

Literaturverzeichnis

- [1] AARLIEN, R.; BIRNDT, R.; BOCK, W.; BROESBY-OLSEN, F.; FLACKE, N.; GENTNER, H.; GROHMANN, S.; HEIDE, R.; JOERGENSEN, S. H.; KAISER, H.; KLÖCKER, K.; KÖHLER, J.; KRAUS, W. E.; LEMKE, N. C.; NEKSA, P.; PETERSEN, J.; RIEBERER, R.; SCHAFFRANIETZ, U.; SCHENK, J.; SCHMIDT, E. L.; SONNEKALB, M.; SPAN, R.; THIESSEN, H.; WALTER, C.; WOBST, E.: *Kohlendioxid - Besonderheiten und Einsatzchancen als Kältemittel*. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV), 1998
- [2] ADAC E.V.: *ADAC Position zum neuen Kältemittel R1234yf für Klimaanlage in Kraftfahrzeugen*. <https://www.adac.de>. Version: 25. November 2016
- [3] AFJEI, T.; SUTER, P.: A simulation Model for Inverter-Driven Scroll Compressors. Graz, Österreich: 3rd International Workshop on Research Activities On Advanced Heat Pumps, 1990
- [4] ALFRED BÖGE: *Handbuch Maschinenbau – Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik*. Springer Vieweg, 2013
- [5] APREA, Ciro; MAIORINO, Angelo: An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (2008), Nr. 6, S. 1006 – 1011
- [6] BAUMER GMBH: *Produktdatenblatt elektronische Drucktransmitter PDRx*. http://www.baumer.com/fileadmin/user_upload/international/Services/Download/Datenblaetter/PI/A1_Electronic_Pressure/Baumer_PDRx_DS_DE_1304.pdf. Version: 14. November 2016
- [7] BAUMGART, Rico: *Reduzierung des Kraftstoffverbrauches durch Optimierung von Pkw-Klimaanlagen*, Technische Universität Chemnitz erschienen in Verlag wissenschaftliches Arbeiten, Diss., 2010
- [8] BEBBER, David T.: *PVD-Schichten in Verdrängereinheiten zur Verschleiß- und Reibungsminimierung bei Betrieb mit synthetischen Estern*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen erschienen im Shaker Verlag, Diss., 2003
- [9] BOCKHOLT, Marcos: *Dynamische Optimierung von mobilen CO₂-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig erschienen in Fortschritt-Berichte des VDI Reihe 6, Energietechnik, Nr. 587, Diss., 2009
- [10] BOSTANCI, Emine: *Performance Analysis of Brushless DC Machines with Axially Displaceable Rotor*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover erschienen in AutoUni – Schriftenreihe, Diss., 2014

- [11] BÖSWIRTH, L.: Zur Berechnung des Quetsch- und Klebeeffektes bei dünnen flüssigkeitsgefüllten Spalten. In: *VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 7* (1978), Nr. 47, S. 1 – 48
- [12] BÖSWIRTH, L.: *Strömung und Ventilplattenbewegung in Kolbenverdichterventilen*. Eigenverl. L. Böswirth, 1994
- [13] BROWN, J. S.; YANA-MOTTA, Samuel F.; DOMANSKI, Piotr A.: Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R-134a. In: *International Journal of Refrigeration 25* (2002), Nr. 1, S. 19 – 32
- [14] CAILLAT, Jean-Luc; NI, Shima; DANIELS, Michael: A Computer Model for Scroll Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1998)
- [15] CAVALCANTE, Peterson: *Instationäre Modellierung und Sensitivitätsanalyse regelbarer CO₂ Axialkolbenverdichter*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2008
- [16] CHINEN, Takeshi; KATO, Hisataka; ICHIHARA, Masaya; MIZUNO, Hiroyuki: Development of Rotary Compressor for High-efficiency CO₂ Heat-pump Hot-Water Supply System. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2014)
- [17] CHO, H.; KIM, Lee M.: Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. In: *International Journal of Refrigeration 30* (2007), S. 664 – 671
- [18] CHO, H.; KIM, Lee M.: Numerical evaluation on the performance of advanced CO₂ cycles in the cooling mode operation. In: *Applied Thermal Engineering 29* (2009), S. 1485 – 1492
- [19] CHO, Ihn-Sung; OH, Seok-Hyung; JUNG, Jae-Youn: Lubrication characteristics between the vane and the rolling piston in a rotary compressor used for refrigeration and air-conditioning systems. In: *KSME International Journal 15* (2001), Nr. 5, S. 562 – 568
- [20] CHO, N. K.; YOUN, Y.; LEE, B. C.; MIN, M. K.: The Characteristics of Tangential Leakage in Scroll Compressors for Air-Conditioners. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2000)
- [21] CHRISTIAN, W.: *Probleme und Erkenntnisse an selbsttätigen Plattenventilen für Kolbenverdichter: Mitteilungen der Sektion Maschinenbau*. Akademie-Verlag, 1962 (Abhandlungen d. Deutschen Akad. d. Wiss. zu Berlin. Kl. für Math., Physik u. Technik)
- [22] CREUX, L.: *Rotary engine*. 3. Oktober 1905. – US Patent 801,182

- [23] DABIRI, A.E.; RICE, C.K.: Compressor-simulation model with corrections for the level of suction gas superheat. Cincinnati, OH, USA: Oak Ridge National Lab., TN (USA); Science Applications, Inc., La Jolla, CA (USA), 2007
- [24] DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *RICHTLINIE 2006/40/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlageanlagen in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates.* <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=0J%3AL%3A2006%3A161%3A0012%3A0018%3ADE%3APDF>. Version: 19. April 2016
- [25] DAS EUROPÄISCHE PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen.* <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=0J:L:2009:140:0001:0015:de:PDF>. Version: 19. April 2016
- [26] DEUTSCHE AKKREDITIERUNGSSTELLE GMBH: *Angabe der Messunsicherheit bei Kalibrierungen.* www.dakks.de, 11. November 2016
- [27] DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V.: *DIN 8877:1973-01: Leistungsprüfung von Kältemittel-Verdichtern.* Januar 1973
- [28] DINIZ, Marco C.; DESCHAMPS, Cesar J.: A NTU-Based Model to Estimate Suction Superheating In Scroll Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2014)
- [29] DISCONZI, F.; PEREIRA, E.; C., Deschamps: Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2012)
- [30] DRÖSE, H.; GEBAUER, K.; HARTUNG, H.; KÜPPERS, T.; LOY, C.; MAGZALCI, D.C.; NISSEN, H.; RESKE, T.: *Elektrisch angetriebener Kompressor für eine Fahrzeug-Klimaanlage.* 22. Januar 2004. – DE Patent App. DE2,003,122,352
- [31] DÜCK, Peter: *Permanentmagneterregte Synchronmaschinen und die Berechnung optimierter Kennfelder.* Institut für Antriebssysteme und Leistungselektronik der Leibniz Universität Hannover, Dokumentation Berechnungsprogramm zum Betriebsverhalten von PMSM und RSM, 2016
- [32] DUYAR, M.; DURSUNKAYA, Z.: Design Improvement Of A Compressor Bearing Using An Elasto-hydrodynamic Lubrication Model. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2002)
- [33] ECKHARDT, B.; MÄRZ, M.; SCHIMANEK, E.: Anforderungsgerechte Auslegung von Leistungselektronik im Antriebsstrang. München, Deutschland: Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen, 2008

- [34] EIFLER, W.; SCHLÜCKER, E.; SPICHER, U.; WILL, G.: *Küttner Kolbenmaschinen: Kolbenpumpen, Kolbenverdichter, Brennkraftmaschinen*. Vieweg Teubner Verlag, 2008
- [35] ELSON, J. P.; J., Amin J.: Experimental Evaluation of a Scotch-Yoke Compressor Mechanism. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1974)
- [36] EMERSON ELECTRIC COMPANY: *Produktdatenblatt Micro Motion Universal-Durchflusssysteme der R-Serie*. <http://www2.emersonprocess.com/siteadmincenter/PM%20Micro%20Motion%20Documents/ELITE-PDS-PS-00374.pdf>. Version: 14. November 2016
- [37] EUROPÄISCHES KOMITEE FÜR NORMUNG CEN: *DIN EN 1861:1998 Kälteanlagen und Wärmepumpen - Systemfließbilder und Rohrleitungs- und Instrumentenfließbilder - Gestaltung und Symbole*. Juli 1998
- [38] EUROPÄISCHES KOMITEE FÜR NORMUNG CEN: *DIN EN 13771-1: Kältemittel-Verdichter und Verflüssigungssätze für die Kälteanwendung - Leistungsprüfung und Prüfverfahren, Teil 1: Kältemittel-Verdichter*. 09. Januar 2003
- [39] FAGERLI, B. E.: On the Feasibility of Compressing CO₂ as Working Fluid in Scroll Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1998)
- [40] FINDEISEN, Dietmar; HELDUSER, Siegfried: *Simulation elektrohydraulischer Komponenten und Systeme*. Springer Berlin Heidelberg, 2015. – 807 – 883 S.
- [41] FISCHER, Rolf; LINSE, Hermann: *Elektrotechnik für Maschinenbauer*. Vieweg Teubner Verlag, 2005
- [42] FISCHER, U.: *Tabellenbuch Metall*. Verlag Europa-Lehrmittel Nourney, Vollmer, 2005 (Europa-Fachbuchreihe für Metallberufe)
- [43] FÖRSTERLING, S.: *Vergleichende Untersuchung von CO₂-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig erschienen in Cuvillier Verlag, Diss., 2004
- [44] FRENKEL, I.: *Kolbenverdichter: Theorie, Konstruktion und Projektierung*. Verlag Technik, 1969
- [45] FREUDENSTEIN, F.; MAKI, E. R.: Kinematic Structure of Mechanisms for Fixed and Variable-Stroke Axial-Piston Reciprocating Machines. In: *ASME. J. Mech., Trans., and Automation* 106 (1984), Nr. 3, S. 355 – 364
- [46] FRÖSCHLE, Manuel: Entwicklung einer transkritischen CO₂-Verdichterbaureihe für mittlere bis große Kälteleistungen. In: *Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV)* (2010)
- [47] G., Lorentzen: Revival of carbon dioxide as a refrigerant. In: *International Journal of Refrigeration* 17 (1994), Nr. 5, S. 292 – 301

- [48] GESELLSCHAFT, VDI: *VDI-Wärmeatlas*. Springer Berlin Heidelberg, 2005 (VDI-Wärmeatlas)
- [49] GORLA, C.; CONCLI, F.; STAHL, K.; HÖHN, B.-R.; M., Klaus; SCHULTHEISS, H.; STEPLINGER, J.-P.: CFD Simulations of Splash Losses of a Gearbox. In: *Advances in Tribology 2012* (2012), Nr. 616923
- [50] GROLL, Eckhard A.; KIM, Jun-Hyeung: Review article: review of recent advances toward transcritical CO₂ cycle technology. In: *HVAC&R Research* 13 (2007), S. 449 – 520
- [51] GROTH, K.; RINNE, G.; HAGE, F.: *Grundzüge des Kolbenmaschinenbaus II: Kompressoren*. Vieweg Teubner Verlag, 1995 (Studium Technik)
- [52] HABING, Reinder A.: *Flow and plate motion in compressor valves*, University of Twente, Diss., 2005
- [53] HAFNER, J.; GASPERSIC, B.: Dynamic Modeling of Reciprocating Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1990)
- [54] HAMMER, Hans; WERTENBACH, Jürgen: Carbon Dioxide (R 744) as supplementary heating device. Phoenix, USA: Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium, 2000
- [55] HASHEMI, Sohil; BOBACH, Lars; BARTEL, Dirk: Mehrkörpersimulation des Gleitschuh-Schrägscheiben-Kontaktes einer Axialkolbenpumpe unter Berücksichtigung von Sekundärkontakten und Mischreibung. In: *Reibung, Schmierung und Verschleiß, Aachen, GfT 2* (2015), S. 61/1 – 61/12
- [56] HEYL, Peter: *Untersuchungen transkritischer CO₂-Prozesse mit arbeitsleistender Entspannung: Prozessberechnungen, Auslegung und Test einer Expansions-Kompressions-Maschine*, Technische Universität Dresden erschienen in Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 62, Diss., 2000
- [57] HIBINO, S.; HAYASHI, S.; OTA, M.; KAWAGUCHI, M.: *Suction throttle valve of a compressor*. 2008. – EP Patent App. EP20,070,119,745
- [58] HIWATA, A.; IIDA, N.; FUTAGAMI, Y.; SAWEI, K.; ISHII, N.: Performance Investigation With Oil-Injection to Compression Chambers On CO₂-Scroll Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2002)
- [59] HO, Lee G.; SOO, Kim H.: High efficiency R744 compressor development for vehicle. Saalfelden, Österreich: VDA Alternate Refrigerant Winter Meeting, 2008
- [60] *Kapitel Kolbenmaschinen*. In: HÖLZ, Herbert; MOLLENHAUER, Klaus; TSCHÖKE, Helmut: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007, S. 1 – 90

- [61] HONEYWELL INTERNATIONAL INC.: *Hall Effect Sensing and Application*. <http://sensing.honeywell.com/honeywell-sensing-sensors-magneto-resistive-hall-effect-applications-\protect\discretionary{\char\hyphenchar\font}{-}{005715-2-en.pdf>. Version: 14. November 2016
- [62] HUBACHER, Beat; GROLL, Eckard A.: *Measurement of performance of carbon dioxide compressors*. http://lms.i-know.com/pluginfile.php/28864/mod_resource/content/108/Measurement%20and%20Performance%20of%20CO2%20Compressors.pdf. Version: 10. August 2016
- [63] HWANG, Y.; RADERMACHER, R.: Development of Hermetic Carbon Dioxide Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1998)
- [64] IBRAHIM, A. G. M.; FLEMING, J. S.: Leakage characteristics of CO₂ reciprocating compressors at off design conditions. In: *Compressor London C615* (2003), Nr. 057, S. 111 – 118
- [65] INABA, T.; SUGIHARA, M.; NAKAMURA, T.; KIMURA, T.; MORISHITA, E.: A Scroll Compressor with Sealing Means and Low Pressure Side Shell. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1986)
- [66] INFINEON TECHNOLOGIES AG: *Current Sensing Using Linear Hall Sensors*. http://www.infineon.com/dgdl/Current_Sensing_Rev.1.1.pdf?fileId=db3a304332d040720132d939503e5f17. Version: 18. November 2016
- [67] ISHII, N.; BIRD, K.; SANO, K.; OONO, M.; S., Iwamura: Refrigerant Leakage Flow Evaluation for Scroll Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1996)
- [68] ITOH, Satoshi: World's First CO₂ Air Conditioning System. In: *AutoTechnology* 4, Nr. 1, S. 40 – 43
- [69] IVANTYSYN, J.; IVANTYSNOVA, M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren: Konstruktion und Berechnung*. Vogel-Fachbuch, 1993
- [70] IVANTYSNOVA, Monika; BAKER, Jonathan: Power Loss in the Lubricating Gap between Cylinder Block and Valve Plate of Swash Plate Type Axial Piston Machines. In: *International Journal of Fluid Power* 10 (2009), Nr. 2, S. 29 – 43
- [71] JEONG, Heon-Sul; KIM, Hyoung-Eui: On the instantaneous and average piston friction of swash plate type hydraulic axial piston machines. In: *KSME International Journal* 18 (2004), Nr. 10, S. 1700 – 1711
- [72] JOO, J. M.; OH, S. K.; KIM, G. K.; KIM, S. H.: Optimal Valve Design for Reciprocating Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2000)

- [73] JORGENSEN, S. H.: Variable Automotive CO₂ Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1998)
- [74] JÜRGEN, Süß: *Untersuchungen zur Konstruktion moderner Verdichter für Kohlendioxid als Kältemittel*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover erschienen in Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 59, Diss., 1998
- [75] K., Wang S.: *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. McGraw-Hill Education: New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico City, Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto, 2001
- [76] KAISER, Harald: *System- und Verlustanalyse von Kältemittelverdichtern unterschiedlicher Bauart*, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover erschienen in Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 14, Diss., 1985
- [77] KELLNER, Sven L.: *Parameteridentifikation bei permanenterregten Synchronmaschinen*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 2012
- [78] KG, Schaeffler Technologies GmbH & C.: *Wälzlager*. Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 2014. – HR1
- [79] KIMURA, K.; SHIMIZU, I.; TARAO, S.; HISHINUMA, Y.: *Scroll compressor*. 15. Juli 2004. – US Patent App. 10/742,357
- [80] KOBOLD MESSRING GMBH: *Produktdatenblatt Zahnrad Durchflussmesser DZR*. <http://www.kobold.com/uploads/files/dzr-de-durchfluss-1.pdf>. Version: 01. November 2016
- [81] KÖHLER, E.; FLIERL, R.: *Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors ; mit 25 Tabellen*. Vieweg Teubner Verlag, 2009 (ATZ-MTZ Fachbuch)
- [82] KÖHLER, J.; SONNEKALB, M.; KAISER, H.: A Transcritical Refrigeration Cycle with Carbon Dioxide for Bus Air Conditioning and Transport Refrigeration. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1998)
- [83] KÖHLER, J.; SONNEKALB, M.; KAISER, H.; B., Lauterbach: CO₂ as Refrigerant for Bus Air Conditioning and Transport Refrigeration. Trondheim, Norwegen: IEA Heat Pump Centre/IIR Workshop on CO₂ Technology in Refrigeration, Heat Pump & Air Conditioning Systems, 1997
- [84] KOLAR, J. W.; ERTL, H.; C., Zach F.: Influence of the Modulation Method on the Conduction and Switching Losses of a PWM Converter System. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 27 (1991), Nr. 6
- [85] KOO, In H.; SHIN, Dong K.: Shape Optimization of Oldham Coupling in Scroll Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2004)

- [86] KOSZALKA, Grzegorz; GUZIK, Mirosław: Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine. In: *Polish Maritime Research* 4 (2014), Nr. 84, S. 66 – 78
- [87] KULITE SEMICONDUCTOR PRODUCTS INC.: *Miniature Ruggedized High Temperature Pressure Transducer*. <http://www.kulite.com/docs/products/XTEL-190.pdf>. Version: 09. Mai 2016
- [88] KULITE SEMICONDUCTOR PRODUCTS INC.: *Transducer Handbook*. http://www.kulite.com/docs/transducer_handbook/section2.pdf. Version: 09. Mai 2016
- [89] LACERDA, J. F.; TAKEMORI, C. K.: Predicting the Suction Gas Superheating in Reciprocating Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2014)
- [90] LAMBERS, Klaus J.; SÜSS, Jürgen; KÖHLER, Jürgen: Der Verdichtungsprozess von Verdrängungsverdichtern, KI Kälte-, Luft- und Klimatechnik, 2007
- [91] LEHRMANN, Christian; DREGER, Uwe; LIENESCH, Frank: *Wirkungsgradbestimmung an elektrischen Maschinen*. https://www.ptb.de/cms/fileadmin/internet/fachabteilungen/abteilung_3/explosionsschutz/Veroeffentlichungen/372/Lehrmann_1011.pdf. Version: 20. April 2016
- [92] LEMKE, N. C.; KÖNIG, M.; HENNIG, J.; FÖRSTERLING, S.; KÖHLER, J.: Transient Experimental and 3D-FSI Investigation of Flapper Valve Dynamics for Refrigerant Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2016)
- [93] LEMKE, Nicholas C.: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig erschienen in Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 73, Diss., 2005
- [94] LEMORT, B. E.; DECLAYE, S.; QUOILIN, S.: Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine cycle. In: *Journal of Power and Energy* 226 (2012), Nr. 1, S. 126 – 136
- [95] LIU, Hongsheng; CHEN, Jiangping; CHEN, Zhijiu: Experimental investigation of a CO₂ automotive air conditioner. In: *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), Nr. 8, S. 1293 – 1301. – CO₂ as Working Fluid - Theory and Applications
- [96] LOHN, S. K.; PEREIRA, E. L. L.; CAMARA, H. F.; DESCHAMPS, C. J.: Experimental Investigation of Damping Coefficient for Compressor Reed Valves. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2016)
- [97] MAGTROL GMBH: *Produktdatenblatt Serie TM Drehmomentmesswellen*. http://www.magtrol.de/datenblatter/tm309-313_de.pdf. Version: 11. November 2016

- [98] MAGZALCI, Dikran-Can: *Konstruktive und energetische Betrachtung von CO₂-PKW-Klimaverdichtern*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2005
- [99] MANRING, Noah D.; A., Damtew F.: The Control Torque on the Swash Plate of an Axial-Piston Pump Utilizing Piston-Bore Springs. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* 123 (2001), Nr. 3, S. 471 – 478
- [100] MÄRZ, M.; ECKARDT, B.; SCHIMANEK, E.: *Leistungselektronik für Hybridfahrzeuge – Einflüsse von Bordnetztopologie und Traktionsspannungslage*. Karlsruhe, Deutschland: Internationaler ETG Kongress, 2007
- [101] MATTHIES, H.J.; RENIUS, K.T.: *Einführung in die Ölhdraulik*. Teubner, 2006 (Lehrbuch Maschinenbau)
- [102] MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D.: An analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1998)
- [103] MOLINA, J. M.; ROWLAND, F. S.: Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. In: *Nature* 249 (2014), Nr. 84, S. 810 – 812
- [104] MORRIESEN, A.; DESCHAMPS, C. J.; PEREIRA, E. L. L.; DUTRA, T.: NUMERICAL PREDICTION OF SUPERHEATING IN THE SUCTION MUFFLER OF A HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSOR. Gramado, RS, Brasilien: Proceedings of COBEM 2009, 2009
- [105] OOI, K. T.: Heat transfer study of a hermetic refrigeration compressor. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), Nr. 15, S. 1931 – 1945
- [106] PARSCH, Willi; BRUNSCH, Bernd: *Der CO₂ Kompressor*, 7. LuK Kolloquium, 2002
- [107] PEPPERL+FUCHS GMBH: *Produktdatenblatt Inkrementaldrehgeber MNI40N*. http://files.pepperl-fuchs.com/selector_files/navi/productInfo/edb/t42651_eng.pdf. Version: 11. November 2016
- [108] PEREZ-GARCIA, V.; BELMAN-FLORES, J.M.; NAVARRO-ESBRI, J.; RUBIO-MAYA, C.: Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO₂ as refrigeration mode based on simulation. In: *Applied Thermal Engineering* 51 (2013), Nr. 1 - 2, S. 1038 – 1046
- [109] PEREZ-SEGARRA, C.D.; RIGOLA, J.; SORIA, M.; OLIVA, A.: Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. In: *International Journal of Refrigeration* 28 (2005), Nr. 4, S. 579 – 593
- [110] PIZARRO-RECABARREN, R. A.; J., Barbosa J.; DESCHAMPS, C. J.: Modeling the Stiction Effect in Automatic Compressor Valves. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2012)

- [111] PLANK, R.: *Die schöpferische Leistung von Carl von Linde im Spiegel der Entwicklung der Kältetechnik*. Linde Jubiläumsschrift – 50 Jahre, 1954
- [112] PRAKASH, R.; SINGH, R.: Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (1974)
- [113] PROBST, U.: *Leistungselektronik für Bachelors: Grundlagen und praktische Anwendungen*. Fachbuchverlag Leipzig im Carl-Hanser-Verlag, 2008
- [114] RAISER, Harald: *Untersuchung des transienten Verhaltens von CO₂-PKW-Klimaanlagen mit Niederdrucksammler*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig erschienen im Cuvillier Verlag Göttingen, Diss., 2005
- [115] REICHELT, Johannes: *Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln – auf Straße und Schiene*. C.F. Müller Verlag, 1996
- [116] RENIUS, K.T.: *Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen*. VDI-Verlag, 1974 (VDI-Forschungsheft)
- [117] ROESSEL-MESSSTECHNIK GMBH: *Produktdatenblatt Mantelthermoelemente*. http://www.roessel-messtechnik.de/webro-wAssets/docs/product-information/german/pi-071-metal-sheathed_de.pdf. Version: 14. November 2016
- [118] SAMER, Sawalha: Using CO₂ in Supermarket Refrigeration. In: *ASHRAE Journal* 47 (2005), Nr. 8, S. 26 – 30
- [119] SCHARFF, Dirk; KAISER, Christian; TEGETHOFF, Wilhelm; HUHN, Michaela: Ein einfaches Verfahren zur Bilanzkorrektur in Kosimulationsumgebungen. In: *SIMVEC - Berechnung, Simulation und - Erprobung im Fahrzeugbau*, 2012
- [120] SCHEIRETOV, T. K. AND CUSANO, C.: *Tribological Evaluation of Compressor Contacts -Retrofitting and Materials Studies*. Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois, 1993
- [121] SCHNEIDER, Peter; GUNTERMANN, Bernd; KLOTTEN, Thomas; HECKT, Roman; WOELK, Peter M.: *REFRIGERANT SCROLL COMPRESSOR FOR MOTOR VEHICLE AIR CONDITIONING SYSTEMS*. <http://patents.com/us-20140037485.html>. Version: 14. Februar 2014. – US Patent 2014/0037485 A1
- [122] SCHRÖDER, D.: *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. Springer Berlin Heidelberg, 2009 (Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen Bd. 10)
- [123] SCHULZE, Christian: *A contribution to numerically efficient modelling of thermodynamic systems*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2014

- [124] SEETON, Chris J.: *CO₂-lubricant two-phase flow patterns in small horizontal wetted wall channels: The effects of refrigerant/lubricant thermophysical properties*, University of Illinois at Urbana-Champaign, Diss., 2009
- [125] SHAH, Ramesh K.: Automotive Air-Conditioning Systems—Historical Developments, the State of Technology, and Future Trends. In: *Heat Transfer Engineering* 30 (2009), Nr. 9, S. 720 – 735
- [126] SILVA, L. R.; J., Deschamps C.: Modeling of Gas Leakage through Compressor Valves. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2012)
- [127] SONNEKALB, Michael: *Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel in Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen, Messung und Simulation*, Technische Universität Carolo Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2002
- [128] SPAN, R.; LEMMON, E. W.; T., Jacobsen R.; WAGNER, W.: A Reference Quality Equation of State for Nitrogen. In: *International Journal of Thermophysics* 19 (1998)
- [129] SPAN, R.; WAGNER, W.: A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering for Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. In: *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 25 (1996), S. 1509 – 1596
- [130] SÜSS, Jürgen; VEJE, Christian: Development and Performance Measurements of a Small Compressor for Transcritical CO₂ Applications. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2004)
- [131] TAKEUCHI, Makoto: *Development of CO₂ Scroll Compressor for Automotive Air-conditioning Systems*. <http://www.sae.org/altrefrigerant/presentations/mitsubishi.pdf>. Version: 20. April 2016
- [132] TEGETHOFF, Wilhelm: *Eine objektorientierte Simulationsplattform für Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig erschienen in Fortschritt-Berichte des VDI Reihe 19, Wärmetechnik/Kältetechnik, Nr. 118, Diss., 1999
- [133] TELEDYNE LECROY GMBH: *Produktdatenblatt Current Probes*. http://cdn.teledynelecroy.com/files/pdf/lecroy_current_probes_datasheet.pdf. Version: 11. November 2016
- [134] TELEDYNE LECROY GMBH: *Produktdatenblatt High Voltage Differential Probes*. http://cdn.teledynelecroy.com/files/pdf/hvd3000-probes_datasheet.pdf. Version: 11. November 2016
- [135] TELEDYNE LECROY GMBH: *Produktdatenblatt Motor Drive Analyzers*. <http://cdn.teledynelecroy.com/files/pdf/mda800-motordrive-analyzers-ds.pdf>. Version: 11. November 2016

- [136] TIAN, Hua; YANG, Zhao; LI, MinXia; MA, YiTai: Research and application of CO₂ refrigeration and heat pump cycle. In: *Science in China Series E: Technological Sciences* 52 (2009), Nr. 6, S. 1563 – 1575
- [137] TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; T., Prata A.; FERREIRA, R. T. S.: Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors, 1992
- [138] TOUBER, Simon: *A contribution to the improvement of compressor valve design*, Delft University of Technology, Diss., 1976
- [139] TOYAMA, Toshiyuki; MATSUURA, Hideki; YOSHIDA, Yoshiaki: Visual Techniques to Quantify Behavior of Oil Droplets in a Scroll Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2006)
- [140] VESOVIC, V.; WAKEHAM, W. A.; OLCHOWY, G. A.; SENGERS, J. V.; WATSON, J. T. R.; MILLAT, J.: The Transport Properties of Carbon Dioxide. In: *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 19 (1990)
- [141] WEIGAND, B.; KÖHLER, J.; WOLFERSDORF, J. von: *Thermodynamik kompakt*. Springer Berlin Heidelberg, 2013
- [142] WIESCHOLLEK, Florian; HECKT, Roman: Improved Efficiency for Small Cars with R744. Saalfelden, Österreich: VDA Alternate Refrigerant Winter Meeting, 2007
- [143] WOLF, Frank: Automotive Air Conditioning and Heat Pump Systems. Saalfelden, Österreich: VDA Alternate Refrigerant Winter Meeting, 2002
- [144] WUJEK, S.; BOWERS, C.; OKARMA, P.; URREGO, R.; HESSEL, E.; T., Benanti: Effect of Lubricant-Refrigerant Mixture Properties on Compressor Efficiencies. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2014)
- [145] WUJEK, S.; PEUKER, S.; MAI, H.; BOWER, J.; KOFFLER, M.: Method for Measuring Oil Contained in Air-Conditioning Components. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2010)
- [146] YANG, B.; BRADSHAW, C. R.; A., Groll E.: Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings. In: *International Journal of Refrigeration* 36 (2013), Nr. 7, S. 1925 – 1937
- [147] YANO, Kenji; NAKAO, Hideto; SHIMOJI, Mihoko: Development of Large Capacity CO₂ Scroll Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2008)
- [148] YI, Fengshou; QIAN, Yonggui: Developing a Compact Automotive Scroll Compressor. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2008)

- [149] YOSHIDA, Hirofumi; SAKUDA, Atsushi; FUTAGAMI, Yoshiyuki; MORIMOTO, Takashi; ISHII, Noriaki: Clearnace Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2008)
- [150] YOUN, Y.; CHO, N. K.; LEE, B. C.; MIN, M. K.: The Characteristics of Tip Leakage in Scroll Compressors for Air Conditioners. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue University* (2000)
- [151] ZWICK GMBH & CO. KG: *Produktinformation Kraftaufnehmer Xforce P, Xforce HP und Xforce K*. https://www.zwick.de/-/media/files/sharepoint/vertriebsdoku_pi/03_716_xforce_pi_d.pdf. Version: 18. November 2016

A Messunsicherheiten der experimentellen Untersuchungen

Im Folgenden werden die Messunsicherheiten der experimentellen Untersuchungsansätze nach Kapitel 4 ermittelt. Die nachstehend ermittelten erweiterten Standardmessunsicherheiten werden in Kapitel 5 im Rahmen der Darstellung der experimentellen Ergebnisse berücksichtigt.

A.1 Bestimmung der erweiterten Standardmessunsicherheit an Komponenten

Für eine Fehlerabschätzung der ermittelten Wirkungsgrade der Leistungselektronik (vgl. Gleichung 2.50), des Elektromotors (vgl. Gleichung 2.51) und des Gesamtantriebsstranges (vgl. Gleichung 2.52) sind zunächst die Messunsicherheiten der elektrischen und mechanischen Leistungsanteile zu berücksichtigen, um anschließend die Messunsicherheit der abgeleiteten Wirkungsgrade bewerten zu können. Die im Folgenden dargestellten Ansätze zur Beschreibung der erweiterten Standardmessunsicherheit erfolgen nach der Veröffentlichung „Angabe der Messunsicherheit bei Kalibrierungen“ [26].

A.1.1 Elektrische Leistung am Eingang der Leistungselektronik

Die elektrische (Wirk-)Leistung, welche der Leistungselektronik zugeführt wird, ergibt sich unter idealen Bedingungen für rein Ohm'sche Verbraucher zu

$$P_{DC,\Omega} = U_{DC,\Omega} \cdot I_{DC,\Omega}. \quad (A.1)$$

Der Index *DC* indiziert diejenige elektrische Leistung, die der Leistungselektronik (aus einer Batterie oder einem Netzteil) zugeführt und anschließend wechselgerichtet wird. Unter realen Betriebsbedingungen ist der elektrischen Leistung $P_{DC,\Omega}$ ein Wechselanteil der zugeführten elektrischen Leistung überlagert. Mithilfe der Augenblickswerte von Spannung u und Strom i gilt

$$P_{DC,r} = u_{DC,r} \cdot i_{DC,r}. \quad (A.2)$$

Für die Standardmessunsicherheit der elektrischen Leistung, welche der Leistungselektronik zugeführt wird, gilt [26]

$$u_{P_{DC,r}}(u_{DC,r}, i_{DC,r}) = \sqrt{c_{u_{DC,r}}^2 \cdot u_{u_{DC,r}}^2 + c_{i_{DC,r}}^2 \cdot u_{i_{DC,r}}^2} \quad (A.3)$$

mit

$$c_{u_{DC,r}} = \left[\frac{\partial(P_{DC,r})}{\partial(u_{DC,r})} \right]_{u_{DC,r, \text{mess}}, i_{DC,r, \text{mess}}} = i_{DC,r, \text{mess}} \quad (A.4)$$

$$c_{i_{DC,r}} = \left[\frac{\partial(P_{DC,r})}{\partial(i_{DC,r})} \right]_{u_{DC,r,mess}, i_{DC,r,mess}} = u_{DC,r,mess} \quad (A.5)$$

In Abhängigkeit von der Verteilungsform der Standardmessunsicherheit ist der geschätzte Streubereich anzugeben. Es wird eine Rechteckverteilung mit konstanter Wahrscheinlichkeitsdichte zwischen den Grenzwerten a_+ und a_- (der Schätzwert μ liegt mit einem Grad des Vertrauens von 100 % innerhalb des Streubereiches $2a$) angenommen [26]. Es gilt [26, 134, 133]

$$u_{u_{DC,r}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{u_{DC,r}} \approx 0,58 \cdot 0,01 \cdot u_{DC,r,mess} \quad (A.6)$$

$$u_{i_{DC,r}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{i_{DC,r}} \approx 0,58 \cdot 0,01 \cdot i_{DC,r,mess} \quad (A.7)$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt [26]

$$U_{P_{DC,r}} = k \cdot u_{P_{DC,r}} \quad (A.8)$$

Die im Rahmen der Arbeit entwickelten Werte der erweiterten Standardmessunsicherheit mit $k = 2$ beziehen sich auf einen Grad des Vertrauens von 95,45 % (2σ -Konfidenzniveau). Für die relative Standardmessunsicherheit gilt [26]

$$w_{P_{DC,r}} = \left[\frac{u_{P_{DC,r}}}{P_{DC,r}} \right]_{u_{DC,r,mess}, i_{DC,r,mess}} \quad (A.9)$$

A.1.2 Elektrische Leistung am Eingang des E-Motors

Die elektrische Leistung P_{AC} , die dem E-Motor zugeführt wird, ergibt sich aus der Summe der drei Leistungsanteile der stromführenden Leiter U, W und V [41]

$$P_{AC} = P_{AC,U} + P_{AC,V} + P_{AC,W} \quad (A.10)$$

Im betrachteten Fall eines Dreileitersystems ohne Neutralleiter und symmetrischer Last gilt [41]

$$i_U + i_V + i_W = 0 \quad (A.11)$$

Die Leistungsmessung kann mithilfe der Aronschaltung auf zwei Differenzspannungs- und zwei Strommessungen begrenzt werden. Unter Berücksichtigung der Augenblickswerte der Spannung und des Stroms gilt [41]

$$P_{AC} = u_{AC,UW} \cdot i_{AC,U} + u_{AC,VW} \cdot i_{AC,V} \quad (A.12)$$

Für die Standardmessunsicherheit der elektrischen Leistung gilt

$$\begin{aligned} u_{P_{AC}}(u_{AC,UW}, i_{AC,U}, u_{AC,VW}, i_{AC,V}) = & \sqrt{c_{u_{AC,UW}}^2 \cdot u_{u_{AC,UW}}^2 + c_{i_{AC,U}}^2 \cdot u_{i_{AC,U}}^2} \\ & + c_{u_{AC,VW}}^2 \cdot u_{u_{AC,VW}}^2 + c_{i_{AC,V}}^2 \cdot u_{i_{AC,V}}^2 \end{aligned} \quad (A.13)$$

mit

$$c_{u_{AC,UW}} = \left[\frac{\partial(P_{AC})}{\partial(u_{AC,UW})} \right]_{u_{AC,UW,mess}, i_{AC,U,mess}, u_{AC,VW,mess}, i_{AC,V,mess}} = i_{AC,U,mess} \quad (A.14)$$

$$c_{i_{AC,U}} = \left[\frac{\partial(P_{AC})}{\partial(i_{AC,U})} \right]_{u_{AC,UW,mess}, i_{AC,U,mess}, u_{AC,VW,mess}, i_{AC,V,mess}} = u_{AC,UW,mess} \quad (A.15)$$

$$c_{u_{AC,VW}} = \left[\frac{\partial(P_{AC})}{\partial(u_{AC,VW})} \right]_{u_{AC,UW,mess}, i_{AC,U,mess}, u_{AC,VW,mess}, i_{AC,V,mess}} = i_{AC,V,mess} \quad (A.16)$$

$$c_{i_{AC,V}} = \left[\frac{\partial(P_{AC})}{\partial(i_{AC,V})} \right]_{u_{AC,UW,mess}, i_{AC,U,mess}, u_{AC,VW,mess}, i_{AC,V,mess}} = u_{AC,VW,mess} \quad (A.17)$$

und wiederum für die Annahme einer Rechteckverteilung [134, 133]

$$u_{u_{AC,UW}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{u_{AC,UW}} \approx 0,58 \cdot 0,01 \cdot u_{AC,UW,mess} \quad (A.18)$$

$$u_{i_{AC,U}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{i_{AC,U}} \approx 0,58 \cdot 0,01 \cdot i_{AC,U,mess} \quad (A.19)$$

$$u_{u_{AC,VW}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{u_{AC,VW}} \approx 0,58 \cdot 0,01 \cdot u_{AC,VW,mess} \quad (A.20)$$

$$u_{i_{AC,V}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{i_{AC,V}} \approx 0,58 \cdot 0,01 \cdot i_{AC,V,mess} \quad (A.21)$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt

$$U_{P_{AC}} = k \cdot u_{P_{AC}} \quad (A.22)$$

Für die relative Standardmessunsicherheit gilt

$$w_{P_{AC}} = \left[\frac{u_{P_{AC}}}{P_{AC}} \right]_{u_{AC,UW,mess}, i_{AC,U,mess}, u_{AC,VW,mess}, i_{AC,V,mess}} \quad (A.23)$$

A.1.3 Mechanische Leistung

Die mechanische Leistung wird im Rahmen der Blowby- (vgl. Kapitel C) und Wirkungsgradmessungen am elektrischen Antriebsstrang (vgl. Abschnitt 4.3) am Verdichter mit externer Wellenausführung erfasst. Für die mechanische Leistung gilt

$$P_A = 2\pi \cdot f_A \cdot M_A \quad (A.24)$$

Für die Standardmessunsicherheit der mechanischen Leistung gilt damit

$$u_{P_A}(M_A, f_A) = \sqrt{c_{M_A}^2 \cdot u_{M_{A,ges}}^2 + c_{f_A}^2 \cdot u_{f_A}^2} \quad (\text{A.25})$$

mit

$$c_{M_A} = \left[\frac{\partial(P_A)}{\partial(M_A)} \right]_{f_{A,mess}, M_{A,mess}} = 2\pi \cdot f_{A,mess} \quad (\text{A.26})$$

$$c_{f_A} = \left[\frac{\partial(P_A)}{\partial(f_A)} \right]_{f_{A,mess}, M_{A,mess}} = 2\pi \cdot M_{A,mess} \cdot \quad (\text{A.27})$$

Für den Gesamtfehler der Drehmomentmessung aus überlagertem Temperatur-, Linearitäts-, Hysterese- und Langzeitstabilitätseinfluss gilt

$$u_{M_{A,ges}} = \sqrt{u_{M_{A,T}}^2 + u_{M_{A,Lin/Hys}}^2 + u_{M_{A,Lang}}^2} \quad (\text{A.28})$$

Der kombinierte Temperatureinfluss auf den Nullpunkt und die Empfindlichkeit der Drehmomentmessung im kompensierten Temperaturbereich (10 bis 60 °C) ergibt sich wiederum für die Annahme einer Rechteckverteilung zu [97]

$$u_{M_{A,T}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{M_{A,T}} \approx 0,58 \cdot \frac{0,001 \cdot M_{Nenn} \cdot |T_{mess} - T_{kal}|}{10\text{K}} \quad (\text{A.29})$$

Es wird dabei für alle Messungen eine Temperaturabweichung von 10 K im Vergleich zum Temperaturbezugs-Kalibrierwert angenommen. Der Einfluss der kombinierten Standardmessunsicherheit aufgrund von Linearitäts- und Hystereseinfluss ergibt sich für die Annahme einer Rechteckverteilung zu [97]

$$u_{M_{A,Lin/Hys}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{M_{A,Lin/Hys}} \approx 0,58 \cdot 0,001 \cdot M_{Nenn} \quad (\text{A.30})$$

Der Einfluss der Langzeitstabilität auf die Messabweichung ergibt sich für den Zeitpunkt der Messungen unter Berücksichtigung einer Rechteckverteilung zu [97]

$$u_{M_{A,Lang}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{M_{A,Lang}} \approx 0,58 \cdot 0,0005 \cdot M_{Nenn} \quad (\text{A.31})$$

Das Nenn Drehmoment wurde jeweils mit $M_{Nenn} = 20\text{N m}$ berücksichtigt [97]. Für die Messunsicherheit des Drehzahlsignals anhand eines Drehgebers an der Antriebswelle ergibt sich unter Berücksichtigung einer Normalverteilung die Wiederholgenauigkeit zu [107]

$$u_{f_A} = 1 \cdot a_{f_A} = 1 \cdot \frac{0,0166}{360} \cdot f_{A,mess} \quad (\text{A.32})$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt

$$U_{P_A} = k \cdot u_{P_A} \quad (\text{A.33})$$

Für die relative Standardmessunsicherheit gilt

$$w_{P_A} = \left[\frac{u_{P_A}}{P_A} \right]_{f_{A,mess}, M_{A,mess}} \quad (\text{A.34})$$

A.1.4 Elektrische Wirkungsgradbewertung

Die Gesamt-Standardmessunsicherheit der abgeleiteten Wirkungsgradbetrachtung ergibt sich für den Leistungselektronik-Wirkungsgrad zu

$$u_{\eta_{LE}} = \sqrt{u_{P_{DC,r}}^2 + u_{P_{AC}}^2}. \quad (\text{A.35})$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt

$$U_{\eta_{LE}} = k \cdot u_{\eta_{LE}}. \quad (\text{A.36})$$

Für die relative Standardmessunsicherheit gilt

$$w_{\eta_{LE}} = \left[\frac{u_{\eta_{LE}}}{\eta_{LE}} \right]_{P_{DC,r,mess}, P_{AC,mess}}. \quad (\text{A.37})$$

Die Gesamt-Standardmessunsicherheit ergibt sich für den E-Motor-Wirkungsgrad zu

$$u_{\eta_{EM}} = \sqrt{u_{P_A}^2 + u_{P_{AC}}^2} \quad (\text{A.38})$$

mit der erweiterten Standardmessunsicherheit

$$U_{\eta_{EM}} = k \cdot u_{\eta_{EM}} \quad (\text{A.39})$$

und der relativen Standardmessunsicherheit

$$w_{\eta_{EM}} = \left[\frac{u_{\eta_{EM}}}{\eta_{EM}} \right]_{P_{A,mess}, P_{AC,mess}}. \quad (\text{A.40})$$

Die Gesamt-Standardmessunsicherheit für den Gesamt-Antriebsstrang-Wirkungsgrad ergibt sich zu

$$u_{\eta_{ges}} = \sqrt{u_{P_{DC,r}}^2 + u_{P_A}^2} \quad (\text{A.41})$$

mit der erweiterten Messunsicherheit

$$U_{\eta_{ges}} = k \cdot u_{\eta_{ges}} \quad (\text{A.42})$$

und der relativen Messunsicherheit

$$w_{\eta_{ges}} = \left[\frac{u_{\eta_{ges}}}{\eta_{ges}} \right]_{P_{A,mess}, P_{DC,r,mess}}. \quad (\text{A.43})$$

A.1.5 Indizierte Leistung

Die Drehzahlerfassung für die Indizierung am hermetischen Verdichter erfolgt mithilfe von Hall-Schaltern (vgl. Abschnitt 4.2). Nach Gleichung 4.5 gilt für die Gesamt-Standardmessunsicherheit der indizierten Leistung

$$u_{P_{ind}}(W_{V,ind}, f_A) = \sqrt{c_{W_{V,ind}}^2 \cdot u_{W_{V,ind}}^2 + c_{f_A}^2 \cdot u_{f_A}^2} \quad (\text{A.44})$$

mit

$$c_{W_{V,ind}} = \left[\frac{\partial(P_{ind})}{\partial(W_{V,ind})} \right]_{W_{V,ind,mess}, f_{A,mess}} = z \cdot f_A \quad (A.45)$$

$$c_{f_A} = \left[\frac{\partial(P_{ind})}{\partial(f_A)} \right]_{W_{V,ind,mess}, f_{A,mess}} = z \cdot W_{V,ind}. \quad (A.46)$$

Die Messunsicherheit der indizierten Arbeit ergibt sich anhand der Messunsicherheit der Kolben-OT-Erfassung. Ein Einfluss der Messunsicherheit des Zylinderdruckes auf die Messunsicherheit der indizierten Arbeit besteht nicht. Die Bewertung der Messunsicherheit des Zylinderdruckes ist dennoch im Hinblick auf die Bewertung von Ventilverlusten und zur Modellvalidierung von Interesse und wird daher betrachtet. Die Messunsicherheit der Zylinderdruckmessung gilt wiederum nach Gleichung A.76. Die Unsicherheit der Druckmessung aufgrund von Temperaturabweichungen zwischen der Mess- und Kalibriertemperatur der Sensorik wird für die Bestimmung des Zylinder- und Kammerdruckes des Verdichters mit Temperaturkompensation (vgl. Gleichung 4.7) vernachlässigt. Mit der kombinierten Messunsicherheit aufgrund von Linearitäts-, Hysterese und Wiederholgenauigkeitsabweichungen unter Annahme einer Rechteckverteilung gelten wiederum Gleichungen A.79 und A.80 [87]. Der Nenndruck der verwendeten Sensoren ist mit 160 bar zu berücksichtigen.

Die Standardmessunsicherheit der Kolben-OT- und zugleich Antriebswellen-Drehwinkel-Bestimmung wird in diesem Zusammenhang als Resultat von realen mechanischen Bauteileigenschaften und Messunsicherheiten des Hall-Schalters bestimmt

$$u_{\varphi(OT)_{ges}} = \sqrt{u_{\varphi(OT)_{mech}}^2 + u_{\varphi(OT)_{Hall,TC}}^2 + u_{\varphi(OT)_{Hall,T0}}^2}. \quad (A.47)$$

Die realen mechanischen Bauteileigenschaften berücksichtigen den Einfluss von:

- Spielpassung zwischen Kolben und Zylinderlaufbuchse: Kolbenverkipfung in der Zylinderlaufbuchse $\left(\frac{d_L}{d_K} \approx 0,343 \% \right)$
- Betriebs-Wälzlagerspiel der Radiallager ($\approx 15 \mu\text{m}$)
- Bauteilelastizitäten (Antriebswelle inkl. Stützscheibe, Axiallager)
- Spielpassung zwischen Gleitstein und Taumelscheibe ($\approx 15 \mu\text{m}$)

Die nachstehend aufgeführten Messunsicherheiten der Kolben-OT-Lage ergeben sich als Winkeldifferenz zwischen der maximalen idealen Kolbenauslenkung und der Kolbenauslenkung im belasteten realen Zustand unter Berücksichtigung von mechanischen Toleranzen. Der ideale OT des Kolbens wird in diesem Zusammenhang beschrieben als die maximale Auslenkung des Kolbens in x-Richtung. Dabei ist die ideale Kolbenposition als der Schnittpunkt zwischen der Kolbenbodenfläche und der Symmetrieachse der Laufbuchse in x-Richtung für die ideale Kolbenkinematik ohne die oben aufgeführten mechanischen Bauteileigenschaften definiert. Der reale OT des Kolbens wird als der Schnittpunkt zwischen der Kolbenbodenfläche und der Symmetrieachse der Kolbens beschrieben.

Der überlagerte Einfluss der realen mechanischen Bauteileigenschaften auf den Kolben-OT lässt sich in geeigneter Weise mithilfe von Mehrkörpersimulation (MKS) bewerten.

Die MKS erlaubt es, das reale Verhalten von verformbaren Körpern unter Vorgabe von Reibkontakten und kinematischen Eigenschaften zu beschreiben. Die Freiheitsgrade der Bewegung werden über Gelenk-Ersatzmodelle eingeschränkt. Abbildung A.1 zeigt die Auswertung der berechneten OT-Abweichung für vier ausgewählte Betriebsszenarien eines Betriebspunktes nach Tabelle A.1.

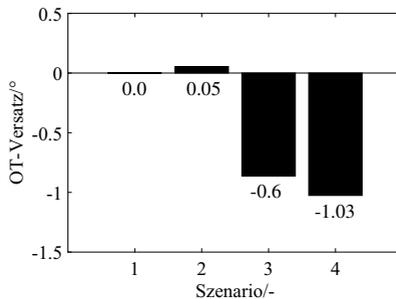


Abbildung A.1: Relativer Versatz zwischen idealem und realem Kolben-OT beispielhaft für Betriebspunkt D bei $1.000 \cdot f_{A,\max}$ anhand einer Mehrkörpersimulation. Die mechanischen Eigenschaften der Bauteile wurden bei einer Temperatur von 20°C berücksichtigt.

Tabelle A.1: Szenarienübersicht der anhand einer Mehrkörpersimulation betrachteten Abweichung zwischen dem realen und idealen Kolben-OT

Szenario	Kolbenverkipfung	Betriebs-Lagerspiel	Bauteilelastizitäten	Gleitsteinspiel
1	—	—	—	—
2	✓	✓	—	—
3	✓	✓	✓	—
4	✓	✓	✓	✓

Für den überlagerten Einfluss der erwähnten realen Bauteileigenschaften zeigen insbesondere Szenario 3 und Szenario 4 ein signifikantes Vorseilen des realen OT gegenüber dem idealen OT bis zu einem Winkelgrad. Im Betrieb des Verdichters ergeben sich über den betrachteten Einfluss der Bauteiltoleranzen und der begrenzten Bauteilsteifigkeit hinaus weitere Einflussgrößen auf den realen Kolben-OT-Versatz. So sind in diesem Zusammenhang einerseits der Einfluss des Kältemaschinenöls auf die Bauteiltoleranzen (insbesondere durch die Ausbildung eines Schmierfilms zwischen den Gleitsteinen und der Taumelscheibe) und andererseits der Temperatureinfluss auf die Bauteileigenschaften zu erwähnen. Nachfolgend wird eine OT-Abweichung von $\pm 1^\circ$ aufgrund von mechanischen Einflussgrößen berücksichtigt. Für die Annahme einer Rechteckverteilung gilt

$$u_{\varphi(\text{OT})_{\text{mech}}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{\text{mech}} \approx 0,58 \cdot 1. \quad (\text{A.48})$$

Zur Bewertung der Messunsicherheit der OT- und der Drehzahlerfassung über Hall-Schalter werden ausschließlich der Temperatureinfluss auf die Nullpunktabweichung und auf den Kennwert der analogen Ausgangskennlinie (Sensitivitätsabweichung) berücksichtigt [61, 66]. Für die Annahme einer Rechteckverteilung gilt für die Kennwertabweichung

$$u_{\varphi(OT)_{Hall,TC}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{\varphi(OT)_{Hall,TC}} \approx 0,58 \cdot \frac{0,0003}{1 \text{ K}} \cdot |T_{mess} - T_{kal}| \cdot 2\pi \cdot f_{A,mess}. \quad (\text{A.49})$$

Weiterhin gilt unter Annahme einer Rechteckverteilung für die Nullpunktabweichung

$$u_{\varphi(OT)_{Hall,TO}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{\varphi(OT)_{Hall,TO}} \approx 0,58 \cdot \frac{0,00035}{1 \text{ K}} \cdot |T_{mess} - T_{kal}| \cdot 2\pi \cdot f_{A,mess}. \quad (\text{A.50})$$

Es wird für die Bestimmung der Messunsicherheit eine mittlere Temperaturabweichung von 20 K im Vergleich zum Temperaturbezugs-Kalibrierwert für den Verbauort der Hall-Schalter im Triebräum des Verdichters angenommen. Die Berechnung des Kolben-OT erfolgt anhand der Drehzahl und des Winkelversatzes nach Gleichung 4.2.

Die Messunsicherheit der indizierten Arbeit anhand der Messunsicherheit durch die realen mechanischen Bauteileigenschaften und die Unsicherheit der Drehwinkelersfassung zeigt einen signifikanten Einfluss der Drehzahl und des Druckverhältnisses, vgl. Abbildung A.2. Der arithmetische Mittelwert der betrachteten Messunsicherheit der indizierten Arbeit nach

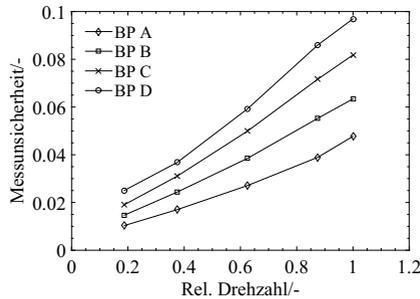


Abbildung A.2: Standardmessunsicherheit der indizierten Arbeit für verschiedene Druckverhältnisse in Abhängigkeit von der relativen Drehzahl bei sechs Prozent OCR

Abbildung A.2 beträgt dabei $4,5(\pm 2,5) \%$. Unter Berücksichtigung des hohen Einflusses der Drehzahl- und Druckverhältnisabhängigkeit auf die indizierte Arbeit ergibt sich folgender Zusammenhang für die Standardmessunsicherheit der indizierten Arbeit

$$u_{W_{V,ind}} = a_{W_{V,ind}} = 0,0345 \cdot f_{A,rel} \cdot \Pi \cdot C_{f_{A,rel}} \cdot C_{\Pi} \cdot W_{V,ind,mess}. \quad (\text{A.51})$$

Dabei ist die Messunsicherheit der Drehwinkelbestimmung unter Annahme einer Rechteckverteilung des Streubereiches berücksichtigt. Die Korrekturfaktoren nach Gleichung A.51 zeigt Tabelle A.2.

Tabelle A.2: Korrekturfaktoren Drehzahl und Druckverhältnis

Π	C_{Π}	$C_{f_{A,rel}}$
1,60	1,00	$-0,1905 \cdot f_{A,rel} + 0,9626$
2,14	1,06	$-0,2549 \cdot f_{A,rel} + 0,9368$
2,62	1,12	$-0,1946 \cdot f_{A,rel} + 0,9556$
3,00	1,29	$-0,1868 \cdot f_{A,rel} + 0,9561$

Die Standardmessunsicherheit der Drehzahlerfassung anhand der Hall-Schalter wird mit

$$u_{f,Hall} = \sqrt{u_{f,Hall,TC}^2 + u_{f,Hall,T0}^2} \quad (A.52)$$

angenommen. Es gelten wiederum für eine Rechteckverteilung

$$u_{f,Hall,TC} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{f,Hall,TC} \approx 0,58 \cdot \frac{0,0003}{1 \text{ K}} \cdot |T_{mess} - T_{kal}| \cdot f_{A,Hall,mess} \quad (A.53)$$

$$u_{f,Hall,T0} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{f,Hall,T0} \approx 0,58 \cdot \frac{0,00035}{1 \text{ K}} \cdot |T_{mess} - T_{kal}| \cdot f_{A,Hall,mess} \quad (A.54)$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt

$$U_{P_{ind}} = k \cdot u_{P_{ind}} \quad (A.55)$$

Für die relative Standardmessunsicherheit gilt

$$w_{P_{ind}} = \left[\frac{u_{P_{ind}}}{P_{ind}} \right]_{W_{V,ind,mess} \cdot f_{A,Hall,mess}} \quad (A.56)$$

A.1.6 Leckage am Zylinder

Für die Leckage-Massenstrombewertung an den Kolbenringen (Blowby-Messung) gilt die Messunsicherheit der Massenstrommessung. Unter Annahme einer Rechteckverteilung für die Standardmessunsicherheit der Massenstrommessung (für die Gase Kohlendioxid und Stickstoff) [36]

$$u_{\dot{m}_{eff}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{u_{\dot{m}_{eff}}} \approx 0,58 \cdot 0,0025 \cdot \dot{m}_{eff,mess} \quad (A.57)$$

Für die Ermittlung des Leckagemassenstromes an den Verdichterventilen gilt der Zusammenhang

$$\dot{m}_{N_2,L} = \frac{d(\rho_{N_2,L} \cdot V_{Kammer})}{dt} \quad (A.58)$$

Für die Standardmessunsicherheit der Ermittlung des Leckagemassenstromes für das Druckventil am Komponentenprüfstand (vgl. Abschnitt C.2) ergibt sich unter Berücksichtigung der Messunsicherheit der Stoffdichte und des Kammervolumens

$$u_{\dot{m}_{N_2,L}}(\rho_{N_2}, V_{Kammer}) = \sqrt{c_{\rho_{N_2}}^2 \cdot u_{\rho_{N_2}}^2 + c_{V_{Kammer}}^2 \cdot u_{V_{Kammer}}^2} \quad (A.59)$$

$$c_{\rho_{N_2}} = \left[\frac{\partial(\dot{m}_{N_2,L})}{\partial(\rho_{N_2})} \right]_{\rho_{N_2,\text{mess}}, V_{\text{Kammer, Nenn}}} = V_{\text{Kammer}} \quad (\text{A.60})$$

$$c_{\rho_{N_2}} = \left[\frac{\partial(\dot{m}_{N_2,L})}{\partial(V_{\text{Kammer}})} \right]_{\rho_{N_2,\text{mess}}, V_{\text{Kammer, Nenn}}} = \rho_{N_2}. \quad (\text{A.61})$$

Für die Stoffdichte-Bestimmung gilt

$$u_{\rho_{N_2}} = \sqrt{u_{\rho_{N_2,SW}}^2 + u_{\rho_{N_2,F}}^2}. \quad (\text{A.62})$$

Es kann für die Messunsicherheit der Stoffdichte-Berechnung nach Span et al. [128] für den relevanten Druck- (0.1 bis 100 bar) und Temperaturbereich (0 bis 80 °C) der Zusammenhang

$$u_{\rho_{N_2,SW}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{\rho_{N_2,SW}} \approx 0,58 \cdot 0,0001 \cdot \rho_{N_2,\text{mess}}. \quad (\text{A.63})$$

berücksichtigt werden. Für die Messunsicherheit der Dichteberechnung aufgrund der Messunsicherheit der Druck- und Temperaturmessung werden wiederum Gleichung A.76 und Gleichung A.81 berücksichtigt. Unter Annahme einer Rechteckverteilung der Messunsicherheiten der Messgrößen Druck und Temperatur gilt

$$u_{\rho_{N_2,F}} = a_{\rho_{N_2,F}} = 0,007 \cdot \rho_{N_2,\text{mess}}. \quad (\text{A.64})$$

Für die Messunsicherheit der Bestimmung des Kammervolumens werden die Fertigungstoleranzen der Baugruppe berücksichtigt. Unter Annahme normalverteilter Fertigungstoleranzen gilt

$$u_{V_{\text{Kammer}}} = 1 \cdot a_{V_{\text{Kammer}}} = 0,001 \cdot V_{\text{Kammer, Nenn}}. \quad (\text{A.65})$$

In Bezug auf die Standardmessunsicherheit der Leckagemessung am Komponentenprüfstand gilt damit

$$U_{\dot{m}_{N_2,L}} = k \cdot u_{\dot{m}_{N_2,L}}. \quad (\text{A.66})$$

Für die relative Standardmessunsicherheit gilt

$$w_{\dot{m}_{N_2,L}} = \left[\frac{u_{\dot{m}_{N_2,L}}}{\dot{m}_{N_2,L}} \right]_{\rho_{N_2,\text{mess}}, V_{\text{Kammer, Nenn}}}. \quad (\text{A.67})$$

A.2 Bestimmung der erweiterten Standardmessunsicherheit der Kenngrößen

A.2.1 Liefergrad

Die im Folgenden ausgeführten Betrachtungen der Gesamt-Standardmessunsicherheit gelten in identischer Ausführung für den stutzenbezogenen und den kammerbezogenen Liefergrad. Für die Gesamt-Standardmessunsicherheit gilt nach Gleichung 2.15

$$u_{\lambda_{\text{eff,St}}}(\dot{m}_{\text{eff}}, f_A, \rho_{\text{SSt}}) = \sqrt{c_{\dot{m}_{\text{eff}}}^2 \cdot u_{\dot{m}_{\text{eff}}}^2 + c_{f_A}^2 \cdot u_{f_A}^2 + c_{\rho_{\text{SSt}}}^2 \cdot u_{\rho_{\text{SSt}}}^2} \quad (\text{A.68})$$

mit

$$c_{\dot{m}_{\text{eff}}} = \left[\frac{\partial(\lambda_{\text{eff,St}})}{\partial(\dot{m}_{\text{eff}})} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, f_{A,\text{mess}}, \rho_{\text{SSt,mess}}} = \frac{1}{V_{\text{Hub}} \cdot z \cdot f_{A,\text{mess}} \cdot \rho_{\text{SSt,mess}}} \quad (\text{A.69})$$

$$c_{f_A} = \left[\frac{\partial(\lambda_{\text{eff,St}})}{\partial(f_A)} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, f_{A,\text{mess}}, \rho_{\text{SSt,mess}}} = - \frac{\dot{m}_{\text{eff,mess}}}{V_{\text{Hub}} \cdot z \cdot f_{A,\text{mess}}^2 \cdot \rho_{\text{SSt,mess}}} \quad (\text{A.70})$$

$$c_{\rho_{\text{SSt}}} = \left[\frac{\partial(\lambda_{\text{eff,St}})}{\partial(\rho_{\text{SSt}})} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, f_{A,\text{mess}}, \rho_{\text{SSt,mess}}} = - \frac{\dot{m}_{\text{eff,mess}}}{V_{\text{Hub}} \cdot z \cdot f_{A,\text{mess}} \cdot \rho_{\text{SSt,mess}}^2}. \quad (\text{A.71})$$

Die Messunsicherheit der Drehzahlerfassung durch motorintegrierte Hall-Schalter wird nach Gleichung A.52 berücksichtigt. Für die Standardmessunsicherheit der Dichtebestimmung gilt

$$u_{\rho_{\text{CO}_2}} = \sqrt{u_{\rho_{\text{CO}_2,\text{SW}}}^2 + u_{\rho_{\text{CO}_2,\text{F}}}^2}. \quad (\text{A.72})$$

Es gilt für die Unsicherheit der Dichtebestimmung auf der Hochdruck- und Saugdruckseite

$$u_{\rho_{\text{DSt}}} = u_{\rho_{\text{SSt}}} = u_{\rho_{\text{CO}_2}}. \quad (\text{A.73})$$

Die Unsicherheit der Dichteberechnung für eine maximale Abweichung der Berechnung der Dichte für das Kältemittel CO₂ nach Span und Wagner [129] für den relevanten Betriebsdruck von 25 bis 125 bar und Betriebstemperaturbereich von 0 bis 160 °C wird mit ±0,05 % berücksichtigt

$$u_{\rho_{\text{CO}_2,\text{SW}}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{\rho_{\text{CO}_2,\text{SW}}} \approx 0,58 \cdot 0,0005 \cdot \rho_{\text{CO}_2,\text{mess}}. \quad (\text{A.74})$$

Für die Abweichung der Dichteberechnung aufgrund von Messunsicherheiten der Druck- und Temperaturmessung gilt unter Berücksichtigung einer Rechteckverteilung

$$u_{\rho_{\text{CO}_2,\text{F}}} = a_{\rho_{\text{CO}_2,\text{F}}} = 0,025 \cdot \rho_{\text{CO}_2,\text{mess}} \quad (\text{A.75})$$

mit einer Unsicherheit der Dichteberechnung in Höhe von ±2,5 % für die oben erwähnten relevanten Betriebsbedingungen. Für die dabei zugrunde liegende Gesamt-Standardmessunsicherheit der Druckmessung gilt

$$u_{p_{\text{ges}}} = \sqrt{u_{p_{\text{TC}}}^2 + u_{p_{\text{T0}}}^2 + u_{p_{\text{Lin/Hys}}}^2 + u_{p_{\text{Lang}}}^2}. \quad (\text{A.76})$$

Mit der Unsicherheit der Druckmessung aufgrund von Temperaturabweichungen bezüglich des Kennwertes und des Nullpunktes im Messbetrieb, referenziert zur Kalibriertemperatur ($T_{\text{mess}} = T_{\text{kal}}$), gilt unter Annahme einer Rechteckverteilung [6]

$$u_{p_{\text{TC}}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{p_{\text{TC}}} \approx 0,58 \cdot \frac{0,003 \cdot p_{\text{DS,Nenn}} \cdot |T_{\text{mess}} - T_{\text{kal}}|}{10 \text{ K}} \quad (\text{A.77})$$

$$u_{p_{\text{T0}}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{p_{\text{T0}}} \approx 0,58 \cdot \frac{0,003 \cdot p_{\text{DS,Nenn}} \cdot |T_{\text{mess}} - T_{\text{kal}}|}{10 \text{ K}}. \quad (\text{A.78})$$

Mit der kombinierten Messunsicherheit aufgrund von Linearitäts-, Hysterese und Wiederholgenauigkeitsabweichungen gilt unter Annahme einer Rechteckverteilung [6]

$$u_{p_{\text{Lin/Hys}}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{p_{\text{Lin/Hys}}} \approx 0,58 \cdot 0,005 \cdot p_{\text{DS,Nenn}} \quad (\text{A.79})$$

sowie der Messunsicherheit als Einfluss der Langzeitstabilität des Sensors

$$u_{p_{\text{Lang}}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{p_{\text{Lang}}} \approx 0,58 \cdot 0,001 \cdot p_{\text{DS,Nenn}} \quad (\text{A.80})$$

für den relevanten Zeitpunkt der Gerätekalibrierung [6]. Der Nenndruck der verwendeten Sensoren ist mit 160 bar zu berücksichtigen. Die Grenzabweichung der Temperaturmessung mit Thermoelementen vom Typ K im Messbereich von $(-40 \text{ bis } 1000 \text{ }^\circ\text{C})$ wird mit $\pm 1.5 \text{ K}$ für die oben erwähnte Bestimmung der Messunsicherheit der Dichtebestimmung berücksichtigt [117]

$$u_T = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_T \approx 0.87 \text{ K}. \quad (\text{A.81})$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt schließlich

$$U_{\lambda_{\text{eff,St}}} = k \cdot u_{\lambda_{\text{eff,St}}}. \quad (\text{A.82})$$

Es gilt für die relative Gesamt-Standardmessunsicherheit

$$w_{\lambda_{\text{eff,St}}} = \left[\frac{u_{\lambda_{\text{eff,St}}}}{\lambda_{\text{eff,St}}} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, f_{A,\text{mess}}, \rho_{\text{SSSt,mess}}} \quad (\text{A.83})$$

A.2.2 Klemmengütegrad

Die Gesamt-Standardmessunsicherheit ergibt sich für den Klemmengütegrad nach Gleichung 2.46 zu

$$u_{\eta_{\text{isen,Kl}}}(\dot{m}_{\text{eff}}, h_{\text{DSt,isen}}, h_{\text{SSt}}, P_{\text{DC,r}}) = \sqrt{c_{\dot{m}_{\text{eff}}}^2 \cdot u_{\dot{m}_{\text{eff}}}^2 + c_{h_{\text{DSt,isen}}}^2 \cdot u_{h_{\text{DSt,isen}}}^2 + c_{h_{\text{SSt}}}^2 \cdot u_{h_{\text{SSt}}}^2 + c_{P_{\text{DC,r}}}^2 \cdot u_{P_{\text{DC,r}}}^2} \quad (\text{A.84})$$

mit

$$c_{\dot{m}_{\text{eff}}} = \left[\frac{\partial(\eta_{\text{isen,Kl}})}{\partial(\dot{m}_{\text{eff}})} \right]_{h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, \dot{m}_{\text{eff,mess}}, P_{\text{DC,r,mess}}} = \frac{h_{\text{DSt,isen}} - h_{\text{SSt}}}{P_{\text{DC,r}}} \quad (\text{A.85})$$

$$c_{h_{\text{DSt,isen}}} = \left[\frac{\partial(\eta_{\text{isen,Kl}})}{\partial(h_{\text{DSt,isen}})} \right]_{h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, \dot{m}_{\text{eff,mess}}, P_{\text{DC,r,mess}}} = \frac{\dot{m}_{\text{eff}}}{P_{\text{DC,r}}} \quad (\text{A.86})$$

$$c_{h_{\text{SSt}}} = \left[\frac{\partial(\eta_{\text{isen,Kl}})}{\partial(h_{\text{SSt}})} \right]_{h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, \dot{m}_{\text{eff,mess}}, P_{\text{DC,r,mess}}} = -\frac{\dot{m}_{\text{eff}}}{P_{\text{DC,r}}} \quad (\text{A.87})$$

$$c_{P_{DC,r}} = \left[\frac{\partial(\eta_{isen,Kl})}{\partial(P_{DC,r})} \right]_{h_{DSt,isen,mess}, h_{SSt,mess}, \dot{m}_{eff,mess}, P_{DC,r,mess}} = - \frac{\dot{m}_{eff} \cdot (h_{DSt,isen} - h_{SSt})}{P_{DC,r}^2}. \quad (A.88)$$

Die Standardmessunsicherheit der Massenstrommessung wird nach Gleichung A.57 berücksichtigt. Für die Standardmessunsicherheit der Enthalpiebestimmung gilt

$$u_h = \sqrt{u_{h_{SW}}^2 + u_{h_F}^2}. \quad (A.89)$$

Für die Enthalpieberechnung auf der Hochdruck- und der Saugdruckseite werden die gleichen Unsicherheiten berücksichtigt

$$u_{h_{DSt}} = u_{h_{SSt}} = u_h. \quad (A.90)$$

Die Unsicherheit der Enthalpieberechnung für das Kältemittel CO₂ nach Span und Wagner [129] für den relevanten Betriebsdruck- von 25 bis 125 bar und Betriebstemperaturbereich von 0 bis 160 °C ergibt sich zu ±1,5 %

$$u_{h_{SW}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{h_{SW}} \approx 0,58 \cdot 0,015 \cdot h_{mess}. \quad (A.91)$$

Für eine Abweichung der Enthalpieberechnung von ±0,4 % aufgrund von Messunsicherheiten der Druck- und Temperaturmessung gilt unter Annahme einer Rechteckverteilung

$$u_{h_F} = a_{h_F} = 0,004 \cdot h_{mess}. \quad (A.92)$$

Für die überlagerten Messunsicherheiten der Druck- und Temperaturmessung werden wiederum Gleichung A.76 und Gleichung A.81 herangezogen. Die Standardmessunsicherheit der Bestimmung der aufgenommenen elektrischen Leistung $P_{DC,r}$ wird nach Gleichung A.3 berücksichtigt. Für die erweiterte Standardmessunsicherheit des Klemmengütegrades gilt schließlich

$$U_{\eta_{isen,Kl}} = k \cdot u_{\eta_{isen,Kl}}. \quad (A.93)$$

Es gilt für die relative Gesamt-Standardmessunsicherheit

$$w_{\eta_{isen,Kl}} = \left[\frac{u_{\eta_{isen,Kl}}}{\eta_{isen,Kl}} \right]_{h_{DSt,isen,mess}, h_{SSt,mess}, \dot{m}_{eff,mess}, P_{DC,r,mess}}. \quad (A.94)$$

A.2.3 Indizierter isentroper Gütegrad

Die Gesamt-Standardmessunsicherheit ergibt sich für den indizierten isentropen Gütegrad nach Gleichung 2.53 zu

$$u_{\eta_{isen,ind}}(\dot{m}_{eff}, h_{DSt,isen}, h_{SSt}, P_{ind}) = \sqrt{\frac{c_{\dot{m}_{eff}}^2 \cdot u_{\dot{m}_{eff}}^2 + c_{h_{DSt,isen}}^2 \cdot u_{h_{DSt,isen}}^2 + c_{h_{SSt}}^2 \cdot u_{h_{SSt}}^2}{+ c_{P_{ind}}^2 \cdot u_{P_{ind}}^2}} \quad (A.95)$$

mit

$$c_{\dot{m}_{\text{eff}}} = \left[\frac{\partial(\eta_{\text{isen,ind}})}{\partial(\dot{m}_{\text{eff}})} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, P_{\text{ind,mess}}} = \frac{h_{\text{DSt,isen}} - h_{\text{SSt}}}{P_{\text{ind}}} \quad (\text{A.96})$$

$$c_{h_{\text{DSt,isen}}} = \left[\frac{\partial(\eta_{\text{isen,ind}})}{\partial(h_{\text{DSt,isen}})} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, P_{\text{ind,mess}}} = \frac{\dot{m}_{\text{eff}}}{P_{\text{ind}}} \quad (\text{A.97})$$

$$c_{h_{\text{SSt}}} = \left[\frac{\partial(\eta_{\text{isen,ind}})}{\partial(h_{\text{SSt}})} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, P_{\text{ind,mess}}} = -\frac{\dot{m}_{\text{eff}}}{P_{\text{ind}}} \quad (\text{A.98})$$

$$c_{P_{\text{ind}}} = \left[\frac{\partial(\eta_{\text{isen,ind}})}{\partial(P_{\text{ind}})} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, P_{\text{ind,mess}}} = -\frac{\dot{m}_{\text{eff}} \cdot (h_{\text{DSt,isen}} - h_{\text{SSt}})}{P_{\text{ind}}^2}. \quad (\text{A.99})$$

Die Standardmessunsicherheit der Massenstrommessung wird nach Gleichung A.57 berücksichtigt. Die Standardmessunsicherheit der Enthalpiebestimmung für den Druck- und Saugstutzen wird nach Gleichung A.89 beschrieben. Die Standardmessunsicherheit der indizierten Leistung wird nach Gleichung A.44 beschrieben. Für die erweiterte Standardmessunsicherheit des indizierten isentropen Gütegrades gilt schließlich

$$U_{\eta_{\text{isen,ind}}} = k \cdot u_{\eta_{\text{isen,ind}}}. \quad (\text{A.100})$$

Es gilt für die relative Gesamt-Standardmessunsicherheit

$$w_{\eta_{\text{isen,ind}}} = \left[\frac{u_{\eta_{\text{isen,ind}}}}{\eta_{\text{isen,ind}}} \right]_{\dot{m}_{\text{eff,mess}}, h_{\text{DSt,isen,mess}}, h_{\text{SSt,mess}}, P_{\text{ind,mess}}}. \quad (\text{A.101})$$

A.2.4 Füllgrad

Nach Gleichung 2.39 gilt für die Standardmessunsicherheit des Füllgrades unter Berücksichtigung der Saugventilverluste

$$u_{\mu'}(V_1, V_4, V_3) = \sqrt{c_{\check{V}_1}^2 \cdot u_{\check{V}_1}^2 + c_{\check{V}_4}^2 \cdot u_{\check{V}_4}^2 + c_{\check{V}_3}^2 \cdot u_{\check{V}_3}^2} \quad (\text{A.102})$$

sowie

$$u_{\mu'}(V_{\text{ind}}, V_{\text{Hub}}) = \sqrt{c_{\check{V}'_{\text{ind}}}^2 \cdot u_{\check{V}'_{\text{ind}}}^2 + c_{\check{V}'_{\text{Hub}}}^2 \cdot u_{\check{V}'_{\text{Hub}}}^2}. \quad (\text{A.103})$$

Die in Abbildung 2.6 angegebenen charakteristischen Volumina zur Bestimmung des Füllgrades stellen jeweils überlagerte komplexe nichtlineare Abhängigkeiten zwischen der Kolben-OT- und der Antriebswelle-Drehwinkel-Bestimmung dar. Die Messunsicherheit des Füllgrades unter Berücksichtigung von Ventilverlusten – basierend auf der Messunsicherheit der Kolben-OT- und Drehwinkelmessung – wird daher numerisch bestimmt. Abbildung A.3 zeigt die Messunsicherheit des Füllgrades unter Berücksichtigung der Messunsicherheit der Kolben-OT bzw. Drehwinkelermessung nach Gleichung A.47. Der arithmetische Mittelwert der betrachteten Standardmessunsicherheit des Füllgrades beträgt $2,3(\pm 1,3) \%$. Der Einfluss der Drehzahl- und Druckverhältnisabhängigkeit auf die Messunsicherheit kann

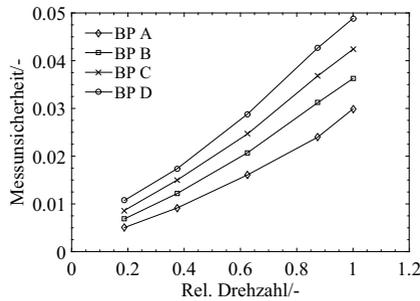


Abbildung A.3: Standardmessunsicherheit des Füllgrades für verschiedene Druckverhältnisse in Abhängigkeit von der relativen Verdichterdrehzahl bei sechs Prozent OCR (vgl. Abschnitt 5.1)

wiederum über Korrekturfaktoren berücksichtigt werden

$$u_{\mu'} = a_{\mu'} = 0,0168 \cdot f_{A,rel} \cdot \Pi \cdot C_{f_{A,rel}} \cdot C_{\Pi} \cdot \mu'_{mess} \tag{A.104}$$

Dabei wurde eine Rechteckverteilung für die Messunsicherheit der Druck- und Temperaturmessung angenommen. Die Korrekturfaktoren nach Gleichung A.104 zeigt Tabelle A.3.

Tabelle A.3: Korrekturfaktoren Drehzahl und Druckverhältnis

BP	$\Pi/-$	$C_{\Pi}/-$	$C_{f_{A,rel}}/-$
A	1,60	1,00	$0,0349 \cdot f_{A,rel} + 0,9312$
B	2,14	1,01	$-0,1149 \cdot f_{A,rel} + 0,9351$
C	2,62	1,04	$0,1505 \cdot f_{A,rel} + 0,9049$
D	3,00	1,13	$-0,0518 \cdot f_{A,rel} + 0,9437$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt schließlich

$$U_{\mu'} = k \cdot u_{\mu'} \tag{A.105}$$

Es gilt für die relative Gesamt-Standardmessunsicherheit

$$w_{\mu'} = \left[\frac{u_{\mu'}}{\mu'} \right]_{\varphi(OT)_{ges,mess}} \tag{A.106}$$

A.3 Bestimmung der erweiterten Standardmessunsicherheit der Ölumlauftrate

Für die Standardmessunsicherheit der Ölumlauftrate (OCR) gilt nach Gleichung 4.1

$$u_{OCR}(\dot{V}_{Oel}, \rho_{Oel}, \dot{m}_{KM}) = \sqrt{c_{V_{Oel}}^2 \cdot u_{V_{Oel}}^2 + c_{\rho_{Oel}}^2 \cdot u_{\rho_{Oel}}^2 + c_{\dot{m}_{KM}}^2 \cdot u_{\dot{m}_{KM}}^2} \tag{A.107}$$

mit

$$c_{\dot{V}_{\text{Oel}}} = \left[\frac{\partial(\text{OCR})}{\partial(\dot{V}_{\text{Oel}})} \right]_{\dot{V}_{\text{Oel,mess}}, \rho_{\text{Oel,mess}}, \dot{m}_{\text{KM,mess}}} = \frac{\rho_{\text{Oel}} \cdot \dot{m}_{\text{KM}}}{(\dot{V}_{\text{Oel}} \cdot \rho_{\text{Oel}} + \dot{m}_{\text{KM}})^2} \quad (\text{A.108})$$

$$c_{\rho_{\text{Oel}}} = \left[\frac{\partial(\text{OCR})}{\partial(\rho_{\text{Oel}})} \right]_{\dot{V}_{\text{Oel,mess}}, \rho_{\text{Oel,mess}}, \dot{m}_{\text{KM,mess}}} = \frac{\dot{V}_{\text{Oel}} \cdot \dot{m}_{\text{KM}}}{(\dot{V}_{\text{Oel}} \cdot \rho_{\text{Oel}} + \dot{m}_{\text{KM}})^2} \quad (\text{A.109})$$

$$c_{\dot{m}_{\text{KM}}} = \left[\frac{\partial(\text{OCR})}{\partial(\dot{m}_{\text{KM}})} \right]_{\dot{V}_{\text{Oel,mess}}, \rho_{\text{Oel,mess}}, \dot{m}_{\text{KM,mess}}} = -\frac{\dot{V}_{\text{Oel}} \cdot \rho_{\text{Oel}}}{(\dot{V}_{\text{Oel}} \cdot \rho_{\text{Oel}} + \dot{m}_{\text{KM}})^2}. \quad (\text{A.110})$$

Für die Unsicherheit der Dichte-Bestimmung des Öls ist die Messunsicherheit der Bestimmung des Massenanteils von Kältemittel in Öl anhand der Druckmessung nach Gleichung A.76 und der Temperaturmessung nach Gleichung A.81 einzubeziehen

$$u_{\rho_{\text{Oel}}} = \sqrt{u_{\rho_{\omega_{\text{KM}}}}^2 + u_{\rho_{\text{T}}}^2}. \quad (\text{A.111})$$

Es gelten wiederum unter der Annahme einer Rechteckverteilung für die Messunsicherheit der Druck- und Temperaturmessung im Temperaturbereich von 20 bis 100 °C und im Druckbereich von 4 bis 150 bar für das Öl Zerol[®] RFL 68-EP

$$u_{\rho_{\omega_{\text{KM}}}} = a_{\rho_{\omega_{\text{KM}}}} = 0,0046 \cdot \rho_{\text{Oel,mess}} \quad (\text{A.112})$$

$$u_{\rho_{\text{T}}} = a_{\rho_{\text{T}}} = 0,0046 \cdot \rho_{\text{Oel,mess}}. \quad (\text{A.113})$$

Damit ergibt sich für die Grenzabweichung der Dichtebestimmung ein Wert von $\pm 0,66 \%$. Für einen Viskositätsbereich ab 20 mm²/s gilt [80]

$$u_{\dot{V}_{\text{Oel}}} = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_{\dot{V}_{\text{Oel}}} \approx 0,58 \cdot 0,003 \cdot \dot{V}_{\text{Oel,mess}}. \quad (\text{A.114})$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit der OCR-Bestimmung gilt

$$U_{\text{OCR}} = k \cdot u_{\text{OCR}}. \quad (\text{A.115})$$

Für die relative Standardmessunsicherheit gilt

$$w_{\text{OCR}} = \left[\frac{u_{\text{OCR}}}{\text{OCR}} \right]_{\dot{V}_{\text{Oel,mess}}, \rho_{\text{Oel,mess}}, \dot{m}_{\text{KM,mess}}}. \quad (\text{A.116})$$

A.4 Bestimmung der erweiterten Standardmessunsicherheit des Druckes

Nach Gleichung 2.21 gilt für die Standardmessunsicherheit des Druckverhältnisses

$$u_{\Pi}(p_{\text{DSt}}, p_{\text{SSst}}) = \sqrt{c_{\text{PDSt}}^2 \cdot u_{\text{PDSt}}^2 + c_{\text{PSSst}}^2 \cdot u_{\text{PSSst}}^2} \quad (\text{A.117})$$

mit

$$c_{p_{DSt}} = \left[\frac{\partial(\Pi)}{\partial(p_{DSt})} \right]_{p_{DSt, \text{mess}}, p_{SSt, \text{mess}}} = \frac{1}{p_{SSt}} \quad (\text{A.118})$$

$$c_{p_{SSt}} = \left[\frac{\partial(\Pi)}{\partial(p_{SSt})} \right]_{p_{DSt, \text{mess}}, p_{SSt, \text{mess}}} = -\frac{p_{DSt}}{p_{SSt}^2}. \quad (\text{A.119})$$

Die Messunsicherheit der Druckmessung wird dabei nach Gleichung A.76 berücksichtigt. Für die im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Betriebspunkte gelten die Messunsicherheiten des Druckverhältnisses nach Tabelle A.4. Für die erweiterte Standardmessunsicherheit des

Tabelle A.4: Korrekturfaktoren Drehzahl und Druckverhältnis

BP	$\Pi/-$	$u_{p_{DSt}}/\text{bar}$	$u_{p_{SSt}}/\text{bar}$	$u_{\Pi_{SSt}}/-$
A	1,60	0,616	0,616	0,023
B	2,14	0,616	0,616	0,042
C	2,62	0,616	0,616	0,043
D	3,00	0,616	0,616	0,056

Druckverhältnisses gilt

$$U_{\Pi} = k \cdot u_{\Pi}. \quad (\text{A.120})$$

Es gilt für die relative Gesamt-Standardmessunsicherheit

$$w_{\Pi} = \left[\frac{u_{\Pi}}{\Pi} \right]_{p_{DSt, \text{mess}}, p_{SSt, \text{mess}}}. \quad (\text{A.121})$$

A.5 Bestimmung der erweiterten Standardmessunsicherheit bei Wiederholung

Für n Messwerte gilt für die Stichprobe einer Grundgesamtheit für die empirische Standardabweichung des Schätzwertes der Ergebnisgröße y [26]

$$\bar{y}_{\sigma, n} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}. \quad (\text{A.122})$$

Damit resultiert für die Standardmessunsicherheit als Standardabweichung des Mittelwertes [26]

$$u_y = \frac{\bar{y}_{\sigma, n}}{\sqrt{n}}. \quad (\text{A.123})$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt weiterhin allgemein

$$U_y = k \cdot u_y. \quad (\text{A.124})$$

In Abhängigkeit vom Stichprobenumfang werden für den Erweiterungsfaktor k die Werte aus Tabelle A.5 angenommen.

Tabelle A.5: Erweiterungsfaktoren k für die erweiterte Standardmessunsicherheit für ein 2σ -Niveau in Abhängigkeit von der Wiederholungsanzahl n für die Student'sche t -Verteilung [26]

n	k
2	13,968
3	4,527
4	3,307
5	2,869
6	2,649
7	2,517
8	2,429
9	2,366
10	2,320
15	2,195

A.6 Bestimmung der erweiterten Standardmessunsicherheit der Ventilmessung

Die Standardmessunsicherheit der Ventilkraftmessung der Ventilparameter nach Unterabschnitt B.4 ergibt sich für die Annahme einer Rechteckverteilung zu [151]

$$u_F = \frac{2}{\sqrt{12}} \cdot a_F \approx 0,58 \cdot 0,002 \cdot u_{F,\text{Nenn}}. \quad (\text{A.125})$$

Für die erweiterte Standardmessunsicherheit gilt

$$U_F = k \cdot u_F. \quad (\text{A.126})$$

Für die relative Standardmessunsicherheit gilt

$$w_F = \left[\frac{u_F}{F} \right]_{F_{\text{mess}}}. \quad (\text{A.127})$$

A.7 Verwendete Messinstrumente der experimentellen Untersuchungen

Tabelle A.6: Übersicht der verwendeten Messinstrumente mit Angabe der Messunsicherheit (MW: Vom Messwert, EW: Vom Messbereichsendwert)

Messgröße	Hersteller	Modell	Messunsicherheit
<i>Verdichteproofstand</i>			
Drehmoment	Magtrol GmbH	TM309	$\pm 0,1$ % EW
Drehzahl (digitaler Hall-Schalter)	Honeywell International Inc.	SS461 A	$\pm 0,02$ % K ⁻¹ MW
Drehzahl (externe Wellenaussführung)	Pepperl & Fuchs GmbH	MNI40N	$\pm 4,6E-5$ % MW
(Phasen-)Spannung	Teledyne LeCroy GmbH	HVD3106	± 1 % MW
(Phasen-)Strom	Teledyne LeCroy GmbH	CP030	± 1 % MW
Kältemittelmassenstrom	Emerson Electric Company	Micro Motion ELITE series	$\pm 0,1$ % MW
Ölvolumenstrom	Kobold Messring GmbH	DZR-1001S10EH0	$\pm 0,3$ % MW
Wasservolumenstrom	Kobold Messring GmbH	MIK-5NA25AC34P	± 2 % EW
Druck	Baumer GmbH	PDRx	$\pm 0,5$ % EW
Druck (Zylinder)	Kulite Semiconductor Products Inc.	XTEL190(m)	$\pm 0,5$ % EW
Temperatur	Roessel-Messtechnik GmbH	ALSTE-KB Thermoelement Typ K	$\pm 1,5$ K MW
Temperatur (Zylinder)	Kulite Semiconductor Products Inc.	XTEL190(m)	± 4 K MW
<i>Ergänzend Blowby-Messung</i>			
Kältemittelmassenstrom	Endress+Hauser AG	Promass 83	$\pm 0,5$ % MW
<i>Ergänzend Komponentenprüfstand (Ventil-Leckagemessung)</i>			
Kältemittelmassenstrom	Emerson Electric Company	CMFS015P	$\pm 0,25$ % MW
Kraft	Zwick GmbH & Co. KG	Kraftaufnehmer Xforce HP	$\pm 0,2$ % EW
Druck	Druck- und Durchflusstechnik GmbH	PX-25H	$\pm 0,5$ % EW

B Ergänzende Daten zur Verdichter-Modellierung

Nachstehend werden weiterführende Daten zur Verdichter-Modellierung nach Kapitel 3 aufgeführt. Es werden ergänzende Zusammenhänge der Beschreibung der Wärmeübertragung im Zylinder und der Kolbenringdynamik dargestellt. Weiterführend werden die spezifischen Beschreibungsansätze der Stoffeigenschaften von CO₂-Öl-Gemischen nach Seeton [124] aufgeführt. Abschließend werden die Parameter des Saug- und Druckventilmodells beschrieben.

B.1 Wärmeübertragung im Zylinder

Für den Wärmeübergang am Zylinder wird folgende Korrelation der Nußelt-Zahl nach Disconzi et al. [29] zugrunde gelegt

$$Nu(t) = a(t) \cdot Re^{b(t)}(t) \cdot Pr^{c(t)}(t). \quad (\text{B.1})$$

Es gelten die Parameter nach Tabelle B.1.

Tabelle B.1: Wärmeübergangsbeziehungen am Zylinder nach Disconzi et al. [29]

Vorgang	Re-Zahl	Parameter
Kompression	$Re(t) = \frac{\rho(t) \cdot d_{Zyl} \cdot \bar{x}}{\eta(t)}$	$a = 0,08; b = 0,8; c = 0,6$
Ausschieben	$Re(t) = \frac{\rho(t) \cdot d_{Zyl} \cdot (\bar{x} + \bar{x}^{0,8} \cdot \dot{x}_{char}(t)^{0,2})}{\mu(t)}$	$a = 0,08; b = 0,8; c = 0,6$
Expandieren	$Re(t) = \frac{\rho(t) \cdot d_{Zyl} \cdot \bar{x}}{\mu(t)}$	$a = 0,12; b = 0,8; c = 0,6$
Ansaugen	$Re(t) = \frac{\rho(t) \cdot d_{Zyl} \cdot (\bar{x} + 2 \cdot \bar{x}^{-0,4} \cdot \dot{x}_{char}(t)^{1,4})}{\eta(t)}$	$a = 0,08; b = 0,9; c = 0,6$

Für die Nußelt-Zahl gilt

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}. \quad (\text{B.2})$$

Für die Prandtl-Zahl gilt

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}. \quad (\text{B.3})$$

Für die mittlere translatorische Geschwindigkeit des Kolbens gilt

$$\bar{x} = 2 \cdot x_{max} \cdot f_A. \quad (\text{B.4})$$

Die charakteristische Geschwindigkeit wird beschrieben durch

$$\dot{x}_{char}(t) = \frac{dm_{Zyl}(t)}{dt} \cdot \frac{1}{\rho(t) \cdot A_{Zyl}(t)}. \quad (\text{B.5})$$

B.2 Kolbenringdynamik

Bei konventionellen R-134a-Axialkolbenverdichtern kommen üblicherweise keine Kolbenringe oder auch Kolbenringe aus Polymerwerkstoffen mit geringer Vorspannkraft und geringem Reibleistungsbeitrag zum Einsatz. Aufgrund der hohen absoluten Druckunterschiede bei der Verwendung von CO₂ als Kältemittel werden typischerweise ein oder mehrere Kolbenringe mit höherer Vorspannkraft verwendet (vgl. [98]). Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Verdichterkonfiguration eines elektrisch angetriebenen Taumelscheibenverdichters berücksichtigt zwei Kolbenringe. Die Kolbenringdynamik und -reibung wird anhand eines vereinfachten eindimensionalen Ansatzes nach Koszalka und Guzik [86] beschrieben. Dabei wird zur Beschreibung der Öl-Verdrängungskraft am Kolbenring ein Reynolds-Ansatz verwendet. Abbildung B.1 zeigt das Schema eines Kolbenrings in der Kolbenringnut mit lokalem mitbewegtem Koordinatensystem am Kolben.

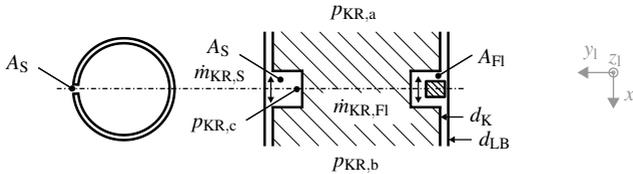


Abbildung B.1: Leckagemassenstrom am Kolbenring-Stoßspiel und an der Kolbenringnut

Das Kräftegleichgewicht am Kolbenring in axialer Richtung ergibt sich im lokalen Koordinatensystem der Ringnut zu

$$\frac{d^2 x_{KR}}{dt^2} = \frac{F_{KR,\Delta p} + F_{K,\ddot{x}} + F_{KR,f} + F_{KR,VR} + F_{KR,Kb}}{m_{KR}}. \quad (\text{B.6})$$

Der Einfluss des sogenannten Ring-Twists (Kolbenring-Verdrehung um die x-Achse) und der Kolbenringverkipfung wird nicht berücksichtigt. Die Kolbenringdynamik wird vereinfachend ausschließlich anhand von Axialkräften relativ zur Ringnut betrachtet.

Abbildung B.2 zeigt die geometrische Parametrisierung des Kolbenrings in gespanntem und ungespanntem Zustand.

Für die Druckkraft an der oberen und unteren Wirkfläche des Kolbenrings in x-Richtung gilt

$$F_{KR,\Delta p} = \frac{\pi}{4} \cdot ((d_{LB}^2 - (d_{KR,a} - 2 \cdot b_{KR})^2) \cdot (p_{KR,a} - p_{KR,b})). \quad (\text{B.7})$$

Für die Trägheitskraft durch die Kolbenbeschleunigung gilt

$$F_{K,\ddot{x}} = -\ddot{x}_K \cdot m_{KR}. \quad (\text{B.8})$$

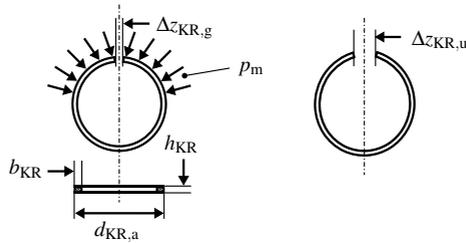


Abbildung B.2: Kolbenring-Geometrie im gespannten (links) und ungespannten Zustand (rechts)

Für die Reibkraft am Kolbenring gilt

$$F_f = -\mu_f \cdot \pi \cdot d_{LB} \cdot h_{KR} \cdot (p_{KR,c} + p_{KR,e}) \quad (\text{B.9})$$

mit

$$\mu_f = 4,8 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{Oel} \cdot \dot{x}_K}{h_{KR} \cdot (p_{KR,c} + p_{KR,e})}} \quad (\text{B.10})$$

Die dynamische Viskosität des Öls ergibt sich nach den Ansätze aus Abschnitt B.3. Für den Ringnut-Druck gilt

$$p_{KR,c} = \frac{p_{KR,a} + p_{KR,b}}{2} \quad (\text{B.11})$$

Für den Druck, der vom Kolbenring auf die Zylinderlaufbuchse ausgeübt wird, gilt [81]

$$p_{KR,c} = \frac{2 \cdot F_T}{d_{KR,a} \cdot h_{KR}} \quad (\text{B.12})$$

mit der Tangentialkraft [81]

$$F_T = \frac{(\Delta z_{KR,u} - \Delta z_{KR,g}) \cdot (r_m - r_m^*) \cdot h_{KR} \cdot h_{KR} \cdot E}{3 \cdot \pi \cdot r_m^2} \quad (\text{B.13})$$

und dem Flächenschwerpunktradius für einen Rechteckring [81]

$$r_m = \frac{d_{KR,a} - b_{KR}}{2} \quad (\text{B.14})$$

Für den Flächenschwerpunktradius der neutralen Faser unter Berücksichtigung der Kolbenring-Krümmung [81] gilt

$$r_m^* = \frac{b_{KR}}{\ln\left(\frac{d_{KR,a}}{d_{KR,a} - 2 \cdot b_{KR}}\right)} \quad (\text{B.15})$$

Für einen legierten Gusseisenwerkstoff im vergüteten Zustand wird ein mittleres Elastizitätsmodul von 145 GPa berücksichtigt. Für die Öl-Verdrängungskraft in der Ringnut gilt [81]

$$F_{\text{KR,VR}} = \beta \cdot \eta_{\text{Oel}} \cdot \pi \cdot (d_{\text{LB}} - b_{\text{KR}}) \cdot \frac{b_{\text{KR}}}{x_{\text{Oel}}} \cdot \dot{x}_{\text{KR}} \quad (\text{B.16})$$

mit dem Korrekturfaktor β zur Berücksichtigung des Fluchtungsfehlers der Kolbenringnut- und der Kolbenringhöhe sowie eine Ungleichverteilung des Öls in der Kolbenringnut. Der Korrekturfaktor β wird mit 0.5 angenommen. Der Parameter x_{Oel} beschreibt die Ölfilmdicke in der Kolbenringnut (x -Richtung). Die Ölfilmdicke wird zu $10 \mu\text{m}$ angenommen. Die Ölklebkraft wird bestimmt gemäß

$$F_{\text{KR,Kb}} = F_{\text{KR,Kb,max}} \cdot \frac{1 - x_{\text{KR}}}{x_{\text{Oel}}} \quad (\text{B.17})$$

mit einer Maximal-Klebkraft von 50 mN. Die Reibleistung für eine Anzahl von i Kolbenringen wird beschrieben durch den Zusammenhang

$$P_{\text{f,KR}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{KR}}} F_{\text{f,KR},i} \cdot \dot{x}_{\text{KR},i} \quad (\text{B.18})$$

Die Beschreibung des Leckagemassenstroms am Kolbenring erfolgt anhand der Massenstrombeziehung für ein strömendes kompressibles Medium nach den Gleichungen 3.15 und 3.16. Der Leckagequerschnitt am Kolbenring ergibt sich aufgrund des Leckagespaltes am Stoßspiel des Kolbenrings A_S und des Überströmens zwischen dem Kolbenring und der Ringnut A_{Fl} . Weiterhin werden für das Gasvolumen im Bereich der Ringnut $p_{\text{KR,c}}$ die Massen- (vgl. Gleichung 3.2) und Energiebilanz (vgl. Gleichung 3.4) berücksichtigt.

B.3 Stoffeigenschaften von CO₂-Öl-Gemischen

Für den Massenanteil des Kältemittels eines Kältemittel-Öl-Gemisches gilt

$$\omega_{\text{KM}} = \frac{m_{\text{KM}}}{m_{\text{Oel}} + m_{\text{KM}}} \quad (\text{B.19})$$

Der Dampfdruck eines Kältemittel-Öl-Gemisches ergibt sich nach Seeton [124] in impliziter Form zu

$$\log(p) = a_1 + \frac{a_2}{T} + \frac{a_3}{T^2} + \log(\omega) \cdot \left(a_4 + \frac{a_5}{T} + \frac{a_6}{T^2} \right) + \log^2(\omega) \cdot \left(a_7 + \frac{a_8}{T} + \frac{a_9}{T^2} \right) \quad (\text{B.20})$$

mit den Parametern a_i nach Tabelle B.2. Abbildung B.3 zeigt das Dampfdruckverhalten für ein Gemisch aus CO₂ und dem PAG-Öl Zerol[®] RFL 68-EP nach Gleichung B.20.

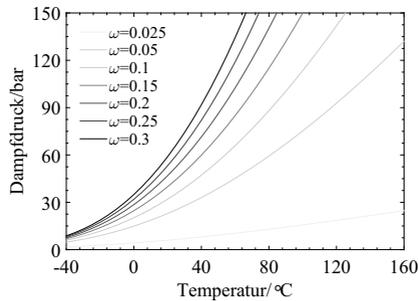


Abbildung B.3: Dampfdruck in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene CO₂-Gemischanteile des Öls Zerol[®] RFL 68-EP

Schulze [123] schlägt zur Beschreibung von Stoffdaten hinsichtlich der Modellierung thermodynamischer Systeme Spline-Interpolationen höherer Ordnung vor. Dieser Beschreibungsansatz eignet sich insbesondere auch für die Beschreibung von Dampfdruck- und Viskositätseigenschaften von Kältemittel-Öl-Gemischen. Die kinematische Viskosität ν ergibt sich wiederum nach Seeton [124] in impliziter Form zu

$$\ln \left[\ln \left(\nu + 0.7 + \exp^{-\nu} \cdot K_0 \cdot (\nu + \varphi) \right) \right] = a_1 + a_2 \cdot \ln(T) + a_3 \cdot \ln^2(T) \quad (\text{B.21})$$

$$+ \omega \cdot (a_4 + a_5 \cdot \ln(T) + a_6 \cdot \log^2(T))$$

$$+ \omega^2 \cdot (a_7 + a_8 \cdot \log(T) + a_9 \cdot \log^2(T))$$

mit den Parametern a_i nach Tabelle B.2, der Konstanten $\varphi = 1,244067769$ und der Besselfunktion zweiter Art (0-ter Ordnung) K_0 . Abbildung B.4 zeigt die kinematische Viskosität des Kältemittel-Öl-Gemisches in Abhängigkeit von der Temperatur nach Gleichung B.21.

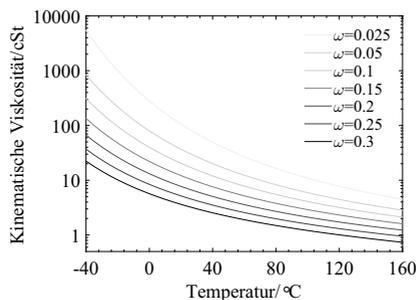


Abbildung B.4: Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur für verschiedene (CO₂)-Gemischanteile des Öls Zerol[®] RFL 68-EP

Die Stoffdichte des Kältemittel-Öl-Gemisches kann wiederum durch einen Ansatz nach Seton [124] berechnet werden

$$\rho = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + \omega \cdot (a_4 + a_5 \cdot T + a_6 \cdot T^2) + \omega^2 \cdot (a_7 + a_8 \cdot T + a_9 \cdot T^2) \quad (\text{B.22})$$

mit den Parametern a_i nach Tabelle B.2. Der Stoffdichte-Temperatur-Zusammenhang ist in Abbildung B.5 nach Gleichung B.22 dargestellt.

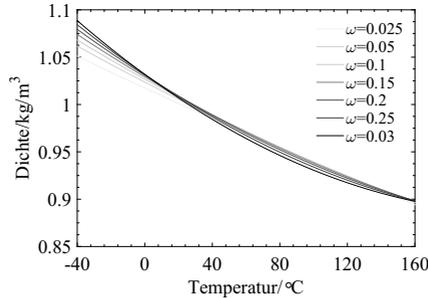


Abbildung B.5: Stoffdichte in Abhängigkeit von der Temperatur und des (CO₂)-Gemischanteils des Öls Zerol® RFL 68-EP

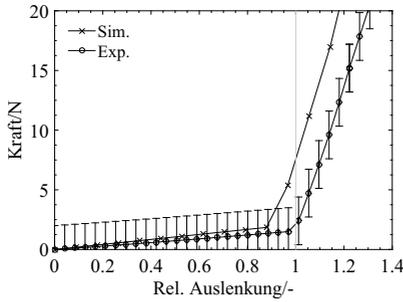
Tabelle B.2 zeigt die Parameter zur Beschreibung des Dampfdruckes, der Schmierstoffviskosität und der Stoffdichte in der Übersicht.

Tabelle B.2: Parameter für ein Öl-CO₂-Gemisch mit dem Öl Zerol® RFL 68-EP [124]

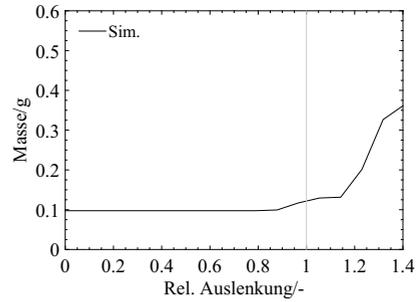
Koeffizient	Dampfdruck	Dichte	Kinematische Viskosität
a_1	4.89572	1.25133	1.67963×10^{-3}
a_2	-6.29159×10^2	-9.31692×10^4	-2.67093
a_3	-6.19063×10^{-4}	2.42342×10^{-7}	0
a_4	1,47965	7.40002×10^{-1}	-5,35526
a_5	-2.21162×10^2	-3.55089	3.66367
a_6	-2.08350×10^4	4.45826×10^{-6}	0
a_7	4.60196×10^{-2}	7.68798×10^{-1}	3.54251×10^1
a_8	-3.26891×10^1	-5.84693×10^3	-6.37362
a_9	-2.45598×10^3	9.01535×10^{-6}	0

B.4 Ersatzparameter des Ventilmodells

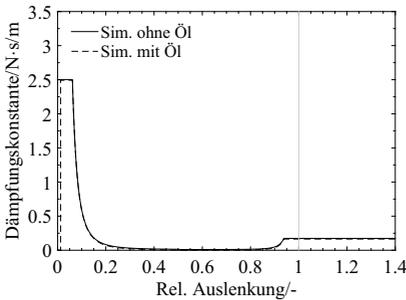
Die folgenden Abbildungen zeigen die Ersatzparameter des Saug- (vgl. Abbildung B.6 und Abbildung B.7) und Druckventilmodells (vgl. Abbildung B.8 und Abbildung B.9) im untersuchten elektrisch angetriebenen Taumelscheibenverdichter. Das Ventilmodell ist in Unterabschnitt 3.2.6 beschrieben.



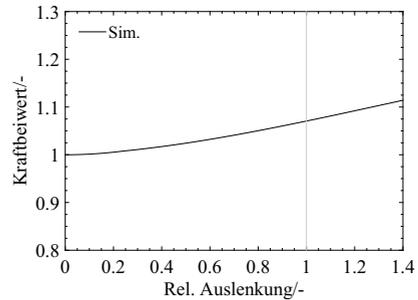
(a) Ersatzfederkraft



(b) Ersatzmasse

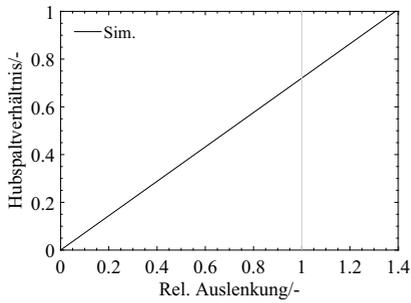


(c) Dämpfungskonstante

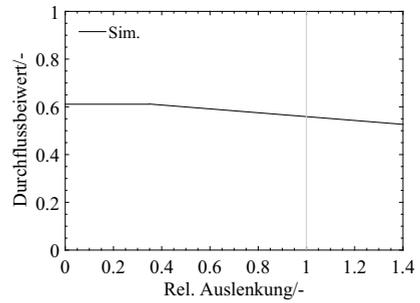


(d) Korrigierter Kraftbeiwert

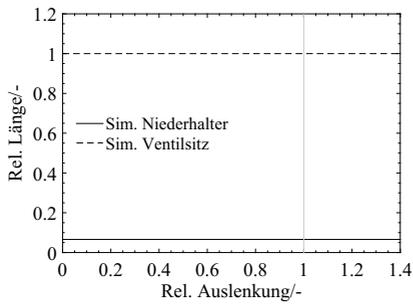
Abbildung B.6: Ersatzparameter des Saugventils unter Berücksichtigung der Niederhalterinteraktion für ein Konfidenzniveau der experimentellen Ergebnisse von 2σ



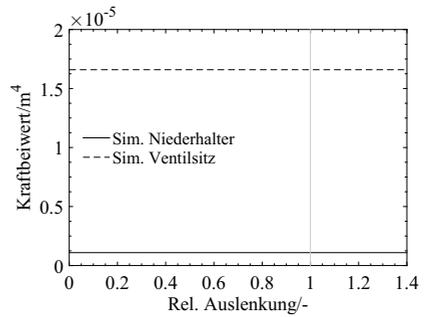
(a) Hubspaltverhältnis



(b) Durchflussbeiwert

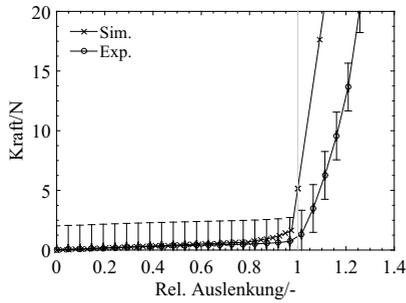


(c) Klebkraft-Kontaktlänge

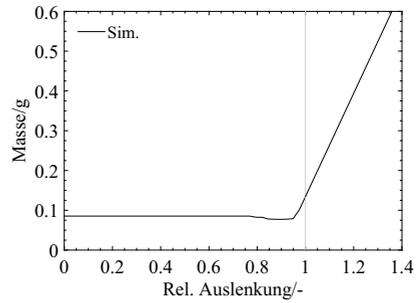


(d) Klebkraft-Beiwert nach Gleichung 3.109

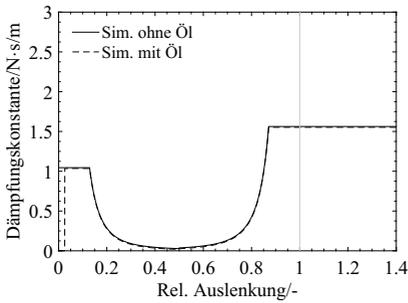
Abbildung B.7: Ersatzparameter des Saugventils unter Berücksichtigung der Niederhalterinteraktion



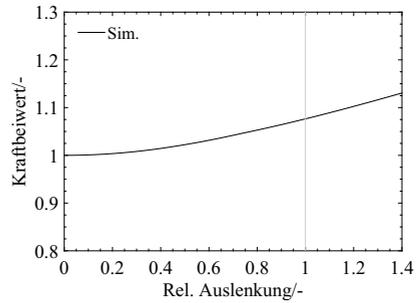
(a) Ersatzfederkraft



(b) Ersatzmasse

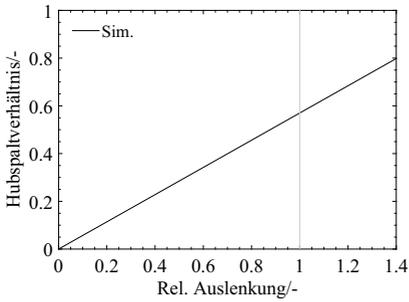


(c) Dämpfungskonstante

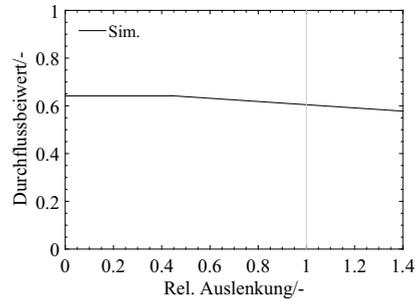


(d) Korrigierter Kraftbeiwert

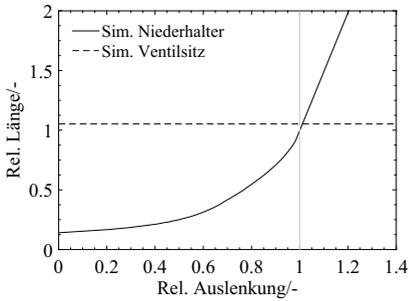
Abbildung B.8: Ersatzparameter des Druckventils unter Berücksichtigung der Niederhalterinteraktion für ein Konfidenzniveau der experimentellen Ergebnisse von 2σ



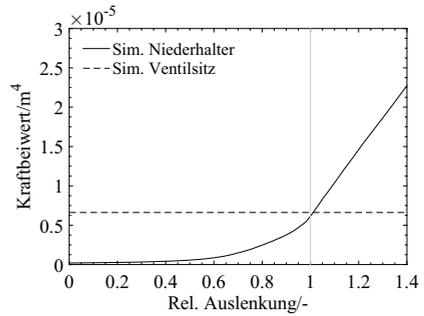
(a) Hubspaltverhältnis



(b) Durchflussbeiwert



(c) Klebkraft-Kontaktlänge



(d) Klebkraft-Beiwert nach Gleichung 3.109

Abbildung B.9: Ersatzparameter des Druckventils unter Berücksichtigung der Niederhalterinteraktion

C Ergänzende Daten zur experimentellen Methodik

Die folgenden Darstellungen ergänzen die Ergebnisse der Leckageuntersuchung am Zylinder des Verdichters (Blowby-Messung) nach Abschnitt 5.2 um die Beschreibung der experimentellen Methodik.

C.1 Prüfstandskonfiguration der Leckagemessung an den Kolbenringen

Abbildung C.1 zeigt die Anlagenverschaltung der Blowby-Messung am Verdichterprüfstand.

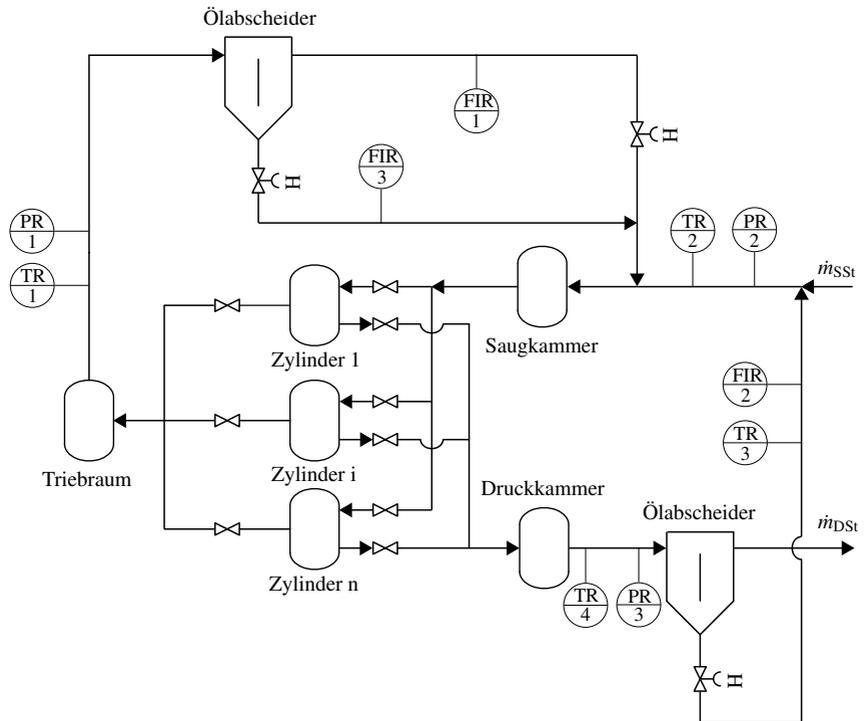


Abbildung C.1: Anlagenverschaltung zur Leckage-Massenstromuntersuchung an den Kolbenringen (Blowby-Messung) im R-I-Fließschema nach DIN EN 1861 [37]

Die Ergebnisse des Vergleiches zwischen zwei unterschiedlichen Messverfahren zur Bewertung des Blowby-Massenstromes am Zylinder zeigt Abbildung C.2.

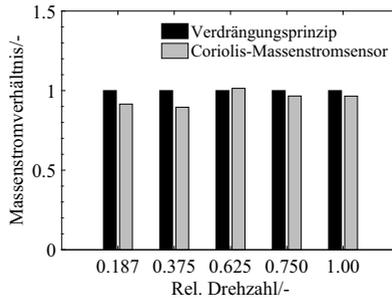


Abbildung C.2: Gegenüberstellung verschiedener Messprinzipien der Leckage-Massenstrommessung an den Kolbenringen (Blowby-Messung)

C.2 Prüfstandskonfiguration der Ventil-Leckagemessung am

Die Anlagenverschaltung zur Bestimmung der Ventilleckage ist in Abbildung C.3 dargestellt.

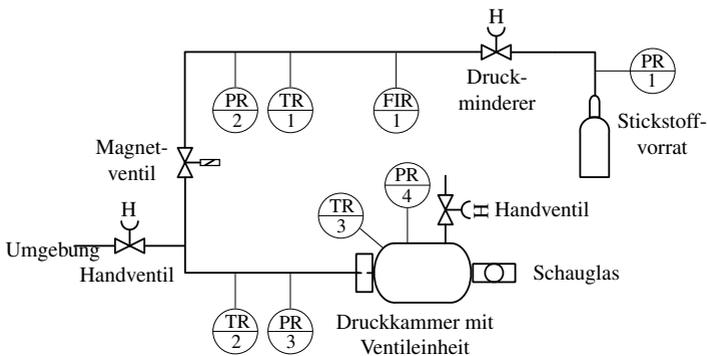


Abbildung C.3: Anlagenverschaltung des Komponentenprüfstandes zur Ventil-Leckageuntersuchung im R-I-Fließschema nach DIN EN 1861 [37]. Der Aufbau erfolgt in Anlehnung an die Prüfstandskonfiguration des Ventilprüfstandes nach Lemke et al. [92]

D Ergänzende Daten zur experimentellen Untersuchung des Verdichters

Nachfolgend werden weiterführende ergänzende Daten zu den erfolgten experimentellen Untersuchungen nach Kapitel 5 angegeben. Es werden darüber hinaus weiterführende Ergebnisse zur experimentellen Leistungsmessung am elektrischen Antriebsstrang des Verdichters und am Gesamt-Verdichter aufgeführt.

D.1 Parametrisierung des elektrischen Antriebsstrang-Modells

Tabelle D.1 zeigt die Parametrisierung des elektrischen Antriebsstranges im Verdichtermmodell nach Abschnitt 3.3.

Tabelle D.1: Abgeleitete Koeffizienten zur Charakterisierung des elektrischen Antriebsstrang-Modells nach Gleichung 3.111

Koeffizient	Relative Drehzahl/-				
	0,187	0,375	0,625	0,750	1,000
	<i>Leistungselektronik</i>				
a_1	-0.01909	-0.00661	-0.00650	-0.00360	-0.00218
a_2	0.12154	0.04870	0.05605	0.03321	0.02114
a_3	0.52058	0.71521	0.74645	0.81916	0.85726
	<i>E-Motor</i>				
a_1	-0.01282	-0.00497	-0.00515	-0.00134	0.00017
a_2	0.05733	0.02577	0.03797	0.00849	-0.00758
a_3	0.80098	0.86409	0.84555	0.91899	0.96756
	<i>Antriebsstrang (E-Motor & Leistungselektronik)</i>				
a_1	-0.01013	-0.00234	-0.00175	-0.00246	-0.00250
a_2	0.08891	0.02837	0.02177	0.02670	0.03043
a_3	0.65709	0.83012	0.88791	0.89277	0.88315

D.2 Verdichtungscharakteristik bei Drehzahl- und Druckverhältnisvariation

Weiterhin sind der indizierte isentrope Gütegrad sowie der Klemmgütegrad in Ergänzung zu den Darstellungen nach Unterabschnitt 5.4.3 auch unter Berücksichtigung der Standardmessunsicherheit der genannten Bewertungskenngrößen in den Abbildungen D.1 bzw. D.2 aufgeführt.

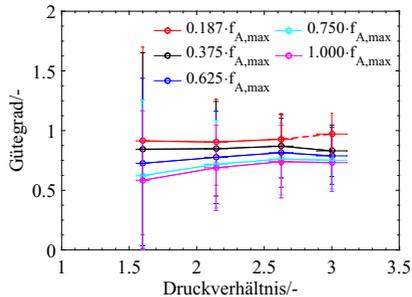


Abbildung D.1: Indizierter isentroper Gütegrad in Abhängigkeit von der Relativdrehzahl und des Verdichtungsdruckverhältnisses für die Betriebspunkte A ($\Pi = 1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR mit Angabe der erweiterten Standardmessunsicherheit für ein Konfidenzniveau von 2σ

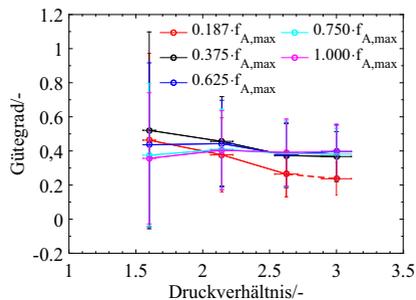


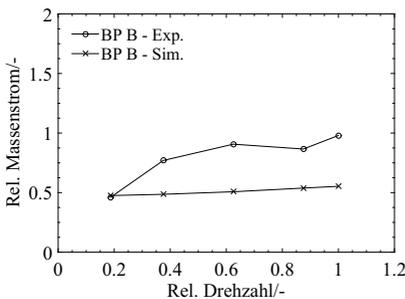
Abbildung D.2: Klemmgütegrad in Abhängigkeit von der relativen Drehzahl und des Verdichtungsdruckverhältnisses für die Betriebspunkte A ($\Pi = 1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR mit Angabe der erweiterten Standardmessunsicherheit für ein Konfidenzniveau von 2σ

E Ergänzende Daten zur Validierung des Verdichtermodells

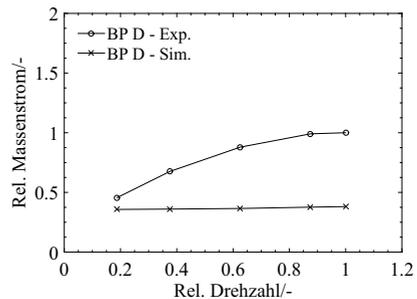
In diesem Teil des Anhangs werden weitere Gegenüberstellungen der Simulationsergebnisse des 0D-/1D-Simulationsmodells im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen angegeben. Die aufgeführten Darstellungen ergänzen die Gegenüberstellung der Ergebnisse des 0D-/1D-Simulationsmodells mit den experimentellen Ergebnissen nach Kapitel 6.

E.1 Kolbenringmodell

Abbildung E.1 zeigt die Simulationsergebnisse im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen für den Leckagemassenstrom (Blowby-Massenstrom) über die Kolbenringe am Zylinder.



(a) Betriebspunkt B ($\Pi = 2, 14$)



(b) Betriebspunkt D ($\Pi = 3, 00$)

Abbildung E.1: Vergleich des Leckagemassenstromes an den Kolbenringen (relativer Blowby-Massenstrom) anhand der Simulationsergebnisse des 0D-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte B ($\Pi = 2, 14$) und D ($\Pi = 3, 00$) bei sechs Prozent OCR

Der simulativ ermittelte Spaltquerschnitt am Kolbenring ist in Abbildung E.2 dargestellt.

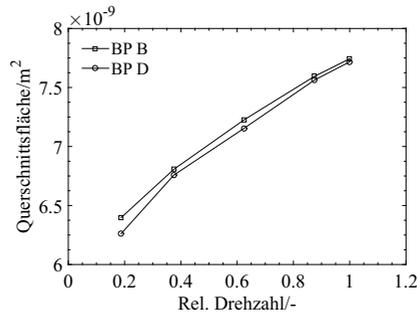


Abbildung E.2: Mittlerer effektiver Spaltquerschnitt am Kolbenring pro Zylinder anhand des Kolbenringmodells des 0D-/1D-Simulationsmodells für die Betriebspunkte B ($\Pi = 2, 14$) und D ($\Pi = 3, 00$)

E.2 Ventilmodell

Abbildung E.3 zeigt eine Gegenüberstellung der Ventilspätschlusscharakteristik für das Saugventil in Ergänzung zu den Betrachtungen nach Unterabschnitt 6.3.

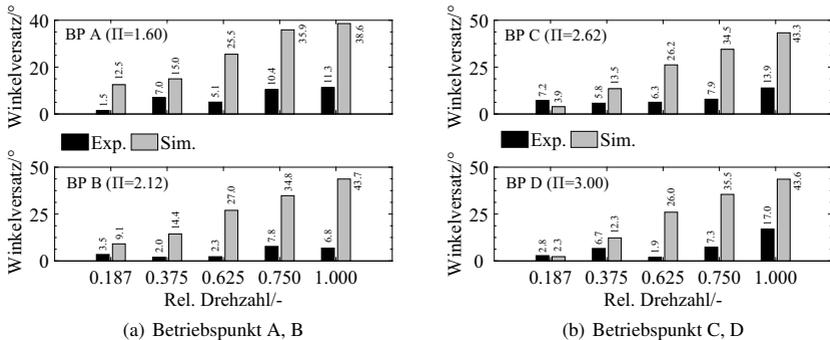


Abbildung E.3: Vergleich des Winkelversatzes für das Schließen des Saugventils (mit Referenz Kolben-UT) aufgrund von Ventilspätschlüssen anhand der Simulationsergebnisse des 0D-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte A, B, C und D bei sechs Prozent OCR

E.3 Sauggasaufheizung

Weiterhin zeigt Abbildung E.4 eine Gegenüberstellung der anhand des Simulationsmodells erhaltenen Daten im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen.

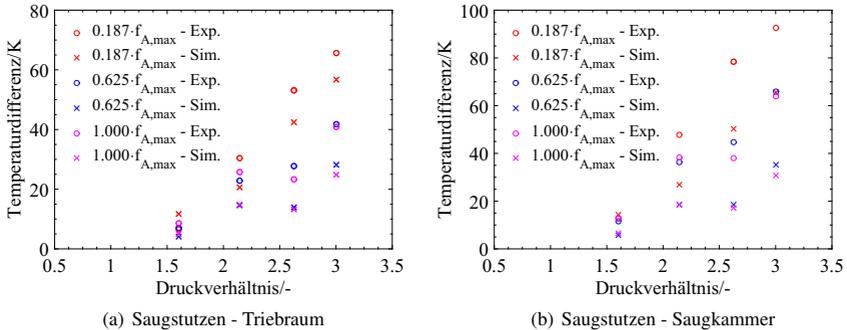


Abbildung E.4: Vergleich der Aufheizung des Sauggases anhand der Simulationsergebnisse des 0D-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte A ($\Pi = 1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR

E.4 Bewertungsgrößen

Die abschließend aufgeführten Abbildungen zeigen den kammerbezogenen Liefergrad, den Zylinderfüllgrad, den relativen Fördermassenstrom, die indizierte Leistung und die elektrische Leistung in Ergänzung zu den Untersuchungen nach Unterabschnitt 6.4. Es sind jeweils die Simulationsergebnisse anhand des 0D-/1D-Simulationsmodells den experimentellen Ergebnissen gegenübergestellt.

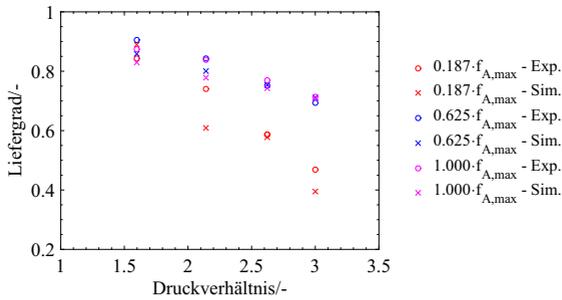


Abbildung E.5: Vergleich des kammerbezogenen Liefergrades anhand der Simulationsergebnisse des OD-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte A ($\Pi = 1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR

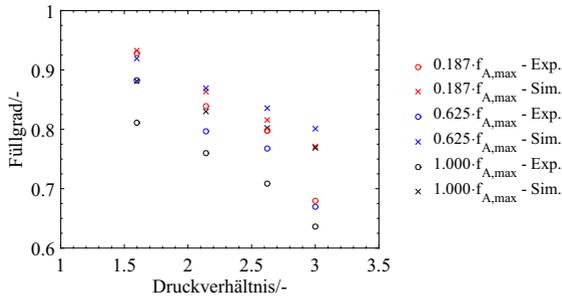


Abbildung E.6: Vergleich des Zylinderfüllgrades anhand der Simulationsergebnisse des OD-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte A ($\Pi=1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR

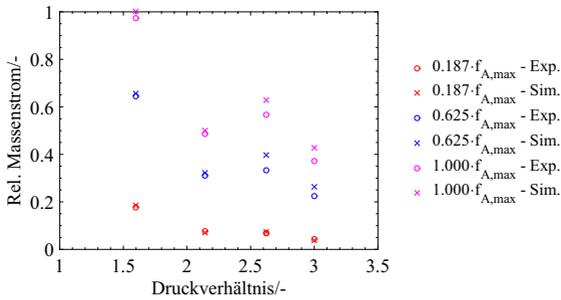


Abbildung E.7: Vergleich des Fördermassenstromes anhand der Simulationsergebnisse des OD-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte A ($\Pi = 1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR

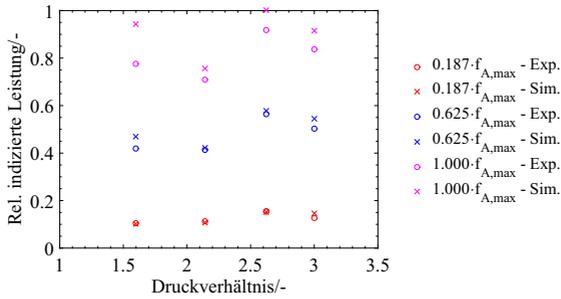


Abbildung E.8: Vergleich der indizierten Leistung anhand der Simulationsergebnisse des OD-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte A ($\Pi = 1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR

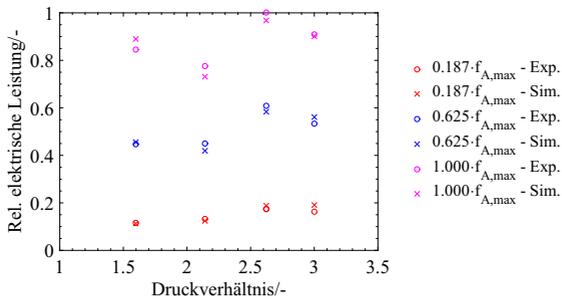


Abbildung E.9: Vergleich der elektrischen Leistung anhand der Simulationsergebnisse des 0D-/1D-Simulationsmodells gegenüber den experimentellen Ergebnissen für die Betriebspunkte A ($\Pi = 1,60$), B ($\Pi = 2,14$), C ($\Pi = 2,62$) und D ($\Pi = 3,00$) bei sechs Prozent OCR