenkräfte kann Abbildung 5.16 entnommen werden.

5 Situationsanalyse

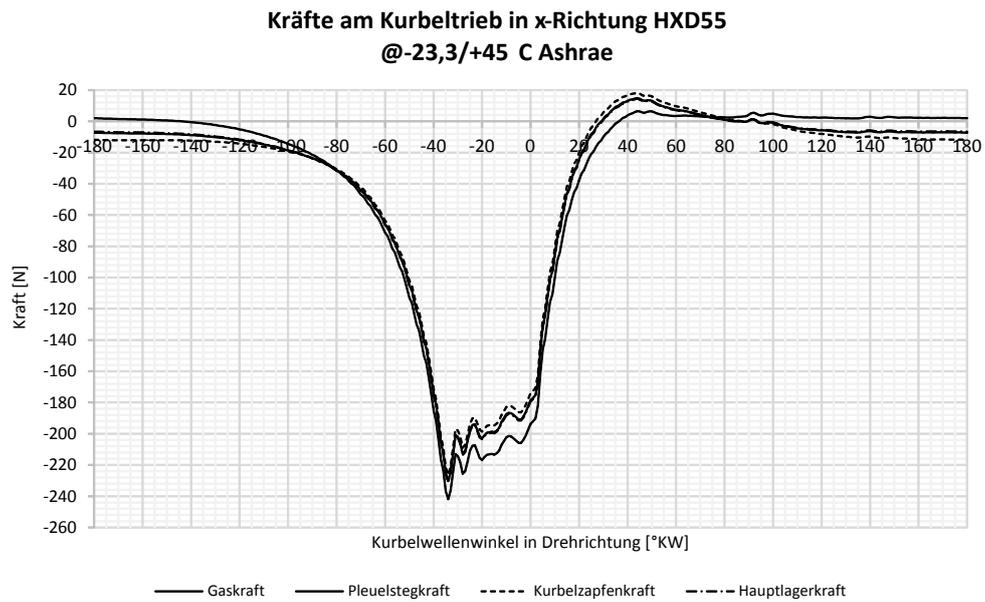


Abbildung 5.14: Kurbeltriebkraften in x-Richtung am HXD55 bei 3000 U/min

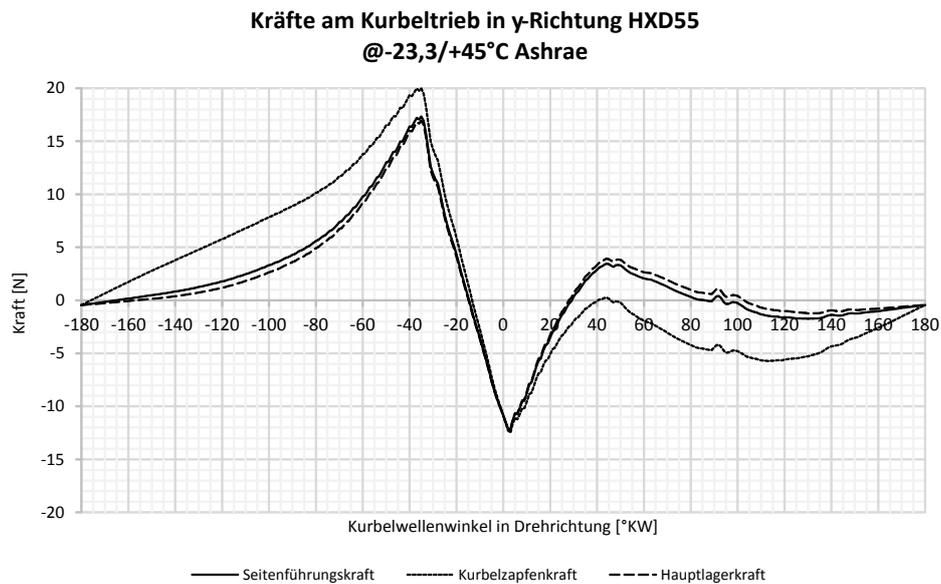


Abbildung 5.15: Kurbeltriebkraften in y-Richtung am HXD55 bei 3000 U/min

Abbildung 5.16 zeigt den Verlauf der rotierenden und oszillierenden Massenkräfte des HXD55 Kompressors. Bei Betrachtung des Verlaufes der oszillierenden Massenkraft wird ersichtlich, dass diese relativ hoch im Vergleich zur rotierenden Massenkraft ist. Der Ausgleichsfaktor der oszillierenden Massen α beträgt 0,05.

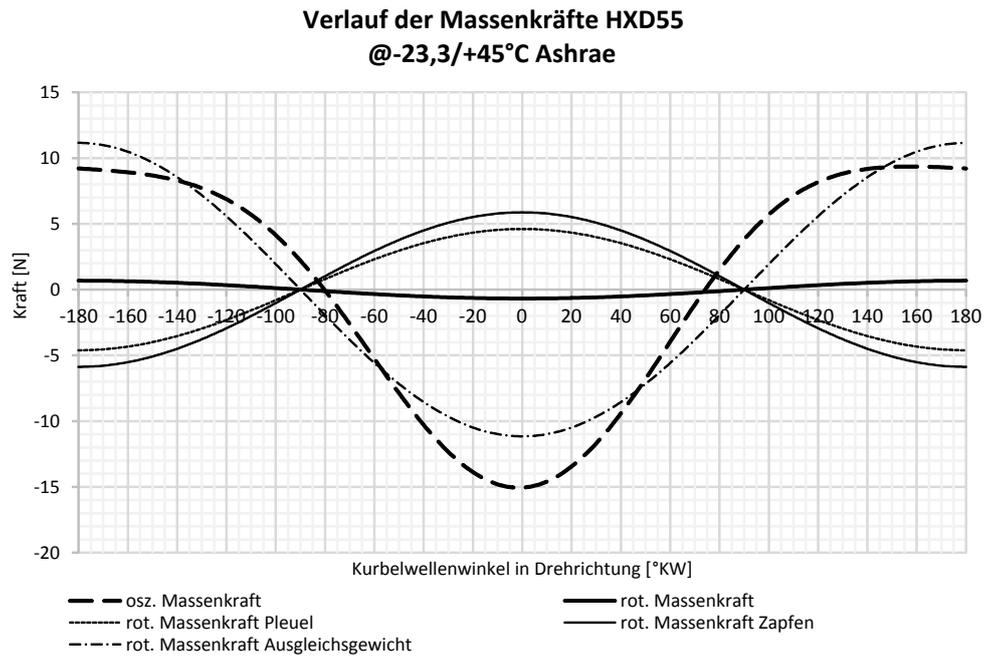


Abbildung 5.16: Massenkräfte HXD55 bei 3000 U/min

Kinetik des virtuellen drehzahlregulierten HXD55 Kompressors

Die folgenden Abbildungen zeigen die Auswirkungen auf die Lagerkräfte bei verschiedenen Motordrehzahlen. Für die Berechnung wurde der Druckverlauf des HXD55 Kompressors bei 3000 U/min für sämtliche Drehzahlen verwendet. Dies entspricht jedoch nur einer Näherung, da der Druckverlauf in der Realität von der Ventildynamik des Kompressors abhängig ist.

5 Situationsanalyse

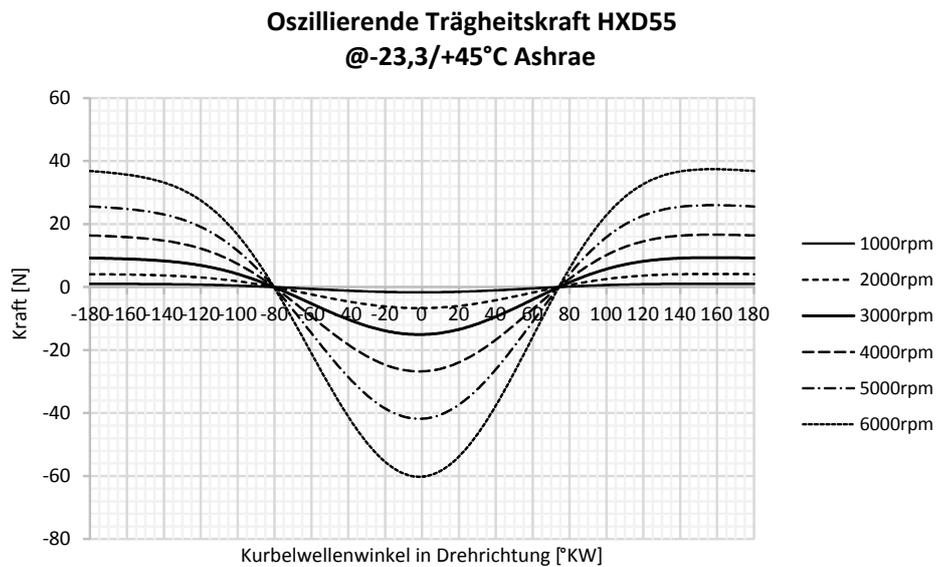


Abbildung 5.17: Verlauf der oszillierenden Massenkraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen

Abbildung 5.17 zeigt die Zunahme der oszillierenden Massenkraft infolge der höheren Kolbenbeschleunigungen. Diese oszillierende Massenkraft des Kolbens wirkt der Belastungsrichtung durch die Gaskraft entgegen, wodurch die maximal wirkende Pleuelstegkraft auf OT reduziert wird (siehe Abbildung 5.18 bzw. 5.19).

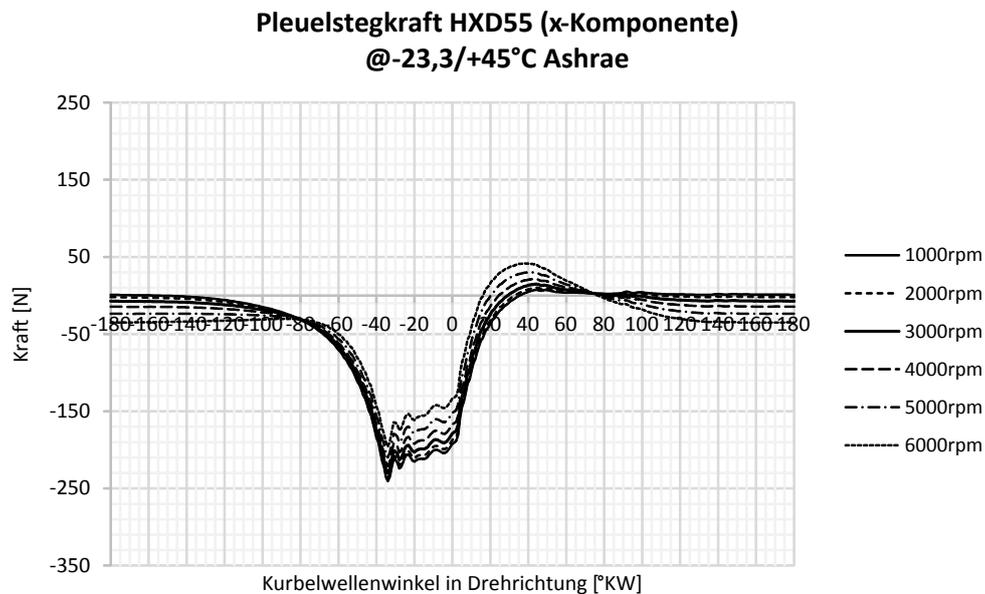


Abbildung 5.18: Verlauf der Pleuelstegkraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen

Der Verlauf der Pleuelstegkraft in y-Richtung ist in Abbildung 5.19 dargestellt. Sie

5.4 Kinetik und mechanische Verluste der Delta Plattform

entspricht der Normalkraft (Seitenkraft), welche zwischen Kolben und Zylinderwand wirkt und verantwortlich für die Festkörperreibverluste im Mischreibungsgebiet ist. Die maximale Seitenkraft wird, wie bereits oben beschrieben, im Bereich des OT bei höheren Drehzahlen verringert. Ab ca. 80° Kurbelwellenwinkel erhöht sich die Seitenkraft bei höheren Drehzahlen. Dies ist auf die erhöhten Massenkräfte bei den höheren Drehzahlen zurückzuführen.

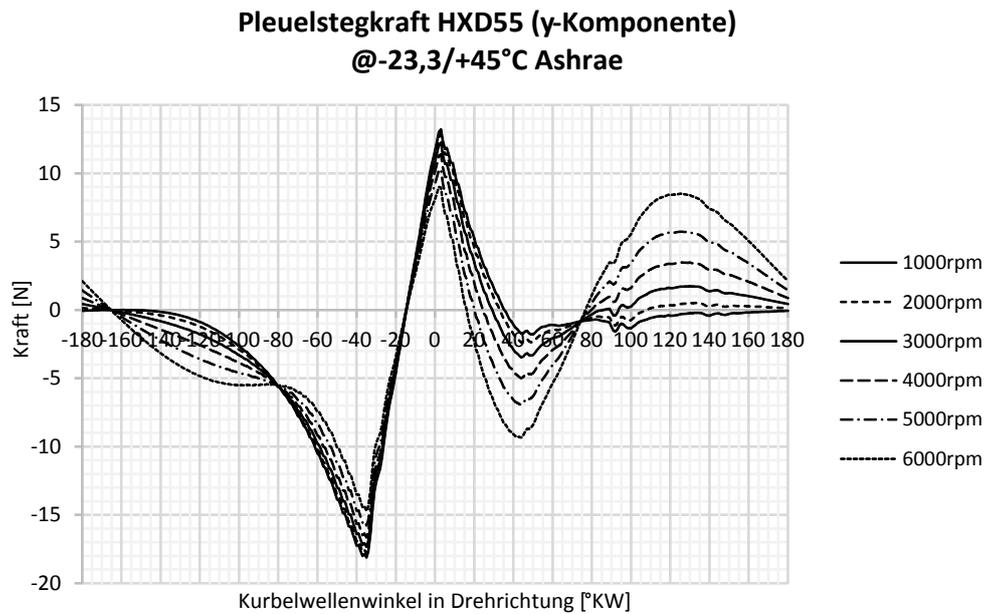


Abbildung 5.19: Verlauf der Pleuelstegkraft in y-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen

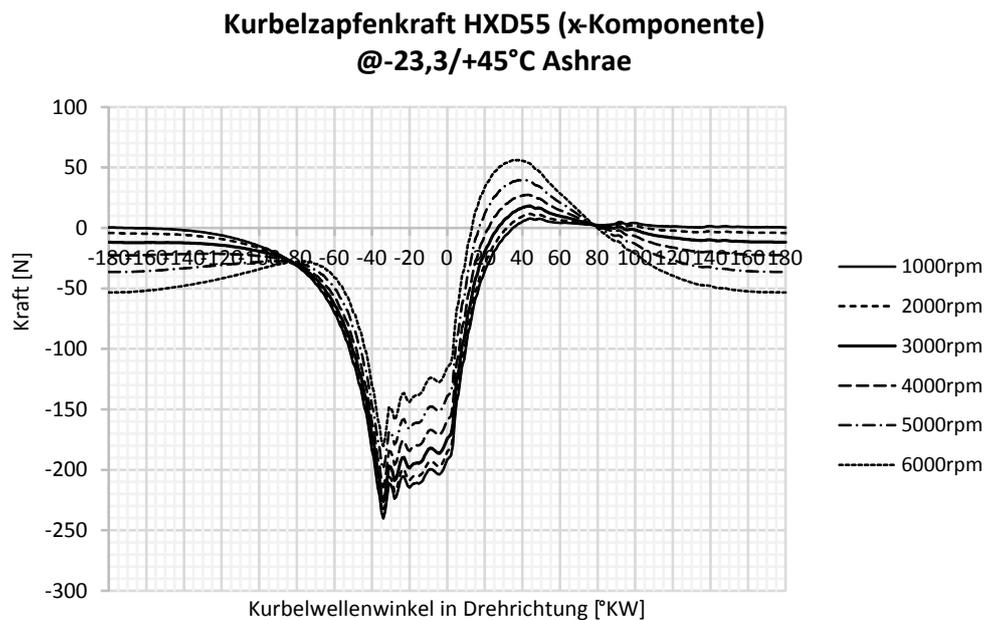


Abbildung 5.20: Verlauf der Kurbelzapfenkraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen

5 Situationsanalyse

Die größte Auswirkung von höheren Drehzahlen wird im Verlauf der Kurbelzapfenkraft in y-Richtung ersichtlich (Abbildung 5.21). Neben der durch die Bauteile übertragenen Gaskraft wirkt natürlich auch eine Massenkraft auf den Kurbelzapfen. Die Masse des großen Pleuelauges verursacht bei höheren Drehzahlen hohe Fliehkräfte, welche durch den Kurbelzapfen aufgenommen werden müssen. Die Erhöhung der Kurbelzapfenkraft kann im Wesentlichen darauf zurückgeführt werden.

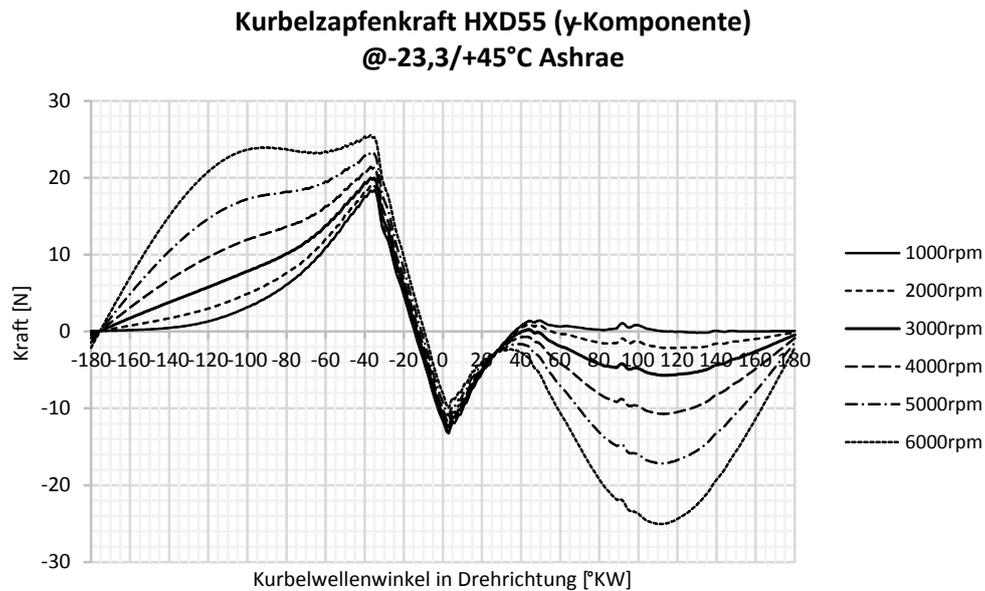


Abbildung 5.21: Verlauf der Kurbelzapfenkraft in y-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen

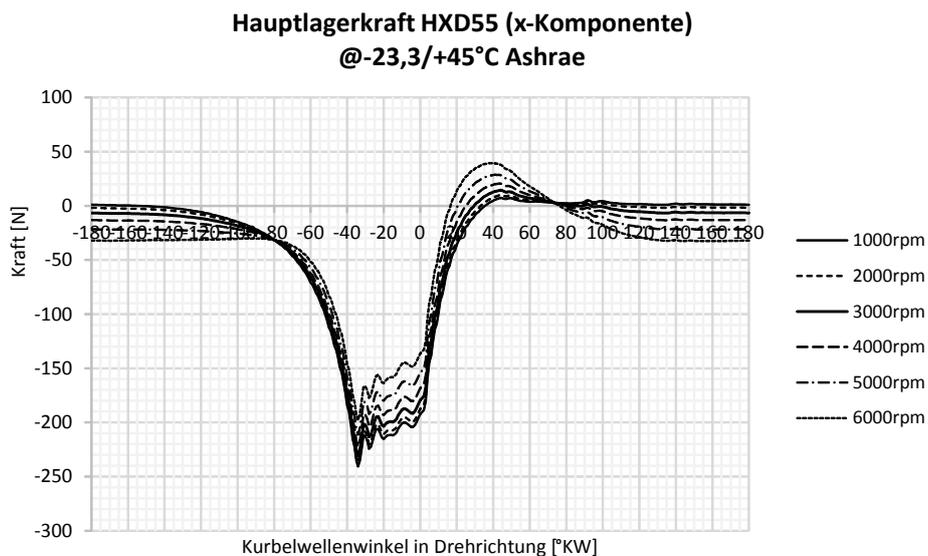


Abbildung 5.22: Verlauf der auf die Hauptlager wirkenden Kraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen

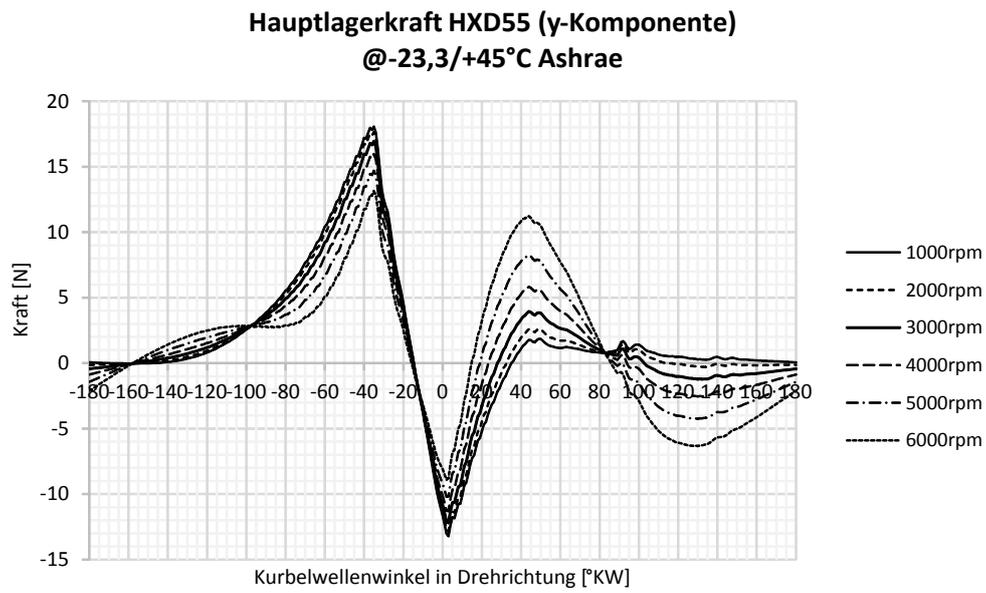


Abbildung 5.23: Verlauf der auf die Hauptlager wirkenden Kraft in x-Richtung am HXD55 bei verschiedenen Motordrehzahlen

5.4.2 Reibverluste

Evaluierung der Berechnungen der Reibverluste

ZACH ermittelte in ihren Arbeiten [55] und [56] experimentell die Reibungsverluste des Delta HXD55 und Kappa HXK55 Kompressors und leitete daraus unter anderem den mechanischen Wirkungsgrad der beiden Kompressoren ab. Mit Hilfe der von ihr ermittelten Reibungsverluste soll das Rechenmodell, welches in 3.2 näher beschrieben wurde, evaluiert werden. Die Ergebnisse werden in Abbildung 5.24 bzw. Tabelle 5.6 dargestellt.

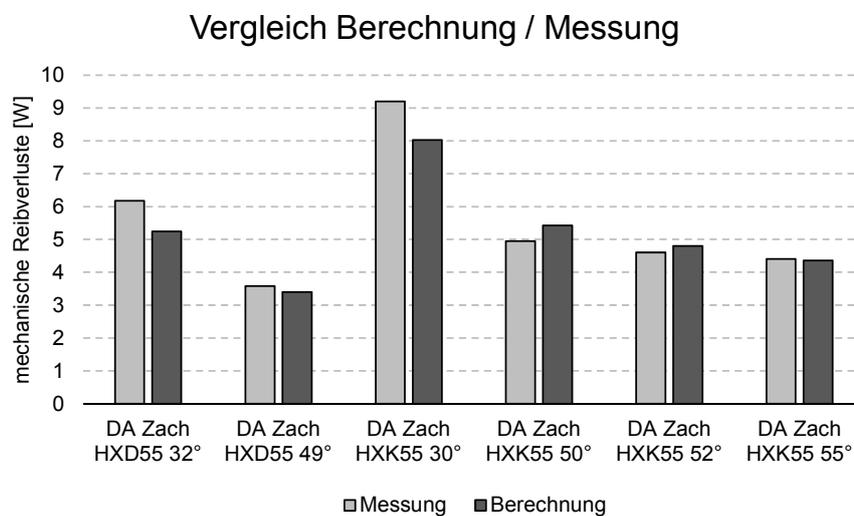


Abbildung 5.24: Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Messung nach [55] und [56]

Typ	Öltemperatur	Reibverluste		Abweichung	
		Messung	Berechnung	abs.	rel.
	[°C]	[W]	[W]	[W]	[%]
HXD55	32	6,18	5,27	-0,91	-14,7
HXD55	49	3,58	3,52	-0,06	-1,6
HXK55	30	9,2	8,05	-1,15	-12,5
HXK55	50	4,95	5,53	0,58	11,8
HXK55	52	4,6	4,94	0,34	7,4
HXK55	55	4,4	4,51	0,11	2,5

Tabelle 5.6: Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Messung nach [55] und [56]

Weiters wurde das Berechnungsmodell dieser Arbeit mit einer Secop Austria internen Berechnung verglichen. Die Secop Austria Referenzberechnung wurde für einen

5.4 Kinetik und mechanische Verluste der Delta Plattform

HXK95 Kappa Kompressor unter Verwendung eines Mehrkörpersimulationsprogramms durchgeführt, welches für die Lagerberechnung auch die Verformung der Bauteile berücksichtigt. Ein Vergleich der beiden Berechnungen ist in Abbildung 5.25 bzw. Tabelle 5.7 dargestellt.

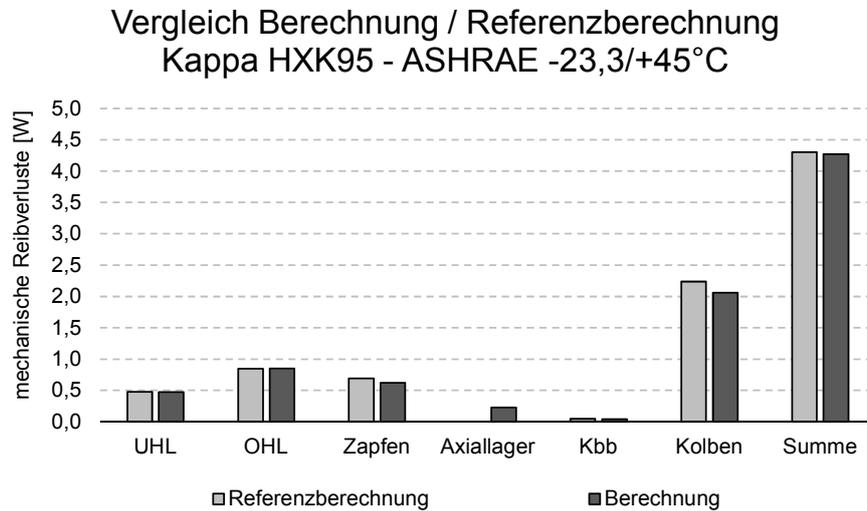


Abbildung 5.25: Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Referenzberechnung

Lagerstelle	Reibverluste		Abweichung	
	Referenzberechnung	Berechnung	abs.	rel.
	[W]	[W]	[W]	[%]
uHL	0,48	0,47	-0,01	-1,1
oHL	0,85	0,86	0,01	1,4
Zapfen	0,69	0,62	-0,07	-10,8
Kolbenbolzen	0,05	0,04	-0,01	-8,7
Kolben	2,24	2,05	-0,18	-8,2
Summe	4,30	4,04	-0,26	-6,0

Tabelle 5.7: Vergleich der Reibverluste: Berechnung vs. Referenzberechnung

Reibverluste der Delta Kompressoren

Abbildung 5.26 zeigt die absoluten, durch Reibung verursachten Verluste der jeweiligen Lagerstellen des Delta Kompressors. Aus der Abbildung wird ersichtlich, dass vor allem die Delta Modelle mit hoher Kälteleistung hohe Reibungsverluste am Kolben aufweisen. Bei den Delta Kompressoren, welche gleichen Kolbendurchmesser und gleiche Drehzahl aufweisen, wird die Kälteleistung durch den Hub des Kompressors eingestellt. Somit ergeben sich bei größeren Kälteleistungen größere Hübe, was wiederum höhere Kolbengeschwindigkeiten zufolge hat. Die Reibungsverluste eines Fluids steigen entsprechend Gleichung (3.118) quadratisch mit der Relativgeschwindigkeit und somit quadratisch mit dem Hub.

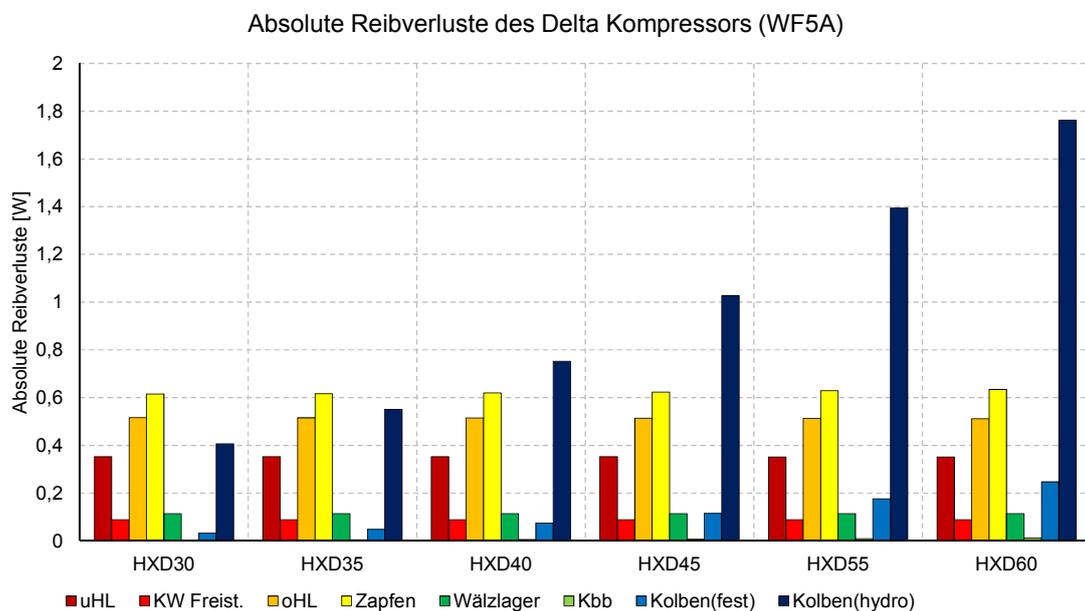


Abbildung 5.26: Absolute Reibungsverluste der Lager des Delta Kompressors (ASHRAE $-23,3/ +45^{\circ}\text{C}$)

Wie bereits aus Abbildung 5.26 indirekt ersichtlich ist, nimmt der Anteil der Kolbenreibung bei den Modellen mit größerer Kälteleistung (und somit größerem Hub) zu. Dies wird in Abbildung 5.27 nochmals anschaulicher dargestellt.

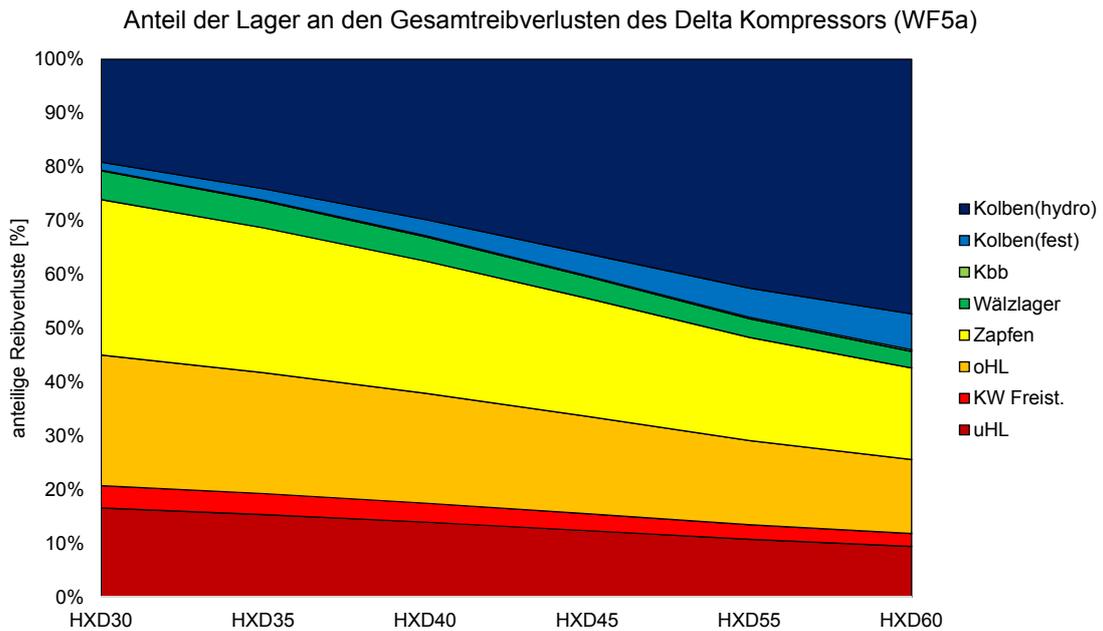


Abbildung 5.27: Relative Reibungsverluste der Lager des Delta Kompressors $-23,3/ +45^{\circ}\text{C}$

Reibverluste am virtuellen, drehzahlregelten Delta Kompressor

Abbildung 5.28 zeigt die absoluten Reibungsverluste der virtuellen, drehzahlregelten Delta-Kompressoren am Beispiel des HXD30 und HXD55. Die mechanischen Reibverluste nehmen quadratisch mit der Drehzahl zu.

In den Abbildungen 5.29 und 5.30 ist der Anteil der Reibverluste der verschiedenen Lagerstellen des HXD30 und HXD55 Kompressors in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt.

5 Situationsanalyse

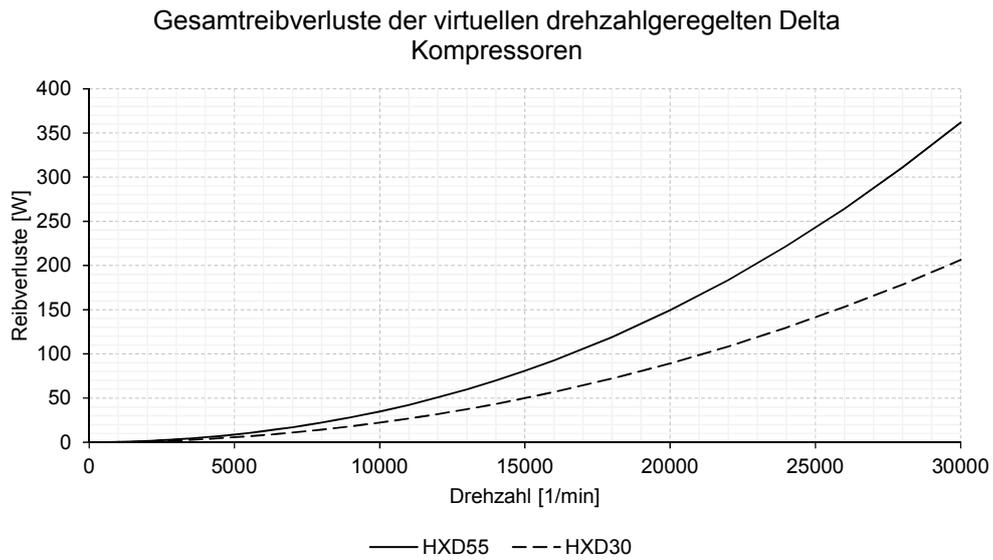


Abbildung 5.28: Absolute Reibverluste der virtuellen, drehzahlgeregelten Delta Kompressoren (500-30000rpm) (ASHRAE -23,3/ +45°C)

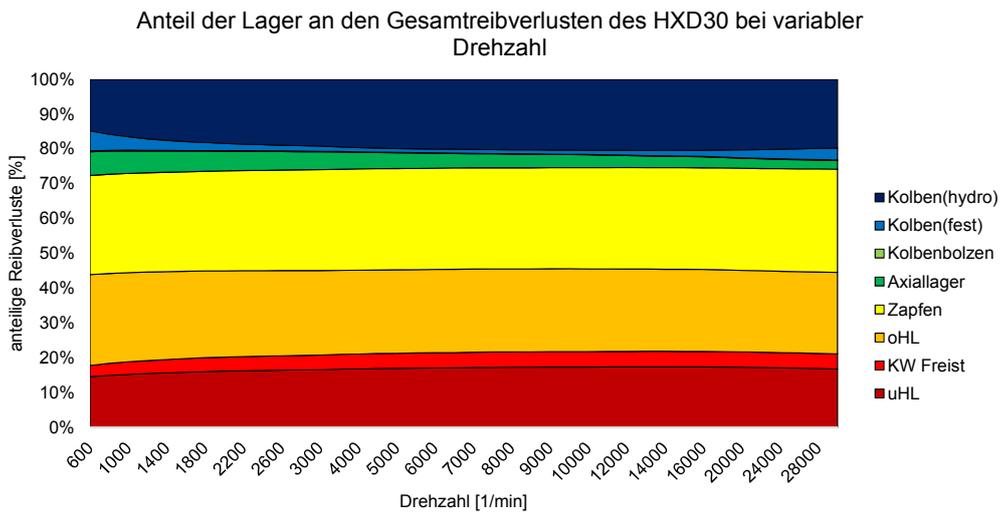


Abbildung 5.29: Relative Reibungsverluste der Lager des Delta HXD30 Kompressors bei variablen Drehzahlen (ASHRAE -23,3/ +45°C)

5.5 Thermodynamische Verluste der Delta Plattform

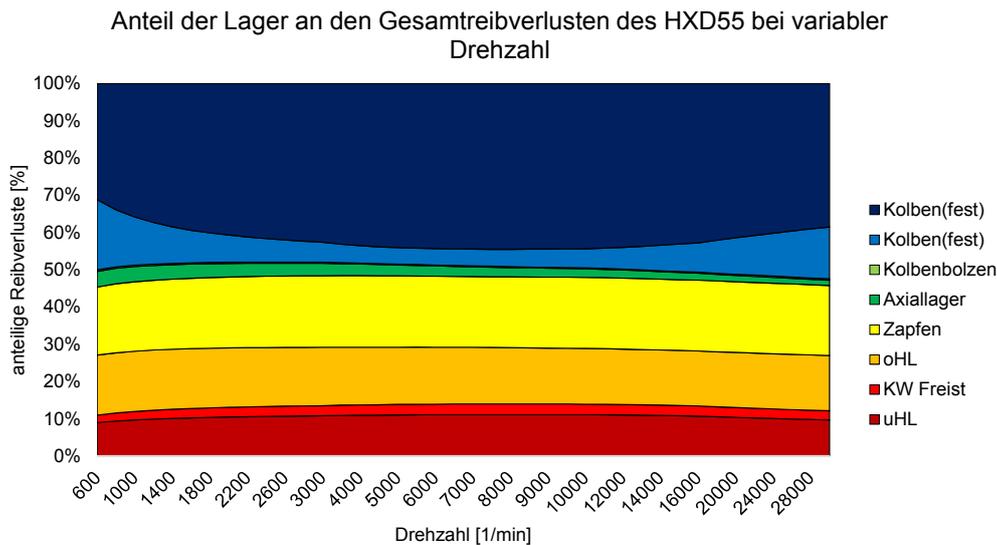


Abbildung 5.30: Relative Reibungsverluste der Lager des Delta HXD55 Kompressors bei variablen Drehzahlen (ASHRAE $-23,3/ +45^{\circ}\text{C}$)

5.5 Thermodynamische Verluste der Delta Plattform

5.5.1 Kennwerte des idealen, isentropen Arbeitsprozesses

Die bei isentroper Kompression und ohne Schadraum V_S erreichbare Leistungszahl, spezifische Kälteleistung sowie spezifische Kompressorarbeit wurden in Abschnitt 3.1.4 berechnet. Für den ASHRAE-Prozess bei $-23,3/ +45^{\circ}\text{C}$ beträgt die erreichbare Leistungszahl 3,208.

Um die erreichbare Kälteleistung zu ermitteln, muss der Massenstrom bekannt sein. Mit dem spezifischen Volumen v_{KS} beim Kompressionsstart, bei $T = 32^{\circ}\text{C}$ und $p_{Zy} = 0,627\text{bar}$, kann die Gasmasse im Zylinder m wie folgt ermittelt werden:

$$m = \frac{V_h}{v_{KS}} \quad (5.1)$$

Der Massenstrom des Kompressors folgt mit:

$$\dot{m} = m \cdot f \quad (5.2)$$

Mit Gleichung (3.2) kann nun die Kälteleistung des Kompressors ermittelt werden. Die Kompressorarbeit kann durch Umformen von Gleichung (3.12) berechnet werden. Tabelle 5.8 zeigt die Kälteleistung und innere Kompressorleistung der Delta Kompressoren.

5 Situationsanalyse

	\dot{Q}_0	P_{Ki}	COP
	[W]	[W]	[1]
HXD30	73,68	22,97	3,208
HXD35	85,67	26,71	3,208
HXD40	99,91	31,14	3,208
HXD45	116,54	36,33	3,208
HXD55	135,42	42,21	3,208
HXD60	151,90	47,35	3,208

Tabelle 5.8: COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 sowie innere Kompressorleistung P_{Ki} der Delta Plattformen beim idealen Arbeitsprozess beim ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$

5.5.2 Volumetrischer Liefergrad λ_1

Der Volumetrische Liefergrad (auch als Füllungsgrad bekannt) ist das Verhältnis aus Saugvolumen V_a zum Hubraum des Zylinders V_h (siehe Abbildung 3.7). Durch den Schadraum V_s verbleibt eine gewisse Gasmasse nach dem Ausschlebevorgang im Zylinder. Durch das Rückexpandieren dieser Gasmasse wird das nutzbare Saugvolumen V_a gegenüber dem Hubvolumen vermindert, wodurch weniger Kältegas angesaugt werden kann. [21, S. 155]

$$\lambda_1 = \frac{V_a}{V_h} \quad (5.3)$$

Für ideale Gase berechnet sich der volumetrische Liefergrad wie folgt:

$$\lambda_1 = \frac{V_a}{V_h} = 1 - \epsilon_0 \left[\left(\frac{p_{KE}}{p_{Saug}} \right)^{\frac{1}{n_r}} - 1 \right] \quad (5.4)$$

n_r bezeichnet den mittleren Isentropenexponenten bei der Rückexpansion. Für den in Tabelle 5.9 analytisch berechneten volumetrischen Liefergrad wurde $n_r = \kappa = 1.088$ gewählt.

	\dot{Q}_0	P_{Ki}	COP	λ_1	$\lambda_{1_{analytisch}}$
	[W]	[W]	[1]	[1]	[1]
HXD30	60,34	19,13	3,154	0,821	0,837
HXD35	72,45	22,90	3,164	0,845	0,860
HXD40	86,56	27,42	3,157	0,869	0,880
HXD45	103,23	32,65	3,162	0,890	0,897
HXD55	121,89	38,68	3,151	0,905	0,911
HXD60	138,61	43,69	3,173	0,916	0,921

Tabelle 5.9: COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 , innere Kompressorleistung P_{Ki} sowie volumetrischer Liefergrad λ_1 der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$ unter Berücksichtigung des Schadraums

5.5.3 Thermischer Liefergrad λ_2

Der thermische Liefergrad (auch als Temperaturfaktor bekannt) erfasst den Einfluss der Temperatur am Ende des Ansaugens.

$$\lambda_2 = \frac{T_{Saug}}{T_{KS}} \quad (5.5)$$

Im ASHRAE-Prozess ($-23,3/ + 45^\circ\text{C}$) entspräche die ideale Temperatur beim Start der Kompression 32°C . Aufgrund der Erwärmung des Gases zwischen Eintritt in den Kompressor und Eintritt in den Zylinder beträgt die Kompressionsstarttemperatur bei den Delta Kompressoren 44°C . Diese Temperaturerhöhung muss der Funktionsgruppe *Suction Group* zugeschrieben werden. Würde es zu keiner Wärmeübertragung von den Bauteilen der Funktionsgruppe Kinematik auf das Gas kommen, so könnten bei den Delta Kompressoren thermische Liefergrade bzw. Leistungen nach Tabelle 5.10 erreicht werden.

	\dot{Q}_0	P_{Ki}	COP
	[W]	[W]	[1]
HXD30	70,74	23,11	3,062
HXD35	82,26	26,87	3,061
HXD40	95,92	31,54	3,041
HXD45	111,91	36,66	3,053
HXD55	130,03	42,71	3,044
HXD60	145,85	47,72	3,056

Tabelle 5.10: COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 sowie innere Kompressorleistung P_{Ki} der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ + 45^\circ\text{C}$ bei einer Kompressionsstarttemperatur T_{Start} von 44°C ohne Wärmeübertragung im Zylinder

Durch die Wärmeübertragung von den Bauteilen auf das Gas erhöht sich die Kompressionsstarttemperatur. Für die Berechnung der Wärmeübertragung wurden Bauteiltemperaturen laut Tabelle 5.11 angenommen. Tabelle 5.12 zeigt die Kompressionsstarttemperatur und Leistungen der Delta Kompressoren unter Berücksichtigung der Wärmeübertragung.

Bauteil	Temperatur
	[$^\circ\text{C}$]
Kolben	69
Zylinder	69
Ventilplatte	85

Tabelle 5.11: Angenommene Bauteiltemperaturen für die Berechnung des Wärmeüberganges

5 Situationsanalyse

$$\lambda_2 = \lambda_{2\text{Gasline}} \cdot \lambda_{2\text{Kinematik}} \quad (5.6)$$

	\dot{Q}_0	P_{Ki}	COP	T_{Start}
	[W]	[W]	[1]	[°C]
HXD30	68,93	23,32	2,956	51,66
HXD35	80,13	27,12	2,955	51,81
HXD40	93,40	31,60	2,955	51,99
HXD45	108,91	36,85	2,956	52,20
HXD55	126,45	42,84	2,951	52,46
HXD60	141,76	48,06	2,949	52,68

Tabelle 5.12: COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 sowie innere Kompressorleistung P_{Ki} der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$ bei einer Kompressionsstarttemperatur T_{Start} von 44°C mit Wärmeübertragung im Zylinder

Die thermischen Liefergrade der Delta Kompressoren sind in Tabelle 5.13 dargestellt. Der resultierende thermische Liefergrad λ_2 wurde als Produkt der thermischen Teilliefergrade $\lambda_{2\text{Gasline}}$ (Erwärmung des Sauggases von 32°C auf 44°C) und $\lambda_{2\text{Kinematik}}$ (Erwärmung des Sauggases von 44°C auf Kompressionsstarttemperatur) berechnet.

	$\lambda_{2\text{Gasline}}$	$\lambda_{2\text{Gasline}_{analytisch}}$	$\lambda_{2\text{Kinematik}}$	$\lambda_{2\text{Kinematik}_{analytisch}}$	λ_2	$\lambda_{2_{analytisch}}$
	[1]	[1]	[1]	[1]	[1]	[1]
HXD30	0,960	0,962	0,974	0,942	0,936	0,907
HXD35	0,960	0,962	0,974	0,942	0,936	0,906
HXD40	0,960	0,962	0,974	0,940	0,935	0,905
HXD45	0,960	0,962	0,973	0,940	0,935	0,904
HXD55	0,960	0,962	0,972	0,939	0,934	0,903
HXD60	0,960	0,962	0,972	0,938	0,933	0,902

Tabelle 5.13: Thermischer Liefergrad (mit Aufteilung in Anteil durch Sauggaserwärmung von und nach dem Ansaugen) der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$

5.5.4 Drosselverluste des Saugventils λ_3

Die Drosselverluste am Saugventil entstehen durch Drosselung des Sauggases beim Ansaugen. Durch diese Drosselung wird der angesaugte Massenstrom verringert. Der Drosselverlust ermittelt sich wie folgt:

$$\lambda_p = \frac{p_{KS}}{p_{Saug}} \quad (5.7)$$

Die Berechnung der Drosselverluste basierte auf Messwerten der Secop Austria. Der Liefergrad zufolge der Drosselverluste λ_3 ist in Tabelle 5.14 dargestellt.

	p_{UT}	p_{S-soll}	λ_3
	[bar]	[bar]	[1]
HXD30	0,58	0,627	0,925
HXD35	0,59	0,627	0,941
HXD40	0,60	0,627	0,957
HXD45	0,61	0,627	0,973
HXD55	0,61	0,627	0,973
HXD60	0,61	0,627	0,973

Tabelle 5.14: Ist- und Solldrücke bei UT sowie Drosselverluste am Saugventil λ_3 der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$

5.5.5 Leckageverluste/Durchsatzgrad λ_{41} des Kolbens

Durch den Spalt zwischen Kolben und Zylinder kommt es während der Kompression zu einem Masseverlust im Zylinderraum, wodurch der Massenstrom abnimmt und die erzielbare Kälteleistung reduziert wird.

Die Reduktion des Massenstroms wird mit dem Durchsatzgrad λ_4 ausgedrückt:

$$\lambda_4 = \frac{\dot{m}_{Saug}}{\dot{m}_a} \quad (5.8)$$

Evaluierung der Berechnungen der Leckageverluste

In diesem Abschnitt soll die Berechnung der Leckageverluste, welche in Abschnitt 3.1.7 näher erläutert wurde, evaluiert werden. Dabei wird im ersten Schritt das erstellte Berechnungsprogramm evaluiert. Im Anschluss werden die verschiedenen implementierten Modelle zur Leckageberechnung auf ihre Tauglichkeit hin verglichen.

Evaluierungsmodell: Adiabates, reversibles System

Bei diesem Modell wurden für die Validierung die Massenströme durch das Saug- und Druckventil sowie die Kolbenleckage weggelassen. Des Weiteren findet kein Wärmeaustausch zwischen Zylindergehäuse und dem Gas im Kompressionsraum statt. Die Berechnung wurde mit den Eingabedaten eines Delta HXD55 Kompressors durchgeführt. Lediglich der Schadraum wurde mit $524,5\text{mm}^3$ angenommen. Dadurch vereinfacht sich der Erste Hauptsatz (Gleichung (3.20)) wie folgt:

$$-pdV = dU \quad (5.9)$$

5 Situationsanalyse

Die folgenden Abbildungen (5.31 bis 5.32) zeigen die Berechnungsergebnisse dieses Testfalls. Aus den Abbildungen 5.33 (konstanter Verlauf der spezifischen Entropie s im Kompressionsraum) und 5.34 (Erfüllung des ersten Hauptsatzes für dieses Evaluierungsmodell) kann entnommen werden, dass das Berechnungsprogramm fehlerfrei funktioniert und plausible Ergebnisse liefert.

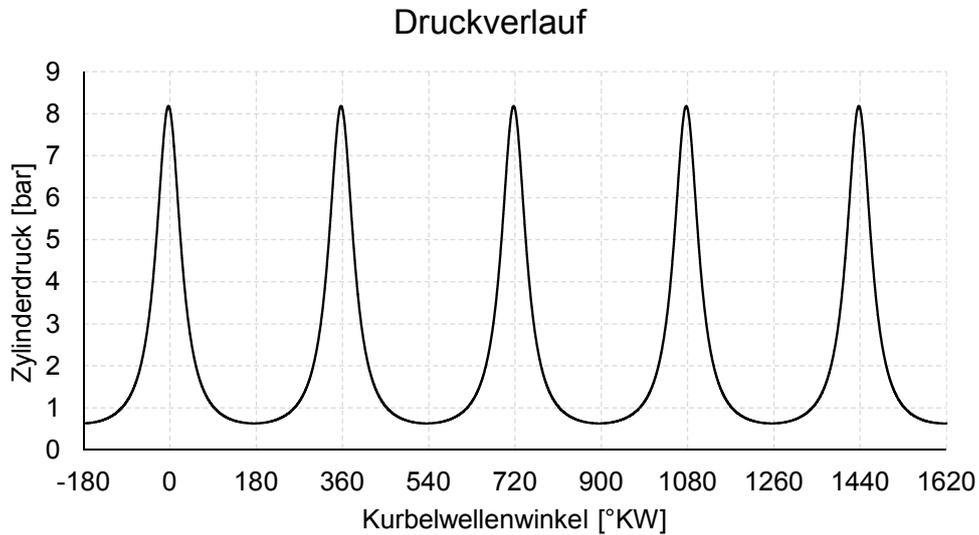


Abbildung 5.31: Druckverlauf des adiabaten, reversiblen Systems

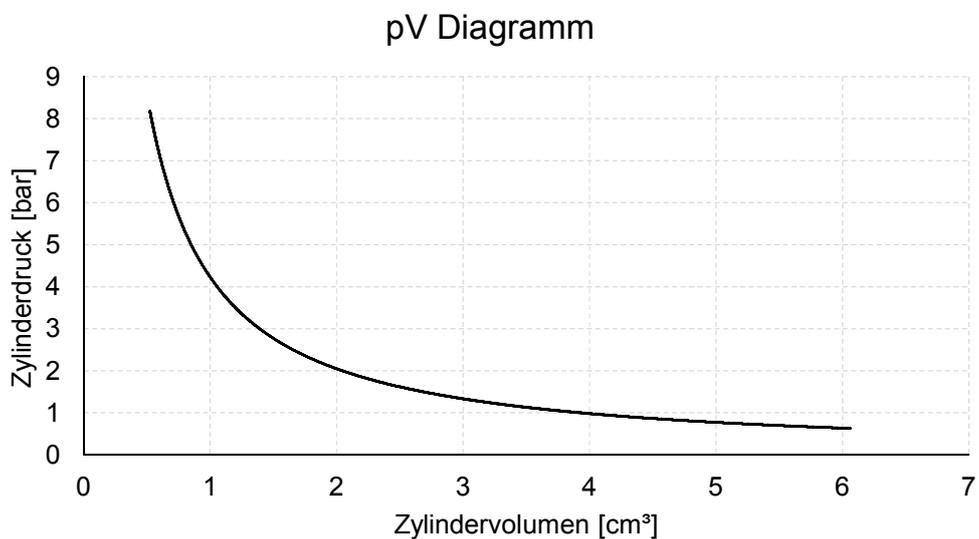


Abbildung 5.32: p-V Diagramm des adiabaten, reversiblen Systems

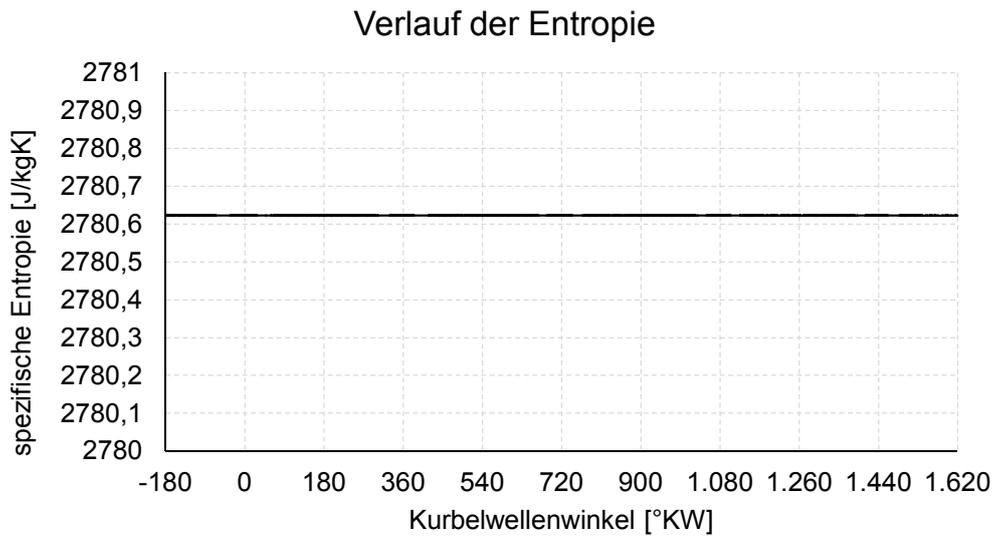


Abbildung 5.33: Entropieverlauf des adiabaten, reversiblen Systems

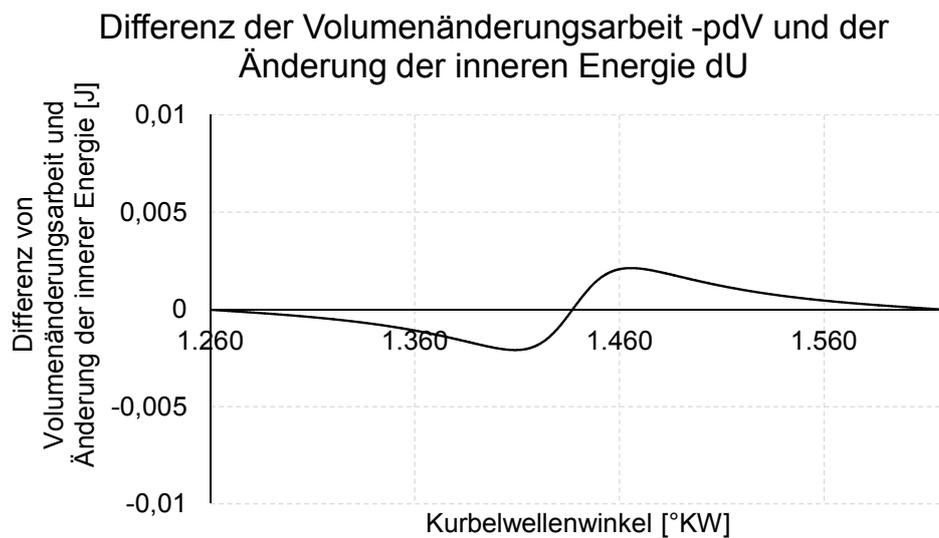


Abbildung 5.34: Verlauf der Differenz der Volumenänderungsarbeit $-pdV$ und der Änderung der inneren Energie dU des adiabaten, reversiblen Systems

Tabelle 5.15 zeigt die Ergebnisse der Berechnung mit einem angenommenen Schadraum von $0,1\text{mm}^2$. Aufgrund von numerischen Ungenauigkeiten bei der Berechnung der Stoffdaten sowie der Energiebilanz kommt es zu marginalen Abweichungen im Vergleich zum isentropen COP (COP_{is} aus Tabelle 3.5).

5 Situationsanalyse

	\dot{m}	\dot{Q}_0	P_{Ki}	COP	abs. Fehler	rel. Fehler
	[kg/h]	[W]	[W]	[1]	[1]	[%]
HXD30	0,791	73,65	23,29	3,162	-0,045	-1,41
HXD35	0,920	85,65	27,09	3,162	-0,046	-1,43
HXD40	1,072	99,88	31,54	3,167	-0,041	-1,29
HXD45	1,251	116,52	31,54	3,178	-0,030	-0,92
HXD55	1,454	135,39	42,72	3,169	-0,038	-1,20
HXD60	1,631	151,86	47,72	3,182	-0,026	-0,80

Tabelle 5.15: Berechnungsergebnisse für den Idealprozess

Leckageverluste der Delta Kompressoren

Die berechneten Leckageverluste der Delta Kompressoren sind in Tabelle 5.16 sowie Abbildung 5.35 dargestellt. Aufgrund des ähnlichen Druckverlaufs, der gleichen Kolbengeometrie und der gleichen Schmierpaltabmessungen unterscheiden sich die berechneten Leckageverluste der Delta Kompressoren nur marginal voneinander.

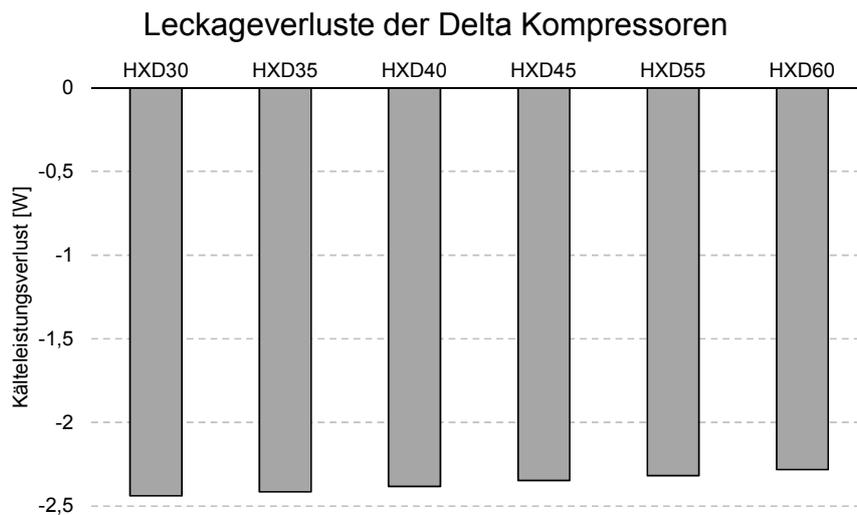


Abbildung 5.35: Leckageverluste der Delta Plattform

5.5 Thermodynamische Verluste der Delta Plattform

	\dot{Q}_0	P_{Ki}	COP	\dot{Q}_{Leck}	λ_{41}
	[W]	[W]	[1]	[W]	[1]
HXD30	71,28	23,24	3,068	-2,34	0,968
HXD35	83,35	27,04	3,082	-2,31	0,973
HXD40	97,55	31,52	3,095	-2,30	0,977
HXD45	114,20	36,80	3,103	-2,30	0,980
HXD55	113,09	42,74	3,114	-2,26	0,983
HXD60	149,59	48,02	3,115	-2,24	0,985

Tabelle 5.16: COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 , innere Kompressorleistung P_{Ki} , Kälteleistungsverlust durch Kolbenleckage \dot{Q}_{Leck} und Lässigkeitsgrad des Kolbens λ_{41} der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$

5.5.6 Weitere Leckageverluste

Neben den Leckageverlusten durch den Kolben/Zylinder-Spalt treten auch Leckageverluste am Saug- und Druckventil und (unter Umständen) in der Druckleitung auf. Die entsprechenden Durchsatzgrade für das Saug- und Druckventil wurden von Herrn DI Zippl abgeschätzt und zur Verfügung gestellt (siehe Tabelle 5.17). Die Druckleitung wurde als dicht angenommen.

Der resultierende Durchsatzgrad λ_4 ermittelt sich aus dem Produkt der einzelnen Durchsatzgrade und wird in Tabelle 5.17 aufgeführt.

$$\lambda_4 = \lambda_{41} \cdot \lambda_{42} \cdot \lambda_{43} \cdot \lambda_{44} \quad (5.10)$$

	λ_{41}	λ_{42}	λ_{43}	λ_{44}	λ_4
	[1]	[1]	[1]	[1]	[1]
HXD30	0,968	0,997	0,999	1	0,964
HXD35	0,973	0,997	0,999	1	0,969
HXD40	0,977	0,997	0,999	1	0,973
HXD45	0,980	0,997	0,999	1	0,976
HXD55	0,983	0,997	0,999	1	0,979
HXD60	0,985	0,997	0,999	1	0,981

Tabelle 5.17: Lässigkeitsverluste inkl. deren Aufteilung auf die Bauteile der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$

5.5.7 Resultierender Liefergrad

Der resultierende Liefergrad stellt das Produkt der Einzelliefergrade dar:

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4 \quad (5.11)$$

Tabelle 5.18 zeigt die erreichbare Leistungszahl, die erreichbaren Leistungen, die Leckageverluste des Kolbens und den resultierenden Liefergrad. Der resultierende Liefergrad wurde sowohl aus Produkt der Einzelliefergrade (nach Gleichung (5.11)) als auch durch eine Simulation, mit Berücksichtigung sämtlicher Einflussgrößen, berechnet.

	\dot{Q}_0	P_{Ki}	COP	\dot{Q}_{Leck}	$\prod_{i=1}^4 \lambda_i$	λ
	[W]	[W]	[1]	[W]	[1]	[1]
HXD30	54,69	19,32	2,830	-2,47	0,685	0,684
HXD35	65,88	23,11	2,851	-2,45	0,770	0,721
HXD40	79,13	27,60	2,866	-2,42	0,794	0,755
HXD45	94,61	32,85	2,880	-2,38	0,816	0,787
HXD55	112,15	38,85	2,887	-2,34	0,831	0,803
HXD60	127,46	44,06	2,893	-2,31	0,842	0,813

Tabelle 5.18: COP , Kälteleistung \dot{Q}_0 , innere Kompressorleistung P_{Ki} , Kälteleistungsverlust durch Kolbenleckage \dot{Q}_{Leck} sowie resultierender Liefergrad der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$

5.6 Resultierende Verluste der Delta Kompressoren

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aus den Untersuchungen zu den mechanischen Verlusten (Abschnitt 5.4) und den thermodynamischen Verlusten (Abschnitt 5.5) kombiniert, um die resultierenden Verluste sowie die resultierenden Kennwerte der Delta Kompressoren zu ermitteln.

5.6.1 Wärmeaustausch zwischen Gas und den Bauteilen

Die folgenden Tabellen (5.19 bis 5.24) zeigen den berechneten Wärmestrom zwischen dem Gas und den, den Zylinderraum begrenzenden, Bauteilen. In Tabelle 5.19 wurde der resultierende Wärmestrom in die verschiedenen Phasen des Arbeitsprozesses unterteilt.

	Wärmestrom \dot{Q}_a				
	Ansaugen	Kompression	Ausschieben	Expansion	Gesamt
	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
HXD30	2,57	-0,05	-1,02	-0,15	1,36
HXD35	3,11	-0,05	-1,18	-0,15	1,73
HXD40	3,77	-0,06	-1,36	-0,16	2,20
HXD45	4,58	-0,07	-1,57	-0,16	2,78
HXD55	5,53	-0,08	-1,80	-0,16	3,49
HXD60	6,41	-0,08	-2,00	-0,16	4,16

Tabelle 5.19: Wärmeströme zwischen Gas und Bauteilen der Delta Kompressoren - nach Phasen gegliedert

	Wärmestrom beim Ansaugen \dot{Q}_a [W]				Anteil am Gesamtwärmestrom %		
	Kolben	Zylinder	Ventilplatte	Gesamt	Kolben	Zylinder	Ventilplatte
HXD30	0,69	0,66	1,23	2,57	26,8	25,5	47,7
HXD35	0,80	0,87	1,44	3,11	25,8	28,0	46,2
HXD40	0,93	1,16	1,68	3,77	24,8	30,6	44,6
HXD45	1,08	1,53	1,96	4,58	23,7	33,5	42,8
HXD55	1,25	2,02	2,27	5,53	22,5	36,5	41,8
HXD60	1,38	2,49	2,53	6,41	21,6	38,9	39,4

Tabelle 5.20: Wärmeströme beim Ansaugen zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen

	Wärmestrom bei der Kompression \dot{Q}_a [W]			
	Kolben	Zylinder	Ventilplatte	Gesamt
HXD30	-0,12	0,02	0,06	-0,05
HXD35	-0,14	0,02	0,06	-0,05
HXD40	-0,15	0,02	0,07	-0,06
HXD45	-0,17	0,03	0,08	-0,07
HXD55	-0,20	0,03	0,08	-0,08
HXD60	-0,21	0,04	0,10	-0,08

Tabelle 5.21: Wärmeströme bei der Kompression zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen

5 Situationsanalyse

	Wärmestrom beim Ausschieben \dot{Q}_a [W]				Anteil am Gesamtwärmestrom %		
	Kolben	Zylinder	Ventilplatte	Gesamt	Kolben	Zylinder	Ventilplatte
HXD30	-0,60	-0,03	-0,38	-1,02	59,4	3,4	37,2
HXD35	-0,69	-0,05	-0,44	-1,18	58,9	4,0	37,1
HXD40	-0,79	-0,06	-0,55	-1,36	58,4	4,8	36,8
HXD45	-0,91	-0,09	-0,57	-1,57	57,8	5,7	36,5
HXD55	-1,03	-0,12	-0,65	-1,80	57,1	6,6	36,3
HXD60	-1,13	-0,15	-0,71	-2,00	56,5	7,5	36

Tabelle 5.22: Wärmeströme beim Ausschieben zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen

	Wärmestrom der Expansion \dot{Q}_a [W]				Anteil am Gesamtwärmestrom %		
	Kolben	Zylinder	Ventilplatte	Gesamt	Kolben	Zylinder	Ventilplatte
HXD30	-0,14	0	-0,01	-0,15	95,0	-1,7	6,7
HXD35	-0,15	0	-0,01	-0,16	95,7	-1,7	6,0
HXD40	-0,15	0	-0,01	-0,16	96,4	-1,8	5,4
HXD45	-0,15	0	-0,01	-0,16	96,5	-1,7	5,2
HXD55	-0,16	0	-0,01	-0,17	97,3	-1,9	4,6
HXD60	-0,16	0	-0,01	-0,17	97,5	-1,8	4,3

Tabelle 5.23: Wärmeströme bei der Expansion zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen

	Wärmestrom \dot{Q}_a [W]				Anteil am Gesamtwärmestrom %		
	Kolben	Zylinder	Ventilplatte	Gesamt	Kolben	Zylinder	Ventilplatte
HXD30	-0,18	0,64	0,90	1,36	-12,9	47,1	65,8
HXD35	-0,17	0,85	1,06	1,73	-9,8	48,8	61,0
HXD40	-0,16	1,12	1,24	2,20	-7,4	50,9	56,5
HXD45	-0,15	1,48	1,45	2,78	-5,4	53,1	52,3
HXD55	-0,14	1,94	1,69	3,49	-3,9	55,3	48,4
HXD60	-0,12	2,39	1,90	4,16	-2,9	57,3	45,6

Tabelle 5.24: Wärmeströme über die gesamte Kurbelwellenumdrehung zwischen dem Gas und den umschließenden Bauteilen

5.6.2 Berechnete Verluste

Die in Tabelle 5.18 ermittelte Kälteleistung \dot{Q}_0 und innere Kompressionsleistung P_{Ki} stellen den Ausgangspunkt für die weiteren Ermittlungen dar. Mit Hilfe von Gleichung (3.7) kann die Wellenleistung P_W ermittelt werden. Die elektrische Eingangsleistung kann mit dem Motorwirkungsgrad (welcher über die Delta Modelle mit $\eta_{El} = 0,834$ als konstant angenommen wird) durch Gleichung 3.1.3 berechnet werden. Tabelle 5.25 zeigt die Berechnungsergebnisse nach dem beschriebenen Vorgehen.

	\dot{Q}_0	P_{Ki}	$P_{V_{mech}}$	P_W	η_{el}	P_{el}	COP
	[W]	[W]	[W]	[W]	[1]	[el]	[1]
HXD30	50,39	19,32	2,16	21,48	0,834	25,76	1,956
HXD35	61,75	23,11	2,32	25,43	0,834	30,49	2,25
HXD40	75,43	27,60	2,55	30,16	0,834	36,16	2,08
HXD45	91,69	32,85	2,87	35,73	0,834	42,84	2,14
HXD55	108,69	38,85	3,31	42,16	0,834	50,55	2,15
HXD60	123,53	44,06	3,75	47,81	0,834	57,33	2,155

Tabelle 5.25: Resultierende Kälteleistung \dot{Q}_0 , elektrische Eingangsleistung P_{el} und COP der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^\circ\text{C}$

5.6.3 Wirkungsgrade

Mit der nun bekannten, erreichbaren Leistungszahl kann der isentrope Wirkungsgrad berechnet werden, welcher sich aus den Teilwirkungsgraden der Mechanik, Thermodynamik und Elektrik zusammensetzt.

$$\eta_{is} = \frac{COP}{COP_{is}} = \eta_{el} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{thd} \quad (5.12)$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} kann durch Gleichung 3.1.3 ermittelt werden. Der thermodynamische Wirkungsgrad folgt anschließend mit:

$$\eta_{thd} = \frac{1}{\eta_{el} \cdot \eta_{mech}} \frac{COP}{COP_{is}} \quad (5.13)$$

Abbildung 5.36 und Tabelle 5.26 zeigen die Teilwirkungsgrade η_{el} , η_{mech} und η_{thd} sowie den daraus resultierenden isentropen Wirkungsgrad η_{is} der Delta Kompressoren.

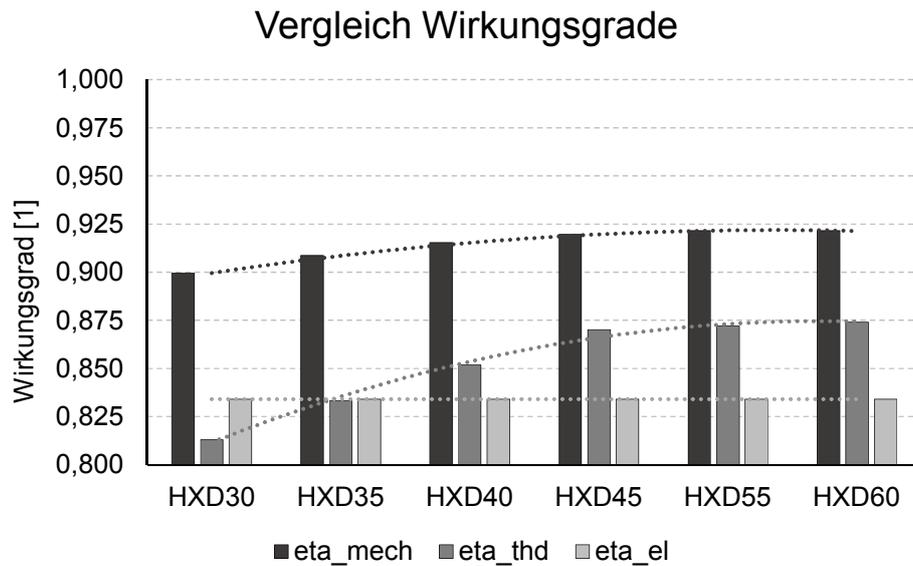


Abbildung 5.36: Einzelwirkungsgrade der Delta Kompressoren

	η_{el}	η_{Mech}	η_{Thd}	η_{is}
	[1]	[1]	[1]	[1]
HXD30	0,834	0,899	0,831	0,610
HXD35	0,834	0,909	0,833	0,631
HXD40	0,834	0,915	0,852	0,650
HXD45	0,834	0,920	0,870	0,667
HXD55	0,834	0,922	0,872	0,670
HXD60	0,834	0,922	0,874	0,672

Tabelle 5.26: Wirkungsgrade der Delta Plattformen ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^{\circ}\text{C}$

Tabelle 5.27 zeigt einen Vergleich der berechneten Leistungszahl mit der, die im offiziellen Secop Katalog angegeben ist.

5.6 Resultierende Verluste der Delta Kompressoren

	$COP_{berechnet}$	$COP_{Katalog}$	e_{abs}	e_{rel}
	[1]	[1]	[1]	[%]
HXD30	1,96	1,95	0,006	0,32
HXD35	2,03	1,97	0,055	2,80
HXD40	2,08	1,99	0,096	4,82
HXD45	2,14	2,01	0,130	6,49
HXD55	2,15	2,01	0,140	6,97
HXD60	2,16	2,02	0,135	6,67

Tabelle 5.27: Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Katalogdaten (ASHRAE Prozess $-23,3/ +45^{\circ}\text{C}$)

5.6.4 Verlustleistungen

Tabelle 5.28 zeigt die Verlustleistungen der Delta Kompressoren. Die elektrische Eingangsleistung des Kompressors setzt sich aus den Verlusten sowie der idealen isentropen inneren Kompressorenleistung (Sauggastemperatur 32°C) zusammen:

$$P_{el} = P_{V_{el}} + P_{V_{mech}} + P_{V_{thd}} + P_{K_{i,is}} \quad (5.14)$$

Die elektrischen Verluste wurden dabei mit Gleichung(3.9) ermittelt. Die mechanischen Verluste wurden in Abschnitt 5.4 ermittelt. Die thermodynamischen Verluste werden laut der in [56, S.121] getroffenen Konvention ermittelt:

$$P_{V_{thd}} = (P_{el} - P_{V_{el}} - P_{V_{mech}}) \cdot (1 - \eta_{thd}) \quad (5.15)$$

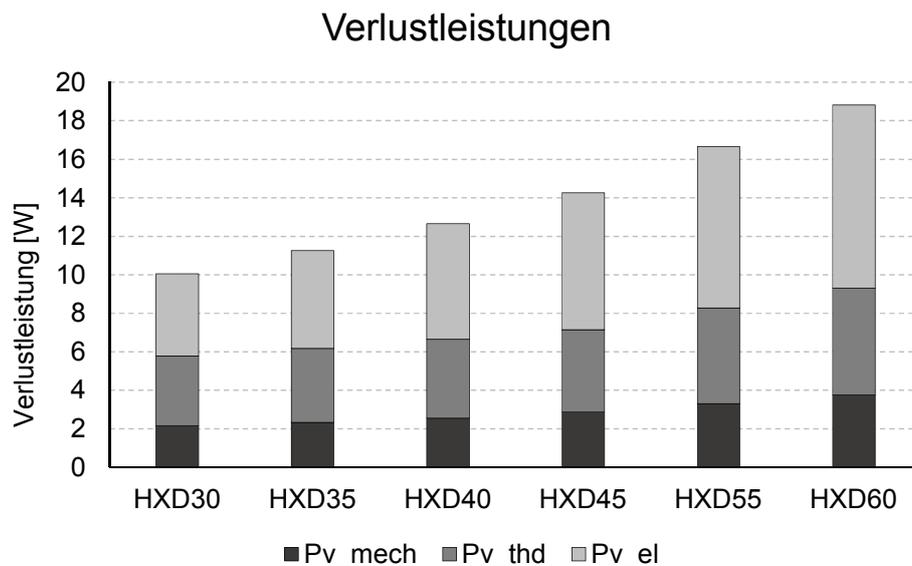


Abbildung 5.37: Verlustleistungen der Delta Kompressoren

5 Situationsanalyse

	$P_{V_{el}}$	$P_{V_{mech}}$	$P_{V_{thd}}$	P_V
	[1]	[1]	[1]	[1]
HXD30	4,28	2,16	3,61	10,05
HXD35	5,06	2,32	3,86	11,24
HXD40	6,00	2,55	4,09	12,65
HXD45	7,11	2,87	4,27	14,25
HXD55	8,39	3,31	4,97	16,67
HXD60	9,52	3,75	5,55	18,82

Tabelle 5.28: Verlustleistungen der Delta Kompressoren

5.6.5 Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Messungen

ZACH ermittelte in ihrer Masterarbeit [56] den isentropen Wirkungsgrad η_{is} sowie die Teilwirkungsgrade für Mechanik, Thermodynamik und Elektrik durch Messungen. Tabelle 5.29 zeigt einen Vergleich der Wirkungsgrade aus [56, S.125] und jenen, welche in dieser Arbeit berechnet wurden.

	COP	η_{is}	η_{el}	η_{mech}	η_{thd}
	[1]	[1]	[1]	[1]	[1]
Messung	1,96	0,609	0,834	0,927	0,788
Berechnung	2,15	0,670		0,922	0,872
e_{abs} [1]	0,19	0,061	-	-0,005	0,084
e_{rel} [%]	9,69	10,02	-	-0,54	10,66

Tabelle 5.29: Vergleich der in dieser Arbeit berechneten Wirkungsgrade mit den Ergebnissen von Zach [56, S.125]

Die Abweichungen zwischen Berechnung und Messung bzw. den Katalogwerten können auf folgende Gegebenheiten zurückgeführt werden:

- Aufgrund des Messaufbaus in [56] wurde nicht der Druckaufbau erreicht, welcher in der Realität bzw. der Berechnung vorzufinden ist.

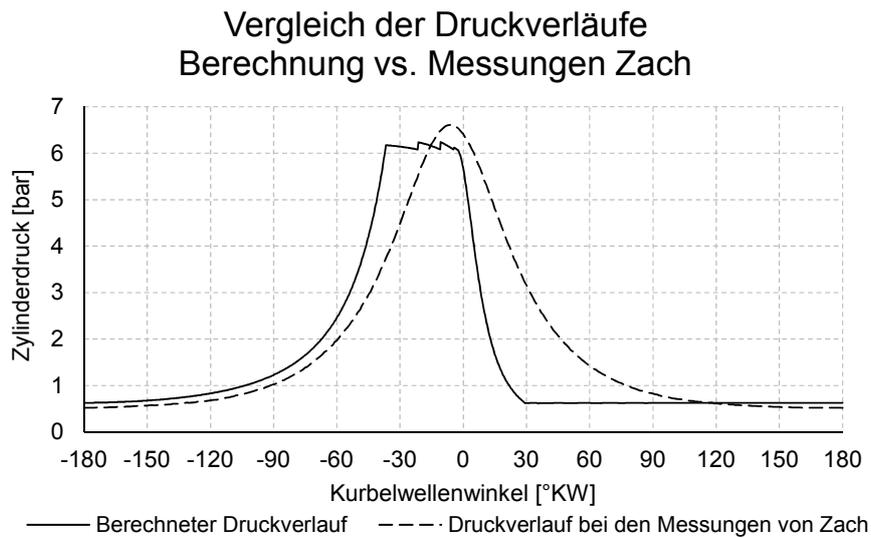


Abbildung 5.38: Berechneter Druckverlauf für den HXD55 im Vergleich mit dem Druckverlauf der Messungen von Zach

- Der elektrische Wirkungsgrad wurde in [56, S.125] nur für den HXD55 Kompressor ermittelt - für die Berechnung wurde dieser als konstant für alle Delta Kompressoren angenommen.
- Die Leistung des Ölpumpensystems und die daraus resultierenden Verluste wurden vernachlässigt.
- Ventilationsverluste wurden vernachlässigt.
- Einige Annahmen wurden auf Basis der Abschätzungen von Secop Experten getroffen.

5.7 Detaillierte Betrachtung der Verluste des HXD55

Dieser Abschnitt beinhaltet eine nähere Betrachtung der verschiedenen Verluste mit dem Ziel, den Einfluss der Verluste auf die Leistungszahl sowie die Kälteleistung zu identifizieren.

5.7.1 Einflüsse der Sauggastemperatur, Kolbenleckage und Wärmeübertragung

Die Abbildungen 5.39 und 5.40 zeigen den Einfluss der Sauggastemperatur, der Wärmeübertragung (Erhöhung der Kompressionsstarttemperatur) sowie der Kolbenleckage am Delta HXD55 Kompressor auf die erzielbare Kälteleistung \dot{Q}_0 und die Leistungszahl COP.

Aus Diagramm 5.39 wird ersichtlich, dass der Einfluss der Erhöhung der Sauggastemperatur von 32°C auf 44°C den gleichen Einfluss auf die Kälteleistung hat wie die Wärmeübertragung bei einer Sauggastemperatur von 32°C.

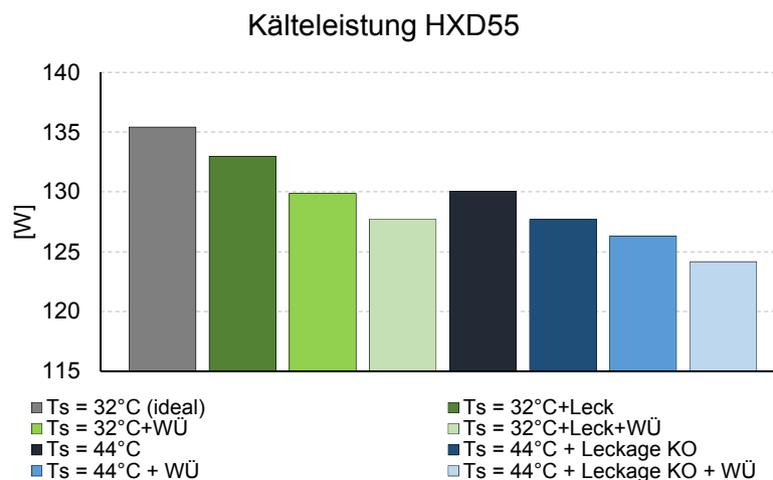


Abbildung 5.39: Vergleich der Kälteleistung \dot{Q}_0 des HXD55 bei verschiedenen Einflüssen

5.7 Detaillierte Betrachtung der Verluste des HXD55

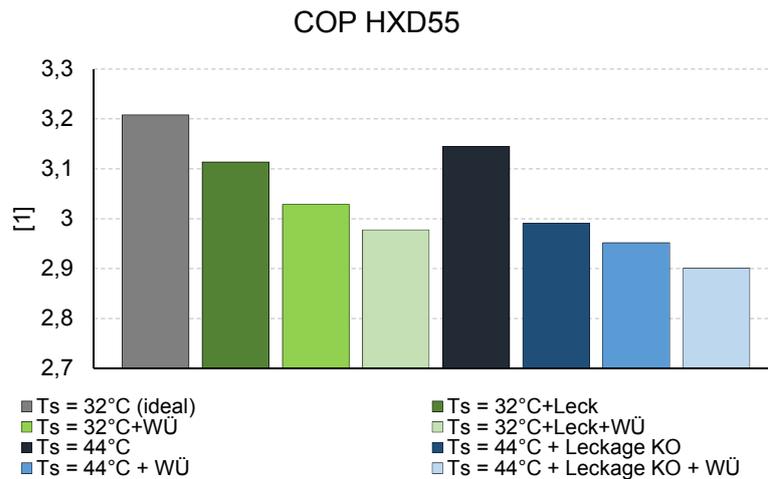


Abbildung 5.40: Vergleich der Leistungszahl COP des HXD55 bei verschiedenen Einflüssen

5.7.2 Einfluss der Wärmeströme der verschiedenen Bauteile

Abbildung 5.41 zeigt die Wärmeströme der Bauteile Kolben, Zylindergehäuse und Ventilplatte während einer Kurbelwellenumdrehung am Beispiel eines HXD55 bei einer Sauggastemperatur von 32°C, vernachlässigbar kleinem Schadraum ($V_S = 0.1\text{mm}^3$) und Bauteiltemperaturen laut Tabelle 5.11. Die mittleren Wärmeströme je Prozessphase sind in Tabelle 5.30 aufgeführt.

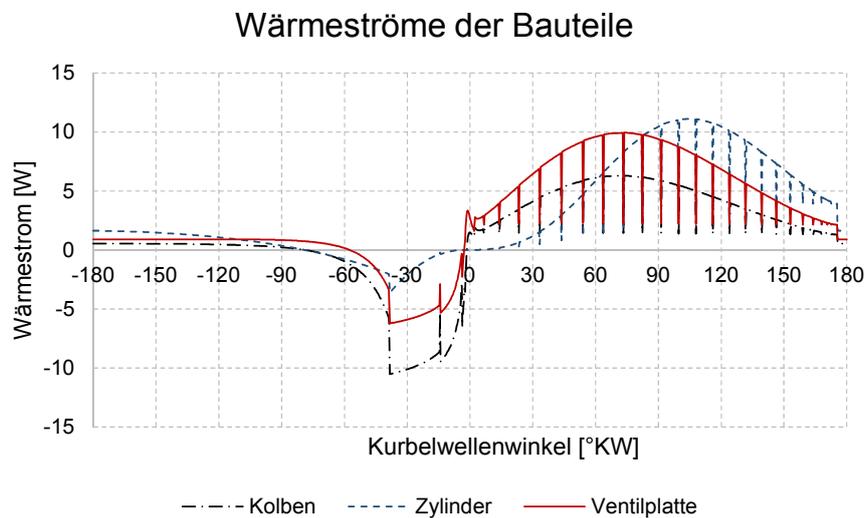


Abbildung 5.41: Wärmeströme der Bauteile am Beispiel des HXD55 bei einer Ansaugtemperatur von 32°C

5 Situationsanalyse

Die Abbildungen 5.42 und 5.43 zeigen den Einfluss der Wärmeleitung auf die Kälteleistung und die Leistungszahl des Kompressors.

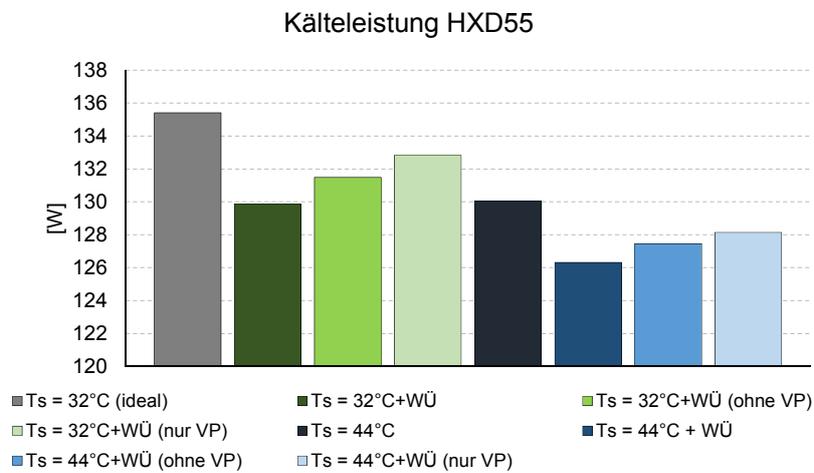


Abbildung 5.42: Vergleich der Kälteleistung Q_0 des HXD55 bei Wärmeübertragung

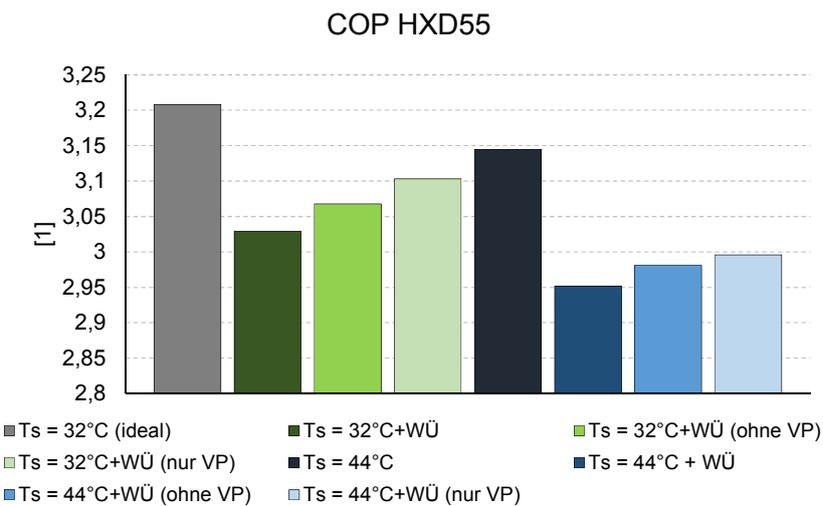


Abbildung 5.43: Vergleich der Leistungszahl COP des HXD55 bei Wärmeübertragung

5.7 Detaillierte Betrachtung der Verluste des HXD55

	Bauteilwärmeströme			$\Sigma \dot{Q}$	Anteil am Gesamtwärmestrom		
	$\dot{Q}_{a_{Ko}}$	$\dot{Q}_{a_{Zy}}$	$\dot{Q}_{a_{Vp}}$		Kolben	Zylinder	Ventilplatte
	[W]	[W]	[W]	[W]	[%]	[%]	[%]
Ansaugen	1,94	2,93	3,09	7,97	24,4	36,8	38,8
Kompression	-0,05	0,23	0,22	0,40	-13,6	57,5	56,1
Ausschieben	-0,89	-0,12	-0,49	-1,50	59,5	7,9	32,6
Expandieren	0,01	0,00	0,03	0,04	-	-	-

Tabelle 5.30: Wärmeströme der Bauteile am Beispiel des schadraumfreien HXD55 bei einer Sauggastemperatur von 32°C

5.7.3 Verursachungsgerechtes Aufteilen der Änderungen von Kälteleistung, Kompressorleistung und Leistungszahl

Die folgenden Abbildungen zeigen die Auswirkung der verschiedenen, oben beschriebenen, Einflüsse auf die Kälteleistung, die Kompressorleistung sowie die Leistungszahl.

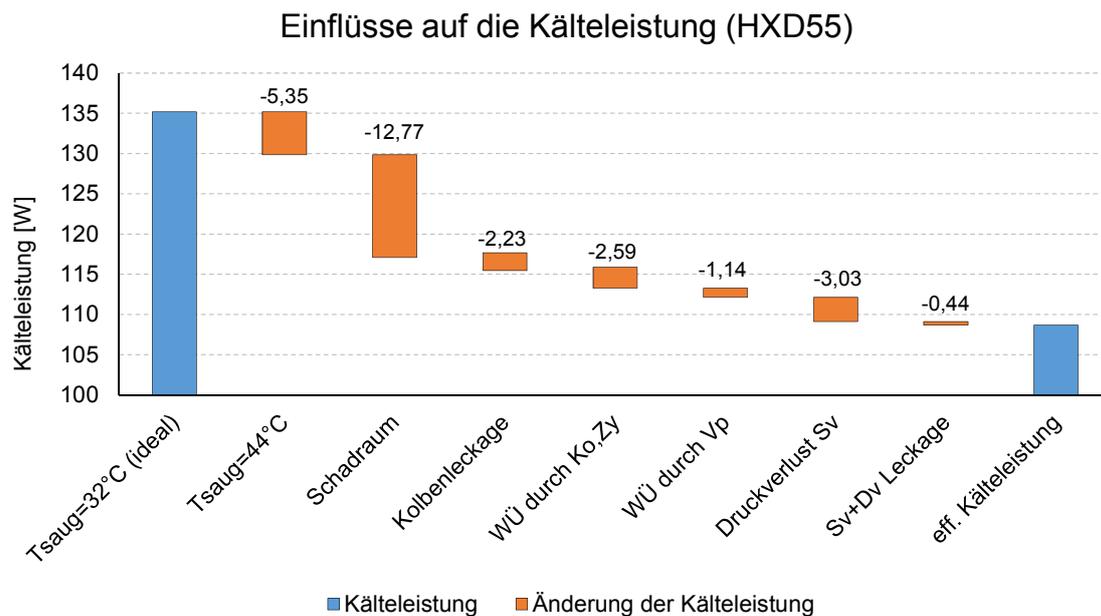


Abbildung 5.44: Einflüsse auf die Kälteleistung \dot{Q}_0 am HXD55

Anteile der Kälteleistungsabnahme (HXD55)

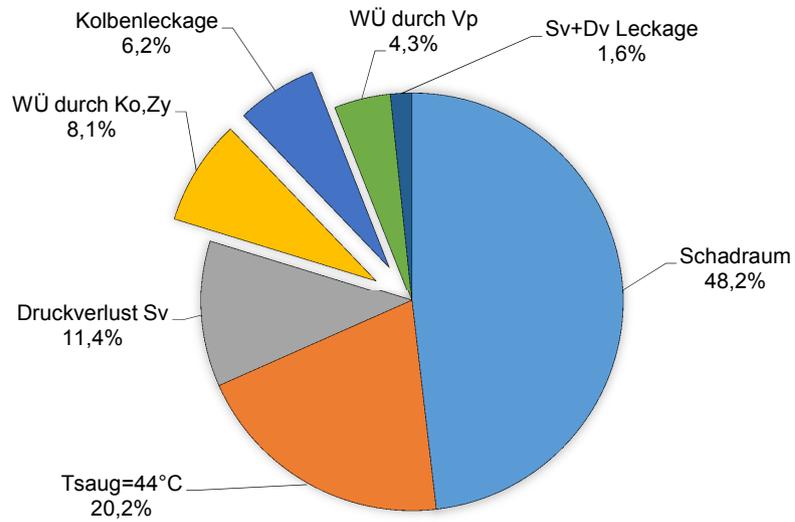


Abbildung 5.45: Anteil der Einflüsse an der Gesamtabnahme der Kälteleistung \dot{Q}_0 am HXD55

Einflüsse auf die Kompressorleistung (HXD55)

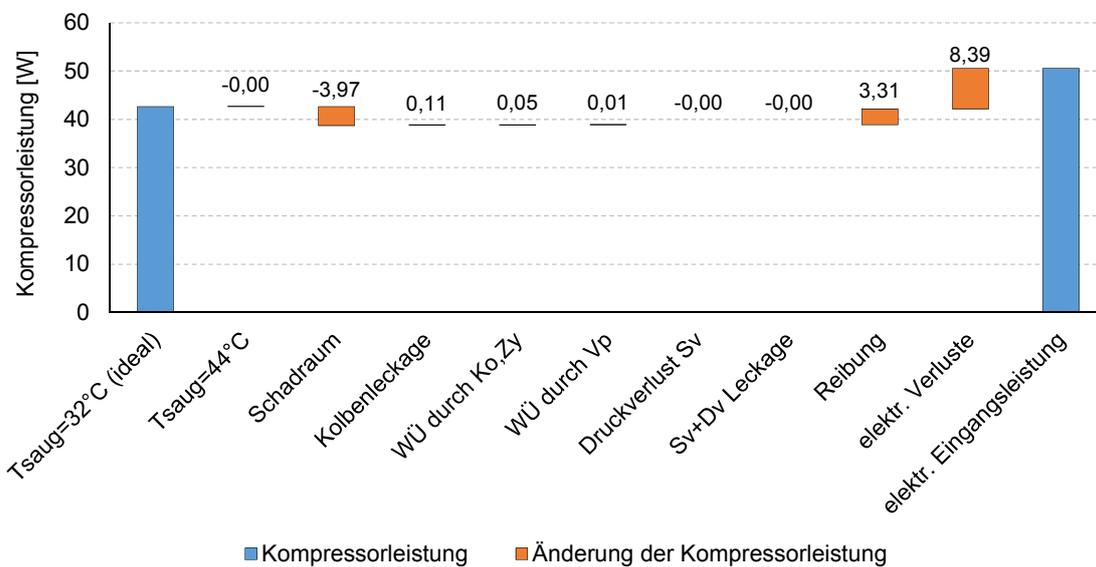


Abbildung 5.46: Einflüsse auf die Kompressorleistung am HXD55

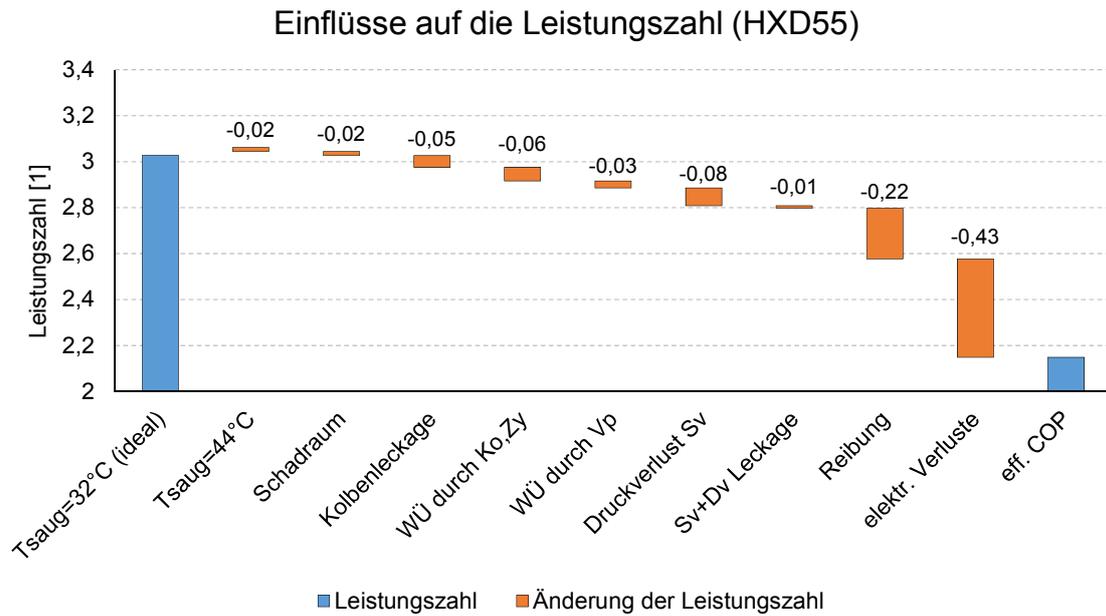


Abbildung 5.47: Einflüsse auf die Abnahme der Leistungszahl am HXD55

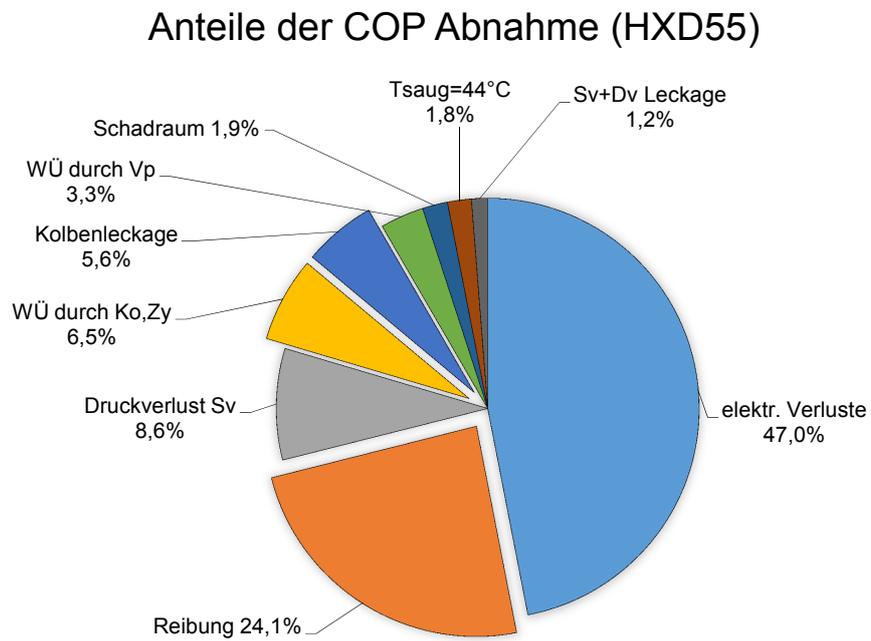


Abbildung 5.48: Anteil der Einflüsse an der Gesamtabnahme der Leistungszahl am HXD55

5.8 Systemkosten

Innerhalb der R&D Abteilung von Secop Austria wird versucht, sämtliche Bewertungen (neben Bauteilkosten auch Kosten für Verluste und zusätzliche Funktionen) durch Euro-Werte auszudrücken. Dies liegt vor allem darin begründet, dass die Akzeptanz der Mitarbeiter für die Euro-Bewertung höher ist als jene von einheitslosen Nutzwerten. Weiters erfuhr Secop für diese Art der Bewertung auch von Kunden ein positives Feedback. [8, S.40]

Die Systemkosten eines Kompressors setzen sich aus folgenden sieben Komponenten zusammen: [6, S.24]

- Direct Material Costs (DM) - Materialeinzelkosten
- Direct Labour Costs (DL) - direkte Arbeitskosten
- Direct Overhead Costs / Allowance for depreciation (DOH/AfA) - Gemeinkosten/Abschreibung
- Losses - Verlustkosten
- Bauraum
- Lärm
- Zusatzfunktion (ZF)

5.8.1 Systemkostenvergleich Delta und ACT

BILEK erarbeitete 2010 in seiner Diplomarbeit [8] die erste Systemkostenanalyse für verschiedene Kältekompressoren unter Berücksichtigung der oben genannten Punkte. Anfang 2014 wurde in der Masterarbeit von AMTMANN [6] eine erste Abschätzung der Systemkosten für das ACT-Projekt durchgeführt (siehe Abbildung 5.49).

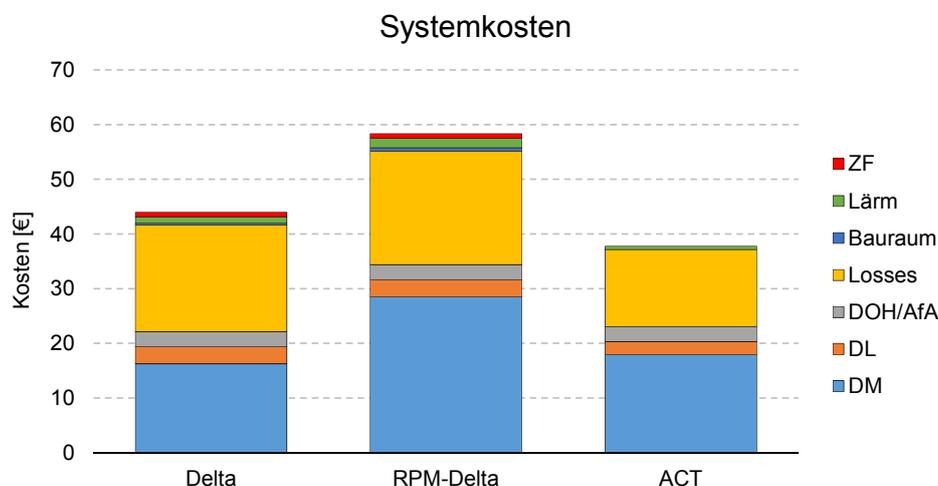


Abbildung 5.49: Systemkostenvergleich [6, S.47]

Aus Abbildung 5.49 kann entnommen werden, dass ca. 80% der gesamten Systemkosten durch Direct Material (DM) und Losses hervorgerufen werden. Diese stellen somit das größte Verbesserungspotential dar. Der Unterschied der DM Kosten zwischen Delta und dem drehzahlgeregelten Delta können darauf zurückgeführt werden, dass ein anderes Motorkonzept sowie eine Elektronik für die Steuerung dieses Motors verwendet werden müssen.

Systemkostenbetrachtung in dieser Arbeit

Wie bereits oben erwähnt, wird der Großteil der Systemkosten durch DM und Losses hervorgerufen. Aufgrund dieses Sachverhalts und der Tatsache, dass bei einem geänderten Konzept der Funktionsgruppe Kinematik die DL und DOH/AfA Kosten durchaus von den Annahmen von [6] abweichen können, werden in dieser Arbeit nur die *reduzierten Systemkosten*, welche sich aus DM und Losses zusammensetzen, analysiert.

$$\text{reduzierte Systemkosten} = \text{DM} + \text{LOSSES}$$

5.8.2 Vorgehen bei der Bewertung der Verlustkosten

Die Bewertung der Verlustkosten hat bei Secop Austria eine lange Tradition. Basierend auf verschiedensten Analysen könnten drei Einflüsse für die Bewertung von Verlusten ermittelt werden: [8, S.42]

1. Kupfer Materialkosten

Aufgrund der hohen Materialkosten für Kupfer und den erforderlichen Mengen im Motor des Kompressors ist dieser Rohstoff für einen Großteil der Materialkosten verantwortlich. Eine Erhöhung des COP kann durch zusätzliches Kupfer für Wicklungen im Motor erreicht werden. Eine Erhöhung des COP um 1% wurde nach Abschätzungen mit 0,5€ beziffert.

2. Einsparungspotential

Eine Erhöhung der Effizienz des Kältekompressors führt zu einem Einsparungspotential beim Endverbraucher, welches pro Kalenderjahr ca. 0,48€ für 1% COP beträgt.

3. Energieeffizienzklasse

Das EU-Energie-Labeling System hat dazu geführt, dass die Kunden von Secop ihre Kühlgeräte in verschiedene Energieklassen einteilen müssen. Entsprechend den Energieklassen wird auch die Preispolitik der Kühlschrankhersteller festgelegt. Ein energieeffizienter Kühlschrank kann teurer verkauft werden als ein weniger effizienter - somit ist der Kühlschrankhersteller auch dazu bereit, mehr für den Kältekompressor zu bezahlen. Nach Secop Abschätzungen kann durch 1% COP Verbesserung der Verkaufspreis um 0,5€ gesteigert werden.

5 Situationsanalyse

Entsprechend der oben genannten Abschätzungen ergibt sich folgende Bewertung für eine Verbesserung des COP:

$$1\% \text{ COP} = 0,5\text{€} \quad (5.16)$$

Die Verlustkosten (Losses) errechnen sich laut firmen-interner Festlegung wie folgt:

$$\text{LOSSES} = \frac{(\text{COP}_{ideal} - \text{COP}) \cdot 100}{\text{COP}_{ideal}} \cdot 0,5\text{€} \quad (5.17)$$

5.8.3 Reduzierte Systemkosten des Delta Kompressors

Tabelle 5.31 zeigt die *reduzierten Systemkosten* der Delta Kompressoren, welche mit den berechneten Leistungszahlen aus Tabelle 5.25 ermittelt wurden. Die Verlustkosten des

	DM [€]	LOSSES [€]	Σ [€]
HXD30	16,24	19,51	35,75
HXD35	16,24	18,44	34,68
HXD40	16,24	17,49	33,73
HXD45	16,24	16,64	32,88
HXD50	16,24	16,49	32,73
HXD60	16,24	16,42	32,66

Tabelle 5.31: Reduzierte Systemkosten der Delta Kompressoren

Kompressors können mit den definierten Verlustleistungen $P_{V_{el}}$, $P_{V_{mech}}$ und $P_{V_{thd}}$ hinsichtlich ihrer Art aufgeteilt werden. Dabei setzen sich die anteiligen Verlustkosten aus der jeweiligen Verlustleistung P_{V_i} im Verhältnis zu den Gesamtverlusten P_V zusammen:

$$\text{LOSSES}_i = \text{LOSSES} \cdot \frac{P_{V_i}}{P_V} \quad (5.18)$$

Die nach ihrer Art getrennten Verlustkosten sind in Tabelle 5.32 bzw. Abbildung 5.50 dargestellt.

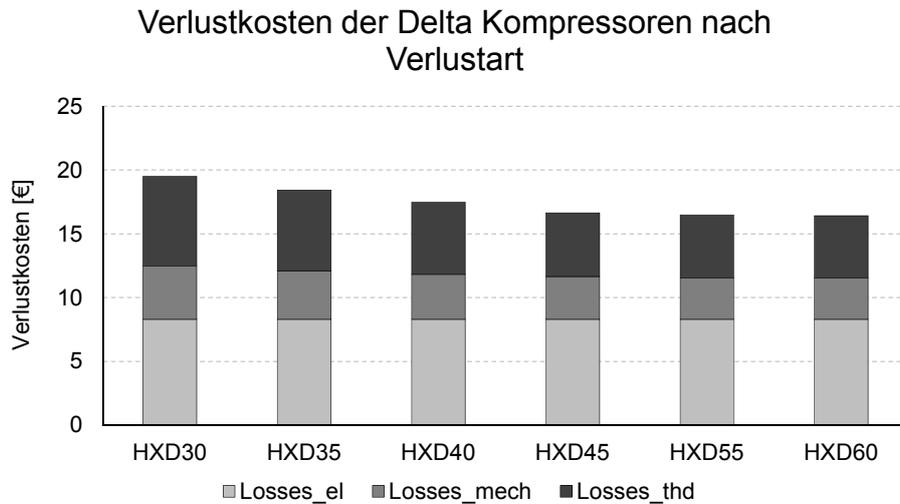


Abbildung 5.50: Hinsichtlicher ihrer Art getrennte Verlustkosten der Delta Kompressoren

	$LOSSES_{el}$ [€]	$LOSSES_{mech}$ [€]	$LOSSES_{thd}$ [€]	Summe (LOSSES) [€]
HXD30	8,30	4,19	7,01	19,51
HXD35	8,30	3,81	6,32	18,44
HXD40	8,30	3,53	5,66	17,49
HXD45	8,30	3,35	4,98	16,64
HXD50	8,30	3,27	4,92	16,49
HXD60	8,30	3,27	4,84	16,42

Tabelle 5.32: Aufteilung der Verlustkosten der Delta Kompressoren nach Verlustarten

5.8.4 Verlustkosten der Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors

Die Systemkostenbetrachtung der Funktionsgruppe Kinematik gestaltet sich schwierig, da neben den mechanischen Reibverlusten $P_{R_{mech}}$ auch thermodynamische Verluste (Wärmeübertragung, Kolbenleckage) von der Funktionsgruppe hervorgerufen werden.

Die Ansaugtemperatur des Sauggases, welches bei den Delta Kompressoren durch die Funktionsgruppe *Suction Line* von 32°C auf 44°C erwärmt wird, beeinflusst die von der Funktionsgruppe Kinematik hervorgerufenen thermodynamischen Verluste recht ungünstig. Der Einfluss der Sauggastemperatur, der Kolbenleckage und der Wärmeübertragung zwischen dem Gas und den den Kompressionsraum umschließenden Bauteilen wird in den Abbildungen 5.39 und 5.40 verdeutlicht.

5 Situationsanalyse

Neben den von Zylinder und Kolben hervorgerufenen Wärmeströmen und den damit verbundenen thermodynamischen Verlusten durch die Funktionsgruppe Kinematik tritt auch ein Wärmestrom von der Ventilplatte in das Kältegas auf (siehe Abbildungen 5.41, 5.42 und 5.43). Dieser Wärmestrom, der ebenfalls thermodynamische Verluste hervorruft, kann aber nicht der Funktionsgruppe Kinematik zugeordnet werden.

Annahmen für die Berechnung der Verlustkosten der Funktionsgruppe Kinematik

Aufgrund der genannten Schwierigkeiten wird ein Ansatz für die Berechnung der Verlustkosten definiert, welcher folgende Annahmen beinhaltet:

- Es wird davon ausgegangen, dass die Einflüsse, die eine Abnahme der Kälteleistung bewirken, keine Änderung der Kompressorleistung hervorrufen.
- Die Berechnung der Kälteleistungsverluste (Kolbenleckage, Wärmeübertragung) wird mit der tatsächlichen Sauggastemperatur von 44°C durchgeführt und mit der Annahme, dass kein Schadraum sowie keine weiteren thermodynamischen Verluste vorhanden sind (Lässigkeiten Ventile, Drosselverluste Saugventil).
- Der Einfluss der mechanischen Reibung bewirkt nur eine Änderung der Kompressorleistung, keine Änderung der Kälteleistung.

Entsprechend dieser Definition kann die Funktionsgruppe Kinematik als Verursacher folgender Verluste aufgefasst werden:

- Verluste durch die Reibung in den Lagerstellen
- Verluste durch die Kolbenleckage
- Verluste durch die Wärmeübertragung von Kolben und Zylinder auf das Gas

Verlustkosten der Funktionsgruppe Kinematik

Tabelle 5.33 zeigt die durch die Funktionsgruppe verursachten Verluste, welche für die Systemkostenberechnung herangezogen wurden. Da für die Berechnung der Verlustkos-

	Reibverluste P_R [W]	Kälteleistungsverluste		
		aus Leckage \dot{Q}_{Leck} [W]	aus Wärmeübertragung $\Delta\dot{Q}_{W\ddot{u}}$ [W]	resultierend $\Delta\dot{Q}$ [W]
HXD30	2,16	2,31	1,23	3,54
HXD35	2,32	2,29	1,44	3,73
HXD40	2,55	2,28	1,76	4,04
HXD45	2,87	2,25	2,13	4,38
HXD50	3,31	2,23	2,59	4,82
HXD60	3,75	2,21	3,00	5,21

Tabelle 5.33: Verluste für die Systemkostenberechnung

ten des Delta Kompressors die Sauggastemperatur von 44°C berücksichtigt wird, ändert sich die erreichbare Kälteleistung und Leistungszahl bei der isentropen Kompression. Der erreichbare isentrope COP_{is} , welcher in Gleichung (5.17) Verwendung findet, beträgt nicht mehr 3,208 sondern nur noch 3,145. Tabelle 5.33 zeigt die erreichbare Kälteleistung und innere Kompressorleistung bei isentroper Kompression von 0,627bar bei 44°C auf 6,08bar.

	Sauggastemperatur					
	32°C			44°C		
	\dot{Q}_0 [W]	P_{Ki} [W]	COP_{is} [1]	\dot{Q}_0 [W]	P_{Ki} [W]	COP_{is} [1]
HXD30	73,68	22,97	3,208	70,76	22,50	3,145
HXD35	85,67	26,71	3,208	82,28	26,16	3,145
HXD40	99,91	31,14	3,208	95,95	30,51	3,145
HXD45	116,54	36,33	3,208	111,93	35,59	3,145
HXD50	135,42	42,21	3,208	130,06	41,35	3,145
HXD60	151,90	47,35	3,208	145,88	46,39	3,145

Tabelle 5.34: Unterschied von erzielbarer Kälteleistung, innerer Kompressorleistung und Leistungszahl bei verschiedenen Sauggastemperaturen und isentroper Kompression von 0,627bar auf 6,08bar

5 Situationsanalyse

Der resultierende COP folgt somit zu:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{0is} - \sum \dot{Q}_V}{P_{Kis} + P_{Reib}} \quad (5.19)$$

Unter Verwendung von Gleichung (5.17) können somit die Verlustkosten der Funktionsgruppe Kinematik ermittelt werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5.35 dargestellt. Bei den Delta Kompressoren mit geringen Kälteleistungen wirken sich die Verluste besonders negativ auf die Systemkosten aus.

	DM [€]	LOSSES [€]	red. Systemkosten [€]
HXD30	2,60	6,92	9,52
HXD35	2,60	6,11	8,71
HXD40	2,60	5,44	8,03
HXD45	2,60	4,81	7,41
HXD50	2,60	4,32	6,91
HXD60	2,60	3,98	6,58

Tabelle 5.35: Verlustkosten der Funktionsgruppe Kinematik der Delta Kompressoren

Verursachungsgerechtes Aufteilen der Verlustkosten

Um die Verlustkosten der Kälteleistungsverluste (resultierend aus Wärmeübergang und Leckage) verursachungsgemäß aufzuteilen, wird folgendes Vorgehen angewendet:

- Definieren eines mechanischen Wirkungsgrades der Funktionsgruppe $\eta_{mech_{Kin}}$
- Definieren von zwei thermodynamischen Leistungszahlen $COP_{thd,Leck_{Kin}}$ und $COP_{thd,W\ddot{U}_{Kin}}$ (welche die Wärmeübertragung und die Kolbenleckage berücksichtigen)

$$COP_{thd,Leck_{Kin}} = \frac{\dot{Q}_{0is} - \dot{Q}_{0Leck}}{P_{is} + P_{Reib}} \quad (5.20)$$

$$COP_{thd,W\ddot{U}_{Kin}} = \frac{\dot{Q}_{0is} - \dot{Q}_{0W\ddot{U}}}{P_{is} + P_{Reib}} \quad (5.21)$$

- Definieren von zwei thermodynamischen Wirkungsgraden $\eta_{Leck_{Kin}}$ und $\eta_{thd,W\ddot{U}_{Kin}}$ aus welchen sich der thermodynamische Wirkungsgrad der Funktionsgruppe wie folgt berechnen lässt:

$$\eta_{thd_{Kin}} = \eta_{thd,Leck_{Kin}} \cdot \eta_{thd,W\ddot{U}_{Kin}} \quad (5.22)$$

$$\eta_{thd,Leck_{Kin}} = \frac{COP_{thd,Leck_{Kin}}}{COP_{is} \cdot \eta_{mech_{Kin}}} \quad (5.23)$$

$$\eta_{thd,W\ddot{U}_{Kin}} = \frac{COP_{thd,W\ddot{U}_{Kin}}}{COP_{is} \cdot \eta_{mech_{Kin}}} \quad (5.24)$$

- Berechnen der thermodynamischen Verlustleistung der Funktionsgruppe:

$$P_{ein_{KIN}} = P_{is} + P_{V,mech_{Kin}} + \underbrace{P_{V,Leck,Kin} + P_{V,WÜ,Kin}}_{P_{V,thd_{Kin}}} \quad (5.25)$$

$$P_{V,Leck,Kin} = \underbrace{(P_{ein_{KIN}} - P_{V,mech_{Kin}})}_{P_{is}} \cdot (1 - \eta_{Leck_{Kin}}) \quad (5.26)$$

$$P_{V,WÜ,Kin} = \underbrace{(P_{ein_{KIN}} - P_{V,mech_{Kin}})}_{P_{is}} \cdot (1 - \eta_{WÜ_{Kin}}) \quad (5.27)$$

Die nach dem oben beschriebenen Vorgehen ermittelten Verlustleistungen und deren Anteil an der Gesamtverlustleistung der Funktionsgruppe Kinematik sind in Tabelle 5.36 dargestellt. Die Verlustkosten werden entsprechend dem Anteil der Verlustleistungen an der gesamten Verlustleistung aufgeteilt.

	absolute Verlustleistung				relativer Anteil an $\sum P_{V_{Kin}}$		
	$P_{V,mech_{Kin}}$ [W]	$P_{V,Leck,Kin}$ [W]	$P_{V,WÜ,Kin}$ [W]	$\sum P_{V_{Kin}}$ [W]	$P_{V,mech_{Kin}}$ [%]	$P_{V,Leck,Kin}$ [%]	$P_{V,WÜ,Kin}$ [%]
HXD30	2,16	0,73	0,39	3,29	65,7	22,4	11,9
HXD35	2,32	0,73	0,46	3,51	66,2	20,8	13,1
HXD40	2,55	0,72	0,56	3,83	66,5	18,9	14,6
HXD45	2,87	0,72	0,68	4,26	67,3	1,8	15,9
HXD50	3,31	0,71	0,82	4,84	68,4	14,6	17,0
HXD60	3,75	0,70	0,95	5,41	69,4	13,0	17,6

Tabelle 5.36: Verlustleistungen der Funktionsgruppe Kinematik

Reduzierte Systemkosten inklusive Aufteilung auf die Verlustverursacher

Die Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik der Delta Kompressoren sind in Abbildung 5.51 sowie in Tabelle 5.37 aufgeführt. Aufgrund der geringen Kälteleistung der kleineren Delta Kompressoren wirken sich die Verluste besonders schlimm auf den Wirkungsgrad aus und somit auf die Systemkosten aus.

Systemkosten der Delta Funktionsgruppe Kinematik

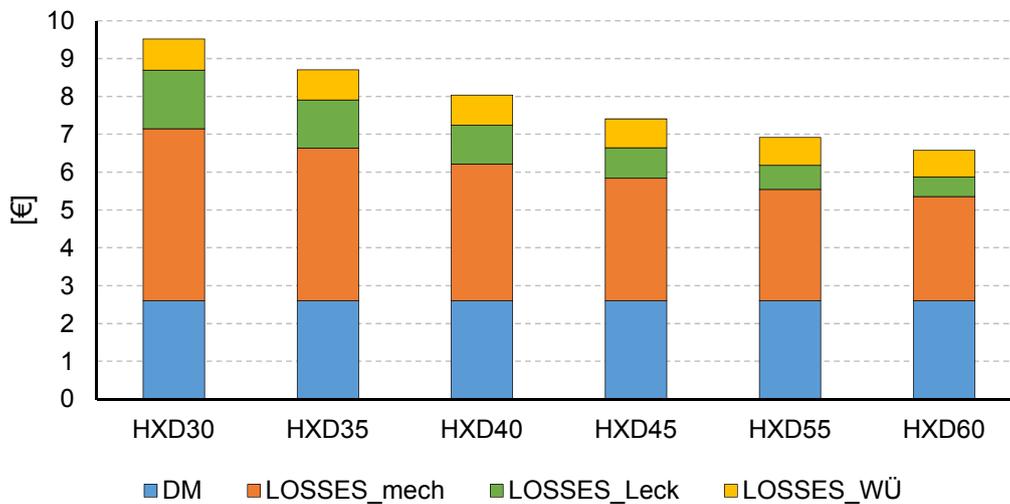


Abbildung 5.51: Systemkosten der Funktionsgruppe des Delta Kompressors (ASHRAE -23,3/ +45°C)

	DM [€]	LOSSES			red. Systemkosten [€]
		$P_{V,mech,Kin}$ [€]	$P_{V,Leck,Kin}$ [€]	$P_{V,WÜ,Kin}$ [€]	
HXD30	2,60	4,55	1,55	0,82	9,52
HXD35	2,60	4,04	1,27	0,80	8,71
HXD40	2,60	3,61	1,03	0,79	8,03
HXD45	2,60	3,24	0,81	0,76	7,41
HXD50	2,60	2,95	0,63	0,73	6,91
HXD60	2,60	2,76	0,52	0,70	6,58

Tabelle 5.37: Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik

Abbildung 5.52 zeigt den Verlauf der Verlustkosten über die verschiedenen Delta Kompressoren. Besonders auffallend ist, dass die Verlustkosten durch den Wärmetransport zwischen Gas und Kolben bzw. Zylinder bei HXD55 und HXD60 die Verlustkosten infolge der Kolbenleckage übersteigen. Dies kann auf die größere Zylinderoberfläche bei den größeren Hüben zurückgeführt werden.

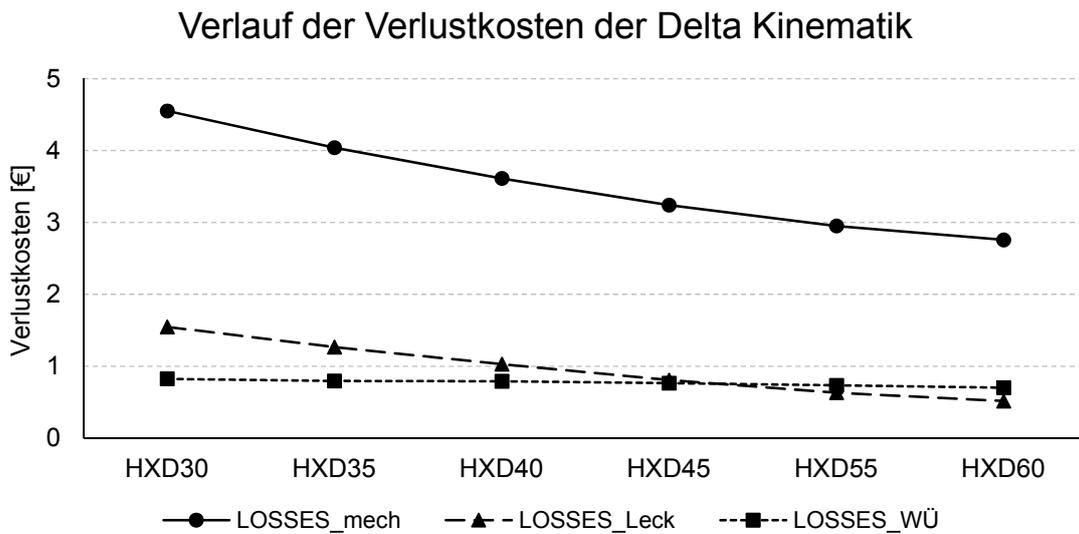


Abbildung 5.52: Verlauf der Verlustkosten über die Delta Kompressoren

5.8.5 Aufteilung der reduzierten Systemkosten auf die Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik

Abbildung 5.53 zeigt die Aufteilung der Systemkosten auf die Bauteile des HXD₃₀ Kompressors und Abbildung 5.54 die des HXD₅₅ Kompressors. Die Verlustkosten, die sich aufgrund des Reibungsverlusts ergeben, wurden immer den bewegten Bauteilen zugeschrieben. Die Verlustkosten am Zapfenlager wurden 50/50 auf Pleuel und Kurbelwelle aufgeteilt. Die Verlustkosten zufolge des Kälteleistungsverlustes durch die Kolbenleckage wurden ebenfalls 50/50 auf Kolben und Zylindergehäuse aufgeteilt.

Der Kälteleistungsverlust aufgrund des Wärmestroms zwischen Gas und Kolben bzw. Zylinder entsteht beim Ansaugen des Kältemittels in den Zylinderraum, da durch die Erwärmung des Kältemittels weniger Masse für die Kompression zur Verfügung steht. Die Aufteilung der Verlustkosten zufolge des Wärmestroms auf die Bauteile wird entsprechend des, in Tabelle 5.24 dargestellten, prozentualen Anteils am Gesamtwärmestrom von Kolben bzw. Zylinder durchgeführt.

Systemkosten der Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik - HXD30

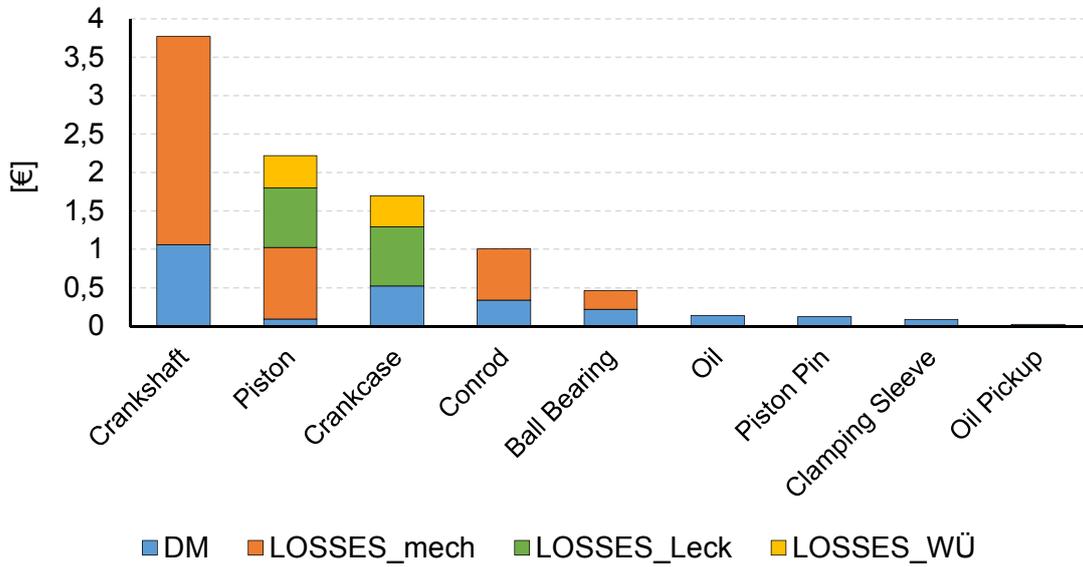


Abbildung 5.53: Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD30 - aufgeteilt auf die Bauteile

Systemkosten der Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik - HXD55

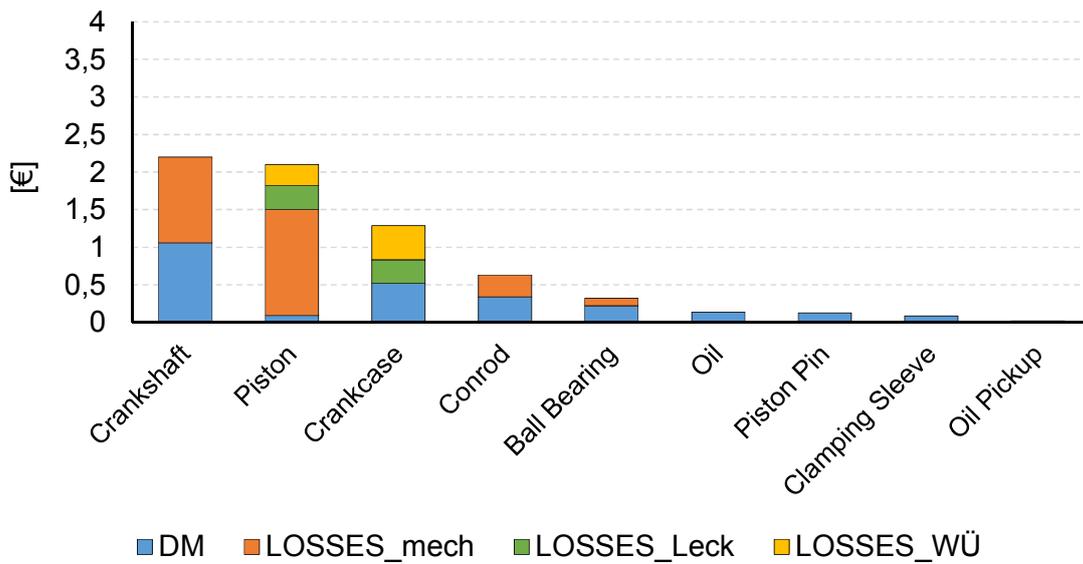


Abbildung 5.54: Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD55 - aufgeteilt auf die Bauteile

Tabelle 5.38 und 5.39 zeigen die Zusammensetzung der reduzierten Systemkosten des HXD30 bzw. HXD55 Kompressors.

Bauteil	DM [EUR]	LOSSES _{Reib} [EUR]	LOSSES _{Leck} [EUR]	LOSSES _{Wü} [EUR]	red. Systemkosten [EUR]	Gesamtanteil [%]
Crankshaft	1,06	2,709	0	0	3,769	39,58
Piston	0,09	0,935	0,774	0,421	2,22	23,32
Crankcase	0,52	0	0,774	0,403	1,697	17,82
Conrod	0,34	0,664	0	0	1,004	10,55
Ball Bearing	0,218	0,244	0	0	0,462	4,85
Oil	0,136	0	0	0	0,136	1,43
Piston Pin	0,125	0	0	0	0,125	1,31
Clamping Sleeve	0,087	0	0	0	0,087	0,91
Oil Pickup	0,022	0	0	0	0,022	0,23

Tabelle 5.38: Zusammensetzung der reduzierten Systemkosten des HXD30

Bauteil	DM [EUR]	LOSSES _{Reib} [EUR]	LOSSES _{Leck} [EUR]	LOSSES _{Wü} [EUR]	red. Systemkosten [EUR]	Gesamtanteil [%]
Crankshaft	1,06	1,143	0	0	2,203	31,85
Piston	0,09	1,413	0,316	0,281	2,1	30,37
Crankcase	0,52	0	0,316	0,453	1,289	18,62
Conrod	0,34	0,292	0	0	0,632	9,13
Ball Bearing	0,218	0,103	0	0	0,321	4,64
Oil	0,136	0	0	0	0,136	1,97
Piston Pin	0,125	0	0	0	0,125	1,81
Clamping Sleeve	0,087	0	0	0	0,087	1,26
Oil Pickup	0,022	0	0	0	0,022	0,32

Tabelle 5.39: Zusammensetzung der reduzierten Systemkosten des HXD55

5.9 Funktionsanalyse der Funktionsgruppe Kinematik

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der durchgeführten Funktionsanalysen dargestellt und näher erläutert.

5.9.1 Umsatzorientiertes Funktionsmodell

In einem Workshop mit acht Personen aus der R&D Abteilung wurde versucht, ein umsatzorientiertes Funktionsmodell für die Funktionsgruppe zu erstellen. Trotz Zuhilfenahme von Beispielen aus der Literatur war es nicht möglich, ein detailliertes Funktionsmodell zu erstellen. Es wurde beschlossen, keine Zeit in die Erstellung dieses Modells zu investieren, um sich mit den anderen vorgeschlagenen Funktionsmodellen zu beschäftigen.

5.9.2 Relationsorientiertes Funktionsmodell

Die Modellierung des relationsorientierten Funktionsmodells wurde im gleichen Workshop wie die Modellierung des umsatzorientierten Funktionsmodells durchgeführt und stieß auf begeisterte Teilnahme. Das erstellte Funktionsmodell ist das Ergebnis von drei Workshops innerhalb der Secop R&D. In den ersten beiden Workshops wurde die Struktur des Funktionsmodells erstellt, während im dritten Workshop das Modell mit den Mitgliedern der Kinematik Gruppe auf ihre Sinnhaftigkeit untersucht und modifiziert wurde.

Das erstellte Funktionsmodell dient als Ausgangspunkt für das Ableiten von Teilfunktionen (siehe Abschnitt 7.1). Um die Lesbarkeit zu erleichtern, wurde das relationsorientierte Funktionsmodell dem Anhang im Papierformat A3 beigelegt.

5.9.3 Objektorientierte TRIZ-Funktionsmodellierung

Komponentenanalyse

Als System wurde die Funktionsgruppe Kinematik des Delta Kompressors festgelegt. Dieses System befindet sich innerhalb des Supersystems Kältekompressor. Die Hauptfunktion dieses technischen Systems ist das Komprimieren von Kältegas (Zielobjekt). Es wurde angenommen, dass das System mit folgenden Elementen des Supersystems agiert: Ventilplatte, Gehäuse, Suspension und Motor. Abbildung 5.55 zeigt sämtliche am Funktionsmodell beteiligten Komponenten.

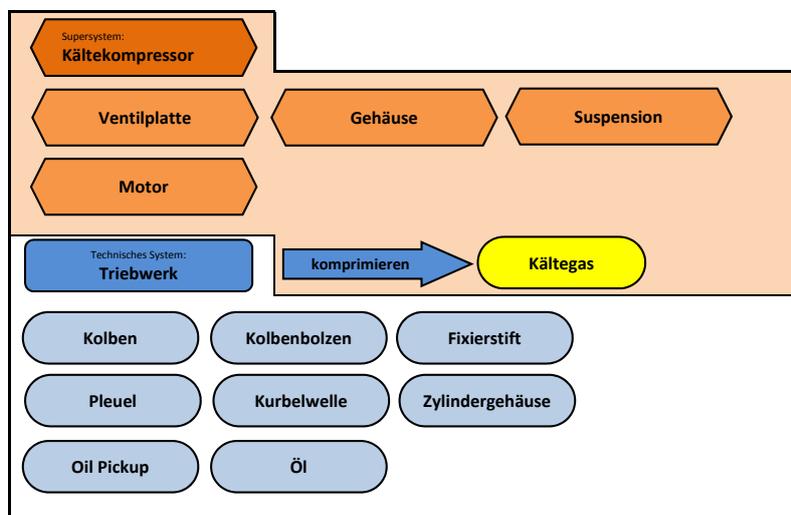


Abbildung 5.55: Beteiligte Komponenten an der objektorientierten Funktionsanalyse

Funktionsmodellierung

Abbildung 5.56 zeigt das objektorientierte Funktionsmodell der Funktionsgruppe sowie die Aktion von bzw. auf Komponenten des Supersystems.

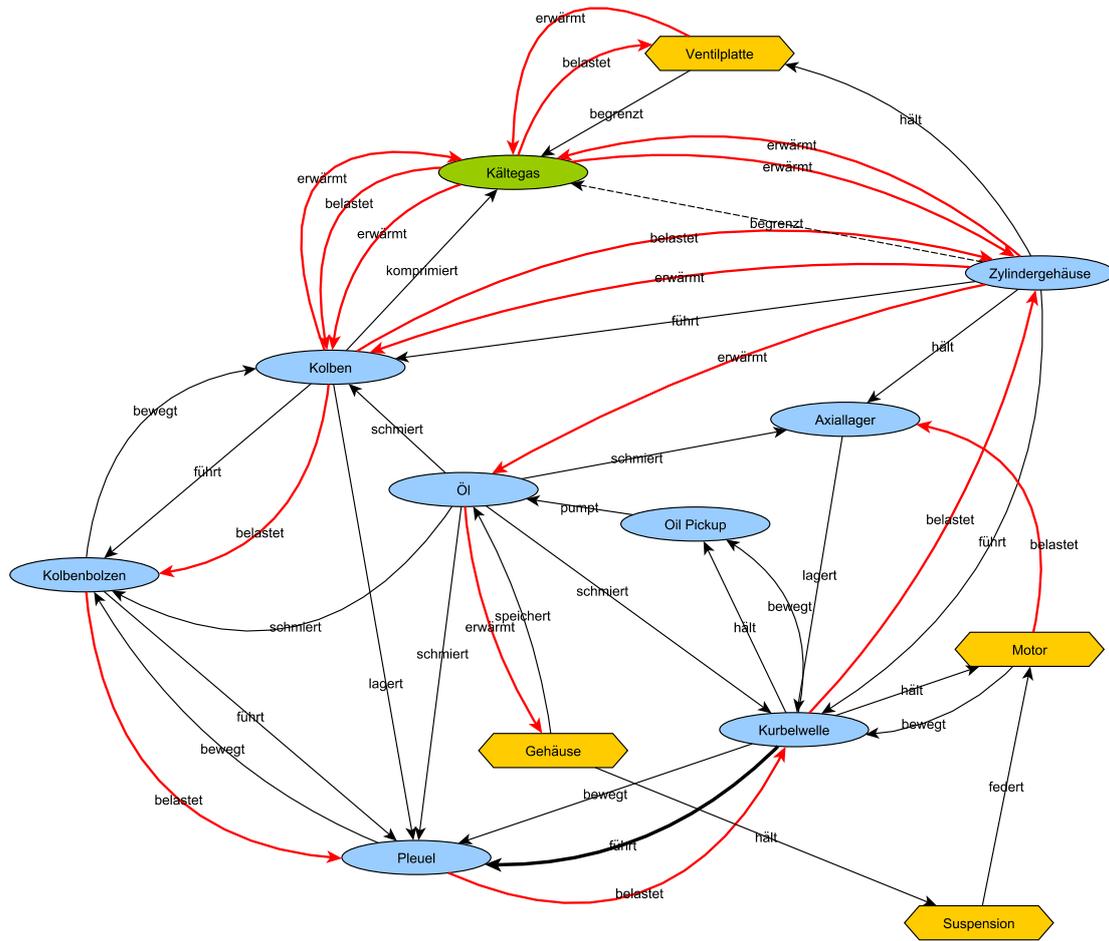


Abbildung 5.56: Objektorientierte Funktionsmodellierung des Delta Kompressors

Wertanalytische Betrachtungen

Um die Funktionalität der einzelnen am Funktionsmodell beteiligten Komponenten zu ermitteln, wurde das in Abschnitt 3.3.5 beschriebene Vorgehen für die wertanalytische Betrachtung umgesetzt. Abbildung 5.57 zeigt das Funktionsmodell mit den Rangindizes der Funktionen. Die vergebenen Punkte an die unterschiedlichen Funktionsarten sind in Tabelle 5.40 gelistet. Die Summe der Funktionspunkte und die normierte Funktionalität der Funktionsträger sind in Tabelle 5.41 dargestellt. Als Kosten wurden die in Abschnitt

Funktionsart		Punkte
Basisfunktion	B	5
Zusatzfunktion	AD	3
Hilfsfunktion	A1	3
	A2	2
	A3	1
schädliche Funktion	H	-1

Tabelle 5.40: Punkte der unterschiedlichen Funktionsarten

Funktionsträger	Summe der Punkte [1]	norm. Funktionalität [1]	norm. Funktionalität · 10 [1]
Zylindergehäuse	11	0,454	4,54
Kolben	5	1	10
Kolbenbolzen	3	0,454	4,54
Pleuel	1	0,272	2,72
Öl	4	0,09	0,9
Kurbelwelle	6	0,363	3,63
Axiallager	2	0,545	5,45
Oil-Pickup	2	0,181	1,81

Tabelle 5.41: Normierte Funktionalität der Funktionsträger

5.8.5 ermittelten reduzierten Systemkosten der Bauteile herangezogen. Tabelle 5.42 zeigt die berechneten normierten Kosten.

5 Situationsanalyse

Funktionsträger	DM [€]	LOSSES [€]	red. Systemkosten [€]	norm. Kosten [1]	norm. Kosten ·10 [1]
Zylindergehäuse	0,52	0,769	1,289	0,585	5,85
Kolben	0,09	0,597	0,687	0,312	3,12
Kolbenbolzen	0,125	0	0,125	0,057	0,57
Pleuel	0,34	0,292	0,632	0,287	2,87
Öl	0,136	0	0,136	0,062	0,62
Kurbelwelle	1,06	1,143	2,203	1	10
Axiallager	0,218	0,103	0,321	0,146	1,46
Oil-Pickup	0,022	0	0,022	0,01	0,1

Tabelle 5.42: Normierte Kosten der Funktionsträger

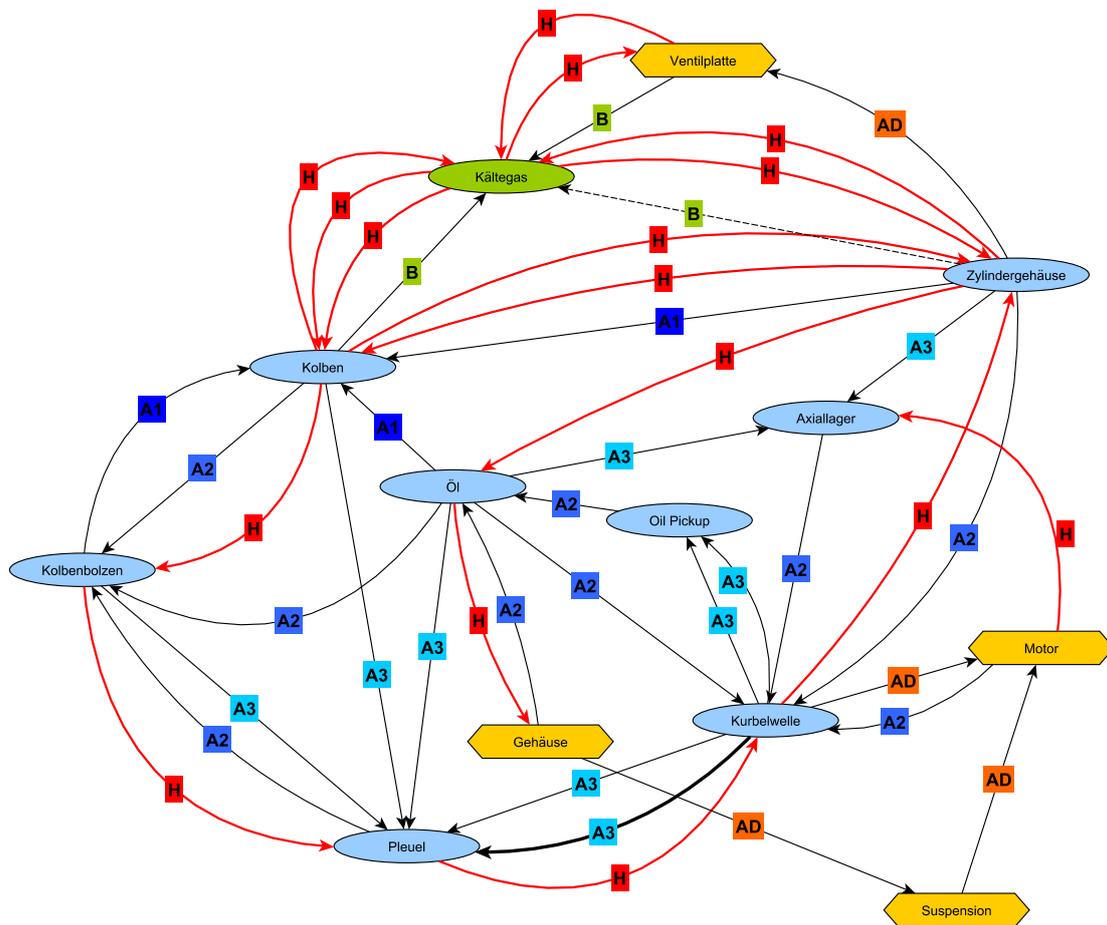


Abbildung 5.57: Bewertung der Funktionen nach ihrem Beitrag zur Erfüllung der Gesamtfunktion

Abbildung 5.58 zeigt das Stärkediagramm der objektorientierten Funktionsanalyse. Entsprechend dem in Abschnitt 3.3.5 beschriebenen Vorgehen können die folgenden Strategien für die Funktionsträger aus dem Stärkediagramm abgeleitet werden:

1. **Kosten reduzieren**

- Zylindergehäuse
- Kurbelwelle

2. **Funktionalität verbessern**

- Oil-Pickup
- Kolbenbolzen
- Öl
- Axiallager
- Pleuel

An den reduzierten Systemkosten gemessen, stellt die Kurbelwelle das teuerste Bauteil dar. Da die Kurbelwelle an den Grenzen des rechten unteren Segments des Stärkediagramms liegt, kann über das *Trimmen* der Kurbelwelle nachgedacht werden.

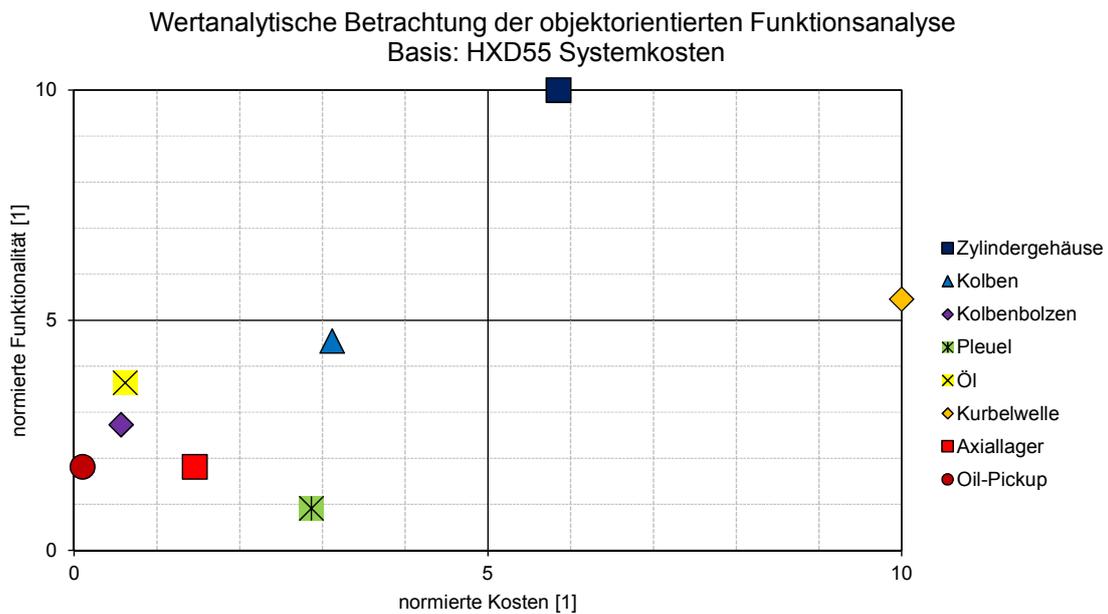


Abbildung 5.58: Stärkediagramm der objektorientierten Funktionsanalyse

6 Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Definition der Anforderungen für die Funktionsgruppe Kinematik. Unter Zuhilfenahme der *Checkliste der Hauptmerkmale zur Anforderungsanalyse* nach [40] sowie des *9-Felder-Modells* nach TRIZ werden die Anforderungen der Funktionsgruppe anhand der Ziele des ACT Projekts sowie der Anforderungen an den CC2018 (näheres siehe Abschnitt 1.3) definiert und nach ihrer Wichtigkeit gegliedert.

6.1 Ziele des ACT Projekts

Die ursprünglich definierten Zielwerte des ACT Projekts gehen auf die Diplomarbeit von SORGER [48] im Jahre 2008 zurück und werden seither basierend auf neuen Erkenntnissen von Secop Austria immer weiter konkretisiert und in einer Target-Matrix gesammelt. Die Ist-Werte des Jahres 2014 entsprechen dabei jenen des *virtuellen, drehzahlgeregelten Delta HXD55* Kompressors. Die wichtigsten Anforderungen sind in Tabelle 6.1 dargestellt.

		Delta	CC2018	
COP (-23,3/+55°C ASHRAE)	[1]	1,83	2,33	+27%
CAP (-23,3/+55°C ASHRAE)	[W]	45-202	10-180	
Direct Material	[€]	29,3	13-20	-55%/-31%
Volumen	[l]	3,3	1,7	-48%
Höhe	[mm]	134	87	-35%
Geräusch (-25/+55°C CECO-MAF) bei minimaler Drehzahl	[db(A)]	36	<33	
Geräusch (-25/+55°C CECO-MAF) bei maximaler Drehzahl	[db(A)]	36	37	
Teile je Kompressor	[1]	54	20-35	-63%/-35%
Kompressorvarianten	[1]	6	1	
Motor Umdrehungen	[1/min]	3000	1000-30000	-66%/+900%
Hubzahl des Kolbens (min:max)	[1]	1	1-5	

Tabelle 6.1: Aktuelle Zielwerte des ACT Projekts

6 Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik

Abbildung 6.1 und 6.2 zeigen die Anforderungen von COP, Kälteleistung und Gewicht im Vergleich zum Stand der Technik.

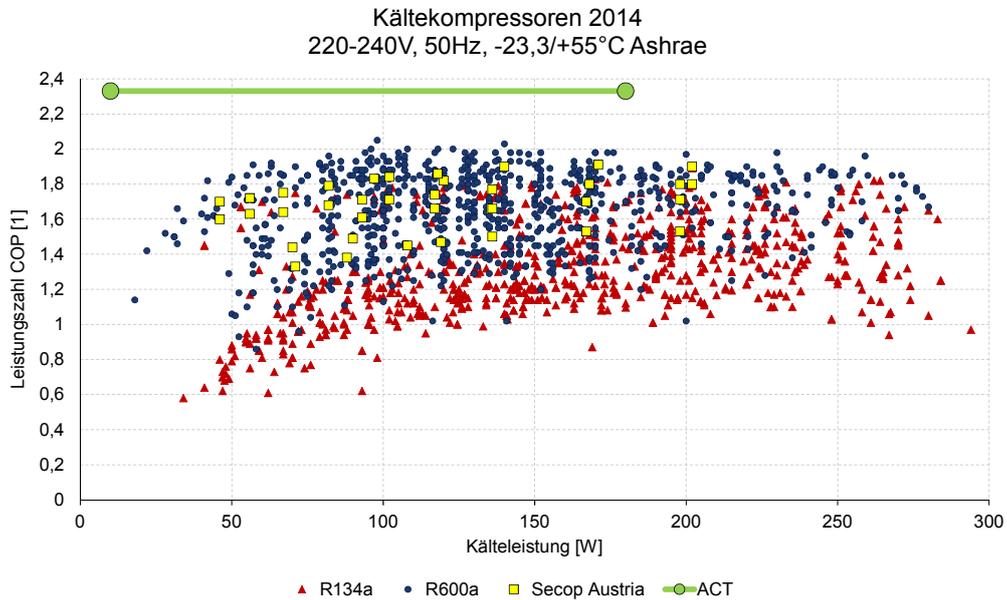


Abbildung 6.1: Geplante Kälteleistung und geplanter COP des ACT Projekts im Vergleich zur Branche 2014

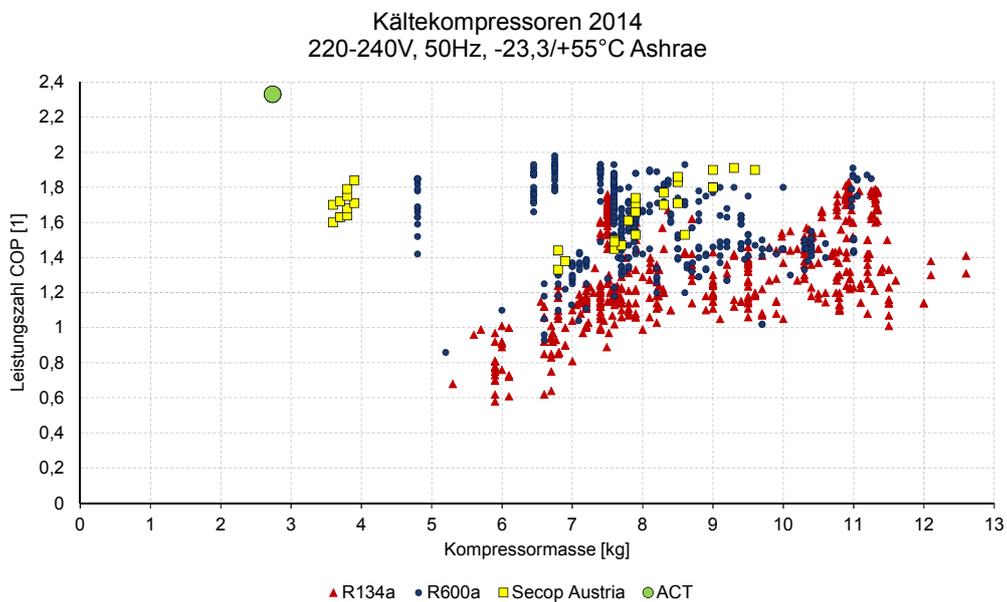


Abbildung 6.2: Geplantes Gewicht und geplanter COP des ACT Projekts im Vergleich zur Branche 2014

6.2 Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik

6.2.1 Abgrenzungen der Funktionsgruppe Kinematik

Hubkolben

Basierend auf strategischen Überlegungen wurde bereits beim Start des ACT-Projekts definiert, dass die Ausführungsform als Hubkolbenkompressor bestehen bleiben muss. Diese Festlegung geht darauf zurück, dass es im geplanten Projektzeitraum nicht möglich wäre, genügend Wissen zu generieren, um andere hocheffiziente Kompressorbauformen zu entwickeln. Einige Konkurrenten entwickelten bereits in der Vergangenheit Scroll- und Rollkolbenkompressoren für den Kälteleistungsbereich bis 200W - diese hatten jedoch nur mäßigen wirtschaftlichen Erfolg, weshalb der Verkauf größtenteils eingestellt wurde [48].

Variabler Massenstrom

Der *CC2018* Kompressor muss den Massenstrom variieren können, damit die Kälteleistung des Kühlgerätes gesteuert werden kann. Dadurch können laut Secop Austria ca. 10% des Energieverbrauchs eines Kühlgerätes eingespart werden. Bei den derzeit am Markt erhältlichen Kältekompressoren für Haushaltsgeräte wird die Änderung des Massenstroms über eine Drehzahländerung des Kältekompressors ermöglicht.

6.2.2 Ermittlung der Anforderungen der Funktionsgruppe Kinematik

Ausgangspunkt für die Ermittlung der Anforderungen stellt die *Checkliste der Hauptmerkmale zur Anforderungsanalyse* nach [40, S.220] dar, welche mit den Experten von Secop durchgegangen wurde, um die relevanten Hauptmerkmale der Funktionsgruppe zu definieren. Diese sind in Tabelle 6.2 aufgelistet.

6 Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik

Hauptmerkmal	Beispiele
Geometrie	Höhe, Breite, Länge, Anzahl
Kinematik	Bewegungsart, Geschwindigkeit
Kräfte	Gewicht
Energie	Wirkungsgrad, (Verluste), (Reibung), Erwärmung
Kontrolle	besondere Vorschriften (TÜV, ASME, DIN, ISO, AD-Merkblätter)
Gebrauch	Geräuscharmheit, Verschleißrate
Kosten	Herstellkosten
Termin	Ende der Entwicklung

Tabelle 6.2: Hauptmerkmale für die Zieldefinition der Funktionsgruppe Kinematik

Gliederung der Anforderungen

Entsprechend der übergeordneten Anforderungen und Ziele an das ACT-Projekt wurden die in Tabelle 6.2 angeführten Hauptmerkmale in Forderungen und Wünsche untergliedert.



Abbildung 6.3: Anforderungen der Funktionsgruppe gegliedert nach Forderungen und Wünschen

Beschreibung der einzelnen Anforderungen

Forderungen

- Forderung: **Hubkolbenkompressor** (*Hauptmerkmal: Bewegung*)
Wie bereits oben beschrieben, wurde auf Basis von strategischen Betrachtungen die Ausführungsform als Hubkolbenkompressor beschlossen.
- Forderung: **Bauhöhe** (*Hauptmerkmal: Höhe*)
Die Bauhöhe eines Kältekompressors ist ein entscheidendes Alleinstellungsmerkmal. Bei Kunden muss der Kompressor in das sogenannte *Compartment* des Kühlgerätes eingebaut werden, welches beim Delta Kompressor eine Höhe von 154mm aufweist. Basierend auf Ergebnissen der Verkaufsabteilung muss die erforderliche Höhe des *Compartments* kleiner als 140mm sein. Je geringer die Höhe des Kompressors ausfällt, desto höher ist der Mehrwert beim Kunden.
- Forderung: **variable Hubzahl** (*Hauptmerkmal: Geschwindigkeit*)
Um die Energieeffizienz des Kühlgeräts zu erhöhen, muss die Hubzahl (und somit die Kälteleistung des Kältekompressors) anpassbar sein.
- Forderung: **Lebensdauer / Verschleißfestigkeit** (*Hauptmerkmal: Verschleißrate*)
Wie auch bei sämtlichen anderen Kompressorplattformen (Alpha, Kappa, Delta) wird eine Lebensdauer von 7,5 Jahren bei durchgehendem Betrieb vorausgesetzt. Bei Einschaltzeiten von 50% (wie es bei Alpha, Kappa und Delta der Fall ist) wird eine effektive Lebensdauer von 15 Jahren erreicht.
- Forderung: **Bestehen der Freigabetests** (*Hauptmerkmal: Vorschriften*)
Sämtliche erforderlichen Freigabetests von Secop Austria müssen erfolgreich absolviert werden. Dazu gehören:
 - ASTM Transport Test
 - Impact Test (Aufprall Test)
 - Inclination Test (Anschlaggeräusch Test bei Start-Stop)
 - Wear Test (Verschleiß Test)
 - Continious Running Test
 - Dauerschalttest
 - Hochtemperaturtest
- Forderung: **Industrialisierbarkeit innerhalb des geplanten Projektzeitraums** (*Hauptmerkmal: Termin*)
Sämtliche Lösungen müssen innerhalb des geplanten Projektzeitraums industrialisiert werden können.

Wünsche

- Wunsch: **Materialkosten** (*Hauptmerkmal: Herstellkosten*)
DM-Kosten der Funktionsgruppe Kinematik senken bzw. gleichhalten.
- Wunsch: **Geräusch** (*Hauptmerkmal: Geräuscharmheit*)
Bei der Entwicklung von Lösungen soll ein besonderes Augenmerk auf die Akustik der Funktionsgruppe gelegt werden.

- Wunsch: **Bauteil- und Gaserwärmung** (*Hauptmerkmal: Erwärmung*)

Wird die Temperatur von Zylindergehäuse und Kolben gesenkt, so wird auch der Wärmetransport ins Gas reduziert. Die Minimierung der Aufheizung des Gases während des Ansaugvorgangs führt dazu, dass mehr Kältegas angesaugt werden kann und somit die Kälteleistung erhöht wird.

- Wunsch: **Länge** (*Hauptmerkmal: Länge*)
Generell ist die Baugröße des Kompressors möglichst klein zu halten. Die Bauhöhe (siehe Forderungen) wird jedoch um ein Vielfaches wichtiger als die Länge bzw. Breite des Kompressors bewertet. Wenn möglich sollte jedoch auch die Länge der Funktionsgruppe kleiner sein als beim Delta Kompressor, um das Bauvolumen zu reduzieren.
- Wunsch: **Breite** (*Hauptmerkmal: Breite*)
Ist äquivalent zur Beschreibung der Länge.
- Wunsch: **Reibungs- und Leckageverluste** (*Hauptmerkmal: Verluste*)
Die Reibungs- und Leckageverluste sollten reduziert werden.
- Wunsch: **Wirkungsgrad** (*Hauptmerkmal: Wirkungsgrad*)
Um den Wunsch der COP Steigerung des Gesamtkompressors nachzukommen, soll der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} , welcher im Wesentlichen durch die Funktionsgruppe Kinematik beeinflusst werden kann, erhöht werden.
- Wunsch: **Gewicht** (*Hauptmerkmal: Gewicht*)
Das Gewicht resultiert im Wesentlichen aus den Abmessungen. Eine Gewichtsreduktion im Vergleich zum Delta Kompressor wäre erstrebenswert.
- Wunsch: **Variationen** (*Hauptmerkmal: Anzahl (Varianten)*)
Die Vielfalt an Bauteilen sollte, wenn möglich klein gehalten werden. Basierend auf den gewählten Ausführungskonzepten ergibt sich jedoch eine gewisse erforderliche Teilevielfalt (z.B. verschiedene Kurbelwellen und Pleuel für die Änderung der Hübe), um die geforderten Kälteleistungsziele zu erreichen.

6.2.3 Überarbeiten und Vervollständigen der Anforderungen mit dem 9-Felder-Modell

Im Zuge eines Workshops mit dem 9-Felder-Modell (3.3.5) wurden die Anforderungen an die Funktionsgruppe weiter detailliert. Das Resultat ist dem Anhang beigefügt. Die dabei relevanten Parameter, deren Ausprägung sich hinsichtlich des Betrachtungszeitpunkts unterscheiden, wurden gelb eingefärbt.

Die Zuhilfenahme des 9-Felder-Modells führte auf keine neuen Anforderungen für die Funktionsgruppe Kinematik. Es konnten jedoch neue Rahmenbedingungen identifiziert werden, welche im Abschnitt 6.3.1 näher beschrieben werden.

6.2.4 Abschätzungen der Zielwerte der Anforderungen

Durch die folgenden Abschätzungen soll die Festlegung von Zielwerten für die Funktionsgruppe Kinematik des CC2018 Kompressors ermöglicht werden.

Erforderlicher mechanischer Wirkungsgrad η_{mech}

Der Zielwert für den COP wurde für den CC2018 Kompressor mit $COP = 2,33$ im ASHRAE-Prozess $-23,3/ + 55^{\circ}C$ Verhältnis festgelegt. Dies entspricht einem isentropen Gesamtwirkungsgrad von $\eta_{is} = 0,809$. Würde dieser isentrope Wirkungsgrad auch im ASHRAE-Prozess $-23,3/ + 45^{\circ}C$ erreicht, so würde eine Leistungszahl von $COP = 2,59$ erreicht werden.

		ASHRAE-Prozess	
		$-23,3/ + 45^{\circ}C$	$-23,3/ + 55^{\circ}C$
isentropen COP	[1]	3,208	2,881
COP CC2018	[1]	2,59	2,33
isentropen Wirkungsgrad η_{is}	[1]	0,809	0,809

Tabelle 6.3: Abschätzung des erreichbaren COPs des CC2018 bei verschiedenen ASHRAE Prozessen

Tabelle 6.4 zeigt eine Gegenüberstellung der Teilwirkungsgrade des Delta Kompressors (basierend auf den Messungen in [56]) und den möglichen Teilwirkungsgraden des CC2018 Kompressors (basierend auf den Einschätzungen der jeweiligen Funktionsgruppenverantwortlichen bei Secop Austria). Da der CC2018 als VSD-Kompressor ausgeführt werden soll, werden zusätzliche elektronische Bauteile (für Steuerung und Kommunikation) benötigt, deren Wirkungsgrad als $\eta_{el,ct/kom}$ bezeichnet wird.

6 Anforderungen an die Funktionsgruppe Kinematik

		Delta	CC2018
$\eta_{el,mot}$	[1]	0,834	0,93
$\eta_{el,ct/kom}$	[1]	-	0,98
η_{thd}	[1]	0,788	0,86
η_{mech}	[1]	0,927	0,95
η_{is}	[1]	0,609	0,745
COP	[1]	1,954	2,389

Tabelle 6.4: Vergleich der erreichbaren Teilwirkungsgrade und dem daraus resultierenden isentropen Wirkungsgrad sowie der Leistungszahl auf Basis von Expertenabschätzungen (ASHRAE-Prozess $-23,3/ +45^{\circ}\text{C}$)

Entsprechend Tabelle 6.4 könnte ein isentroper Wirkungsgrad von $\eta_{is} = 0,745$ erreicht werden. Wird eine Erhöhung des isentropen Wirkungsgrads gefordert, so ist an der Optimierung der Thermodynamik anzusetzen, da deren Teilwirkungsgrad am niedrigsten ist.

Abbildung 6.4 zeigt den Einfluss der Reibverluste auf den mechanischen Wirkungsgrad am Beispiel des Delta HXD55 Kompressors. Die Auswirkung einer Steigerung des mechanischen Wirkungsgrads auf die Leistungszahl des HXD55 (mit den restlichen Teilwirkungsgraden nach Tabelle 6.4) wird in Abbildung 6.5 gezeigt.

Am HXD55 würde eine Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrads η_{mech} von 0,927 auf 0,95 eine Reduktion der Reibungsverluste von 33,16% erfordern. Der COP würde sich durch die Erhöhung des mechanischen Wirkungsgrads von 1,954 auf 2,023 erhöhen, was einer Änderung von +2,48% entspricht.

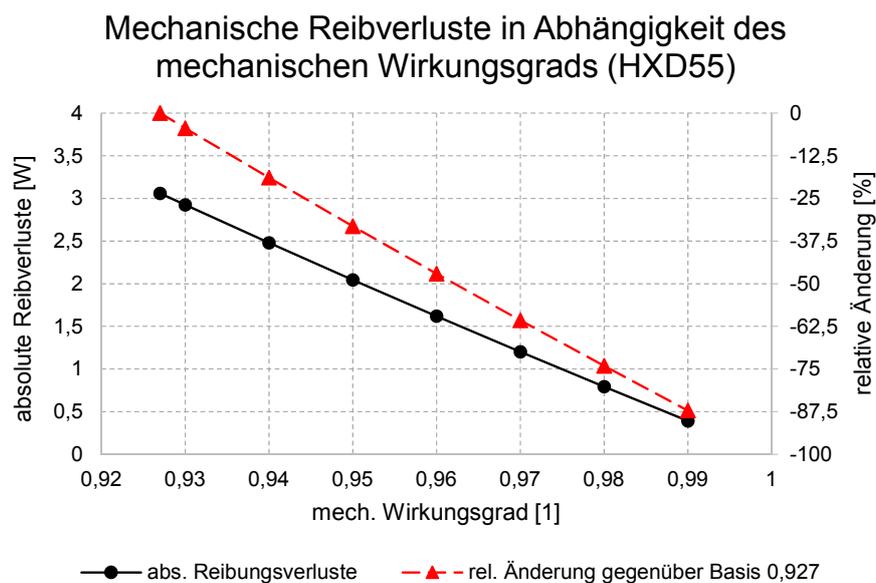
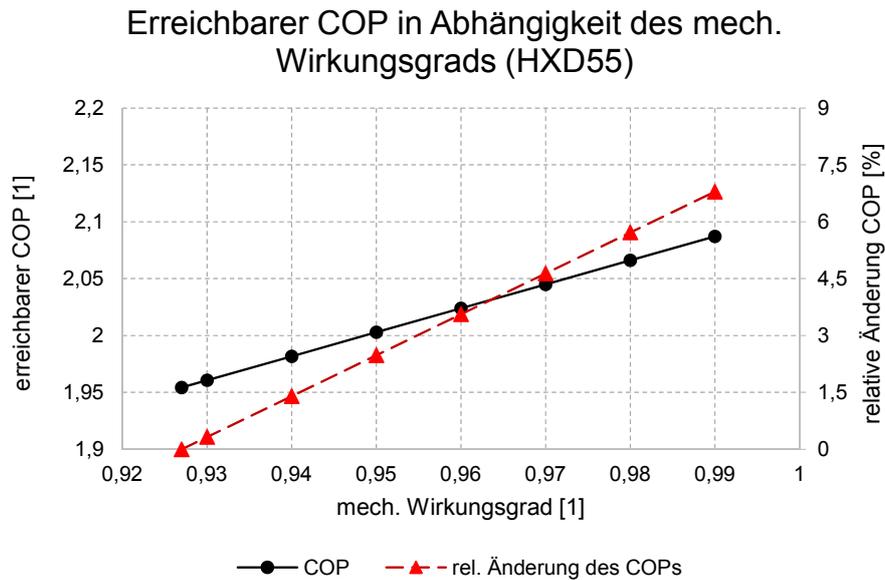


Abbildung 6.4: Auswirkung des mechanischen Wirkungsgrades η_{mech} auf die zulässigen Reibverluste

Abbildung 6.5: Auswirkung des mechanischen Wirkungsgrades η_{mech} auf den COP

Abmessungen

Die Bauhöhe der Delta Kompressoren beträgt 134mm . Die für den Einbau erforderliche Höhe des *Compartments* beträgt für den Delta Kompressor 154mm . Der Zielwert für die Höhe des *Compartments* beim CC2018 Kompressor beträgt 102mm , was nach diversen Abschätzungen von Secop Austria eine Bauhöhe des CC2018 Kompressors von 87mm , ergibt. Diesen Vorgaben entsprechend muss die Höhe der Funktionsgruppe Kinematik des CC2018 Kompressors angepasst werden.

Die Ermittlung der erforderlichen Höhe der Kinematik h_{kin} erfolgt über folgenden Skalierfaktor:

$$h_{kin,CC2018} = \frac{h_{ges,CC2018}}{h_{ges,Delta}} \cdot h_{kin,Delta} \quad (6.1)$$

Tabelle 6.5 zeigt die Höhen der Funktionsgruppe Kinematik und des gesamten Kompressors von Delta und CC2018.

	Höhe Kompressor h_{ges} [mm]	Höhe Kinematik h_{kin} [mm]
Delta	134	120
CC2018	87	78
Verhältnis Delta/CC2018	0,649	

Tabelle 6.5: Vergleich der erforderlichen Kompressorhöhe und der Höhe der Funktionsgruppe Kinematik von Delta und CC2018

Kolbenleckage

Die Kolbenleckage, die in Abschnitt 5.5.5 für die Delta Kompressoren ermittelt wurde, muss für den CC2018 ebenfalls reduziert werden. Abbildung 6.6 zeigt den Verlauf der Leistungszahl in Abhängigkeit des Leckagestroms. Secop Austria hat den Wunsch, die

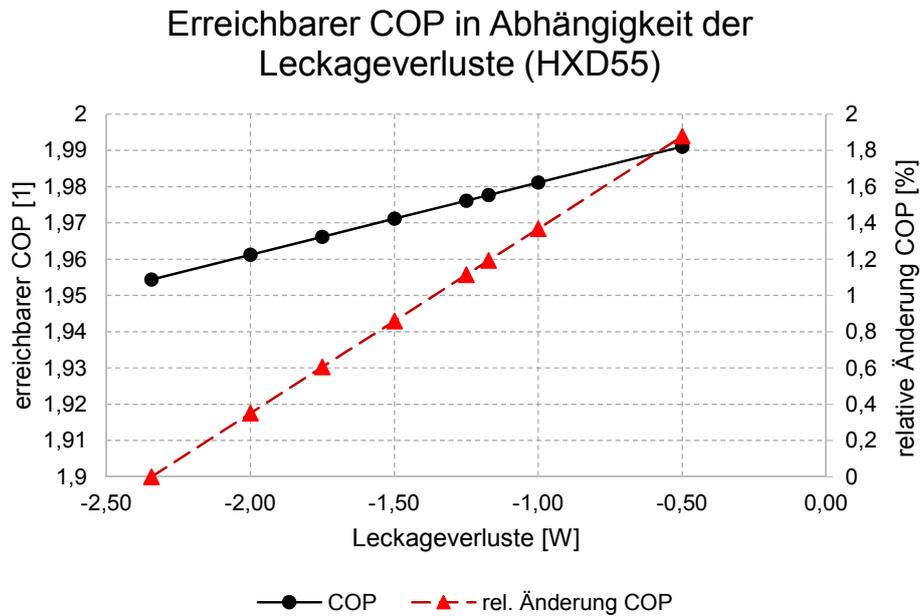


Abbildung 6.6: Auswirkung der Kolbenleckage \dot{Q}_{leck} auf den COP

Kolbenleckage des CC2018 um 50% gegenüber dem Delta Kompressor zu reduzieren. Dadurch könnte eine COP Steigerung von 1,29% erreicht werden.

Materialeinzelkosten

Das Wunschziel für die Materialeinzelkosten wird mit 1,3€ festgelegt. Dies entspricht einer Reduktion der Materialeinzelkosten um 50% im Vergleich zu Delta.

Senkung der Kompressionsstarttemperatur

Abbildung 6.7 zeigt den Einfluss der Änderung der Kompressionsstarttemperatur T_{KS} auf den COP. Die derzeitige Kompressionsstarttemperatur des HXD55 beträgt 52°C bei einer Ansaugtemperatur des Sauggases von $T_{Saug} = 44^{\circ}\text{C}$. Secop Austria hat den Wunsch, die Kompressionsstarttemperatur des CC2018 um 50% (4°C) gegenüber dem Delta Kompressor zu reduzieren. Dadurch könnte eine COP Steigerung von 1,24% erreicht werden.

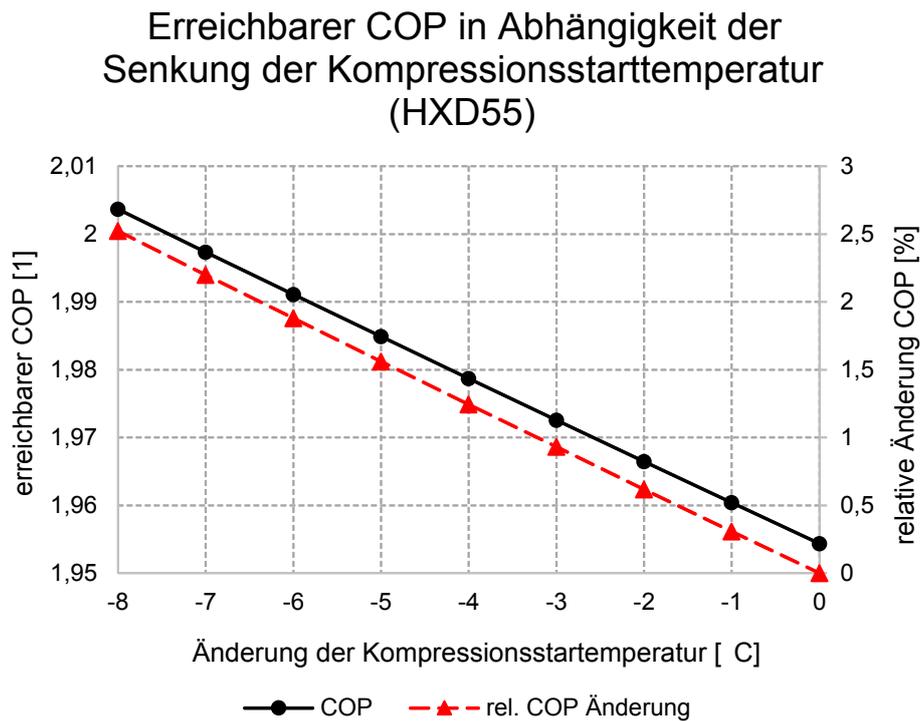


Abbildung 6.7: Auswirkung der Änderung der Kompressionsstarttemperatur T_{KS} auf den COP

6.2.5 Übersicht der Anforderungen

Die folgenden Tabellen zeigen die definierten Anforderungen für die Funktionsgruppe inklusive der Zielwerte.

		Jahr 2014	Jahr 2018	
Bauart		Hubkolbenkompressor		
Bauhöhe	h_{kin} [mm]	120	<78	
Hubzahlbereich des Kolbens	[1]	1	1-5	0%/+400%
Lebensdauer	[a]	15	15	0%
Freigabetests		bestehen	bestehen	

Tabelle 6.6: Forderungen an die Funktionsgruppe

		Jahr 2014	Jahr 2018	
Mechanischer Wirkungsgrad	η_{mech} [1]	0,927	0,95	+2,5%
Leckverluste (Piston blow By)	Q_{Leck} [W]	2,34	1,17	-50%
Materialkosten	[€]	2,6	1,3	-50%
Erhöhung der Kompressions- Starttemperatur durch Wärmeeintrag der Kinema- tik Bauteile	ΔT_{KS} °C	8	4	-50%
Länge	[mm]	97	<97	≤0%
Breite	[mm]	48	<48	≤0%
Varianten	[1]	6	1-2	-83%/-67%
Gewicht	[g]	448,41	<448,41	≤0%

Tabelle 6.7: Wünsche an die Funktionsgruppe

6.3 Kriterien für die Analyse und Bewertung

6.3.1 Rahmenbedingungen

Im Zuge der Erstellung des 9-Felder-Modells trat ein Punkt auf, welcher für die Funktionsgruppe Kinematik eine wesentliche Rahmenbedingung für die Analyse und Bewertung von Lösungsprinzipien darstellt: **der Optimierungspunkt**.

Unter dem Optimierungspunkt wird jener Auslegungspunkt verstanden, bei dem die Funktionsgruppe hinsichtlich ihrer Effizienz optimiert wird. Dieser Optimierungspunkt sollte möglichst nahe am Betriebspunkt des Kompressors im Haushaltsgerät sein. Wie Abbildung .4 entnommen werden kann, wurden vor ca. 10 Jahren die Kühlschränke noch bei einer Kondensationstemperatur von ca. 55°C und bei einer Verdampfertemperatur von ca. -25°C betrieben. Um die Energieeffizienz des Kühlgerätes zu optimieren, müssen niedrigere Kondensations- und höhere Verdampfertemperaturen angestrebt werden. Durch diese Maßnahmen kann die benötigte Arbeit für die Kompression des Kältemittels verringert werden (Abnahme der eingeschlossenen Fläche im Kreisprozess im T-s Diagramm 3.3). Nach Prognosen der Appliance-Experten von Secop Austria wird ein Kühlschrank in ca. 5-10 Jahren bei einem Betriebspunkt von $-10^{\circ}\text{C} / +25^{\circ}$ bis 45°C und eine Kühltruhe bei einem Betriebspunkt von $-23,3^{\circ}\text{C} / +25^{\circ}$ bis 45°C betrieben werden.

Die derzeitigen Kompressoren von Secop Austria werden mit konstanter Drehzahl betrieben - somit ist die **Drehzahl am Optimierungspunkt** vorgegeben. In Zukunft muss jedoch des Weiteren neben dem Optimierungspunkt auch die Drehzahl bzw. ein Drehzahlband vorgegeben werden, in welchem die Funktionsgruppe Kinematik optimiert wird und Lösungsprinzipien bewertet werden.

6.3.2 Kriterien bei der Analyse

Bei der Analyse werden die Lösungsprinzipien hinsichtlich sämtlicher Forderungen untersucht. Überslagsmäßige Berechnungen genügen im Allgemeinen, um das Potential der jeweiligen Lösungsprinzipien abzuschätzen. Für Forderungen, wo die Abschätzung durch Berechnungen nur schwer möglich ist, bietet sich das Einholen von Expertenmeinungen an.

Sämtliche Lösungsprinzipien, welche die Forderungen nicht erfüllen, werden für die Bewertung ausgeschlossen.

6.3.3 Kriterien bei der Bewertung

Bevor eine Bewertung durchgeführt werden kann müssen die verschiedenen Lösungsprinzipien zu Lösungskonzepten verbunden werden (Vorgehen siehe Abschnitt 3.3.6). Die verschiedenen erstellten Lösungskonzepte müssen im Anschluss näher analysiert werden. Bei der Analyse können technisch- und wirtschaftlich-uninteressante Lösungskonzepte ausgeschlossen werden [7, S.76].

Beim Erstellen der Lösungskonzepte muss nicht sofort die „optimale Lösung“ gefunden werden. Wichtig ist, dass der Informationsgehalt durch die verschiedenen Lösungskonzepte erhöht wird und die Sicht auf das System verbessert. [6, S.99]

Vor der Bewertung der Lösungskonzepte muss die Strategie, welche mit dem Gesamtprodukt verfolgt wird, definiert sein. Danach können die verschiedenen Wünsche hinsichtlich ihrer Wichtigkeit für das Gesamtprodukt gewichtet werden. Bei der Bewertung sollte auch eine Risikoabschätzung bezüglich der Industrialisierbarkeit des Lösungskonzeptes berücksichtigt werden. Im Anschluss wird die Durchführung einer Nutzwertanalyse empfohlen, um jenes Lösungskonzept zu ermitteln, welches für die Zielkriterien am besten geeignet ist.

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

7.1 Ableiten von Teilfunktionen aus dem relationsorientierten Funktionsmodell

Das relationsorientierte Funktionsmodell aus Abschnitt 5.9.2, welches speziell für die derzeitige Ausführungsform des Delta Kompressors konzipiert wurde, muss für die Ableitung von Lösungsprinzipien lösungsneutral formuliert werden.

Die einzige Vorgabe für den CC2018 ist die Verwendung eines Hubkolbens zur Veränderung des Zylindervolumens (siehe 6.2.1). Somit können sämtliche Funktionen, welche die Bewegung des Hubkolbens beim Delta Kompressor realisieren, zur großen Teilfunktion *Hubkolben bewegen* zusammengefasst werden.

Ein weiteres Beispiel für eine Abstraktion ist die Funktion *Bauteile schmieren*, um die *(Festkörper)Reibung* zu realisieren. *Bauteile schmieren* stellt dabei eine definitive Lösung dar - nämlich die Verwendung des Öls.

Sämtliche Funktionen des relationsorientierten Funktionsmodells wurden, ähnlich den beiden genannten Beispielen, auf ihre Lösungsneutralität untersucht und unter Umständen umformuliert und zusammengefasst. Da der Motor des ACT-Kompressors mit sehr hohen Drehzahlen arbeiten könnte, wurde die Funktion *Hubzahl wandeln* in das abstrahierte Funktionsmodell aufgenommen. Weiters wurden sämtliche Funktionen, welche nicht direkt der Funktionsgruppe zuordenbar sind, aus dem Funktionsmodell entfernt (*Pulsation im Ausschietrakt verursachen* ist eine dieser Funktionen, da diese erst in der Funktionsgruppe *Head Group* auftritt). Das abstrahierte Funktionsmodell ist in Abbildung 7.1 dargestellt.

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

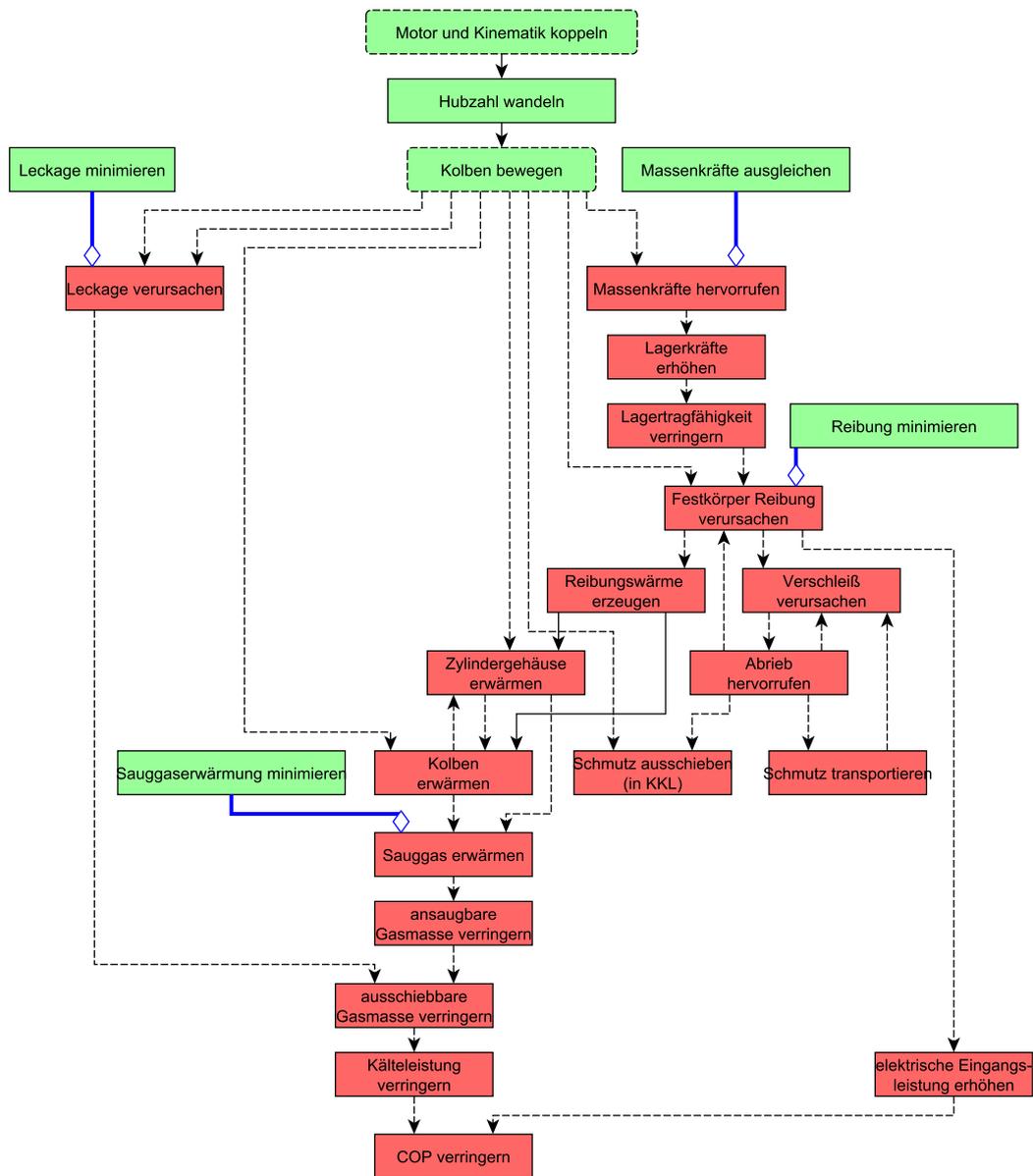


Abbildung 7.1: Abstrahierte Teilfunktionen auf Basis der relationsorientierten Funktionsanalyse des Delta Kompressors

Folgende Teilfunktionen, für welche Lösungsprinzipien erarbeitet werden müssen, wurden wie folgt definiert:

1. Motor und Kinematik koppeln
2. Hubzahl wandeln
3. Kolben bewegen
4. Leckage minimieren
5. Massenkräfte ausgleichen
6. Reibung minimieren
7. Sauggaserwärmung minimieren

7.2 Ableiten von Teilfunktionen aus der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren

Ein anderer Weg, welcher die Identifikation von Teilfunktionen ermöglichen kann, ist die Ableitung dieser aus den definierten Ausprägungsmerkmalen der analysierten Kältekompressoren in Abschnitt 5.2.2.

Das Ausprägungsmerkmal *Kinematik Konzept* kann direkt als die lösungsneutrale Teilfunktion *Kolben bewegen* benannt werden, da ihre Ausführungsformen *Schubkurbel mit Tauchkolben*, *Kreuzschleife* oder *Linear* die Kolbenbewegung auf verschiedene Arten ermöglichen. Ausprägungsmerkmale wie *Anzahl der Füße* des Zylindergehäuses stellen keine direkte Teilfunktionen dar, sondern ergeben sich aufgrund des derzeitigen Stands der Technik, welcher die Fixierung des Zylindergehäuses durch Schrauben am Motor darstellt. Aus dieser Erkenntnis kann jedoch die Teilfunktion *Zylinder und Motor Group verbinden* abgeleitet werden.

Weiters sind die Ausprägungsmerkmale der Teile der Funktionsgruppe Lösungen, welche zu einer Teilfunktion einer anderen Funktionsgruppe gehören.

Zum Beispiel kann das Ausprägungsmerkmal *Druckschallkammern* des Zylindergehäuses als ein Lösungsprinzip für eine Teilfunktion aus der Funktionsgruppe *Discharge Line* aufgefasst werden. Da diese Teilfunktionen nicht der Funktionsgruppe Kinematik zuordenbar sind, werden sie nicht weiter behandelt.

Es ist auch möglich, dass mehrere Ausprägungsmerkmale zu einer Teilfunktion zusammengefasst werden können. Als Beispiel sind die Ausprägungsmerkmale *Gegenlager für Kurbelwelle*, *Ausführung Pleuelende kolbenseitig* und *Stegversatz am Pleuelauge* zu nennen. Aus diesen Ausprägungsmerkmalen wurde die Teilfunktion *Kolbenlauf verbessern* abgeleitet.

Abbildung 7.2 zeigt die abgeleiteten Teilfunktionen und angewendeten Lösungsprinzipien auf Basis der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren (Abschnitt 5.2).

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

			Lösungsprinzip				
			1	2	3	4	
Teilfunktionen	Kompressor Konzept	Kolben bewegen	1	Schubkurbel mit Tauchkolben	Kreuzschleife	Linear	
		Variablen Massenstrom	2	nein	Brushless - DC Motor	Linearmotor	
		Kolbenlauf verbessern	3	keine Maßnahme	Gegenlager	Kugelpleuel	Pleuel mit Offset
	Zylinder	Zylinder und Head Group verbinden	4	verschraubt	geschweißt	gepresst	
		Zylinder und Motor Group verbinden	5	verschraubt			
	Kolben	Kolbenreibung reduzieren	6	Kolbenfläche verringern			
	Pleuel	kleines Pleuelauge lagern	7	hydrodyn. Gleitlager			
		großes Pleuelauge lagern	8	hydrodyn. Gleitlager			
	Kurbelwelle	Kurbelwelle radial lagern	9	hydrodyn. Gleitlager			
		Kurbelwelle axial lagern	10	hydrodyn. Gleitlager	Wälzlager		
		Massenausgleich bewerkstelligen	11	Ausgleichsgewicht			

Abbildung 7.2: Abgeleitete Teilfunktionen aus der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren

Die in Abbildung 7.2 aufgeführten Teilfunktionen stellen jedoch nicht direkt die Basis für Groblösungsprinzipien für die Funktionsgruppe dar. Dies wird zum Beispiel bei der Teilfunktion *großes Pleuelauge lagern* ersichtlich. Diese Teilfunktion ist erst zu lösen, wenn die Teilfunktion *Kolben bewegen* mit dem Lösungsprinzip *Schubkurbel mit Tauchkolben* ausgeführt wird. Wird *Kolben bewegen* mittels eines Linearmotors ermöglicht, so ist die Lösung der Teilfunktion *großes Pleuelauge lagern* nicht mehr vonnöten.

Abbildung 7.3 zeigt die wesentlichen Teilfunktionen und Groblösungsprinzipien, welche aus der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren (Abschnitt 5.2) abgeleitet werden konnten.

7.3 Ableiten von Teilfunktionen aus der objektorientierten TRIZ-Funktionsmodellierung

			Groblösungsprinzipien				
			1	2	3	4	
Teilfunktionen	Kompressor Konzept	Kolben bewegen	1	Schubkurbel mit Tauchkolben	Kreuzschleife	Linear	
		Variablen Massenstrom ermöglichen	2	nein	Brushless - DC Motor	Linearmotor	
		Kolbenlauf verbessern	3	keine Maßnahme	Gegenlager	Kugelpleuel	Pleuel mit Offset
	Zylinder	Zylinder und Head Group verbinden	4	verschraubt			
		Zylinder und Motor Group verbinden	5	verschraubt			
	Kolben	Kolbenreibung reduzieren	6	Kolbenfläche verringern			
		Massenausgleich bewerkstelligen	11	Ausgleichsgewicht			

Abbildung 7.3: Teilfunktionen für Groblösungsprinzipien aus der Analyse von Konkurrenz-Kältekompressoren

7.3 Ableiten von Teilfunktionen aus der objektorientierten TRIZ-Funktionsmodellierung

In Abschnitt 5.9.3 wurden die Ergebnisse der objektorientierten Funktionsmodellierung gezeigt. Jene Teilfunktionen, aus denen Groblösungsprinzipien abgeleitet werden können, werden aus den *Basisfunktionen* und *Hilfsfunktionen* durch Abstraktion abgeleitet.

Folgende Funktionen wurden als Basisfunktionen (B) bzw. Hilfsfunktionen (AD) definiert:

- (B) Kolben komprimiert Kältegas
- (B) Ventilplatte begrenzt Kältegas
- (B) Zylindergehäuse begrenzt Kältegas
- (AD) Zylindergehäuse hält Ventilplatte
- (AD) Kurbelwelle hält Motor
- (AD) Gehäuse hält Suspension
- (AD) Suspension hält Motor

Als Teilfunktionen der Funktionsgruppe werden nur jene Funktionen des objektorientierten Funktionsmodells herangezogen, welche von der Funktionsgruppe aus wirken. Ventilplatte begrenzt Kältegas, Gehäuse hält Suspension, sowie Suspension hält Motor sind keine Funktionen der Funktionsgruppe und werden somit nicht weiter berücksichtigt.

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

Unter Berücksichtigung der Abgrenzung der Anforderungen 6.2.1 können somit folgende Teilfunktionen definiert werden:

1. Kolben bewegen
2. Leckage reduzieren
3. Zylinder und Head Group verbinden
4. Motor und Kinematik koppeln

7.4 Gliederung und Teilfunktionen für Groblösungsprinzipien

Tabelle 7.1 zeigt die definierten Teilfunktionen für Groblösungsprinzipien, welche die Grundlage für den Morphologischen Kasten bilden.

Teilfunktion	Kolben bewegen
	Hubzahl wandeln
	Motor und Kinematik koppeln
	Leckage minimieren
	Massenkräfte ausgleichen
	Kolbenreibung minimieren
	Sauggaserwärmung minimieren
	Head Group und Kinematik koppeln
	Kolbenlauf verbessern

Tabelle 7.1: Teilfunktionen für den Morphologischer Kasten

In Abschnitt 3.3.6 wurden die Reduktionsstrategien aufgezählt, durch deren Anwendung die Generierung von aussichtsreichen Konzeptvarianten erleichtert wird. Die erste Reduktionsstrategie (*Teilfunktionen nach ihrer Wichtigkeit sortieren*) wird bereits jetzt auf den Morphologischen Kasten angewendet, um die wichtigsten Teilfunktionen zu identifizieren. Die Reihung der Wichtigkeit der Teilfunktionen erfolgt nach dem in Abschnitt 5.8 beschriebenen reduzierten Systemkostenansatz auf Basis des HXD55 Kompressors.

7.4.1 Ermittlung der anteiligen, reduzierten Systemkosten der Teilfunktionen des HXD55

Teilfunktion 1: Kolben bewegen

- **DM Kosten**
 - Alle Materialeinzelkosten (mit Ausnahme der Kosten für die Pleuellwelle, welche mit 0,179€ beziffert werden)
- **Verlustkosten**
 - Sämtliche Lagerverluste, mit Ausnahme der Pleulleistreibung (da diese in einer anderen Teilfunktion behandelt wird), werden für die Verlustkostenberechnung herangezogen.

Teilfunktion 2: Hubzahl wandeln

Die Teilfunktion *Variablen Massenstrom ermöglichen* ist seitens des ACT-Projekts eine fixe Forderung, welche jedoch nicht in der Funktionsgruppe Kinematik angesiedelt ist. Nach Abschätzungen und Messungen von Secop Austria kann davon ausgegangen werden, dass ein variabler Massenstrom eine Energieeinsparung von ca. 10% im Kühlgerät bewirkt.

Entsprechend den Projektzielen (Tabelle 6.1) ist jedoch eine Hubzahl von 1000-30000 Hüb pro Minute möglich, wodurch die Funktionsgruppe Kinematik des CC2018 die Teilfunktion *Hubzahl wandeln* aufweist. Beim Delta Kompressor ist diese Teilfunktion nicht vorhanden, wodurch die reduzierten Systemkosten somit 0€ betragen.

Teilfunktion 3: Motor und Kinematik koppeln

Die Kopplung von Pleuellwelle und Rotor erfolgt beim Delta Kompressor über eine Pleuellpassung. Die Verbindung von Pleuellgehäuse und Pleuellgehäuse wird über eine Schraubverbindung realisiert. Innerhalb der Funktionsgruppe fallen keine DM und LOSSES Kosten an, da die Schrauben für die Verbindung der Funktionsgruppe Pleuellgehäuse zugeordnet werden. Die reduzierten Systemkosten betragen somit 0€.

Teilfunktion 4: Leckage minimieren

Die Systemkosten dieser Teilfunktion setzen sich aus den Kosten für die Losses der Pleulleistreibung zusammen. Es werden keine Materialkosten für die Bewertung herangezogen.

Teilfunktion 5: Massenkräfte ausgleichen

Der Ausgleich der Massenkräfte ist vor allem für die Reduzierung der Triebwerksschwingungen vonnöten, wodurch Vibrationen und das Geräusch verringert werden. Beim Delta HXD55 Kompressor liegt der *Ausgleichsfaktor für die oszillierende Massenkraft α* bei 0,05. Zwar erscheint ein optimaler Massenausgleich sinnvoll, jedoch können weniger optimal ausgeglichene Massenkräfte durch Lösungen der *Funktionsgruppe Suspension* kompensiert werden.

Die Systemkosten für diese Teilfunktion werden mit 0,179€ angenommen, was den Materialkosten entspricht.

Teilfunktion 6: Kolbenreibung minimieren

Die Systemkosten dieser Teilfunktion werden mit den Kosten der Losses für die Kolbenreibung bewertet (siehe Tabelle 5.37). Es werden keine Materialkosten für die Bewertung herangezogen.

Teilfunktion 7: Sauggaserwärmung minimieren

Die Systemkosten dieser Teilfunktion werden mit den Kosten der Losses für die Wärmeübertragung bewertet (siehe Tabelle 5.37). Es werden keine Materialkosten für die Bewertung herangezogen.

Teilfunktion 8: Head Group und Kinematik koppeln

Die Koppelung der Head Group und Kinematik wird beim Delta Kompressor durch das sogenannte *Clamping Element* ausgeführt. Die Befestigung am Zylindergehäuse erfolgt über eine definierte Geometrie. Es fallen innerhalb der Funktionsgruppe Kinematik keine DM und LOSSES Kosten an. Die reduzierten Systemkosten betragen somit 0€.

Teilfunktion 9: Kolbenlauf verbessern

Aufgrund der *fliegenden Lagerung* der Kurbelwelle kommt es im Betrieb zu Verformungen des Kurbelwellenzapfens. Dadurch verschlechtert sich der Kolbenlauf, wodurch zusätzliche Reibverluste am Kolben auftreten. Die Systemkosten dieser Teilfunktion können mit den in dieser Arbeit durchgeführten Analysen nicht beziffert werden. Diese Teilfunktion wird jedoch als Teilfunktion für Groblösungsprinzipien nominiert.

7.4.2 Reihung der Teilfunktionen nach dem Verbesserungspotential

Tabelle 7.2 zeigt die Reihung der Teilfunktionen nach ihren Systemkosten. Wie in Abschnitt 7.4.1 beschrieben, war es mit den vorhandenen Daten nicht möglich die, der Funktionsgruppe Kinematik zuordenbaren, reduzierten Systemkosten der Teilfunktionen *Variablen Massenstrom ermöglichen* und *Kolbenlauf verbessern* zu ermitteln.

		DM	LOSSES	Systemkosten
Teilfunktion	Kolben bewegen	2,419	1,537	3,956
	Kolbenreibung minimieren	0	1,413	1,413
	Sauggaserwärmung minimieren	0	0,734	0,734
	Leckage minimieren	0	0,632	0,632
	Massenkräfte ausgleichen	0,179	0	0,179
	Motor und Kinematik koppeln	0	0	0
	Head Group und Kinematik koppeln	0	0	0
	Hubzahl wandeln	-	-	-
	Kolbenlauf verbessern	-	-	-
Summe:			6,914	

Tabelle 7.2: Reihung der Teilfunktionen nach den zugeordneten reduzierten Systemkosten

7.5 Vorläufiges Ausschließen von Teilfunktionen aus dem Morphologischen Kasten

Tabelle 7.2 zeigt die, nach den ihnen zuordenbaren reduzierten Systemkosten gegliederten Teilfunktionen. Da die reduzierten Systemkosten Teilfunktionen *Motor und Kinematik koppeln* und *Head Group und Kinematik koppeln* jeweils 0€ betragen, werden diese vorläufig aus dem Morphologischen Kasten ausgeschlossen, da kein wesentliches Verbesserungspotential identifiziert werden konnte.

Somit ist der Morphologische Kasten definiert und die Erarbeitung von Lösungsprinzipien kann beginnen. Dabei sollten verstärkt Lösungen für jene Teilfunktionen ermittelt werden, die das größte Verbesserungspotential (in Form der reduzierten Systemkosten) aufweisen.

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

Teilfunktion	1	Kolben bewegen
	2	Kolbenreibung minimieren
	3	Sauggaserwärmung minimieren
	4	Leckage minimieren
	5	Massenkräfte ausgleichen
	6	Hubzahl wandeln
	7	Kolbenlauf verbessern

Tabelle 7.3: Teilfunktionen für den Morphologischer Kasten (nach Potential geordnet)

7.6 Generieren von Groblösungsprinzipien

7.6.1 Kreativitätsworkshops

Um Lösungsprinzipien für die Teilfunktionen der Funktionsgruppe zu erstellen, wurden zwei Kreativitätsworkshops durchgeführt. Der erste Workshop wurde mit Secop Mitarbeitern aus der R&D-Abteilung durchgeführt. In weiterer Folge wurde die *Kärtchentechnik-Methode* (siehe 3.3.4) angewendet. Dabei konnten insgesamt 185 verschiedene Ideen kreiert werden (siehe Abbildung 7.4).

Weiters wurde ein Workshop an der TU Graz mit Angehörigen des Instituts für Thermodynamik und Verbrennungskraftmaschinen sowie Industriepartnern und Mitgliedern der R&D Abteilung durchgeführt. Hierbei wurde die *Galerie-Methode* (siehe 3.3.4) unter Zuhilfenahme der TRIZ-Werkzeuge *40 innovative Prinzipien* und *Trends of Evolution* (siehe 3.3.5) angewendet. Auch bei diesem Workshop konnten 139 verschiedene Ideen generiert werden.

Die Anzahl der generierten Ideen aus den Kreativitätsworkshops beträgt somit 324.



Abbildung 7.4: Übersicht der generierten Ideen des Kreativworkshops bei Secop Austria

7.6.2 Ableiten von Lösungsprinzipien aus der objektorientierten Funktionsanalyse

Wie in Abschnitt 3.3.5 beschrieben, können aus der objektorientierten Funktionsanalyse (Abbildung 5.56) bzw. aus dem resultierenden Stärkediagramm (Abbildung 5.58) neue Lösungsansätze erarbeitet werden. Die daraus resultierenden Ideen können jedoch nicht direkt in den Morphologischen Kasten aufgenommen werden, da die Ideenfindung nicht auf die Teilfunktion „zugeschnitten“ werden kann.

Die generierten Ideen mussten nach der Erstellung auf ihre Tauglichkeit als Lösungsprinzipien für die definierten Teilfunktionen geprüft werden. Zwar konnten durch das Anwenden des *Trimmens* einige sehr interessante Ideen generiert werden, wovon der Großteil jedoch nicht in den Morphologischen Kasten eingepflegt werden konnte.

Als Beispiel für in den Morphologischen Kasten gliederbare Ideen können zum Beispiel der *Nockentrieb* (Eliminieren des Pleuels) oder der *Linearantrieb* (Eliminieren der Kurbelwelle und Übergabe ihrer Funktion an den Kolben) genannt werden.

7.6.3 Weitere Teilfunktionen

Während des Erstellens der Lösungsprinzipien für die Teilfunktionen entstanden naturgemäß auch einige Lösungen, die nicht direkt den definierten Teilfunktionen zuordenbar

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

sind. Unter anderem waren viele Ideen auch konventionelle Optimierungsvorschläge (wie z.B. Reibflächen reduzieren, ...), welche nicht in den Morphologischen Kasten eingliedert wurden.

Der Vollständigkeit halber wird die Teilfunktion *Lagerreibung minimieren* in den Morphologischen Kasten aufgenommen, da eventuell ein Potential bei der Verwendung von anderen Lagerarten (z.B. Wälzlager) vorhanden ist.

7.7 Morphologischer Kasten der Funktionsgruppe

Der, mit Lösungsprinzipien gefüllte, Morphologische Kasten der Funktionsgruppe Kinematik ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Die Lösungsprinzipien der einzelnen Teilfunktionen stellen in Lösungsklassen gegliederte Ideen aus der Generierung da.

Die Gliederung der Lösungsprinzipien stellt sich als relativ einfach heraus, da direkt im Anschluss an die Kreativitätswshops die Ideen von den beteiligten Personen im Rahmen einer Diskussion vorgegliedert wurden. Durch die Gliederung in Lösungsklassen konnten die 324 verschiedenen Ideen in 32 Lösungsprinzipien übergeführt werden.

Abbildung 7.6 zeigt die Verträglichkeitsmatrix der Lösungsprinzipien des Morphologischen Kastens der Funktionsgruppe Kinematik. Bei der Bildung von Lösungskonzepten sind Unverträglichkeiten zu vermeiden.

7.7 Morphologischer Kasten der Funktionsgruppe

		Groblösungsprinzip			
		Aktuell A	B	C	D
Teilfunktion	1	Kolben bewegen	linearer Antrieb		
	1.1	rotatorischer Antrieb	Tauchkolben mit Schubkurbeltrieb	Nockentrieb	Axialkolben
	1.2	linearer Antrieb	-	Piezoantrieb	
	2	Kolbenreibung minimieren	nein	Beschichtung	Strukturierung
	3	Sauggaserwärmung minimieren	nein	Wärmeleitung beeinflussen	Kühlung
	3.1	Wärmeleitung beeinflussen	-	Materialänderung	Segmentierung
	3.2	Kühlung	-	Heat Pipe	Peltier Kühlung
	4	Leckage minimieren	passive Dichtung	Dichtung durch Zusatzbauteile	
	4.1	passive Dichtung	Spaltdichtung	Labyrinthdichtung	selbstanpassende Dichtgeometrie
	4.2	Dichtung durch Zusatzbauteile	-	Faltenbalg	Dichtring
	5	Massenkräfte ausgleichen	Ausgleichsgewicht KW	Ausgleichsgewicht Rotor	kein Massenausgleich
	6	Hubzahl wandeln	nein	Planetengetriebe	Stirnradgetriebe
	7	Kolbenlauf verbessern	kein	Gegenlager	Winkelausgleich
	8	Lagerreibung minimieren	hydrodynamisches Gleitlager	Wälzlager	Magnetlager

Abbildung 7.5: Gefüllter Morphologischer Kasten der Funktionsgruppe Kinematik

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

		1.1				1.2		2				3.1			3.2			4.1			4.2		5			6				7			8			
		A	B	C	D	B	C	A	B	C	D	B	C	D	B	C	D	A	B	C	B	C	A	B	C	A	B	C	D	A	B	C	A	B	C	D
1.1	A	•	•	•	•	•	•																													
	B	•	•	•	•	•	•																													
	C	•	•	•	•	•	•																													
	D	•	•	•	•	•	•																													
1.2	B					•	•																													
	C					•	•																													
2	A							•	•	•	•																									
	B							•	•	•	•																									
	C							•	•	•	•																									
	D							•	•	•	•																									
3.1	B							•	•	•	•																									
	C							•	•	•	•																									
	D							•	•	•	•																									
3.2	B							•	•	•	•																									
	C							•	•	•	•																									
	D							•	•	•	•																									
4.1	A											•	•	•																						
	B											•	•	•																						
	C											•	•	•																						
4.2	B											•	•	•																						
	C											•	•	•																						
5	A														•	•	•																			
	B														•	•	•																			
	C														•	•	•																			
6	A																	•	•	•																
	B																	•	•	•																
	C																	•	•	•																
	D																	•	•	•																
7	A																				•	•	•													
	B																				•	•	•													
	C																				•	•	•													
8	A																											•	•	•	•	•	•	•		
	B																											•	•	•	•	•	•	•		
	C																											•	•	•	•	•	•	•		
	D																											•	•	•	•	•	•	•		

verträglich
• unverträglich

Abbildung 7.6: Verträglichkeitsmatrix der Lösungsprinzipien

7.8 Analyse von ausgewählten Lösungsprinzipien

Aufgrund der Vielzahl der generierten Lösungsprinzipien ist es nachvollziehbar, dass nicht alle Lösungsprinzipien in dieser Arbeit analysiert werden können. Das Vorgehen bei der Analyse der Lösungsprinzipien soll jedoch als Anhaltspunkt für die Analyse der weiteren Lösungsprinzipien dienen. Basierend auf den Ergebnissen der Funktionsanalyse und Gesprächen mit Experten von Secop Austria wurden Lösungsprinzipien definiert, welche in dieser Arbeit nun exemplarisch analysiert werden.

7.8.1 Nockentrieb

Abbildung 7.7 zeigt eine Skizze einer möglichen Ausführungsform der Funktionsgruppe Kinematik als Nockentrieb. Die Funktionsgruppe besteht aus folgenden Teilen:

- Kolben
- Druckfeder
- Zylinder
- Nockenwelle

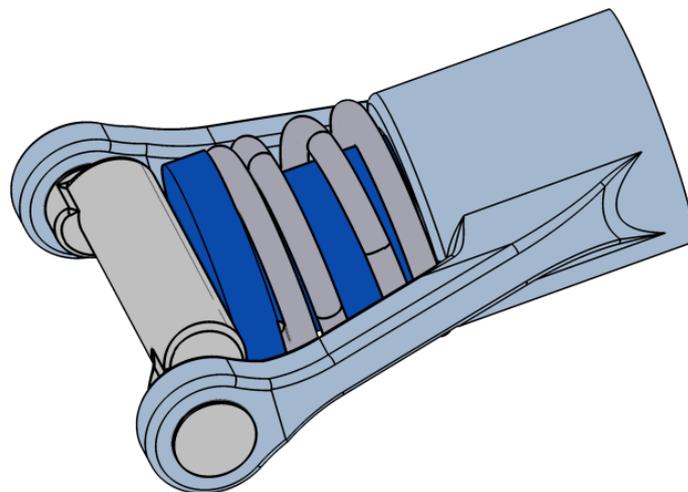


Abbildung 7.7: Schematische Skizze des Nockentriebs

Untersuchung nach Einhaltung der Forderungen1. *Bauhöhe*

Die Einhaltung der Bauhöhe von 79mm wird von den Secop Experten als realisierbar angesehen.

2. *Hubzahlbereich*

Die Möglichkeit dieses Lösungsprinzip mit variablen Hubzahlen zu betreiben ist gegeben, da dies in vielen Einsatzbereichen (z.B. VKM) bereits angewendet wird. Für eine genauere Berechnung des dynamischen Verhaltens müsste jedoch noch durchgeführt werden.

3. *Lebensdauer und Freigabetests*

Da sämtliche Bauteile dieses Lösungsprinzips bereits in den derzeitigen Kältekompressoren aufzufinden sind, wird davon ausgegangen, dass die Lebensdauerforderung erfüllt und sämtliche Freigabetests erfüllt werden könnten.

Da die Forderungen an die Funktionsgruppe eingehalten werden können, wird dieses Lösungsprinzip näher untersucht.

Kinematik

Der Mittelpunkt des Kreisnockens kann wie folgt ermittelt werden:

$$\mathbf{r}_M = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_M \\ y_M \\ z_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_M \cos \varphi - y_M \sin \varphi \\ x_M \sin \varphi + y_M \cos \varphi \\ z_M \end{pmatrix} \quad (7.1)$$

Der Position des Berührungspunkts zwischen Nocke und Kolben lässt sich wie folgt ermitteln:

$$\begin{aligned} x_B &= x_M + R_N \\ y_B &= y_M \\ \mathbf{r}_M &= \begin{pmatrix} x_M \cos \varphi - y_M \sin \varphi + R_N \\ x_M \sin \varphi + y_M \cos \varphi \\ z_M \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (7.2)$$

Die Geschwindigkeit und Beschleunigung des Berührungspunkts können durch die zeitliche Ableitung des Lagevektors berechnet werden:

$$\mathbf{v}_M = \frac{d}{dt} (\mathbf{r}_M) = \begin{pmatrix} -x_M \dot{\varphi} \sin \varphi - y_M \dot{\varphi} \cos \varphi \\ x_M \dot{\varphi} \cos \varphi - y_M \dot{\varphi} \sin \varphi \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7.3)$$

$$\mathbf{a}_M = \frac{d}{dt} (\mathbf{v}_M) = \begin{pmatrix} -x_M \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + y_M \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - y_M \ddot{\varphi} \cos \varphi - x_M \ddot{\varphi} \sin \varphi \\ -x_M \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - y_M \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + x_M \ddot{\varphi} \cos \varphi - y_M \ddot{\varphi} \sin \varphi \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7.4)$$

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

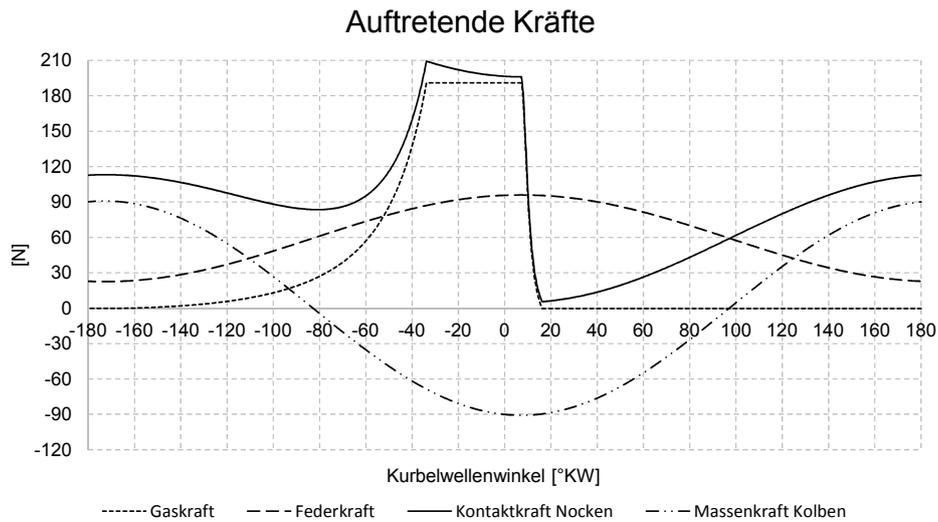


Abbildung 7.9: Kraftverläufe am Nockentrieb

Verluste

Für die Berechnung der Reibverluste der Nockenwelle sowie des Kolbens wird das in den Abschnitten 3.2.3 und 3.2.4 beschriebene Verfahren angewendet.

Die Reibkraft zwischen Kolben und Nocken wird über das Columb'sche Reibungsgesetz (Gleichung (3.119)) berechnet. Als Reibungszahl wurde $\mu = 0,01$ gewählt (Übergang Mischreibung auf Flüssigkeitsreibung nach [14, S.99]). Dabei handelt es sich jedoch nur um eine grobe Schätzung, da zur genauen Bestimmung dieser Kontakt als *elasto-hydrodynamischer Kontakt (EHD)* modelliert werden müsste. Ansätze zur Modellierung des Kontaktes finden sich in [14, S.504] und [54].

Abbildung 7.10 zeigt den Verlauf der mechanischen Verlustleistungen zufolge des Reibkontaktes am Kolben. Aus Abbildung 7.11 kann der Verlauf der Verlustleistung zwischen Kolben und Nocken entnommen werden.

Reibleistung am Kolben

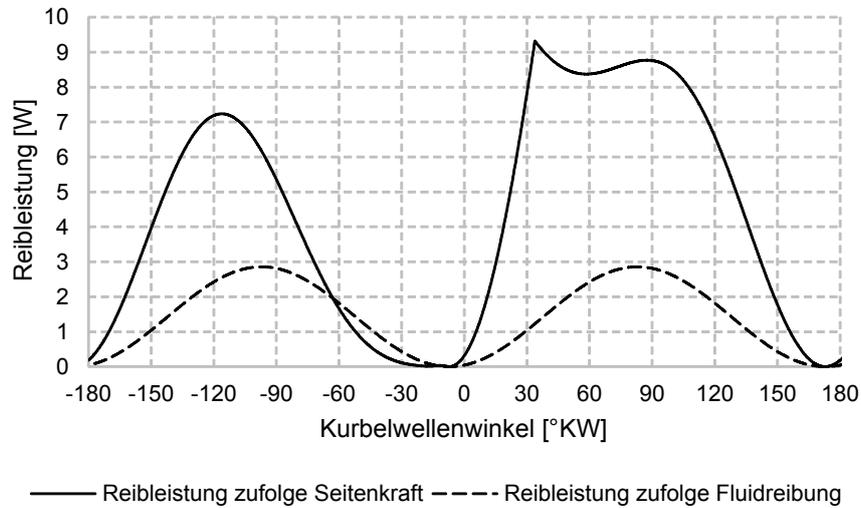


Abbildung 7.10: Reibleistung am Kolben des Nockentriebs

Reibleistung am Kolben/Nocken-Kontakt

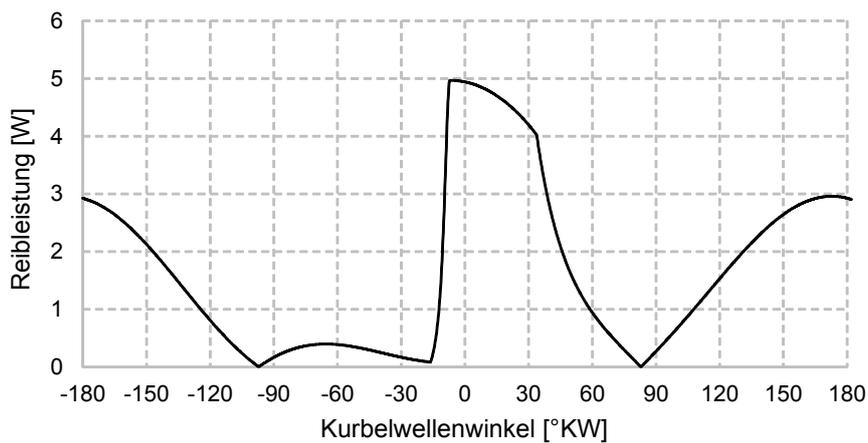


Abbildung 7.11: Reibleistung zwischen Kolben und Nocken

Aufgrund des ähnlichen Zylinderdruckverlaufs werden die Leckageverluste gleich wie beim HXD55 angenommen. Hinsichtlich der hohen Reibverluste ist dieses Lösungsprinzip dem aktuellen Lösungsprinzip weit unterlegen. Dieses Lösungsprinzip muss optimiert werden, damit es als eine Alternative für das aktuelle Prinzip in Frage kommt.

7.8.2 Tauchkolben mit Schubkurbel

Wie in Kapitel 5.4 dargestellt, steigen die Reibverluste des Delta Kompressors quasi quadratisch mit der Drehzahl. Eine hohe Drehzahl sollte daher unter dem Augenmerk der Betrachtung der Verluste möglichst vermieden werden. Hohe Drehzahlen wirken sich jedoch innerhalb der Funktionsgruppe Motor äußerst positiv aus. Entsprechend dem *Motor-Wachstumsgesetz* (Gleichung (7.7)) kann bei gleichbleibender Motorleistung die Baugröße eines Asynchron-Motors bei Verdoppelung der Motordrehzahl halbiert werden [50].

$$M_i \approx l \cdot \underbrace{\left(\frac{D}{2}\right)^2}_A \pi \cdot \hat{A}_S \cdot \hat{B}_R = l \cdot A \cdot \hat{A}_S \cdot \hat{B}_R = V \cdot \hat{A}_S \cdot \hat{B}_R \quad (7.7)$$

Es besteht somit der Widerspruch:

Hohe Motordrehzahl vs. geringe Reibverluste

Wird jedoch ein gleichbleibender theoretischer Volumenstrom gefordert, so kann aufgrund der Drehzahlerhöhung der Hubraum des Kompressors reduziert werden. Somit entstehen folgende Vorteile:

- Gewichtsreduktion
- Reduktion der Materialkosten der Funktionsgruppe Kinematik und Motor
- Reduktion der Bauhöhe des Kompressors

Annahmen für die Berechnung

Die folgenden Annahmen wurden für die Berechnung getroffen:

- Theoretischer Volumenstrom (derzeitiger HXD55 Volumenstrom) soll konstant gehalten werden.
- Flächenpressungen in den Lagern sollen gleich denen des HXD55 Kompressors sein.
- Motor Höhen-Durchmesser-Verhältnis $\frac{l}{D}$ soll konstant bleiben.
- Sämtliche Kennzahlen der Funktionsgruppe Kinematik sollen konstant bleiben.

Berechnung der Motorhauptabmessungen

Ziel bei der Verkleinerung des Motors ist es, dass das Höhen-Durchmesser-Verhältnis $\frac{l}{D}$ des Rotors erhalten bleibt.

$$\frac{l}{D} = C = const. \quad (7.8)$$

Wird die Drehzahl des Motors verdoppelt, so lassen sich die neuen Motorabmessungen (unter Berücksichtigung der Einhaltung des Höhen-Durchmesser-Verhältnisses Gl. (7.8)) durch folgende Zusammenhänge ermitteln:

$$V(2n) = \frac{1}{2}V(n)$$

$$\frac{l_2^2 \pi}{4C^2} l_2 = \frac{1}{2} \frac{l_1^2 \pi}{4C^2} l_1$$

$$l_2^3 = \frac{1}{2} l_1^3$$

$$l_2 = l_1 \sqrt[3]{\frac{1}{2}} \quad (7.9)$$

$$A_2 = \frac{V_2}{h_2}$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_2}{\pi}} \quad (7.10)$$

Abbildung 7.12 zeigt den Verlauf der Motorhauptabmessungen und des Rotorvolumens des Motors.

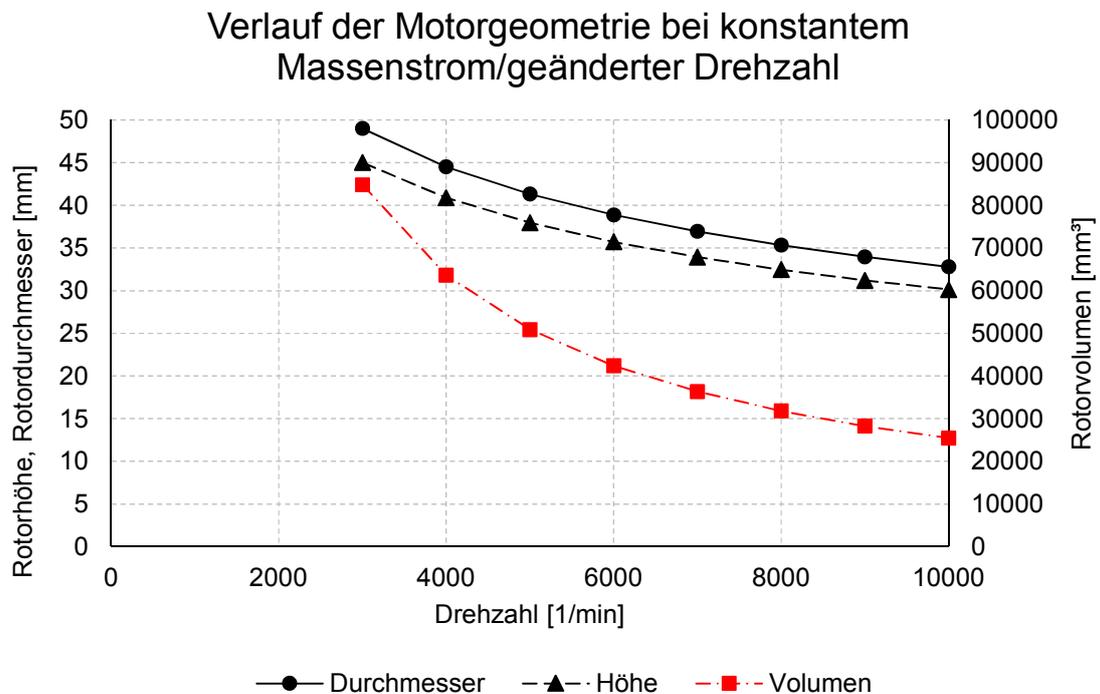


Abbildung 7.12: Verlauf der Motorhauptabmessungen des Delta Kompressors bei verschiedenen Drehzahlen

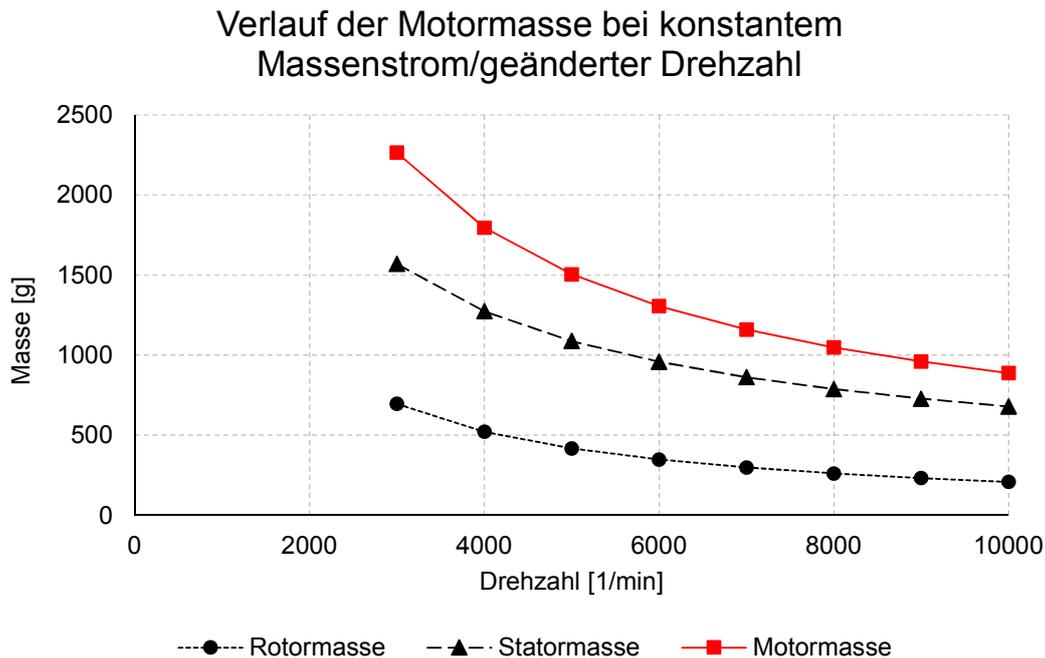


Abbildung 7.13: Verlauf der Motormasse des Delta Kompressors bei verschiedenen Drehzahlen

Berechnung der Grobabmessungen der Funktionsgruppe Kinematik

Die folgende Vorgangsweise wurde angewendet, um die Abmessungen des Kurbeltriebs bei konstantem theoretischen Volumenstrom zu ermitteln.

Der theoretische Volumenstrom \dot{V}_{theo} (Gleichung (3.69)) kann unter Verwendung des Hub-Bohrungs-Verhältnisses C_H (Gleichung (3.70)) wie folgt angeschrieben werden:

$$\dot{V}_{theo} = C_H \frac{D_{Zy}^3}{4} \pi n \quad (7.11)$$

Bei konstantem Hub-Bohrungs-Verhältnis C_H ergeben sich der erforderliche Zylinderdurchmesser und der Hub s somit durch:

$$D_{Zy} = \sqrt[3]{\frac{4\dot{V}_{theo}}{C_H \pi n}} \quad (7.12)$$

$$s = C_H D_{Zy} \quad (7.13)$$

Der Hub s kann ebenfalls mit Gleichung (3.65) berechnet werden:

$$s = x_{K_o}(\varphi_{OT}) - x_{K_o}(\varphi_{UT})$$

Die Kurbelwellenstellung am OT bzw. UT kann mit den Gleichungen (3.86) und (3.87) ermittelt werden. Mit Hilfe von Gleichung (3.73) kann der Schräkungswinkel des Pleuels

in den Totpunkten wie folgt ermittelt werden:

$$\psi_{OT} = \arcsin(\lambda_{PL} \sin \varphi_{OT} + \mu) = \arcsin\left(\mu - \frac{\lambda_{PL}\mu}{1 + \lambda_{PL}}\right) \quad (7.14)$$

$$\psi_{UT} = \arcsin(\lambda_{PL} \sin \varphi_{UT} + \mu) = \arcsin\left(\mu + \frac{\lambda_{PL}\mu}{1 - \lambda_{PL}}\right) \quad (7.15)$$

Unter Zuhilfenahme der trigonometrischen Funktion

$$\cos(\arcsin a) = \sqrt{1 - a^2}$$

kann die x-Position des Kolbens in den Totpunkten wie folgt ermittelt werden:

$$x_{KO-OT} = l_{PL} (\lambda_{PL} \cos \varphi_{OT} + \cos \psi_{OT}) = l_{PL} (1 + \lambda_{PL}) \sqrt{1 - \frac{\mu^2}{(1 + \lambda_{PL})^2}} \quad (7.16)$$

$$x_{KO-UT} = l_{PL} (\lambda_{PL} \cos \varphi_{UT} + \cos \psi_{UT}) = l_{PL} (1 - \lambda_{PL}) \sqrt{1 - \frac{\mu^2}{(\lambda_{PL} - 1)^2}} \quad (7.17)$$

Die Pleuellänge l_{PL} lässt sich nun durch Umformung von Gleichung (3.80) berechnen.

$$l_{PL} = \frac{s}{\sqrt{1 - \frac{\mu^2}{(1 + \lambda_{PL})^2}} - \sqrt{1 - \frac{\mu^2}{(\lambda_{PL} - 1)^2}} + \lambda_{PL} \left(\sqrt{1 - \frac{\mu^2}{(1 + \lambda_{PL})^2}} + \sqrt{1 - \frac{\mu^2}{(\lambda_{PL} - 1)^2}} \right)} \quad (7.18)$$

Somit können nun auch die Exzentrizität und der Versatz der Kurbelwelle unter Verwendung der Gleichungen (3.71) und (3.72) ermittelt werden.

Sämtliche weiteren Abmessungen der Bauteile der Funktionsgruppe werden im Anschluss unter der Berücksichtigung gleicher Lagerpressungen ermittelt.

7 Erstellung von Groblösungsprinzipien

Abbildung 7.14 und 7.15 zeigen die berechneten relevanten Abmessungen des Kurbeltriebs in Abhängigkeit der Motordrehzahl.

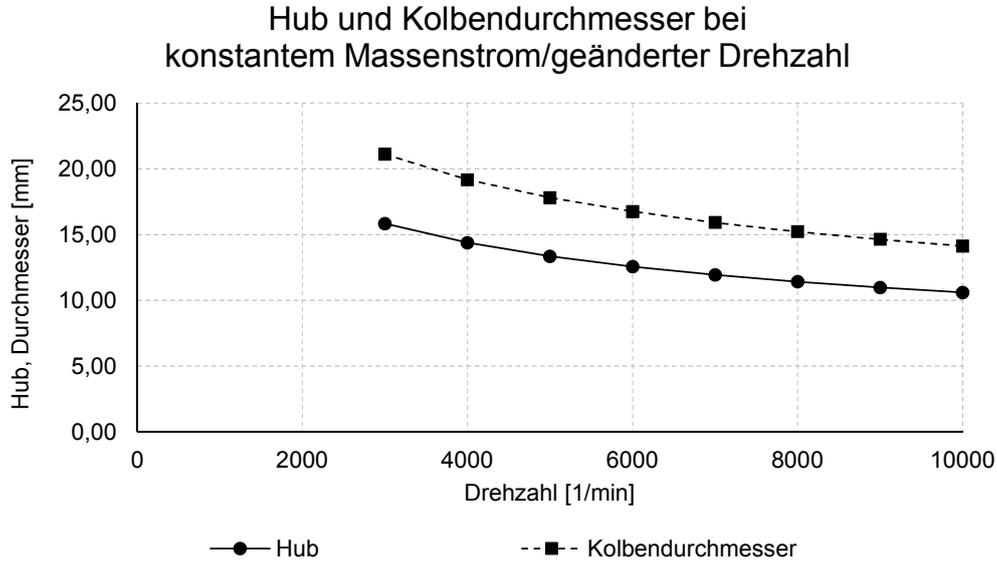


Abbildung 7.14: Verlauf von Kolbendurchmesser d_{K0} und Hub s bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

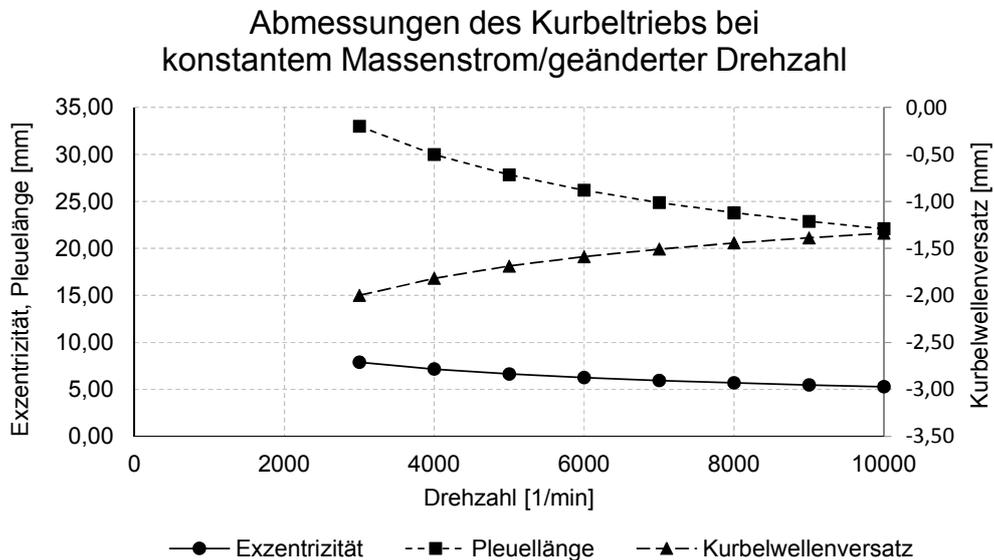


Abbildung 7.15: Verlauf von wichtigen Abmessungen des Kurbeltriebs bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

Kinematik und Kinetik

Nachdem sämtliche Abmessungen des Kurbeltriebs bei den verschiedenen Motordrehzahlen ermittelt wurden, können die benötigten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Bauteile entsprechend dem in Abschnitt 3.2.1 gezeigten Vorgehen ermittelt werden. Die Kräfte am Kurbeltrieb folgen nach der in Abschnitt 3.2.1 vorgestellten Berechnung.

Mechanische Verluste

Abbildung 7.16 zeigt die absoluten Reibverluste der verschiedenen Lagerstellen. Die relativen Reibungsverluste der unterschiedlichen Lagerstellen sind in Abbildung 7.17 dargestellt. Durch die Anpassung der Bauteilgeometrien erhöhen sich die Gesamtreibungsverluste des Triebwerks linear mit der Drehzahl.

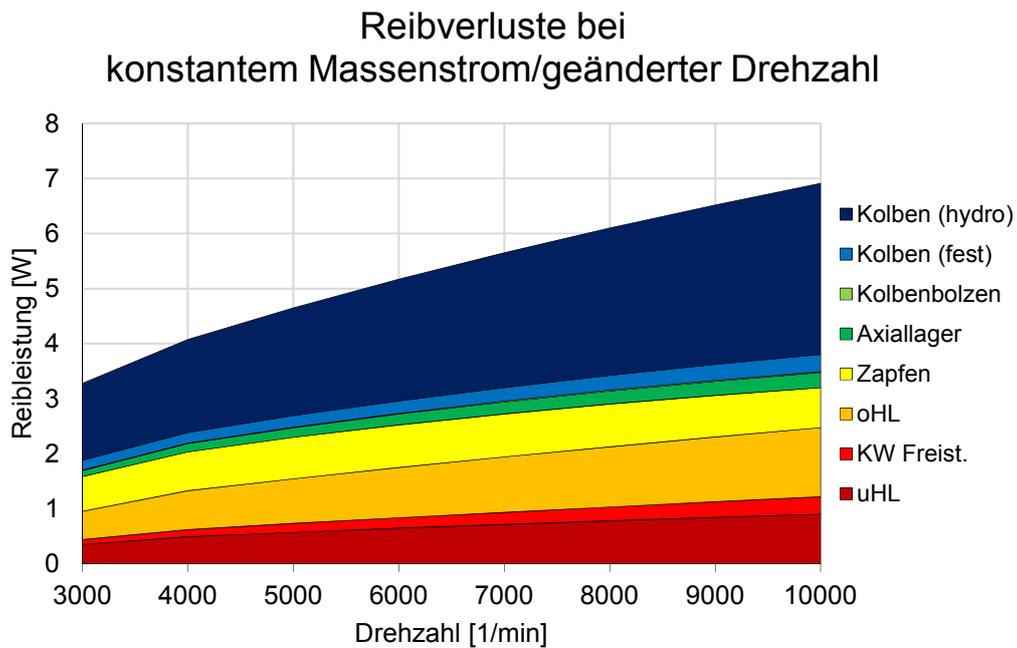


Abbildung 7.16: Verlauf der absoluten Reibungsverluste P_R bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = \text{const.}$)

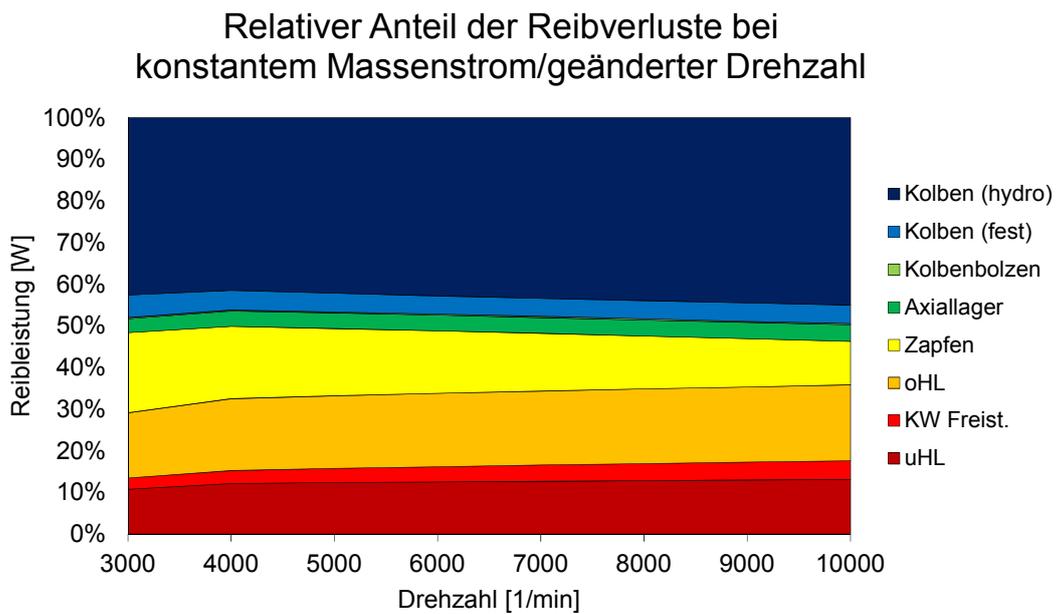


Abbildung 7.17: Relative Reibungsverluste der Lagerstellen bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

Thermodynamische Verluste

Für die Berechnung der thermodynamischen Verluste der Funktionsgruppe Kinematik wurden folgende Annahmen getroffen:

- Schadraum vernachlässigbar klein
- Sauggastemperatur $T_{Saug} = 32^{\circ}C$

Abbildung 7.18 zeigt die auftretenden Kälteleistungsverluste durch die Kolbenleckage. Die Abnahme der Kolbenleckage bei höheren Drehzahlen kann auf die Verringerung des Kolbendurchmessers (siehe Abbildung 7.14) zurückgeführt werden.

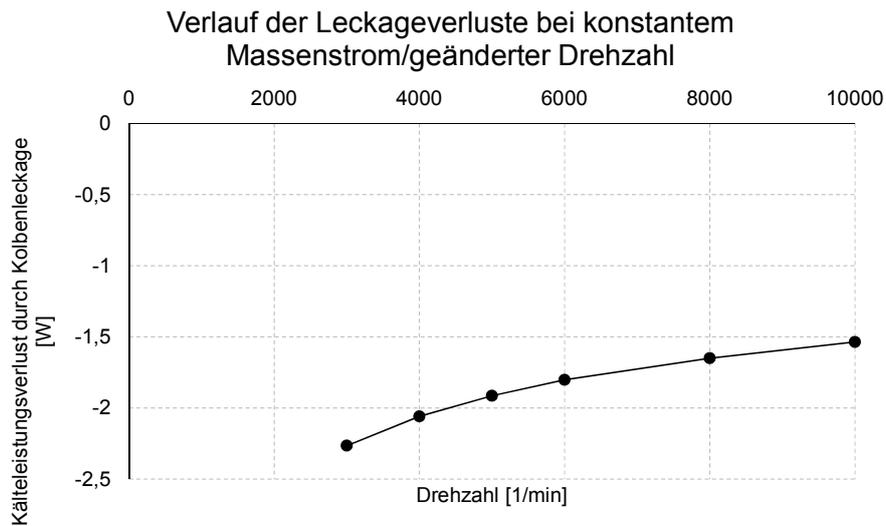


Abbildung 7.18: Verlauf der Kälteleistungsverluste durch Kolbenleckage \dot{Q}_{Leck} bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

Die Kälteleistungsverluste infolge der Wärmeübertragung zwischen Gas und den Bauteilen der Funktionsgruppe Kinematik (Kolben und Zylinder) sind in Abbildung 7.19 dargestellt. Die geringe Änderung der Kälteleistungsverluste infolge der Wärmeübertragung kann darauf zurückgeführt werden, dass die übertragene Wärme je Kurbelwellenumdrehung aufgrund der geringeren Bauteiloberfläche abnimmt, jedoch die Hubzahl je Sekunde bei höheren Drehzahlen zunimmt. Aus der Überlagerung dieser Effekte resultiert die geringe und lineare Änderung der Kälteleistungsverluste.

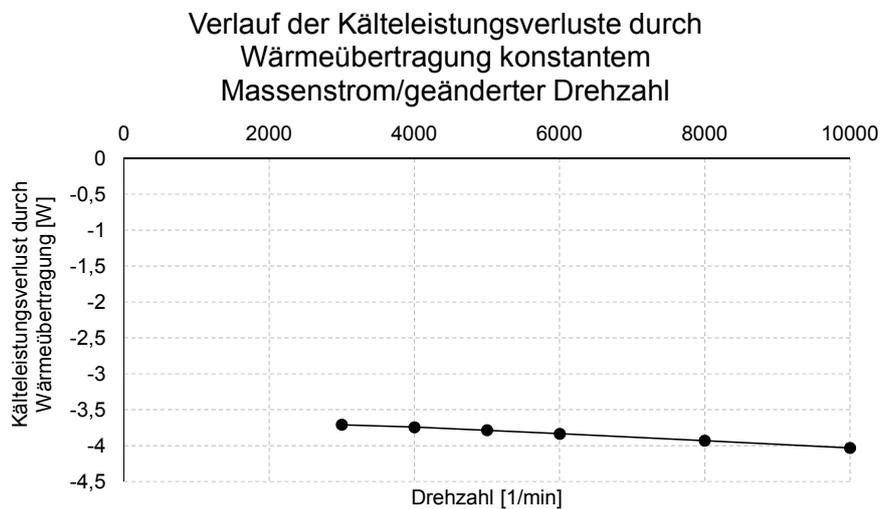


Abbildung 7.19: Verlauf der Kälteleistungsverluste durch Wärmeleitung von Kolben und Zylinder $\Delta\dot{Q}$ bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

Einfluss der Reibungs- und Leckageverluste

Um das Lösungskonzept mit Hilfe der Systemkosten bewerten zu können, müssen die Verlustkosten ermittelt werden. Um die Verlustkosten bestimmen zu können, müssen zuvor die Verlustleistungen bzw. die Wirkungsgrade bekannt sein.

Um die Komplexität dieser Abschätzung nicht unnötig zu erhöhen, wurde beschlossen, dass sämtliche thermodynamischen Verluste, welche nicht durch die Funktionsgruppe Kinematik hervorgerufen werden, vernachlässigt werden. Die einzigen Einflüsse auf die Reduktion der Kälteleistung stellen somit die Kolbenleckage und die Wärmeübertragung von Kolben und Zylinder da.

Nach Aussage der Secop Motor-Experten kann der Motorwirkungsgrad bei den verschiedenen Motordrehzahlen nur aufwändig bestimmt werden, da aufgrund der Geometrieänderungen am Motor sämtliche Verluste in einer aufwändigen Prozedur bestimmt werden müssen. Für diese Abschätzung wird deshalb von einem konstanten Motorwirkungsgrad von $\eta_{el} = 1$ ausgegangen - die elektrischen Verluste werden somit vernachlässigt. Die Berechnungsergebnisse können in weiterer Folge angepasst werden, falls der detaillierte Verlauf des Motorwirkungsgrads bekannt ist.

Der resultierende COP kann mit Hilfe von Gleichung (5.19) berechnet werden. Tabelle 7.5 zeigt die Übersicht der resultierenden Verluste. Aus Tabelle 7.5 können die erzielbare Kälteleistung \dot{Q}_0 , Wellenleistung P_W und Leistungszahl COP entnommen werden. Der Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades η_{Mech} ist in Abbildung 7.20 ersichtlich.

Motordrehzahl n $[\frac{1}{min}]$	Kolbenleckage \dot{Q}_{Leck} [W]	\dot{Q}_0 Verlust durch WÜ $\Delta\dot{Q}_{WÜ}$ [W]	mech. Reibleistung P_R [W]
3000	2,26	3,71	3,27
4000	2,05	3,74	4,07
5000	1,91	3,78	4,65
6000	1,80	3,83	5,17
8000	1,65	3,93	6,10
10000	1,54	4,03	6,91

Tabelle 7.4: Übersicht der Verluste

7.8 Analyse von ausgewählten Lösungsprinzipien

Motordrehzahl n [$\frac{1}{min}$]	Kälteleistung \dot{Q}_0 [W]	Wellenleistung P_W [W]	Leistungszahl COP [W]
3000	129,22	46,15	2,799
4000	129,39	46,92	2,757
5000	129,49	47,46	2,728
6000	129,55	47,96	2,701
8000	129,61	48,84	2,653
10000	129,62	49,61	2,613

Tabelle 7.5: Resultierende Kälteleistung \dot{Q}_0 , Wellenleistung P_W und Leistungszahl COP

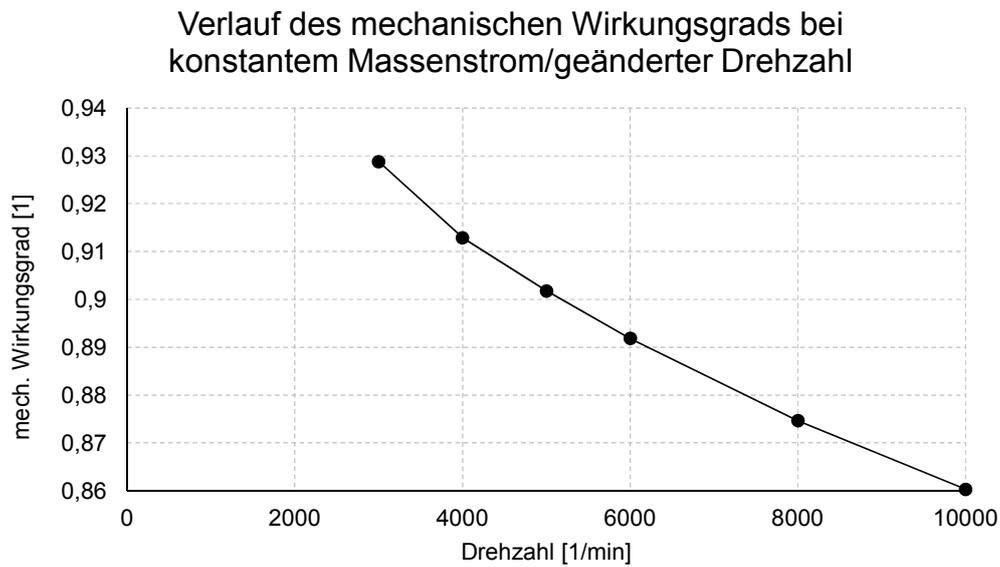


Abbildung 7.20: Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades η_{mech} bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

Verlustkosten

Die Verlustkosten werden mit Gleichung (5.17) ermittelt.

DM Kosten

Abbildung 7.22 zeigt den Verlauf der Materialeinzelkosten des Motors. Für die Berechnung der Materialeinzelkosten wurden die spezifischen Materialkosten der Motormaterialien mit der Masse der Motorbauteile (Abbildung 7.21) multipliziert. Die spezifischen Materialkosten des Motors sind Tabelle 7.6 zu entnehmen.

	spez. Materialkosten [EUR/kg]
Eisen Blech	1,0
Kupferdraht	7,0
Aluminium	2,2

Tabelle 7.6: Spezifische Materialkosten der Motorkomponenten

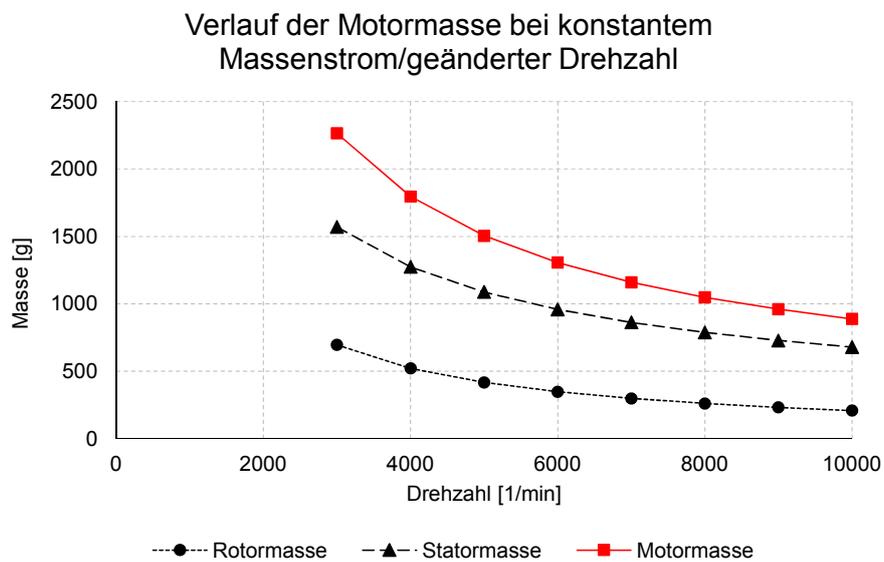


Abbildung 7.21: Verlauf der Masse der Motorkomponenten des Delta Kompressors bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

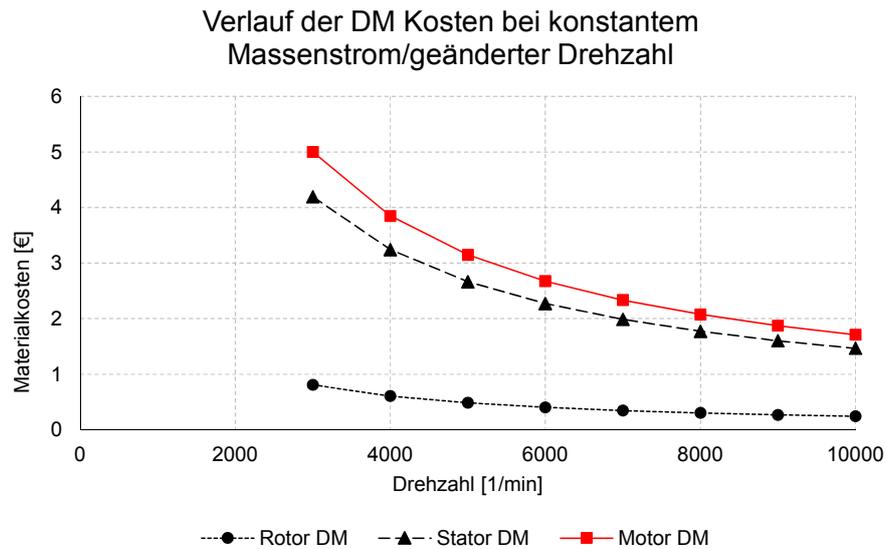


Abbildung 7.22: Verlauf der Motor DM Kosten des Delta Kompressors bei Erhöhung der Drehzahl ($\dot{m} = const.$)

Die Materialeinzelkosten der Bauteile der Funktionskosten Kinematik wurden ebenfalls durch das Produkt der spezifischen Materialkosten und der Bauteilmassen ermittelt. Da einige Teile (Gussteile, Sinterteil) von externen Herstellern zugekauft werden, werden die Materialeinzelkosten mit einem sogenannten *Wertsteigerungsfaktor* multipliziert, welcher die Wertsteigerung der Bauteile durch die Umformung beschreibt, multipliziert. Für die Berechnung werden die von AMTMANN in [6] ermittelten Umformungskosten bzw. Wertsteigerungsfaktoren verwendet. Einzige Ausnahme ist das Kugellager, für das konstante Materialeinzelkosten von 0,22€ angenommen wurden. Die Kosten für den Fixierstift und das Oil-Pickup wurden vernachlässigt. Tabelle 7.7 zeigt die für die Berechnung verwendeten spezifischen Materialkosten sowie den Wertsteigerungsfaktor.

	spez. Materialkosten [€/kg]	Wertsteigerungsfaktor durch Umformung [€]
Zylinder	0,65	1,74
Kurbelwelle	1	14,20
Pleuel	1,8	15,03
Kolben	1,8	4,5
Kolbenbolzen	1,8	30,3
Kugellager	-	-
Öl	2,3	1

Tabelle 7.7: Spezifische Materialkosten und Wertsteigerungsfaktor der Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik

Reduzierte Systemkosten

Abbildung 7.23 zeigt den Verlauf der reduzierten Systemkosten. Aus der Abbildung geht deutlich hervor, dass die reduzierten Systemkosten ab einer Nenndrehzahl von $6000 \frac{1}{min}$ konstant verlaufen. Das Optimum der Nenndrehzahl würde bei diesem Konzept bei $6000 \frac{1}{min}$ liegen. Die detaillierte Kostenaufstellung ist in Tabelle 7.8 aufgeführt.

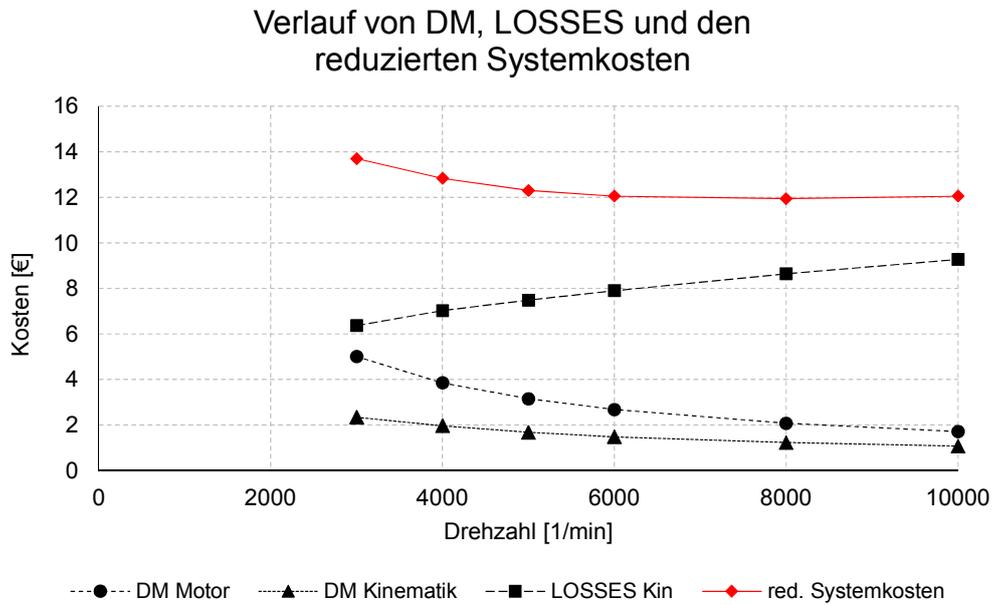


Abbildung 7.23: Verlauf von DM, LOSSES und reduzierten Systemkosten

Motordrehzahl n $[\frac{1}{min}]$	Motor DM [EUR]	Kinematik		red. Systemkosten [EUR]
		DM [EUR]	LOSSES [EUR]	
3000	5,00	2,34	6,36	13,70
4000	3,85	1,96	7,02	12,83
5000	3,14	1,68	7,48	12,30
6000	2,67	1,48	7,89	12,04
8000	2,07	1,23	8,64	11,94
10000	1,71	1,07	9,27	12,05

Tabelle 7.8: DM, LOSSES und reduzierte Systemkosten

8 Schlussfolgerung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden die ersten Schritte zur Vorentwicklung einer neuen Kinematik für einen Kältekompressor für Haushaltskühlgeräte unter Anwendung des Systems Engineering Modells durchgeführt. Das SE Modell bildete dabei die Grundstruktur des methodischen Vorgehens, welche durch Zuhilfenahme von verschiedenen Werkzeugen an die Problemstellung angepasst wurde.

Durch die Analyse der Katalogdaten von derzeit am Markt erhältlichen Kältekompressoren für Haushaltskühlgeräte wurde festgestellt, dass Kältekompressoren mit niedrigen Kälteleistungen derzeit geringere Leistungszahlen aufweisen, als die TOP-Kompressoren dieser Branche. Eine Untersuchung der verwendeten Kältemittel ergab, dass Kompressoren für den europäischen Markt hauptsächlich R600a und R134a als Arbeitsmedium verwenden. Kältemittel wie R290 spielen für Kältekompressor für Haushaltskühlgeräte derzeit noch keine Rolle.

Durch die Analyse der Katalogdaten konnten des Weiteren jene Kompressoren identifiziert werden, welche besonders hohe Leistungszahlen aufweisen. Diese sollten durch ein Benchmark näher analysiert werden, um neue Erkenntnisse für Verbesserungen generieren zu können.

Um Aussagen über das Verbesserungspotential der Funktionsgruppe Kinematik treffen zu können, wurden die Verluste des Delta Kompressors ermittelt. Die Bewegungsgleichungen der Kinematik wurden hergeleitet, um die Kräfte sowie die Reibungsverluste bestimmen zu können. Die Resultate der Berechnung wurden mit bereits bestehenden Ergebnissen aus einer Mehrkörpersimulation sowie mit Messwerten verglichen. Die in dieser Arbeit ermittelten Resultate unterscheiden sich nur geringfügig zu den bestehenden Resultaten. Der große Vorteil des neu erstellten Programms ist die geringe Rechenzeit (wenige Sekunden) zur Ermittlung der Reibverluste, wodurch es möglich wird, dass verschiedenste Parameterstudien in kürzester Zeit durchgeführt werden können.

Für die Ermittlung der Kolbenleckage sowie den Einfluss der Wärmeübertragung zwischen Bauteilen und Kältegas wurde ein Berechnungsprogramm zur Lösung des Ersten Hauptsatzes der Thermodynamik erstellt. Verschiedene Modelle zur Berechnung der Kolbenleckage und der Wärmeübertragung wurden implementiert und die Berechnungsergebnisse wurden mit Messungen abgeglichen. Weiters wurde ein Skript der Secop Austria zur Beschreibung des realen Gasverhaltens von R600a modifiziert und in das erstellte Berechnungsprogramm integriert, wodurch Berechnungen mit realem und perfekten Gas durchgeführt werden können.

8 Schlussfolgerung und Ausblick

Mit den beiden Programmen war es möglich die Verluste des Delta Kompressors zu ermitteln und den Anteil der von der Funktionsgruppe Kinematik verursachten Verluste an den Gesamtverlusten zu bestimmen.

Die von der Funktionsgruppe Kinematik verursachten Verluste wurden verursachungsgerecht auf die Bauteile der Funktionsgruppe aufgeteilt. Mit der, von Secop Austria definierten, Systemkostenbetrachtung, welche die Verlustkosten und Materialeinzelkosten enthält, konnten die kostenintensivsten Bauteile der Funktionsgruppe Kinematik für den HXD30 und HXD55 identifiziert werden (siehe Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2). Aufgrund der geringen Massenströme beim HXD30 wirken sich die Kälteleistungs- und Reibungsverluste stärker auf die resultierende Leistungszahl aus, wodurch höhere Systemkosten (9,52€) im Vergleich zum HXD55 (6,91€) resultieren.

Die Abbildungen 8.1 und 8.2 zeigen den Anteil der Bauteile an den Systemkosten des HXD30 bzw. HXD55 Kompressors. Die Kurbelwelle stellt dabei beim HXD30 als auch beim HXD55 die Komponente mit den höchsten Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik dar. Aufgrund der geringen Reibverluste des Kolbens am HXD30 Kompressors beträgt der Anteil der Kurbelwelle an den gesamten Systemkosten 39,6% und somit nur geringfügig weniger als Kolben und Zylinder zusammen (41,1%).

Basierend auf den Zielen des ACT-Projekts sowie den Anforderungen an den CC2018

Anteilige Systemkosten HXD30

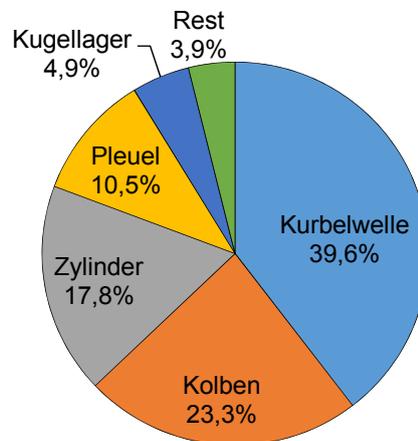


Abbildung 8.1: Anteil der Systemkosten der Bauteile an den Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD30

Kompressor wurden die Anforderungen für die Funktionsgruppe Kinematik eines zukünftigen Kältekompressors abgeleitet. Weiters wurden die Anforderungen an die Funktionsgruppe hinsichtlich ihrer Auswirkungen und ihres Potentials untersucht.

Um den Ziel-COP des CC2018 Kompressors zu erreichen müsste der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} von derzeit 92,7% (HXD55) auf 95% gesteigert werden. Um den

Anteilige Systemkosten HXD55

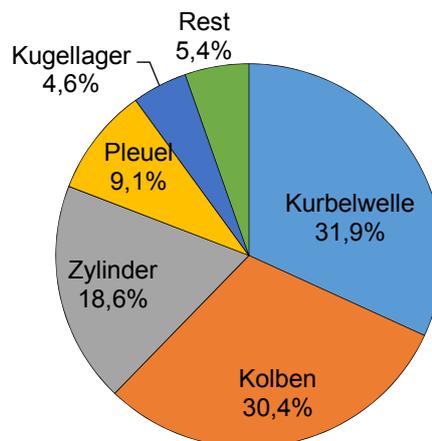


Abbildung 8.2: Anteil der Systemkosten der Bauteile an den Systemkosten der Funktionsgruppe Kinematik des HXD55

geforderten mechanischen Wirkungsgrad von 95% zu erreichen, müssten die Reibverluste um 33,16% verringert werden. Die Auswirkung auf die Leistungszahl würde jedoch nur eine Änderung von +2,48% betragen. Eine Reduktion der Kolbenleckage um 50% sowie die Verringerung der Wärmeübertragung (Senkung der Kompressionsstarttemperatur um 4°C wurde zu einer COP Steigerung von 1,29% bzw. 1,24% führen.

Würden diese Zielwerte erreicht, so ergäbe sich eine Erhöhung der Leistungszahl um 5%. Die Gesamtforderung an den CC2018 Kompressor ist jedoch eine Erhöhung des COPs von 27%, wodurch 22% durch Verbesserungen am Motor, der Saug- und Druckstrecke erzielt werden müssen.

Um gezielt neue Lösungen für die Funktionsgruppe Kinematik zu erarbeiten, wurden lösungsneutrale Teilfunktionen auf Basis, der in der Situationsanalyse erstellten, Funktionsmodelle sowie der anhand der Analyse der Ausprägungen von Konkurrenzkompressoren definiert. Durch die Zuweisung der ermittelten Systemkosten auf die Teilfunktionen konnten jene Teilfunktionen mit dem größten Verbesserungspotential identifiziert werden. Die Generierung von Lösungsprinzipien für diese Teilfunktionen wurde durch Kreativitätsworkshops unter Zuhilfenahme von TRIZ-Techniken durchgeführt. Insgesamt konnten 324 Ideen generiert werden.

Um eine möglichst überschaubare Übersicht der generierten Ideen zu erhalten, wurden diese zu Lösungsklassen zusammengefasst, welche als Lösungsprinzipien für die definierten Teilfunktionen in einem Morphologischen Kasten dargestellt wurden. Ausgewählte Lösungsprinzipien wurden im Anschluss näher analysiert.

Durch eine fundierte technische und wirtschaftliche Analyse der Lösungskonzepte können deren Schwachstellen identifiziert werden, welche die Grundlage für die Weiterentwicklung des jeweiligen Lösungsprinzips dienen.

Beispielsweise weist das in dieser Arbeit analysierte Lösungsprinzip *Nockentrieb* hohe

8 Schlussfolgerung und Ausblick

Reibverluste am Kolben/Zylinder und Kolben/Nocken-Kontakt auf. Schon während der Analyse wurden Verbesserungsmöglichkeiten erkannt, welche in einer weiteren Analyse berücksichtigt werden sollten.

Ausblick

Nachdem sämtliche Lösungsprinzipien im Morphologischen Kasten analysiert wurden, können die Lösungsprinzipien mit den größten Potentialen zu Lösungskonzepten kombiniert und bewertet werden. Vor der Kombination der Lösungsprinzipien zu Lösungskonzepten müssen die Morphologischen Kästen der weiteren Funktionsgruppen des CC2108 Kompressors bekannt sein und eine globale Verträglichkeitsmatrix erstellt werden, damit keine Lösungskonzepte für eine Funktionsgruppe ausgewählt werden, welche nicht mit den anderen Funktionsgruppen kombinierbar sind.

Bevor die Bewertung durchgeführt wird, muss noch die genaue Bewertungsmethode definiert werden. Wird z.B. eine Nutzwertanalyse für die Bewertung herangezogen, so müssten die Anforderung im Vorhinein gewichtet werden.

Bevor die vielversprechendsten Lösungskonzepte der Funktionsgruppen zu einem Prototyp kombiniert werden, empfiehlt es sich, das Potential der jeweiligen Lösungskonzepte in einem Prototyp empirisch zu ermitteln und mit den Berechnungen zu vergleichen.

Literaturverzeichnis

- [1] *Made in Austria - ALPHA — DELTA — KAPPA*. http://www.secop.com/fileadmin/user_data/pdfs/posters/alpha_delta_kappa_high.pdf,
- [2] *Secop Standort Österreich, Fürstenfeld*. <http://www.secop.com/de/ueber-uns/unsere-standorte/fuerstenfeld-oesterreich.html>,
- [3] *Embraco Wisemotion Catalogue*. Joinville, Santa Catarina, Brazil, 2014
- [4] ADUNKA, R. : *Begleitbuch zum TRIZ-Basiskurs*. 2014
- [5] AFFENZELLER, J. ; GLÄSER, H. : *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren – Die Verbrennungskraftmaschine, Band 8*. 1. Auflage. Springer-Verlag, Wien, 1996
- [6] AMTMANN, S. : *Erarbeitung des morphologischen Kastens für den Kältekompressors 2018 auf Basis einer Systemkostenanalyse unter Zuhilfenahme verschiedener Ansätze zur Wertanalyse*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2014
- [7] BACKERRA, H. ; MALORNY, C. ; SCHWARZ, W. : *Kreativitätstechniken*. 3. Auflage. Hanser Verlag, 2007. – ISBN 978-3-446-41233-0
- [8] BILEK, F. : *Strukturierung von Technologieentwicklungsprojekten unter Einsatz von TRIZ*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2010
- [9] BURGSTALLER, A. : *Ansätze zu thermodynamischen Analysen und Bewertungen von hermetisch verschlossenen Systemen am Beispiel von Kleinkältemittelkompressoren*, Technische Universität Graz, Diss., 2009
- [10] CALM, J. : The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (2008), S. 1123–1133
- [11] CAMPL, R. C.: *Benchmarking*. Hanser Verlag, 1994. – ISBN 3-446-17606-3
- [12] CLIMATE CHANGE : IPCC, I. P.: *Climate change 2007: The physical science basis*. Cambridge University Press, 2007. – ISBN 978-0-521-88009-1

Literaturverzeichnis

- [13] CONRAD, K.-J. : *Grundlagen der Konstruktionslehre - Methoden und Beispiele für den Maschinenbau und die Gerontik*. 6. Auflage. Hanser-Verlag, 2013. – ISBN 9783446435339
- [14] CZICHOS, H. ; HABIG, K.-H. : *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. 3. Auflage. Vieweg+Teubner, 2010. – ISBN 978-3-8348-0017-6
- [15] DISCHNER, M. : *Bestimmung physikalischer Eigenschaften eines Öls gemischt mit R600a*. Fachbericht, 2006
- [16] DISCONZ, F. P. ; PEREIRA, E. L. ; DESCHAMPS, C. J.: *Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors*. In: *21th International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 2012
- [17] DISSELKAMPL, M. : *Innovationsmanagement*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2012. – ISBN 978-3-8349-4471-9
- [18] EHRENSPIEL, K. ; MEERKAMM, H. : *Integrierte Produktentwicklung*. 5. Auflage. Hanser-Verlag, 2013. – ISBN 9783446435483
- [19] EICHLSEDER, H. : *Thermodynamik*. Vorlesungsskript TU Graz, 2009
- [20] EICHLSEDER, H. : *Kolbenmaschinen*. Vorlesungsskript TU Graz, 2011
- [21] EIFLER, W. ; SCHLÜCKER, E. ; SPICHER, U. ; WILL, G. : *Küttner Kolbenmaschinen*. 7. Auflage. Vieweg + Teubner – GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009
- [22] ESCHMANN, P. ; HASBARGEN, L. ; WEIGAND, K. : *Die Wälzlagerpraxis - Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. 2. Auflage. Oldenbourg Verlag, 1978. – ISBN 3-486-31102-6
- [23] FALCH, M. : *Implementierung und Verankerung von TRIZ in der R&D Abteilung*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2004
- [24] GMBH, B. K.: *Kältemittel-Report 16*. 2010
- [25] HABERFELLNER, R. : *Projekt-Management auf Basis des Systems Engineering*. Vorlesungsskript TU Graz, 2008
- [26] HABERFELLNER, R. ; NAGEL, P. ; BECKER, M. ; BÜCHEL, A. ; MASSOW, H. von: *Systems Engineering - Methodik und Praxis*. 11. Auflage. Verlag Industrielle Organisation, 2002
- [27] (HRSG.), R. H. ; HERB, T. ; KOHNHAUSER, V. : *TRIZ – Der systematische Weg zur Innovation*. 1. Auflage. Verlag Moderne Industrie, Landsberg, Lech, 2000

- [28] KG, S. : *INA FAG Wälzlager: Kugellager, Rollenlager, Gehäuse, Zubehör*. Schaeffler KG, 2006
- [29] KLEIN, B. : *TRIZ/TIPS - Methodik des erfinderischen Problemlösens*. 2. Auflage. Oldenbourg Verlag, 2007. – ISBN 9783486580839
- [30] KLELL, M. ; ALMBAUER, R. : *Höhere Thermodynamik*. Vorlesungsskript TU Graz, 2013
- [31] KÖHLER, E. ; FLIERL, R. : *Verbrennungsmotoren*. 6. Auflage. Vieweg+Teubner Verlag –Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011
- [32] KOLTZE, K. ; SOUCHKOV, V. : *Systematische Innovation - TRIZ-Anwendung in der Produkt- und Prozessentwicklung*. Hanser Verlag, 2011. – ISBN 9783446421325
- [33] LAKSHMINARAYANAN, P. A. ; AGHAV, Y. V.: *Modelling Diesel Combustion*. 1. Auflage. Springer Verlag, 2010. – ISBN 978-90-481-3884-5
- [34] LANG, O. R. ; STEINHILPER, W. : *Gleitlager*. 6. Auflage. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1978
- [35] LEE, H. ; KI, S. ; KANG, J.-H. ; YANG, S.-M. ; RHEE, W. : Noise Characteristics of Linear Compressor for Refrigerators. In: *15th International Congress on Sound and Vibration*, 2008, S. 2714–2719
- [36] MIYAMOTO, H. ; WATANABE, K. : A Thermodynamic Property Model for Fluid-Phase Isobutane. In: *International Journal of Thermophysics* 23 (2002), Nr. 2, S. 477–499
- [37] NIEMANN, G. ; WINTER, H. ; HÖHN, B.-R. : *Maschinenelemente Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. 4. Auflage. Springer Verlag, 2005
- [38] Norm ÖNORM EN 12900 12 2005. *Kältemittelverdichter - Nennbedingungen, Toleranzen und Darstellung von Leistungsdaten des Herstellers*
- [39] ORLOFF, M. A.: *Grundlagen der klassischen TRIZ*. 3. Auflage. Springer Verlag, 2006. – ISBN 9783540340584
- [40] PAHL, G. ; BEITZ, W. ; FELDHUSEN, J. ; GROTE, K.-H. : *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung*. 6. Auflage. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2005. – ISBN 3540220488
- [41] PONN, J. ; LINDEMANN, U. : *Konzeptentwicklung und Gestaltung technischer Produkte*. 2. Auflage. Springer-Verlag, 2011. – ISBN 9783642205798
- [42] PUCHER, H. ; ZINNER, K. : *Aufladung von Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen*. 4. Auflage. Springer Verlag, 2012. – ISBN 978-3-642-28989-7

Literaturverzeichnis

- [43] SECOP ; 2011: *Indication measurement overview*. 2011. – Firmeninternes Dokument KB22537
- [44] SECOP ; 2012: *Simulation: Thermodynamic Properties of R600a in COMSOL*. 2012. – Firmeninternes Dokument KB41437
- [45] SECOP ; 2014A: *ACT - Advanced Cooling Technologies*. 2014. – Firmeninternes Dokument KB45417
- [46] SECOP ; 2014B: *Delta 2.1 EA Bearing temperature measurement on crankcase HXD55 & HXD30*. 2014. – Firmeninternes Dokument KB45157
- [47] SIGLOCH, H. : *Technische Fluidmechanik*. 5. Auflage. Springer Verlag, 2005. – ISBN 3-540-22008-9
- [48] SORGER, M. : *Identifizierung von Potentialen sowie von Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkten am Beispiel des Kältemittelaggregates*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2008
- [49] STEPHAN, P. ; SCHABER, K. ; STEPHAN, K. ; MAYINGER, F. : *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsystem*. 19. Auflage. Springer Verlag, 2013
- [50] TEIGELKÖTTER, J. : *Energieeffiziente elektrische Antriebe*. 1. Auflage. Springer Vieweg, 2013. – ISBN 9783834819383
- [51] UNGER, L. : *Methodenunterstützte Technologieentwicklung am Beispiel des Kältekompressors*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2012
- [52] VOGELPOHL, G. : *Betriebssichere Gleitlager - Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. 2. Auflage. Springer Verlag, 1967. – ISBN 978-3-642-46102-6
- [53] WINKLER, M. : *Methoden für die innovative Produktentwicklung*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2003
- [54] WIŚNIEWSKI, M. : *Elastohydrodynamische Schmierung: Grundlagen und Anwendungen ; mit 12 Tabellen*. expert-Verlag, 2000 (Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik). – ISBN 9783816917458
- [55] ZACH, D. : *Bestimmung der mechanischen Verlustleistungen eines Kältekompressors*, Technische Universität Graz, Bachelorarbeit, 2011
- [56] ZACH, D. : *Verlustteilung hermetischer Kältemittelkompressoren*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2013

- [57] ZIPPL, G. : *Erstellung der Energiebilanz eines Kältekompressors*, Technische Universität Graz, Diplomarbeit, 2002

Appendix

Grundlagen des methodischen Vorgehens

Anforderungsanalyse

Hauptmerkmal	Beispiele
Geometrie	Größe, Höhe, Breite, Länge, Durchmesser, Raumbedarf, Anzahl, Anordnung, Anschluss, Ausbau und Erweiterung
Kinematik	Bewegungsart, Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit, Beschleunigung
Kräfte	raftgröße, Krafrichtung, Krafthäufigkeit, Gewicht, Last, Verformung, Steifigkeit, Federeigenschaften, Stabilität, Resonanzen
Energie	Leistung, Wirkungsgrad, Verlust, Reibung, Ventilation, Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur, Feuchtigkeit, Erwärmung, Kühlung, Anschlussenergie, Speicherung, Arbeitsaufnahme, Energieumformung
Stoff	Physikalische und chemische Eigenschaften des Eingangs- und Ausgangsprodukts, Hilfsstoffe, vorgeschriebene Werkstoffe (Nahrungsmittelgesetz u. ä.), Materialfluss und -transport
Signal	Eingangs- und Ausgangssignale, Anzeigeart, Betriebs- und Überwachungsgeräte, Signalform
Sicherheit	Unmittelbare Sicherheitstechnik, Schutzsysteme, Betriebs-, Arbeits- und Umweltsicherheit
Ergonomie	Mensch-Maschine-Beziehung: Bedienung, Bedienungsart, Übersichtlichkeit, Beleuchtung, Formgestaltung
Fertigung	Einschränkung durch Produktionsstätte, größte herstellbare Abmessung, bevorzugtes Fertigungsverfahren, Fertigungsmittel, mögliche Qualität und Toleranzen
Kontrolle	Mess- und Prüfmöglichkeit, besondere Vorschriften (TÜV, ASME, DIN, ISO, AD-Merkblätter
Montage	Besondere Montagevorschriften, Zusammenbau, Einbau, Baustellenmontage, Fundamentierung
Transport	Begrenzung durch Hebezeuge, Bahnprofil, Transportwege nach Größe und Gewicht, Versandart und -bedingungen
Gebrauch	Geräuscharmheit, Verschleißrate, Anwendung und Absatzgebiet, Einsatzort (z. B. schwefelige Atmosphäre, Tropen,...)
Instandhaltung	Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung, Inspektion, Austausch und Instandsetzung, Anstrich, Säuberung
Recycling	Wiederverwendung, Wiederverwertung, Entsorgung, Endlagerung, Beseitigung
Kosten	Max. zulässige Herstellkosten, Werkzeugkosten, Investition und Amortisation
Termin	Ende der Entwicklung, Netzplan für Zwischenschritte, Lieferzeit

Tabelle .1: Checkliste der Hauptmerkmale zur Anforderungsanalyse nach [40, S.220]

Explosionszeichnung des Delta Kompressors

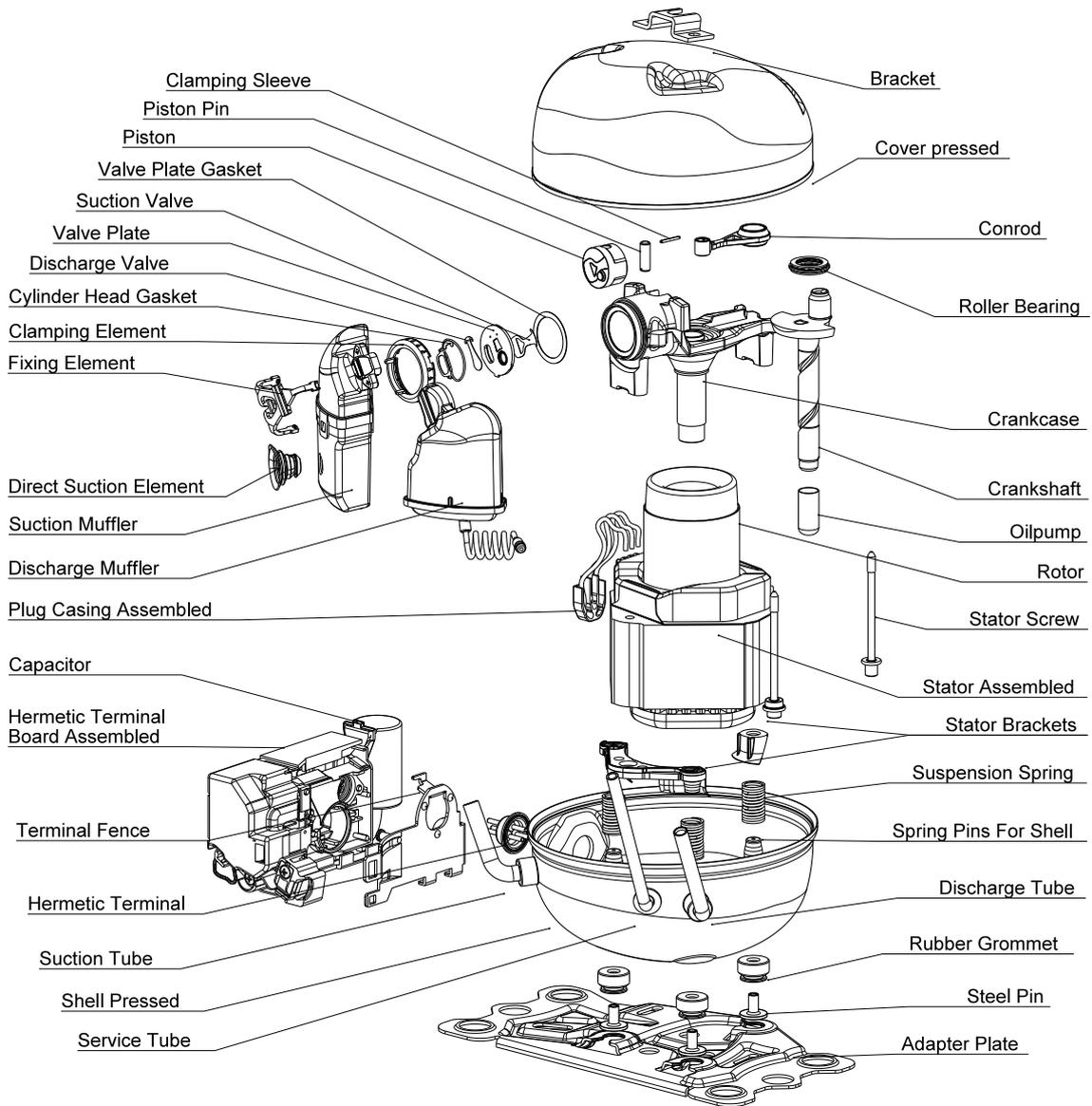


Abbildung .3: Explosionszeichnung des Delta Kompressors inklusive Bauteilbenennungen

Erstelltes 9-Felder-Modell

	Vergangenheit	Gegenwart	Zukunft
2. Supersystem	Kühlschrank F Schaltet den Kompressor F Betriebspunkt -30/55 bzw. -25/55 ² F Energieverbrauch F Stauraum F Köhlen/ Gefrieren F Geräusch F Einhaltung der Normen F Kältegas (R600a/R134a) W Lüfter	Kühlschrank F Schaltet den Kompressor F Betriebspunkt -10/45 bzw. -28/45 ² F Energieverbrauch F Stauraum F Köhlen/ Gefrieren F Geräusch F Einhaltung der Normen F Kältegas (R600a) W Lüfter	Kühlschrank - F Betriebspunkt -10/25÷45 bzw. -23,3/25÷45 ¹ F Energieverbrauch F Stauraum F Köhlen/ Gefrieren F Geräusch F Einhaltung der Normen F Kältegas (R600a) W Lüfter
1. Supersystem	Kältekompressor (Slave) F Slave F Optimierungspunkt -23,3/55 F Drehzahl (fix) F Lebensdauer F Kältegas (R600a) F COP F Q ₀ F Geräusch F Verschleißfestigkeit F Normen (VDE) - W Verdunstungsleistung F Stückzahl / Jahr W Gewicht W Kosten W Gaspulsation W Bauhöhe W Anzahl der Teile - W Varianten	Kältekompressor (Slave) F Slave F Optimierungspunkt -23,3/45 F Drehzahl (fix) F Lebensdauer F Kältegas (R600a) F COP F Q ₀ F Geräusch F Verschleißfestigkeit F Normen (VDE) - F Verdunstungsleistung F Stückzahl / Jahr W Gewicht W Kosten W Gaspulsation W Bauhöhe W Anzahl der Teile W Patentanmeldungen W Varianten	Kältekompressor (Master) F Master (Steuerungseinheit Kühlschrank) F Optimierungspunkt -10/25÷45 bzw. -23,3/25÷45 ¹ F Drehzahl (variabel) F Lebensdauer F Kältegas (R600a) F COP F Q ₀ F Geräusch F Verschleißfestigkeit F Normen (VDE) F Fixverluste minimieren F Verdunstungsleistung F Stückzahl / Jahr W Gewicht W Kosten W Gaspulsation F Bauhöhe W Anzahl der Teile W Patentanmeldungen W Varianten
System	Funktionsgruppe Kinematik KAPPA F Optimierungspunkt -23,3/55 F Drehzahl (fix) F Lebensdauer F Freigabetest F Termin F Kältegas (R600a) F Reliability F Umsetzbarkeit W Bauhöhe F Mineralöl W Gewicht F Verbindung mit den Schnittstellen W Leckage W Wirkungsgrad W Kosten W Kolbenlauf W Ölfördermenge (Ölpumpe) W Toleranzen W Anzahl der Bauteile W Varianten	Funktionsgruppe Kinematik (Delta) F Optimierungspunkt -23,3/45 F Drehzahl (fix) F Lebensdauer F Freigabetest F Termin F Kältegas (R600a) F Reliability F Umsetzbarkeit W Bauhöhe F Mineralöl W Gewicht F Verbindung mit den Schnittstellen W Leckage W Wirkungsgrad W Kosten W Kolbenlauf W Ölfördermenge (Ölpumpe) W Toleranzen W Anzahl der Bauteile W Varianten	Funktionsgruppe Kinematik ACT F Optimierungspunkt (?) F Drehzahl (variabel) F Lebensdauer F Freigabetest F Termin F Kältegas (R600a) F Reliability F Umsetzbarkeit F Bauhöhe - W Gewicht F Verbindung mit den Schnittstellen W Leckage W Wirkungsgrad W Kosten W Kolbenlauf - W Toleranzen W Anzahl der Bauteile W Varianten

Abbildung .4: Erstelltes 9-Felder-Modell

