

**„Systemanalyse und Entwicklung einer Heuristik  
zur Auslegungsoptimierung elektromechanischer  
Aktuatoren für die Betätigung von Gaswechsel-  
ventilen von Otto-Verbrennungsmotoren“**

DISSERTATION

**Dipl.-Ing.  
Thomas Leiber**

Begutachter:

**Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Brasseur  
Em. o. Univ.-Prof. Dr. techn. Dipl.-Ing. Hans Peter Lenz**



**Institut für Elektrische Messtechnik  
und Messsignalverarbeitung  
Technische Universität Graz**

**Graz, im September 2006**

# Vorwort

Diese Dissertation entstand während meiner Tätigkeit bei der Firma LSP Innovative Automotive Systems GmbH im Zusammenhang mit der Entwicklung eines elektromechanischen Ventiltriebes.

Ich danke Herr Prof. Dipl.-Ing Dr.-Ing Hans Peter Lenz, der mir diese Dissertation ermöglicht hat und das Korreferat übernommen hat.

Mein großer Dank gilt meinem Betreuer Herr Prof. Dipl.-Ing. Dr. tech. Georg Brasseur sowie Herrn Dr. Brandstätter. Ich danke Ihnen, dass sie sich sehr intensiv mit dieser Arbeit beschäftigt haben und in abendfüllenden Diskussionen mir wertvolle Anregungen zu dieser Arbeit gegeben haben. Ich bin Ihnen sehr dankbar, dass sie mir den wissenschaftlichen Stil wieder nahegelegt haben, der in den letzten Jahren der Berufstätigkeit etwas abhanden gekommen war.

Die Arbeit ist meinen Eltern gewidmet.

# Kurzfassung

Die elektromechanische Ventilsteuerung ermöglicht die Verbrauch- und Emissionsreduzierung bei Otto-Verbrennungsmotoren. Ziel ist primär die Wahl einer Aktuatorik mit möglichst geringem elektrischem Leistungsbedarf. In der vorliegenden Arbeit wurde ein kompaktes dynamisches Modell entwickelt, mit Hilfe dessen eine Auslegungsoptimierung von unterschiedlichen Aktuatoren durchgeführt werden konnte. Besonderes Augenmerk wurde darauf gelegt, dass das Modell möglichst einfach aufgebaut ist, zugleich jedoch eine detailgetreue Abbildung der Realität ermöglicht. Ausgehend von den gestellten Anforderungen an den Ventiltrieb wurden zwei Ausführungsformen eines Feder-Masse-Schwinger-Wirkprinzips modelliert und analysiert. Das dynamische Modell wurde in eine Optimierungs- und Bewertungsheuristik integriert, mit Hilfe derer iterativ eine optimale Auslegung für vom Autor gestellte Randbedingungen abgeleitet wurde. Mit Hilfe des Verfahrens konnte festgestellt werden, dass ein Aktuator, der durch eine längliche Magnetform und eine Betätigung des Ventils über einen Hebelmechanismus charakterisiert ist, zu vorteilhaften Eigenschaften im dynamischen Betrieb führt. Diese Vorteile umfassen zum einen einen kleineren elektrischen Leistungsbedarf sowie eine höhere erreichbare Schaltdynamik bei gegebenen Einbaurandbedingungen. Diese Vorteile gehen jedoch zu Lasten eines höheren Gewichts. Das vom Autor entwickelte Verfahren zeigt auf, dass eine Auslegungsoptimierung für Anwendungen, bei denen das dynamische Verhalten primär die Energiebilanz bestimmt, ein dynamisches Modell erfordert. Eine Auslegungsoptimierung nur für stationäre Betriebszustände hätte zu abweichenden und irrtümlichen Ergebnissen geführt.

# Abstract

The electrical valve train enables a reduction of fuel consumption and emissions in Otto combustion engines. It is therefore important to choose an actuator with a low electrical power consumption. In this thesis a compact dynamic model is developed which enables a layout optimisation of different actuators. In the development of the model a main emphasis was placed that the model was kept simple but at the same time a good match with reality was achieved. Starting from set requirements for the layout of an electrical valve train two different actuator versions based on a spring-masse-oscillator principle were modelled and analysed. The dynamic model was integrated in an optimisation and evaluation heuristics. In an iterative procedure a optimum layout for the set requirements was derived employing both the heuristics and dynamic model. The procedure led to the conclusion that an actuator which is characterized by a long magnet form and a lever based valve actuator can lead to favourable results in dynamic operation. The benefits comprise a lower electrical power consumption in combination with a higher switching dynamics for given package constraints. However the trade-off is a higher weight of the actuator. The procedure which was developed in this thesis emphasises that a layout optimisation for applications where the dynamic behaviour mainly determines the energy consumption requires a dynamic model. A layout optimisation focused on stationary operating conditions would have led to different and misleading results.

---

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS</b>	<b>5</b>
<b>FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN</b>	<b>10</b>
<b>1 ENTWICKLUNGSTENDENZEN UND POTENZIALE DER VARIABLEN VENTILSTEUERUNG</b>	<b>19</b>
<b>1.1 Variable Ventilsteuerung</b>	<b>20</b>
1.1.1 Rückblick/ Entwicklungstendenzen bei variablen Ventilsteuerungen	20
1.1.2 Möglichkeiten der variablen Ventilsteuerung	21
1.1.3 Aktuelle Ausführungen und Potenziale der variablen Ventilsteuerung	25
<b>1.2 Alternative Zukunftstechnologien</b>	<b>35</b>
1.2.1 Aufladung	35
1.2.2 Direkteinspritzung	36
1.2.3 Zylinderabschaltung	37
<b>1.3 Ausblick für die elektromechanische Ventilsteuerung</b>	<b>37</b>
<b>2 GRUNDLAGEN UND BEGRIFFSDEFINITIONEN</b>	<b>40</b>
<b>2.1 Anforderungen an die elektromechanische Ventilsteuerung</b>	<b>40</b>
2.1.1 Kriterium Variabilität	40
2.1.2 Kriterium Ventilhubdynamik	41
2.1.3 Kriterium elektrischer Energieleistungsaufnahme	43
2.1.4 Kriterium Regel- und Steuerbarkeit	44
2.1.5 Kriterium mechanische Lebensdauer	45
2.1.6 Kriterien Kosten / Gewicht / Bauraum / Fertigung	45
2.1.7 Kaltstartfähigkeit	46
<b>2.2 Resonanzschwinger als Konzept zur Erfüllung der Anforderungen</b>	<b>46</b>
<b>2.3 Funktionsweise des Resonanzschwinger-Aktuators</b>	<b>47</b>
<b>2.4 Dynamik des Resonanzschwingers</b>	<b>49</b>
<b>2.5 Grundsätzlicher Aufbau von Aktuatoren auf Basis des Resonanzschwingerprinzips</b>	<b>50</b>
2.5.1 Aufbau des EMVS-Aktuators/ Begriffsdefinitionen	50

2.5.2	Aufbau des IVC-Aktuators/ Begriffsdefinitionen	52
2.5.3	Ventilgestaltungsmöglichkeiten	55
<b>2.6</b>	<b>Grundlagen zur Auslegung des elektrischen Ventiltriebes</b>	<b>57</b>
2.6.1	Einfluss der bewegten Masse und Federsteifigkeit auf die Dynamik des Ventiltriebes	57
2.6.2	Oszillierende Massen des EMVS und IVC Aktuators	58
2.6.3	Grundlagen zur Federauslegung	58
<b>2.7</b>	<b>Herleitung des Auslegungsbereiches des EMVS Aktuators</b>	<b>59</b>
2.7.1	Oszillierende Massen des EMVS-Aktuators	59
2.7.2	Auslegungsmöglichkeiten des EMVS-Aktuators	63
<b>2.8</b>	<b>Herleitung des Auslegungsbereiches des IVC-Aktuators</b>	<b>64</b>
2.8.1	Auslegungsphilosophie des IVC-Aktuators	64
2.8.2	Oszillierende Massen des IVC-Aktuators	67
2.8.3	Auslegungsbereich des IVC-Aktuators	69
<b>3</b>	<b>SYSTEMMODELLIERUNG</b>	<b>71</b>
<b>3.1</b>	<b>Das mechanische Modell</b>	<b>71</b>
<b>3.2</b>	<b>Das elektromagnetische Modell</b>	<b>75</b>
<b>3.3</b>	<b>Das Modell der Ansteuerung des elektromechanischen Aktuators</b>	<b>78</b>
3.3.1	Leistungsstellglied	78
3.3.2	Stromregler	80
3.3.3	Modell der Ansteuerung in Matlab-Simulink	81
<b>4</b>	<b>VALIDIERUNG DES ELEKTROMECHANISCHEN MODELLS</b>	<b>82</b>
<b>4.1</b>	<b>Identifikation des mechanischen Modells</b>	<b>82</b>
4.1.1	Bestimmung der Reibverluste	82
4.1.2	Bestimmung der Gasarbeit	86
4.1.3	Einflussfaktoren auf die Gasarbeit	92
4.1.4	Erweitertes Gaskraftmodell in Matlab-Simulink	93
<b>4.2</b>	<b>Validierung der Kennfelder des Magnetmodelles</b>	<b>94</b>
4.2.1	Validierung des Magnetkraftkennfeldes	94
4.2.2	Validierung des Magnetflusskennfeldes	95
4.2.3	Bestimmung des Spulenwiderstandes der Erregerspule	97
4.2.4	Bestimmung der Wirbelströme	97
<b>5</b>	<b>ENERGIE-/ LEISTUNGSBILANZ</b>	<b>114</b>

<b>5.1</b>	<b>Energiebilanz für die Versorgung des Elektromagneten</b>	<b>115</b>
<b>5.2</b>	<b>Energiebilanz des Elektromagneten</b>	<b>116</b>
<b>5.3</b>	<b>Energiebilanz der Mechanik</b>	<b>117</b>
<b>5.4</b>	<b>Stationäre Energie- und Leistungsbilanz</b>	<b>118</b>
<b>5.5</b>	<b>Energie- und Leistungsbilanz im Umschaltvorgang</b>	<b>118</b>
<b>5.6</b>	<b>Energie- und Leistungsbedarf für den zyklischen Betrieb</b>	<b>119</b>
<b>6</b>	<b>MODELLIERUNGSDETAILS</b>	<b>120</b>
<b>6.1</b>	<b>Auswirkung der Magnetform auf Magnetkraft</b>	<b>120</b>
<b>6.2</b>	<b>Materialauswahl</b>	<b>122</b>
<b>6.3</b>	<b>Einfluss der Spulenauslegung</b>	<b>123</b>
6.3.1	Auslegung der Erregerspule für die Haltephase	124
6.3.2	Auslegung der Erregerspule für den dynamischen Betrieb	130
<b>6.4</b>	<b>Einfluss der Ansteuerung</b>	<b>134</b>
6.4.1	Einfluss der Ansteuerung auf den Abfallverzug	135
6.4.2	Einfluss der Ansteuerung während des Umschaltvorgangs	138
<b>6.5</b>	<b>Auswirkung des Restluftspaltes im Haltebetrieb auf die elektrische Leistungsaufnahme</b>	<b>147</b>
<b>7</b>	<b>AKTUATOROPTIMIERUNG UND BEWERTUNG</b>	<b>149</b>
<b>7.1</b>	<b>Spezifikation Bewertungsverfahren</b>	<b>151</b>
7.1.1	Bewertungsverfahren auf Basis der Nutzwertanalyse	151
7.1.2	Auswahl Bewertungskriterien	151
7.1.3	Bewertungsskala der Einzelkriterien	152
<b>7.2</b>	<b>Heuristik zur Einschränkung des Optimierungsraumes</b>	<b>157</b>
7.2.1	Festlegung der Bauraumgeometrie	158
7.2.2	Auswahl der Magnetgrundform	160
7.2.3	Bestimmung der Magnetgestaltungsparameter	160
<b>7.3</b>	<b>Magnetauslegungen zur Systemanalyse</b>	<b>165</b>
7.3.1	EMVS-Magnetsystem	165
7.3.2	IVC-Magnetsystem	166
<b>7.4</b>	<b>Parameteruntersuchung unter Berücksichtigung der Bewertungskriterien</b>	<b>168</b>

7.4.1	Bauhöhenanalyse	169
7.4.2	Gewichtsanalyse	169
7.4.3	Dynamikanalyse	170
7.4.4	Magnetkraftanalyse	172
7.4.5	Verlustleistungsanalyse	176
7.4.6	Gesamtanalyse und Festlegung der Aktuatorauslegung für Leistungsbestimmung und Bewertung	179
<b>7.5</b>	<b>Quantitative Ermittlung der Leistungsdaten</b>	<b>182</b>
7.5.1	Betriebspunkt 6000/min, Vollast	183
7.5.2	Betriebspunkt 2000/min, 2 bar	187
7.5.3	Betriebspunkt 2000/min, 2 bar mit Teilhub 1 mm	190
<b>7.6</b>	<b>Zusammenfassung der Ergebnisse zum elektrischen Leistungsbedarf</b>	<b>193</b>
<b>7.7</b>	<b>Bewertung der Aktuatorkonzepte im Vergleich</b>	<b>193</b>
7.7.1	Bewertung mit Fokus auf Leistungsbedarf und Ventildynamik	194
7.7.2	Bewertung mit Fokus auf Kosten und Gewicht	195
<b>8</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK</b>	<b>197</b>
<b>8.1</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>197</b>
<b>8.2</b>	<b>Ausblick</b>	<b>199</b>
	<b>ANHANG: DYNAMIKSIMULATIONEN ZU ABSCHNITT 7</b>	<b>201</b>
	<b>QUELLENVERZEICHNIS</b>	<b>210</b>



**ABBILDUNGSVERZEICHNIS**

BILD 1.1: MAGISCHES DREIECK DER MOTORENENTWICKLUNG NACH [1]	19
BILD 1.2: VARIATIONSMÖGLICHKEITEN DES VENTILHUBES ÜBER DEM KURBELWINKEL NACH [3]	21
BILD 1.4: PRINZIPIELLE DARSTELLUNG DER LASTSTEUERKONZEPTE DER VARIABLEN VENTILSTEUERUNG NACH [4]	23
BILD 1.5: RESTGASSTEUERVERFAHREN MIT VOLLVARIABLER VENTILSTEUERUNG NACH [5]	25
BILD 1.6: AUFBAU DER VARIABLEN EINLASSVENTILSTEUERUNG DER FIRMA META NACH [9]	26
BILD 1.7: POTENZIALE DER MECHANISCHEN VARIABLEN VENTILSTEUERUNG HINSICHTLICH KRAFTSTOFFVERBRAUCH UND EMISSIONEN NACH [10]	27
BILD 1.8: VALVETRONIC DER FIRMA BMW NACH [11, 12]	28
BILD 1.9: AUFBAU UND VENTILHUBBEWEGUNG DES VARIOCAM PLUS-SYSTEMS DER FIRMA PORSCHE NACH [19,20]	29
BILD 1.10: HYDRAULISCHE VARIABLE VENTILSTEUERUNG DER FIRMA BOSCH [21,22]	31
BILD 1.11: PRINZIPDARSTELLUNG VON UNTERSCHIEDLICHEN ELEKTROMECHANISCHEN VENTILTRIEBEN [23]	32
BILD 1.12: POTENZIAL ZUR KRAFTSTOFFVERBRAUCHSREDUZIERUNG DURCH ELEKTROMECHANISCHE VENTILSTEUERUNG IM NEFZ IM BETRIEBSPUNKT 2000/MIN, 2 BAR (NACHGEWIESENES POTENZIAL 23%, GESAMTPOTENZIAL 28% LT. ABSCHÄTZUNG DES AUTORS)	33
BILD 1.13: EMISSIONSERGEBNISSE IM NEFZ MIT DER ELEKTROMECHANISCHEN VENTILSTEUERUNG NACH [5]	35
BILD 1.14: VERBRAUCHSPOTENZIAL DURCH MAGERBETRIEB NACH [27]	37
BILD 1.15: ABSOLUTER REALISIERUNGSaufWAND DER ELEKTROMECHANISCHEN VERSUS DER MECHANISCHEN VENTILSTEUERUNG MIT VERGLEICHBAREN FUNKTIONALITÄTEN NACH [31]	39
BILD 1.16: BEWERTUNG AUSGEWÄHLTER EINZELTECHNOLOGIEN FÜR DEN OTTOMOTOR [AUTOR]	39
BILD 2.1: ANFORDERUNGEN AN DIE SERIENTAUGLICHKEIT DER ELEKTRISCHEN VENTILSTEUERUNG NACH [33]	41
BILD 2.2: DREHMOMENTGEWINN DURCH ELEKTROMECHANISCHE VENTILSTEUERUNG NACH [34]	42
BILD 2.3: ZUSAMMENHANG ZWISCHEN ELEKTRISCHER LEISTUNGSaufNAHME UND DEM RELATIVEN BEITRAG DER LEISTUNGSABHÄNGIGEN KOSTEN IN STEUERGERÄTEN IN ABHÄNGIGKEIT DER BORDNETZSPANNUNG NACH [35]	43
BILD 2.4: ZUKÜNFTIGE VERBRAUCHER IM 42-V-BORDNETZ NACH [36]	44
BILD 2.5: BEWEGUNGSPHASEN EINES ELEKTROMECHANISCHEN AKTUATORS	48
BILD 2.6: PRINZIPDARSTELLUNG DES STROM- UND HUBVERLAUFES DER ELEKTROMECHANISCHEN VENTILSTEUERUNG IM VENTILZYKLUS	49
BILD 2.8: AUSFÜHRUNGSFORMEN UND BEZEICHNUNGEN DER MÖGLICHEN MAGNETGRUNDFORMEN DES EMVS-AKTUATORS	51

BILD 2.10: AUSFÜHRUNGSFORMEN UND BEZEICHNUNGEN DER MÖGLICHEN MAGNETGRUNDFORMEN DES IVC-AKTUATORS	53
BILD 2.11: WICHTIGE BEZEICHNUNGEN ZUM IVC-AKTUATOR	54
BILD 2.12: PRINZIP DER ABWÄLZENDEN VENTILANKOPPLUNG [65]	55
BILD 2.13: KONSTRUKTION EINES STAHL-LEICHTBAUVENTILS [67, 68]	56
BILD 2.14: EINFLUSS VON MASSE UND FEDERSTEIFIGKEIT AUF FLUGZEIT DES FEDER-MASSE-SYSTEMS / GRENZEN DER AUSLEGUNGSDYNAMIK	57
BILD 2.15: BEISPIELHAFTE FEDERAUSLEGUNG DES EMVS-AKTUATORS OHNE HYDRAULISCHES VENTILSPIELAUSGLEICHSELEMENT	59
BILD 2.16: ANKERMASSE UND WIDERSTAND DER ERREGERSPULE EINES E- MAGNETEN IN ABHÄNGIGKEIT DES LÄNGEN-BREITEN-VERHÄLTNISSSES DES MAGNETEN	62
BILD 2.17: AUSWIRKUNG DES LÄNGEN-BREITEN-VERHÄLTNISSSES $\gamma$ AUF DIE EFFEKTIVE BEWEGLICHE ANKERMASSE UND DEN SPULENWIDERSTAND	68
BILD 3.1: BEZEICHNUNGEN ZUM MECHANISCHEN MODELL	71
BILD 3.2: MECHANISCHES MODELL IN DER SIMULATIONSUMGEBUNG MATLAB- SIMULINK	75
BILD 3.3: ERSATZSCHALTBILD DES MAGNETSYSTEMS	75
BILD 3.4: ELEKTROMAGNETISCHES MODELL IN DER SIMULATIONSUMGEBUNG MATLAB-SIMULINK	78
BILD 3.5: AUFBAU UND BETRIEBZUSTÄNDE EINER LEISTUNGSENDSTUFE ZUR ANSTEUERUNG EINES ELEKTROMECHANISCHEN AKTUATORS	79
BILD 3.6: MODELLIERUNG DER STROM- UND SPANNUNGSREGELUNG IN MATLAB- SIMULINK	81
BILD 4.1: UNTERSUCHTE VENTILANKOPPLUNGEN BEI DER IDENTIFIKATION DER REIBKRAFT	83
BILD 4.2: IDENTIFIKATION DES REIBKOEFFIZIENTEN AUS AUSSCHWINGVERSUCHEN DES IVC-AKTUATORS	84
BILD 4.3: VERGLEICH DER REIBVERLUSTE VON IVC- UND EMVS-AKTUATOREN	85
BILD 4.5: IDENTIFIKATION DES GASKRAFTVERLAUFES AUS DER VENTILHUBBEWEGUNG	88
BILD 4.6: KORREKTURFUNKTION $K_A(X)$ AUS (4.4) BESTIMMT	89
BILD 4.7: SIMULIRTER ZYLINDERDIFFERENZDRUCKVERLAUF FÜR UNTERSCHIEDLICHE DREHZAHLEN UND ÖFFNUNGSZEITPUNKTE ALS FUNKTION DES KURBELWELLENWINKELS	90
BILD 4.8: SIMULIRTER ABGASGEGENDRUCK UND KP-FAKTOR IN ABHÄNGIGKEIT DES VENTILHUBES (AUSWERTUNG DES AUTORS, [75])	91
BILD 4.9: GASARBEIT BEIM ÖFFNEN DES AUSLASSVENTILS FÜR UNTERSCHIEDLICHE DREHZAHLEN UND ÖFFNUNGSZEITPUNKTE (AUSWERTUNG DES AUTORS)	93
BILD 4.10: GASKRAFTMODELL IN MATLAB-SIMULINK	93
BILD 4.11: VERGLEICH DER GEMESSENEN MAGNETKRAFT $F_M$ BEZOGEN AUF DIE VENTILACHSE MIT DER BERECHNETEN MAGNETKRAFT $F_{M,SIM}$ DES IVC- AKTUATORS	95
BILD 4.12: VERGLEICH GEMESSENER FLUSS AM MAGNETEN MIT BERECHNETEM FLUSS AM IVC-AKTUATOR	96
BILD 4.13 MATLAB-SIMULINK-MODELL DES MAGNETSYSTEMS UNTER BERÜCKSICHTUNG DES WIRBELSTROMKENNFELDES	99

BILD 4.14: UNTERSUCHTE JOCH-ANKER-KOMBINATIONEN	102
BILD 4.15: VERSUCHSAUFBAU FÜR EXPERIMENTELLE WIRBELSTROMUNTERSUCHUNGEN	103
BILD 4.16: VORRICHTUNG ZUR KRAFTMESSUNG DES E-MAGNETEN	104
BILD 4.17 GEMESSENES FLUSSKENNLINIENFELD, DIFFERENZIELLE INDUKTIVITÄT $L_i$ DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 1	105
BILD 4.18: GEMESSENE FLUSSHYSTERESE IM DYNAMISCHEN BETRIEB DER ANKER- JOCH-KOMBINATION 1	105
BILD 4.19: GEMESSENER ZEITLICHER WIRBELSTROMVERLAUF FÜR UNTERSCHIEDLICHE LUFTSPALTE DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 1	106
BILD 4.20: VERLUSTENERGIEBETRACHTUNG INFOLGE VON WIRBELSTRÖMEN BEI EINEM AUF- UND ABMAGNETISIERUNGSVORGANG (BEGINN BEI BLAUER TRENNLINIE) DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 1	107
BILD 4.21: GEMESSENES WIRBELSTROMKENNFELD FÜR AUF- UND ABMAGNETISIERUNG DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 1	107
BILD 4.22: GEMESSENES FLUSSKENNLINIENFELD, DIFFERENZIELLE INDUKTIVITÄT $L_i$ DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 2	108
BILD 4.23: GEMESSENE FLUSSHYSTERESE IM DYNAMISCHEN BETRIEB DER ANKER- JOCH-KOMBINATION 2	108
BILD 4.24: GEMESSENER ZEITLICHER WIRBELSTROMVERLAUF FÜR UNTERSCHIEDLICHE LUFTSPALTE DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 2	109
BILD 4.25: VERLUSTENERGIEBETRACHTUNG INFOLGE VON WIRBELSTRÖMEN BEI EINEM AUF- UND ABMAGNETISIERUNGSVORGANG (BEGINN BEI BLAUER TRENNLINIE) DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 2	109
BILD 4.26: GEMESSENES WIRBELSTROMKENNFELD FÜR AUF- UND ABMAGNETISIERUNG DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 2	110
BILD 4.27 GEMESSENES FLUSSKENNLINIENFELD, DIFFERENZIELLE INDUKTIVITÄT $L_i$ , MAGNETKRAFTVERLAUF DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 3	111
BILD 4.28: GEMESSENE HYSTERESE DES MAGNETISCHEN FLUSSES, MAGNETKRAFTHYSTERESE DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 3	111
BILD 4.29: GEMESSENER ZEITLICHER WIRBELSTROMVERLAUF FÜR UNTERSCHIEDLICHE LUFTSPALTE DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 3	112
BILD 4.30: VERLUSTENERGIEBETRACHTUNG INFOLGE VON WIRBELSTRÖMEN BEI EINEM AUF- UND ABMAGNETISIERUNGSVORGANG (BEGINN BEI BLAUER TRENNLINIE) DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 3	112
BILD 4.31: GEMESSENES WIRBELSTROMKENNFELD FÜR AUF- UND ABMAGNETISIERUNG DER ANKER-JOCH-KOMBINATION 3	113
BILD 5.1: ENERGIEBILANZ DER ELEKTROMECHANISCHEN VENTILSTEUERUNG	114
BILD 6.1: STATISCHER MAGNETKRAFTVERLAUF UNTERSCHIEDLICHER MAGNETGRUNDFORMEN	121
BILD 6.2: MAGNETEIGENSCHAFTEN UNTERSCHIEDLICHER WEICHMAGNETISCHER MATERIALIEN	123
BILD 6.3: ZUSAMMENHANG ZWISCHEN WICKELFLÄCHE UND NENNDRAHTDURCHMESSER AUF DIE ELEKTRISCHE VERLUSTLEISTUNG	126
BILD 6.4: VERHÄLTNIS ZWISCHEN NENNDRAHTDURCHMESSER UND EFFEKTIVEM DRAHTDURCHMESSER DES ERREGERSPULENDRAHTES	127

BILD 6.5: HERLEITUNG DER KUPFERFÜLLFAKTOREN UNTERSCHIEDLICHER WICKELTECHNIKEN	128
BILD 6.6: ERZIELBARE KUPFERFÜLLFAKTOREN MIT VERSCHIEDENEN WICKELTECHNIKEN	129
BILD 6.7: ANALYSE DER SPULENDYNAMIK DES EMVS-AKTUATORS FÜR UNTERSCHIEDLICHE WINDUNGSZAHLEN BEI UNTERSCHIEDLICHEN KONSTANTEN LUFTSPALTEN	132
BILD 6.8: TEMPERATURERHÖHUNG INFOLGE DER VERLUSTLEISTUNG DER ERREGERSPULE	133
BILD 6.9: GEMESSENER ZUSAMMENHANG ZWISCHEN KALTVERLUSTLEISTUNG UND WIDERSTANDSANSTIEG BEI GUTER UND UNGÜNSTIGER WÄRMEABLEITUNG	134
BILD 6.10: ZEITLICHER VERLAUF VON ERREGERSTROM, MAGNETKRAFT UND VENTILPOSITION IN ABHÄNGIGKEIT VERSCHIEDENER VERSORGERSPANNUNGEN FÜR EMVS-AKTUATOR BEIM ABSCHALTEN AUS DER HALTEPHASE	136
BILD 6.11: VERGLEICH DER STATISCHEN MAGNETKRAFTBERECHNUNG MIT DER MAXWELL'SCHEN ZUGKRAFTFORMEL IM VERGLEICH ZUR FEM-BERECHNUNG (MAGNETAUSLEGUNG ENTSPRECHEND TABELLE 3.1)	139
BILD 6.12: ZEITLICHER VERLAUF VON ERREGERSTROM UND VENTILPOSITION FÜR UNTERSCHIEDLICHE ANSTEUERSTRATEGIEN UNTER BERÜCKSICHTIGUNG DER REIBVERLUSTE	141
BILD 6.13: ZEITLICHER VERLAUF VON ERREGERSTROM UND VENTILPOSITION FÜR UNTERSCHIEDLICHE ANSTEUERSTRATEGIEN UNTER BERÜCKSICHTIGUNG VON REIBVERLUSTEN	142
BILD 6.14: ZEITLICHER VERLAUF VON ERREGERSTROM UND VENTILPOSITION FÜR UNTERSCHIEDLICHE ANSTEUERSTRATEGIEN UNTER BERÜCKSICHTIGUNG VON REIB- UND GASVERLUSTEN	144
BILD 6.15: GESCHWINDIGKEITS- UND HUBVERLAUF IN ABHÄNGIGKEIT VOM EINSCHALTZEITPUNKT DER ERREGERSPULE	145
BILD 6.16: ZEITLICHER VERLAUF VON ERREGERSTROM UND VENTILPOSITION FÜR UNTERSCHIEDLICHE ANSTEUERSTRATEGIEN UNTER BERÜCKSICHTIGUNG VON REIB- UND GASVERLUSTEN	146
BILD 6.17: AUSWIRKUNG RESTLUFTSPALT AUF ERFORDERLICHE MAGNETISCHE DURCHFLUTUNG	148
BILD 7.1: VORGEHEN BEI SYSTEMVERGLEICH UND BEWERTUNG	150
BILD 7.2: GEWICHTSBILANZ EINES IVC TWIN-AKTUATORS	157
BILD 7.3: HEURISTIK DER EINSCHRÄNKUNG DES OPTIMIERUNGSLÖSUNGSRUAUMES	158
BILD 7.4: BAURAUMBEGRENZUNG	159
BILD 7.5: BAURAUMLRESTRIKTIONEN IN DER ZYLINDERLÄNGSRICHTUNG	159
BILD 7.6: BEISPIELHAFTE EMVS-AUSLEGUNG IN DER ZYLINDERKOPFDRAUFSICHT	161
BILD 7.7: GEOMETRIERESTRIKTION DES EMVS-AUSLEGUNG IM ZYLINDERKOPFQUERSCHNITT	162
BILD 7.8: BEISPIELHAFTE AUSLEGUNG DES IVC-AKTUATORS	163
BILD 7.9: GEOMETRIERESTRIKTION DER IVC-AKTUATORAUSLEGUNG	164
BILD 7.10: ANORDNUNG DER IVC-AKTUATOREN IM ZYLINDERKOPF	165
BILD 7.11: AUSLEGUNGSVARIANTEN DES EMVS-AKTUATORS ZUR SYSTEMANALYSE	166

BILD 7.12: AUSLEGUNGSVARIANTEN DES IVC-AKTUATORS ZUR SYSTEMANALYSE	167
BILD 7.13: BAUHÖHENVERGLEICH DER VERSCHIEDENEN IVC-AUSFÜHRUNGEN IM VERGLEICH ZUR EMVS-AKTUATORAUSLEGUNG	169
BILD 7.14: GEWICHTSVERGLEICH DER EMVS- UND IVC-AKTUATOREN	170
BILD 7.15: DYNAMIK DES FEDER-MASSE-SYSTEMS IN ABHÄNGIGKEIT VON DER EFFEKTIVEN FEDERSTEIFIGKEIT UND DER ANKERGEOMETRIE	171
BILD 7.16: DYNAMIK DES IVC-FEDER-MASSE-SYSTEMS IN ABHÄNGIGKEIT VON DER EFFEKTIVEN FEDERSTEIFIGKEIT UND DER ANKERGEOMETRIE	172
BILD 7.17: MITTELS FEM BERECHNETER MAGNETKRAFTVERLAUF DER AUSLEGUNGSVARIANTE A1 DES EMVS-AKTUATORS FÜR UNTERSCHIEDLICHE MAGNETKREISDIMENSIONIERUNGEN (ANKER, JOCH) ALS FUNKTION DES VENTILHUBES UND DER DURCHFLUTUNG	173
BILD 7.18: MAGNETKRAFTVERLAUF DER AUSLEGUNGSVARIANTEN A1 UND A2 DES EMVS-AKTUATORS FÜR UNTERSCHIEDLICHE MAGNETISCHE SPANNUNGEN (150, 300, 1000 AMPÈREWINDUNGEN) UND IN ABHÄNGIGKEIT VOM LUFTSPALT	174
BILD 7.19: MAGNETKRAFTVERLAUF DER VARIANTE 1 FÜR VERSCHIEDENE MAGNETISCHE DURCHFLUTUNGEN IN ABHÄNGIGKEIT DER ANKERDICKE (H) UND DES VENTILHUBES	175
BILD 7.20: MAGNETKRAFTVERLAUF DES IVC-AKTUATORS FÜR UNTERSCHIEDLICHE MAGNETISCHE DURCHFLUTUNGEN (150, 1000 AMPÈREWINDUNGEN) UND MAGNETKREISAUSLEGUNGEN IN ABHÄNGIGKEIT VOM LUFTSPALT	176
BILD 7.21: STATISCHE VERLUSTLEISTUNG DER EMVS-AUSLEGUNGEN IN ABHÄNGIGKEIT VON DER FEDERSTEIFIGKEIT	177
BILD 7.22: STATISCHE VERLUSTLEISTUNG DER IVC AUSLEGUNGEN IN ABHÄNGIGKEIT VON DER FEDERSTEIFIGKEIT	178
BILD 7.23: AUSLEGUNG EMVS-AKTUATOR FÜR SYSTEMSIMULATION	180
BILD 7.24: AUSLEGUNGSVARIANTEN DES IVC-AKTUATORS FÜR SYSTEMOPTIMIERUNG	182
BILD 7.25: EMVS-V1 SIMULATIONSERGEBNISSE BEI 6000/MIN, VOLLLAST	185
BILD 7.26: IVC-V1: SIMULATIONSERGEBNISSE BEI 6000/MIN, VOLLLAST	186
BILD 7.27: EMVS-V1 SIMULATIONSERGEBNISSE BEI 2000/MIN, 2 BAR	188
BILD 7.28: IVC-V1 SIMULATIONSERGEBNISSE BEI 2000/MIN, 2 BAR	189
BILD 7.29: EMVS-V1 SIMULATIONSERGEBNISSE BEI 2000/MIN, 2 BAR, (EINLASSVENTIL MIT TEILHUB)	191
BILD 7.30: IVC-V1 SIMULATIONSERGEBNISSE BEI 2000/MIN, 2 BAR, (EINLASSVENTIL MIT TEILHUB)	192
BILD 7.31: ELEKTRISCHER LEISTUNGSBEDARF DER UNTERSUCHUNGSVARIANTEN FÜR EINEN 16-VENTIL-BETRIEB FÜR EINEN 4-ZYLINDER-4-VENTIL-MOTOR	193

## Formelzeichen und Abkürzungen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
$\delta$	mm	Luftspalt
$\delta_V$	mm	Luftspalt bezogen auf Ventilachse
$\delta_M$	mm	Restluftspalt bezogen auf den Magneten
$\delta_{M1}, \delta_{M2}$	mm	mittlerer Luftspalt am Öffnermagnet (M2) bzw. am Schließermagnet (M1)
$\delta_{M1,V}, \delta_{M2,V}$	mm	Luftspalt am Öffnermagnet (M2) / Schließermagnet (M1) bezogen auf die Ventilachse
$\delta_{R,M1}, \delta_{R,M2}$	mm	Restluftspalt am Öffnermagnet (M2) / Schließermagnet (M1)
$\tau$	s	Zeitkonstante
$x$	mm	Hubposition des Magnetankers, des Ventils
$\dot{x}, v$	m/s	Geschwindigkeit des Magnetankers, des Ventils
$\ddot{x}$	m/s <sup>2</sup>	Beschleunigung des Magnetankers, des Ventils
$\alpha$	1/K	Temperaturkonstante = $3,9 \cdot 10^{-3} 1/K$
$\beta$	°	Einbauwinkel der Aktuatoren
$\mu_0$	Vs/Am	Permeabilität der Luft ( $\mu_0 = 1,26 \cdot 10^{-6}$ Vs/Am), Induktionskonstante
$\mu_R$	/	relative Permeabilität
$\mu$	Vs/Am	absolute Permeabilität = $\mu_0 \cdot \mu_R$
$\eta_V$	/	Wirkungsgrad der Versorgerquelle und des Leistungsstellgliedes
$\eta_M$	/	Wirkungsgrad der elektromechanischen Energiewandlung
$v_{AM}$	/	Übersetzungsverhältnis der Ankermasse = Verhältnis Abstand des Ankerschwerpunktes vom Drehpunkt / Abstand Ventilachse zu Drehpunkt
$v_{M1}$	/	Übersetzungsverhältnis der Magnetwirkung des M1-Magneten = Verhältnis Abstandes der mittleren Wirkachse der Magnetkraft vom Drehpunkt / Abstand Ventilachse vom Drehpunkt

$v_{M2}$	/	Übersetzungsverhältnis der Magnetwirkung des M2-Magneten= Verhältnis Abstandes der mittleren Wirkachse der Magnetkraft vom Drehpunkt / Abstand Ventilachse vom Drehpunkt
$\theta_{AN}$	AW	magnetische Spannung des Anzugverzugs
$\theta_0$	A	maximale magnetische Spannung
$\theta_H$	AW	erforderliche magnetische Spannung für die Halten des Ankers an den Endlagen
$\Psi$	Vs	verketteter magnetischer Fluss = $n \cdot \Phi$
$\Phi$	Vs	magnetischer Fluss
$\rho_{Cu}$	$\Omega\text{mm}^2 / \text{m}$	spezifischer Kupferwiderstand: $17,5 \times 10^{-2} \Omega\text{mm}^2 / \text{m}$
$\rho_{Cu}$	$\text{g}/\text{cm}^3$	spezifische Dichte Kupfer: $8,96 \text{ g}/\text{cm}^3$
$\rho_{\text{Magnetmaterial}}$	$\text{g}/\text{cm}^3$	spezifische Dichte des weichmagnetischen Materials: $7,75 \text{ g}/\text{cm}^3$ (Si-Stahl)
$\Delta p$	bar	Differenzdruck = Zylinderbrennrauminnendruck - Abgasgegendruck
$\Delta s$	mm	maximaler Ventilhub
$\Delta T$	K	Temperaturerhöhung infolge der Verlustleistung
$A_{\text{eff, Ventil}}$	$\text{cm}^2$	effektive Ventilquerschnittsfläche
$A_{\text{Ventilteller}}$	$\text{cm}^2$	Querschnittsfläche des Ventiltellers
$A_{\text{Ventil, Ventilsitz}}$	$\text{cm}^2$	Querschnittsfläche des Ventils im Ventilsitz
$A_{\text{Pol}}$	$\text{cm}^2$	Polfläche des Magneten
$A_{\text{Ventil}}$	$\text{cm}^2$	effektive Ventilquerschnittsfläche
$B$	T	magnetische Flussdichte
$c_{\text{eff}}$	N/mm	effektive resultierende Federkonstante
$c_{F1}$	N/mm	Federsteifigkeit der unteren Rückstellfeder / der Ventilfeeder
$c_{F2}$	N/mm	Federsteifigkeit der oberen Rückstellfeder / des Torsionsstabes
$c_{\text{Gehäuse}}$	/	Faktor zur Berücksichtigung des Gehäusegewichtes (EMVS: 1,5; IVC: 1,2)
$d_{\text{draht}}$	mm	Nenndrahtdurchmesser
$d_{\text{max}}$	mm	Drahtaußendurchmesser inkl. Isolierung

$d_{\text{Ventilteller}}$	mm	Durchmesser des Ventiltellers
$E_{el}$	J	elektrische Energie, die von der Erregerspule aufgenommen wird
$E_{el, \text{Fangphase}}$	J	elektrische Energie für einen Schaltvorgang von einer Endlage zur anderen Endlage
$E_{el, \text{Halten}}$	J	elektrische Energie für das Halten des Ankers an der Anlagefläche der Magnete
$E_{el, \text{Zyklus}}$	J	elektrische Energie für einen Ventilzyklus (d.h. 720° KW)
$E_M$	J	Magnetische Energie, die nicht für Hubarbeit zur Verfügung steht
$E_{M, mech}$	J	magnetische Energie, die in Hubarbeit umgewandelt wird
$E_V$	J	Verlustenergie
$E_{\text{Feder}}$	J	in der Feder gespeicherte Energie
$E_{V, mech}$	J	mechanische Verlustenergie
$E_{V, el}$	J	elektrische Verlustenergie
$E_{kin}$	J	kinetische Energie
$E_{kin, \text{Aufprall}}$	J	kinetische Überschussenergie beim Aufprall des Ankers/ Ventils auf die Endlage
$E_{\text{Reibung}}$	J	mechanische Verlustenergie infolge Reibung
$E_{\text{Gas}}$	J	mechanische Verlustenergie infolge von Gaskräften
$E_{\text{therm}}$	J	thermische Verlustenergie = $E_{el} - E_{V, mech}$
$F_{F1}$	N	Kraft der unteren Rückstellfeder
$F_{F2}$	N	Kraft der oberen Rückstellfeder, des Torsionsstabes
$F_F$	N	resultierende Federkraft aus oberer und unterer Federkraft
$F_{1, F1}, F_{\text{vorsp.}}$	N	Anfangskraft der Ventildfeder = Vorspannkraft der unteren Rückstellfeder im geschlossenen Ventilzustand
$F_{2, F1}$	N	Endkraft der Ventildfeder
$F_{1, F2}$	N	Anfangskraft der oberen Rückstellfeder / des Torsionsstabes
$F_{2, F2}$	N	Endkraft der oberen Rückstellfeder / des Torsionsstabes
$F_G$	N	auf das Ventil wirkende Gaskraft
$F_{M, mess}$	N	gemessene Magnetkraft



$F_{M,FEM}$	N	berechnete Magnetkraft mittels FEM-Simulation
$F_M, F_{Magnet}$	N	Magnetkraft
$F_{M1}, F_{M2}$	N	Magnetkraft des M1-(M2-)Magnetes
$F_{M, Ventil}$	N	Magnetkraft, auf die Ventilachse bezogen
$F_{M, Magnet}$	N	auf den Anker wirkende Magnetkraft
$F_{Q,Feder}$	N	Querkraft der Rückstellfeder
$F_R$	N	mechanische Reibkraft
$F_T$	N	Massenträgheitskraft
$G$	N	Gravitationskraft
$g$	N/kg	Gravitationskonstante= 9,81 N/kg
$G_M$	V/A	magnetischer Leitwert
$i$	A	zeitlich veränderlicher Erregerstrom
$i_W$	A	Wirbelstrom
$i_L$	A	Strom durch die Hauptinduktivität
$i_{Halten}$	A	Strom in der Haltephase
$i_{Fangphase}$	A	Strom in der Fangphase
$I_0$	A	maximale Stromstärke, begrenzt durch Widerstand und Spannung
$i_{AN}$	A	Stromstärke des Anzugverzugs
$I_{S,DS}$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment des Drehstabes
$I_{S,Anker}$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment des Ankers
$L_i$	H	differenzielle Induktivität
$KW$	°	Grad Kurbelwellenwinkel
$kF$	g· mm/N	Berechnungsfaktor zur Bestimmung des oszillierenden Massenanteils der Feder
$kA(x)$	/	Hubabhängige Korrekturfunktion zur Bestimmung des effektiven kraftwirksamen Druckes bei Wirkung einer Gaskraft auf das Ventil
$k_R$	/	dynamische Reibkonstante
$k_{cu}$	/	Kupferfüllfaktor der Wicklung
$l_i$	mm	Abstand der Ventilachse vom Drehpunkt

$l_{m\Theta}$	mm	Abstand des Ankerschwerpunktes vom Drehpunkt der Ankerbewegung (IVC-Aktuator)
$l_{MK,M1}$	mm	Abstand zwischen Wirkachse des Magneten M1 und Drehpunkt
$l_{MK,M2}$	mm	Abstand zwischen Wirkachse des Magneten M2 und Drehpunkt
$l_L$	mm	Luftspaltlänge = Anzahl Luftspalte · Abstand Anker zu Magnet
$l_{oRSF}$	mm	Federweg der oberen Rückstellfeder
$m_{Anker}$	kg	Masse des Magnetankers
$m_{Anker, eff}$	kg	oszillierende Masse des Magnetankers bezogen auf die Ventilachse
$m_{DS, eff}$	kg	effektive bewegliche Masse des Drehrohres und Drehstabes
$m_{ges, eff}$	kg	gesamte effektive bewegliche Masse
$m_{eff}$	kg	effektive bewegliche Masse
$n_S$	/	Anzahl der Windungen der Erregerspule
$n_{Zyklen}$	/	Anzahl der Zyklen pro Minute
$P_{el}$	W	elektrische Leistung
$P_V$	W	Verlustleistung
$P_{V, el}$	W	elektrische Verlustleistung
$P_{V, mech}$	W	mechanische Verlustleistung
$q$	mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche des Wickeldrahtes der Erregerspule ohne Isolierung
$r_{DS}$	mm	Radius des Drehstabes
$R_S$	Ω	Spulenwiderstand
$R_W$	Ω	Wirbelstromwiderstand
$R_{S, 20^\circ C}$	Ω	Widerstand im Kaltzustand
$R_{S, TOP}$	Ω	Widerstand bei Betriebstemperatur
$R_{dson}$	Ω	Widerstand eines MOSFET-Transistors im geschalteten Zustand
$R_{ges}$	Ω	Summe aller Widerstände im Betriebszustand der Leistungsstufe
$R_{Kontakt}$	Ω	Kontaktierungswiderstand
$R_{Leitung}$	Ω	Leitungswiderstand

$R_{mess}$	$\Omega$	Messwiderstand zur Messung des Stroms in der Leistungsendstufe
$RS_{M1}, RS_{M2}$	$\Omega$	mittlerer Restluftspalt zwischen Anker und Polanlagefläche des M1- (M2-) Magneten
$s_1$	mm	Schwingungsamplitude der 1. betrachteten Schwingung
$s_2$	mm	Schwingungsamplitude der 2. betrachteten Schwingung
$tk$	/	zeitabhängiger Korrekturfaktor zur Abbildung der dynamischen Effekte infolge der Gasumströmung des Ventils
$T$	s	Schwingungszeit für die Halbschwingung des elektromechanischen Aktuators
$t_{halten}$	s	Zeit, in der der Anker sich an der Anlagefläche zu den Magneten befindet
$t_{Flug}$	s	Umschaltzeit zwischen den beiden Endlagen
$t_{zyklus}$	S	Zeitdauer eines Ventilzyklus (720° KW)
$U_0$	V	Klemmenspannung an der Erregerspule
$U_V$	V	Versorgerspannung
$U_{ind}$	V	Induktionsspannung
$VS$	mm	Ventilspiel zwischen Anker und Ventil bei Anliegen des Ankers am Schließermagnet M1

### Bezeichnungen der Magnetgeometrie

$\gamma$	/	Verhältnis zwischen Länge $L_M$ und Breite $B_M$ der Elektromagnete
$A_W$	mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche des Spulenwickelfensters
$B_M$	mm	Breite Magnet
$b$	mm	Breite Jochschenkel (U-Magnet), Jochaußenschenkel (E-Magnet)
$B_A$	mm	Breite Magnetanker
$b_m$	mm	Breite mittlerer Jochschenkel
$b_W$	mm	Breite der Wickelfläche der Erregerspule
$b_i$	mm	Breite der Querschnittsfläche $A_i$
$d_i$	mm	Innendurchmesser des Topfmagneten

$d_{a1}$	mm	innerer Außendurchmesser des Topfmagneten
$d_{a2}$	mm	äußerer Außendurchmesser des Topfmagneten
$d_j$	mm	Dicke des Querjoches
$H_M$	mm	Magnethöhe
$h_W$	mm	Höhe des Erregerspulenwickelfensters
$h_j$	mm	Höhe Jochschenkel
$H_A$	mm	Ankerdicke/ -höhe
$k$	mm	Jochabstand
$L_M$	mm	Magnetlänge/ -tiefe
$L_A$	mm	Ankerlänge/ -tiefe
$l_M$	mm	mittlere Windungslänge
$V_{Anker}$	mm <sup>3</sup>	Volumen des Magnetankers
$V_{Spule}$	mm <sup>3</sup>	Volumen der Erregerspule
$V_{Magnet}$	mm <sup>3</sup>	Volumen des Magnetjochs

## Abkürzungen

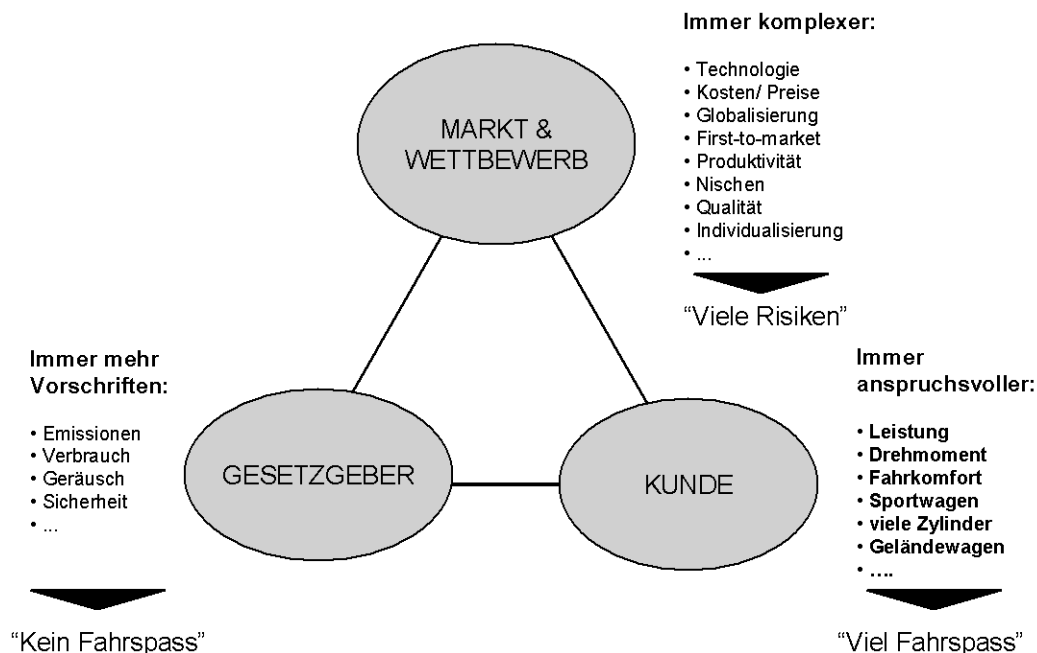
<b>Zeichen</b>	<b>Beschreibung</b>
AR	Abgasrückführung über den Auslasskanal
A	Aufladung
AGR	Abgasrückführung
AMZ	Aufmagnetisierungszustand (Betriebszustand in der Leistungsendstufe)
ATL	Abgasturboaufladung
BR	Brennraumrückführung
ECU	Electrical Control Unit (Steuergerät für die elektromechanische Ventilsteuerung)
D	Diode
DE, DI	Direkteinspritzung
EH_VVA	Elektrohydraulische variable Ventilsteuerung
EMVS	Elektromechanische Ventilsteuerung auf Basis des konventionellen FEV- Eben Masses Schwingens

	Feder-Masse-Schwingers
EMVT	Elektromechanischer Ventiltrieb
EVHS	Elektrohydraulischer vollvariabler Ventiltrieb
ER	Einlasskanalabgasrückführung
FES	Früher- Einlass schließt / -Schluss
FL	Freilauf (Betriebszustand in der Leistungsendstufenbeschaltung)
H_VVT	Hydraulische variable Ventilsteuerung
HVA	Hydraulisches Ausgleichselement
IVC	Elektromechanische Ventilsteuerung
KE	Kanaleinspritzung
M_VVT	Mechanische Variable Ventilsteuerung
MVEG-B	Europäischer Testzyklus
MVVS	Mechanisches variables Ventilsteuerungssystem
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NWS	Nockenwellenverstellung
OT	Oberer Totpunkt
RZ	Ruhezustand
SEÖ	Später- Einlass öffnet / -Öffnung
SES	Später- Einlass schließt / -Schluss
SSR	Schnelle Stromrückführung
TR	Transistor
UT	Unterer Totpunkt
VA	Ventilspielausgleich
VS	Ventilspiel zwischen Anker und Ventil
VVH	Variables Ventilhubsystem
VVS	Variable Ventilsteuerungssysteme
VVT	Variable Valve Train
ZAS	Zylinderabschaltung



# 1 Entwicklungstendenzen und Potenziale der variablen Ventilsteuerung

Die europäische Automobilindustrie hat sich 1995 freiwillig verpflichtet, bis zum Jahr 2008 den Flottenverbrauch um 25 % zu reduzieren und dabei gleichzeitig Emissionsrichtlinien zu erfüllen [1]. Diese Verpflichtung ist sehr ambitioniert, zumal die Automobilindustrie sich in einem sich zunehmend verschärfenden Spannungsumfeld zwischen Gesetzgebungsrestriktionen und Kundenanforderungen befindet (vgl. **Bild 1.1**). Infolge der schärferen Auflagen des Umweltschutzes sowie der zunehmenden Verteuerung des Kraftstoffes rücken mehr denn je Kriterien wie Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionsverhalten des Motors mit an die erste Stelle der Bedeutungsskala bei der Neu- und Weiterentwicklung von Technologien für Verbrennungsmotoren. Diese sind in Einklang zu bringen mit der nach wie vor bedeutungsvollen Kundenforderung nach mehr Fahrspaß (d. h. mehr Motorleistung und Motordrehmoment).



**Bild 1.1: Magisches Dreieck der Motorenentwicklung nach [1]**

Die Automobilindustrie stellt bei Ottomotoren derzeit vier Technologien in den Vordergrund, mit denen das primäre Ziel, den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren, am besten erreicht werden kann:

- Variable Ventilsteuerung
- Aufladung
- Direkteinspritzung
- Zylinderabschaltung

Im folgenden werden die Potenziale und der Entwicklungsstand dieser vier Schlüsseltechnologien erläutert.

## **1.1 Variable Ventilsteuerung**

### **1.1.1 Rückblick/ Entwicklungstendenzen bei variablen Ventilsteuerungen**

Die variablen Ventilsteuerungssysteme (VVS-Systeme) werden ihrem physikalischen Wirkprinzip nach in mechanisch, hydraulisch, elektrisch und pneumatisch betätigte Systeme unterteilt. Eine detaillierte Bestandsaufnahme der Entwicklungstendenzen wurde von Hannibal [2] durchgeführt.

Die von Hannibal durchgeführte Analyse der Patentanmeldungen der Jahre 1995-1999 zeigt, dass zur Zeit von der Automobilindustrie die folgenden VVS-Systeme in der Entwicklung untersucht und entwickelt werden:

- elektromechanische voll variable Ventilsteuerung ohne Nockenwelle
- hydraulische voll variable Ventilsteuerung
- mechanische bzw. hydraulische Nockenwellenverstellung
- mechanische variable Ventilsteuerung durch Einsatz eines Übertragungsgliedes zwischen Nockenwelle und Ventiltrieb

Während zu Beginn der 90er Jahre die Umsetzung der elektromechanischen voll variablen Ventilsteuerung aufgrund der hohen Elektronikkosten und des untragbar hohen elektrischen Energiebedarfs als aussichtslos bewertet wurde, wurde die Entwicklung in den letzten Jahren von Automobilfirmen wieder stark forciert. Die Anzahl der Patentanmeldungen hat sich seit 1980 etwa verzehnfacht, in den Jahren 1995 bis 1999 wurden über 200 Patentanmeldungen getätigt. Ebenfalls von Bedeutung ist die hydraulische voll variable Ventilsteuerung ohne Nockenwelle. Auch in diesem Bereich ist eine Zunahme der Forschungsaktivität zu verzeichnen, im Zeitraum von 1995 bis 1999 wurden ca. 50 Patentanmeldungen getätigt. Starke Entwicklungsaktivitäten sind bei mechanischen teilvariablen Systemen zu erkennen. Für die mechanische bzw. hydraulische Nockenwellenverstellung wurden im o.g. Zeitraum über 300 Patentanmeldungen getätigt, bei mechanischen Systemen mit Übertragungsglied zwischen Nockenwelle und Ventiltrieb wurden ebenfalls über 200 Patentanmeldungen registriert.



## 1.1.2 Möglichkeiten der variablen Ventilsteuerung

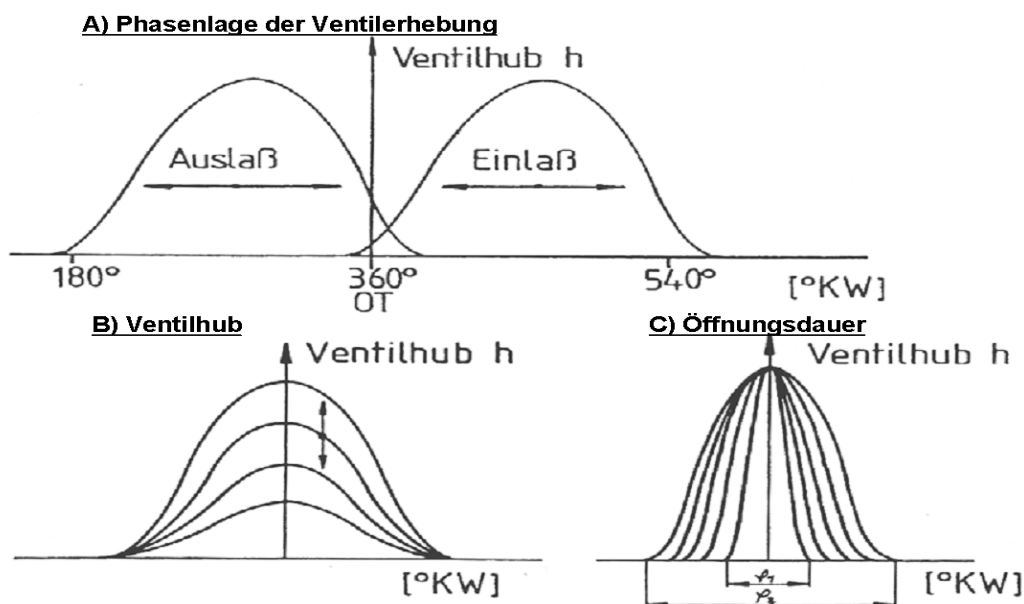
### 1.1.2.1 Variationsmöglichkeiten bei variablen Ventilsteuerungen

Beim herkömmlichen Verbrennungsmotor sind die Hubverläufe und Steuerzeiten für Einlass- und Auslassventile konstant und es ist eine Drosselklappe zur Laststeuerung erforderlich. Daher kann das motorische Potenzial nicht voll erschlossen werden:

- Es entstehen Drosselverluste im Teillastbetrieb,
- Infolge der festen Steuerzeiten kann das Drehmoment nur für bestimmte Vollastpunkte optimiert werden.
- Innermotorische Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung können bedingt durch die festen Steuerzeiten nur begrenzt umgesetzt werden. Es ist daher eine Abgasnachbehandlung erforderlich.

Die variable Ventilsteuerung ermöglicht je nach Ausführung - teilvariabel oder vollvariabel - eine Variation des Ventilhubverlaufs wie in **Bild 1.2** dargestellt durch:

- Variation der Phasenlage
- Änderung des Ventilhubes
- Variation der Öffnungsdauer



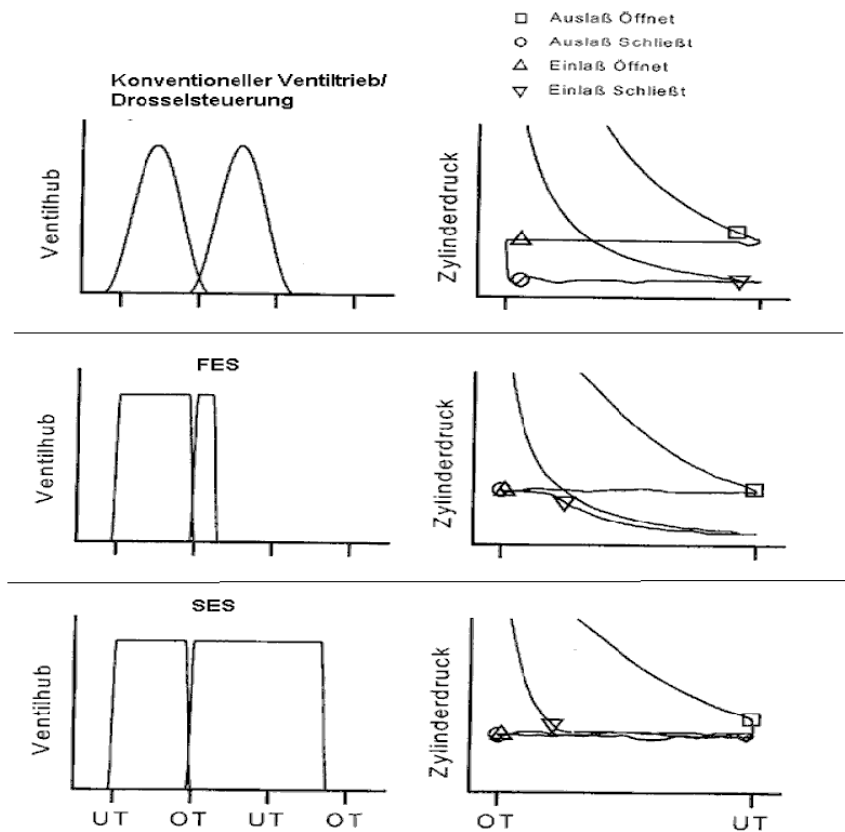
**Bild 1.2: Variationsmöglichkeiten des Ventilhubes über dem Kurbelwinkel nach [3]**

### 1.1.2.2 Möglichkeiten der ottomotorischen Prozessführung mit der variablen Ventilsteuerung

Umfangreiche Untersuchungen zur ottomotorischen Prozesssteuerung mit variabler Ventilsteuerung wurden bereits von der Firma FEV durchgeführt. Man unterscheidet dabei Verfahren zur drosselfreien Laststeuerung und Verfahren zur Steuerung der Ladungszusammensetzung und der Ladungsbewegung [4-7].

Zur drosselfreien Laststeuerung können folgende in **Bild 1.3** dargestellten Ventilsteuerungsverfahren angewandt werden.

- **FES** (Früher-Einlass-Schluss): die Frischgasmenge im Zylinderkopf wird durch frühzeitiges Schließen des Einlassventils begrenzt, sobald die Füllung für die notwendige Last erreicht ist. Dieses Verfahren hat gegenüber der Drosselklappensteuerung den Vorteil, dass die Ladungswechselverluste deutlich reduziert werden können.
- **SES** (Später-Einlass-Schluss): durch eine lange Öffnungszeit des Einlassventils wird der Teil der Füllung, der für die einzustellende Leistung nicht benötigt wird, während des Aufwärtshubes aus dem Zylinder gefördert. Dieses Verfahren ist bei hoher Drehzahl und niedriger Last erforderlich, da die gewünschte Frischgasmenge durch FES aufgrund der konstanten Ventilflugzeit nicht mehr erreicht werden kann. Dieses Verfahren hat gegenüber FES den Nachteil, dass sich die Ladungswechselerarbeit im allgemeinen erhöht, die Temperatur im Ansaugtrakt durch das Rückströmen des erwärmten Gemisches unzulässig erhöht oder der Zündzeitpunkt bei niedriger Teillast nicht mehr verbrauchsoptimal eingestellt

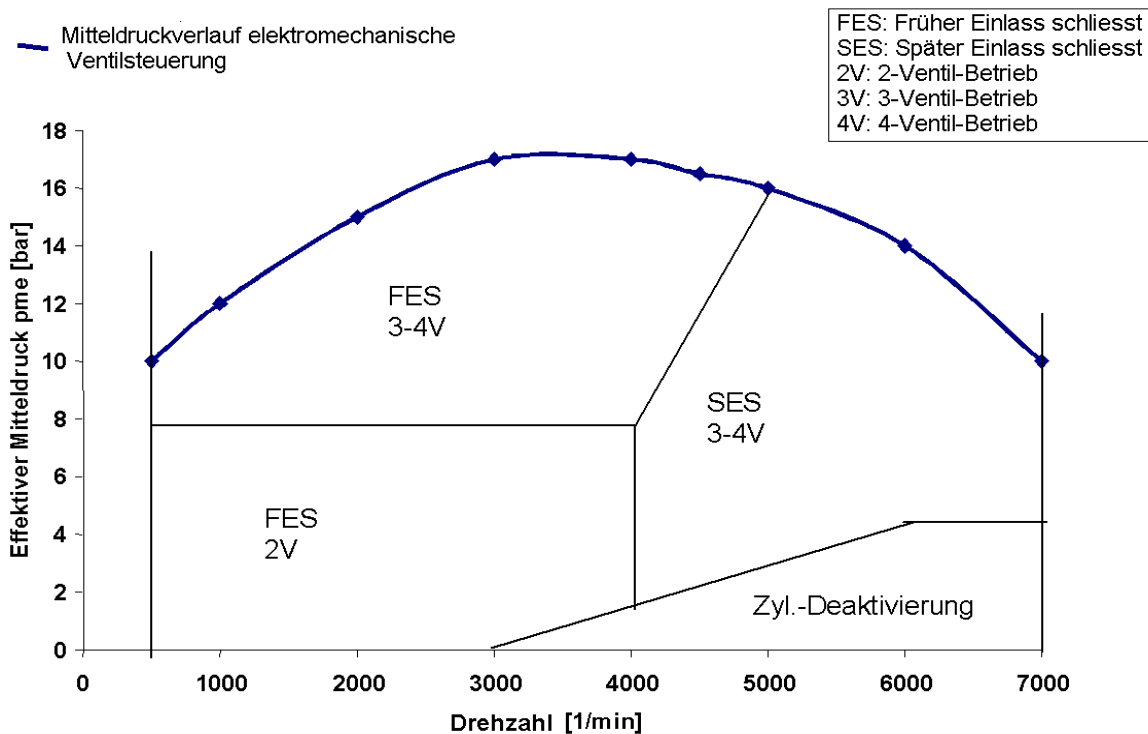


**Bild 1.3: Ventilhubverlauf und Zylinderdruck bei verschiedenen Laststeuerungsverfahren**

werden kann, weil das Einlassventil noch geöffnet ist. Zum anderen ergeben sich Nachteile im Instationärverhalten durch das Rückschieben von Frischgemisch.

- **Zylinderabschaltung:** Insbesondere beim elektromagnetischen Ventiltrieb kann die Zylinderdeaktivierung ohne zusätzliche Komponenten realisiert werden. Dadurch lässt sich die verbrauchsoptimale drosselfreie Steuerung im gesamten Kennfeld realisieren.
- **2- oder 3-Ventil-Betrieb:** Vorteilhaft wirkt sich wie die Zylinderdeaktivierung der Betrieb mit einer reduzierten Ventilanzahl aus. Neben der Reduzierung der Ladungswechs elverluste zu bestimmten Lastpunkten können zusätzlich die Schleppverluste reduziert werden.

Der Einsatz der Laststeuerkonzepte in Abhängigkeit der Motordrehzahl und des Lastzustandes ist in **Bild 1.4** beispielhaft dargestellt.



\* Mitteldruckverlauf eines 1.6l turboaufgeladenen EMV16V Ottomotors (Pischinger 1998):

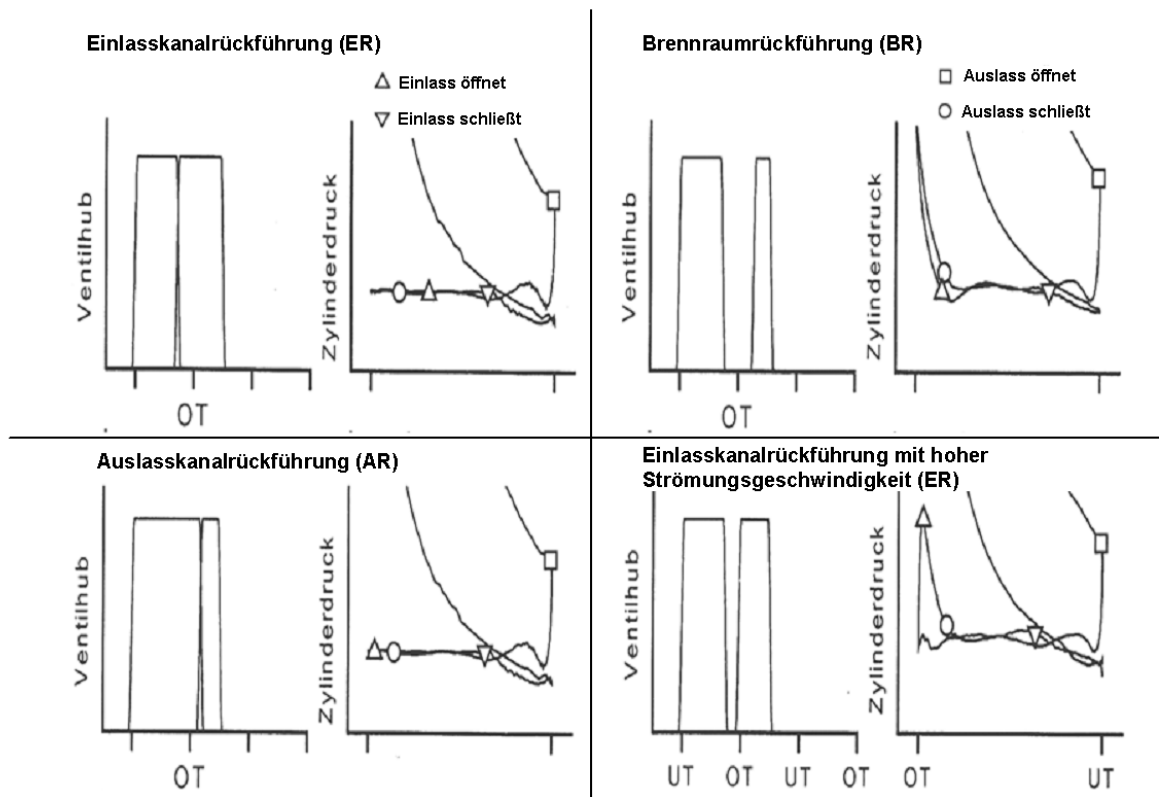
**Bild 1.4: Prinzipielle Darstellung der Laststeuerkonzepte der variablen Ventilsteuerung nach [4]**

Bei einem vollvariablen Ventiltrieb können zusätzlich spezielle Verfahren zur Steuerung der Ladungsbewegung realisiert werden. Diese basieren auf dem Verfahren **SEÖ** (Späte-Einlass-Öffnung). Beim **SEÖ** wird durch spätes Öffnen des Einlassventils der im Zylinder herrschende Unterdruck genutzt, um die Ladungsgeschwindigkeit im Einlasstrakt zu

erhöhen und Turbulenz zu erzeugen. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit über den Ventilöffnungsquerschnitt in den Zylinder führt zu einer verbesserten Kraftstoffzerstäubung und insbesondere zum Abbau des Kraftstoffwandfilms. Vorteilhaft ist dieses Verfahren vor allem bei Kaltstart des Motors, da die Kraftstoffeinspritzmenge verringert sowie Kohlenwasserstoffemissionen deutlich reduziert werden können.

Der vollvariable Ventiltrieb ermöglicht zudem auch eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Steuerung der Ladungszusammensetzung, die einen entscheidenden Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, die Abgaszusammensetzung und die Laufruhe des Motors hat. Da der vollvariable Ventiltrieb die Möglichkeit eröffnet, Dauer und Phasenlage der Ventilüberschneidung für jedes Arbeitspiel individuell vorzugeben, können verschiedene Verfahren zur internen Abgasrückführung (vgl. **Bild 1.5**) realisiert werden:

- **Abgasrückführung über den Einlasskanal (ER):** Indem der Ventilüberschneidungszeitpunkt zwischen Einlass- und Auslassventil vor den oberen Totpunkt (OT) gelegt wird, wird der Restgasanteil in den Einsaugtrakt zurückgeschoben. Das heiße Abgas führt zu einer höheren Gemischtemperatur und damit zu einer besseren Gemischaufbereitung. Dies verhindert ein Auskondensieren von schon verdampftem Kraftstoff in der Expansionsphase nach dem Schließen des Einlassventils [8]. Eine weitere Variante von ER kann durch eine negative Ventilüberschneidung von Einlass- und Auslassventil vor OT realisiert werden. In diesem Fall strömt das Abgas mit einer hohen Strömungsgeschwindigkeit in den Ansaugtrakt und führt zu einer guten Durchmischung des heißen Abgases mit dem Frischgemisch im Einsaugtrakt. Zusätzlich wird der Wandfilm kurz vor der Ansaugphase effektiv abgebaut.
- **Abgasrückführung aus dem Auslasskanal (AR):** Durch ein Schließen des Auslassventils nach OT wird in der Ansaugphase Abgas aus dem Auslasskanal zurück in den Brennraum geführt.
- **Brennraumrückführung (BR):** Eine negative Ventilüberschneidung im Bereich von OT führt dazu, dass ein Teil des Abgases im Brennraum verbleibt. Das Restgas wird komprimiert und nach Erreichen von OT wieder entspannt. Mit diesem Verfahren kann das Temperaturniveau im Zylinder am stärksten erhöht werden.



**Bild 1.5: Restgassteuerverfahren mit vollvariabler Ventilsteuerung nach [5]**

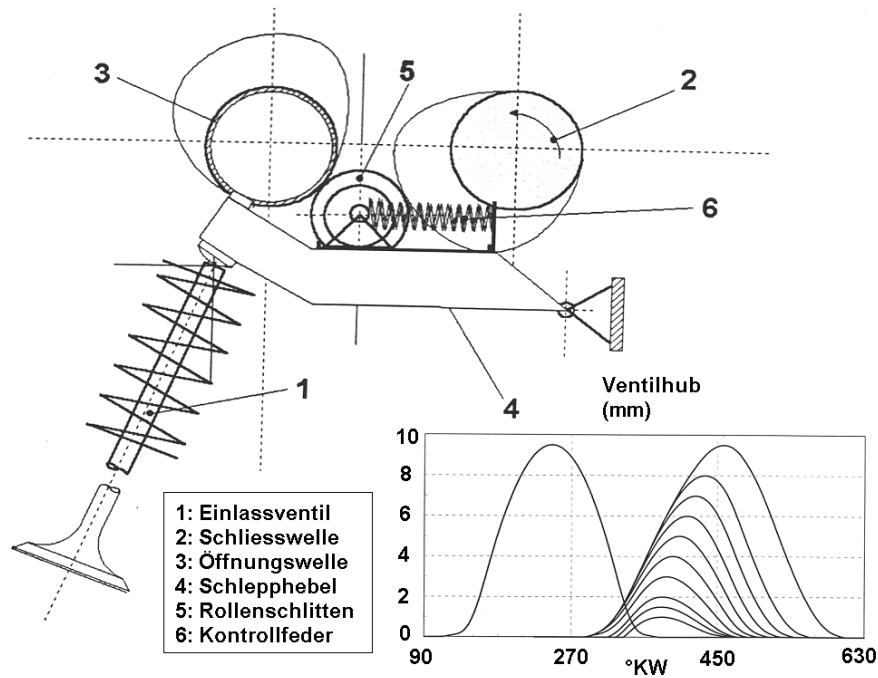
### 1.1.3 Aktuelle Ausführungen und Potenziale der variablen Ventilsteuerung

Im folgenden werden die Systeme vorgestellt, die zur Zeit intensiv von der Automobilindustrie untersucht werden und deren Einsatz in einer Serienlösung zu erwarten beziehungsweise schon realisiert ist.

#### 1.1.3.1 Mechanische variable Ventilsteuerungen mit Übertragungsglied (MVVS)

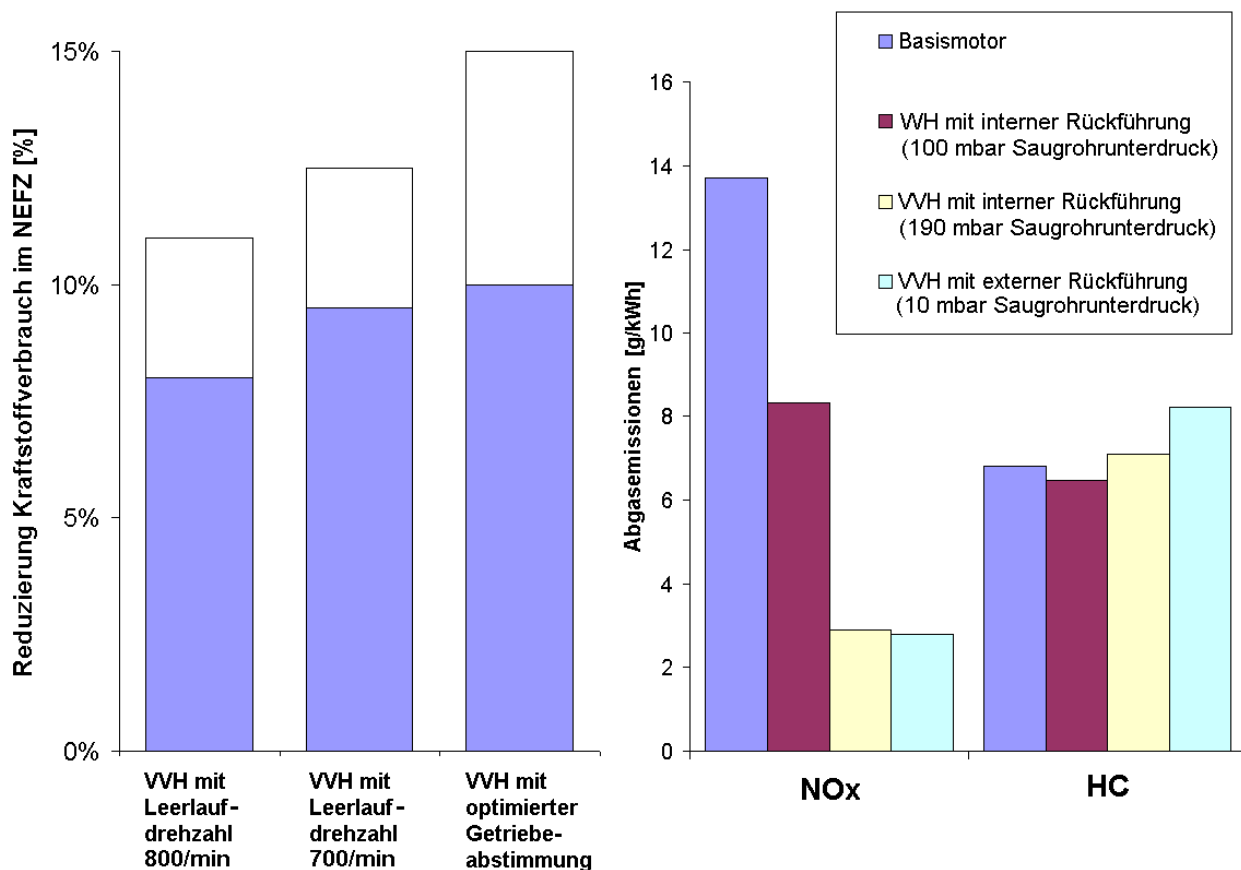
Ein mechanisches variables Ventilsteuerungssystem, das einen seriennahen Entwicklungsstand erreicht hat, basiert auf Entwicklungen der Firma Meta (VVH: Variables Ventil-Hub-System). Der Aufbau dieser variablen Einlass-Ventilsteuerung ist in einer Ausführungsform in **Bild 1.6** dargestellt. Das System wird von zwei mit gleicher Drehzahl gegenläufig drehenden Nockenwellen betätigt, die in Form eines Addierers auf ein gemeinsames Abgriffelement wirken. Öffnungs- und Schließvorgang sind dabei auf die beiden Nockenwellen aufgeteilt. Die erste, von der Kurbelwelle direkt angetriebene Nockenwelle kontrolliert mit ihrer in Drehrichtung ansteigenden Flanke den Öffnungsverlauf, die zweite Nockenwelle bestimmt mit ihrer abfallenden Flanke den Schließvorgang. Das Abgriffselement ist in der Darstellung als Schlitten mit Rollenabgriff dargestellt. Die detaillierte Beschreibung sowie verschiedene Ausführungsformen des

VVH-Systems sind in [9, 10] dargestellt. Mit dem VVH-System kann sowohl Öffnungszeitpunkt, Ventilhub und Schließzeitpunkt des Einlassventils variiert werden.



**Bild 1.6: Aufbau der variablen Einlassventilsteuerung der Firma Meta nach [9]**

Die Potenziale des VVH-Systems hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionsreduzierung sind in **Bild 1.7** dargestellt [10].



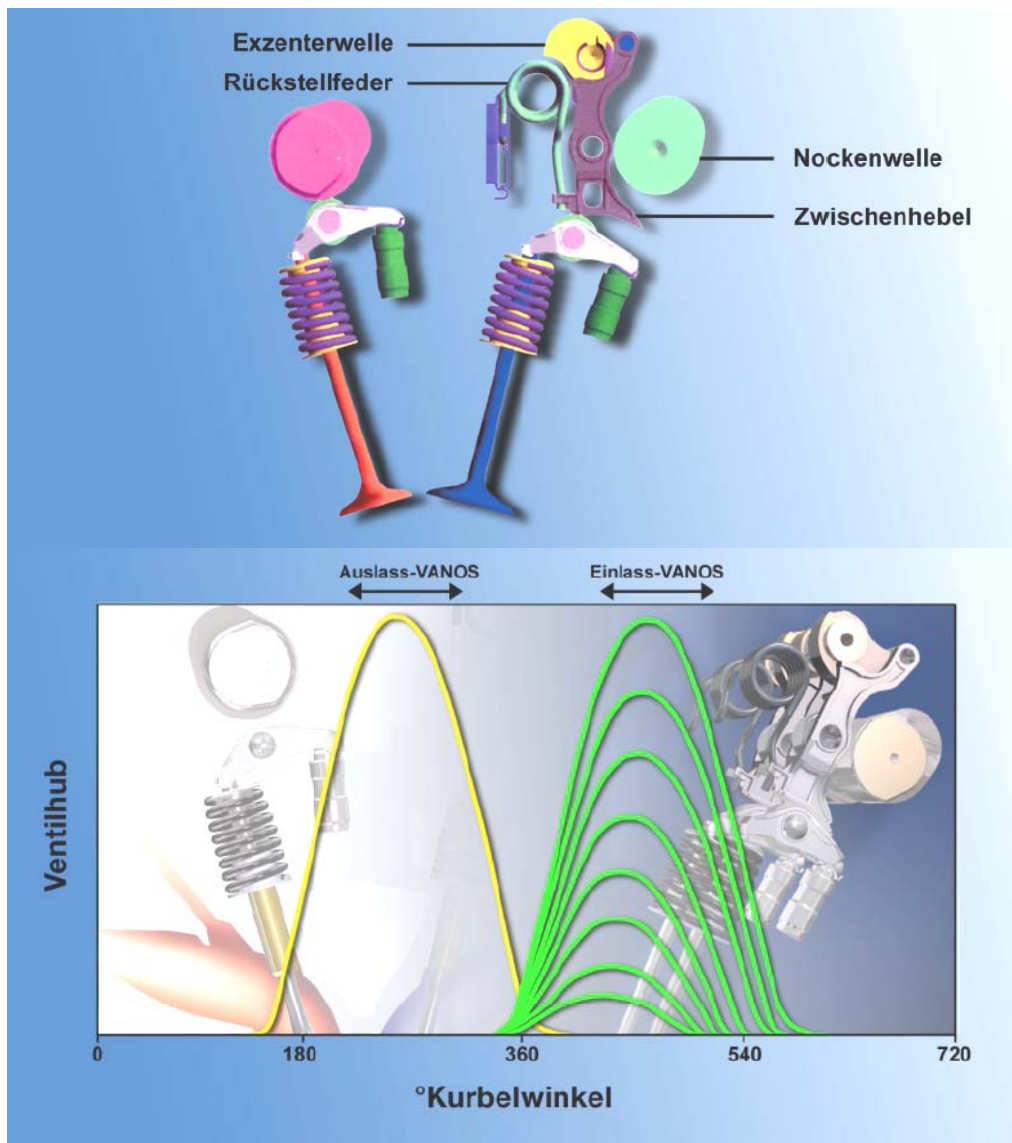
**Bild 1.7: Potenziale der mechanischen variablen Ventilsteuerung hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen nach [10]**

Der Kraftstoffverbrauch kann ohne Absenkung der Leerlaufdrehzahl um 8-10 % reduziert werden. Durch die hubabhängige Laststeuerung kann im Gegensatz zur Drosselsteuerung zudem ein verbessertes Leerlaufverhalten erreicht werden. Dies kann umgesetzt werden in eine Reduzierung der Leerlaufdrehzahl, womit der Kraftstoffverbrauch um weitere 2 Prozentpunkte reduziert werden kann. Setzt man den Drehmomentgewinn, der bei niedrigen Drehzahlen durch FES erzielt werden kann, in eine Anpassung der Getriebeübersetzung um, kann der Kraftstoffverbrauch um bis zu 15 % reduziert werden.

Nicht ganz so zufriedenstellende Ergebnisse werden bei den Emissionen erreicht. Am verbrauchsrelevanten Betriebspunkt von 2000/min und 2 bar pme konnten die  $\text{NO}_x$ -Emissionen bereits durch leichte Androsselung (100 mbar Saugrohrunterdruck) deutlich reduziert werden. Weitere Verbesserungen konnten bei interner Abgasrückführung durch weitere Androsselung (190 mbar Saugrohrunterdruck) erreicht werden, die jedoch zu leichten Verschlechterungen des Kraftstoffverbrauchs führen. Beste Ergebnisse sind durch externe Abgasrückführung laut Angaben der Firma Meta [10] erzielbar, die lediglich einen

Saugrohrunterdruck von 10 mbar erfordern. Allerdings gehen die bereits genannten Verbesserungen zu Lasten von höheren HC-Emissionen.

Einen in der Serie bereits umgesetzten Entwicklungsstand hat die VALVETRONIC der Firma BMW erreicht. Mit diesem System lassen sich ebenfalls der Ventilöffnungszeitpunkt, Öffnungsdauer sowie Lage der Ventilöffnung variieren. Der konstruktive Aufbau des Systems sowie die Variabilität des Ventilhubes von Auslass- und Einlassventil ist in **Bild 1.8** dargestellt.



**Bild 1.8: Valvetronic der Firma BMW nach [11, 12]**

Die Valvetronic baut auf einer DOHC-Konstruktion mit Rollenschlepphebel und ruhendem HVA-Element auf. Zur stufenlosen Verstellung des Einlass-Ventilhubes wird zwischen der Nockenwelle und dem Schlepphebel ein Zwischenhebel eingefügt, der sich auf der Exzenterwelle abstützt. Die Kontur der Kontaktfläche des Zwischenhebels zum Rollenschlepphebel definiert die Ventilerhebungskurve. Durch Verdrehen der

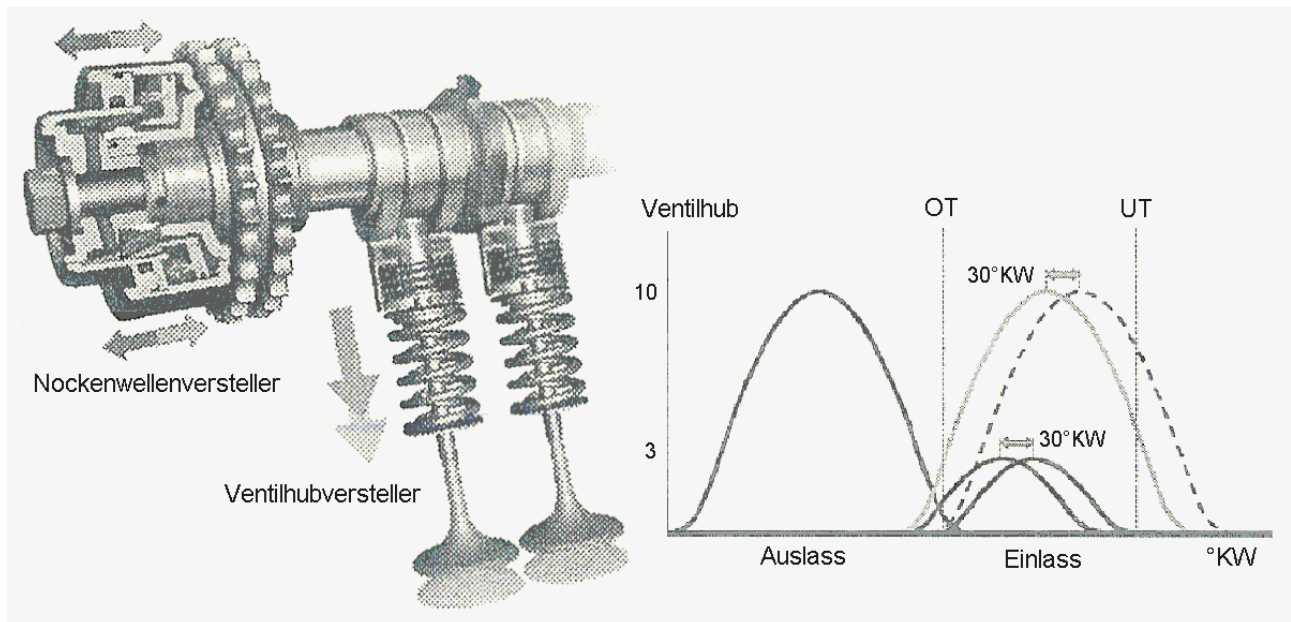


Excenterwelle lässt sich der Drehpunkt des Zwischenhebels und damit das Übersetzungsverhältnis zwischen Nockenhub und Ventilhub stufenlos zwischen 0,3 mm im Leerlauf und 9,7 mm bei Vollast verändern. Die Excenterwelle wird über ein Schneckengetriebe durch einen Elektromotor verstellt. Diese Ventilöffnungsvariation wird durch einen Hebel erreicht, der zwischen Nockenwelle und Einlassventil angeordnet ist und durch eine elektrisch betätigte, zusätzliche Excenterwelle stufenlos verstellt werden kann.

Die beiden dargestellten Systeme stellen nur zwei mögliche Systeme dar. Eine Vielzahl von weiteren Ausführungen von mechanischen variablen Ventiltrieben sind in der Entwicklung [13-18].

### 1.1.3.2 Mechanische bzw. hydraulische Nockenwellenverstellung

Ein sich bereits in Serieneinsatz befindlicher Nockenwellenversteller in Verbindung mit einem Ventilhubverstellungssystem der Firma Porsche ist in **Bild 1.9** dargestellt.



**Bild 1.9: Aufbau und Ventilhubbewegung des VarioCam Plus-Systems der Firma Porsche nach [19,20]**

VarioCam Plus kombiniert die Nockenwellenverstellung mit einem Ventilhubverstellungssystem für Tassenstößelventiltriebe. Damit lassen sich die Phase der Einlassventilbetätigung sowie der Ventilhub in 2 Phasen verstellen. Insgesamt können somit 4 Ventilhub- und Nockenwellenverstellungskombinationen dargestellt werden:

- 3 mm Einlassventilhub/ spätes Timing
- 3 mm Einlassventilhub/ früheres Timing

- 10 mm Einlassventilhub/ spätes Timing
- 10 mm Einlassventilhub/ früheres Timing

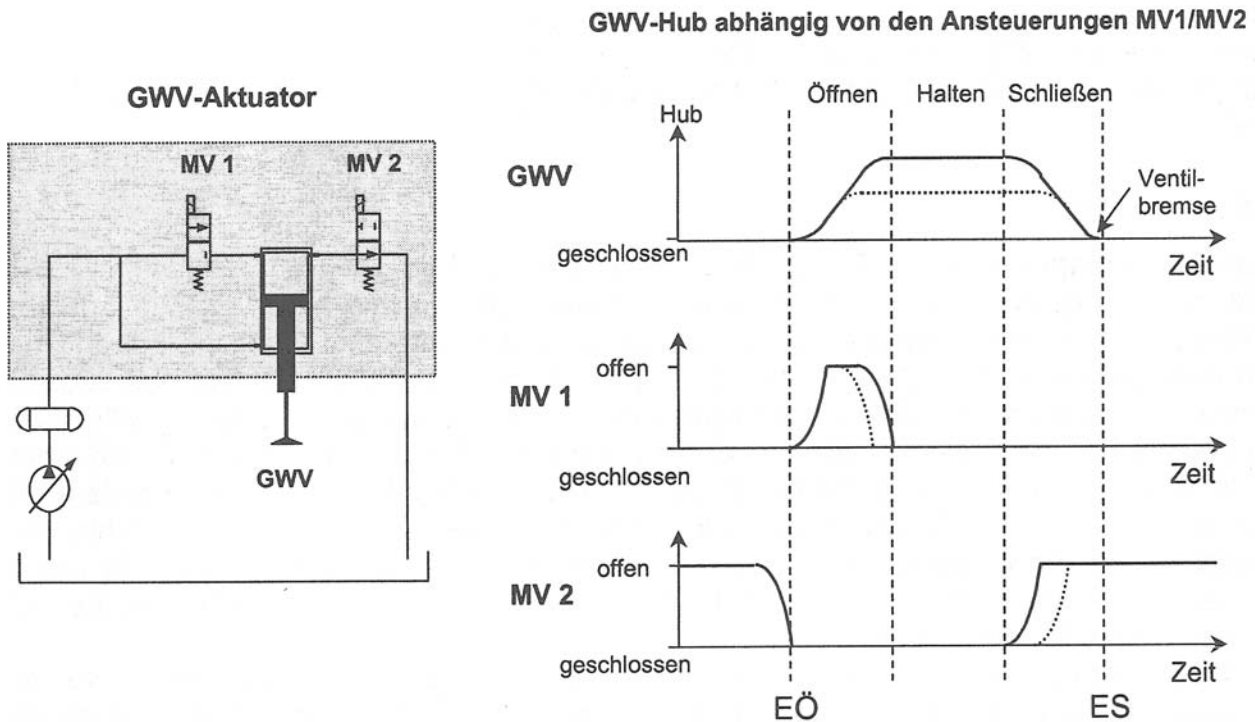
Im Teillastbereich können durch Reduzierung des Einlasshubes der Kraftstoffverbrauch und die Emissionen reduziert werden sowie eine stabile Verbrennung erzielt werden. Im Vollastbereich bei geringen Drehzahlen kann durch eine negative Phasenverschiebung und maximalen Ventilhub ein höheres Drehmoment erzielt werden. Mit dem VarioCam Plus-System konnte beim Einsatz im 911 Turbo-Motor im Fahrbetrieb eine Kraftstoffverbrauchsreduzierung von 6-7 % erreicht werden im Vergleich zum Vorgängermodell. Im niedrigen Drehzahlbereich bei 2000/min konnte zudem das Vollastdrehmoment um 35 % gesteigert werden. Die Emissionstestergebnisse zeigen, dass HC-, CO- und NO<sub>x</sub> -Emissionen deutlich unter den EU4/D4neu und LEV-Grenzwerten liegen.

Das System zeigt auf, wie mit geringen Ventilverstellungen schon recht eindrucksvolle Potenziale erschlossen werden können. Das Konzept ist zudem kompatibel mit existierenden Zylinderköpfen und ermöglicht ohne großen Mehraufwand die Zylinderabschaltung. Vor allem bei aufgeladenen sportlichen Motoren, wo Drehmoment und Leistung eine dominierende Rolle spielen, kann mit dem VarioCam Plus-System ein gutes Aufwand-Nutzen-Verhältnis erzielt werden. Problematisch jedoch ist bei dem System vor allem der Betrieb bei tiefen Temperaturen aufgrund der Ölviskosität im Ventilhubversteller. Da der Ventilhubverlauf nicht kontinuierlich verstellt werden kann, war laut Herstellangaben [19] in der Motorsteuerung ein großer Aufwand erforderlich, um einen sanften, für den Fahrer nicht spürbaren Übergang in unterschiedliche Betriebszustände sicherzustellen.

### 1.1.3.3 Hydraulische variable Ventilsteuerungen

Das Funktionsprinzip einer elektrohydraulischen Ventilsteuerung mit hydraulischem Differenzialkolben der Firma Bosch ist in **Bild 1.10** dargestellt. Jeder Steller enthält im wesentlichen den hydraulischen Antriebskolben, dessen obere Wirkfläche ca. das Doppelte der unteren Wirkfläche beträgt. Zudem ist ein stromlos geschlossenes 2/2-Magnetventil MV1 auf der Hochdruckseite und das stromlos offene 2/2-Magnetventil MV2 auf der Niederdruckseite. Die schließende untere Wirkfläche ist dabei ständig mit dem Hochdruck verbunden. Das System ist detailliert in [21,22] beschrieben.

Das EHVS-System der Firma Bosch ermöglicht die völlige Variabilität des Ventilhubes, d.h. sowohl Steuerzeiten von Ventil öffnen und Ventil schließen, Hub als auch die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit kann frei vorgegeben.



**Bild 1.10: Hydraulische variable Ventilsteuerung der Firma Bosch [21,22]**

Der Energiebedarf ergibt sich aus dem Produkt von Systemdruck und Volumenstrom. Der Volumenstrom ist wiederum das Produkt aus Anzahl der Betätigung, Hub und aktiver Querschnittsfläche des Differenzialkolbens. Der Energiebedarf steigt somit mit zunehmender Drehzahl und größeren Hubes an. Im Vergleich zur Nockenwelle liegt der Energiebedarf laut Angaben von Bosch zur Zeit deutlich höher, lässt sich jedoch durch ein optimiertes Stellerkonzept auf ein Niveau des Nockenwellenventiltriebes absenken.

Laut Angaben von AVL und Bosch [21,22] lässt sich am Vollmotor eine Verbrauchsreduktion von bis zu 14% bei 2000/min und 3 bar indizierter Mitteldruck mit einer einhergehenden Reduzierung der Abgasrohmission von 25% bei Kohlenwasserstoffen und 73% bei Stickoxiden realisieren. In der Niedriglast konnte nach Angaben von Bosch [22] sogar eine Verbrauchsreduktion von über 30% erreicht werden.

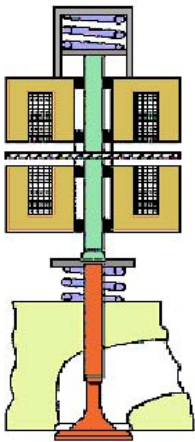
#### 1.1.3.4 Elektromagnetische voll variable Ventilsteuerungen

Zur elektromechanischen Ventilsteuerung werden primär zwei Systeme entwickelt. Das erste System (im folgenden als „klassisches EMVS“ bezeichnet) basiert auf Grundlagenentwicklungen der Firma FEV. Das zweite System (im folgenden als „IVC-System“ bezeichnet) basiert auf Grundlagenentwicklungen der Firma LSP Innovative Automotive Systems GmbH. Der prinzipielle Aufbau beider Systeme ist in **Bild 1.11** dargestellt.

Beide Systeme basieren auf dem Resonanzschwinger-Prinzip, d. h. die Gaswechselventile des Verbrennungsmotors werden durch Federn beschleunigt und in ihren Endlagen durch Elektromagnete gehalten. Die Ventilsteuerzeiten lassen sich durch entsprechende Ansteuerung der Magnete frei beeinflussen. Das IVC-System unterscheidet sich vom EMVS-System dadurch, dass die Kraftübertragung durch eine Hebelbewegung erfolgt. Der Magnetanker ist daher als Hebel ausgeführt, dessen Auflager ein in einem Drehrohr gelagerter Drehstab ist. Der Drehstab übernimmt die Funktion der oberen Rückstellfeder des EMVS-Systems. Zur Erläuterung der genauen Funktionsweise und des detaillierten Aufbaus wird auf Abschnitt 2 hingewiesen.

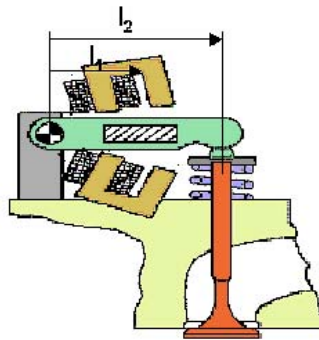
### Klassische EMVS

Klassische Ausführung mit direkter Kraftübertragung



### IVC

Hebelkonzept mit Kraftübertragung durch Schwenkbewegung



#### Aufbau und Funktion von klassischer EMVS und IVC

- die Gaswechselventile eines Verbrennungsmotors werden von **Federn** beschleunigt und in ihren Endlagen durch **Magnete** gehalten
- die Ventilsteuerzeiten lassen sich durch entsprechende Ansteuerung der Magnete frei beeinflussen

#### Besonderheit des IVC:

- der Magnetanker ist als **Hebel** ausgeführt, dessen Auflager ein in einem **Drehrohr** gelagerter **Drehstab** ist

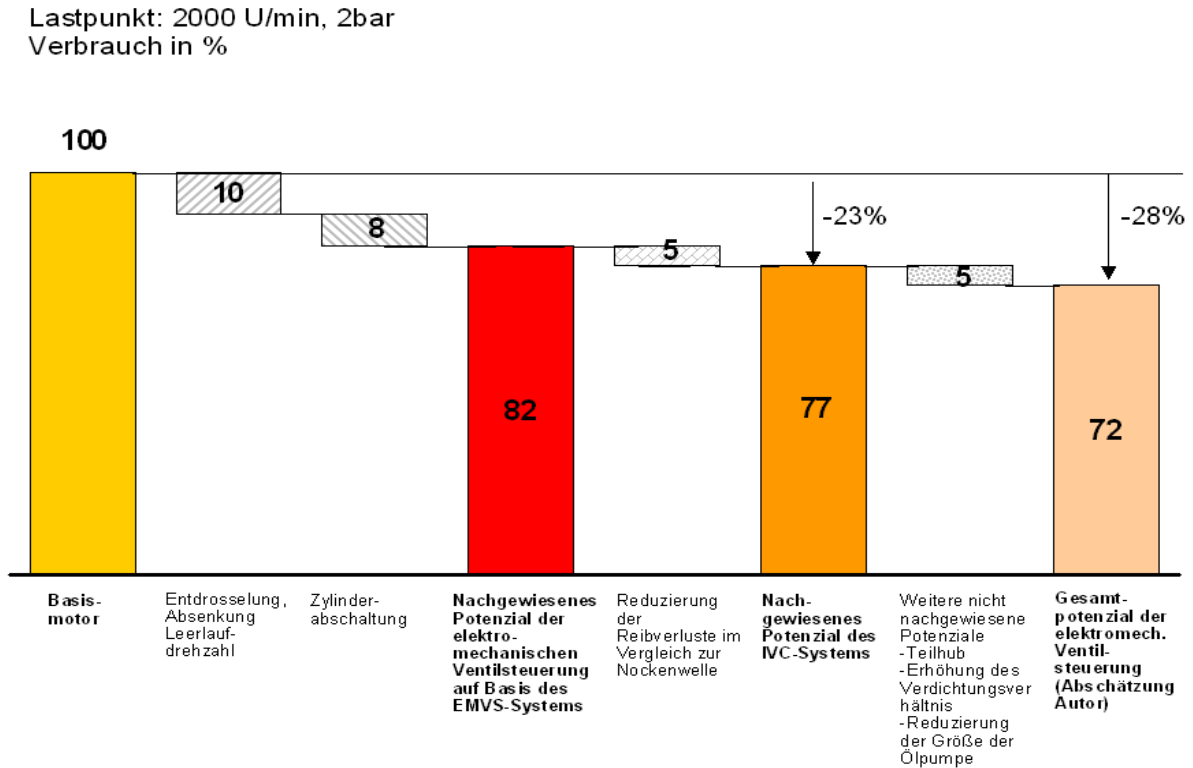
Übersetzungsverhältnis  $\nu = l_1 / l_2$

**Bild 1.11: Prinzipdarstellung von unterschiedlichen elektromechanischen Ventiltrieben [23]**

Hinsichtlich der Reduzierung der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs hat die elektromechanische Ventilsteuerung im Vergleich zu anderen variablen Ventilsteuerungen das höchste Potenzial (siehe **Bild 1.12**). Zusätzlich kann im Vergleich zu nicht aufgeladenen Motoren im unteren Drehzahlbereich ein Drehmomentgewinn von 10-20 % erzielt werden.

Das Potenzial zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung für den Betriebspunkt 2000/min, 2 bar für einen Sechszylindervierventilmotor ist in **Bild 1.12** dargestellt. Bei einem mit der Nockenwelle vergleichbaren Energiebedarf der elektromechanischen Ventilsteuerung

sowie der Einschränkung der Freiheitsgrade auf den Vollhubbetrieb kann die elektromechanische Ventilsteuerung den Kraftstoffverbrauch am Beispiel eines 6-Zylinder-Ottomotors um ca. 18 % reduziert werden.



**Bild 1.12: Potenzial zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung durch elektromechanische Ventilsteuerung im NEFZ im Betriebspunkt 2000/min, 2 bar (nachgewiesenes Potenzial 23%, Gesamtpotenzial 28% lt. Abschätzung des Autors)**

Dieses Potenzial setzt sich zusammen aus:

- Entdrosselung, Absenkung Leerlaufdrehzahl: Durch die gezielte Laststeuerung mittels der Verfahren FES etc. können die Ladungswechselperluste deutlich reduziert werden. Da infolge der effektiven Restgassteuerung die Verbrennung stabilisiert werden kann, kann zusätzlich die Leerlaufdrehzahl abgesenkt werden. Mit beiden Maßnahmen kann der Kraftstoffverbrauch um ca. 10 % reduziert werden.
- Zylinderabschaltung: Der Wirkungsgrad der Verbrennung kann durch Zylinderabschaltung erhöht werden, weil die Ladungswechselperluste der abgeschalteten Zylinder entfallen sowie die aktiven Zylinder bei einer höheren Last betrieben werden können. Die Zylinderabschaltung kann jedoch auch ohne die elektromechanische Ventilsteuerung umgesetzt werden [30]. Im Vergleich zu mechanischen oder hydraulischen Systemen zur Zylinderabschaltung kann nach

Einschätzung des Autors jedoch ein höheres Potenzial erreicht werden, da die Zylinderabschaltung innerhalb eines Ventilhubzyklus aktiviert werden kann. Das Potenzial beträgt bei einem 6-Zylinder-Motor ca. 8 %, bei 8-12-Zylinder-Motoren kann sogar 10 % erreicht werden.

Die Firma PSA konnte an einem 4-Zylinder-Testfahrzeug nachweisen, dass durch die Maßnahmen Entdrosselung, Absenkung der Leerlaufdrehzahl und Zylinderabschaltung der Kraftstoffverbrauch um 16% reduziert werden kann [24]. Da das Potenzial der Zylinderabschaltung bei einem 6-Zylinder-Motor größer ist als bei einem 4-Zylinder-Motor, ist das Verbrauchsminderungspotenzial von 18 % aus Sicht des Autor realistisch und wird daher als nachgewiesen bezeichnet.

Des weiteren wurde für das IVC-System vom Autor sowie der Firma LSP GmbH ein kleinerer Energiebedarf im Vergleich zur Nockenwelle nachgewiesen.<sup>1</sup> Während optimierte Ventiltriebe im zyklusrelevanten Betriebspunkt von 2000/min, 2 bar Schleppverluste von 500-600 Watt aufweisen, kann die elektromechanische Ventilsteuerung eine Leistung von unter 200 Watt erreichen. Diese Aussage wird zudem im Rahmen dieser Arbeit bestätigt. Nachdem eine Reduzierung der elektrischen Antriebsleistung um 100 Watt einer Kraftstoffverbrauchersparnis von 0,15 Liter / 100 km entspricht<sup>2</sup>, ist eine Verbrauchersparnis von ca. 5 % möglich.

Darüber hat die elektromechanische Ventilsteuerung weitere Potenziale zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs, die jedoch noch nicht nachgewiesen wurden. Diese ergeben sich aus:

- Kleinere Ölpumpe: Durch den Wegfall der Nockenwelle entfällt auch deren Schmierung, da die elektromechanischen Aktuatoren bis auf die Ventilfehrung trocken betrieben werden können. Die Ölpumpe kann somit kleiner ausgeführt werden und ihre Antriebsleistung ist geringer.
- Optimierte Verdichtung: Da durch gezielte Laststeuerung der Restgasgehalt abgesenkt werden kann, kann die Brennraumtemperatur abgesenkt werden. Dadurch erhöht sich der Abstand zur Klopfgrenze. Somit kann das Verdichtungsverhältnis erhöht werden.
- Teilhub: Durch die voll variable elektronische Regelung ist es möglich, das Ventil nur teilweise zu öffnen (Teil- oder Minihub). Dadurch kann zusätzlich zum thermodynamischen Vorteil der Entdrosselung der Wirkungsgrad weiter erhöht werden, da die Gemischbildung verbessert wird. Das Ventil wird elektronisch in einem Schwebezustand geregelt beziehungsweise auf eine mechanische Fixierung

---

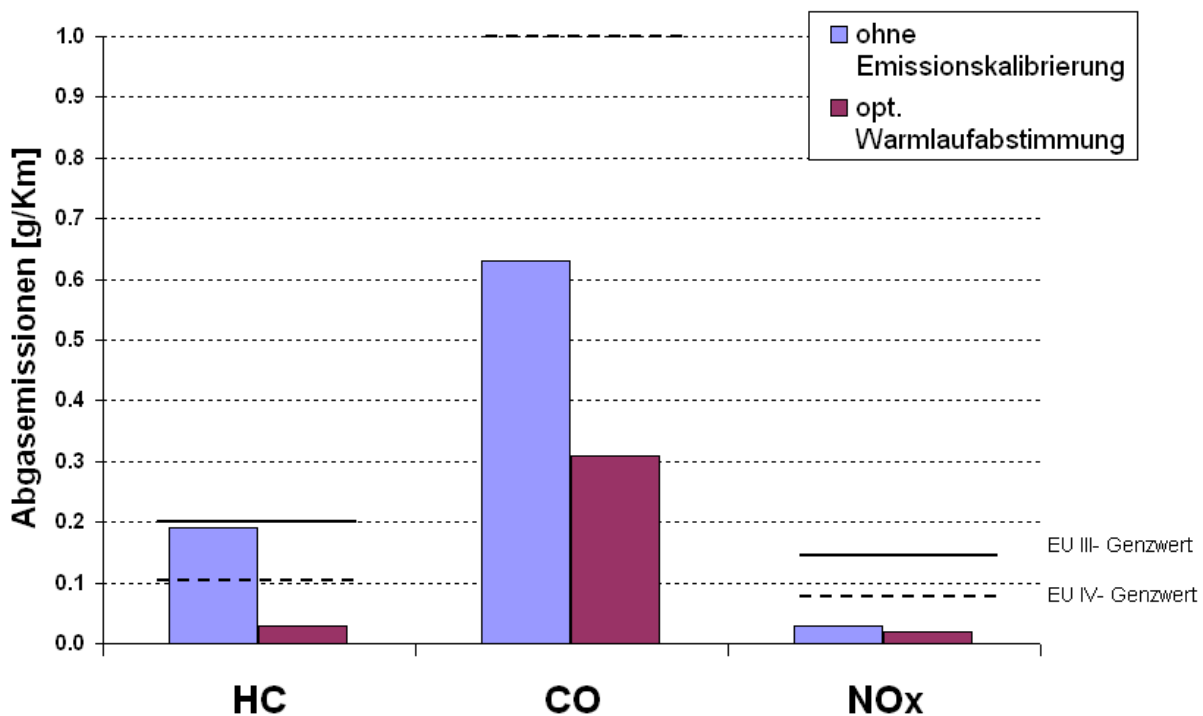
<sup>1</sup> Dieser Nachweis wurde von LSP zusammen mit der Firma Magneti Marelli an einem befeuerten Einzylindermotor erbracht. Die Ergebnisse wurden nicht veröffentlicht.

<sup>2</sup> Bei einem angenommenen Generatorwirkungsgrad von 75 % und Riemenantriebwirkungsgrad von 75 % entspricht 100W elektrische Leistung einem Kraftstoffverbrauch von ca. 0,15 l / 100 km

abgesetzt. Dieses Potenzial kann jedoch nur erschlossen werden, wenn der Teilhub ohne Zunahme der elektrischen Leistung durchgeführt werden kann.

Die Summe der zuletzt genannten Maßnahmen zur Verbrauchsreduzierung liegen nach Einschätzung des Autors bei mehr als 5%.

Gute Emissionsergebnisse konnten mit der Anwendung der elektromechanischen Ventilsteuerung am Ottomotor erreicht werden. Bereits ohne spezielle Katalysator-Heizmaßnahmen und ohne spezielle Warmlaufstrategien wird durch den Einsatz der elektromechanische Ventilsteuerung ein Emissionsniveau erreicht, das bei den Stickoxiden um ca. 50 % und bei Kohlenmonoxid um ca. 35 % unter den EU-IV-Grenzwerten liegt. (vgl. **Bild 1.13**). Durch Optimierungsmaßnahmen, die sich auf die Absenkung der Kaltstart- und Warmlaufrohmissionen und auf eine Erhöhung der Abgastemperatur zum schnelleren Aufheizen des Katalysators richten, konnte bei den HC-, CO- und Nox-Emissionen um mehr als 50 % unterschritten werden [5].



**Bild 1.13:** Emissionsergebnisse im NEFZ mit der elektromechanischen Ventilsteuerung nach [5]

## 1.2 Alternative Zukunftstechnologien

### 1.2.1 Aufladung

Das Prinzip Aufladung begleitet den Dieselmotor schon seit Jahrzehnten. Die Thermodynamik der Motoren sowie der moderate Drehzahlbereich machen es möglich,

dass insbesondere die Turboaufladung mittlerweile fest mit dem Dieselmotor verknüpft ist. Bei Ottomotoren hingegen ist die Aufladung im Serienbetrieb nicht die Regel. Jedoch ist zu erkennen, dass auch bei Ottomotoren die Aufladung zunehmend an Bedeutung gewinnt. Während 1994 nur 1 % der neu zugelassenen PKW-Ottomotoren aufgeladen waren, sind es 1997 bereits 4,1 %. [1]

Der Grund für den Bedeutungsgewinn der Aufladung liegt darin, dass das Konzept des Downsizing von zunehmendem Interesse für die Automobilindustrie ist. Zur Besetzung von Nischen werden oft kleinere und drehmomentorientierte Motoren benötigt, die „Fahrspaß“ auch in kompakten Fahrzeugen mit kleinen Einbauräumen ermöglichen. Beim Smart konnte durch ATL<sup>3</sup>-Aufladung Bauaufwand, -raum und Gewicht deutlich reduziert werden [25,26]. Folglich wird der Motor bei höheren Lastzuständen und Drehzahlen betrieben, was wiederum den Kraftstoffverbrauch durch Verbesserung des Ladungswechselwirkungsgrades (Entdrosselung) und des Hochdruckwirkungsgrades senkt. Diese Vorteile überwiegen gegenüber den Nachteilen durch kleine Zylindervolumina (kleinere Verdichtungsverhältnisse).

### 1.2.2 Direkteinspritzung

Die Direkteinspritzung als Technologie zur Verbrauchsreduzierung durch mageren, in Teilen des Kennfeldes geschichteten Motorbetrieb wurde primär in Japan forciert. Die DI-Technologie erfordert aufgrund ihrer Emissionsproblematik einen speziellen De-NO<sub>x</sub> - Speicher-Katalysator. Um die Regenerationsphasen des Katalysators zu verkürzen, ist für einen effizienten Einsatz dieser Technologie eine flächendeckende Bereitstellung von schwefelarmem Kraftstoff erforderlich. Neueste erfolgreiche Entwicklungen des VW-Konzerns sowie die Bereitstellung von schwefelarmem Kraftstoff in Deutschland lassen den Schluss zu, dass sich die Technologie in Europa durchsetzt. Das theoretische Potenzial zur Verbrauchsreduzierung liegt nach [27, Bild 1.14] bezogen auf den neuen europäischen Testzyklus bei 15-20 %. Die Potenziale werden jedoch bisher noch nicht erreicht. Eine Untersuchung der Adam Opel AG zeigte, dass bei 14 % Kraftstoffersparnis bei stationären Bedingungen im europäischen Testzyklus (MVEG-B) nur noch ein Potenzial von 10 % übrig blieb. Der Effizienzverlust ist darin begründet, dass in der Zeit nach dem Motorstart (Katalysatorheizen und Warmlauf), während der Regeneration des Speicherkatalysators und in Schub- und Beschleunigungsphasen der verbrauchsminimale Betrieb nur bedingt oder nicht eingestellt werden kann [28]. Untersuchungen von DaimlerChrysler zufolge wird der Verbrauchsvorteil mit den derzeitigen Direkteinspritzungstechnologien zwischen 6 % und 12 % liegen. [29]. Bei kundenspezifischer Fahrweise wird das Potenzial jedoch noch geringer eingeschätzt.

---

<sup>3</sup> ATL (Abgasturboaufladung); wird unterschieden im Vergleich zur mechanischen Aufladung (ML) und Aufladung durch Druckwellenlader (Comprex Verfahren). Die Verfahren werden ausführlich in [3] beschrieben.



### 1.2.3 Zylinderabschaltung

Deutliche Kraftstoffverbrauchreduzierungen wurden bereits durch ein mechanisches System zur Zylinderabschaltung (ZAS), das bei der S-Klasse von Mercedes zum Einsatz kam, nachgewiesen. Dieses Potenzial wird dadurch erreicht, dass die Ladungswechselverluste der abgeschalteten Zylinder entfallen sowie die aktiven Zylinder durch Betrieb mit höherer Last entdrosselt werden. Basierend auf dem europäischen Fahrzyklus konnte DaimlerChrysler bei dem V8-5-Liter-Motor eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs um 7 % erreichen [30].

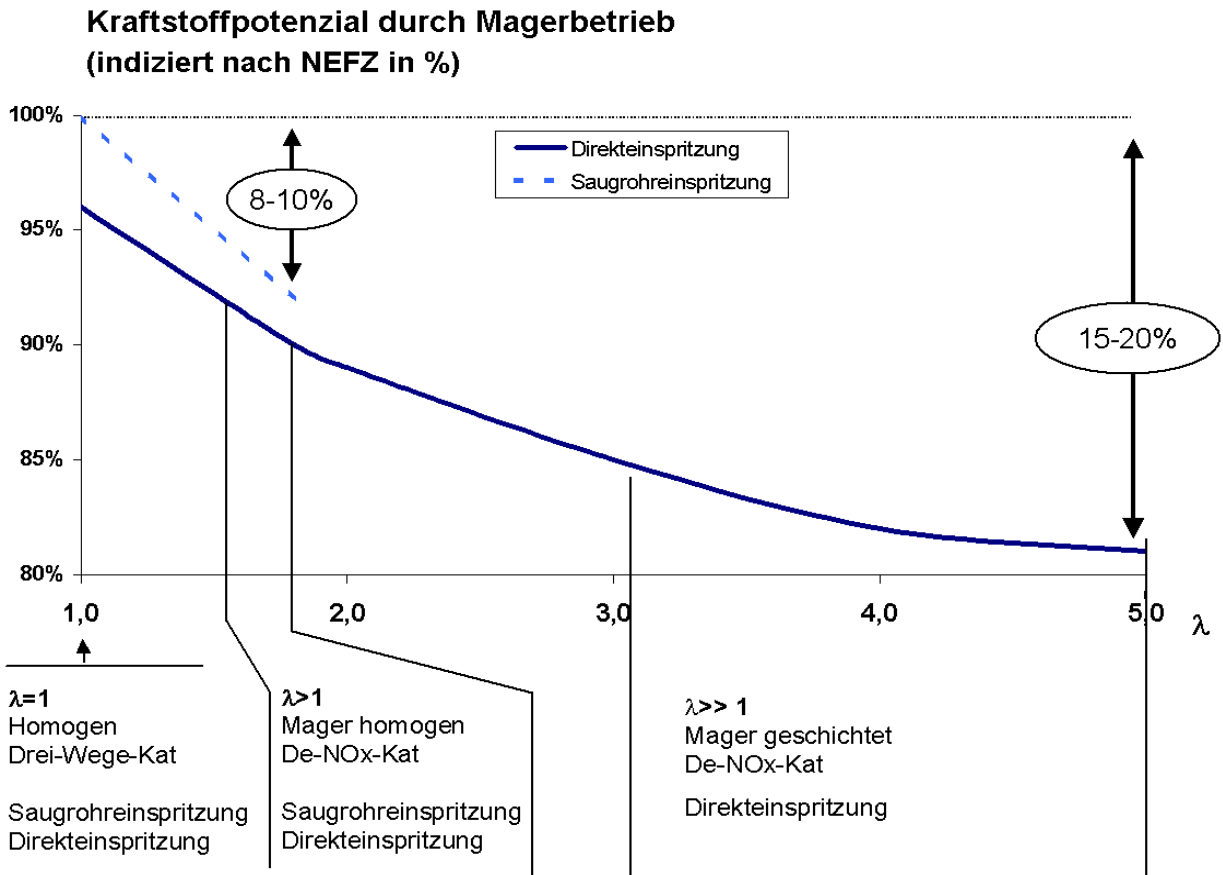


Bild 1.14: Verbrauchspotenzial durch Magerbetrieb nach [27]

### 1.3 Ausblick für die elektromechanische Ventilsteuerung

Wie bereits erläutert, bietet der elektromechanische Ventiltrieb im Vergleich zum mechanischen Ventiltrieb eine Reihe von Vorteilen. Ob die elektromechanische Ventilsteuerung mehr Kundennutzen als die Direkteinspritzung nachweisen kann, ist derzeit noch nicht nachgewiesen. Offen ist vor allem, ob das am Prüfstand und in Versuchsfahrzeugen nachgewiesene Potenzial im realen Fahrbetrieb noch Bestand hat.

In der Industrie ist derzeit umstritten, ob der hohe Realisierungsaufwand der elektromechanischen Ventilsteuerung die Potenziale rechtfertigt. So ist nach der Firma

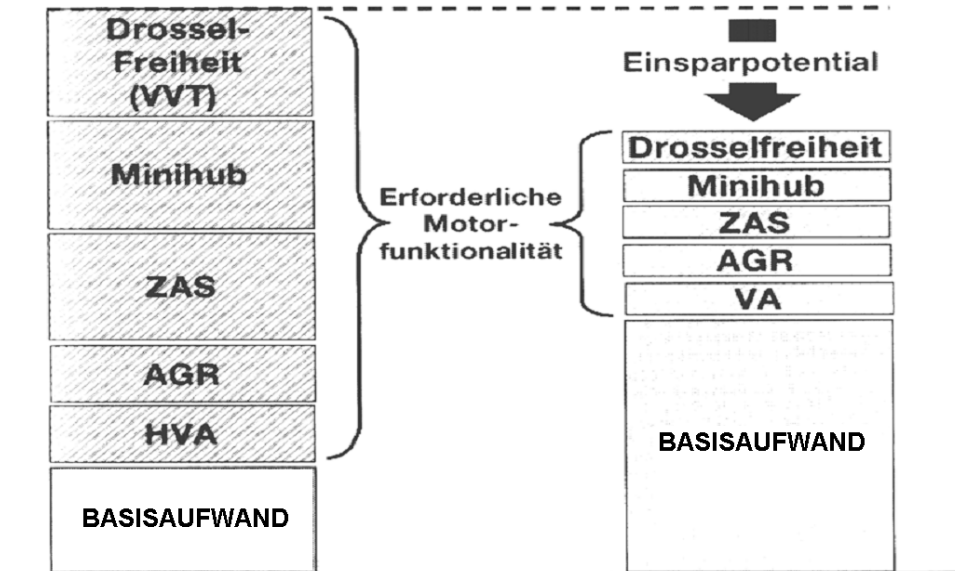
AVL-List GmbH der Mehraufwand für die elektromechanische Ventilsteuerung in Anbetracht des Nutzens derzeit zu hoch. Aus Sicht der BMW AG ist der Realisierungsaufwand der elektromechanischen Ventilsteuerung sogar geringer, als wenn man die mechanische Ventilsteuerung um die entsprechenden Motorfunktionalitäten erweitert. Zwar ist der Basisaufwand der elektromechanischen Ventilsteuerung deutlich höher, dafür können erweiterte Motorfunktionalitäten wie Abgasrückführung (AGR), Zylinderabschaltung (ZAS), Ventilspielausgleich (VA) und Drosselfreiheit bei der elektromechanischen Ventilsteuerung mit einem merklich geringeren Aufwand realisiert werden [31]. Die zusätzlichen Funktionalitäten erfordern in der Regel lediglich eine Softwareänderung. Die Darstellung in **Bild 1.15** zeigt eine qualitative Bewertung und ist im Einzelfall vom jeweiligen Motor- und Fahrzeugkonzept abhängig.

Dahingegen liegt eine Aussage zum Serieneinsatz der elektromagnetischen Ventilsteuerung noch fern. Es gibt eine Reihe bedeutender offener Fragen zu klären [32]:

- Sind die Systemkosten in einem akzeptablen Bereich?
- Ist die elektrische Leistungsaufnahme in einem akzeptablen Bereich?
- Wie aufwändig müssen Steuerung und Regelung des Aktuators sein, damit der Energieverbrauch minimiert wird und Geräusch und Verschleiß keine Probleme bereiten?
- Muss der Aktuator gekühlt werden und wenn ja – wie?
- Wie ist die Starterstrategie als Funktion der Temperatur?

Die Frage des akzeptablen Leistungsbedarfs wird dadurch bestimmt, ob ein 14V- oder 42V-Bordnetz beim Einsatz der elektromechanischen Ventilsteuerung bei einem Serieneinsatz zur Verfügung steht.

Zusammenfassend ist in **Bild 1.16** eine Bewertung der Einzeltechnologien durch den Autor durchgeführt. Sofern die o.g. offenen Fragen zufriedenstellend gelöst werden können, bietet sich die EMVT als Technologie an, vor allem für den flächendeckenden Einsatz in Mehrzylindermotoren. Die Technologie hat im Vergleich zur Direkteinspritzung den Vorteil, dass ein kraftstoffunabhängiger Einsatz möglich ist.



Abkürzungen  
 VVT: Variabler Ventilhub (Variable Valve Train)  
 ZAS: Zylinderabschaltung  
 AGR: Abgasrückführung  
 HVA: Hydraulisches Ausgleichselement  
 VA: Ventilspielausgleich

**Bild 1.15: Absoluter Realisierungsaufwand der elektromechanischen versus der mechanischen Ventilsteuerung mit vergleichbaren Funktionalitäten nach [31]**

Bewertungsparameter	KE	DE	KE+A	M_VVT	NWS	EMVS	EHVS	ZAS
Leistung	0	+	+++	+	+	+(+)	++	-
Drehmoment	0	+	+++	++	++	++	++	0
Verbrauch im NEFZ	0	+	+	+	+	+(+)	+(+)	+
Emissionen	0	--	0	+	+	++	++	0
Kosten	0	--	-	-	-	--	--	-

**Begriffserläuterung**

KE: Kanaleinspritzung  
 DE: Direkteinspritzung  
 A: Aufladung  
 M\_VVT: Mechanische variable Ventilsteuerung  
 NWS: Nockenwellenverstellung  
 EHVS: Elektrohydraulische vollvariable Ventilsteuerung  
 EMVT: Elektromechanische Ventilsteuerung  
 ZAS: Zylinderabschaltung

**Bewertung:**

0 keine Verbesserung/ Verschlechterung im Vergleich zur Bezugstechnologie (KE)  
 + besser als Bezugstechnologie  
 ++ viel besser als Bezugstechnologie  
 - schlechter als Bezugstechnologie  
 -- deutlich schlechter als Bezugstechnologie

**Bild 1.16: Bewertung ausgewählter Einzeltechnologien für den Ottomotor [Autor]**

## 2 Grundlagen und Begriffsdefinitionen

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen zur Systemanalyse und Systemoptimierung des elektrischen Ventiltriebes geschaffen sowie Begriffe definiert.

Dabei sollen folgende Fragen geklärt werden:

- Welche Anforderungen muss die elektromechanische Ventilsteuerung primär erfüllen? Welche Randbedingungen dürfen nicht verletzt werden?
- Wieso eignet sich ein Resonanzschwinger am besten zur Erfüllung der Anforderungen?
- Wie funktioniert ein Resonanzschwinger?
- Welche Ausführungsformen des Resonanzschwingers gibt es?
- Wie wird ein Resonanzschwinger ausgelegt?

### 2.1 Anforderungen an die elektromechanische Ventilsteuerung

Um einen Serieneinsatz zu gewährleisten, muss der Aktuator eine Vielzahl von Anforderungen erfüllen. Die von DaimlerChrysler formulierten wichtigsten Anforderungskriterien für die Serientauglichkeit der elektromagnetischen Ventilsteuerung [33] sind in **Bild 2.1** dargestellt.

Diese Anforderungen werden untergliedert in Anforderungen an die Funktion und den Leistungsbedarf des Ventiltriebes sowie Randbedingungen, die erfüllt werden müssen, damit eine Einsatztauglichkeit im Verbrennungsmotor gegeben ist.

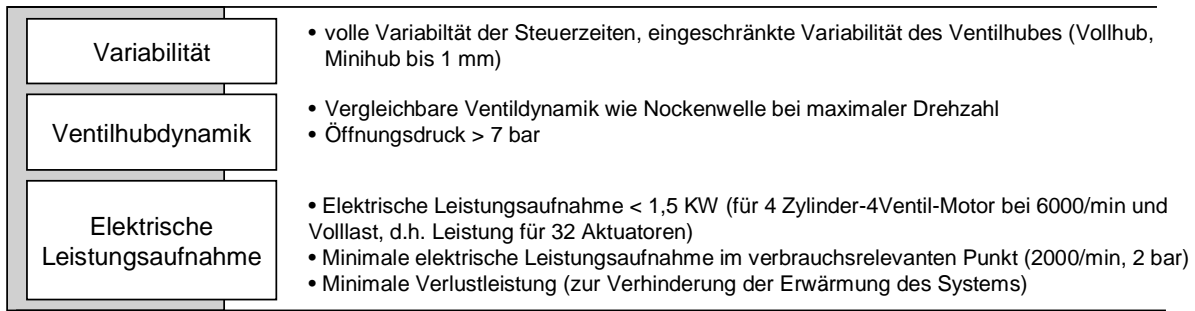
#### 2.1.1 Kriterium Variabilität

Zur Erreichung des in Abschnitt 1 dargestellten Potenzials zur Kraftstoffreduzierung von 23% (vgl. **Bild 1.12** auf Seite 33) sind eine volle Variabilität der Steuerzeiten sowie verringerte Reibverluste im Vergleich zur Nockenwelle erforderlich. Dies wurde vom IVC-System nachgewiesen. Weitere bisher jedoch nicht nachgewiesene Potenziale von bis zu 5 % können nach Abschätzung des Autors durch eine erweiterte Variabilität des Ventilhubes in Kombination mit anderen Effekten (Reduzierung der Verluste der Ölpumpe, Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses) erreicht werden. Zumindest ist aus Sicht von Experten ein Teilhub von 1 mm erforderlich, um den Hochdruckwirkungsgrad zu verbessern sowie um neue Brennverfahren umzusetzen.<sup>4</sup>

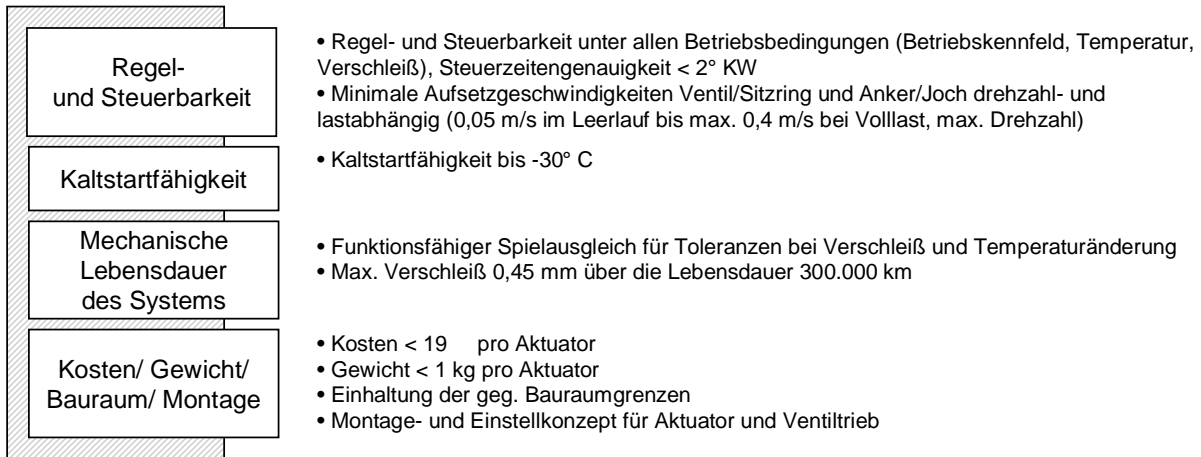
---

<sup>4</sup> Aussage Dr. Steiger, Leiter Aggregateentwicklung Volkswagen Forschung

### Anforderung an Funktion und Leistungsbedarf



### Randbedingungen

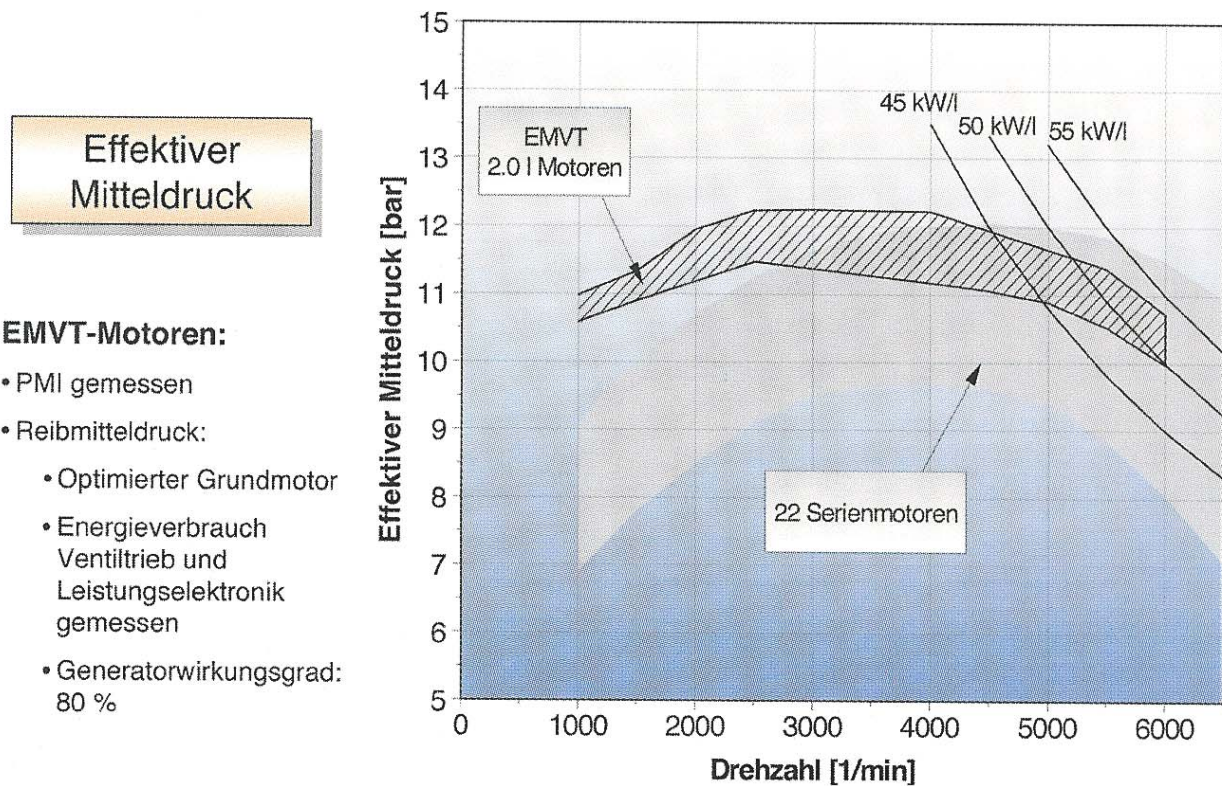


**Bild 2.1: Anforderungen an die Serientauglichkeit der elektrischen Ventilsteuerung nach [33]**

### 2.1.2 Kriterium Ventilhubdynamik

Die Ventilhubdynamik sowie die Möglichkeit, bei hohen Drücken zu öffnen, bestimmt die motorischen Eigenschaften. Während bei Drehzahlen bis 2000/min die Dynamik nur einen geringen Einfluss auf das Drehmoment hat, nimmt die Bedeutung der Ventilhubdynamik mit ansteigender Drehzahl zu. Die Forderung an die Ventilhubdynamik wird daher die Drehzahl bestimmt.

Untersuchungen von FEV [34] haben bestätigt, dass bei Saugmotoren durch den Einsatz einer elektromechanischen Ventilsteuerung eine Steigerung des Drehmomentes von 10 - 30 % bei Drehzahlen bis 3000/min erreicht werden kann. Dahingegen fällt das Drehmoment bei Drehzahlen über 4000/min im Vergleich zu Saugmotoren ab. Diese Untersuchung wird anhand des **Bild 2.2** illustriert. Dort ist der effektive Mitteldruck bei Vollast von 4-Ventil-Motoren mit konventionellen und elektromagnetischen Ventiltriebssystemen im Vergleich gegenübergestellt.



**Bild 2.2: Drehmomentgewinn durch elektromechanische Ventilsteuerung nach [34]**

Um bei einer Drehzahl von 6000/min mit dem elektrischen Ventiltrieb vergleichbare indizierte Mitteldrücke wie beim Nockenwellenventiltrieb zu erreichen, sind Öffnungs- und Schließzeiten unter 3,5 ms erforderlich. Mit einer Öffnungszeit unter 3,0 ms ist entsprechend des Kenntnisstandes des Autors eine Motorleistungssteigerung möglich.

Neben der Flugzeit haben eine Vielzahl von anderen Faktoren einen Einfluss auf die erzielbare Motorleistung. Die Zusammenhänge zwischen den Einflussfaktoren sind komplex und werden im Rahmen dieser Arbeit nicht detailliert untersucht. So sind für die Motorleistung neben der Flugzeit die Öffnungsdynamik (d.h. Zeitdauer bis zum Erreichen des halben Ventilhubes), der Ventilhub sowie die Ventilquerschnittsflächen und die Kanalgestaltung bedeutungsvoll. Außerdem hat die Wahl der Steuerzeiten einen Einfluss auf die Motorleistung.

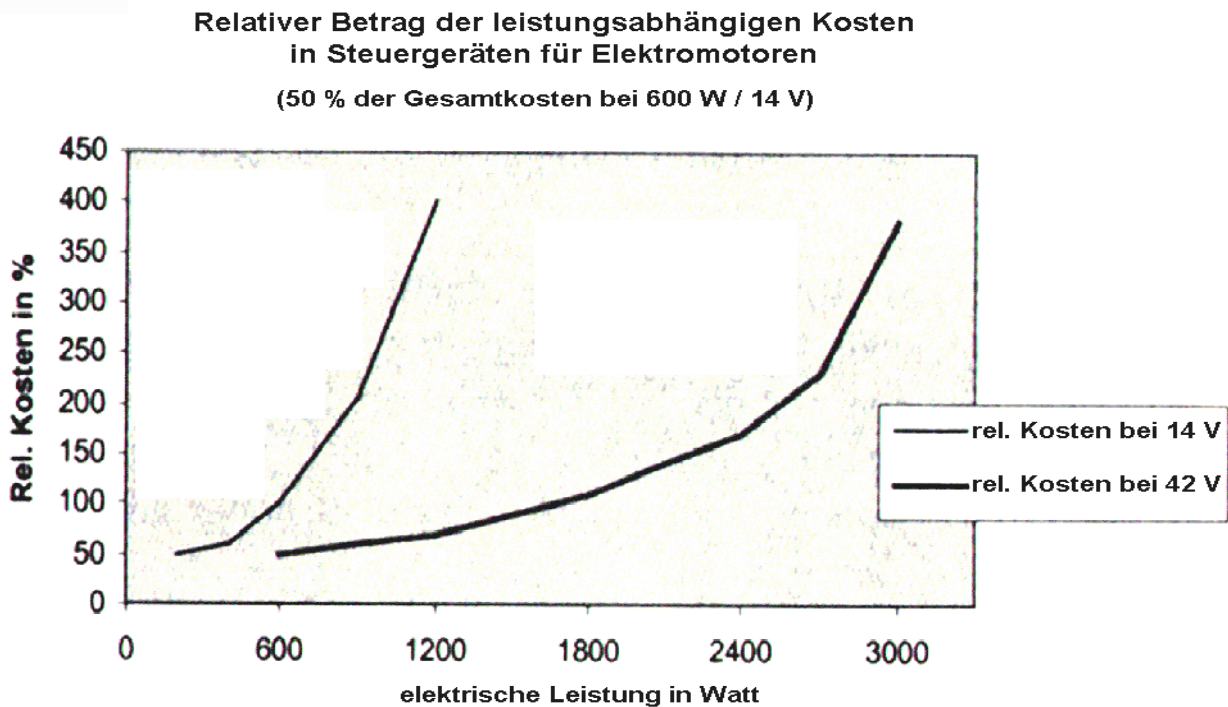
In diesem Zusammenhang kommt dem Öffnungsverhalten gegen Gaskraft auch eine Bedeutung zu. Gefordert wird daher ein Öffnungsdruck von mindestens 7 bar bei Saugmotoren. Dies bedeutet bei einem Auslassventil mit einem 25 mm Durchmesser eine Öffnungskraft von mehr als 350 N.



### 2.1.3 Kriterium elektrischer Energieleistungsaufnahme

Das bedeutendste Kriterium bei der Auswahl des Aktuatorkonzeptes ist die **elektrische Leistungsaufnahme** der elektromagnetischen Ventilsteuerung:

- Die elektrische Leistungsaufnahme hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Kraftstoffverbrauchersparnis, die mittels der elektromagnetischen Ventilsteuerung im Vergleich zum konventionellen Nockenwellentrieb erzielt werden kann. Liegt die Antriebsleistung niedriger als die Reibverluste des Nockenwellantriebes, kann der Kraftstoffverbrauch reduziert werden.
- Die elektrische Leistungsaufnahme der elektromechanischen Ventilsteuerung hat einen großen Einfluss auf die Elektronikkosten. **Bild 2.3** zeigt die Kosten der leistungsabhängigen Teile eines Aktuatorsteuergerätes mit einem elektronisch kommutierten Motor in Abhängigkeit von der Abgabeleistung des Aktuators. Bezugspunkt ist die elektrische Leistung von 600 W, bei welcher die leistungsabhängigen Kosten ca. 50 % der Gesamtkosten des elektronischen Steuergerätes ausmachen. Bei Übergang von 14 V auf 42 V reduzieren sich bei 600 W die leistungsabhängigen Kosten der Elektronik um ca. 50 %; bezogen auf die Gesamtelektronik ist eine Einsparung von ca. 25 % erzielbar. Bis zu einer Grenzleistung von ca. 2,5 kW ist der Betrieb der Aktuatoren noch wirtschaftlich vertretbar.



**Bild 2.3: Zusammenhang zwischen elektrischer Leistungsaufnahme und dem relativen Beitrag der leistungsabhängigen Kosten in Steuergeräten in Abhängigkeit der Bordnetzspannung nach [35]**

- Die elektrische Verlustleistung führt zu einer Erwärmung der Aktuatoren und der Erregerspulen der elektromagnetischen Ventilsteuerung. Mit steigender Verlustleistung wird die Wärmeabfuhr zunehmend schwieriger und erfordert ggf. eine aufwändige Kühlung. Außerdem besteht die Gefahr, dass die Erregerspulen, die Kontaktierung sowie die Steuerungselektronik ausfallen.
- Bei der Festlegung der Grenze des maximalen Leistungsbedarfes ist zu berücksichtigen, dass die Anzahl an elektrischen Verbrauchern im Auto in Zukunft deutlich zunimmt. Eine Übersicht über die wichtigsten Verbraucher des zukünftigen Bordnetzes ist in **Bild 2.4** dargestellt. Es ist daher zu berücksichtigen, welche Gesamtleistung vom Generator bereitgestellt wird und wie sich der Verbrauch der elektromechanischen Ventilsteuerung im Vergleich zu den anderen Verbrauchern in Abhängigkeit der Betriebszustände verhält.

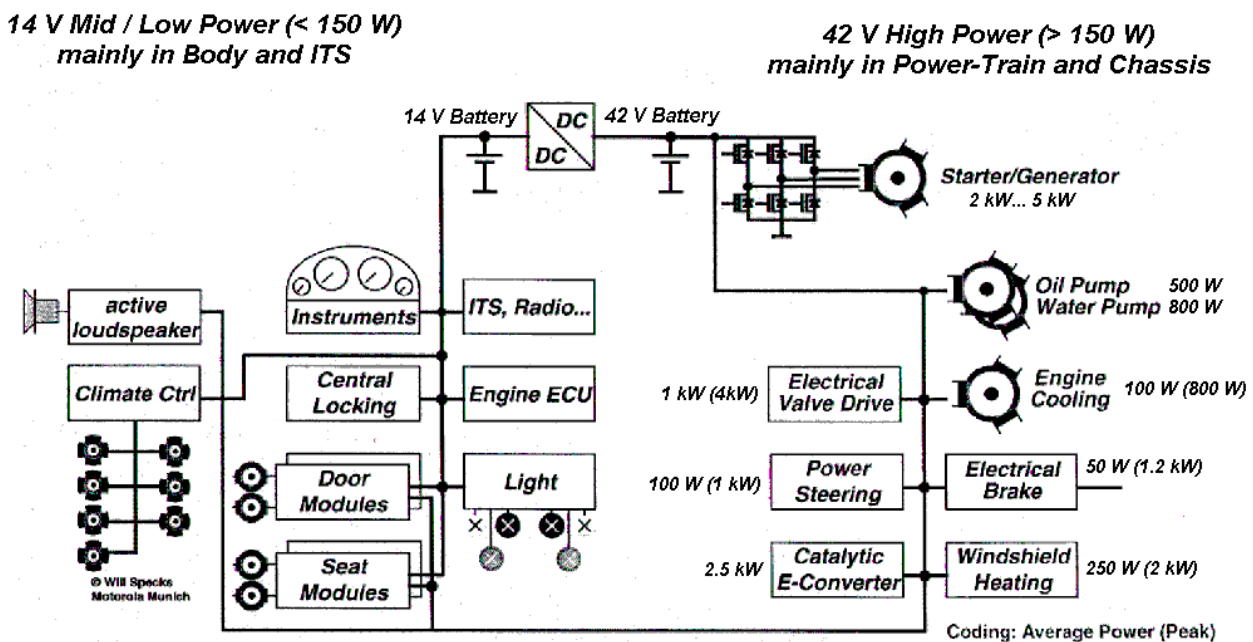


Bild 2.4: Zukünftige Verbraucher im 42-V-Bordnetz nach [36]

### 2.1.4 Kriterium Regel- und Steuerbarkeit

Die Regel- und Steuerbarkeit der elektromechanischen Ventilsteuerung ist von großer Bedeutung für die Zuverlässigkeit des Systems. Die Regelung muss robust gegen Störgrößen sein, wie zum Beispiel stochastisch schwankende Zylinderdrücke, Spannungsschwankungen und einem Mittellagenversatz<sup>5</sup> des Aktuators.

<sup>5</sup> Mittellagenversatz ist dann gegeben, wenn der Nullkraftdurchgang der resultierenden Federkraft einen Versatz zur Mittelstellung des Ventilverstellbereiches aufweist.



Zum anderen muss die Regelung gewährleisten, dass das Aufsetzen des Ankers auf die Magnetpole bzw. des Ventils auf den Ventilsitz mit sehr niedrigen Aufsetzgeschwindigkeiten erfolgt. Die Forderungen an die Auftreffgeschwindigkeiten orientieren sich an der Nockenwelle. Demnach müssen Auftreffgeschwindigkeiten kleiner als 0,05 m/s im Leerlauf sowie kleiner als 0,4 m/s bei maximaler Drehzahl erreicht werden. Außerdem sind die Steuerzeitevorgaben einzuhalten. Gefordert wird, dass die Abweichung der Steuerzeit von der Vorgabe bei 1000/min kleiner als 0,25 °KW ist und bei 6000/min 1° KW nicht überschreitet. Bei 6000/min bedeutet dies, dass der Ventilhubverlauf weniger als 30 µs von der Vorgabe abweicht.

### **2.1.5 Kriterium mechanische Lebensdauer**

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die mechanische Lebensdauer des Systems. Ausschlaggebend für die Lebensdauer ist neben konstruktiven Überlegungen zur Gestaltung der Aktuatoren ein funktionsfähiger Ventilspielausgleich. Dieser muss gewährleisten, dass das infolge von Verschleiß und Temperaturerhöhung sich verändernde Ventilspiel nicht die Funktionsfähigkeit und die Lebensdauer des Systems beeinträchtigt. Die Funktionsfähigkeit muss entsprechend Daimler Chrysler für eine Lebensdauer von 300.000 km Fahrleistung gewährleistet werden.

### **2.1.6 Kriterien Kosten / Gewicht / Bauraum / Fertigung**

Die Kosten bestimmen im wesentlichen das Einsatzspektrum der elektromagnetischen Ventilsteuerung. Der Trade-Off Systemvorteil versus Mehrkosten entscheidet über die Marktdurchdringung des elektrischen Ventiltriebes. Nachdem die Vorteile der elektromagnetischen Ventilsteuerung bei Oberklasse-Fahrzeugen ab sechs Zylindern dominieren, da hier mit der Zylinderabschaltung höhere Kraftstoffverbrauchsreduzierungspotenziale erschlossen werden können, ist bei zu erwartenden hohen Anfangskosten das Einsatzspektrum auf Fahrzeuge in der Oberklasse begrenzt. Als Kostenziel für die Aktuatoren wurden vom Automobilhersteller DaimlerChrysler 19 pro Einzelventilaktuator vorläufig festgelegt [33]. Nachdem die Automobilindustrie bestrebt ist, weiterhin deutliche Gewichtsreduzierungen im Automobil zu erzielen, sind dem Gewicht der Aktuatoren ebenfalls Grenzen gesetzt. Vom Automobilhersteller DaimlerChrysler wurde ein Ziel für das Maximalgewicht von 1 kg pro Einzelventilaktuator festgelegt.

Entscheidend für den Einsatz ist der erforderliche Bauraum der Aktuatoren. Es muss gewährleistet werden, dass eine Integration in den Zylinderkopf existierender und zukünftiger Motoren möglich wird. Dabei geben insbesondere der Zylinderabstand und Ventilabstand die Grenzen der Aktuatorgestaltung vor. Die PKW-Ottomotoren weisen

Zylinderabstände zwischen 82 mm und 98 mm auf<sup>6</sup>. Um dem Kriterium Fertigung gerecht zu werden, müssen die Aktuatoren konstruktiv so gestaltet sein, dass keine Sonderwerkzeuge, aufwändige Einstellarbeiten sowie neue Serienprozesse wie z. B. Kleben erforderlich werden. Außerdem muss im späteren Serieneinsatz ein möglichst geringer Wartungsaufwand anfallen.

### **2.1.7 Kaltstartfähigkeit**

Die Kaltstartfähigkeit ist von Bedeutung, da sich die Viskosität des Öls bei niedrigen Temperaturen nachteilig auswirkt. Die resultierende höhere Reibung erschwert das Anschwingverhalten des Ankers aus der Mittellage. Zur Gewährleistung der Kaltstartfähigkeit muss eine Regelstrategie entwickelt werden, mittels derer der Anker bei Betriebstemperaturen bis  $-30\text{ °C}$  aus der Mittellage gegen die Federkraft und mit hohen Reibverlusten in die Halteposition am Magnet angezogen werden kann.

## **2.2 Resonanzschwinger als Konzept zur Erfüllung der Anforderungen**

Im Abschnitt 1 wurden zwei verschiedene Aktuatorkonzepte (IVC- und EMVS-Aktuator) aufgeführt, die das Potenzial haben, die gestellten Anforderungen zu erfüllen. Beide Aktuatoren sind als Resonanzschwinger aufgebaut. Es stellt sich primär die Frage, wieso von Autor ein Resonanzschwingerkonzept als Untersuchungsgegenstand ausgewählt wurde.

Folgende Grundsatzüberlegungen begründen die Auswahl:

1. Bei einem Resonanzschwinger wird die Bewegung primär durch die Federkraft erzeugt, d.h. das Ventil wird durch eine Feder beschleunigt und verzögert. In den Flugphasen ist daher elektrische Energie nur zur Kompensation von Verlusten erforderlich, die Beschleunigung und Verzögerung des Aktuators wird durch die Feder sicher gestellt. Gegenüber Aktuatoren ohne Feder (z.B. Aktuator mit Läufer aus Permanentmagneten, wie z.B. aus der Patentschrift DE10035973 [37] bekannt), hat der Resonanzschwinger daher das Potenzial des niedrigeren elektrischen Leistungsbedarfs, da ein mechanischer Energiespeicher effizienter ist als ein elektrischer Energiespeicher.
2. In stationären Zuständen muss die Federkraft durch eine Magnetkraft kompensiert werden. Sofern in den stationären Haltephasen der Anker mit einem kleinem Luftspalt zum Magnetpol anliegt, kann mit wenig elektrischer Leistung eine hohe Kraft aufgebaut werden. Diese Kraft ist erforderlich, um den Anker gegen die wirkende Federkraft stationär an den Polen zu halten.

---

<sup>6</sup> Gängige Zylinderabstände: VW 1,6-Liter-Motor: 82 mm, Audi 2,0-Liter-Motor: 88 mm, BMW 2,0-Liter-

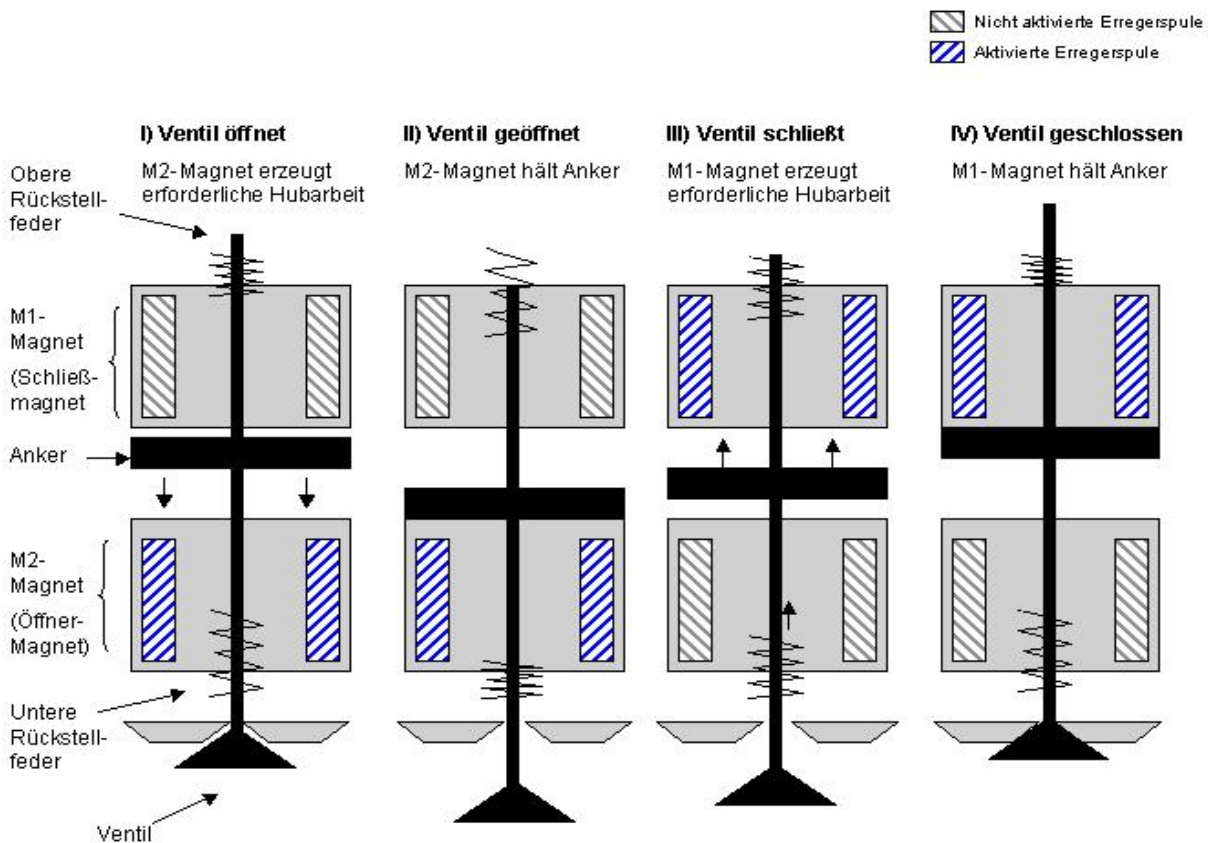
3. In stationären Zwischenstellungen ist der Resonanzschwinger gegenüber einem motorischen Prinzip benachteiligt. Gilt jedoch die Forderung, dass nur die Steuerzeiten variiert werden müssen und ein Minihub ausreichend ist, um einen niedrigen Kraftstoffverbrauch zu erreichen, hat ein Resonanzschwinger ausreichende Freiheitsgrade zur Erfüllung der Anforderungen.

## 2.3 Funktionsweise des Resonanzschwinger-Aktuators

Beim dynamischen Betrieb des elektromechanischen Aktuators sind 4 Phasen zu unterscheiden. Die Bewegungsphasen sind in **Bild 2.5** am Beispiel des EMVS-Aktuators dargestellt:

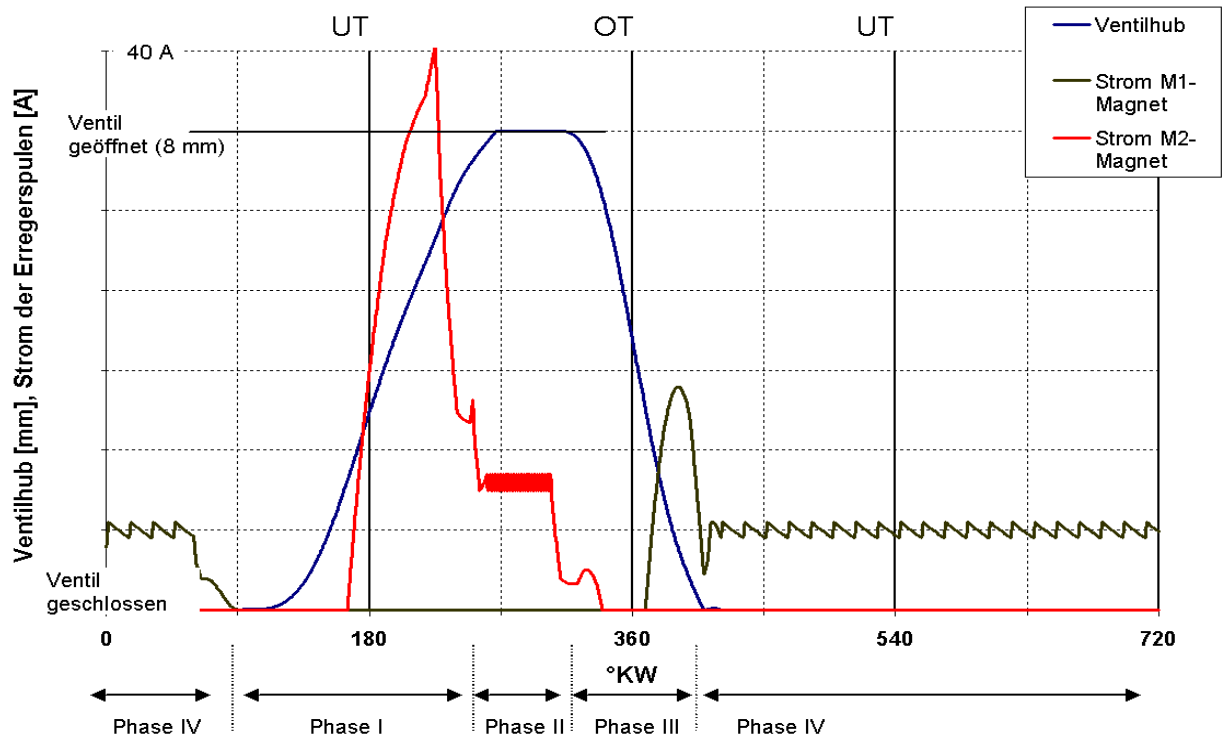
- **Phase I:** Ventil öffnet. Der Anker wird durch die Federkraft beschleunigt. Durch Bestromung der Erregerspule des Öffnermagneten (als M2-Magnet bezeichnet) wird eine Hubarbeit zur Kompensation der mechanischen Verluste erzeugt, damit der Anker bis zur Endlage, d. h. bis zum Anliegen am M2-Magnet durchschwingt. Die mechanischen Verluste beim Öffnen des Auslassventils werden durch auf das Ventil wirkende Gaskräfte sowie Reibverluste in der Ventilfehrung bestimmt. Beim Öffnen des Einlassventils wirken Reibverluste und geringe Verluste durch Gasarbeit.
- **Phase II:** Ventil ist geöffnet: In dieser Phase wird durch entsprechende Bestromung der Erregerspule des M2-Magneten die zur Kompensation der Federkraft erforderliche Magnetkraft erzeugt, damit der Anker nicht abfällt.
- **Phase III:** Ventil schließt. Durch Bestromung der Erregerspule des Schließermagneten (als M1-Magnet bezeichnet) wird die erforderliche Hubarbeit zur Kompensation der mechanischen Verluste beim Schließen des Ventils erzeugt.
- **Phase IV:** Ventil ist im geschlossenen Zustand: In dieser Phase erzeugt die Erregerspule des M1-Magneten eine Magnetkraft, die mindestens so groß ist wie die Federkraft der oberen Rückstellfeder.

Die Länge der einzelnen Phasen ist durch die Motordrehzahl sowie durch die Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems bestimmt. Während die Schließ- und Öffnungszeit (**Phasen I, III**) im wesentlichen durch die Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems bestimmt wird, werden die Phasen, in denen das Ventil sich im geschlossenen oder geöffneten Zustand befindet (**Phasen II, IV**), durch die Laststeuerverfahren (vgl. Abschnitt 1.1.2.2 auf Seite 21) sowie die Motordrehzahl bestimmt.



**Bild 2.5: Bewegungsphasen eines elektromechanischen Aktuators**

In **Bild 2.6** ist der Bewegungsablauf sowie die Bestromung der Erregerspulen für den Ventilzyklus eines Auslassaktuators bei einer Motordrehzahl von 6000/min beispielhaft dargestellt. In diesem Beispiel öffnet der Auslassaktuator vor dem unteren Totpunkt. Bedingt durch die hohen mechanischen Verluste (Gas- und Reibkräfte) muss in der Fangphase I der M2-Magnet eine hohe Hubarbeit erzeugen. Daher muss die Erregerspule schnell eine hohe Durchflutung erzeugen, die einen hohen elektrischen Energiebedarf zur Folge hat. In dieser Phase muss der Strom derart geregelt werden, dass ein Aufsetzen des Ankers an die untere Endlage mit einer niedrigen Auftreffgeschwindigkeit erfolgt und gleichzeitig die Flugphase möglichst kurz ist. Die Regelung des Aufsetzens erfolgt jeweils ausschließlich durch den Fangmagneten (M2 in Phase I), da aufgrund der schlechten Fernwirkung der Magnete nur im Nahbereich die Kraft der Magnete geregelt werden kann. In der folgenden kurzen Haltephase II genügt ein geringer Erregerstrom zum Halten des Ankers. In der Fangphase III schließt das Ventil bei geringen mechanischen Verlusten (nur Reibverluste). Zur Erzeugung der erforderlichen Hubarbeit ist daher nur ein kurzzeitiges Einschalten der Erregerspule erforderlich. Dort gelten vergleichbare Anforderungen an die Regelung wie in Fangphase I. Schließlich muss in der längsten Phase IV der Anker durch die Erregerspule des M1-Magnet gehalten werden. Hier genügt ebenfalls ein geringer Erregerstrom.



**Bild 2.6: Prinzipdarstellung des Strom- und Hubverlaufes der elektromechanischen Ventilsteuerung im Ventilzyklus**

## 2.4 Dynamik des Resonanzschwingers

Die Dynamik des elektrischen Ventiltriebs wird im wesentlichen durch die Resonanzfrequenz des Feder-Masse-Systems bestimmt. Die Dynamik, ausgedrückt durch die Flugzeit  $t_{Flug}^7$  ergibt sich nach:

$$t_{Flug} = \frac{T}{2} = \pi \cdot \sqrt{\frac{m_{eff}}{c_{eff}}} \quad (2.1)$$

$T/2$ : halbe Periodendauer des Feder-Masse-Schwingers

$m_{eff}$ : effektive bewegliche Masse

$c_{eff}$ : effektive Federkonstante

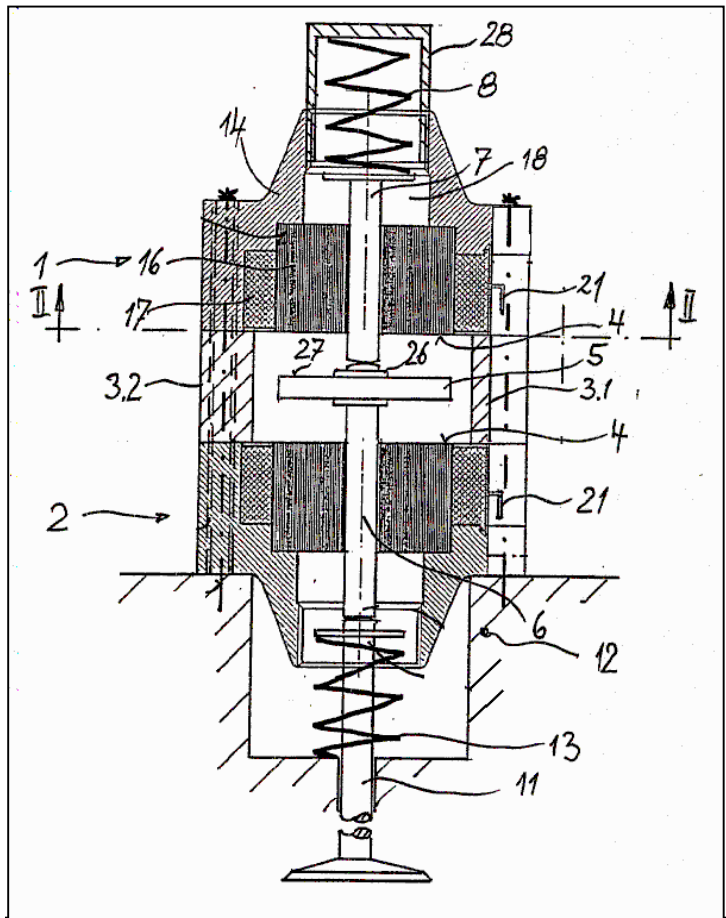
<sup>7</sup> Zeitdauer der Bewegung von einer Endlage bis zur anderen Endlage; Endlage: Anker liegt an Polfläche eines Elektromagneten an.

## 2.5 Grundsätzlicher Aufbau von Aktuatoren auf Basis des Resonanzschwingerprinzips

Dem Autor sind zwei Ausführungsformen von Aktuatoren für die elektromechanische Ventilsteuerung bekannt, die auf dem Resonanzschwingerprinzip aufbauen. Dies ist der EMVS-Aktuator und der IVC-Aktuator. Im weiteren wird der Aufbau der Systeme beschrieben werden. Dies ist erforderlich zum Verständnis der Systemoptimierung

### 2.5.1 Aufbau des EMVS-Aktuators/ Begriffsdefinitionen

Vom EMVS-Aktuator existiert eine Vielzahl von Ausführungen, die auf Patentanmeldungen namhafter Automobilfirmen Bezug nehmen [38-54]. Die in Bild 2.7 dargestellte Ausführung des EMVS-Aktuators beruht auf Patenten der Firma FEV und kann als „klassische Ausführung des EMVS-Aktuators“ bezeichnet werden. Die anderen genannten Patentanmeldungen stellen im wesentlichen unterschiedliche konstruktive Ausführungen dar, die auf dem gleichen Grundprinzip beruhen. Der Aktuator besteht aus zwei Elektromagneten (1, 2), die über Distanzstücke (3.1, 3.2) im Abstand zueinander angeordnet sind. Zwischen den beiden Elektromagneten, die in der Regel als E-Magnete ausgeführt sind, liegt der Magnetanker (5), der in Verbindung mit den Führungsstangen (6, 7) steht und sich zwischen den beiden Polflächen der Magnete (4) bewegt. Die Führungsstange steht an ihrem oberen Ende mit einer Rückstellfeder (8), am unteren Ende mit dem freien Schaft eines Ventils (11) in Verbindung. Das Ventil führt zum im Bild angedeuteten Zylinderkopf einer Kolbenverbrennungsmaschine (12). Durch die untere Rückstellfeder (13) wird das Ventil in Schließrichtung gedrückt. Die beiden Rückstellfedern (8, 13) sind in ihrer Krafrichtung gegeneinander gerichtet, so dass der Anker bei fehlender Bestromung der Elektromagnete eine Ruheposition zwischen den beiden Polflächen einnimmt. Über eine

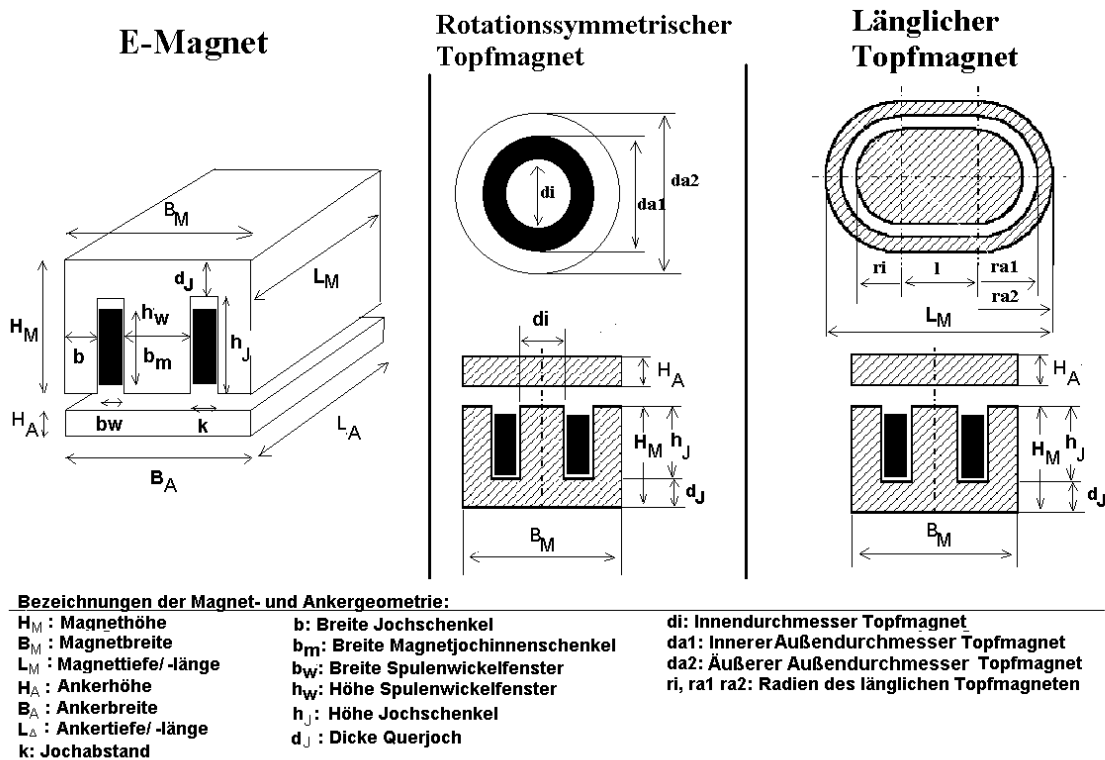


**Bild 2.7: Elektromechanischer Aktuator mit direkter Ventilbetätigung (EMVS-Aktuator) nach [51]**

Über eine

als Stellelement (28) ausgebildete Schraubhülse lässt sich die Mittellage des Ankers zwischen den beiden Polflächen einstellen. Bei Bestromung des Elektromagneten wird der Anker und somit das Ventil in Richtung oberer Polfläche (Schließzustand des Ventils) oder unterer Polfläche (volle Öffnung des Ventils) bewegt. Um den Anker in geschlossenem oder geöffnetem Zustand zu halten, muss die Magnetkraft die Federkraft der jeweils zusammengedrückten Rückstellfeder übersteigen. Die beiden Elektromagnete sind baugleich und bestehen aus einem Gehäuse (14), in dem Jochkörper (16) und je eine Erregerspule (17) eingesetzt werden. Der Jochkörper ist quaderförmig und wird aus einer Vielzahl von Einzelblechen zusammengesetzt, die durch Laserschweißung fest miteinander verbunden sind. Die Spulen haben die Form eines Rechteckrings. Die Stromversorgung erfolgt über die Anschlusskontakte (21). Die Ventilankopplung erfolgt über eine freie Kopplung des mit dem Anker verbundenen Führungsschaftes mit dem Ventilschaft des Ventils.

Als Magnetgrundform können für den EMVS-Aktuator alternativ zum E-Magneten ein rotationssymmetrischer Topfmagnet oder ein Topfmagnet mit elliptischer oder länglicher Grundform verwendet werden. Die Grundformen und deren Bezeichnungen sind in **Bild 2.8** dargestellt.

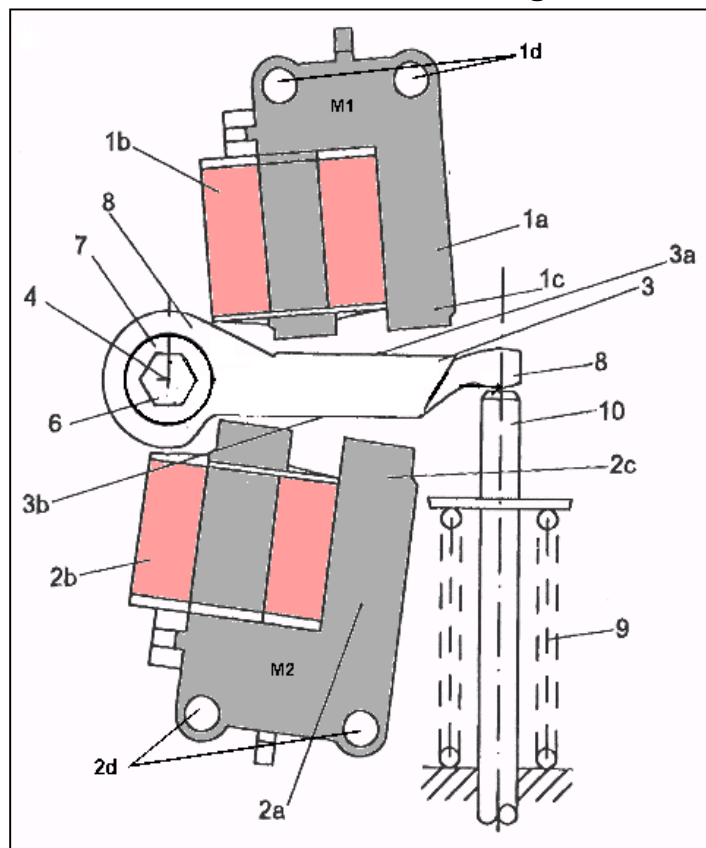


**Bild 2.8: Ausführungsformen und Bezeichnungen der möglichen Magnetgrundformen des EMVS-Aktuators**

## 2.5.2 Aufbau des IVC-Aktuators/ Begriffsdefinitionen

Der IVC- Aktuator beruht auf Patentanmeldungen der Firma LSP Innovative Automotive Systems GmbH sowie von Heinz Leiber und des Autors [55-65]. Im Gegensatz zum

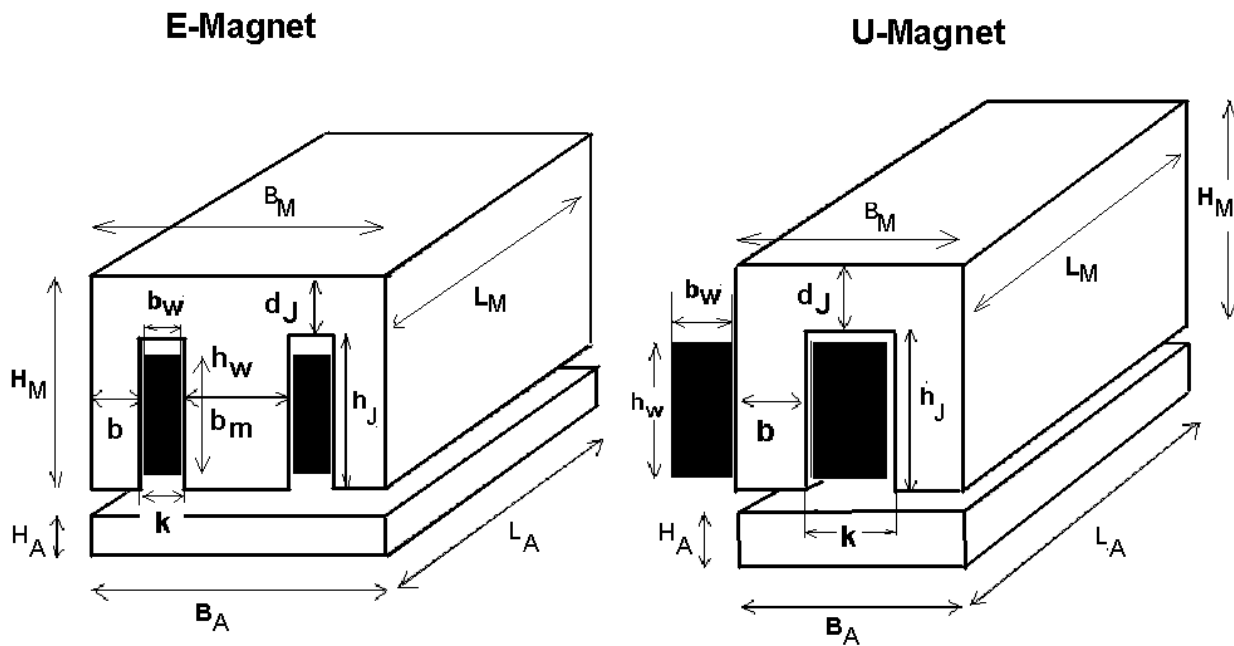
EMVS-Aktuator erfolgt die Kraftübertragung der Magnetkraft auf die Ventilachse durch eine Schwenkbewegung des Ankers. Der in **Bild 2.9** dargestellte Aktuator besteht ebenfalls aus zwei Elektromagneten (M1, M2), die durch die Erregerspulen (1b, 2b) bestromt werden. Die Joche (1a, 2a) sind über die Fixierschrauben (1d, 2d) fest montiert. Beide Magnete sind als längliche U-Magnete oder alternativ als längliche E-Magnete ausgeführt. Das Verhältnis zwischen Länge  $L_M$  zur Breite  $B_M$  (im weiteren als  $\gamma$  bezeichnet) der Magnete ist größer als 3 (vgl. **Bild 2.10**). Der Anker (3) der Magnete ist mit einem oder mehreren Ankerhebeln (8) mit einem Drehrohr (7) verbunden, das beidseitig gelagert ist. Die Lagerungen des Rohres nehmen die insbesondere bei einem langen Magnet kritischen Biegekräfte auf. Am anderen Ende des Hebels (8) wirkt der Anker auf einen Ventilschaft (10). Ein Torsionsdrehstab (6) liegt im Inneren des Rohres und ist völlig entlastet von zusätzlichen Biegekräften. Der Torsionsdrehstab des Aktuators übernimmt die Funktion der oberen Rückstellfedern des EMVS. Die Gegenkraft wird durch eine Ventilfeeder (9) erzeugt. Die Ventilfeederkraft und die Torsionsfederkraft sind jeweils so ausgelegt, dass der Anker bei fehlender Bestromung eine Mittellage zwischen oberer und unterer Polfläche einnimmt.



**Bild 2.9: Elektromechanischer Aktuator mit Schwenkhebelventilbetätigung (IVC-Aktuator) nach [57]**

Grundsätzlich ist der Einsatz von länglichen E- und U-Magneten im IVC-Aktuator möglich. In **Bild 2.10** sind als Referenz für die weiteren Betrachtungen die Geometrie von Anker und Joch des U-Magneten und E-Magneten bezeichnet.



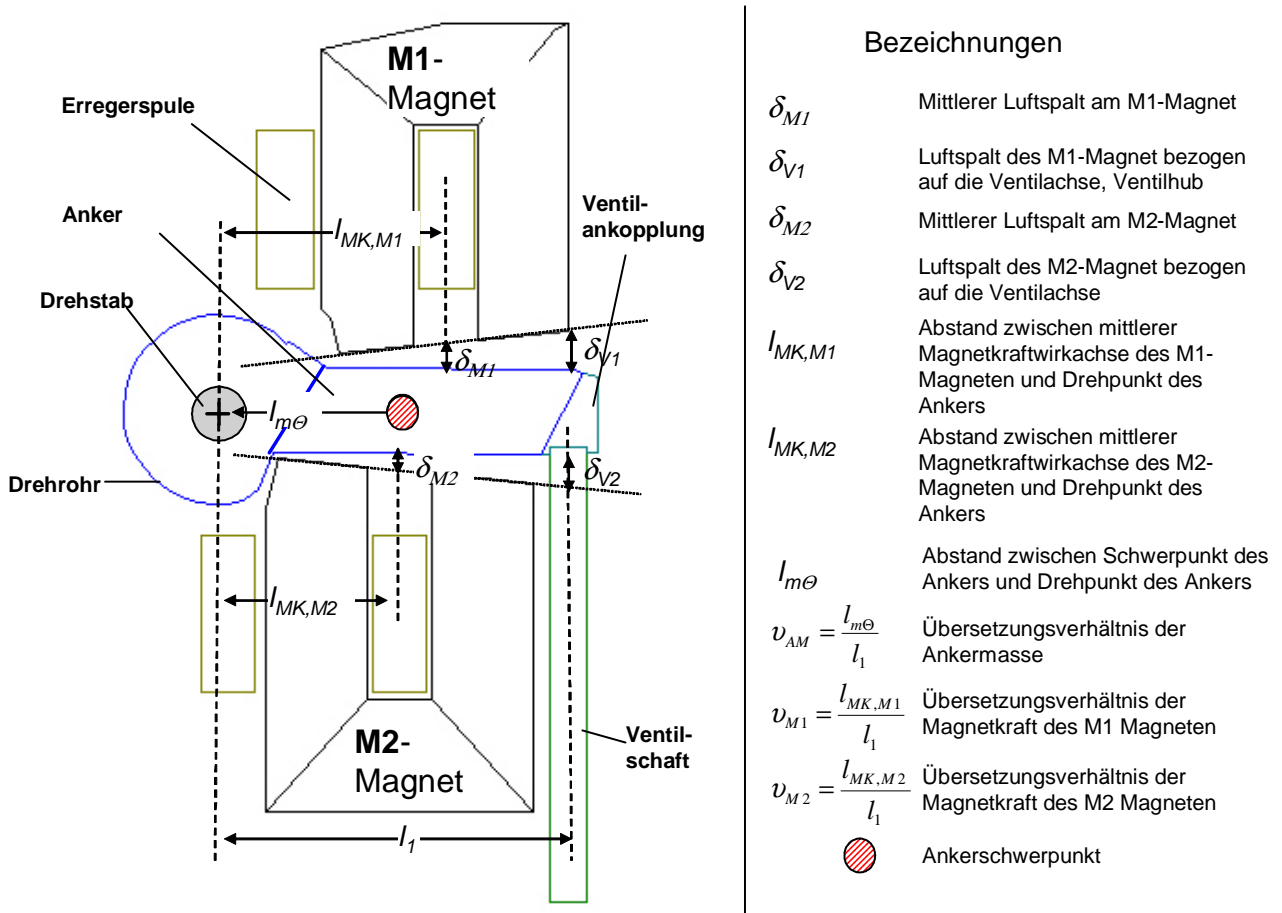


**Bezeichnungen der Magnet- und Ankergeometrie:**

- |                            |  |
|----------------------------|--|
| $H_M$ : Magneithöhe        | $b$ : Breite Jochschenkel              |
| $B_M$ : Magnetbreite       | $b_m$ : Breite Magnetjochinnenschenkel |
| $L_M$ : Magnettiefe/-länge | $b_w$ : Breite Spulenwickelfenster     |
| $H_A$ : Ankerhöhe          | $h_w$ : Höhe Spulenwickelfenster       |
| $B_A$ : Ankerbreite        | $h_J$ : Höhe Jochschenkel              |
| $L_A$ : Ankertiefe/-länge  | $d_J$ : Dicke Querjoch                 |
| $k$ : Jochabstand          |  |

**Bild 2.10: Ausführungsformen und Bezeichnungen der möglichen Magnetgrundformen des IVC-Aktuators**

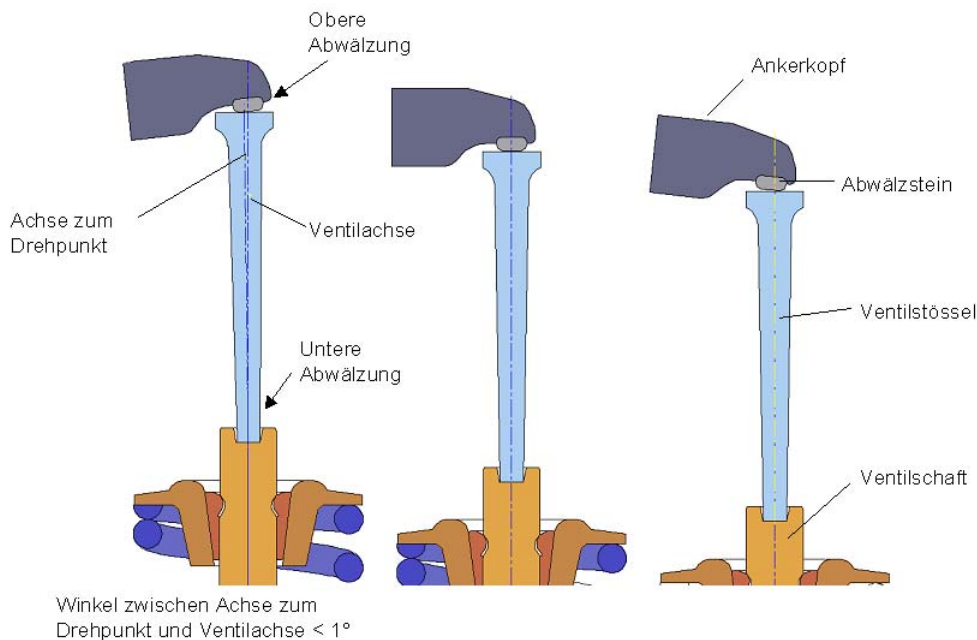
Wichtig bei der Auslegung des IVC-Aktuators sind verschiedene Übersetzungsverhältnisse, die in **Bild 2.11** definiert sind. Für die Berechnung der effektiven beweglichen Masse ist das Übersetzungsverhältnis der Ankermasse  $v_{AM}$  von Bedeutung. Dies ist das Verhältnis zwischen dem Abstand des Ankerschwerpunktes von dem Ankerdrehpunkt und dem Abstand zwischen der Ventilachse und dem Ankerdrehpunkt. Für die Kraftberechnung sind die Kraftübersetzungsverhältnisse des Schließermagneten  $M1$   $v_{M1}$  und des Öffnermagneten  $M2$   $v_{M2}$  von Bedeutung. Das Kraftübersetzungsverhältnis beider Magnete wird bestimmt durch den Abstand der mittleren Kraftwirkachse zum Drehpunkt des Ankers. Die Kraftwirkachse wird näherungsweise auf die Symmetrieachse der Magnete gelegt.



**Bild 2.11: Wichtige Bezeichnungen zum IVC-Aktuator**

Die Kraftübersetzungsverhältnisse  $v_{M1}$ ,  $v_{M2}$  von M1 und M2-Magnet werden bewusst unterschiedlich gewählt, da unterschiedliche Anforderungen für das Öffnen und Schließen der Ventile gelten. Beim Öffnen des Ventils wirken im Lastbetrieb Gaskräfte. Für diesen Fall verbessert ein kleineres Übersetzungsverhältnis des M2-Magneten den Magnetwirkungsgrad. Dagegen wirken beim Schließvorgang nur geringe Gegenkräfte, außerdem ist das Ventil zum Großteil geschlossen. Ein größeres Übersetzungsverhältnis des M1-Magneten verringert daher die Halteverlustleistung. Diese Zusammenhänge werden in den folgenden Abschnitten detailliert erläutert.

Die Ventilankopplung beim IVC-Aktuator muss gewährleisten, dass die Drehbewegung des Ankers in eine Linearbewegung des Ventils umgewandelt wird. Eine für den IVC-Aktuator vorteilhafte vom Autor mitentwickelte Ventilankopplung ist in **Bild 2.12** dargestellt. Während der Drehbewegung kommt es zu einem Abwälzvorgang des Ankerkopfes gegenüber dem Ventilstößel sowie zu einer Abwälzung des Ventilstößels in der Verbindung mit dem Ventilschaft. Die Darstellung zeigt das Prinzip. In der Realität sind Zentriermittel am Anker vorgesehen. Die Ventilankopplung ist in einer Veröffentlichung des Autors detailliert beschrieben [65].

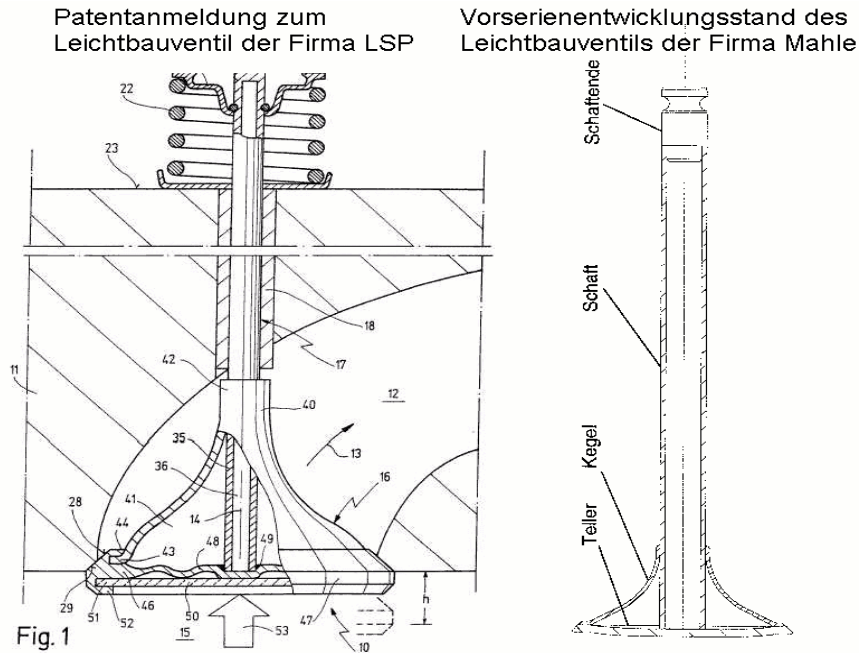


**Bild 2.12: Prinzip der abwälzenden Ventilankopplung [65]**

### 2.5.3 Ventilgestaltungsmöglichkeiten

Der Einsatz von Leichtbauventilen beim elektrischen Ventiltrieb führt zu einigen Vorteilen. Durch die geringere Masse können die Federn der Aktuatoren bei gleicher Dynamik des Aktuators weicher ausgelegt werden. Durch die weichere Auslegung der Ventulfeder kann die Reibung in der Ventulführung reduziert werden, da die Querkräfte der Rückstellfedern in Abhängigkeit der Federsteifigkeit abnehmen. Außerdem reduziert sich der oszillierende Massenanteil der Feder. Die durch den Einsatz von Leichtbauventilen erzielte Massenreduzierung bewirkt eine Abnahme der elektrischen Leistungsaufnahme. Dies wurde in einer Studie zum Energieeinsparungspotenzial bei Verwendung von Leichtbauteilen für den elektromechanischen Ventiltrieb der Firma FEV nachgewiesen [66]. Außerdem können aufgrund der kleineren Auslegung der Aktuatoren Baugröße und Gewicht der Aktuatoren erheblich reduziert werden. Kritisch für den Einsatz ist die Dauerhaltbarkeit der Leichtbauventile. Da im Gegensatz zur Nockenwelle die Aufsetzgeschwindigkeit der Ventile auf den Ventilsitz durch die Qualität der Regelung bestimmt wird, ist die Dauerhaltbarkeit von den erzielten Aufsetzgeschwindigkeiten abhängig. Vor allem Keramikventile erweisen sich hier als empfindlich. Die geringen Wandstärken der Leichtbauventile führen ebenfalls zu Dauerfestigkeitsproblemen, vor allem beim Einsatz als Auslassventil. Eine auf einer Patentanmeldung der Firma LSP [67] basierende Entwicklung eines Leichtbauventils der Firma Mahle [68] ist in **Bild 2.13** dargestellt. Das Ventil besteht aus vier Einzelteilen, welche z.B. mittels Laserschweißen miteinander verbunden sind. Neben dem den

Ventilschaft bildenden Rohr sind dies ein Kegel- und ein Tellerteil sowie ein Schaftendstück.



**Bild 2.13: Konstruktion eines Stahl-Leichtbauventils [67, 68]**

In **Tabelle 2.1** sind die Gewichte der sich in der Entwicklung befindlichen verschiedenen Ventilbauarten für Einlass- und Auslassventil der Firma Mahle dargestellt [69].

**Tabelle 2.1: Gewichte unterschiedlicher Ventilbauarten nach [69]**

Gewicht [g], Ventiltyp/ Ventiltellerdurchmesser [mm]	Auslassventil			Einlassventil	
	Ø 22	Ø 24	Ø 26	Ø 35,5	Ø 38
Vollventil	31,4	33,7	37,3	60,0	62,5
Hohlgebohrtes Ventil mit Natrium-Füllung	26,5	29,0	32,6	54,7	57,6
Leichtbau-Stahlventil mit Natrium-Füllung	18,5	20,1	24,0	32,5	39,4
Leichtbau-Stahlventil ohne Natrium-Füllung	17,0	18,2	21,9	29,8	36,5
Keramikventil	13,0	13,9	15,2	24,5	25,6

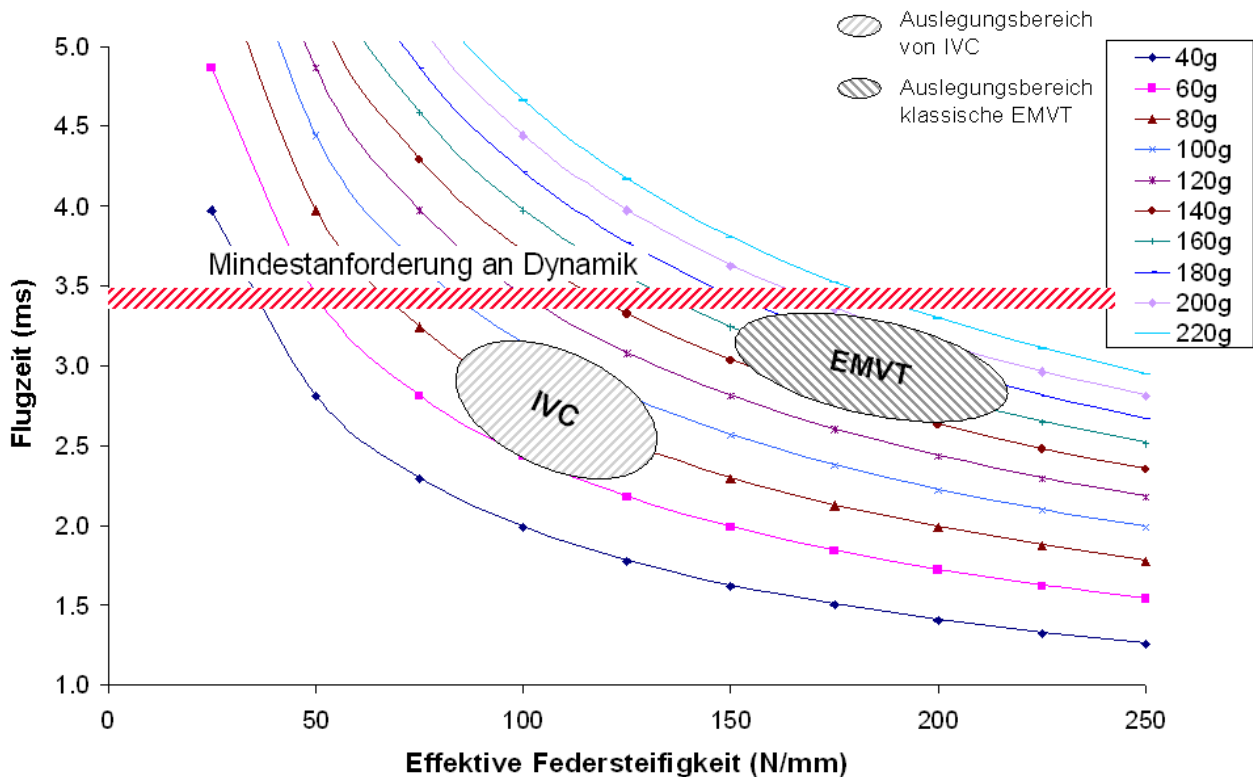
## 2.6 Grundlagen zur Auslegung des elektrischen Ventiltriebes

### 2.6.1 Einfluss der bewegten Masse und Federsteifigkeit auf die Dynamik des Ventiltriebes

In (2.1) auf Seite 49 wurde der Zusammenhang zwischen der Flugzeit und den Parametern Federsteifigkeit und der bewegten Masse beschrieben. Trägt man die Flugzeit als Parametervariation von Masse und Federsteifigkeit auf, erhält man den in **Bild 2.14** dargestellten Zusammenhang.

Wie bereits in Abschnitt 2.1.2 ausgeführt, ist eine Flugzeit von unter 3,5 ms erforderlich, um vergleichbare indizierte Mitteldrücke wie beim Nockenwellenventiltrieb zu erreichen. Diese Grenzlinie ist in **Bild 2.14** als Begrenzungslinie dargestellt.

Zum Erreichen der erforderlichen Dynamik kann zum einen die Masse des Systems sowie die Federsteifigkeit variiert werden. Im gleichen Maße, wie die bewegte Masse reduziert wird, kann die Federsteifigkeit reduziert werden, ohne dass sich die Flugzeit ändert.



**Bild 2.14:** Einfluss von Masse und Federsteifigkeit auf Flugzeit des Feder-Masse-Systems / Grenzen der Auslegungsdynamik

In den folgenden Abschnitten wird gezeigt, dass die bewegte Masse des IVC-Aktuators deutlich geringer als die des EMVS-Aktuators ist. Abhängig von den Bauraumvorgaben

und der Auslegungsphilosophie ergeben sich verschiedene Auslegungsbereiche für den EMVS- und IVC-Aktuator, die im **Bild 2.14** dargestellt wird. Im Rahmen dieses Abschnitts wird der Auslegungsbereich hergeleitet und dient als erste Grenze des Optimierungslösungsraumes.

### 2.6.2 Oszillierende Massen des EMVS und IVC Aktuators

Die oszillierenden Massen des EMVS- bzw. IVC-Aktuators werden durch folgende Komponenten bestimmt:

- Effektive Ankermasse
- Effektive Masse der Ventilbetätigung
- Effektive Masse der oberen Rückstellfeder (EMVS) bzw. des Torsionsstabes (IVC)
- Effektive Masse der Ventilfeeder
- Effektive Masse der Federhalterungen (Ventilteller, Ventilkeile)
- Masse des hydraulischen Ventilspielausgleichselementes
- Masse des Ventils

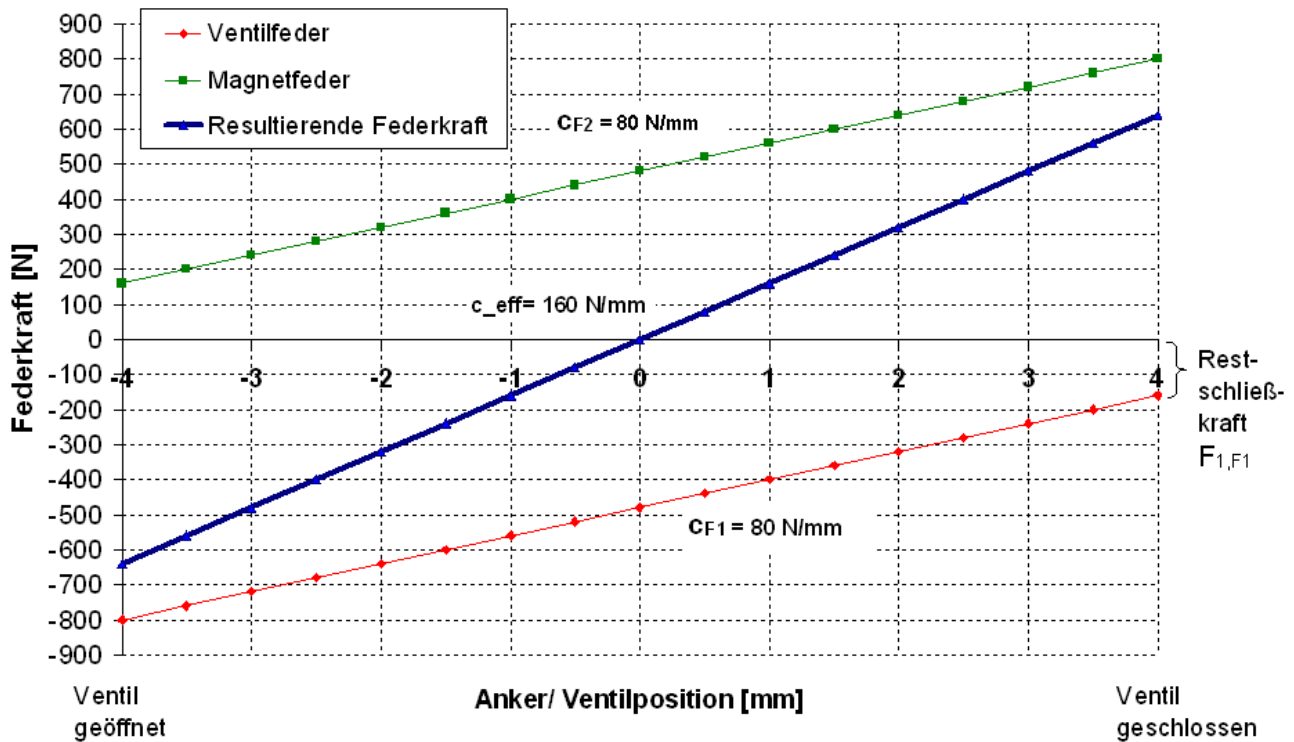
### 2.6.3 Grundlagen zur Federauslegung

In Abhängigkeit der beweglichen Masse des Systems müssen zur Erreichung einer gewünschten Aktuatordynamik die Federn entsprechend ausgelegt werden. Die Federkraft wird durch Addition der zwei Kraftverläufe der oberen und unteren Rückstellfeder erzeugt. Das Federsystem ist so ausgelegt, dass die resultierende Kraft der Federkennlinien in der Mittellage zwischen oberer und unterer Polfläche Null ist, d. h. die resultierende Federkraft steigt symmetrisch zur Mittellage an. Die untere Rückstellfeder (Ventilfeeder) muss dabei so gestaltet werden, dass bei geschlossenem Hub eine Restschließkraft noch vorhanden ist, die sicherstellt, dass das Ventil im geschlossenen Zustand verbleibt. Die Restschließkraft dient zur Kompensation:

- von Gaskräften
- der Kraft eines hydraulischen Ausgleichselementes
- des Kraftverlustes der Ventilfeeder durch Ermüdung
- der dynamischen Federkraftamplitude
- des Federvorspannungsverlustes der Ventilfeeder

Bei typischen PKW-Ottomotoren mit moderaten Abgasgegendrücken liegt die Restschließkraft  $F_{1,F1}$  bei einer Federauslegung bei ca. 120-150 N. Wird zusätzlich ein hydraulisches Ausgleichselement eingesetzt, muss zusätzlich die Kraft des Hydroelementes kompensiert werden. Diese liegt je nach Ausführung bei 30-50 N.

Eine beispielhafte Federauslegung für den EMVS-Aktuator ist in **Bild 2.15** dargestellt. Die resultierende Federsteifigkeit  $c_{eff}$  setzt sich zusammen aus der Steifigkeit der Ventilfeeder  $c_{F1}$  und der Steifigkeit der oberen Rückstellfeder oder Magnetfeder  $c_{F2}$ . Die resultierende Federsteifigkeit  $c_{eff}$  bestimmt die Dynamik des Öffnungs- und Schließvorganges.



**Bild 2.15:** Beispielhafte Federauslegung des EMVS-Aktuators ohne hydraulisches Ventilspielausgleichselement

## 2.7 Herleitung des Auslegungsbereiches des EMVS Aktuators

### 2.7.1 Oszillierende Massen des EMVS-Aktuators

In Abschnitt 2.6.2 wurden die beweglichen Massenanteile des EMVS-Aktuators aufgelistet. In diesem Abschnitt werden die einzelnen Massenkomponenten abgeschätzt.

#### 2.7.1.1 Ankermasse

Die Ankermasse wird maßgeblich durch die Magnetform und Magnetgröße, insbesondere durch die Polfläche der Elektromagnete bestimmt. Die Magnetgröße wird primär durch die Federkraft in den stationären Zuständen, d.h. Ventil offen oder Ventil geschlossen, bestimmt. Bei der Auslegung des Magneten gilt es daher, mit möglichst geringer Verlustleistung eine Magnetkraft zu erzeugen, die die Federkraft kompensiert. Als

Kriterium für die Magnetkraft kann die Polfläche herangezogen werden, als Kriterium für die Verlustleistung die erforderliche Durchflutung  $\mathcal{O}$  sowie die Wickelfläche der Erregerspule  $A_w$  sowie die mittlere Wicklungslänge  $l_M$  der Erregerspule.

Bevor eine Aussage zur bewegten Masse des Ankers getroffen werden kann, muss zuerst die Polfläche abgeschätzt werden, die erforderlich ist, um die notwendige Haltekraft zu erzeugen. Unter der Voraussetzung, dass die magnetische Flussdichte im Eisen und der Luft homogen ist und dass die magnetische Flussdichte nur eine Komponente senkrecht zur Grenzfläche besitzt, d.h. kein Streufluss auftritt, gilt die Maxwell'sche Zugkraftformel<sup>8</sup>:

$$F = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot B^2 \cdot A_{Pol} \quad (2.2)$$

$F$ :	Magnetkraft [N]
$A_{Pol}$ :	Polfläche [m <sup>2</sup> ]
$B$ :	Flussdichte [T]
$\mu_0$	Induktionskonstante= $1,256 \cdot 10^{-6}$ Vs/Am

Die Maxwell'sche Zugkraftformel kann dann näherungsweise angesetzt werden, wenn ein kleiner Luftspalt zwischen Anker und Erregermagnetkreis auftritt sowie Anker und Joch gleiche Querschnitte aufweisen. Wird kornorientiertes Weicheisen eingesetzt, kann eine Flussdichte von bis zu 1,8 Tesla mit niedriger Verlustleistung erreicht werden. Auf dieser Basis kann nach Umstellen der Maxwell'schen Zugkraftformel eine Abschätzung über die Polfläche getroffen werden. Wird eine Haltekraft von 800 N gefordert, kann mit einer Polfläche  $A_{Pol} = 11 \text{ cm}^2$  und einer Flussdichte  $B = 1,8 \text{ T}$  die Kraft erzeugt werden.

Nachdem die Polfläche abgeschätzt ist, kann nun die Magnetform bestimmt werden. Werden Magnete nach dem Kriterium „niedriges Gesamtgewicht“ ausgelegt, wird in der Regel ein Topfmagnet bzw. ein E-Magnet mit einem annähernd gleichem Verhältnis zwischen Magnetlänge und Magnetbreite gewählt. Diese Auslegungsrichtlinie wurde von Kallenbach [70] hergeleitet.

Beim Resonanzschwinger ist jedoch wichtig, dass die Ankermasse möglichst gering ist. Im folgenden wird gezeigt, dass die Ankermasse nicht nur von der Polfläche und der Magnetform, sondern auch vom Verhältnis der Länge zur Breite des Magneten abhängt. Dies soll am Beispiel der E-Magnetform gezeigt werden.

---

<sup>8</sup> Durchflutung = Stromstärke  $i$  · Windungszahl  $n_s$



Für die Ankermasse gilt:

$$m_{Anker} = \rho_{Magnetmaterial} \cdot (H_A \cdot B_A \cdot L_A) \quad (2.3)$$

$\rho_{Magnetmaterial}$ : Dichte des eingesetzten Magnetmaterials,  $\rho_{Weicheisen} = 7,9 \text{ g/cm}^3$   
 $H_A$ : Dicke des Magnetankers  
 $B_A$ : Breite des Magnetankers  
 $L_A$ : Länge des Magnetankers

Für die Polfläche  $A_{Pol}$  eines E-Magneten gilt nach **Bild 2.10**:

$$A_{Pol} = (2 \cdot b + b_m) \cdot L_M \quad (2.4)$$

$$A_{Pol} = 4 \cdot b \cdot L_M = 4 \cdot b \cdot L_A \quad \text{bei } b_M = 2 \cdot b \quad (2.5)$$

Im weiteren gilt für die Ankerbreite  $B_A$  und Ankerdicke  $H_A$ :

$$B_A = B_M = 4 \cdot b + 2 \cdot k \quad (2.6)$$

$$H_A = b \quad (2.7)$$

$b$ : Schenkelbreite  
 $b_M$ : Breite Magnetjochinnenschenkel  
 $L_M$ : Magnetlänge  
 $k$ : Jochabstand

Wird (2.5), (2.6) und (2.7) in (2.3) eingesetzt, gilt

$$m_{Anker} = \rho_{Magnetmaterial} \cdot (b + \frac{1}{2}k) \cdot A_{Pol} \quad (2.8)$$

Das Längen-Breiten-Verhältnis  $\gamma = \frac{L_M}{B_M}$  wird durch (2.5) und (2.6) ausgedrückt als

$$\gamma = \frac{A_{Pol}}{16 \cdot b^2 + 8 \cdot b \cdot k} \quad (2.9)$$

Aus (2.9) kann  $b$  als Funktion der Polfläche  $A_{Pol}$  und  $\gamma$  bestimmt werden:

$$b = -\frac{k}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{k^2 + \frac{A_{Pol}}{\gamma}} \quad (2.10)$$

Mit (2.10) und (2.8) kann nun die Ankermasse als Funktion der Polfläche  $A_{Pol}$  und des Jochabstandes  $k$  bestimmt werden. Damit kann beim Vergleich näherungsweise die

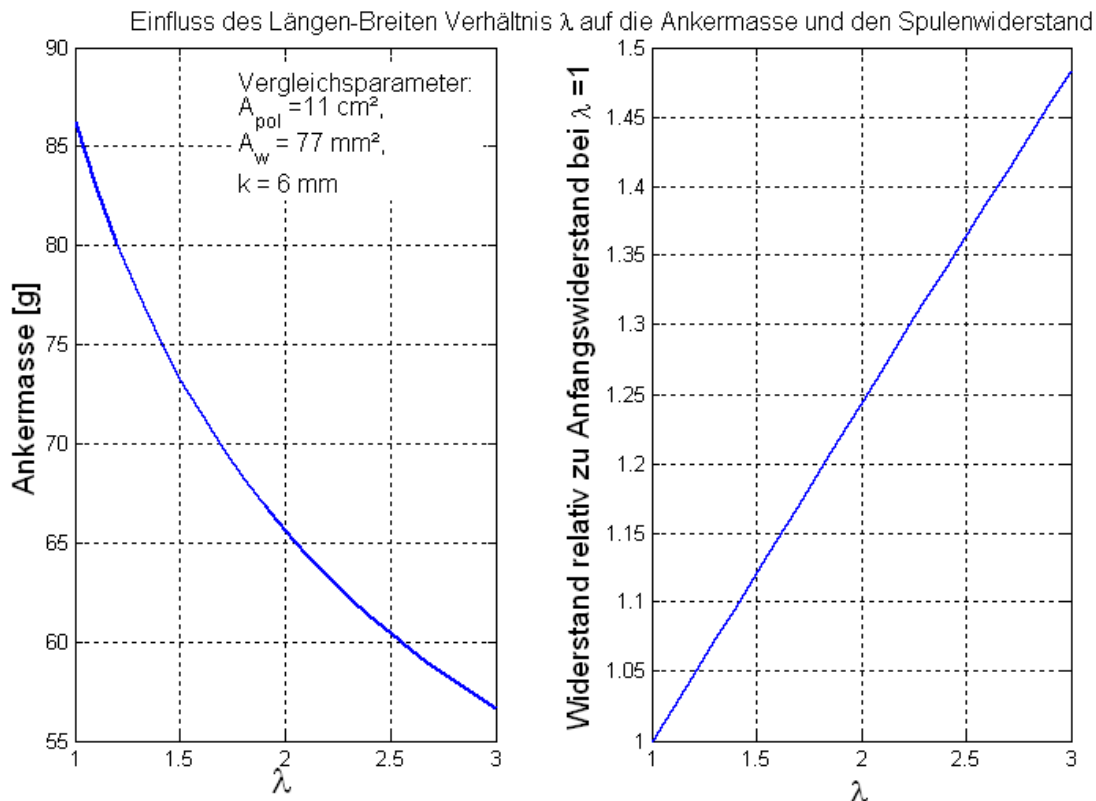
---

<sup>9</sup> Herleitung der Formel in Kallenbach [77], S.64-68

gleiche Magnetkraft zugrunde gelegt werden, da  $k$  als Maß für den Streufluss zwischen den Jochschenkeln und  $A_{pol}$  als Maß für die Magnetkraft herangezogen werden kann. In der Betrachtung fehlt noch die Widerstandsbetrachtung der Erregerspule. Legt man eine gleiche Wickelfläche  $A_w$  und Kupferfüllfaktor zu Grunde, kann der Widerstandseinfluss über die mittlere Wicklungslänge  $l_m$  abgeschätzt werden. Für  $l_m$  eines E-Magneten gilt:

$$l_m = 2 \cdot L_A + 2 \cdot b_M + 4 \cdot k \tag{2.11}$$

**Bild 2.16** zeigt die Auflösung der Gleichungen (2.8) und (2.11) am Beispiel einer Auslegung eines E-Magneten mit einer Polfläche  $A_{pol}$  von 11 cm<sup>2</sup> und einem Jochabstand  $k = 6$  mm und einer Erregerspulenwickelfläche  $A_w = 77$  mm<sup>2</sup> für unterschiedliche  $\gamma$  für  $b_M = 2 \cdot b$ . Diese Darstellung zeigt, dass die Ankermasse durch eine längliche Ausführung des E-Magneten stark reduziert werden kann, auf der anderen Seite jedoch der Spulenwiderstand zunimmt. Dieser Trade-off ist in der Auslegung zu berücksichtigen.



**Bild 2.16: Ankermasse und Widerstand der Erregerspule eines E-Magneten in Abhängigkeit des Längen-Breiten-Verhältnisses des Magneten**

Es wird in den folgenden Abschnitten gezeigt werden, dass der Tatsache, dass durch die längliche Ausführung von Magneten die Ankermasse signifikant reduziert werden kann, eine hohe Bedeutung zukommen wird.

### 2.7.1.2 Masse der Ventilankopplung/ Ventilführung

Die Masse der Ventilankopplung beim EMVS-Aktuator wird durch die Länge der Verbindung des Ankers mit dem Ventil sowie der Verbindung des Ankers mit der oberen Rückstellfeder bestimmt. Diese wird durch die Höhe der Magnete bestimmt. Die Masse beträgt nach Abschätzung des Autors für die in **Bild 2.7** dargestellte Ausführungsform ca. 10 g.

### 2.7.1.3 Masse der Rückstellfedern

Als effektive Masse der Rückstellfedern ist der oszillierende Anteil der Federn anzusetzen. Die oszillierende Masse wird durch die Federsteifigkeit bestimmt. Näherungsweise lässt sich die oszillierende Masse mit folgender Formel abschätzen:

$$m_{eff, Feder} = c_{eff} \cdot kF$$

$c_{eff}$ : effektive Federsteifigkeit in N/mm  
kF: Berechnungsfaktor:  $kF=1/6$  gmm/N

### 2.7.1.4 Ventildederteller und Ventilkeile

Beide Rückstellfedern benötigen zur Befestigung mit der Ventilführung bzw. dem Anker einen Ventildederteller sowie Ventilkeile. Die Masse eines Ventiltellers einer Feder liegt bei ca. 5 g.

### 2.7.1.5 Masse des hydraulischen Ausgleichselementes

Zur Vereinfachung der Regelung sowie der Einstellung des Aktuators kann bei Bedarf ein hydraulisches Ausgleichselement in der Verbindung zwischen Ventil und Anker eingesetzt werden. Die Masse dieses Elementes liegt nach Abschätzung des Autors zwischen 6 g und 10 g.

## 2.7.2 Auslegungsmöglichkeiten des EMVS-Aktuators

Basierend auf der durchgeführten Massenabschätzung kann nun der Aktuator ausgelegt werden. In **Tabelle 2.2** sind verschiedene Auslegungsmöglichkeiten dargestellt.

In einer ersten Basisauslegung wurde eine Polfläche von 10,5 cm<sup>2</sup> im Zusammenhang mit einer Federsteifigkeit von 160 N/mm gewählt. Bei dieser Auslegung ergibt sich eine Gesamtmasse von 160 g (Auslassventil) und 183 g (Einlassventil) und eine Flugzeitdynamik von 3,15 ms (Auslassventil) und 3,3 ms (Einlassventil). Mit dieser Auslegung liegt der EMVS-Aktuator nahe der Mindestanforderung an die Flugzeitdynamik (siehe **Bild 2.14**). Die dynamische Auslegung weist eine größere Polfläche von 11,5 cm<sup>2</sup> im Zusammenspiel mit einer erhöhten Federsteifigkeit von 174 N/mm auf. Da infolge der größeren Polfläche sowohl Ankermasse als auch der oszillierende Anteil der Federn zunimmt, kann gegenüber der Basisauslegung die Flugzeit nur um 0,1 ms verbessert werden.

In einer dritten Auslegung kann durch den Einsatz von Leichtbauventilen sowohl für Einlass als Auslassseite die bewegte Masse stark reduziert werden. Dies ermöglicht eine Flugzeit für den Auslassaktuator von 2,9 ms und für das Einlassaktuator von 3 ms.

**Tabelle 2.2: Auslegungsmöglichkeiten des EMVS-Aktuators**

		Basisauslegung		Dynamische Auslegung		Hochdynamische Leichtbauauslegung	
		Auslass	Einlass	Auslass	Einlass	Auslass	Einlass
<b>Feder- auslegung</b>	$c_{eff}$	160 N/mm		174 N/mm		174 N/mm	
	$c_{F1}$	80 N/mm		87 N/mm		87 N/mm	
	$c_{F2}$	80 N/mm		87 N/mm		87 N/mm	
	$F_{0,F1}$	120 N		130 N		130 N	
<b>Hub</b>	8 mm						
<b>Magnet</b>	Polfläche	10,5 cm <sup>2</sup>		11,5 cm <sup>2</sup>		11,5 cm <sup>2</sup>	
<b>Masse</b>	Anker	70 g		76 g		76 g	
	Ventilbetätigung	10 g		10 g		10 g	
	Magnetfeder	13 g		14,5 g		14,5 g	
	Ventilfeder	13 g		14,5 g		14,5 g	
	Ventilteller, -keile	10 g		10 g		10 g	
	HVA	10 g		10 g		10 g	
	Ventil	36 g	59 g	36 g	59 g	16 g	25 g
	Gesamtmasse	162 g	185 g	171 g	194 g	151 g	160 g
<b>Dynamik</b>	Flugzeit	3,15 ms	3,4 ms	3,1 ms	3,3 ms	2,9 ms	3,0 ms

## 2.8 Herleitung des Auslegungsbereiches des IVC-Aktuators

### 2.8.1 Auslegungsphilosophie des IVC-Aktuators

Wie in Abschnitt 2.7 dargestellt wurde, stellt die Ankermasse den größten Anteil der bewegten Masse beim EMVS-Aktuator und bestimmt somit im wesentlichen die Gesamtmasse und die erforderliche Federsteifigkeit. Da mit einer zunehmenden Federsteifigkeit sich aber sowohl Ankermasse als auch der oszillierende Massenanteil der Feder zunehmen, bietet der EMVS-Aktuator nicht viel Optimierungsspielraum. Daher war beim IVC-Aktuator das primäre Ziel, die Masse des Gesamtsystems zu reduzieren. Um dies zu erreichen, wurden folgende Ansätze verfolgt:

- Ausführung des Magneten mit  $\gamma > 1$
- Ausführung des Ankers als Schwenkhebel
- Einsatz einer Drehstabfeder anstelle der oberen Rückstellfeder.

Der Grundsatzgedanke des IVC-Aktuators ist es, die Ventilachse außerhalb der Wirkungsachse der Magnetkraft zu positionieren. Dadurch lässt sich nach dem

Steiner'schen Satz eine deutliche Reduzierung der effektiven Massen des Magnetankers erreichen. Die effektive auf die Ventilachse bezogene Masse des Ankers kann wie folgt hergeleitet werden:

$$m_{Anker,eff} = \frac{I_{S,Anker}}{l_1^2} + \left(\frac{l_{m\Theta}}{l_1}\right)^2 \cdot m_{Anker} = \frac{I_{S,Anker}}{l_1^2} + \nu_{AM}^2 \cdot m_{Anker} \quad (2.12)$$

$l_{m\Theta}$ : Abstand des Ankerschwerpunkts vom Drehpunkt des Ankers

$l_1$ : Abstand der Ventilachse vom Drehpunkt des Ankers

$m_{Anker}$ : Masse des Magnetankers

$m_{Anker,eff}$ : effektive Masse des Magnetankers bezogen auf die Ventilachse

$I_{S,Anker}$ : Massenträgheitsmoment des Ankers;  $I_{S,Anker} = \frac{m_{Anker} \cdot (B_A^2 + H_A^2)}{12}$

$B_A$ : Breite des Ankers,  $H_A$ : Höhe des Ankers

$\nu_{AM}$ : Übersetzungsverhältnis der Ankermasse

Aus (2.12) kann abgeleitet werden, dass durch die Schwenkhebelausführung gemäß Bild 2.9 die effektive Masse des Ankers reduziert werden kann. Auf der anderen Seite muss jedoch zur Kompensation der Federkraft eine höhere Magnetkraft erzeugt werden, da das Verhältnis zwischen der Kraft in der Ventilachse  $F_{M,Ventil}$  und der Kraft am Magneten  $F_{M,Magnet}$  durch das Übersetzungsverhältnis  $\nu_M$  bestimmt wird. Es gilt:

$$F_{M,Ventil} = \nu_M \cdot F_{M,Magnet} \quad (2.13)$$

Dies bedeutet, dass der Magnet des IVC-Aktuators eine größere Polfläche aufweisen muss, wenn die gleiche Kraft in der Ventilachse gefordert wird wie beim EMVS-Aktuator und der gleiche Luftspalt am Magneten vorliegt. Dies gilt jedoch nur näherungsweise dann, wenn der Anker am Magneten anliegt und Fertigungstoleranzen einen gleichen Restluftspalt am Magneten ergeben. Gelingt es beim IVC-Aktuator die effektive Federsteifigkeit  $c_{eff}$  im gleichen Verhältnis zum Magnetkraftübersetzungsverhältnis  $\nu_M$  zu reduzieren, muss die Polfläche nicht erhöht werden. Dies gelingt nur dann, wenn die effektive Masse aller bewegten Teile reduziert werden kann. Dies wird im folgenden Abschnitt 2.8.2 hergeleitet. Im Betrieb bei größeren Luftspalten, d.h. in den Flugphasen, kommt jedoch einem weiteren physikalischen Zusammenhang Bedeutung zu, der aus der Maxwell'schen Zugkraftformel (2.2) und dem Durchflutungssatz hergeleitet werden kann. Es gilt unter Vernachlässigung der Streuung der Durchflutungssatz:

$$n_s \cdot i = H_{fe} \cdot l_{fe} + H_L \cdot l_L \quad (2.14)$$

$n_s$ : Anzahl der Windungen

$i$ : Erregerstrom

$H_{fe}$ : Feldstärke im Eisenkreis

$H_L$ : Feldstärke im Luftspalt  
 $l_{fe}$ : Länge des Eisenkreises  
 $l_L$ : Länge des Luftspaltes

Unter der Voraussetzung der Homogenität, d.h.

$$B = B_{fe} = B_L = \mu_0 \cdot \mu_r \cdot H_{fe} = \mu_0 \cdot H_L \quad (2.15)$$

kann (2.14) umgeformt werden in

$$n_s \cdot i = H_L \cdot \left( l_L + \frac{l_{fe}}{\mu_{fe}} \right) \quad (2.16)$$

Sofern gilt, dass  $l_L \gg \frac{l_{fe}}{\mu_{fe}}$  kann (2.2) auf Seite 60 umgeformt werden in

$$F_M = \frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot \left( \frac{n_s \cdot i}{l_L} \cdot \mu_0 \right)^2 \cdot A_{Pol} \quad (2.17)$$

Da der mittlere Luftspalt am Magneten  $\delta_M$  der halben Luftlänge  $l_L$  entspricht, gilt:

$$F_M = \frac{\mu_0}{8} \cdot \left( \frac{n_s \cdot i}{\delta_M} \right)^2 \cdot A_{Pol} \quad (2.18)$$

Nimmt man ein  $l_{fe}$  von 100 mm an – dies entspricht näherungsweise der Eisenlänge  $l_{fe}$  beim IVC-Aktuator – sowie ein  $\mu_{fe}$  von 1000, ist die Luftspatlänge  $l_L > l_{fe}/\mu_{fe}$  ab einer Luftspatlänge  $l_L$  von 0,1 mm. Die Maxwell'sche Zugkraftformel kann daher ab einem Luftspalt am Magneten  $\delta_M$  von  $> 0,5$  mm als guter Näherungsansatz für die Magnetkraft angesetzt werden. Gilt die Maxwell'sche Zugkraftformel, wird gleich ein wichtiger Vorteil des Hebelsystems klar. Der Luftspalt am Magneten  $\delta_M$  wird bei einem vorgegebenen Ventilhub  $\delta_V$  durch das Magnetkraftübersetzungsverhältnis  $v_M$  reduziert.

$$\delta_M = v_M \cdot \delta_V \quad (2.19)$$

$\delta_M$ : mittlerer Luftspalt am Magnet  
 $\delta_V$ : Luftspalt bezogen auf die Ventilachse, Ventilhub

Setzt man Durchflutung  $\Theta$  ( $n_s \cdot i$ ) sowie Polfläche  $A_{Pol}$  als konstant an, gilt folgender Zusammenhang zwischen der Magnetkraftwirkung in der Ventilachse  $F_{M,Ventil}$  und der Kraftwirkung am Magneten  $F_{M,Magnet}$ :

$$\frac{F_{M,Ventil}}{F_{M,Magnet}} = \left( \frac{1}{\delta_V \cdot v_M} \right)^2 \cdot v_M = \frac{1}{\delta_V^2} \cdot \frac{1}{v_M} \quad (2.20)$$

Aus (2.20) kann abgeleitet werden, dass für einen konstanten Strom die Magnetkraft im Gültigkeitsbereich der Maxwell'schen Zugkraftformel quadratisch mit kleiner werdendem Übersetzungsverhältnis zunimmt, bzw. die auf die Ventilachse wirkende Magnetkraft umgekehrt proportional zum Übersetzungsverhältnis der Magnetwirkung zunimmt. Dieser Zusammenhang wird, wie später gezeigt werden wird, einen wichtigen Einfluss auf den Wirkungsgrad beim Umschaltvorgang gegen Last haben.

## 2.8.2 Oszillierende Massen des IVC-Aktuators

Die oszillierende Masse des IVC-Aktuators wird im wesentlichen durch die gleichen Komponenten wie beim EMVS-Aktuator bestimmt. Die einzelnen Massenanteile werden im folgenden quantitativ abgeschätzt.

### 2.8.2.1 Ankermasse

Analog zu Abschnitt 2.7.1.1 kann die Ankermasse als Funktion der Polfläche, der Ankerform und des Längen-Breiten-Verhältnisses  $\gamma$  hergeleitet werden. Da im IVC-Aktuator als Alternative zum E-Magnet ein U-Magnet eingesetzt werden kann, müssen noch die entsprechenden Gleichungen für den U-Magneten hergeleitet werden.

Für den U-Magneten gelten die gleichen Formeln für die Ankermasse  $m_{Anker}$  (2.8) und die mittlere Windungslänge  $l_m$  (2.11) wie für den E-Magneten. Für die Polbreitenberechnung des U-Magneten gilt jedoch eine andere Formel:

$$b = -\frac{k}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{k^2 + \frac{A_{Pol}}{\gamma}} \quad (2.21)$$

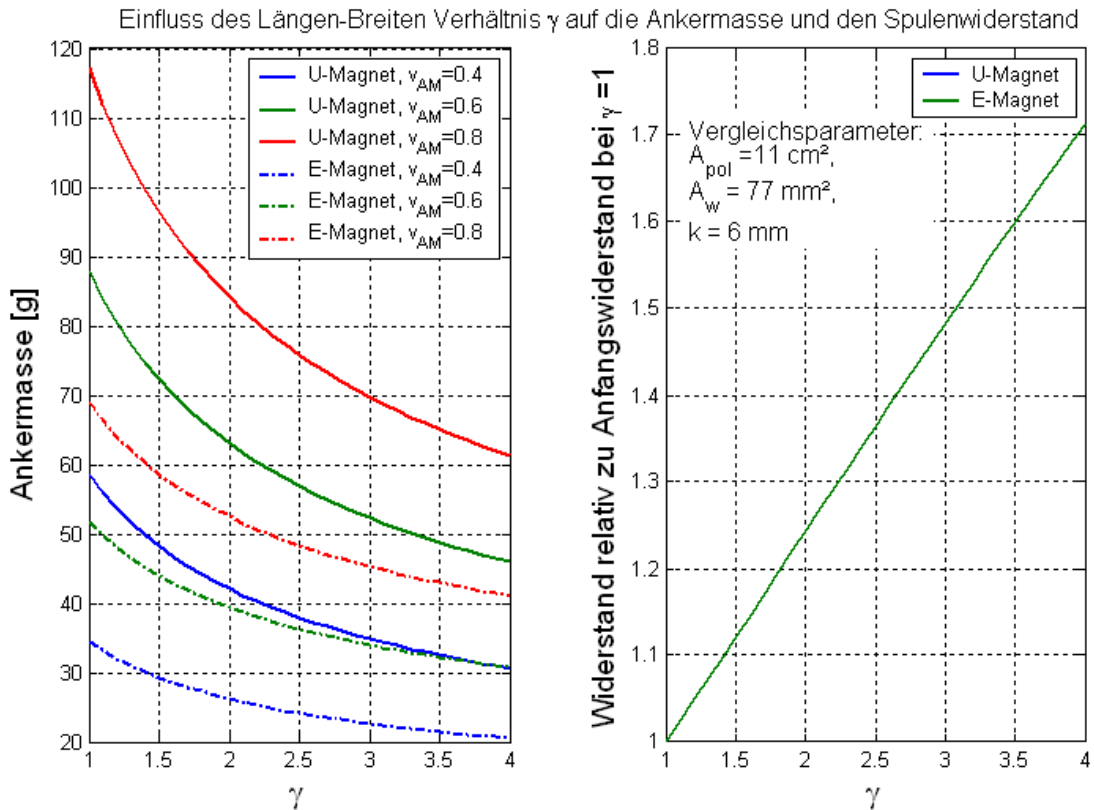
Außerdem muss bei der Ankermassenberechnung das Übersetzungsverhältnis  $v_{AM}$  berücksichtigt werden. Wird das Massenträgheitsmoment des Ankers vernachlässigt, kann (2.12) umgeformt werden in

$$m_{Anker,eff} = v_{AM}^2 \cdot m_{Anker} \quad (2.22)$$

Werden nun die gleichen Parameter wie in Abschnitt 2.7.1.1 angesetzt<sup>10</sup> (d.h.  $A_{Pol}=11 \text{ cm}^2$ ,  $k=6 \text{ mm}$ ,  $A_w=77 \text{ mm}^2$ ), kann nun die Ankermasse sowie der Widerstand verglichen werden für verschiedene  $\gamma$ . In Bild 2.17 sind die Berechnungsergebnisse für die Ankermasse sowie den normierten Widerstand für unterschiedliche Übersetzungsverhältnis der Magnetkraft ( $v_M = 0,4/ 0,6/ 0,8$ ) sowie für die E- und U-Magnetform in Abhängigkeit des Übersetzungsverhältnisses dargestellt. Aus dem Ergebnis wird deutlich, dass zum einem ein zunehmend kleineres Übersetzungsverhältnis sowie ein größeres  $\gamma$  die effektive Ankermasse reduziert. Der U-Magnet weist eine

<sup>10</sup> Im späteren wird gezeigt werden, dass die Wahl einer gleichen Polfläche wie beim EMVS-Aktuator einer realistischen Auslegung entspricht (vgl. Abschnitt 2.8.3).

deutlich höhere Ankermasse als der E-Magnet auf bei Übersetzungsverhältnissen  $v_M > 0,6$  und kleinen  $\gamma$ . Mit kleinerem Übersetzungsverhältnis und größerem  $\gamma$  wird der absolute Unterschied der Ankermassen zunehmend kleiner.



**Bild 2.17: Auswirkung des Längen-Breiten-Verhältnisses  $\gamma$  auf die effektive bewegliche Ankermasse und den Spulenwiderstand**

### 2.8.2.2 Masse der Drehstabfeder

Die effektive Masse des Drehstabes wird bei einer kreisförmigen Ausführung durch das Massenträgheitsmoment  $I_{s,Drehstab}$  und den Abstand der Drehachse des Drehrohres und der Ventilachse  $l_1$  sowie den effektiven Radius des Drehstabes  $r_{DS}$  bestimmt. Die Auswirkung der Massenreduzierung für das Drehrohr kann analog berechnet werden:

$$m_{DS,eff} = \frac{I_{s,DS}}{l_1^2} = \frac{\frac{1}{2} \cdot m_{Drehstab} \cdot r_{DS}^2}{l_1^2} \quad (2.23)$$

- $m_{DS}$ : Masse des Drehstabes
- $m_{DS,eff}$ : effektive Masse des Drehstabes bezogen auf die Ventilachse
- $r_{DS}$ : Radius des Drehstabes
- $l_1$ : Abstand des Drehpunktes von der Ventilachse
- $I_{s,DS}$ : Massenträgheitsmoment des Drehstabes



Setzt man entsprechende Zahlenwerte ein<sup>11</sup>, wird deutlich, dass der Drehstab in der Gesamtmassenbilanz vernachlässigt werden kann.

### 2.8.2.3 Masse der Ventilankopplung

Da die Ventilankopplung des IVC-Aktuators eine Schwenkbewegung in eine Linearbewegung umwandeln muss, ist das Übertragungsglied aufwändig in der Gestaltung. Die in **Bild 2.12** dargestellte Ventilankopplung weist eine Masse 12 g auf.

### 2.8.2.4 Masse der Ventildfeder/ Federhaltung

Aufgrund der geringeren bewegten Gesamtmasse des IVC-Aktuators kann die Ventildfeder schwächer ausgelegt werden als die Ventildfeder beim EMVS-Aktuator. Zudem kann ein Grossteil der Federsteifigkeit auf die Drehstabfeder verteilt werden. Daher ist die bewegte Masse der Ventildfeder kleiner. Die Masse liegt bei ca. 5 g.

### 2.8.2.5 Ventildfederteller und sonstige Massen

Wie beim EMVS-Aktuator ist ein Federteller der Ventildfeder in der Massenbilanz zu berücksichtigen. Die Masse des Federtellers liegt bei ca. 3 g.

Wird im IVC-Aktuator ein hydraulisches Ausgleichselement eingesetzt, muss eine Zusatzmasse von ca. 10 g berücksichtigt werden.

## 2.8.3 Auslegungsbereich des IVC-Aktuators

Basierend auf oben durchgeführter Massenabschätzung kann nun der IVC-Aktuator ausgelegt werden. In **Tabelle 2.3** sind verschiedene Auslegungsmöglichkeiten dargestellt. In einer ersten Auslegung wurde der IVC-Aktuator mit einem U-Magnet ausgelegt. Bei einer effektiven Federsteifigkeit von 100 N/mm und einer Vorspannkraft von 100 N ist eine Haltekraft von 500 N im geschlossenen Ventilzustand erforderlich. Wird das Übersetzungsverhältnis der Magnetkraft  $v_M = 0,63$  gewählt, muss eine Magnetkraft von 800 N erzeugt werden. Bei einer Induktion von 1,8 Tesla ist dann eine Polfläche von 11 cm<sup>2</sup> erforderlich. Ist dies bekannt, können die Massen abgeschätzt und die Dynamik bestimmt werden. Bei dieser Auslegung ergibt sich eine Gesamtmasse von 97 g (Auslassventil) und 120 g (Einlassventil) und eine Flugzeitdynamik von 3,15 ms (Auslassventil) und 3,44 ms (Einlassventil). Mit dieser Auslegung liegt der IVC-Aktuator nahe der Mindestanforderung an die Flugzeitdynamik.

---

<sup>11</sup> z.B.  $r_{DS} = 5 - 6$  mm,  $l_l = 40 - 45$  mm,  $m_{DS} = 40 - 50$  g

**Tabelle 2.3: Auslegungsmöglichkeiten des IVC-Aktuators**

		Auslegung mit U-Magnet		Auslegung mit E-Magnet		Auslegung mit E-Magnet und LBV	
		Auslass	Einlass	Auslass	Einlass	Auslass	Einlass
<b>Feder- auslegung</b>	$c_{\text{eff}}$	100 N/mm		100 N/mm		100 N/mm	
	$c_{F1}$	65 N/mm		65 N/mm		65 N/mm	
	$c_{F2}$	35 N/mm		35 N/mm		35 N/mm	
	$F_{0,F1}$	100 N		100 N		100 N	
<b>Hub</b>		8 mm					
<b>Übersetzungs- verhältnis der Magnetkraft</b>	M1	0,63		0,63		0,63	
	M2	0,5		0,5		0,5	
<b>Magnet</b>	Polfläche	11 cm <sup>2</sup>		11 cm <sup>2</sup>		11 cm <sup>2</sup>	
<b>Masse</b>	Anker*	30 g		20 g		20 g	
	Ventilbetätigung	12 g		12 g		12 g	
	Drehstabfeder	0 g		0 g		0 g	
	Ventilfeder	6 g		6 g		6 g	
	Ventilteller, -keile	3 g		3 g		3 g	
	HVA	10 g		10 g		10 g	
	Ventil	36 g	59 g	36 g	59 g	16 g	25 g
	Gesamtmasse	97 g	120 g	87 g	110 g	67 g	76 g
<b>Dynamik</b>	Flugzeit	3,14 ms	3,44 ms	2,93 ms	3,28 ms	2,57 ms	2,73 ms

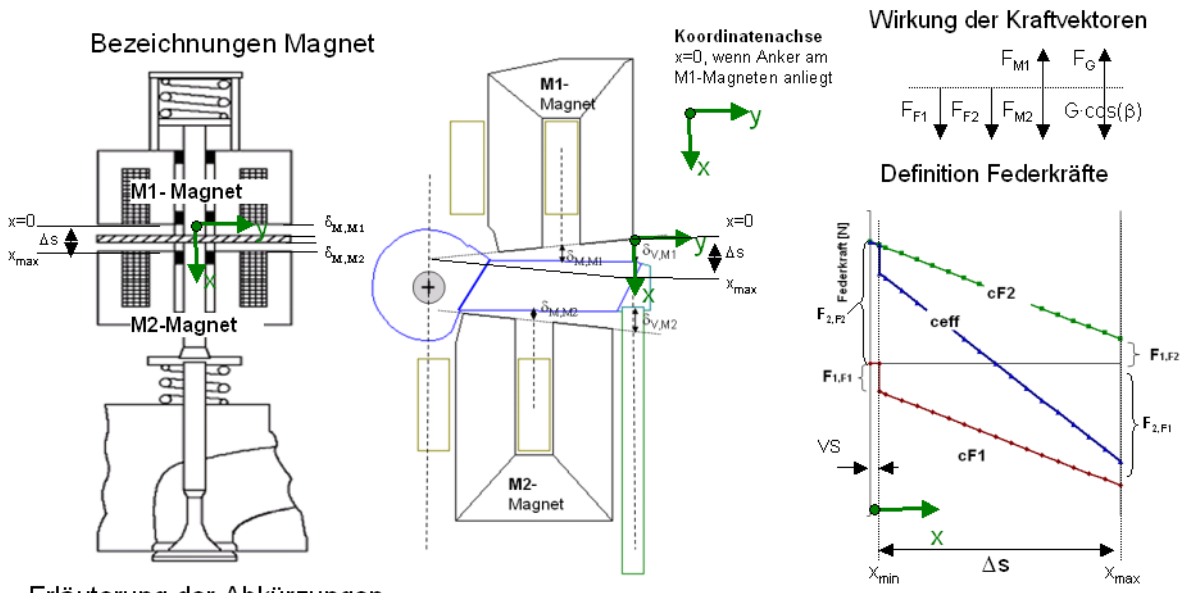
Wird statt dessen ein E-Magnet eingesetzt, kann bei gleicher Auslegung wie in der ersten Variante die Dynamik um 0,2 ms verbessert werden. In einer dritten Auslegung kann durch den Einsatz von Leichtbauventilen sowohl für Einlaß- als Auslassseite die bewegte Masse stark reduziert werden. Beim Auslassventilaktuator kann dadurch die Flugzeit um 0,35 ms und beim Einlassventilaktuator um weitere 0,55 ms verbessert werden.

### 3 Systemmodellierung

Im vorigen Abschnitt wurde hergeleitet, dass ein Resonanzschwingerprinzip in der Anwendung für den elektromechanischen Ventiltrieb entsprechend der formulierten Anforderungen an Funktion und Leistungsbedarf geeignet ist. Ferner wurden der EMVS-Aktuator und der IVC-Aktuator beschrieben und die wesentlichen Gestaltungs- und Auslegungsparameter definiert. Um die Aktuatoren zu analysieren und zu optimieren ist ein dynamisches Modell erforderlich, mit dem der Aktuator möglichst realitätsnah beschrieben werden kann. In diesem Abschnitt wird daher ein Modell aufgestellt, mit dessen Hilfe der dynamische Betrieb der Aktuatoren simuliert werden kann. In dem Modell ist in separaten Modulen die Mechanik sowie der Elektromagnet modelliert. Zusätzlich wird das Leistungsstellglied sowie der Stromregler vereinfacht abgebildet.

#### 3.1 Das mechanische Modell

Als relevante Bezugsachse, an der die relevanten mechanischen Kräfte wirken, wird die Ventilachse gewählt. In Bild 3.1 sind alle für das mech. Modell relevanten Variablen dargestellt.



#### Erläuterung der Abkürzungen

$x$ :	Ventilhubposition	$c_{F1}$ :	Steifigkeit der Ventildeder	$F_{F1}$ :	Kraft der Ventildeder
$x_{max}$ :	max. Ventilhub, d.h. Ventil geöffnet	$F_{1,F1}$ :	Vorspannkraft der Ventildeder bei $x=0$	$F_{F2}$ :	Kraft der Magnetfeder/ des Torsionsstabes
$x_{min}$ :	min. Ventilhub, d.h. Ventil geschlossen, $x=VS$	$F_{2,F1}$ :	Kraft der Ventildeder bei $x=x_{max}$	$F_{M1}$ :	Kraft des M1-Magneten
$\Delta s$ :	Ventilhub = $x_{max} - x_{min}$	$c_{F2}$ :	Steifigkeit der Magnetfeder bzw. des Torsionsstabes	$F_{M2}$ :	Kraft des M2-Magneten
$\delta_V$ :	Restluftspalt des Magneten bezogen auf die Ventilachse	$F_{1,F2}$ :	Vorspannkraft der Magnetfeder bei $x=x_{max}$	$G$ :	Gewichtskraft
$\delta_M$ :	Restluftspalt am Magneten	$F_{2,F2}$ :	Vorspannkraft der Magnetfeder bei $x=0$	$F_G$ :	Gaskraft
$VS$ :	Ventilspiel zwischen Anker und Magnet M1 bei geschlossener Ventilposition	$c_{eff}$ :	Effektive Federsteifigkeit, d.h. Summe der Federsteifigkeiten $c_{F1} + c_{F2}$	$\beta$ :	Einbauwinkel der Aktuatoren

**Bild 3.1: Bezeichnungen zum Mechanischen Modell**

Im folgenden werden die Kräfte beschrieben sowie die Differenzialgleichung des mechanischen Systems aufgestellt.

- Sowohl die Federkraft der Ventildfeder  $F_{F1}$  als auch die Federkraft der oberen Rückstellfeder  $F_{F2}$  wird durch die Federsteifigkeiten  $c_{F1}$  und  $c_{F2}$  und den Anfangskräften  $F_{1,F1}$  und  $F_{1,F2}$  bestimmt. Die Federkraft der unteren Rückstellfeder bzw. der Ventildfeder wirkt bis zu  $x_{min}$ , d.h. dem Ventilspiel zwischen Anker und Ventil im geschlossenen Ventilzustand:

$$F_{F1} = c_{F1} \cdot x + F_{1,F1} \quad \text{für } x > x_{min} \quad (3.1)$$

Die Federsteifigkeit der Ventildfeder wird wie folgt berechnet:

$$c_{F1} = \frac{1}{x_{max} - x_{min}} \cdot (F_{2,F1} - F_{1,F1}) \quad (3.2)$$

Ist das Ventil im Ventilsitz, wirkt die Ventildfederkraft auf den Ventilsitz und wirkt daher nicht mehr als Kraft auf den Anker. Es gilt dann:

$$F_{F1} = 0 \quad \text{für } x < x_{min} \quad (3.3)$$

Die Kraft der Magnetfeder wird durch folgenden Zusammenhang bestimmt:

$$F_{F2} = c_{F2} \cdot x + F_{2,F2} \quad (3.4)$$

Die Federsteifigkeit der oberen Rückstellfeder wird wie folgt berechnet:

$$c_{F2} = \frac{1}{x_{max} - x_{min}} \cdot (F_{1,F2} - F_{2,F2}) \quad (3.5)$$

Die Anfangskraft der oberen Rückstellfeder bzw. der Torsionsfeder bei  $x=0$  wird wie folgt definiert:

$$F_{2,F2} = F_{1,F2} - c_{F2} \cdot (\Delta s + VS) \quad (3.6)$$

Da die Kraftvektoren der Federkräfte in x-Richtung definiert sind, ergibt sich die resultierende Federkraft  $F_F$  durch Addition der Federkräfte  $F_{F1}$  und  $F_{F2}$ :

$$F_F = c_{eff} \cdot x + F_{1,F1} + F_{2,F2} \quad \text{für } x > x_{min} \quad (3.7)$$

$$F_F = c_{F2} \cdot x + F_{2,F2} \quad \text{für } x < x_{min} \quad (3.8)$$

- Die Magnetkraft  $F_{M1}$  des M1-Magneten wirkt in negative x-Richtung, die Magnetkraft  $F_{M2}$  wirkt in positive x-Richtung.

Beim EMVS-Aktuator fällt die Wirkungsachse der Magnetkraft am Anker infolge der translatorischen Betätigung und des zur Ventilachse symmetrischen Aufbaus mit der

Ventilachse zusammen. Es gilt daher folgender Zusammenhang zwischen der Kraft in der Ventilachse und der Magnetkraft am Magneten:

$$F_{M_i, Ventil} = F_{M_i}$$

$i$ : Index des Magneten ( $i=1$ : Magnet M1,  $i=2$  Magnet M2)

Beim IVC-Aktuator wirkt die Magnetkraft außerhalb der Ventilachse. Das Übersetzungsverhältnis der Magnetkraft  $v_{M_i}$  ist daher zu berücksichtigen. Es gilt:

$$F_{M_i, Ventil} = v_{M_i} \cdot F_{M_i} \quad (3.9)$$

Da die Magnetkraft den Luftspalt zwischen Anker und Magneten als Bezugsgröße hat, ist der Zusammenhang zwischen Ventilhub  $x$  und dem Luftspalt am Magneten zu definieren:

$$\delta_{M1} = x \cdot v_{M, M1} + \delta_{R, M1} \quad (3.10)$$

$$\delta_{M2} = (x_{\max} - x) \cdot v_{M, M2} + \delta_{R, M2} \quad (3.11)$$

$\delta_{R, M1}$ : Restluftspalt am M1-Magneten,  
 $\delta_{R, M2}$ : Restluftspalt am M2-Magneten

Aufgrund von Fertigungstoleranzen kann ein Magnetluftspalt  $\delta_M = 0$  nicht erreicht werden. Daher wurde in (3.10) und (3.11) der Restluftspalt definiert.

- Die Reibungskraft  $F_R$  wird geschwindigkeitsproportional abgebildet. Dieser Ansatz wird in Abschnitt 4 validiert. Die Reibkraft wirkt immer gegen die Bewegungsrichtung:

$$F_R = -k_R \cdot \dot{x} \quad (3.12)$$

$k_R$ : dynamische Reibkonstante  
 $\dot{x}$ : Geschwindigkeit

Die Reibkraft wird in Abschnitt 4 bestimmt.

- Die Gaskraft  $F_G$  entsteht durch hubabhängige Druckdifferenz  $\Delta p(x)$  zwischen Brennraum und Einlass- und Auslasskanal. Diese Druckdifferenz wirkt auf eine Querschnittsfläche des Ventils  $A_{\text{eff, Ventil}}(x)$ . Umströmungseffekte können dadurch abgebildet werden, dass die Querschnittsfläche des Ventils  $A_{\text{eff, Ventil}}(x)$  als Funktion einer hubabhängigen Funktion  $kA(x)$  und der Querschnittsfläche des Ventils  $A_{\text{Ventilteller}}$  beschrieben wird. Die Gaskraft  $F_G$  kann durch folgende Gleichung abgebildet werden:

$$F_G = \Delta p(x) \cdot A_{\text{eff, Ventil}}(x)$$

$$F_G = \Delta p(x) \cdot kA(x) \cdot A_{\text{Ventilteller}} \quad (3.13)$$

$\Delta p(x)$ :	Differenzdruck zwischen Brennraumdruck und Druck im Abgaskanal
$A_{\text{eff. Ventil}}(x)$ :	Effektive Ventilquerschnittsfläche
$A_{\text{Ventilteller}}$ :	Querschnittsfläche des Ventiltellers
$kA(x)$ :	Funktionaler Zusammenhang zwischen $A_{\text{eff. Ventil}}$ und $A_{\text{Ventilteller}}$

Der Ansatz der Gaskraftmodellierung wird in Abschnitt 4 validiert. Zudem werden die Parameter bzw. Funktionen bestimmt.

- Die Gewichtskraft  $G$  wirkt in positive x-Richtung. Die Kraftkomponente in x-Richtung wird durch den Einbauwinkel  $\beta$ , die gesamte effektive Masse  $m_{\text{ges}}$  und die Gravitationskonstante  $g$  bestimmt.

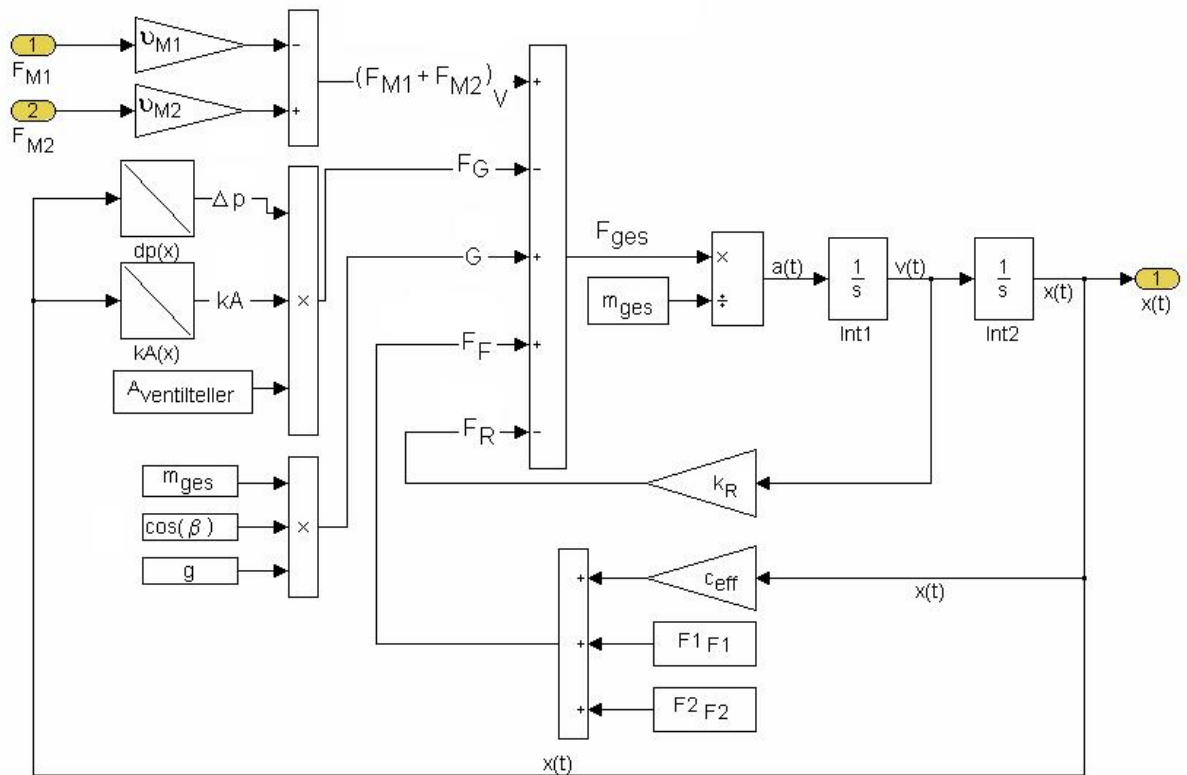
$$G = m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \cos(\beta) \quad (3.14)$$

$m_{\text{ges}}$ :	gesamte effektive bewegliche Masse
$g$ :	Gravitationskonstante
$\beta$ :	Einbauwinkel der Aktuatoren

Nachdem  $m_{\text{ges}} \cdot \ddot{x} = \sum_i F_i = F_{\text{ges}}$  gilt, kann das mechanische Modell durch Einsetzen von (3.7), (3.9), (3.12), (3.13), (3.14) als Differentialgleichung beschrieben werden:

$$m_{\text{ges}} \cdot \ddot{x} = F_{M2} \cdot v_{M2} - F_{M1} \cdot v_{M1} - \Delta p(x) \cdot kA(x) \cdot A_{\text{Ventilteller}} + m_{\text{ges}} \cdot g \cdot \cos(\beta) - \dot{x} \cdot k_r + c_{\text{eff}} \cdot x + F_{1,F1} + F_{2,F2} \quad (3.15)$$

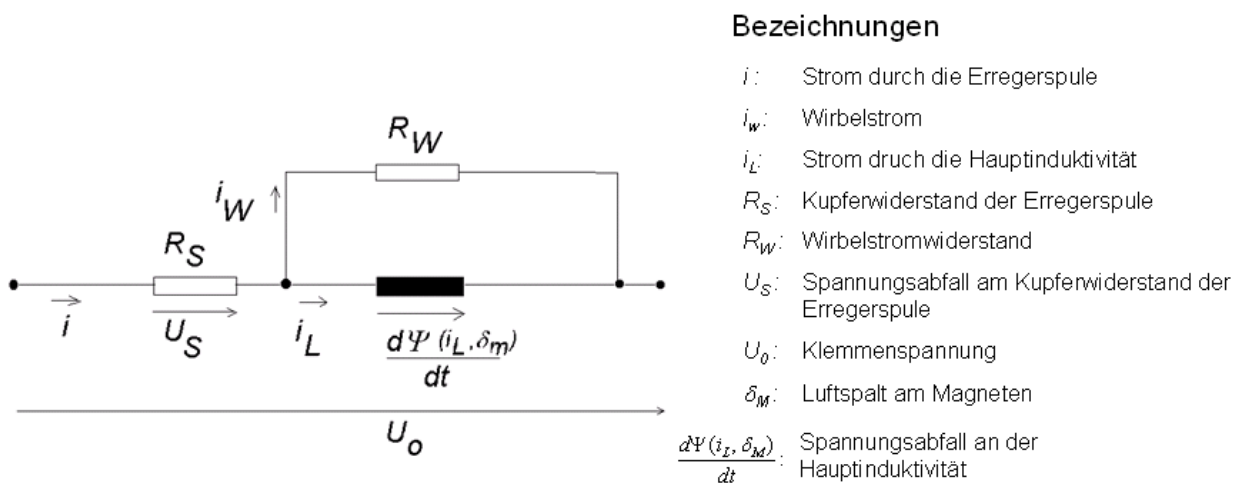
(3.15) ist als Matlab-Simulink-Modell im **Bild 3.2** als dargestellt. Das Modell wurde erstellt, damit das dynamische Verhalten der Mechanik der Aktuatoren in den weiteren Abschnitten simuliert werden konnte.



**Bild 3.2: Mechanisches Modell in der Simulationsumgebung Matlab-Simulink**

### 3.2 Das elektromagnetische Modell

Das elektromagnetische Verhalten des Aktuators kann durch das in **Bild 3.3** dargestellte Ersatzschaltbild abgebildet werden.



**Bild 3.3: Ersatzschaltbild des Magnetsystems**

Dabei bildet jede Komponente des Ersatzschaltbildes einen physikalischen Effekt ab [71]. Die ohmschen Verluste des Kupferdrahtes der Erregerspule werden durch den Widerstand  $R_s$  abgebildet.  $\frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt}$  bildet die Energiekopplung zwischen elektrischem Kreis und mechanischem System ab. In  $\frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt}$  sind Streuverluste, die sich auf den elektrischen Kreis auswirken, aber nicht zur Energiekopplung beitragen, mit enthalten. Der parallel zur Hauptinduktivität liegende Zweig mit dem Wirbelstromwiderstand  $R_w$  bildet die Eisenverluste durch Wirbelströme und Ummagnetisierung ab. Es gilt:

$$U_0 = i \cdot R_s + \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \quad (3.16)$$

(3.16) kann umgestellt werden als

$$U_0 = i \cdot R_s + \frac{\partial\Psi(i_L, \delta_M)}{\partial i_L} \cdot \frac{di_L}{dt} + \frac{\partial\Psi(i_L, \delta_M)}{\partial \delta_M} \cdot \frac{d\delta_M}{dt} \quad (3.17)$$

bzw.

$$U_0 = i \cdot R_s + L_i(i_L, \delta_M) \cdot \frac{di_L}{dt} + L_\delta(i_L, \delta_M) \cdot \frac{d\delta_M}{dt} \quad (3.18)$$

In Gleichung (3.18) wurden zwei „differenzielle“ Induktivitäten  $L_i^{12}$  und  $L_\delta^{13}$  eingeführt.  $L_i$  stellt die Induktivität der Erregerspule dar, welche im Gegensatz zu einem linearen Magnetkreis hier nichtlinear vom Induktivitätsstrom (=Nutzstrom)  $i_L$  durch die Erregerspule und nichtlinear vom Luftspalt am Magneten  $\delta_M$  abhängt.  $L_\delta$  wiederum stellt den nichtlinearen Gradienten des verketteten magnetischen Flusses  $\Psi$  in  $\delta$ -Richtung dar und ist somit ein Maß für Rückwirkung der Ankerbewegung, als die Rückwirkung des mechanischen Teilsystems im Bewegungsfall, auf das dynamische Verhalten der elektromagnetischen Größen.

Unter Berücksichtigung der Knotenregel kann (3.16) umgeformt werden in:

$$U_0 = (i_w + i_L) \cdot R_s + \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \quad (3.19)$$

bzw.

$$\frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} = U_0 - (i_w + i_L) \cdot R_s \quad (3.20)$$

<sup>12</sup>  $L_i(\delta_M, i_L)$  bedeutet  $L_i = f(i_L)$  bei fixem  $\delta_M$

<sup>13</sup>  $L_\delta(\delta_M, i_L)$  bedeutet  $L_\delta = f(\delta_M)$  bei fixem  $i_L$



Außerdem gilt nach der Maschenregel:

$$\frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} = i_w R_W \quad (3.21)$$

Damit gilt für den Wirbelstrom  $i_w$ :

$$i_w = \frac{1}{R_W} \cdot \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \quad (3.22)$$

Wird (3.22) in (3.20) eingesetzt, erhält man:

$$\frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} = U_0 - i_L \cdot R_s - \frac{R_s}{R_W} \cdot \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \quad (3.23)$$

bzw.

$$\frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} = \frac{R_w}{R_s + R_W} \cdot (U_0 - i_L \cdot R_s) \quad (3.24)$$

Der Zusammenhang zwischen verkettetem Fluss  $\Psi$  und dem Fluss  $\Phi$  wird durch die Windungszahl  $n_s$  der Erregerspule bestimmt.

$$\Phi = \frac{\Psi}{n_s} \quad (3.25)$$

Damit die variable Induktivität berücksichtigt wird, wird der Fluss  $\Phi$  als Funktion des Induktivitätsstromes  $i_L$  und des Luftspaltes  $\delta_M$  am Magneten in Form eines Kennfeldes abgebildet. Wird dieses Kennfeld invertiert, kann der Induktivitätsstrom  $i_L$  als Funktion des Flusses  $\Phi$  und des Luftspaltes  $\delta_M$  am Magneten bestimmt werden.

Die Magnetkraft  $F_M$  ist nach dem Energieerhaltungssatz<sup>14</sup> die zeitliche partielle Ableitung des verketteten magnetischen Flusses nach dem Luftspalt:

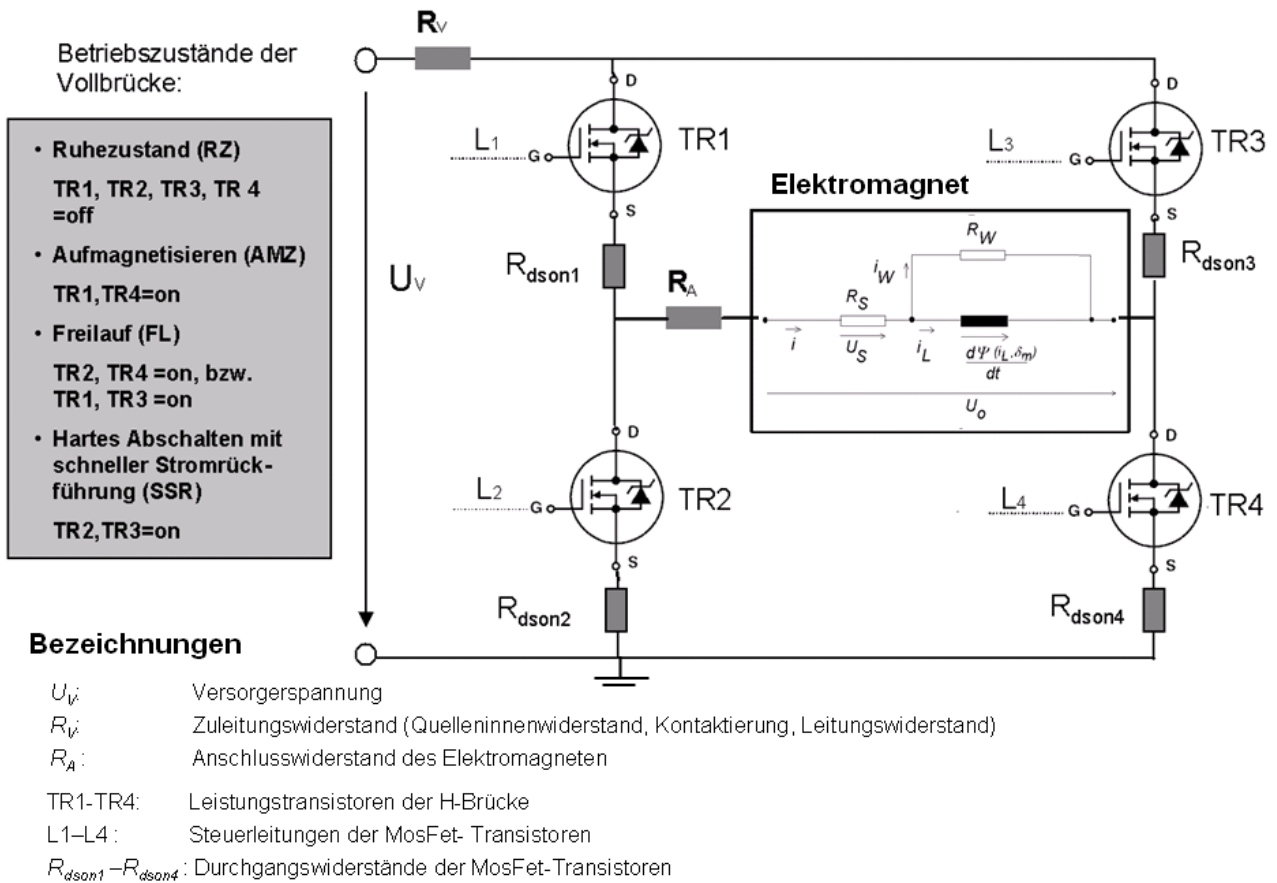
$$F_M = i_L \frac{\partial \Psi(i_L, \delta_M)}{\partial \delta_M} \quad (3.26)$$

Die Magnetkraft kann somit aus dem Flusskennfeld berechnet werden. Dieser Zusammenhang wird im Modell ebenfalls als Kennfeld  $F_M = f(i_L, \delta_M)$  abgebildet.

Die oben angeführten Gleichungen und funktionalen Zusammenhänge wurden vom Autor ebenfalls in der Simulationsumgebung Matlab-Simulink modelliert. Das entsprechende Modell ist in **Bild 3.4** dargestellt. Dieses Modell wird in den folgenden

<sup>14</sup> In Abschnitt 5 wird dies hergeleitet.





**Bild 3.5: Aufbau und Betriebszustände einer Leistungsendstufe zur Ansteuerung eines elektromechanischen Aktuators**

Die volle H-Brücke umfasst vier Leistungstransistoren **TR1 – TR4**, deren Gate-Anschlüsse mit den Steuerleitungen L1 bis L4 elektrisch leitend verbunden sind. Bestandteil der vier Leistungstransistoren sind interne Dioden, die jeweils in Richtung der positiven Versorgungsspannung (High-Side) leitend sind. Ferner umfasst die Leistungsendstufe die Transistorenwiderstände  $R_{dson1} - R_{dson4}$ . Der Widerstand  $R_V$  bildet die Verluste der Spannungsversorgung (Innenwiderstand der Spannungsquelle, Kontaktierung und Stromleitungen), der Widerstand  $R_A$  den Anschlusswiderstand des Elektromagneten ab. Die Leistungsendstufe kann in vier verschiedenen Betriebszuständen gesteuert werden, die charakterisiert sind durch den jeweiligen Schaltzustand der Transistoren. Die Betriebszustände sind Ruhezustand (**RZ**), Aufmagnetisieren (**AMZ**), Freilauf (**FL**) sowie hartes Abschalten mit schneller Stromrückführung (**SSR**).

Im Ruhezustand (**RZ**) sind die Transistoren TR1 bis TR4 nicht leitend, und der Strom durch die Erregerspule ist ebenfalls Null.

Im Betriebszustand des Aufmagnetisierens (**AMZ**) werden die Transistoren TR1 und TR4 leitend betrieben. Der Strom fließt dann von einer Spannungsquelle mit dem Potenzial der Versorgungsspannung  $U_V$  durch den Transistor TR1 über die Erregerspule des

Elektromagneten durch den Transistor TR4 hin zu einem Masseanschluss, der das Bezugspotenzial ist.

Im Betriebszustand des Freilaufs (**FL**) werden entweder die Transistoren TR1 und TR3 oder TR2 und TR4 leitend betrieben.

Im Betriebszustand der schnellen Stromrückführung (**SSR**) fließt der Strom von dem Bezugspotenzial über Transistor TR2 über die Erregerspule des Elektromagneten und Transistor TR3 hin zur Spannungsquelle. In diesem Fall übernehmen die internen Dioden der Transistoren TR2 und TR3 teilweise den Strom.

Die am Elektromagneten anliegende Klemmenspannung  $U_0$  kann bei Vernachlässigung der Spannungsabfälle an den internen Dioden der Transistoren wie folgt vereinfacht berechnet werden:

$$\text{AMZ:} \quad U_0 = U_V - i \cdot (R_V + R_{dson1} + R_{dson4} + R_A) \quad (3.27)$$

$$\text{SSR:} \quad U_0 = -U_V - i \cdot (R_V + R_{dson2} + R_{dson4} + R_A) \quad (3.28)$$

$$\text{FL:} \quad U_0 = -i \cdot (R_{dson2} + R_{dson4} + R_A) \quad (3.29)$$

Die Formeln (3.27) bis (3.29) stellen eine vereinfachte Betrachtung dar. Zusätzlich zu den ohmschen Spannungsabfällen treten Spannungsabfälle an den internen Dioden der Leistungstransistoren auf. Während des Ein- und Ausschaltvorgangs der Transistoren entstehen zusätzliche Spannungsabfälle. Diese Faktoren werden im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt.

### 3.3.2 Stromregler

Als Stromregler wurde ein einfacher Zweipunkt-Regler verwendet. Nach folgendem Reglergesetz wird die Sollspannung an der Erregerspule des Elektromagneten bestimmt:

$$U_{soll} = U_V \quad , \text{wenn } i_{ist} < i_{soll} - 0,5 \cdot ki$$

$$U_{soll} = -U_V \quad , \text{wenn } i_{ist} > i_{soll} + 0,5 \cdot ki$$

$$U_{soll} = 0 \quad , \text{wenn } i_{soll} - 0,5 \cdot ki < i_{ist} < i_{soll} + 0,5 \cdot ki$$

mit

$U_{soll}$ : Sollspannung an der Erregerspule des Elektromagneten

$ki$ : Stromdifferenz zwischen oberem und unterem Band des Stromregelbereichs

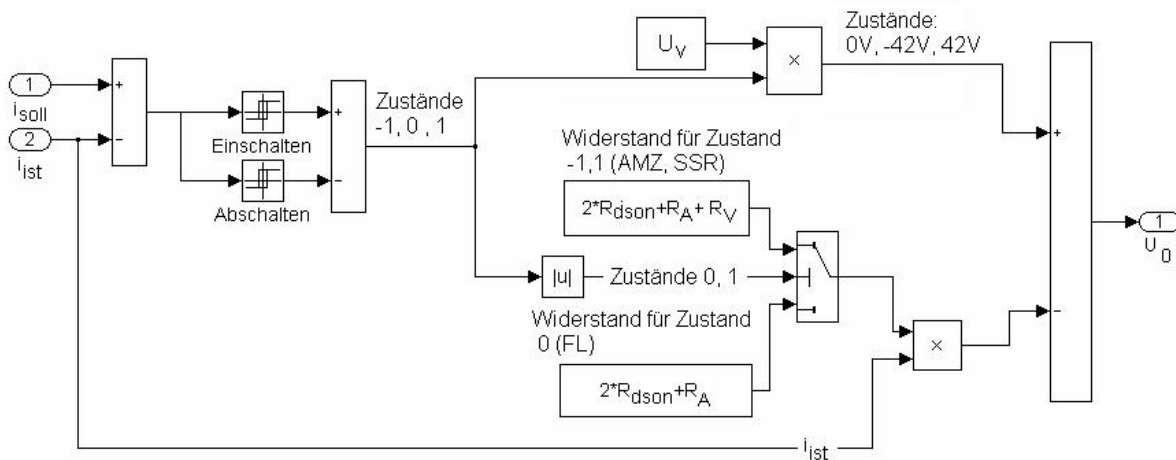
$i_{ist}$ : gemessener Strom durch die Erregerspule

$i_{soll}$ : Sollstrom

Aufgrund der Spannungsabfälle der Versorgung kann die Sollspannung nicht unmittelbar umgesetzt werden. Die an der Erregerspule anliegende Klemmenspannung  $U_0$  kann durch die Gleichungen (3.27) - (3.29) bestimmt werden.

### 3.3.3 Modell der Ansteuerung in Matlab-Simulink

Der Stromregler sowie die näherungsweise Berechnung der Klemmenspannung wurde vom Autor ergänzend zu dem bereits beschriebenen Mechanik- und Elektromagnetmodell in Matlab-Simulink modelliert. Hier wird vereinfacht angenommen, dass die Durchgangswiderstände aller MosFets gleich sind. Das Modell ist in **Bild 3.6** dargestellt.



**Bild 3.6: Modellierung der Strom- und Spannungsregelung in Matlab-Simulink**

## 4 Validierung des elektromechanischen Modells

Im Abschnitt 3 wurde das Modell des elektromechanischen Aktuators erstellt. In diesem Abschnitt werden zum einen die Parameter des mechanischen Modells bestimmt, zum anderen die Ansätze zur Modellierung durch Messungen validiert.

In Abschnitt 4.1 werden die aktuator-spezifischen Reibkoeffizienten sowie die Parameter und Kennfelder zur Quantifizierung der Gasgegenkraft bestimmt.

Im Abschnitt 4.2 wird die Vorgehensweise bei der Bestimmung der Kennfelder des Magnetmodells sowie der Bestimmung des Wirbelstromwiderstands der einzelnen Aktuatoren beschrieben.

### 4.1 Identifikation des mechanischen Modells

#### 4.1.1 Bestimmung der Reibverluste

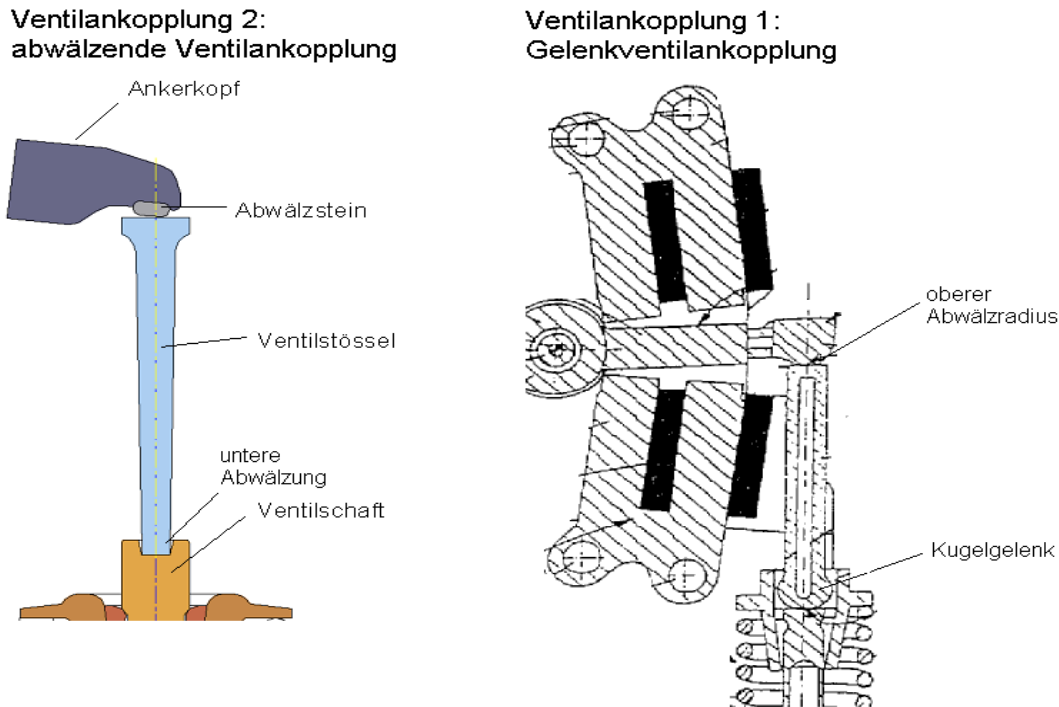
Wie in Abschnitt 3 ausgeführt, wurde die Modellierung der Reibung als rein viskos, d.h. geschwindigkeitsproportional angenommen. In diesem Abschnitt soll bestätigt werden, dass diese Annahme für eine genaue Modellierung genügt.

Die Reibverluste können aus Ausschwingversuchen ermittelt werden. Da in der ersten Halbschwingung Wirbelstromverluste und Abfallverzögerungseffekte durch das Abschalten der Magnetkraft enthalten sind, ist es sinnvoll, die Reibverluste aus dem Ausschwingverhalten der zweiten und dritten Halbschwingung zu ermitteln. Die mechanische Verlustenergie einer Halbschwingung kann wie folgt ermittelt werden:

$$E_{\text{Reibung, } s_1-s_2} = \frac{1}{2} \cdot c_{\text{eff}} \cdot (s_1^2 - s_2^2) \quad (4.1)$$

- $c_{\text{eff}}$ : effektive Federkonstante
- $s_1$ : Schwingungsamplitude der 1. betrachteten Schwingung
- $s_2$ : Schwingungsamplitude der 2. betrachteten Schwingung

Die Reibverluste sowie die Reibkoeffizienten  $k_r$  des IVC-Aktuators wurden vom Autor für unterschiedliche Versuchsaktuatoren bestimmt. Die Versuchsaktuatoren unterschieden sich im wesentlichen durch unterschiedliche bewegliche Massen und Federsteifigkeiten. Zudem wurden unterschiedliche Ventilankopplungen untersucht. Die erste Ventilankopplung basiert auf einer konstruktiven Umsetzung der Firma Magneti Marelli und ist im rechten Teil von **Bild 4.1** dargestellt. Zur Beschreibung der Ventilankopplung wird auf eine Patentanmeldung von Magneti Marelli verwiesen [72]. Die zweite untersuchte Ventilankopplung basiert auf einer abwälzenden Ventilankopplung, die bereits in Abschnitt 2 auf Seite 55 beschrieben wurde. Diese Ventilankopplung ist auf der linken Seite von **Bild 4.1** dargestellt.



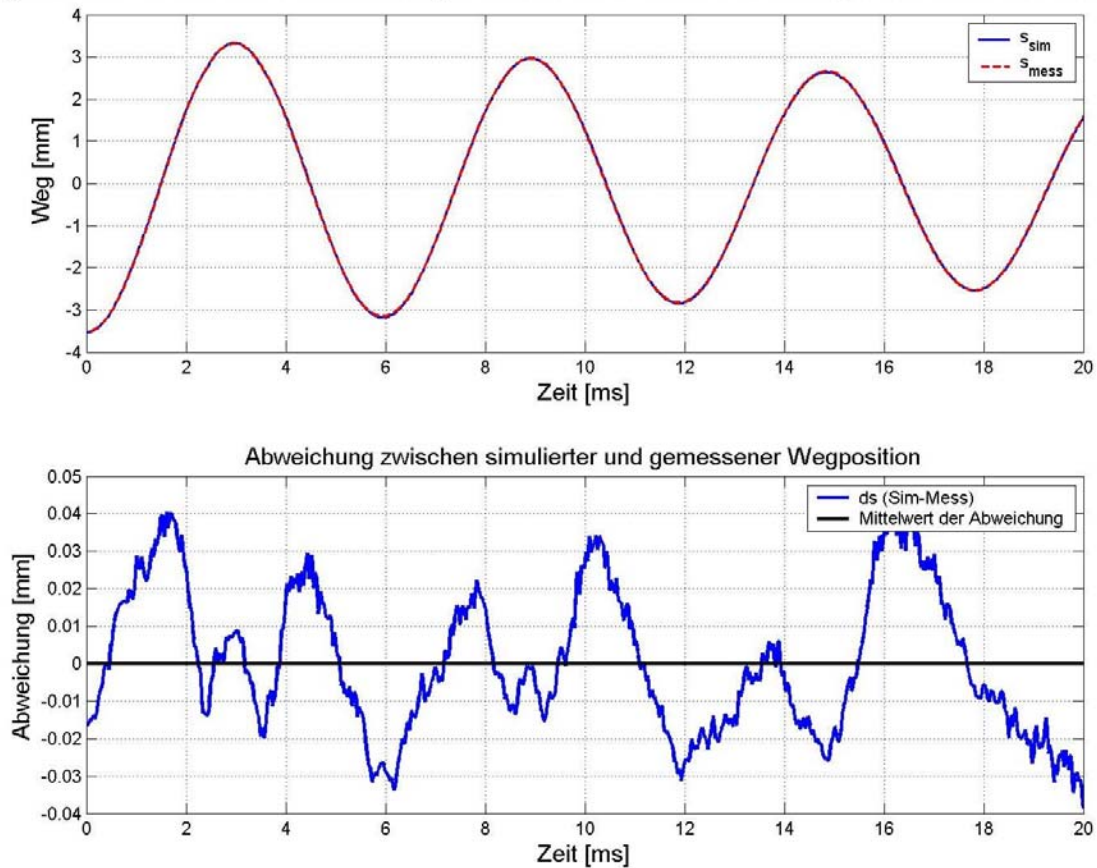
**Bild 4.1: Untersuchte Ventilankopplungen bei der Identifikation der Reibkraft**

Der Reibkoeffizient  $k_r$  des IVC-Aktuators wurde vom Autor experimentell aus Ausschwingversuchen mit Versuchsaktuatoren ermittelt. Der zeitliche Verlauf der Ventilhubposition  $x$  wurde mit einem Lasertriangulationspositionssensor gemessen. Die Versuche wurden bei Raumtemperatur auf einem Versuchsprüfstand durchgeführt. Der Aktuator wurde trocken betrieben, die Ventilführung war ölgeschmiert. Bei der Bestimmung der Reibkoeffizienten wurde (3.15) auf Seite 74 zugrunde gelegt. Da in der freien Schwingung keine Gaskräfte und Magnetkräfte wirken, kann (3.15) bei Vernachlässigung der Gewichtskraft vereinfacht werden:

$$m_{ges} \cdot \ddot{x} = -k_R \cdot \dot{x} + c_{eff} \cdot x + F_{1,F1} + F_{2,F2} \quad (4.2)$$

Nachdem die Federkraftparameter  $c_{eff}$ ,  $F_{1,F1}$  und  $F_{2,F2}$  bekannt sind, kann der Reibkoeffizient  $k_r$  bestimmt werden. Der Reibkoeffizient  $k_r$  wurde vom Autor nach dem Kriterium Minimierung der Fehlerquadrate zwischen gemessener und geschätzter Position mit einem Optimierungsalgorithmus (Funktion „fmincon“ der Matlab-Optimization Toolbox) [73] numerisch gelöst. In Bild 4.2 ist das Ergebnis der Analyse des Ausschwingens eines IVC-Versuchsaktuators mit Ventilankopplung 1 mit einer Federsteifigkeit von 116 N/mm dargestellt. Im oberen Teil des Bildes 4.2 sind gemessener Hubverlauf  $s_{mess}$  und simulierter Hubverlauf  $s_{sim}$  gegenübergestellt, im unteren Teil des Bildes 4.2 ist die Abweichung zwischen gemessener und simulierter Ventilhubposition  $ds$  sowie der Mittelwert der Abweichung über den Betrachtungszeitraum von 20 ms dargestellt. Der Modellierungsfehler beträgt im Maximum  $\pm 40 \mu\text{m}$ .

Vergleich des zeitlichen Verlaufes zwischen gemessener und simulierter Ventilhubposition beim Ausschwingvorgang

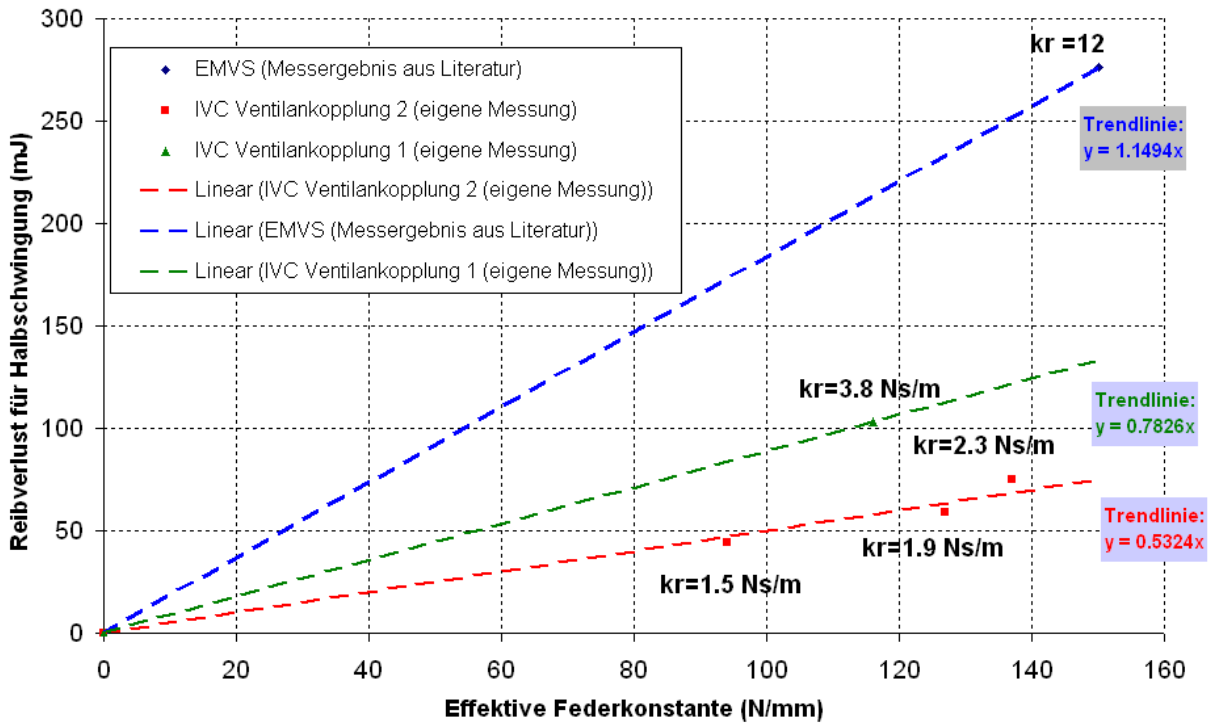
**Bild 4.2: Identifikation des Reibkoeffizienten aus Ausschwingversuchen des IVC-Aktuators**

In **Bild 4.3** sind die vom Autor ermittelten Reibkoeffizienten  $k_r$  sowie die nach (4.1) berechneten Reibverluste  $E_{\text{Reibung},s1-s2}$  für die vermessenen IVC-Aktuatoren bezogen auf die erste Halbschwingung gegenübergestellt. Da dem Autor keine EMVS-Versuchsaktuatoren vorlagen, musste für den Vergleich auf die Literatur zurückgegriffen werden. Laut Angaben von PSA [74] liegt der Reibkoeffizient eines EMVS-Aktuators mit einer Federsteifigkeit von 150 N/mm und einer bewegten Masse von 150 g bei  $k_r=12$  Ns/m.

Da vom Autor verschiedene Auslegungen des IVC-Aktuators mit der Ventilankopplung 2 untersucht wurden, konnte gezeigt werden, dass der Zusammenhang zwischen Federsteifigkeit und Reibverlustenergie bzw. Reibkoeffizient linear ist. Dies wird im **Bild 4.3** durch die rot gekennzeichneten Datenpunkte verdeutlicht. Bezogen auf die erste Halbschwingung entstehen beim EMVS-Aktuator Reibverluste in der Größenordnung von 270 mJ, beim IVC-Aktuator nur zwischen 45 und 103 mJ. Es wurde gezeigt, dass der IVC-Aktuator im Vergleich zum EMVS-Aktuator in den untersuchten Ausführungen geringe Reibverluste darstellt. Dies ist auf folgende Überlegungen zurückzuführen:



- Der Torsionsstab erzeugt keine Querkraft,
- Der IVC-Aktuator weist eine geringere Federsteifigkeit der Ventildfeder im Vergleich zum EMVS-Aktuator auf. Da proportional zur Federkonstante die Querkräfte der Feder abnehmen, reduziert sich die Reibung entsprechend.
- Im Gegensatz zur Schraubenfeder kann der Torsionsstab beliebig im Rahmen der Grenzen der Steifigkeit ausgelegt werden. Damit kann ein Großteil der Federsteifigkeit auf den Torsionsstab verlagert werden, die Ventildfeder kann entsprechend weich ausgelegt werden. Die Querkraftwirkung der Ventile kann somit deutlich reduziert werden.
- Die Reibverluste infolge der Schwenkbewegung des Ankers wirken sich nicht stark aus und lassen sich durch eine optimierte Ventilankopplung reduzieren.



**Bild 4.3: Vergleich der Reibverluste von IVC- und EMVS-Aktuatoren**

**Fazit:**

Für die Optimierung gilt die Reibung als bestimmt. Es werden für die weiteren Untersuchungen folgende Reibkoeffizienten angesetzt:

$$k_{R,IVC} = 3 \text{ Ns/m}$$

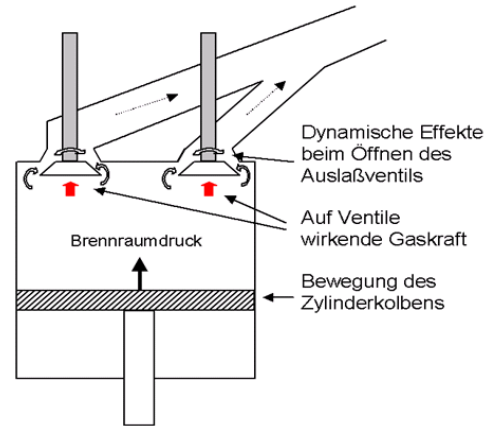
$$k_{R,EMVS} = 12 \text{ Ns/m}$$

## 4.1.2 Bestimmung der Gasarbeit

### 4.1.2.1 Grundlegende Überlegungen zur Gasarbeit

Die Verluste infolge der Wirkung von Gaskräften stellen vor allem bei Motorlastbetriebspunkten den großen Anteil der mechanischen Verluste. Die Gaskraft wirkt hauptsächlich beim Öffnen des Auslassventils und wird bestimmt durch:

- den Öffnungsgasdruck, der sich aus dem Lastzustand und dem Ventilöffnungszeitpunkt ergibt,
- den Ventildurchmesser, der die Querschnittsfläche bestimmt, auf die die Gaskraft wirkt,
- dynamische Effekte des Umströmens der Ventile während des Öffnens und Schließens der Ventile. Die dynamischen Effekte reduzieren im Vergleich zu einer statischen Betrachtung die auf das Ventil wirkende Gaskraft und somit die Gasverluste (siehe **Bild 4.4**).



**Bild 4.4:** Schematische Darstellung der dynamischen Effekte beim Öffnen des Auslassventils

Aufgrund dieser Überlegungen wurde in der Modellbeschreibung in Abschnitt 2 Gleichung (3.13) zur Beschreibung der Gaskraft  $F_G$  angesetzt, die hier zur Übersichtlichkeit noch einmal wiederholt wird:

$$F_G = \Delta p(x) \cdot A_{\text{eff, Ventil}}(x) \quad (3.13)$$

$$F_G = \Delta p(x) \cdot kA(x) \cdot A_{\text{Ventilteller}}$$

$\Delta p(x)$ : Differenzdruck zwischen Brennraumdruck und Druck im Abgaskanal

$A_{\text{eff, Ventil}}(x)$ : Effektive Ventilquerschnittsfläche

$A_{\text{Ventilteller}}$ : Querschnittsfläche des Ventiltellers

$kA(x)$ : Funktonaler Zusammenhang zwischen  $A_{\text{eff, Ventil}}$  und  $A_{\text{Ventilteller}}$

### 4.1.2.2 Bestimmung der effektiven Ventilquerschnittsfläche

Wie bereits ausgeführt, kann aufgrund von Umströmungseffekten des Ventils die effektive Ventilquerschnittsfläche nicht als konstant angenommen werden. Die effektive Ventilquerschnittsfläche kann experimentell aus Ausschwingversuchen unter Druck bestimmt werden. Zur Bestimmung der Gaskraft wird (3.15) herangezogen.

Wird die Anfangsbewegung, in der die Magnetkraft bremsend auf die Bewegung wirkt, nicht betrachtet, kann die Magnetkraftwirkung vernachlässigt werden. Wird zudem die Gewichtskraft vernachlässigt, und sind die Federkräfte, die bewegte Masse und viskose Reibung bestimmt, gilt (3.15) in der vereinfachten Form:

$$F_G(x) = m_{ges} \cdot \ddot{x} + k_R \cdot \dot{x} - (c_{eff} \cdot x + F_{1,F1} + F_{2,F2}) \quad (4.3)$$

Nachdem der Reibkoeffizient bereits aus Ausschwingversuchen ohne Gegendruck bestimmt wurde (vgl. Abschnitt 4.1.1), kann aus dem Bewegungsvorgang durch Lösung der Differenzialgleichung (4.3) auf die wirkende Gaskraft rückgeschlossen werden.

Zur einfachen Bestimmung des Differenzdruckes wurde vom Autor ein Versuchsaufbau, bestehend aus einem auf einem Zylinderkopf aufgebauten Einzelventiltrieb sowie einer mit Druckluft gefüllten Druckkammer ohne Abgasanlage, eingesetzt. Somit konnte der Gegendruck als näherungsweise konstant angesetzt werden. Damit ist eine Beschränkung der Druckmessung auf den Druckraum zulässig.

Für verschiedene Öffnungsdifferenzdrücke (2, 3, 4, 6 und 7 bar) wurde das Ausschwingverhalten des Ventils aufgezeichnet. Dies ist im oberen Teil von **Bild 4.5** dargestellt. Die wirkende Gaskraft wurde durch Lösung von (4.3) nach dem Kriterium Minimierung der Fehlerquadrate numerisch bestimmt. Der numerisch ermittelte Gaskraftverlauf ist im unteren Teil von **Bild 4.5** dargestellt. Der Vergleich der gemessenen mit der berechneten Ventilhubposition ist im mittleren Teil von **Bild 4.5** dargestellt.

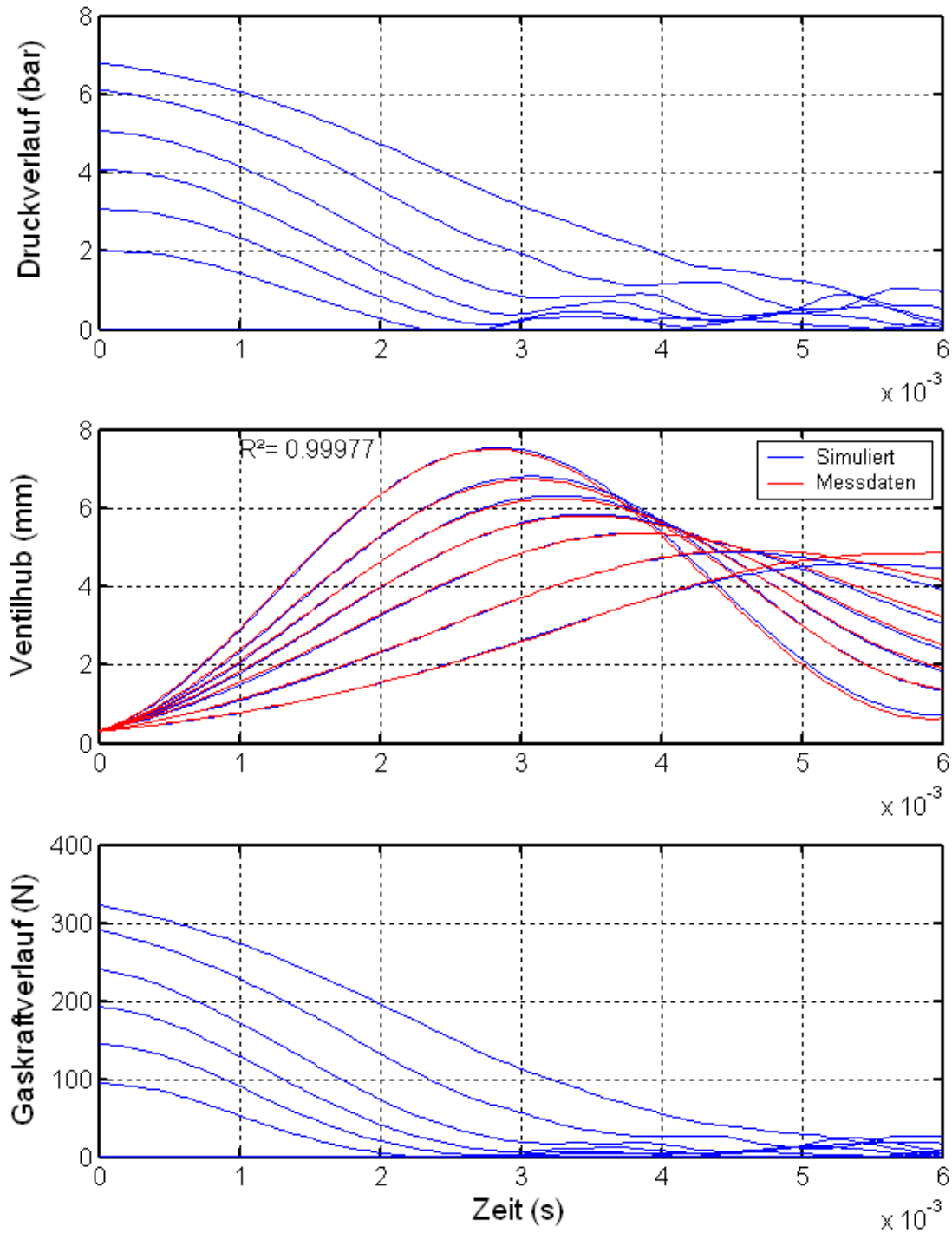
Ist der Gaskraftverlauf bekannt, kann die Korrekturfunktion  $kA(x)$  durch Umstellung der Gaskraftgleichung (3.13) ermittelt werden.

$$kA(x) = \frac{F_G(x)}{\Delta p(x) \cdot A_{Ventilteller}} \quad (4.4)$$

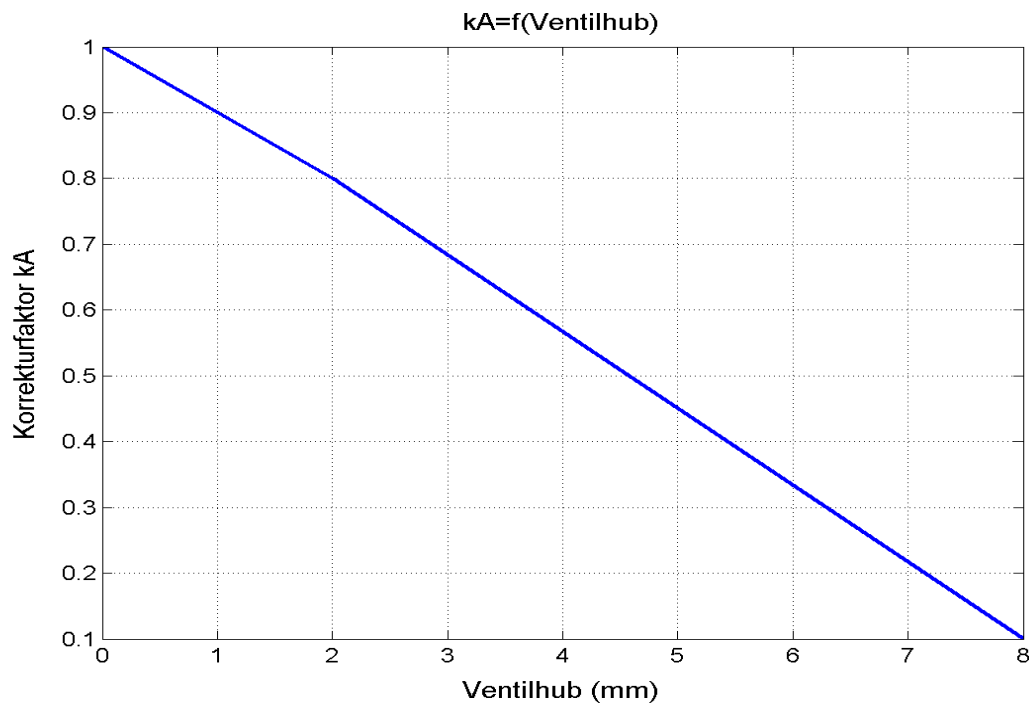
$$A_{Ventilteller} = \pi \cdot \left( \frac{d_{Teller}}{2} \right)^2$$

$d_{Teller}$ : Durchmesser des Ventiltellers

Wird die Korrekturfunktion  $kA(x)$  für unterschiedliche Gaskraftverläufe ausgewertet, wird deutlich, dass  $kA$  nur vom Hub  $x$  abhängt und nicht vom Druckniveau und der Zeit. Die aus den Druckversuchen vom Autor berechnete  $kA(x)$ -Funktion ist in **Bild 4.6** dargestellt. Mit zunehmenden Ventilhub verringert sich die effektive Ventilquerschnittsfläche aufgrund des stetig kleiner werdenden Korrekturfaktors.



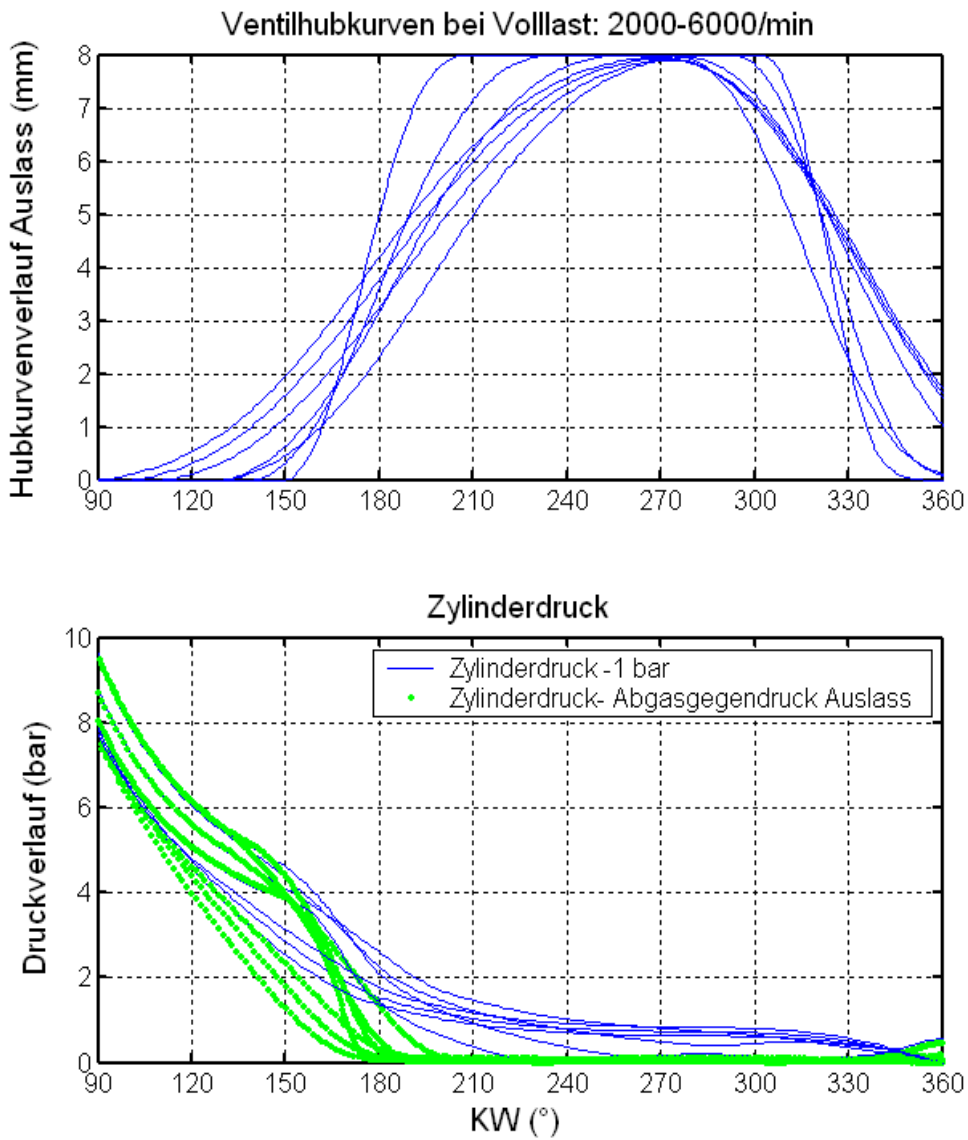
**Bild 4.5: Identifikation des Gaskraftverlaufes aus der Ventilhubbewegung**



**Bild 4.6:** Korrekturfunktion  $k_A(x)$  aus (4.4) bestimmt

#### 4.1.2.3 Bestimmung des Differenzdruckes

Im realen Motorbetrieb wird der Differenzdruck  $\Delta p(x)$  durch den Zylinderdruckverlauf sowie den Druck im Auslasskanal (Abgasgedruck) bestimmt. Der Differenzdruckverlauf ist von vielen Parametern abhängig, wie zum Beispiel indizierter Mitteldruck, Zeitpunkt des Öffnens des Auslassventils, Dynamik des Öffnens, Auslegung der Abgasanlage, etc.. Eine exakte Bestimmung des Differenzdruckverlaufes ist nur durch Messung am befeuerten Verbrennungsmotor möglich. In guter Näherung kann der Differenzdruckverlauf durch eine Verkopplung des Aktuatorsimulationsmodells mit einem Motorsimulationsmodell erzielt werden, indem die Wechselwirkung von thermodynamischen Prozessen und der Ventilbewegung abgebildet wird. Für die Untersuchung wurde vom Autor ein kalibriertes Einzylindermotormodell verwendet, als Simulationssoftware wurde WAVE eingesetzt. Diese Verkopplung der Modelle wurde vom Autor in Zusammenarbeit mit der Firma Volkswagen AG erstellt. Zur Bestimmung des Druckverlaufes wurden verschiedene Steuerstrategien bei maximaler Last simuliert. So wurde zum einen die Drehzahl, zum anderen der Öffnungszeitpunkt der Auslassventile variiert. Ein Auszug der Ergebnisse ist in **Bild 4.7** dargestellt. Im unteren Teil von **Bild 4.7** ist der Differenzdruck zwischen Zylinderdruck und atmosphärischem Druck sowie auch der Differenzdruck zwischen Zylinderdruck und Abgasgedruck für die im oberen Teil des Bildes aufgetragenen Ventilhubverläufe als Funktion des Kurbelwellenwinkels dargestellt.



**Bild 4.7: Simulierter Zylinderdifferenzdruckverlauf für unterschiedliche Drehzahlen und Öffnungszeitpunkte als Funktion des Kurbelwellenwinkels**

Zur Bestimmung des auf das Ventil wirkenden Differenzdrucks wird im Folgenden eine weitere Korrekturfunktion  $kP(x)$  eingeführt, die durch folgende Formel ausgedrückt werden kann:

$$kP(x) = \frac{\Delta p(x)}{p_{Zylinder}(x) - p_0} \tag{4.5}$$

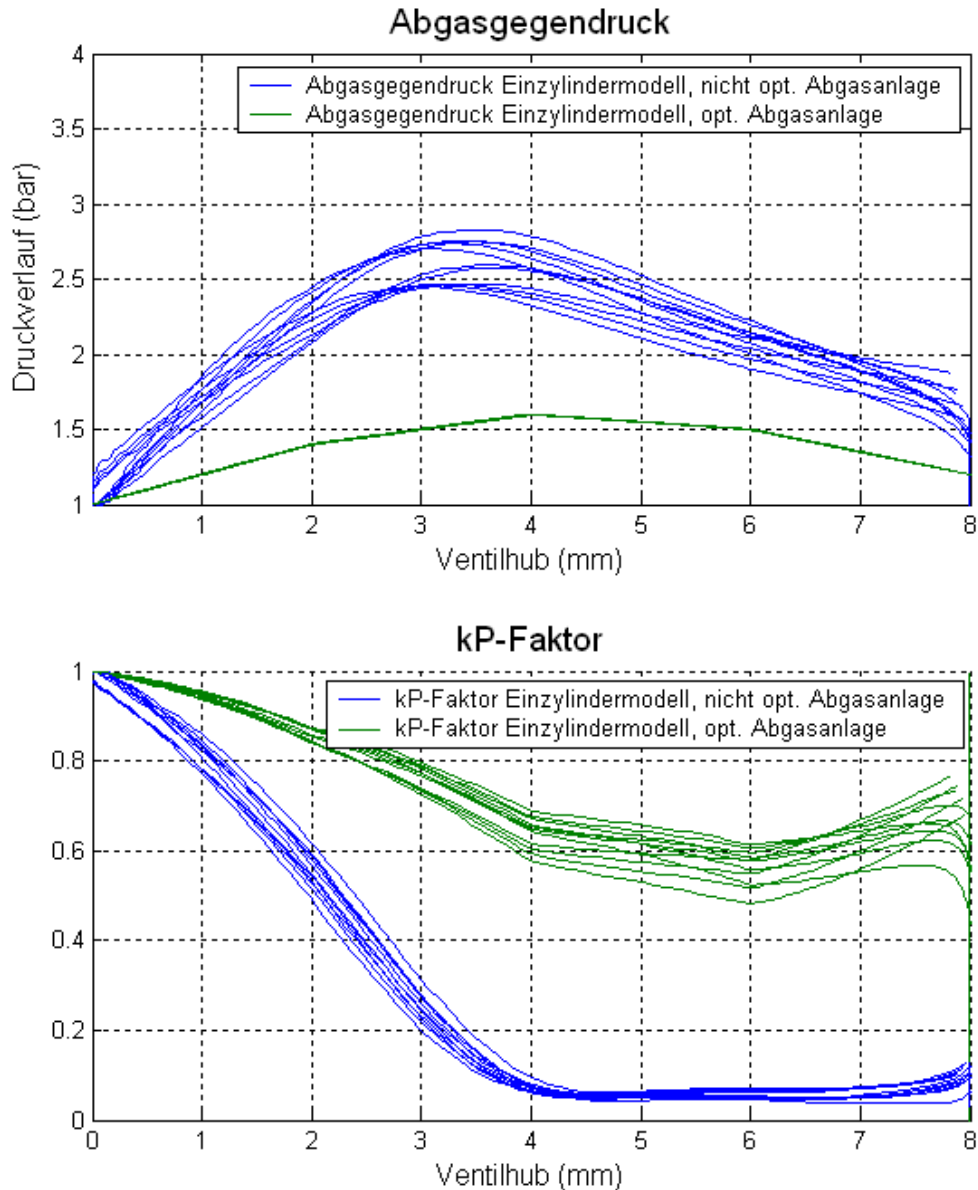
$\Delta p(x)$ : effektiver Differenzdruck: Differenzdruck zwischen Zylinderdruck und Abgasgegendruck als Funktion des Ventilhubes

$p_{Zylinder}$ : Zylinderbrennraumdruck (in bar) als Funktion des Hubes  $x$

$p_0$ : Atmosphärischer Gegendruck ( $p_0=1$  bar)

$kP(x)$ : Verhältnis zwischen Differenzdruck und (Zylinderbrennraumdruck – atmosphärischen Druck).

Durch die Auswertung der Motorsimulationen für unterschiedliche Drehzahlen, Öffnungszeitpunkte und indizierte Mitteldrücke wurde vom Autor  $kP(x)$  ermittelt. Der am Einzylindermotormodell ermittelte  $kP(x)$ -Funktion sowie der Verlauf des Abgasgegendruckes in Abhängigkeit des Ventilhubes  $x$  ist in **Bild 4.8** dargestellt.



**Bild 4.8: Simulierter Abgasgegendruck und  $kP$ -Faktor in Abhängigkeit des Ventilhubes (Auswertung des Autors, [75])**

Aufgrund der Tatsache, dass die Abgasanlage in der Simulation nicht optimiert wurde, tritt ein sehr hoher Abgasgegendruck (siehe oberer Teil von **Bild 4.8**) auf. Dies führt zu einem über dem Ventilhub stark abfallenden  $kP(x)$  (siehe unterer Teil von **Bild 4.8**). Dies hat zur Folge, dass die auf das Ventil wirkende Gaskraft beim Ventil öffnen schnell abfällt. Der Auswertung des Autors gegenübergestellt ist der Abgasgegendruckverlauf eines Einzylindermodells mit optimierter Abgasanlage (vgl. grüne Linien im oberen Teil von **Bild 4.8**). Letzterer Abgasgegendruckverlauf wurde von der Firma FEV an einem 2,0l-Verbrennungsmotor bestimmt [75]. Da der Abgasgegendruck beim Öffnen deutlich geringer ist als beim Einzylindermodell ohne optimierte Abgasanlage, ergibt sich eine abweichende  $kP(x)$ -Funktion. Diese ist im unteren Teil von **Bild 4.8** (grün) dargestellt. Die Folge ist eine deutlich höhere am Ventil wirkende Kraft, die eine höhere Gasarbeit zur Folge hat. Aus dem oben dargestellten Vergleich lässt sich keine Aussage über die Bedeutung der Optimierung der Abgasanlage treffen, da neben der Gasarbeit die Ausschubarbeit des verbrannten Gases mit berücksichtigt werden muss. Eine optimierte Abgasanlage wirkt sich positiv auf die Ausschubarbeit und somit den Liefergrad aus. Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, dass eine Reduzierung der Gasarbeit zu Lasten des indizierten Mitteldruckes geht.

### 4.1.3 Einflussfaktoren auf die Gasarbeit

Im Folgenden wird analysiert, inwieweit sich die Steuerstrategie sowie der indizierte effektive Mitteldruck auf die Gasarbeit auswirken. Für die Gasarbeit eines Öffnungsvorganges gilt:

$$E_{gas(J)} = \int_0^{\max Hub} F_G(x) \cdot dx \quad (4.6)$$

beziehungsweise mit Einsetzen von (3.11) in (4.6)

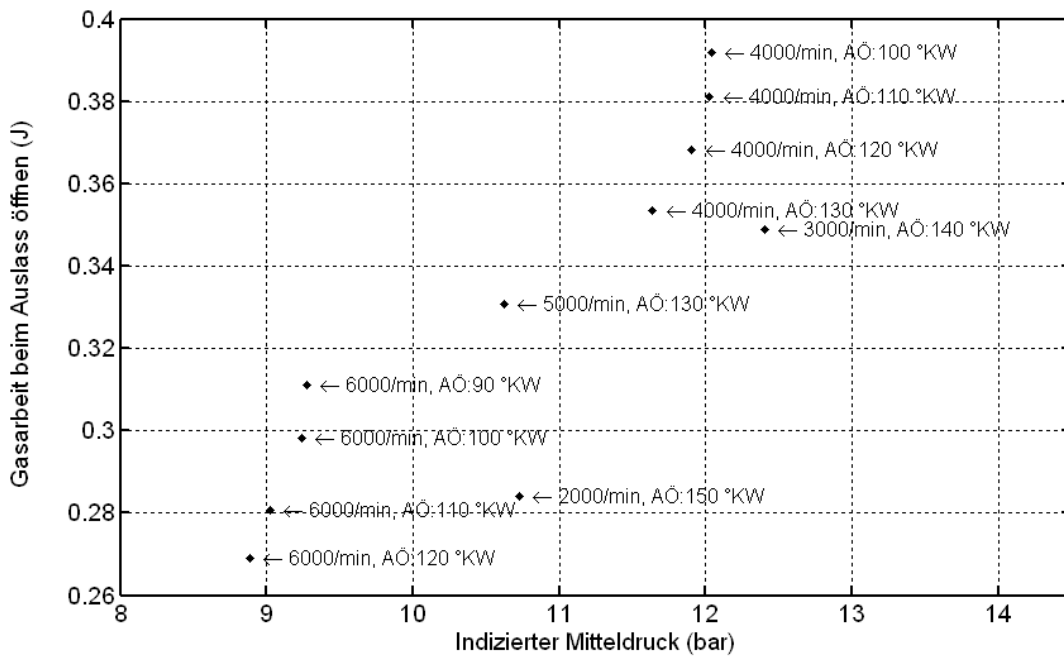
$$E_{gas(J)} = \int_0^{\max Hub} \Delta p_{Ventil}(x) \cdot kA(x) \cdot A_{Ventilteller} \cdot dx \quad (4.7)$$

Wird (4.5) in (4.7) eingesetzt, erhält man

$$E_{gas(J)} = \int_0^{\max Hub} (p_{Zylinder}(x) - p_0) \cdot kA(x) \cdot kP(x) \cdot A_{Ventilteller} \cdot dx \quad (4.8)$$

Die Gasarbeit in Abhängigkeit des indizierten Mitteldruckes sowie des Öffnungszeitpunktes für die Auswertung der vom Autor durchgeführten Simulationen ohne optimierte Abgasanlage ist in **Bild 4.9** dargestellt. Man sieht, dass bei Wahl eines früheren Öffnungszeitpunktes die Gasarbeit ansteigt und gleichzeitig ein höherer indizierter Mitteldruck erreicht werden kann.

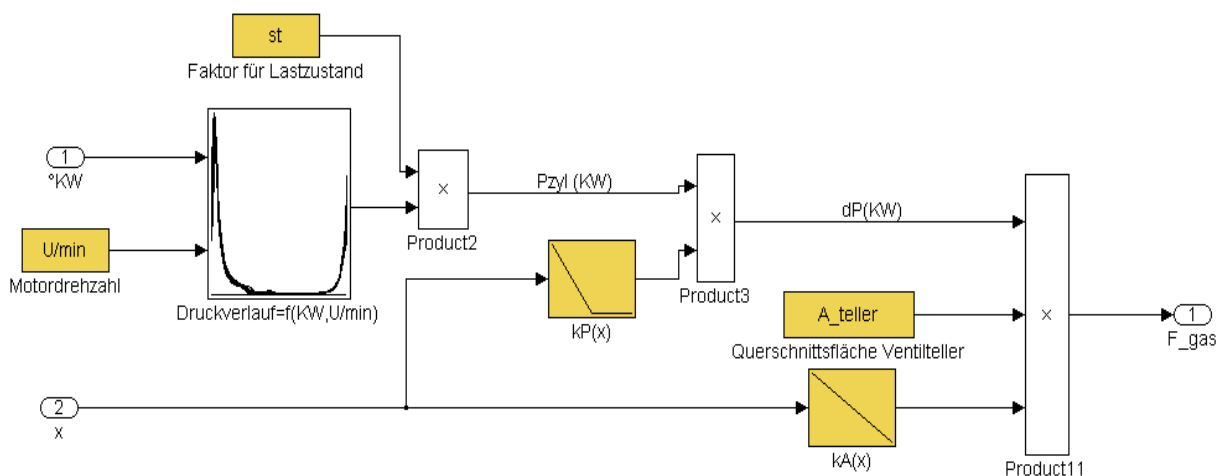




**Bild 4.9: Gasarbeit beim Öffnen des Auslassventils für unterschiedliche Drehzahlen und Öffnungszeitpunkte (Auswertung des Autors)**

#### 4.1.4 Erweitertes Gaskraftmodell in Matlab-Simulink

In den vorherigen Ausführungen wurde die Gasarbeit aus Versuchen und Motorsimulationen als analytische Funktion hergeleitet. Das in Matlab-Simulink umgesetzte Modell ist in **Bild 4.10** dargestellt. Dies wird für die Optimierung zugrunde gelegt. Der Zylinderdruckverlauf wurde als Kennfeld als Funktion der Drehzahl und des Kurbelwellenwinkels hinterlegt und mit dem bisher nicht erwähnten Faktor  $st$  ( $0-1$ ) multipliziert, um Teillastzustände abzubilden.



**Bild 4.10: Gaskraftmodell in Matlab-Simulink**

## 4.2 Validierung der Kennfelder des Magnetmodells

Da im Rahmen dieser Arbeit eine Optimierung der Aktuatoren durchgeführt wird, können nicht für jede Auslegung die Parameter des Magnetmodells messtechnisch ermittelt werden. Diese Optimierung basiert daher auf Kennfeldern, die durch FEM-Magnetkreisberechnungen mit der Simulationssoftware MAXWELL [76] vom Autor ermittelt wurden. Es gilt daher, die Abweichungen der durch FEM-Magnetkreisberechnung ermittelten Kennfelder von real gemessenen Kennfeldern darzustellen und zu erläutern, damit ein Vertrauen in die Qualität des Simulationsmodells geschaffen wird.

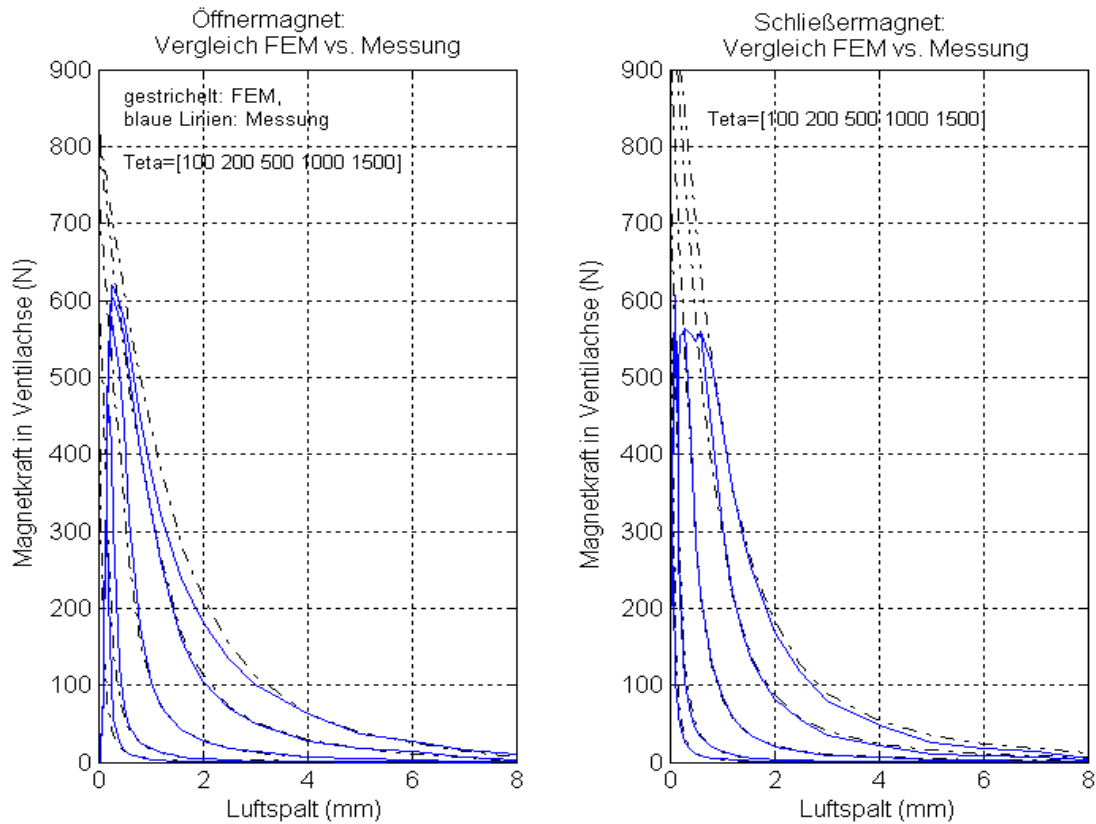
### 4.2.1 Validierung des Magnetkraftkennfeldes

Um die Güte der FEM-Simulation zu bestimmen, wurde das Magnetkraftkennfeld anhand eines Versuchsaktuators vermessen und den FEM-Ergebnissen gegenübergestellt. Die Kraftmessung wurde an einem IVC-Aktuator durchgeführt, in dem ein Piezokraftmessgeber in die Ventilankopplung integriert wurde. Bei der Kraftmessung war der Torsionsstab eingebaut, jedoch keine Ventildfeder. Bei der Messung der Magnetkraft des Öffnermagneten (M2) wurde auf den Kraftmessgeber eine Kraft zusätzlich zur Torsionskraft durch Bestromung des Magneten erzeugt. Bei Messung des Öffnermagneten wurde der Torsionsstab durch Bestromung des Schließermagneten (M1) entlastet. Die Kraftmessung des M1-Magneten war daher nur bis zur vollständigen Entlastung des Torsionsstabes möglich.

Die Ergebnisse der Kraftmessung sind in **Bild 4.11** dargestellt. Dargestellt ist die gemessene Magnetkraft  $F_{M,Ventil}$  bezogen auf die Ventilachse in Abhängigkeit des Luftspaltes  $\delta_v$  und der Durchflutung  $\Theta = i \cdot n_s$ , im linken Bild für den M2-Magneten, im rechten Bild für den M1-Magneten. Die Messwerte der Kraftmessung sind als durchgezogene blaue Linien dargestellt. Im Vergleich dazu sind als gestrichelte Linien die Ergebnisse der Maxwell FEM-Magnetkreisberechnung für die gleiche Magnetkreisgeometrie gegenübergestellt.

Die Gegenüberstellung zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen FEM und Messung. Abweichungen sind bei Durchflutungen  $\Theta < 1000$  AW und Luftspalten  $\delta_v < 4$  mm zu erkennen. Die Abweichung bei hohen Strömen ist auf FEM-Simulationsungenauigkeiten beim Streufluss beziehungsweise auf eine Abweichung der B-H-Kennlinie von den Herstellerangaben zurückzuführen. Da die Messung der M1-Magnetkraft gegen die Torsionsfeder erfolgt, konnte die Kraft nur bis zu 550 N gemessen werden, da bei höheren Kräften sich der Anker von der Kraftmesseinrichtung ablöste. Die Kraftmessung beim M2-Magneten bei kleinen Luftspalten ist ebenfalls messtechnisch begrenzt, da aufgrund der Ankerdurchbiegung infolge der Magnetkraftwirkung bei kleinen Luftspalten der Anker

am Magnetpol zum Anliegen kommt und somit die Kraft nicht mehr gemessen werden konnte. Die Ankerdurchbiegung wurde in der FEM-Berechnung nicht berücksichtigt.

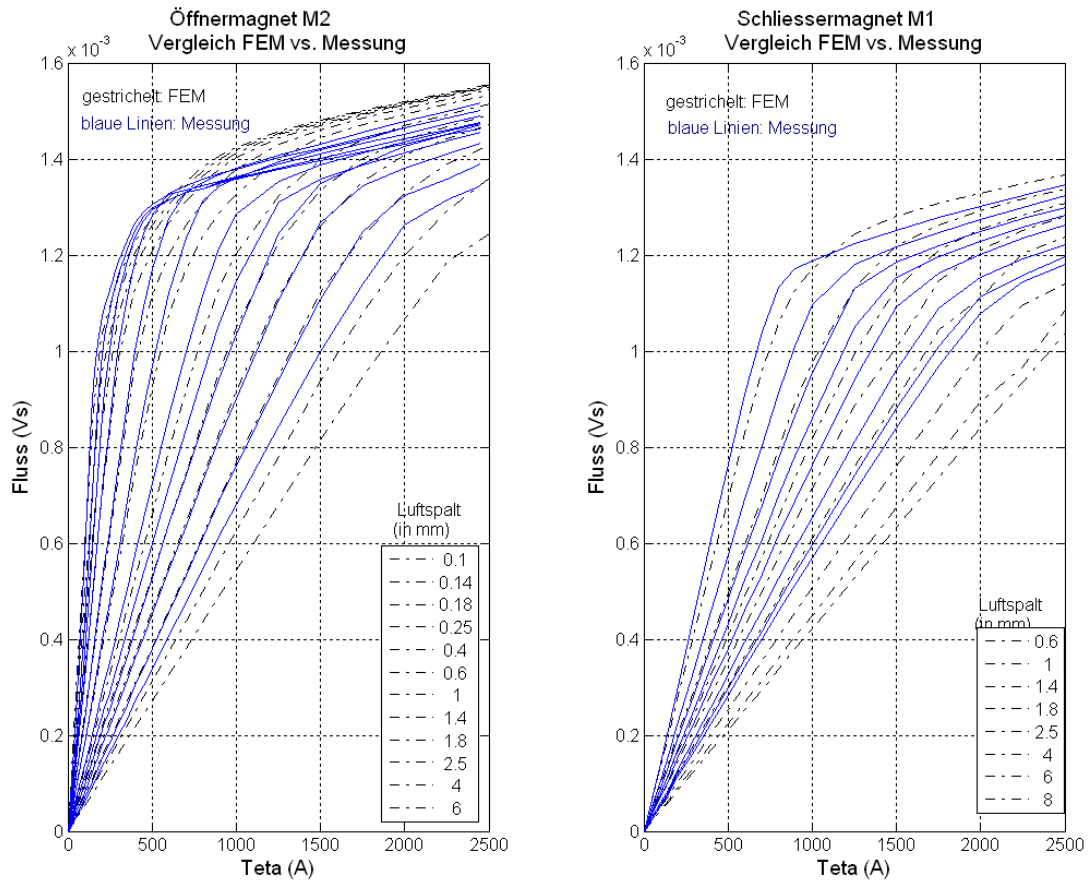


**Bild 4.11: Vergleich der gemessenen Magnetkraft  $F_M$  bezogen auf die Ventilachse mit der berechneten Magnetkraft  $F_{M,Sim}$  des IVC-Aktuators**

#### 4.2.2 Validierung des Magnetflusskennfeldes

Neben dem Kraftkennfeld wurde das Flusskennfeld messtechnisch ermittelt und den FEM-Ergebnissen gegenübergestellt. Der magnetische Fluss  $\Phi$  wurde am gleichen IVC-Aktuator gemessen, an dem die Kraftmessung durchgeführt wurde. Zur Flussmessung wurde eine Messspule auf die Erregerspule aufgebracht. Der Fluss wurde durch Integration der in der Messspule gemessenen Induktionsspannung ermittelt. Bei der Flussmessung wurde der gleiche Messaufbau wie bei der Kraftmessung (siehe Abschnitt 4.2.1) verwendet.

Die Ergebnisse der Flussmessung sind in **Bild 4.12** dargestellt. Dargestellt ist der gemessene Fluss  $\Phi_M$  am Magneten bei der Aufmagnetisierung in Abhängigkeit des Luftspaltes  $\delta_v$  und der Durchflutung  $\theta$ , im linken Bild für den M2-Magneten im rechten Bild für den M1-Magneten. Die Messwerte sind als durchgezogene blaue Linien dargestellt. Im Vergleich dazu sind als gestrichelte Linien die Ergebnisse der FEM-Magnetkreisberechnung für die gleiche Magnetkreisgeometrie gegenübergestellt.



**Bild 4.12: Vergleich gemessener Fluss am Magneten mit berechnetem Fluss am IVC-Aktuator**

Die Gegenüberstellung zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen FEM und Messung beim M2 Magneten bei kleinen Strömen und kleinen Luftspalten. Abweichungen sind bei hohen Strömen und großen Luftspalten zu erkennen. Beim M1-Magneten konnten kleine Luftspalte mit dem Messaufbau nur bei kleinen Strömen gemessen werden aufgrund der in Abschnitt 4.2.1. erläuterten Problematik der Entlastung der Drehstabfeder bei kleinen Luftspalten und hohen Strömen. Die Messung zeigt jedoch eine ähnliche Korrelation, d.h. es gibt eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und FEM bei kleinen Luftspalten.

Aus dieser Messung ist abzuleiten, dass in der FEM Streuflüsse insbesondere bei größeren Luftspalten nicht hinreichend genau berechnet werden und dass die realen Materialeigenschaften von den in der FEM benutzten Herstellerangaben abweichen. Dies ist insbesondere an der niedrigeren Sättigungsinduktion der Messung im Vergleich zur FEM zu erkennen.

### 4.2.3 Bestimmung des Spulenwiderstandes der Erregerspule

Der Kupferwiderstand der Erregerspule  $R_s$  wurde berechnet in Abhängigkeit des Drahtdurchmessers, der Windungszahl  $n_s$  und der Betriebstemperatur. Der Kaltwiderstand der Erregerspule wurde nach folgender Formel berechnet:

$$R_{s,20^\circ C} = \frac{\rho_{Ku} \cdot l_M \cdot n_s}{q} \quad (4.9)$$

- $n_s$ : Windungszahl der Erregerspule
- $\rho_{Ku}$ : spezifischer Kupferwiderstand ( $17,5 \times 10^{-2} \Omega \text{mm}^2/\text{m}$ )
- $l_M$ : mittlere Wicklungslänge
- $q$ : Querschnitt einer Erregerspulenwicklung ohne Isolierung

Der Widerstand bei Betriebstemperatur  $R_{s, TOP}$  wurde nach folgender allgemeingültigen Formel abgeschätzt.:

$$R_{s, TOP} = R_{20^\circ C} \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta T) \quad (4.10)$$

- $\alpha$ : Temperaturkonstante =  $3,9 \times 10^{-3} \text{ 1/K}$
- $\Delta T$ : Temperaturerhöhung infolge der Verlustleistung und Betriebstemperatur (in Kelvin)

Der Widerstand wird in der Optimierung nach o.g. Formel berechnet. Es wurden daher Stromverdrängungseffekte vernachlässigt sowie die reale Temperaturerwärmung nicht berücksichtigt. Auf die Stromverdrängungseffekte wird im Abschnitt 4.2.4.1 eingegangen. Die Temperatureffekte werden im Abschnitt 6 detaillierter untersucht.

### 4.2.4 Bestimmung der Wirbelströme

#### 4.2.4.1 Grundlagen

Nach dem Induktionsgesetz werden in einem zeitlich veränderlichen Magnetfeld elektrische Spannungen induziert. Befinden sich elektrisch leitfähige Materialien in dem zeitveränderlichen Feld, so kommt es infolge der induzierten Spannungen zu einem Stromfluss in diesen Stoffen. Diese Ströme werden, da sie bei einer bildlichen Darstellung den sich zeitlich ändernden Fluss umwirbeln, als Wirbelströme bezeichnet. Das von den Wirbelströmen erzeugte magnetische Feld wirkt nach der Lenz'schen Regel dem ursprünglichen Feld entgegen. Bei schnellen zeitlichen Änderungen führt die Rückwirkung des durch die Wirbelströme verursachten Magnetfeldes auf das ursprünglichen Magnetfeldes zu einer Verdrängung des ursprünglichen Magnetfeldes. In analoger Weise wird die innerhalb eines stromführenden Leiters durch die Wirbelströme verursachte ungleichmäßige Verteilung des Stromes über den Leiterquerschnitt als

Stromverdrängung oder Skin-Effekt bezeichnet [77]. Die Eindringtiefe  $\delta_s$  kann näherungsweise nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\delta_s = \sqrt{\frac{2}{\omega \cdot \mu_0 \cdot \mu_R \cdot \sigma}} \quad (4.11)$$

$\omega$ : Kreisfrequenz =  $2\pi f$

$\sigma$ : elektrische Leitfähigkeit des Materials ( $\sigma_{\text{Kupfer}} = 57 \text{ Sm/mm}^2$ )

$\mu_0$ : Permeabilitätskonstante des Vakuums

$\mu_R$ : Permeabilitätskonstante des Materials ( $\mu_{R,\text{Kupfer}} \cong 1$ )

Eine Frequenzanalyse des Stromverlaufes des elektromagnetischen Aktuators<sup>15</sup> ergibt, dass die maximale Frequenz  $f$  bei ca. 600 Hz auftritt. Bei dieser Frequenz beträgt die Eindringtiefe  $\delta_s$  noch 2,7 mm. Bei Drahtdurchmessern von 1-1,5 mm, was einer typischen Auslegung eines EMVS-Aktuators entspricht, ist der Skin-Effekt daher zu vernachlässigen.

Die Berechnung des Wirbelstromeinflusses kann nur für wenige, sehr einfache Magnetkreisformen näherungsweise in analytischer Form berechnet werden. Eine genauere Berechnung ist mit Hilfe von numerischen Feldberechnungsprogrammen möglich.

Ein alternatives Verfahren zur Modellierung der Wirbelströme ist die Methode zur Beschreibung von Wirbelströmen mit magnetischen Induktivitäten in magnetischen Netzwerkmodellen [78, 79].

Ein drittes vom Autor bevorzugtes Verfahren ist die Modellierung der Wirbelströme durch Parameteridentifikation auf der Basis von Messergebnissen. Dieses Verfahren weist den Vorteil auf, dass ohne Detailkenntnisse der konstruktiven Gestaltung (Lamellendicken) sowie speziellen Effekte des Magnetsystems (Kurzschlusseffekte durch Gehäuseformen) mittels einer vergleichsweise einfachen Modellierung der dynamische Einfluss von Wirbelströmen abgebildet werden kann.

#### 4.2.4.2 Wirbelstrommodell

In Abschnitt 3.2 wurde das elektromechanische Modell für einen konstanten Wirbelstromwiderstand hergeleitet und im **Bild 3.4** als Matlab-Simulink-Modell dargestellt.

Für eine genaue Modellierung der Wirbelströme ist die Annahme eines konstanten Wirbelstromwiderstandes nicht ausreichend. Der Wirbelstrom ist, wie aus [77] bekannt, abhängig vom Arbeitsluftspalt und vom Aussteuerbereich der  $\Psi$ - $i$ -Kennlinie. Wie in der weiteren Identifikation dargestellt, bietet es sich an, dass der Wirbelstromwiderstand als



#### 4.2.4.3 Theoretische Herleitung der Wirbelstromwiderstandsbestimmung

In diesem Abschnitt wird hergeleitet, wie das Wirbelstromwiderstandskennfeld bestimmt wird. Bei einem konstanten Luftspalt kann (3.16) auf Seite 76 vereinfacht werden in

$$U_0 = i \cdot R_s + L_i(i_L, \delta_M) \cdot \frac{di_L}{dt} \quad (4.12)$$

$i$ : gemessener Gesamtstrom

$i_L$ : Strom durch die Hauptinduktivität

$R_s$ : Erregerspulenwiderstand

$U_0$ : Klemmenspannung

$L_i$ : differentielle Induktivität; Ableitung des verketteten Magnetflusses nach dem Induktivitätsstrom bei jeweils fixen Luftspalt

Durch Umstellen von (4.12) kann der Strom durch die Induktivität direkt ermittelt werden:

$$i_L(t) = \int_0^t \frac{U_0 - i \cdot R_s}{L_i(i_L, \delta_M)} dt \quad (4.13)$$

Setzt man die Maschengleichung für das Ersatzschaltbild (Bild 3.3) an, erhält man:

$$\frac{d\Psi}{dt} = U_{ind} = U_0 - i \cdot R_s = i_w \cdot R_w \quad (4.14)$$

Durch Umstellen von (4.14) kann der Wirbelstromwiderstand  $R_w$  zum Zeitpunkt  $t$  bestimmt werden:

$$R_w(t) = \frac{U_{ind}(t)}{i_w(t)} \quad (4.15)$$

Nachdem für den Wirbelstrom  $i_w$  gilt:

$$i_w(t) = i(t) - i_L(t) \quad (4.16)$$

kann (4.15) weiter umgeformt werden in:

$$R_w(t) = \frac{U_{ind}(t)}{i(t) - i_L(t)} \quad (4.17)$$

Zur Wirbelstrombestimmung ist primär die Messung der Induktionsspannung  $U_{ind}^{16}$  und des Stromes  $i(t)$  durch die Erregerspule erforderlich. Wird die Induktivität  $L_i$  durch partielle Ableitung des gemessenen Magnetflusskennfeldes  $\Phi=f(\delta_M, i_L)$  bestimmt, kann der

---

<sup>16</sup> Die Induktionsspannung kann entweder mittels einer Messspule oder über Berechnung aus der Klemmenspannung  $U_0$  und dem Strom  $i$  durch den Spulenwiderstand  $R_s$  bestimmt werden



Induktivitätsstrom  $i_L$  nach (4.13) berechnet werden. Dann kann der zeitliche Verlauf des Wirbelstromwiderstands  $R_w(t)$  bestimmt werden.

Aus den unterschiedlichen zeitlichen Verläufen kann ein Wirbelstromkennfeld als Funktion des Luftspaltes und des Induktivitätsstromes  $R_w = f(\delta_M, i_L)$  generiert werden.

#### 4.2.4.4 Einfluß der Wirbelströme auf die Verlustenergieeinträge

Nachdem in Abschnitt 4.2.4.3 beschrieben wurde, wie das Wirbelstromkennfeld bestimmt sowie wie der gemessene Strom in den kraftwirksamen Induktivitätsstrom  $i_L$  sowie in den Wirbelstrom  $i_w$  aufgespalten werden kann, sollen an dieser Stelle die Verluste dargestellt werden. Wie in Abschnitt 5 hergeleitet wird, gilt die folgende Energiebilanz gemäß Gleichung (5.6) von Seite 116:

$$U_0 \cdot i \cdot dt = i^2 \cdot R_S \cdot dt + \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \cdot i_L \cdot dt + i_w^2 \cdot R_W \cdot dt \quad (5.6)$$

Der Term  $dE_{V,el} = i^2 \cdot R_S \cdot dt$  beschreibt die Energie, die in der Kupferspule in Wärme umgesetzt wird, der Term  $dE_{V,w} = i_w^2 \cdot R_W \cdot dt$  beschreibt die Energie, die im Joch in Wärme umgesetzt wird. Um die Verluste durch den Wirbelstrom zu quantifizieren, ist es sinnvoll, die beiden Terme  $dE_{V,el}$  und  $dE_{V,w}$  umzuschreiben:

$$dE_{V,el} + dE_{V,w} = i_L^2 \cdot R_S \cdot dt + (i^2 - i_L^2) \cdot R_S \cdot dt + i_w^2 \cdot R_W \cdot dt \quad (4.18)$$

Der erste Term von (4.18)  $dE_{V,el} = i_L^2 \cdot R_S \cdot dt$  ist die durch den Induktivitätsstrom  $i_L$  in der Erregerspule entstehenden Verlustenergieeinträge, die beiden anderen Terme  $dE_{V,el} = (i^2 - i_L^2) \cdot R_S \cdot dt$  und  $dE_{V,w} = i_w^2 \cdot R_W \cdot dt$  sind die durch den Wirbelstrom  $i_w$  erzeugten zusätzlichen Wärmeenergieeinträge in der Erregerspule und in Joch.

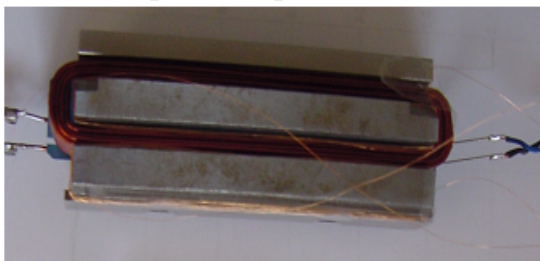
#### 4.2.4.5 Untersuchte Magnetkreise

Die Wirbelstromverluste wurden vom Autor für verschiedene Magnetjoch-Anker-Geometrien untersucht, wie sie typischerweise beim EMVS- und IVC-Aktuator zum Einsatz kommen, d. h.

- Kombination 1: IVC U-Magnet mit lamelliertem Anker
- Kombination 2: IVC U-Magnet mit massivem Anker
- Kombination 3: EMVS E-Magnet mit massivem Anker

Die untersuchten Anker-Joch-Kombinationen sind in **Bild 4.14** dargestellt. Die Auslegungsdaten sind in **Tabelle 4.1** dargestellt.

Joch1: langer U-Magnet



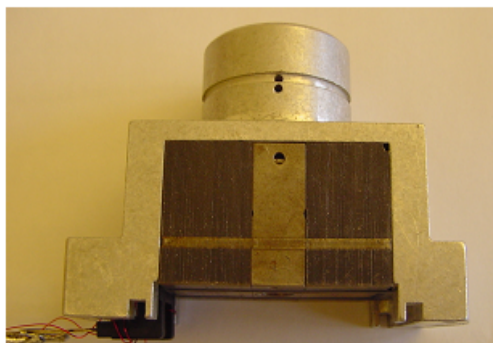
Anker 1: lamellierter Anker für U-Magnetform



Anker 2: massiver Anker für U-Magnetform



Joch2: E-Magnet



Anker 3: massiver Anker mit Stößel für E-Magnetform



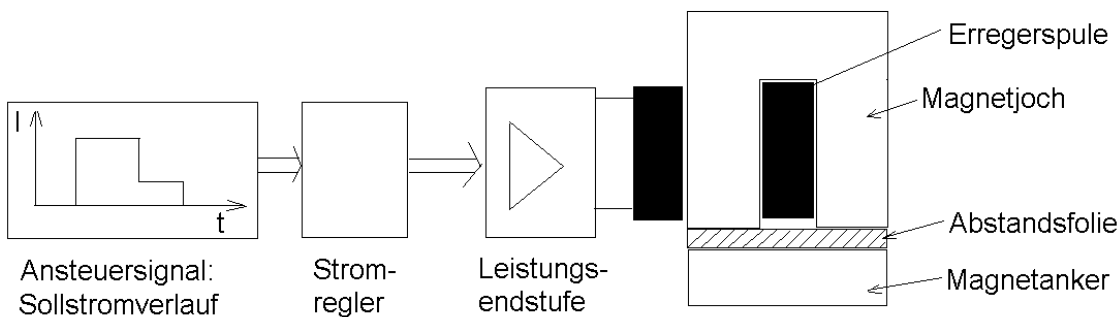
**Bild 4.14: Untersuchte Joch-Anker-Kombinationen**

**Tabelle 4.1: Abmessungen, Material der untersuchten Geometrien**

Joch 1: U-Magnet	$L_M = 84 \text{ mm}$ , $H_M = 29 \text{ mm}$ , $B_M = 20 \text{ mm}$ , $b = 7 \text{ mm}$ , $dJ = 9 \text{ mm}$ , $b_W = 6 \text{ mm}$ , $h_W = 17 \text{ mm}$ $A_{Pol} = 11,7 \text{ cm}^2$ <u>Material:</u> ORSI H-100 Erregerspule: $n_s = 50$ , $R_s = 0,2 \text{ Ohm}$
Joch 2: E-Magnet	$B_M = 37 \text{ mm}$ , $H_M = 26 \text{ mm}$ , $L_M = 43$ , $bm = 12 \text{ mm}$ , $b = 6,5 \text{ mm}$ , $dJ = 6$ $\text{mm}$ , $b_W = 6 \text{ mm}$ , $h_W = 19 \text{ mm}$ $A_{Pol} = 10,3 \text{ cm}^2$ <u>Material:</u> unbekannt Erregerspule: $n_s = 50$ , $R_s = 0,125 \text{ Ohm}$
Anker 1: lamellierter Anker für U-Magnet	$L_A = 82 \text{ mm}$ , $B_A = 20 \text{ mm}$ , $H_A = 7 \text{ mm}$ , <u>Material:</u> VX17
Anker 2: massiver Anker für U-Magnet	$L_A = 82 \text{ mm}$ , $B_A = 20 \text{ mm}$ , $H_A = 7 \text{ mm}$ , <u>Material:</u> VX17
Anker 3: massiver Anker für E-Magnet	$L_A = 42 \text{ mm}$ , $B_A = 36 \text{ mm}$ , $H_A = 4 \text{ mm}$ , <u>Material:</u> Trafoperm N2

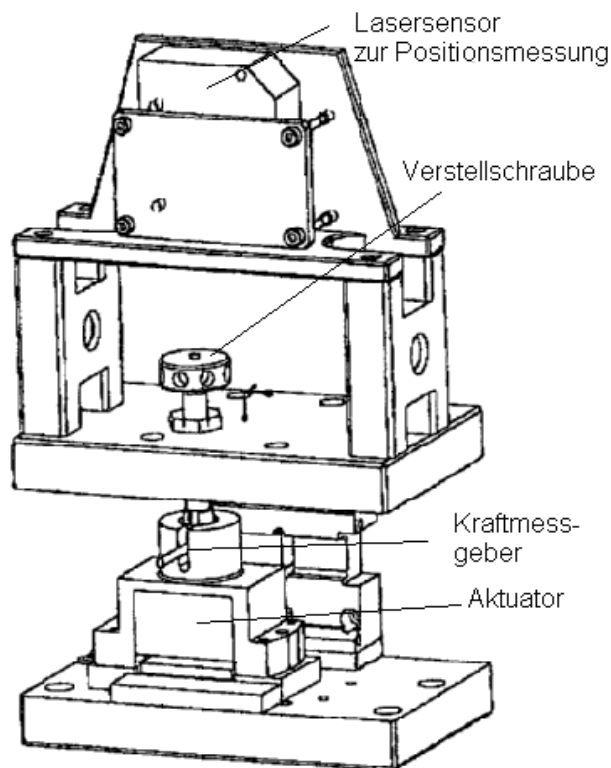
#### 4.2.4.6 Messaufbau

Für die Experimente diente der in **Bild 4.15** dargestellte Versuchsaufbau. Durch nichtverformbare Kunststoffabstandsfolien wurde ein fester Luftspalt zwischen Magnetjoch und Magnetanker eingestellt. Die Erregerspule wurde durch ein Leistungssteller in Form einer vollen H-Brücke geschaltet. Entsprechend des zu untersuchenden Aussteuerbereiches wurde ein Ansteuersignal in Form eines Sollstromverlaufes definiert. Aus dem Sollstromverlauf wird vom Stromregler ein pulsweitenmodelliertes Ansteuersignal für das Schalten der Transistoren der Leistungsendstufe berechnet. Der Stromregler wurde derart konzipiert, dass bis zum Erreichen des jeweiligen Sollstromniveaus die maximale zur Verfügung stehende Versorgerspannung als Steuersignal für die Brückenschaltung ausgegeben wurde, d.h. die H-Brücke wurde im Betriebszustand AMZ betrieben. Beim Abschalten wurde der Betriebsmodus SSR eingestellt. An der Spule lag somit über einen längeren Zeitbereich die volle Versorgerspannung (+42V beim Aufmagnetisierung, -42V beim Abmagnetisieren) an. Da die Widerstände bekannt waren, konnte die Induktionsspannung bestimmt werden.



**Bild 4.15: Versuchsaufbau für experimentelle Wirbelstromuntersuchungen**

Für den E-Magnet wurde vom Autor zusätzlich eine Kraftmessvorrichtung aufgebaut, mit der das stationäre Magnetkraftkennfeld sowie der dynamische Kraftaufbau gemessen wurde. Zur Kraftmessung wurde der Luftspalt durch zwei Verstellerschrauben eingestellt. Zwischen der oberen Verstellerschraube und dem Ankerstößel wurde ein Piezo-Kraftmessgeber eingesetzt. Die Kraftmessung diente zur Validierung der Wirbelstromidentifikation. Der Aufbau der Kraftmessvorrichtung ist in **Bild 4.16** dargestellt. Die untere Verstellerschraube ist im Bild nicht dargestellt.



**Bild 4.16: Vorrichtung zur Kraftmessung des E-Magneten**

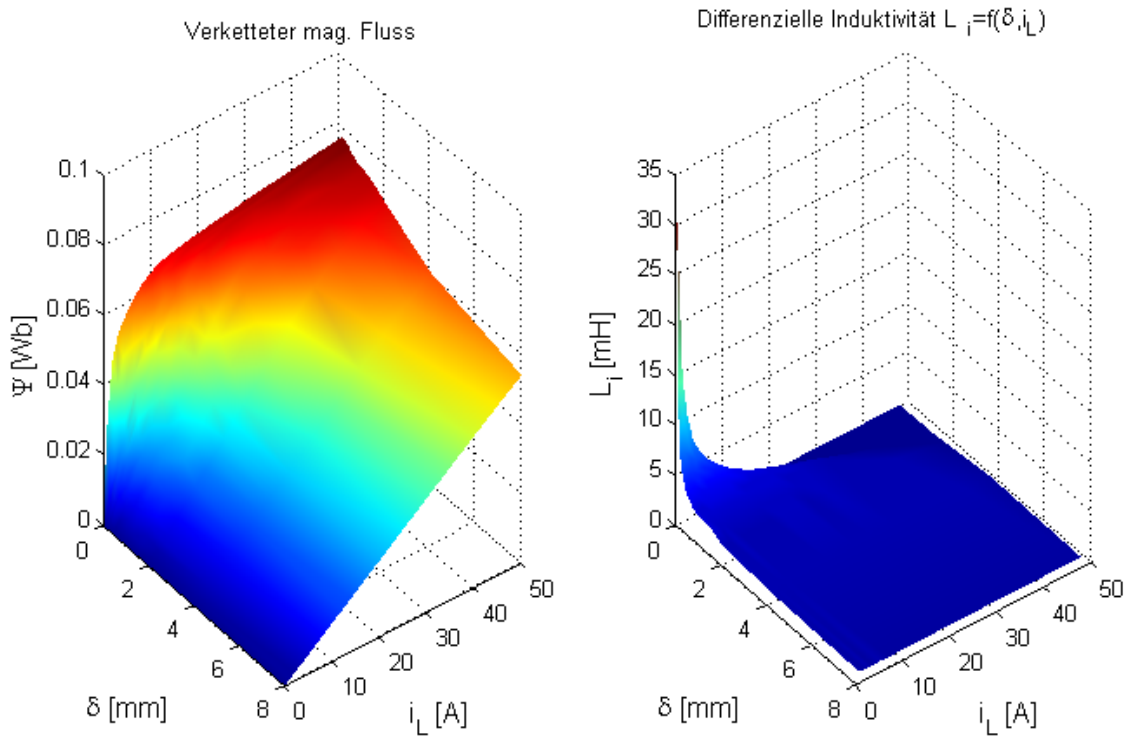
Vor Durchführung der Tests wurden die Magnetflusskennlinienfelder für die in **Tabelle 4.1** spezifizierten Anker-Joch-Kombinationen aus Messergebnissen bestimmt. Aus den Flusskennfeldern wurde die differentielle Induktivität  $L_i$  berechnet.

Das Kraftkennlinienfeld wurde für die Kombination 3 (EMVS-Magnet) ebenfalls mittels eines Piezo-Kraftmessgebers statisch bestimmt..

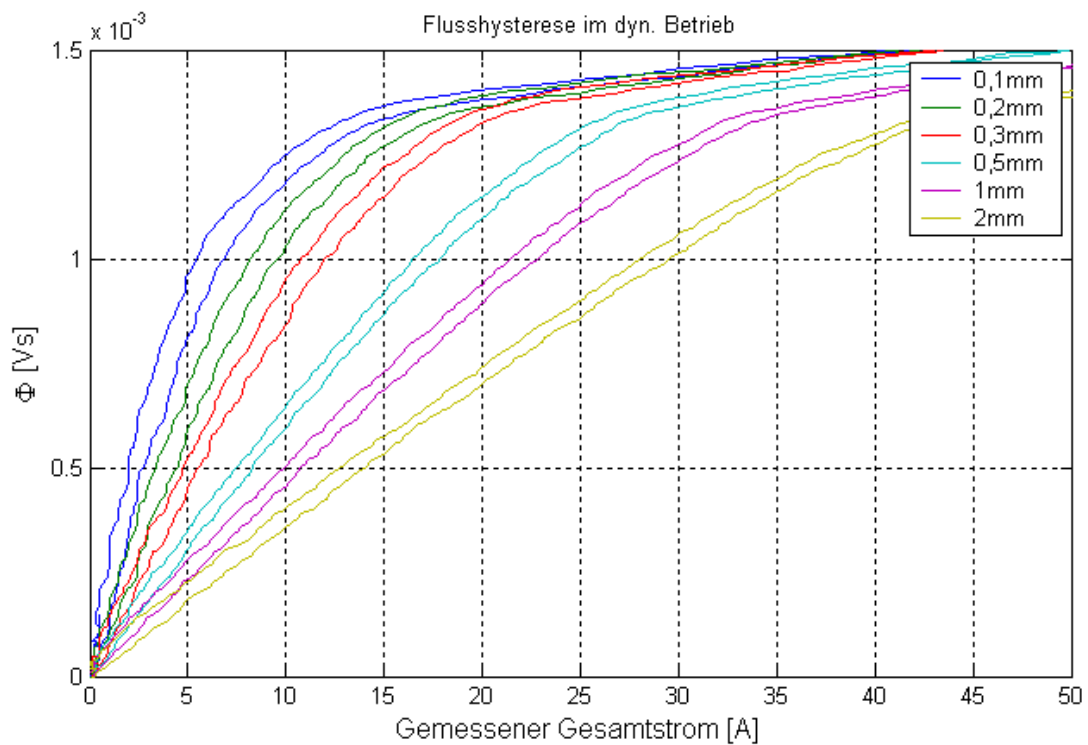
#### 4.2.4.7 Wirbelstromanalyse der Anker-Joch-Kombination 1

Das vom Autor gemessene Flusskennlinienfeld sowie die dazugehörige differentielle Induktivität der Erregerspule  $L_i$  nach (3.16) ist in **Bild 4.17** dargestellt. Auf Basis des Flusskennlinienfeldes wurde die Wirbelstrombestimmung durchgeführt.

In **Bild 4.18** ist die gemessene Flusshysterese im dynamischen Betrieb für verschiedene Luftspalte dargestellt. Die Hysterese ist klein und entspricht im wesentlichen der Hysterese bei langsamem Stromaufbau und Abbau. Diese ist im **Bild 4.18** nicht dargestellt.

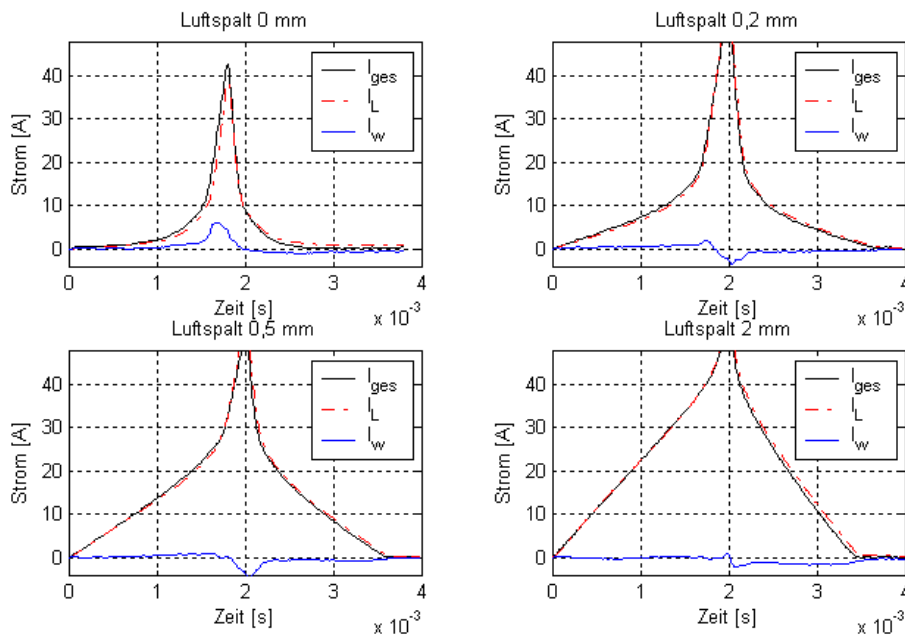


**Bild 4.17** gemessenes Flusskennlinienfeld, differenzielle Induktivität  $L_l$ , der Anker-Joch-Kombination 1



**Bild 4.18:** Gemessene Flusshysterese im dynamischen Betrieb der Anker-Joch-Kombination 1

Wie in 4.2.4.3 hergeleitet, kann auf Basis des gemessenen Gesamtstromes  $i$  und der Induktionsspannung  $U_{ind}$  der Wirbelstrom  $i_w$  und Induktivitätsstrom  $i_L$  bestimmt werden. Die entsprechenden Stromanteile bei einem dynamischen Ein- und Ausschalten sind in **Bild 4.19** dargestellt. Man erkennt kleine Wirbelströme bei Luftspalten kleiner als 0,5 mm. Bei größeren Luftspalten ist der Wirbelstrom vernachlässigbar klein. Die fehlende Gleichanteilsfreiheit bei Wirbelstrom (Integral des Wirbelstroms über die Zeit ist ungleich Null über dem Betrachtungszeitraum) ist auf Messungenauigkeiten zurückzuführen. Insbesondere bei hohen Stromänderungen (nahe des Umschaltpunktes) war die Strommessung und Induktivitätsspannungsmessung ungenau. Außerdem war die Erfassung der Induktivitätsspannung bei kleinen Stromsollwertabweichungen ungenau.



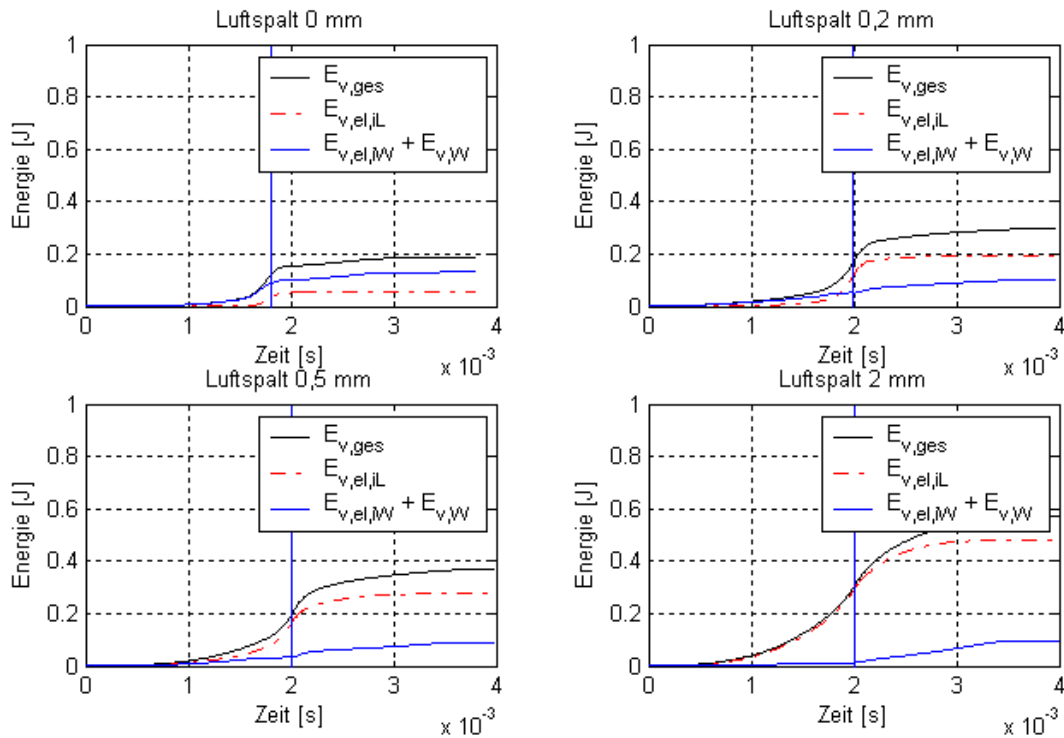
**Bild 4.19: Gemessener zeitlicher Wirbelstromverlauf für unterschiedliche Luftspalte der Anker-Joch-Kombination 1**

Die Auswirkung der Wirbelströme auf die Wärmeverlustenergieeinträge in der Spule und im Joch sind in **Bild 4.20** illustriert. Die Gesamtverlustenergie in der Erregerspule und im Joch  $E_{V,el,ges}$  wurde für die Zeitdauer einer Auf- und Abmagnetisierung gemäß **Bild 4.19** durch Integration der in Abschnitt 4.2.4.4 definierten differentiellen Verlustenergieeinträge, wie folgt ermittelt:

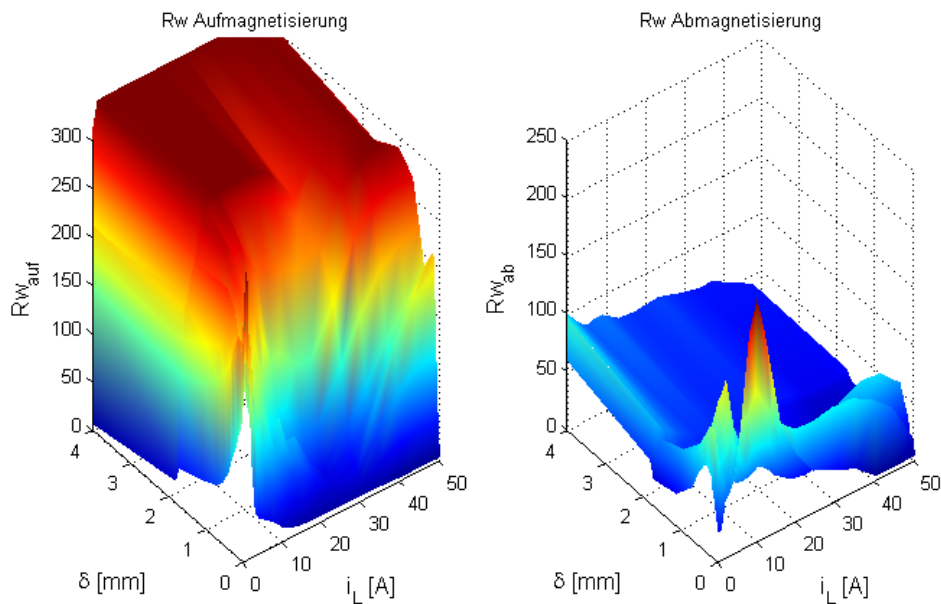
$$E_{V,el,ges} = \int_{t=0}^{t=4ms} dE_{V,el,iL} + \int_{t=0}^{t=4ms} dE_{V,el,iW} \cdot dt + \int_{t=0}^{t=4ms} dE_{V,W} \cdot dt \quad (4.19)$$

Aus **Bild 4.20** wird ersichtlich, dass die Wirbelströme bei kleinen Luftspalten bis 0,2 mm einen hohen Anteil an den Verlusteinträgen haben, jedoch die Gesamtverluste für einen Auf- und Abmagnetisierungsvorgang mit unter 300 mJ relativ gering sind. Das nach (4.17) berechnete Wirbelstromkennfeld ist im **Bild 4.21** dargestellt. Der Wirbelstromwiderstand

für große Luftspalte ist bei der Aufmagnetisierung näherungsweise konstant und liegt bei ca. 300 Ohm und ist somit um ca. Faktor 1000 höher als der Spulenwiderstand. Der Wirbelstromwiderstand bei der Abmagnetisierung ist kleiner und bildet neben den Wirbelströmen auch Ummagnetisierungsverluste ab.



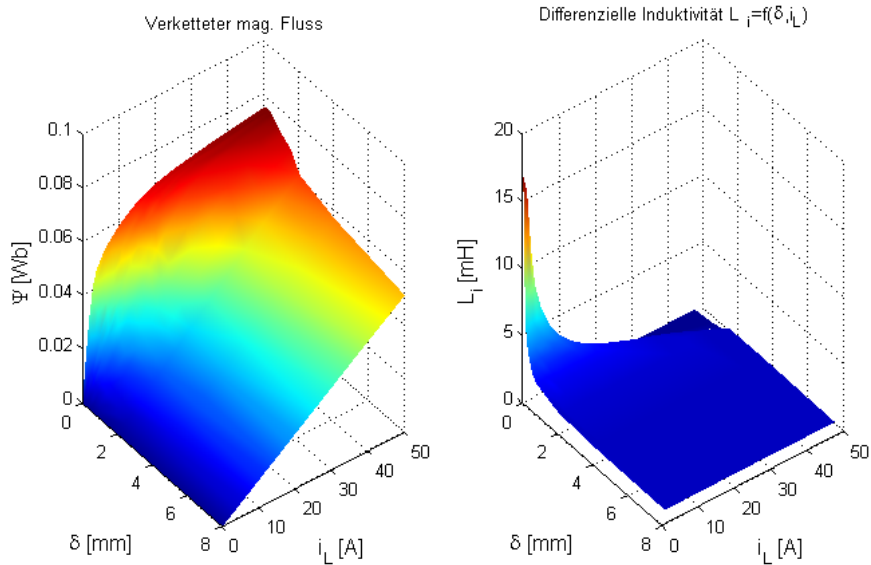
**Bild 4.20: Verlustenergiebetrachtung infolge von Wirbelströmen bei einem Auf- und Abmagnetisierungsvorgang (Beginn bei blauer Trennlinie) der Anker-Joch-Kombination 1**



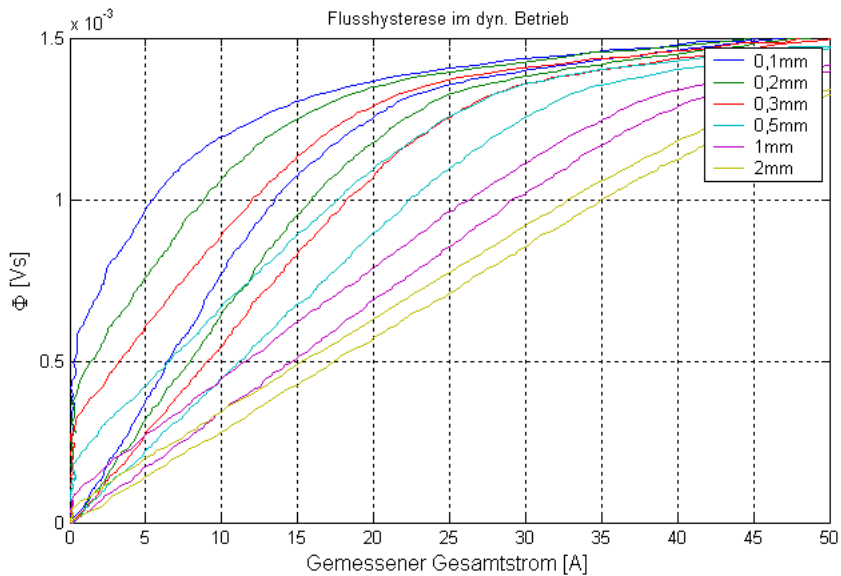
**Bild 4.21: Gemessenes Wirbelstromkennfeld für Auf- und Abmagnetisierung der Anker-Joch-Kombination 1**

#### 4.2.4.8 Wirbelstromanalyse der Anker-Joch-Kombination 2

Für die Kombination 2 wurde vom Autor das Flusskennfeld mittels einer Meßspule ermittelt sowie die differentielle Induktivität  $L_i$  durch Ableitung des Flusskennfeldes gemäß (3.18) bestimmt. Die Ergebnisse sind in **Bild 4.22** dargestellt. **Bild 4.23** zeigt den gemessenen Flussverlauf in Abhängigkeit des gemessenen Stromes. Die zunehmende Magnetkrafthysterese im Vergleich zu Kombination 1 ist ein Indiz für den Anstieg der Wirbelströme.



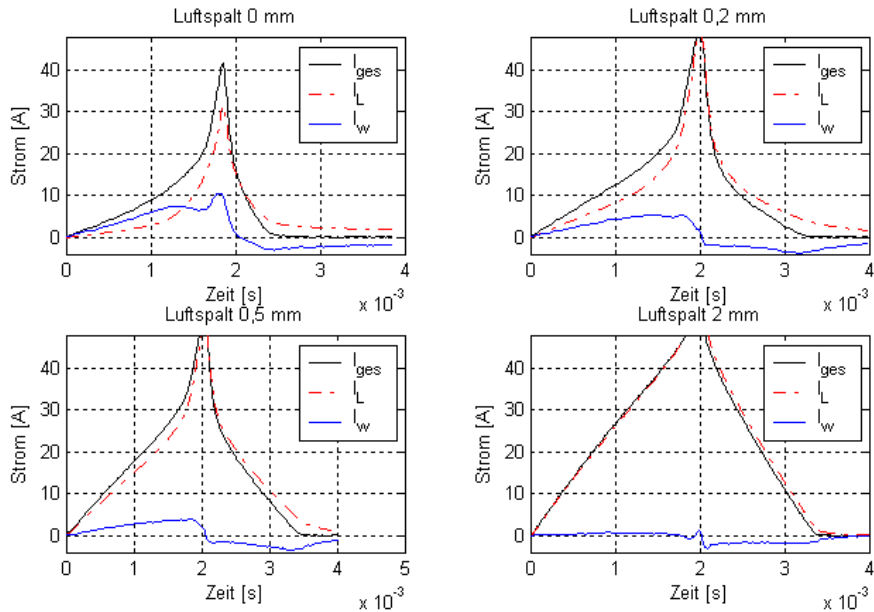
**Bild 4.22: gemessenes Flusskennlinienfeld, differentielle Induktivität  $L_i$  der Anker-Joch-Kombination 2**



**Bild 4.23: gemessene Flusshysterese im dynamischen Betrieb der Anker-Joch-Kombination 2**

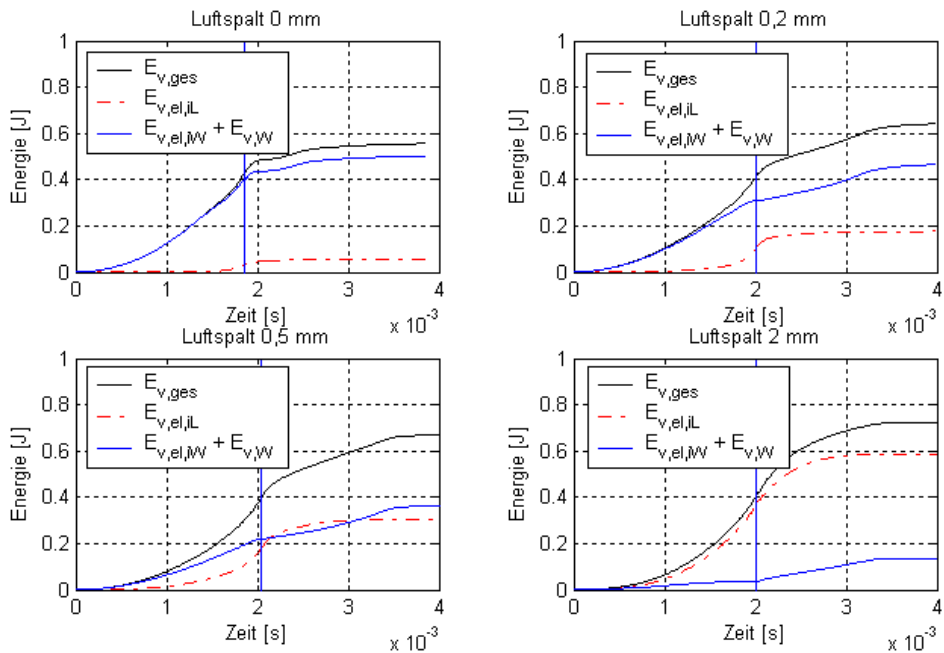
In **Bild 4.24** ist der gemessene Gesamtstrom und die berechneten Anteile des Induktivitätsstromes sowie des Wirbelstromes dargestellt.





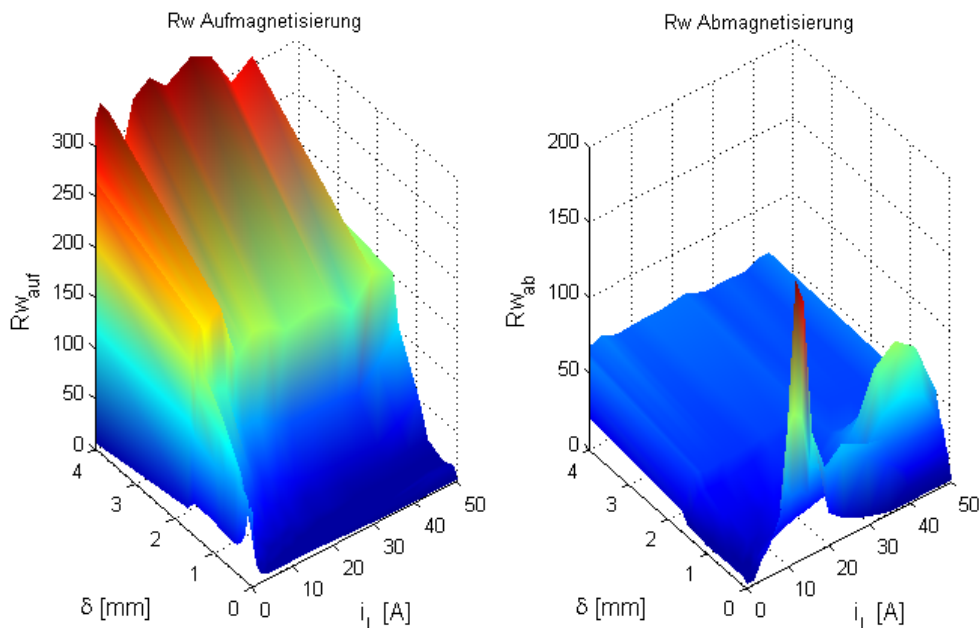
**Bild 4.24: gemessener zeitlicher Wirbelstromverlauf für unterschiedliche Luftspalte der Anker-Joch-Kombination 2**

Entsprechend (4.19) wurden die Verlustenergieeinträge infolge der Wirbelströme für einen Auf- und Abmagnetisierungsvorgang analysiert. Die Ergebnisse sind in **Bild 4.25** dargestellt. Im Gegensatz zum lamellierten Anker sind bei massiven Anker deutliche Anstiege der Verlusteinträge zu erkennen. Bis zu einem Luftspalt  $\delta_M = 0,5$  mm liegen die Verlusteinträge infolge der Wirbelströme bei über 50% der Gesamtverlustenergie.



**Bild 4.25: Verlustenergiebetrachtung infolge von Wirbelströmen bei einem Auf- und Abmagnetisierungsvorgang (Beginn bei blauer Trennlinie) der Anker-Joch-Kombination 2**

Das ermittelte Wirbelstromkennlinienfeld für Auf- und Abmagnetisierung ist in **Bild 4.26** dargestellt.



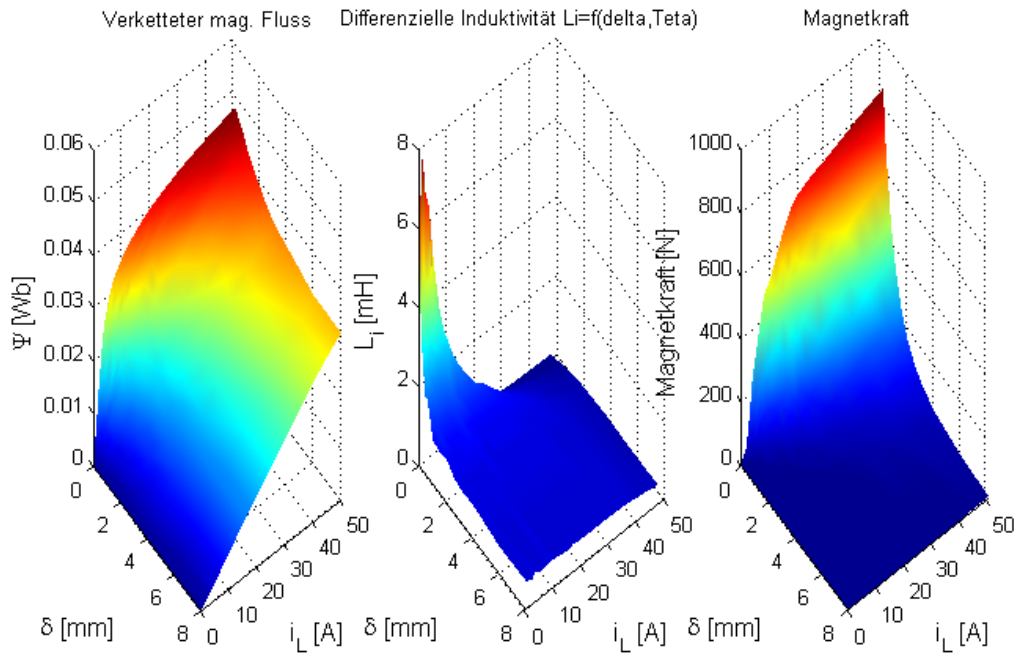
**Bild 4.26:** gemessenes Wirbelstromkennfeld für Auf- und Abmagnetisierung der Anker-Joch-Kombination 2

#### 4.2.4.9 Wirbelanalyse des E-Magneten mit massivem Anker

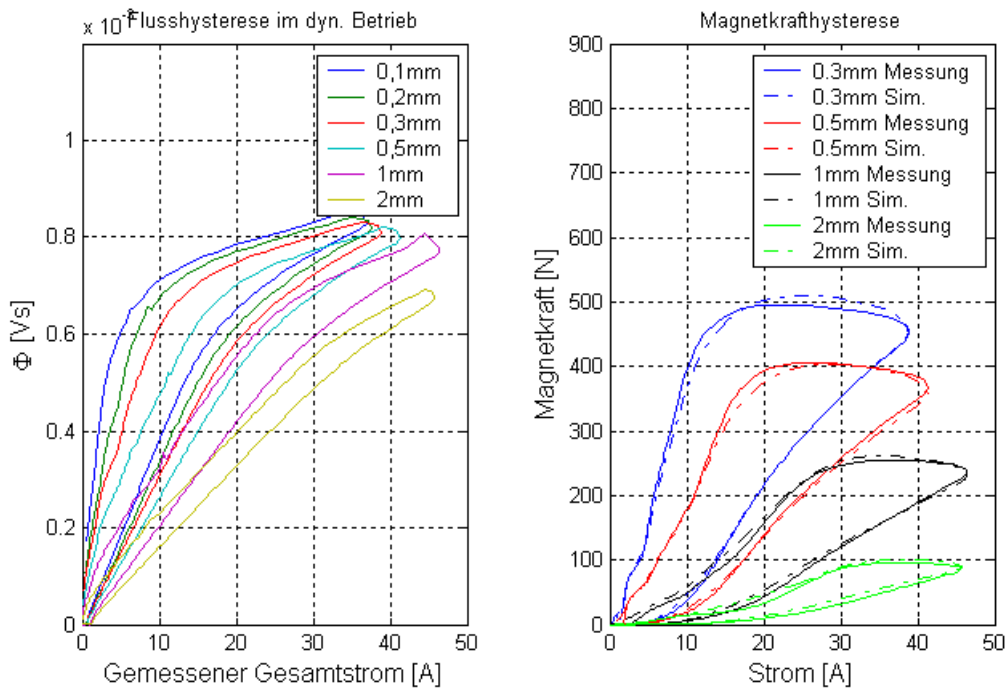
Für den untersuchten E-Magnet wurde ebenfalls das Flusskennlinienfeld durch Messung ermittelt und das Kennfeld der differentiellen Induktivität  $L_i$  gemäß (3.18) berechnet. Zusätzlich wurde die Magnetkraft entsprechend des in **Bild 4.16** auf Seite 104 dargestellten Messaufbaus ermittelt. Die vom Autor ermittelten Kennlinienfelder sind in **Bild 4.27** dargestellt.

**Bild 4.28** zeigt im linken Teil den gemessenen Flussverlauf in Abhängigkeit des gemessenen Stromes. Man erkennt im Vergleich zu Kombination 1 und 2 eine weitere deutliche Zunahme der Hysterese, was auf signifikante Wirbelstromverluste schließen lässt. Im rechten Teil des Bildes ist der gemessene Magnetkraftverlauf dem mittels Modell berechneten Kraftverlauf gegenübergestellt. Dieser Vergleich zeigt, dass mit Bestimmung der Wirbelstromkennfelder das reale dynamische Verhalten realitätsnah abgeschätzt werden kann. Durch die Differenzierung der Wirbelstromkennfelder in Auf- und Abmagnetisierung können zudem Ummagnetisierungsverluste genau erfasst werden.

Die Fluss hysterese ist deutlicher ausgeprägt als bei Anker-Joch-Kombination 2, obwohl bei beiden Varianten ein geblechter Magnet und ein massiver Anker untersucht wurde.

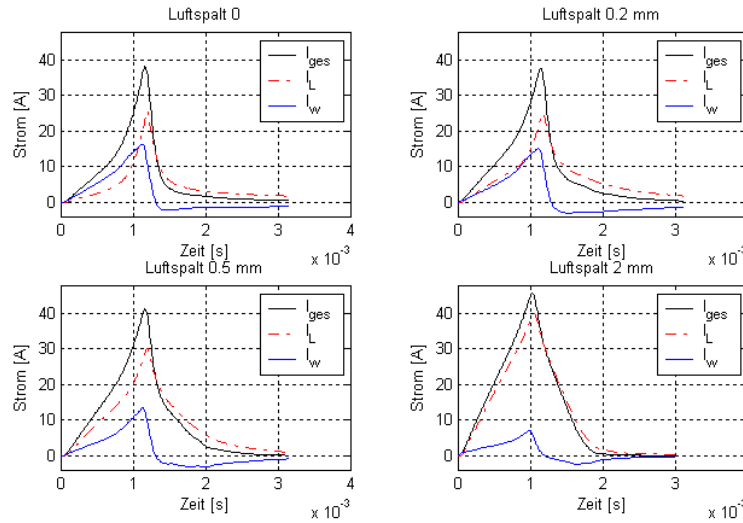


**Bild 4.27** gemessenes Flusskennlinienfeld, differenzielle Induktivität  $L_i$ , Magnetkraftverlauf der Anker-Joch-Kombination 3



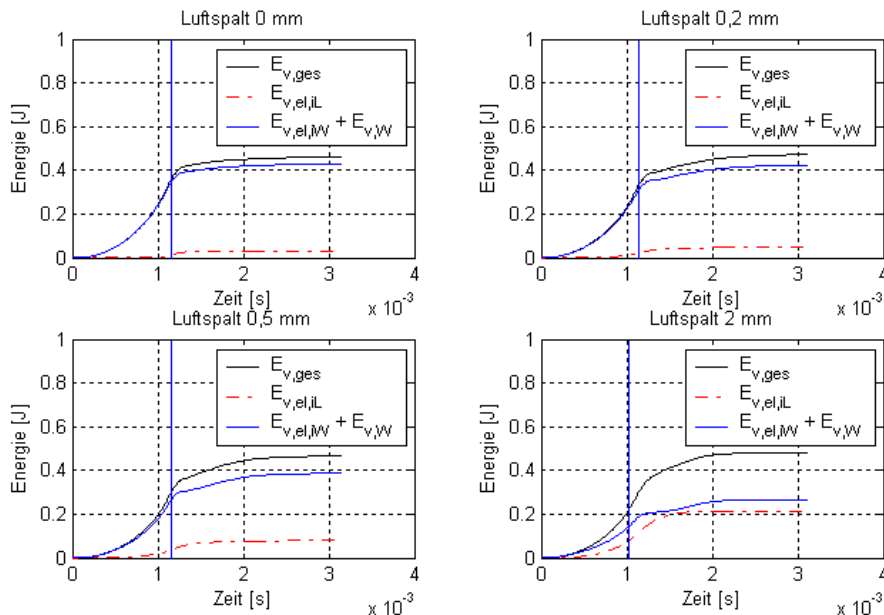
**Bild 4.28:** gemessene Hysterese des magnetischen Flusses, Magnetkrafthysterese der Anker-Joch-Kombination 3

In **Bild 4.29** sind der gemessene Gesamtstrom und die berechneten Anteile des Induktivitätsstromes sowie des Wirbelstromes dargestellt.



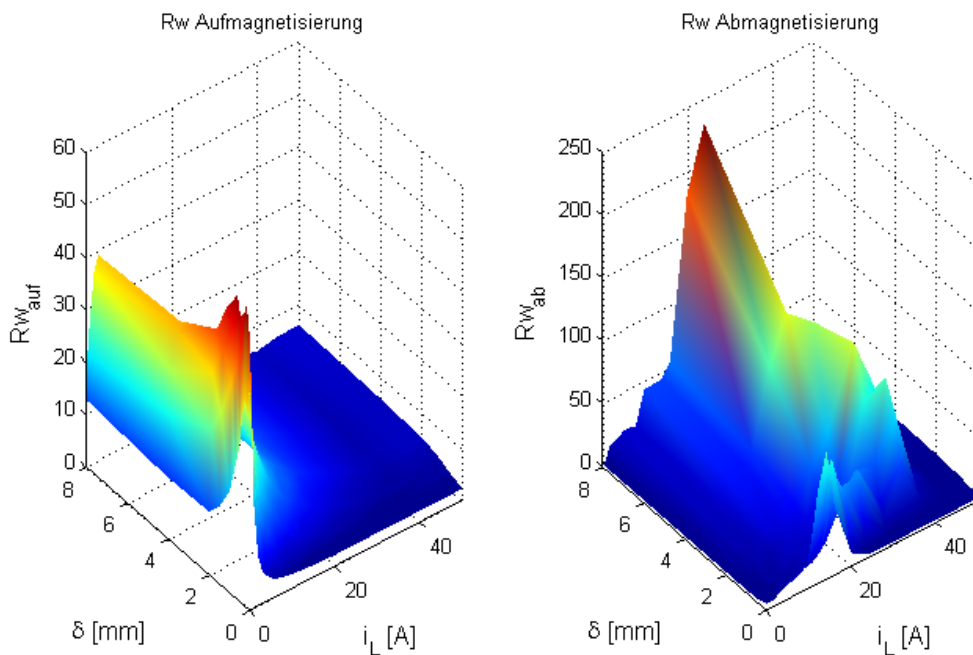
**Bild 4.29: gemessener zeitlicher Wirbelstromverlauf für unterschiedliche Luftspalte der Anker-Joch-Kombination 3**

Entsprechend (4.19) wurden die Verlustenergieeinträge infolge der Wirbelströme für einen Auf- und Abmagnetisierungsvorgang analysiert. Die Ergebnisse sind in **Bild 4.30** dargestellt. Im Gegensatz zum zur Kombination 2 sind deutliche Anstiege der Verlusteinträge zu erkennen, obwohl bei beiden Varianten ein massiver Anker eingesetzt wird. Bis zu einem Luftspalt  $\delta_M = 2$  mm liegen die Verlusteinträge infolge der Wirbelströme bei über 50% der Gesamtverlustenergie. Bei kleinen Luftspalten bis 0,5 mm sind die Wirbelströme so hoch, dass zudem der Anstieg des Induktivitätsstromes deutlich verzögert wird.



**Bild 4.30: Verlustenergiebetrachtung infolge von Wirbelströmen bei einem Auf- und Abmagnetisierungsvorgang (Beginn bei blauer Trennlinie) der Anker-Joch-Kombination 3**

Das ermittelte Wirbelstromkennlinienfeld für Auf- und Abmagnetisierung ist in **Bild 4.31** dargestellt.



**Bild 4.31: gemessenes Wirbelstromkennfeld für Auf- und Abmagnetisierung der Anker-Joch-Kombination 3**

#### 4.2.4.10 Zusammenfassung der Wirbelstrombetrachtung

Im vorherigen Abschnitt wurden die Wirbelstromkennfelder für unterschiedliche Anker-Joch-Kombinationen des EMVS- und IVC-Aktuators bestimmt.

Daraus können folgende grundlegende Erkenntnisse gezogen werden:

- Die Lamellierung des Ankers führt zu reduzierten Wirbelstromverlusten
- Die lange Form des Magneten (Kombination 2) zeigt Vorteile bei den Wirbelstromverlusten. Dies wird deutlich aus der Gegenüberstellung zwischen Kombination 2 und 3. Obwohl bei beiden Kombinationen geblechte Joche und massive Anker eingesetzt wurden, gibt es signifikante Unterschiede bei den Wirbelströmen

Da in der Optimierung nicht jede Aktuatorausführung vermessen werden kann, werden für die Optimierung in Abschnitt 7 die folgende Wirbelstromkennfelder vereinfachend zugrunde gelegt.

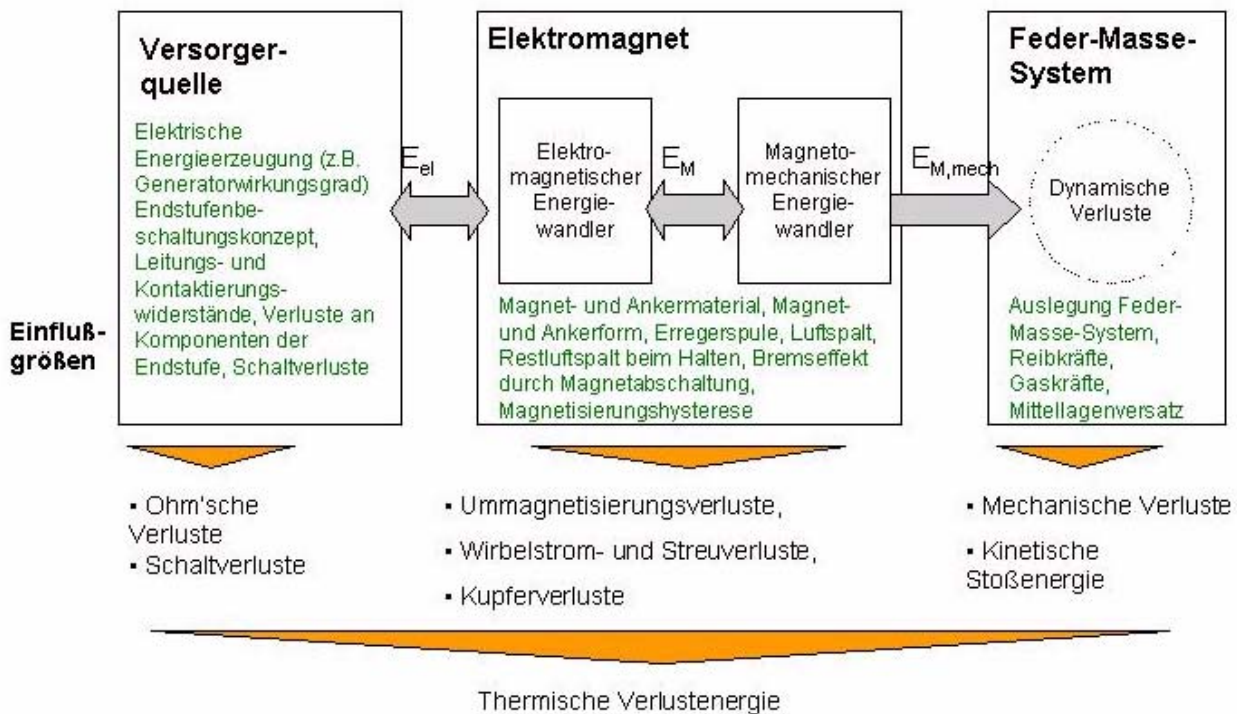
EMVS-Aktuator: Wirbelstromkennfeld der Kombination 3 (Datensatz von **Bild 4.31**)

IVC-Aktuator: Wirbelstromkennfeld der Kombination 1 (Datensatz von **Bild 4.21**)

## 5 Energie-/ Leistungsbilanz

Nachdem in den Abschnitten 3 und 4 das Modell beschrieben und validiert wurde, muss als nächstes die Energiebilanz betrachtet werden, um die Aktuatoren in Hinblick auf ihren Leistungsbedarf quantitativ analysieren und optimieren zu können.

Der Elektromagnet ist laut Kallenbach [77] als 2-stufiger Energiewandler zu verstehen. In einem ersten Schritt wird die von der Versorgungsquelle (Bordnetz, Generator, Batterie) bereitgestellte Energie in magnetische Energie umgewandelt. In einem zweiten Schritt wird die Magnetenergie in mechanisch nutzbare Hubarbeit des Elektromagneten umgewandelt. Die Energiebilanz ist in **Bild 5.1** dargestellt.



**Bild 5.1: Energiebilanz der elektromechanischen Ventilsteuerung**

Die bei dieser Energiewandlung auftretenden Verluste sind entscheidend für die elektrische Leistungsaufnahme des elektrischen Ventiltriebes. Die Verluste entstehen:

- bei der Versorgung der Erregerspule des Elektromagneten mit elektrischer Energie. Zunächst entstehen Verluste bei der Erzeugung der elektrischen Energie. An der Stromversorgungsquelle, den Verbindungskabeln, den Kontakten sowie der Leistungsendstufe, die aus Dioden, MOSFet-Transistoren und Messwiderständen besteht, entstehen ohmsche Verluste. Zusätzlich entstehen abhängig vom

Stromniveau und der Schaltfrequenz Schaltverluste an den MOSFet-Transistoren der Leistungsendstufe.

- beim Umwandlungsprozess der elektrischen Energie in magnetische Energie. Zum einen entstehen Kupferverluste in der Erregerspule der Elektromagnete. In Abhängigkeit der Magnet- und Ankergestaltung (Magnetform, Lamellierung, geblechte oder massive Joche) entstehen außerdem Wirbelstromverluste, die den Aufbau der magnetischen Energie verzögern und den Eisenkern erwärmen. Bei der Ummagnetisierung entstehen zusätzlich Hystereseverluste. Ferner entstehen Verluste beim Umwandlungsprozess der magnetischen Energie in mechanisch nutzbare Hubarbeit.
- durch die Erzeugung von mehr mechanischer Hubarbeit als erforderlich. Erzeugt der Elektromagnet bei der Hubbewegung mehr Hubarbeit als die mechanischen Verluste des Feder-Masse-Schwingers, wird eine kinetische Überschussenergie oder Stoßenergie erzeugt, die dazu führt, dass der Anker hart auf die Endlage auftrifft. Die Stoßenergie wird in Schall- und Wärmeenergie umgewandelt.

## 5.1 Energiebilanz für die Versorgung des Elektromagneten

Für die Energiewandlung zwischen Versorgerquelle/ Leistungsendstufe und dem Elektromagneten gilt folgende Energiebilanz:

$$dE_Q = dE_{el} + dE_{V,Q} \quad (5.1)$$

$dE_Q$ : die von der Versorgerquelle abgegebene elektrische Energie

$dE_{el}$ : die von der Erregerspule aufgenommene elektrische Energie

$dE_{V,Q}$ : die elektrischen Verluste der Energiewandlung zwischen Versorgerquelle/ Leistungsendstufe und Erregerspule

Auf die Quantifizierung der Verluste der Energiewandlung wird im Rahmen dieser Arbeit nicht näher eingegangen. Es wird daher ein Wirkungsgrad der elektrischen Energiewandlung  $\eta_V$  angesetzt, d.h.

$$dE_{el} = \eta_V \cdot dE_Q \quad (5.2)$$

Der Wirkungsgrad wird im folgenden vereinfachend mit 90% angenommen

## 5.2 Energiebilanz des Elektromagneten

Die Energiebilanz für den Elektromagnet wird aus (3.16) aus Seite 76 hergeleitet. Multipliziert man (3.16) mit  $i \cdot dt$  erhält man

$$U_0 \cdot i \cdot dt = i^2 \cdot R_S \cdot dt + \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \cdot i \cdot dt \quad (5.3)$$

Nach der Knotenregel gilt:

$$i = i_L + i_w \quad (5.4)$$

$i$ : Gesamtstrom  
 $i_L$ : Strom durch die Hauptinduktivität  
 $i_w$ : Wirbelstrom

Setzt man (5.4) in (5.3) ein erhält man:

$$U_0 \cdot i \cdot dt = i^2 \cdot R_S \cdot dt + \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \cdot i_L \cdot dt + \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \cdot i_w \cdot dt \quad (5.5)$$

Setzt man in die in Abschnitt 3 hergeleitete Gleichung (3.21) in (5.5) ein, erhält man

$$U_0 \cdot i \cdot dt = i^2 \cdot R_S \cdot dt + \frac{d\Psi(i_L, \delta_M)}{dt} \cdot i_L \cdot dt + i_w^2 \cdot R_w \cdot dt \quad (5.6)$$

Durch Umformung erhält man

$$U_0 \cdot i \cdot dt = i^2 \cdot R_S \cdot dt + \frac{\partial\Psi(i_L, \delta_M)}{\partial\delta_M} \cdot \frac{d\delta_M}{dt} \cdot i_L \cdot dt + i_L \cdot \frac{\partial\Psi(i_L, \delta_M)}{\partial i_L} \cdot \frac{di_L}{dt} \cdot dt \quad (5.7)$$

$$+ i_w^2 \cdot R_w \cdot dt$$

beziehungsweise

$$U_0 \cdot i \cdot dt = i^2 \cdot R_S \cdot dt + i_L \cdot \frac{\partial\Psi}{\partial\delta_M} \cdot d\delta_M + i_L \cdot \frac{\partial\Psi}{\partial i_L} \cdot di_L + i_w^2 \cdot R_w \cdot dt \quad (5.8)$$

oder

$$dE_{el} = dE_{V,el} + dE_{M,mech} + dE_M + dE_{V,w} \quad (5.9)$$

Der Zusammenhang zwischen der magnetischen Energie, die in Hubarbeit umgewandelt wird ( $dE_{M,mech}$ ) und der Magnetkraft  $F_M$  ist folgender:

$$dE_{M,mech} = F_M \cdot d\delta_M = i_L \cdot \frac{\partial\Psi(i_L, \delta_M)}{\partial\delta_M} \cdot d\delta_M \quad (5.10)$$

Die einzelnen Terme sind in **Tabelle 5.1** zusammengefasst:



**Tabelle 5.1: Energien im elektromagnetischen Wandler**

$dE_{el}$	$U_0 \cdot i \cdot dt$	die von der Erregerspule aufgenommene elektrische Energie
$dE_{V,el}$	$i^2 \cdot R_S \cdot dt$	die in der Erregerspule entstehende ohmsche Verlustenergie
$dE_{M,mech}$	$i_L \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial \delta_M} \cdot d\delta_M$	Magnetische Energie, die in Hubarbeit umgewandelt wird
$dE_M$	$i_L \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial i_L} \cdot di_L$	Magnetische Energie, die nicht für Hubarbeit zur Verfügung steht
$dE_{V,W}$	$i_w^2 \cdot R_W \cdot dt$	Wirbelstromverlustenergie, führt zur Erwärmung des Magnetjoches

### 5.3 Energiebilanz der Mechanik

Die Energiebilanz für das mechanische System unter Vernachlässigung der Gravitationskraft ist:

$$dE_{M,mech} = dE_{V,mech} + dE_{kin} + dE_{Feder} \quad (5.11)$$

mit

- $dE_{M,mech}$ : Magnetische Energie, die in Hubarbeit umgewandelt wird
- $dE_{V,mech}$ : mechanische Verluste während der Bewegung
- $dE_{kin}$ : kinetische Energie der gesamten bewegten Masse
- $dE_{Feder}$ : in den Federn gespeicherte mechanische Energie

Unter Berücksichtigung, dass die in der Feder gespeicherte Energie mit der Änderung der kinetischen Energie korreliert, kann (5.11) vereinfacht werden in:

$$dE_{M,mech} = dE_{V,mech} + dE_{kin,Aufprall}$$

Die erforderliche Hubarbeit wird bestimmt durch die mechanischen Verluste, die sich aus den Reibverlusten und den Gasverlusten zusammensetzen. Beim Aufprall des Ankers auf die Endlage ist zusätzlich eine Stoßenergie zu berücksichtigen.

$$dE_{V,mech} = dE_{Reibung} + dE_{Gas} + dE_{kin,Aufprall} \quad (5.12)$$

- $E_{Reibung}$ : Reibarbeit
- $E_{Gas}$ : Gasarbeit

Für die Reib- und Gasarbeit gilt:

$$dE_{\text{Reibung}} = k_R \cdot |\dot{x}| \cdot dt \quad (5.13)$$

$$dE_{\text{Gas}} = F_G \cdot \dot{x} \cdot dt \quad (5.14)$$

Für die Stoßenergie gilt bei der Annahme eines unelastischen Stoßes:

$$dE_{\text{Aufprass}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{ges}} \cdot \dot{x}^2_{\text{Aufprall}} \cdot dt \quad (5.15)$$

## 5.4 Stationäre Energie- und Leistungsbilanz

In den stationären Phasen (Endlagen, Teilhub) muss vom Magnet die durch die Federkraft bestimmte Haltekraft aufgebracht werden, d.h. es muss eine bestimmte konstante magnetische Energie aufrecht erhalten werden. Da in der Haltephase der Strom konstant ist und keine Luftspaltänderung auftritt, gilt  $d\delta/dt=0$  und  $di/dt=0$ . Außerdem ändert sich der magnetische Fluss nicht, daher tritt kein Wirbelstrom auf. Da keine Bewegung stattfindet, entstehen zudem keine mechanischen Verluste. Daher kann (5.6) vereinfacht werden in:

$$U_0 \cdot i \cdot dt = i^2 \cdot R_S \cdot dt \quad (5.16)$$

Es gilt für den Energiebedarf in der stationären Phase  $dE_{\text{el,Halten}}$  gilt:

$$dE_{\text{el,Halten}} = i^2 \cdot R_S \cdot dt \quad (5.17)$$

Für den Leistungsbedarf in der stationären Phase  $P_{\text{el,Halten}}$  gilt:

$$P_{\text{el,Halten}} = i^2 \cdot R_S \quad (5.18)$$

## 5.5 Energie- und Leistungsbilanz im Umschaltvorgang

Die Energiebilanz im dynamischen Betrieb wird durch die Energiebilanz der elektromechanischen Energiewandlung sowie die mechanischen Verluste bei der Bewegung des Ankers und des Ventils bestimmt.

Für den Energiebedarf für den Umschaltvorgang gilt:

$$dE_{\text{el,Fangphase}} = dE_{\text{V,el}} + dE_{\text{M,mech}} + dE_M + dE_{\text{V,W}} + dE_{\text{V,mech}} \quad (5.19)$$

$$E_{el,Fangphase} = \int_{t_1}^{t_2} i^2(t) \cdot R_s \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} i_L(t) \cdot \frac{\partial \Psi(t)}{\partial \delta_M(t)} \cdot d\delta_M(t) + \int_{t_1}^{t_2} i_L(t) \cdot \frac{\partial \Psi(t)}{\partial i_L(t)} \cdot di_L(t) + \int_{t_1}^{t_2} i_w^2(t) \cdot R_w(t) \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} k_R \cdot |\dot{x}(t)| \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} F_G(t) \cdot \dot{x}(t) \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} \frac{1}{2} \cdot m_{ges} \cdot \dot{x}(t)^2 \cdot dt$$

Für den Leistungsbedarf des Umschaltvorgangs gilt:

$$P_{el,Fangphase} = \frac{1}{t_2 - t_1} E_{el,Fangphase} \quad (5.20)$$

$t_1$ : Zeit zur Beginn der Fangphase

$t_2$ : Zeit nach Abschluß der Fangphase

## 5.6 Energie- und Leistungsbedarf für den zyklischen Betrieb

Die gesamte erforderliche elektrische Energie für einen Zyklus  $E_{el,Zyklus}$  eines Ventils, d. h. 720° KW wird wie folgt berechnet:

$$E_{el,Zyklus} = E_{el,Fangphase M1 \rightarrow M2} + E_{el,Halten M2} + E_{el,Fangphase M2 \rightarrow M1} + E_{el,Halten M1} \quad (5.21)$$

Für die elektrische Leistung eines Zyklus  $P_{el,Zyklus}$  gilt:

$$P_{el,Zyklus} = \frac{E_{el,Zyklus}}{t_{Zyklus}}$$

Da die Zykluslänge  $t_{Zyklus}$  von der Drehzahl abhängig ist, gilt für die elektrische Leistungsaufnahme eines Ventils:

$$P_{el,IV} = \frac{n_{Zyklus}}{\text{sec}} \cdot P_{el,Zyklus} \quad (5.22)$$

## 6 Modellierungsdetails

In den Abschnitten 3 bis 5 wurde das Simulationsmodell aufgestellt und validiert sowie die Energie- und Leistungsbilanz für den Betrieb hergeleitet. In diesem Abschnitt sollen die Hauptparameter bei der Auslegungsoptimierung der Aktuatoren abgegrenzt werden von sonstigen Parametern, die für beide Aktuatoren im gleichen Maße Bedeutung haben. Dies ermöglicht eine sinnvolle Eingrenzung des Optimierungsraumes.

Bei der Optimierung der Aktuatoren sollen im Abschnitt 7 im wesentlichen folgende Parameter bei der Optimierung variiert werden:

- Federauslegung
- Hauptabmessungen der Magnete (Abmessung Magnet+Anker) unter Berücksichtigung der in diesem Abschnitt ermittelten optimalen Magnetform
- Wahl des Übersetzungsverhältnisses beim IVC-Aktuator

In Sinne der Eingrenzung des Lösungsraumes, müssen daher folgende Fragen beantwortet werden:

- Welche **Magnetform** eignet sich am besten für EMVS- und IVC-Aktuator ?
- Welches **Magnetmaterial** eignet sich für den Einsatz unter Berücksichtigung von Kosten und Materialeigenschaften?
- Wie sollte die **Erregerspule** ausgelegt werden ?
- Welchen Einfluss hat die **Ansteuerstrategie** auf den Leistungsbedarf und die Flugzeitdynamik? Was ist zu beachten ?
- Wie wirkt sich der **Restluftspalt** auf den Leistungsbedarf aus ?

Diese Fragen sind im wesentlichen unabhängig von der konkreten Ausführung und gelten in ähnlicher Weise für IVC und EMVS-Aktuator.

### 6.1 Auswirkung der Magnetform auf Magnetkraft

Im Abschnitt 2 wurden bereits die Magnetformen für IVC und EMVS-Aktuator untersucht. In diesem wurde im wesentlichen der Einfluss auf die bewegte Masse untersucht und folgende Erkenntnis gezogen:

- Bei der Ausführung als E-Magnet kann beim EMVS- und IVC-Aktuator die geringste bewegliche Ankermasse erzielt werden.
- Beim IVC-Aktuator hat jedoch aufgrund der Wirkung des Übersetzungsverhältnisses auf die Reduzierung der Ankermasse auch die U-Magnetform eine Einsatzberechtigung.

In folgenden sollen daher ergänzend zur Massenbetrachtung der Einfluss der Magnetgrundform auf die Magnetkraftwirkung untersucht werden.

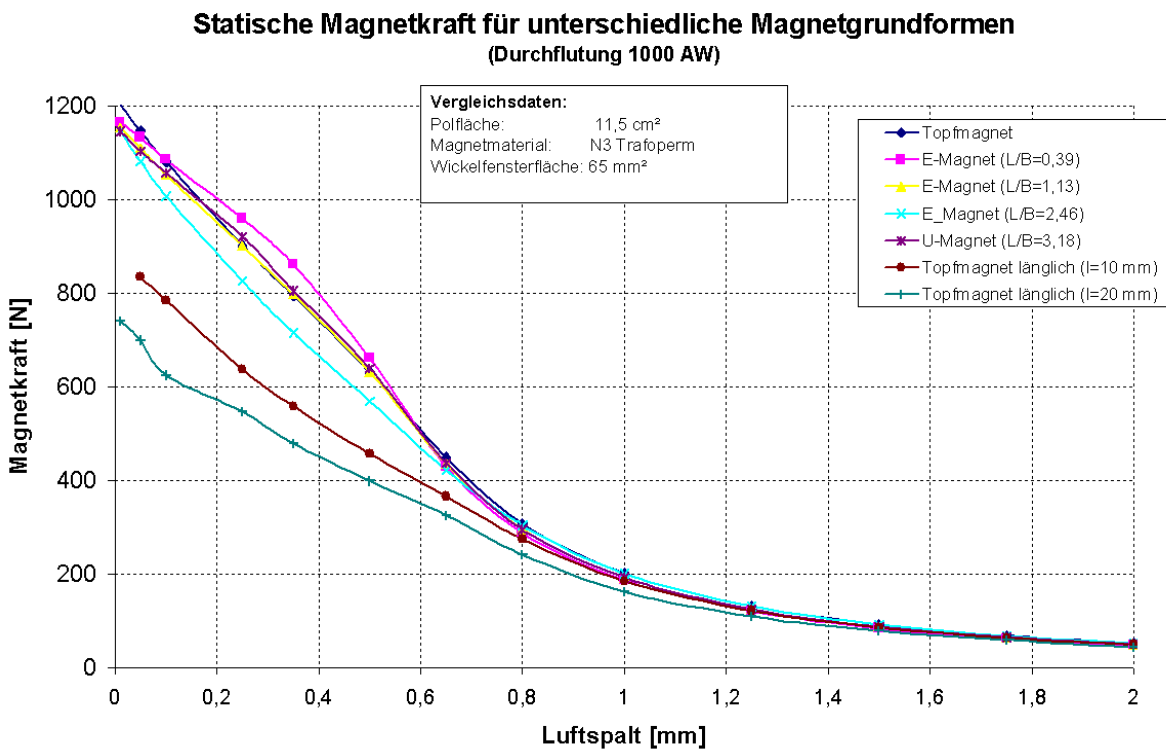
Zum Einsatz im EMVS-Aktuator wurden folgende Magnetgrundformen mit unterschiedlichen Längen-Breiten-Verhältnissen  $\gamma$  untersucht:

- a) Topfmagnet
- b) E-Magnet mit  $\gamma = 0,39$
- c) E-Magnet mit  $\gamma = 1,13$
- d) Langer Topfmagnet mit  $\gamma = 1,25$
- e) Langer Topfmagnet mit  $\gamma = 1,5$

Zum Einsatz im IVC-Aktuator wurden zwei Magnetformen gegenübergestellt:

- f) Langer E-Magnet mit  $\gamma = 2,46$
- g) Langer U-Magnet mit  $\gamma = 3,18$

Zum Zwecke der Vergleichbarkeit wurde bei der Auslegung der Magnetformen berücksichtigt, dass die Magnete eine gleiche Polfläche und ein gleiches Wickelfenster für die Erregerspule haben. Außerdem wurde einheitlich das Magnetmaterial N3 Trafoperm eingesetzt. Der statische Magnetkraftverlauf der unterschiedlichen Magnetausführungen ist in **Bild 6.1** in Abhängigkeit vom Luftspaltes dargestellt.



**Bild 6.1: Statischer Magnetkraftverlauf unterschiedlicher Magnetgrundformen**

Die besten und vergleichbar guten Magnetkrafteigenschaften erreichen die Ausführungen des Topfmagneten (a), des langen U-Magneten (g), der E-Magnete mit rechteckiger Polfläche und einem  $\gamma=0,39/1,13$  (b, c). Eine längliche Ausführung des E-Magneten führt zu einer Verschlechterung der Magnetkreiseigenschaften. Die Verschlechterung ist primär auf die dünnen Jochaußenschenkel zurückzuführen, die eine Erhöhung des Streuflusses bewirken. Die Ausführungen d) und e) zeigen deutliche Magnetkraftreduzierungen. Mit zunehmendem  $\gamma$  verschlechtern sich die Magneteigenschaften weiter. Vor allem die niedrigen Magnetkräfte im Bereich kleiner Luftspalte führen zu einer deutlichen Verschlechterung des elektrischen Leistungsbedarf  $s$  für die Haltephase, da zur Erzeugung der Haltekraft eine deutlich höhere Durchflutung erforderlich ist.

#### **Erkenntnis des Abschnitts:**

Für den EMVS-Aktuator stellt die E-Magnetform eindeutig die ideale Grundform dar. Für den IVC-Aktuator ist der Einsatz eines E- und U-Magneten grundsätzlich geeignet. Der E-Magnet ist ungünstiger in Hinblick auf Magnetkraftwirkung, weist jedoch eine geringere Ankermasse auf.

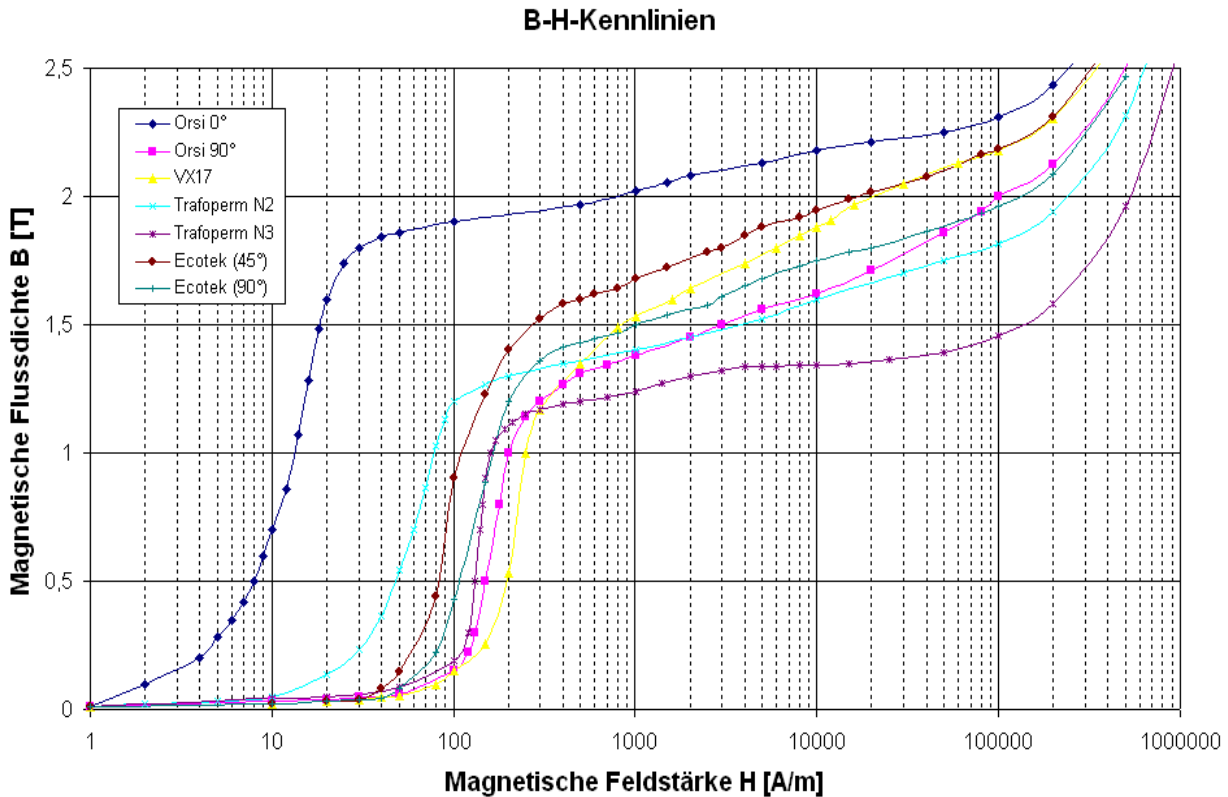
## **6.2 Materialauswahl**

Einen wichtigen Einfluss auf die magnetischen Eigenschaften der Elektromagnete hat der ausgewählte Werkstoff. Dabei kann man mit kornorientiertem Material die besten Ergebnisse erreichen. Für den Einsatz geeignete Werkstoffe sind beispielsweise die Werkstoffe Trafoperm N2 und ORSI. Mit diesen Werkstoffen kann schon bei kleiner Feldstärke eine hohe magnetische Induktion erzielt werden. Dies wirkt sich insbesondere in der Haltephase im Bereich kleiner Feldstärken vorteilhaft auf den elektrischen Leistungsbedarf aus. In **Bild 6.2** sind die B-H-Kennlinien unterschiedlicher Materialien gegenübergestellt [80-82]. Der Einsatz von kornorientiertem Material hängt jedoch von der Magnetform ab. Es kann aus fertigungstechnischer Sicht nur in U- und E-Magneten eingesetzt werden.

#### **Erkenntnis des Abschnitts:**

Mit kornorientiertem Material können die besten Leistungswerte beim EMVS- und IVC-Aktuator erreicht werden, wird eine U- oder E-Magnetform vorausgesetzt. Dies unterstreicht die Auswahl der Magnetform.

Für die Optimierung in Abschnitt 7 wurde daher für beide Aktuatoren das kornorientierte Material Orsi H-100-30 ausgewählt.



**Bild 6.2: Magneteigenschaften unterschiedlicher weichmagnetischer Materialien**

### 6.3 Einfluss der Spulenauslegung

Die Erregerspule muss nach folgenden Kriterien ausgelegt werden:

- Minimierung der elektrischen Verluste
- hohe Dynamik bei Auf- und Abbau der magnetischen Durchflutung zur Gewährleistung eines schnellen Kraftaufbaus im Bereich kleiner Luftspalte

Bei der Auslegung der Erregerspule sind folgende Aspekte und Restriktionen zu berücksichtigen:

- Da die elektrische Verlustenergie in Wärme umgewandelt wird, bewirkt eine hohe Verlustenergie eine starke Erwärmung der Erregerspule und des Aktuators. Die Erwärmung führt zu einem Anstieg des Widerstandes, was wiederum die Verlustenergie erhöht. Der Widerstand im Betrieb kann durch Kühlung (Luft-, Wasserkühlung) bzw. geeigneter Maßnahmen zur Wärmeabfuhr beeinflusst werden.
- Für eine Optimierung der Erregerspule für den dynamischen Betrieb ist der Ansatz der Optimierung der Erregerspule nach dem Kriterium „Minimierung der ohmschen Verlustleistung“ nicht ausreichend. Während der Flugphasen ist es sinnvoll, den Magneten erst bei kleinen Luftspalten einzuschalten, da der Magnet

bei kleinen Luftspalten einen höheren Wirkungsgrad hat. Zusätzlich muss die erforderliche Haltekraft gegen Ende der Flugphase rechtzeitig erzeugt werden. Daher ist das dynamische Verhalten der Spule von großer Bedeutung. So kann eine nach Verlustleistung optimierte Spule unter Umständen zu langsam sein, um rechtzeitig die erforderlichen Magnetkräfte zu erzeugen, bzw. erfordert durch langsamen Magnetkraftanstieg ein frühes Einschalten der Spule und somit einen Betrieb des Elektromagneten bei großen Luftspalten und somit einen geringen Wirkungsgrad des Magneten.

- Die Induktivität der Erregerspule wirkt sich ebenfalls auf die Bremswirkung des Elektromagneten beim Abschalten der Halteerregerspule aus und beeinflusst somit die Ventilflugzeiten.
- Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass die Kosten der Leistungselektronik durch die Stromstärke und Einschaltzeit stark beeinflusst werden, d. h. ein Dauerbetrieb bei hohen Stromstärken ist zu vermeiden.
- Eine Restriktion bei der Optimierung der Erregerspule ist der zur Verfügung stehende Wickelraum für die Erregerspule. Dieser wird durch den zur Verfügung stehenden Bauraum für den Einsatz der Aktuatoren im Zylinderkopf maßgeblich beschränkt.
- Eine weitere Restriktion bei der Optimierung ist die Fertigbarkeit der Erregerspule. Bei einem dicken Wickeldrahtdurchmesser ist das Herstellen der Spule technisch aufwändig.
- Zusätzlich ist der Skin-Effekt zu berücksichtigen. Dieser kann wie in Abschnitt 4.2.4.1 dargestellt, im Frequenzbereich, bei dem der Aktuator betrieben wird, vernachlässigt werden.

### 6.3.1 Auslegung der Erregerspule für die Haltephase

Vor allem für die Haltephasen ist das Kriterium „Minimierung der elektrischen Verlustleistung“ vorrangig. Es gilt:

$$P_{V,el} = i^2 \cdot R_s \quad (6.1)$$

Diese Formel wird im Folgenden umgeformt, um den Einfluss der Auslegungsparameter der Erregerspule darzustellen. Entsprechend der Auslegung des Aktuators (Polfläche, Federkraft) und des Restluftspaltes ist für die Haltephase eine bestimmte magnetische Durchflutung  $\Theta_{Halten}$  der Erregerspule des Magneten erforderlich. Aus der gewünschten Durchflutung und der Windungszahl der Erregerspule ergibt sich die erforderliche Stromstärke für die Haltephase  $i_H$ :



$$i_H = \frac{\Theta_{Halten}}{n_S} \quad (6.2)$$

$n_S$ : Windungszahl der Erregerspule  
 $\Theta_{Halten}$ : magnetische Spannung/ Durchflutung in der Haltephase

Bereits in Abschnitt 4.2.3 wurden (4.9) und (4.10) zur Widerstandsberechnung hergeleitet. Diese werden zur Übersicht an dieser Stelle noch einmal aufgeführt.

$$R_{S,20^\circ C} = \frac{\rho_{Ku} \cdot l_M \cdot n_S}{q} \quad (4.9)$$

$$R_{S,TOP} = R_{20^\circ C} \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta T) \quad (4.10)$$

Für den Querschnitt  $q$  und den Drahtdurchmesser  $d$  einer Wicklung gilt:

$$q = \frac{A_W \cdot k_{cu}}{n_S} \quad (6.3)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot q}{\pi}} \quad (6.4)$$

$q$ : Querschnitt des Wickeldrahtes der Erregerspule  
 $d$ : Durchmesser des Wickeldrahtes der Erregerspule  
 $A_W$ : Querschnitt der Wickelfläche  
 $k_{cu}$ : Kupferfüllfaktor der Wicklung

Setzt man (4.9), (4.10), (6.2) und (6.3) in (6.1) ein, ergibt sich der folgende Zusammenhang zwischen der ohmschen Verlustleistung und den Auslegungsdaten der Erregerspule:

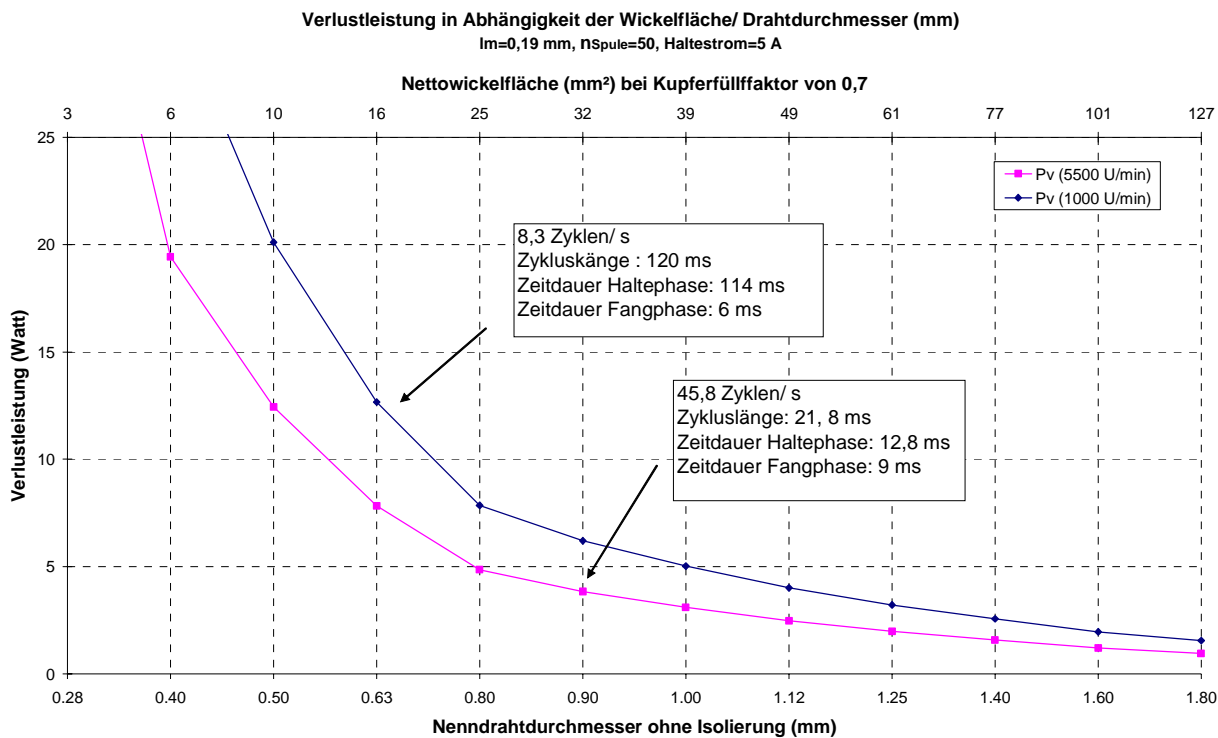
$$P_{V,el} = \left( \frac{\Theta_H}{n_S} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{cu} \cdot l_M \cdot n_S^2}{k_{cu} \cdot A_W} (1 + \alpha \cdot \Delta T) \quad (6.5)$$

$$P_{V,el} = \frac{\Theta_H^2 \cdot \rho_{cu} \cdot l_M}{k_{cu} \cdot A_W} (1 + \alpha \cdot \Delta T)$$

Für die Optimierung der Auslegung der Erregerspule für die Haltephase wird daher im Weiteren (6.5) zugrunde gelegt. Die Gleichung zeigt, dass die Verlustleistung des Elektromagneten unabhängig von der Windungszahl  $n_S$  ist.

### 6.3.1.1 Einfluss der Wickelfläche auf Verlustleistung

Eine besondere Bedeutung für die Verlustleistung hat die Spulenwickelfläche  $A_w$ . (6.5) zeigt, dass sich die Verlustleistung umgekehrt proportional zur Wickelfläche verhält. Bild 6.3 zeigt den Einfluss der Wickelfläche auf die Verlustleistung in der Haltephase der Spule für die Motordrehzahlen 1000/min und 5500/min. Bei einer Umdrehungszahl von 1000/min überwiegen die Phasen, in denen der Aktuator im Haltezustand betrieben wird. Die Verlustleistung für die Haltephase ist entsprechend dem Verhältnis zwischen Haltephase und Fangphase bei 1000/min größer als bei einer Motordrehzahl von 5500/min.

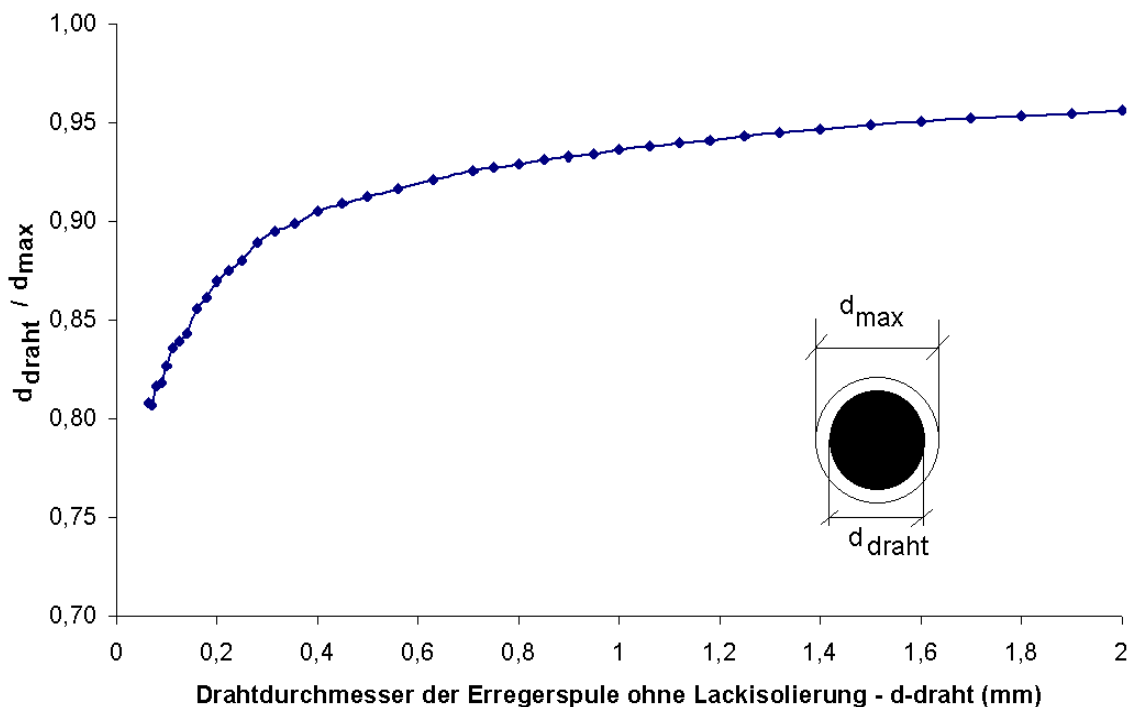


**Bild 6.3: Zusammenhang zwischen Wickelfläche und Nenndrahtdurchmesser auf die elektrische Verlustleistung**

Bei der Wahl der Wickelfläche ist zu berücksichtigen, dass bei einem gegebenen Bauraum eine Vergrößerung der Wickelfläche das zur Verfügung stehenden Volumens für den Magnetkreis reduziert. Dies führt zu einer Verringerung der Polfläche und somit zu einer Verringerung der Magnetkraft. Aufgrund der geringen Magnetkraft erhöht sich zum einen der erforderliche Haltestrom, der quadratisch in die Verlustleistung eingeht. Zum anderen verschlechtert sich der Magnetwirkungsgrad während der Fangphasen, da für eine gegebene magnetische Hubarbeit ein höherer Erregerstrom erforderlich ist. Dieser Trade-Off ist bei der Auslegung zu berücksichtigen.

### 6.3.1.2 Optimierung des Kupferfüllfaktors

Nachdem die Wickelfläche bestimmt ist, gilt es den zur Verfügung stehenden Wickelraum optimal mit Kupfer auszufüllen, d.h. der Kupferfüllfaktor  $k_{cu}$  sollte maximiert werden. Dabei ist zu beachten, dass die für den Widerstand entscheidende blanke Drahtdicke nicht ausschlaggebend ist für die Ausnutzung des Wickelraums, sondern es muss der Außendurchmesser des Wickeldrahtes inklusive Lackisolierung berücksichtigt werden. Die Auswahl der einsetzbaren Nenndrahtdurchmesser  $d_{draht}$  basiert auf der DIN-Norm 46435 [83]. Entsprechend der Auswahl der Lackisolierung gemäß DIN 46435 ergibt sich dann der effektive Drahtdurchmesser  $d_{max}$ . **Bild 6.4** zeigt das Verhältnis von  $d_{draht}$  zu  $d_{max}$  für die Auswahl einer einfachen Lackisolierung. Es ist zu sehen, dass mit zunehmendem Drahtdurchmesser der Verlust des nutzbaren Wickelraumes durch die Isolierung abnimmt.

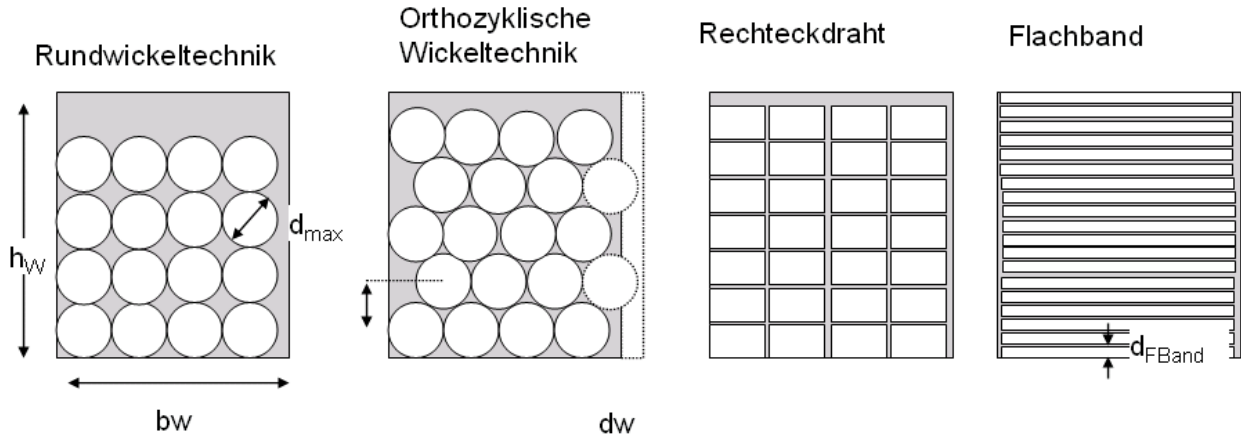


**Bild 6.4: Verhältnis zwischen Nenndrahtdurchmesser und effektivem Drahtdurchmesser des Erregerspulendrahtes**

Neben der Isolierungstechnik ist die Wickeltechnik von Bedeutung. Bei Runddrähten kann die Rundwickeltechnik oder die orthozyklische Wickeltechnik eingesetzt werden. Als Alternative zu Rundwickeldrähten ist der Einsatz von Flachdrähten und Rechteckdrähten denkbar.

In **Bild 6.5** sind die Berechnungsgrundlagen zur Ermittlung des Kupferfüllfaktors verschiedener Wickeltechniken dargestellt. Demnach ist die Wickelfläche  $A_w$  durch die Höhe  $h_w$  und Breite  $b_w$  des Wickelfensters bestimmt. Bei der orthozyklischen und

Rundwickeltechnik wird die Anzahl der Wicklungen pro Lage  $n_{bw}$  sowie die Anzahl der Lagen  $n_{hw}$  aus effektivem Drahtdurchmesser  $d_{max}$  und der Höhe  $h_w$  und Breite  $b_w$  des Wickelraumes bestimmt. Sofern der Abstand zwischen der letzten Lage und der Begrenzung der Wickelraumes ( $d_w$ ) weniger als der halbe Drahtdurchmesser  $d_{max}$  beträgt, kann bei der orthozyklischen Wickeltechnik im Vergleich zur Rundwickeltechnik in jeder zweiten Lage eine Windung weniger aufgewickelt werden. Die orthozyklische Wickeltechnik hat jedoch den entscheidenden Vorteil, dass der Abstand der Lagen  $h_L$  um den Faktor  $\cos(30^\circ)$ , d. h. 0,866 geringer als bei der Rundwickeltechnik ist.



**Berechnungsweise von  $n$ ,  $A_{eff}$ ,  $k_{cu}$**

Rundwickeltechnik	Orthozyklisch	Rechteckdraht	Flachband
$n_{bw} = \lfloor b_w / d_{max} \rfloor$	$n_{bw} = \text{runde}_{-0,5}(b_w / d_{max} - 0,5)$	$n_{bw} = b_w / b_{RDraht}$	$n_{bw} = 1$
$n_{hw} = \lfloor h_w / d_{max} \rfloor$	$n_{hw} = \left\lfloor \frac{h_w - d_{max}}{\cos(30^\circ) \cdot d_{max}} + 1 \right\rfloor$	$n_{hw} = h_w / d_{RDraht}$	$n_{hw} = h_w / d_{FBand}$
$n = n_{hw} \cdot n_{bw}$	$n = n_{hw} \cdot n_{bw}$	$n = n_{hw} \cdot n_{bw}$	$n = n_{hw} \cdot n_{bw}$

$$A_{W_{eff}} = n \cdot q = n \cdot \frac{\pi}{4} d_{max}^2$$

$$A_{W_{eff}} = n \cdot q$$

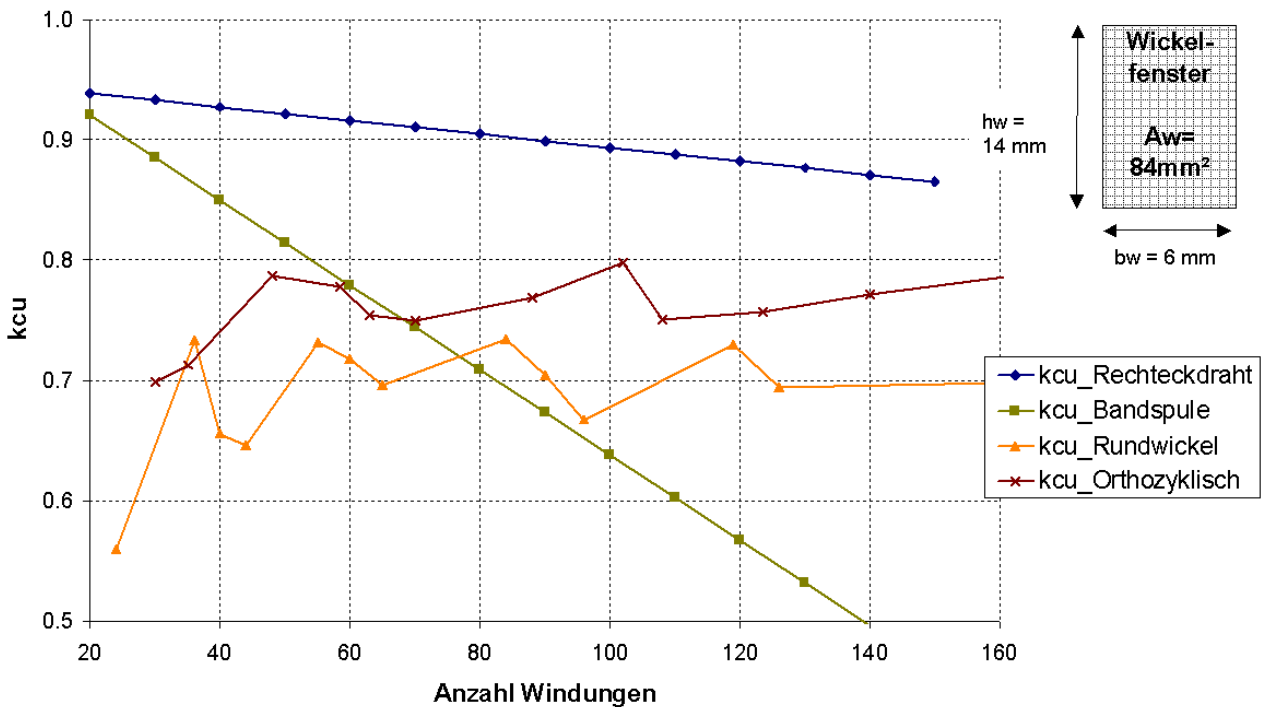
$$A_{W_{eff}} = n \cdot (d_{RDraht(FBAnd)} - d_{Iso})(b_{RDraht(FBAnd)} - d_{Iso})$$

**Bild 6.5: Herleitung der Kupferfüllfaktoren unterschiedlicher Wickeltechniken**

Der effektiv ausgenutzte Wickelraum  $A_{W_{eff}}$  wird bestimmt durch die Anzahl der Erregerspulenwicklungen und den Querschnitt  $q$  des Wickeldrahtes der Erregerspule. Der Kupferfüllfaktor ist das Verhältnis zwischen  $A_{W_{eff}}$  und  $A_w$ . Bei der Rechteckdrahtwickeltechnik wird in Abhängigkeit des Wickelraumes die Breite  $b_{RDraht}$  und Dicke  $d_{RDraht}$  des Rechteckdrahtes derart gewählt, dass eine optimale Ausnutzung des Wickelraumes gewährleistet ist. Die Anzahl der Windungen pro Lage wird durch  $b_w$  und  $b_{RDraht}$ , die Anzahl der Wickellagen durch das Verhältnis von  $h_w$  und  $d_{RDraht}$  bestimmt. Unter Berücksichtigung der Dicke der Isolierung  $d_{iso}$  kann der Kupferquerschnitt  $q$  und entsprechend der Anzahl der Windungen  $n$  die effektive Wickelfläche berechnet werden. Die Flachbandwickeltechnik unterscheidet sich von der Rechteckdrahtwickeltechnik

dadurch, dass die Breite des Bandes entsprechend der Breite des Wickelraumes ausgelegt ist, d.h. es ist nur eine Wicklung pro Lage vorgesehen. Die Anzahl der Windungen wird bestimmt durch  $h_w$ , und aus der Auswahl der Dicke des Flachdrahtes  $d_{Fband}$  errechnet sich die Anzahl der Windungen. Unter Berücksichtigung der Dicke der Isolierung  $d_{Iso}$  kann der Kupferquerschnitt  $q$  und entsprechend der Anzahl der Windungen  $n$  die effektive Wickelfläche berechnet werden.

In **Bild 6.6** ist dargestellt, welche Kupferfüllfaktoren am Beispiel einer vorgegebenen Wickelfläche ( $A_w = 84 \text{ mm}^2$ ) für unterschiedliche Erregerspulenwindungszahlen und Wickeltechniken erreichbar sind.



**Bild 6.6: Erzielbare Kupferfüllfaktoren mit verschiedenen Wickeltechniken**

Bei der Band- und Rechteckwickeltechnik wurde eine Isolierungsdicke  $d_{iso} = 25 \mu\text{m}$  angenommen. Für die Isolierungsdicke der Runddrähte wurde entsprechend der aufgeführten DIN 46435 eine einfache Lackisolierung angesetzt. Im Vergleich zu der klassischen Wickeltechniken wird deutlich, dass im allgemeinen höhere Kupferfüllfaktoren mit der orthozyklischen Wickeltechnik erzielbar sind. Die Sprünge im Kurvenverlauf sind darauf zurückzuführen, dass der vorgegebene Wickelraum für die unterschiedlichen Drahtdicken unterschiedlich geeignet ist. Mit der Flachbandspule können hohe  $k_{cu}$ -Werte erreicht werden bei kleinen Windungszahlen, bei hohen Windungszahlen ist die Flachbandspule ungeeignet. Das ist darauf zurückzuführen, dass das Verhältnis von Banddicke zu Isolierungsschicht mit zunehmender Wickelanzahl mit

zunehmender Windungszahl abnimmt. Hohe Füllfaktoren können mit Rechteckdrähten erzielt werden. Gegen eine Bandspule spricht auch die aufwändige Kontaktierung im Vergleich zu Rundwickeldrähten

### 6.3.1.3 Reduzierung der mittleren Windungslänge

In Abschnitt 2 wurde bereits gezeigt, dass die Magnetform sowie das Längen-Breiten-Verhältnis  $\gamma$  die mittlere Windungslänge  $l_m$  beeinflusst. Es wurde gezeigt, dass bei Magneten mit einem zunehmenden  $\gamma$  die mittlere Windungslänge und somit der Widerstand zunimmt. Dieser Anstieg ist beim U-Magneten größer als beim E-Magneten. Dieser Nachteil ist mit den Vorteilen der Ankermassenreduzierung abzuwägen.

## 6.3.2 Auslegung der Erregerspule für den dynamischen Betrieb

Wie eingangs erläutert, ist die Verlustleistung in den Haltephasen nicht das einzige Kriterium zur Optimierung. In Abhängigkeit von der Dynamik des Feder-Masse-Systems muss die Erregerspule ausreichend schnell die erforderliche Durchflutung erzeugen, um:

- einen Betrieb des Magneten im Bereich hoher mechanischer Ausnutzung betreiben zu können. Es ist daher sinnvoll, eine Erregerspule einzusetzen, die möglichst schnell die erforderliche Durchflutung aufbaut und somit einen Betrieb im Bereich kleiner Luftspalte ermöglicht,
- rechtzeitig die Magnethaltekraft zu erzeugen, die erforderlich ist, um das Ventil gegen die Federkraft im geöffneten oder geschlossenen Zustand zu halten. Zudem ist ein schneller Aufbau der Durchflutung bei einem Betrieb bei kleinen Luftspalten erforderlich.

Im folgenden werden die wichtigsten Gleichungen hergeleitet, die für die Bewertung des dynamischen Verhaltens erforderlich sind. Dazu wird (3.18) auf Seite 76 herangezogen:

$$U_0 = i \cdot R_S + L_i(i_L, \delta_M) \cdot \frac{di_L}{dt} + L_\delta(i_L, \delta_M) \cdot \frac{d\delta_M}{dt}$$

Wird ein konstanter Luftspalt angenommen, kann (3.18) vereinfacht werden in:

$$U_0 = i \cdot R_S + L_i(i_L, \delta_M) \cdot \frac{di_L}{dt} \quad (6.6)$$

Da die Differenzialgleichung die nichtkonstante Induktivität  $L_i$  enthält, wurde die Gleichung (6.6) als Matlab-Simulink-Modell aufgebaut und in Matlab numerisch gelöst. Dazu wurde das in Bild 3.4 auf Seite 78 dargestellte elektromagnetische Modell vereinfacht, in dem der Wirbelstromwiderstand vernachlässigt wurde.

Die Ergebnisse der Auswertungen sind in Bild 6.7 dargestellt. In Teilbild 1 von oben des Bildes 6.7 ist am Beispiel einer Auslegung des EMVS-Aktuators (siehe Auslegung 1 in

**Bild 7.24** auf Seite 182) für einen Luftspalt  $\delta_M = 0,5$  mm der zeitliche Amperewindungsverlauf als Funktion der Windungszahl dargestellt. Der Widerstand der Erregerspule  $R_s$  wurde rechnerisch nach (4.9), der entsprechende Drahtquerschnitt  $q$  nach (6.3) berechnet. Angenommen wurde ein Füllfaktor  $k_{cu} = 50\%$  und eine mittlere Windungslänge  $l_m = 130$  mm sowie eine Klemmenspannung von 42 V. Aus der Berechnung ist der Einfluss der Nichtlinearität der Induktivität erst ab einer Durchflutung  $\Theta = 1000$  AW erkennbar, davor ist die zeitliche Änderung des Erregerstromes konstant.

Im Teilbild 2 des **Bildes 6.7** ist die Anstiegszeit  $t_{II}$  bis zu unterschiedlichen Durchflutungen (200 AW, 500 AW und 2000 AW) dargestellt für den Luftspalt  $\delta_M = 0,5$  mm.

In den Teilbilder 3 und 4 des **Bildes 6.7** ist der zeitliche Amperewindungsverlauf sowie die Anstiegszeit für einen Luftspalt von  $\delta_M = 4$  mm dargestellt

Da die Spulendynamik in Korrelation zur Flugzeit gesehen werden muss – typische Flugzeiten eines EMVS-Aktuators sind 3 bis 3,5 ms -, ist sicherzustellen, dass zum einen die Maximalkraft (2000 AW) beim Betrieb gegen Gaskraft schnell, d.h. in weniger als 1 ms aufgebaut werden kann und dass gleichzeitig eine hohe Kraftdynamik bei kleinen Luftspalten gegeben ist, so dass die Einregelung in die Endlage effektiv erfolgen kann, bzw. der Strom erst später eingeschalten werden kann und somit der Betrieb energetisch effizienter bei kleinen Luftspalten erfolgt. Dies wird in Abschnitt 6.4.2. näher analysiert.

Die Auswertungen zeigen, dass die Amperewindungsanstiegszeit  $t_{II}$  und somit der zeitliche Gradient des Kraftverlaufes proportional zur Windungszahl der Erregerspule ist. Daher ist die Windungszahl möglichst klein zu wählen. Um andererseits zu hohe Ströme zu vermeiden, die sich nachteilig auf die Verluste in der Ansteuerung auswirken, muss ein Kompromiss zwischen Dynamik und Stromhöhe getroffen werden. Eine Windungszahl  $n_s$  zwischen 40 und 70 stellt dabei einen sinnvollen Rahmen dar. Für die weiteren Untersuchungen wurde eine Windungszahl  $n_s = 50$  angesetzt.

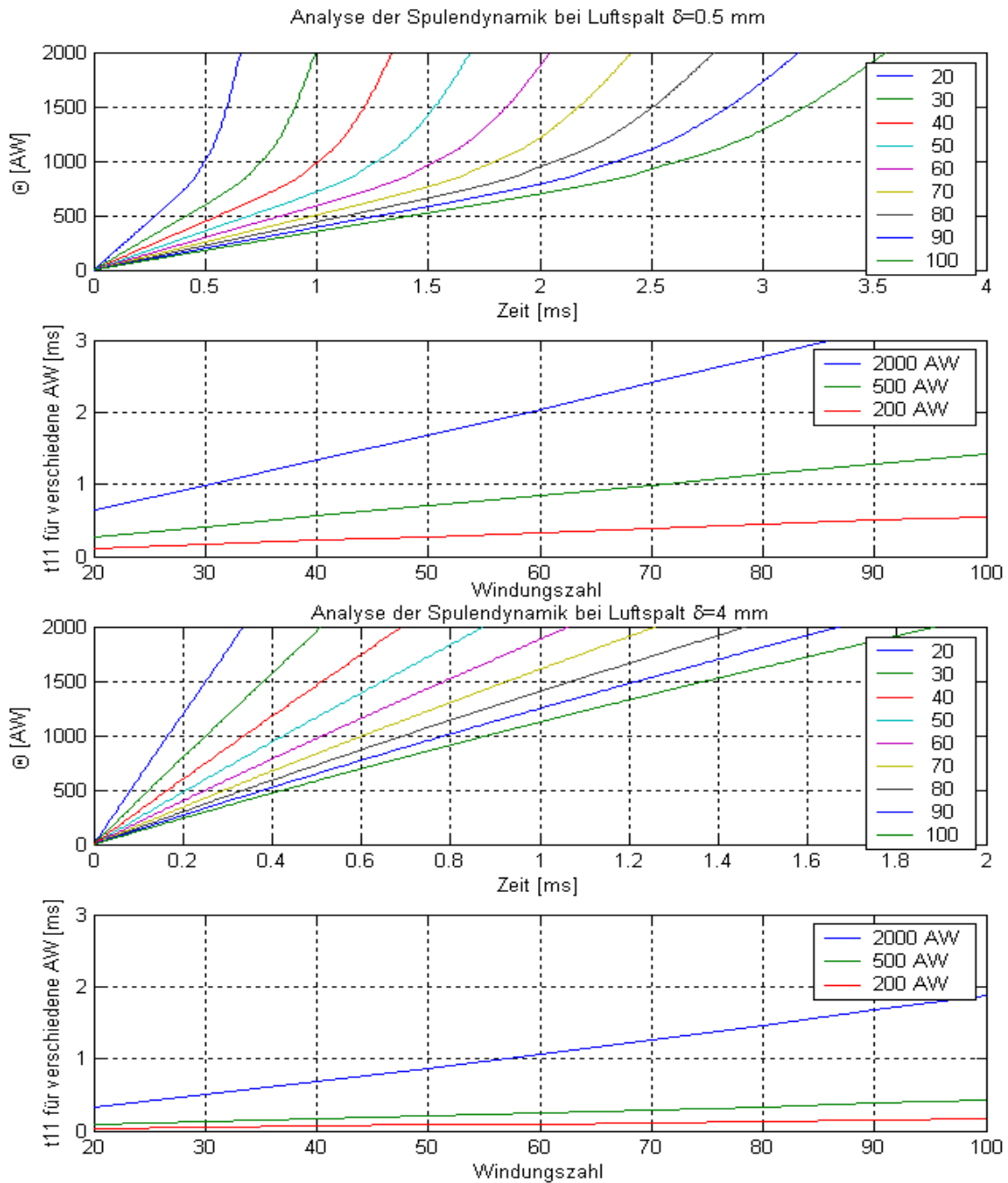


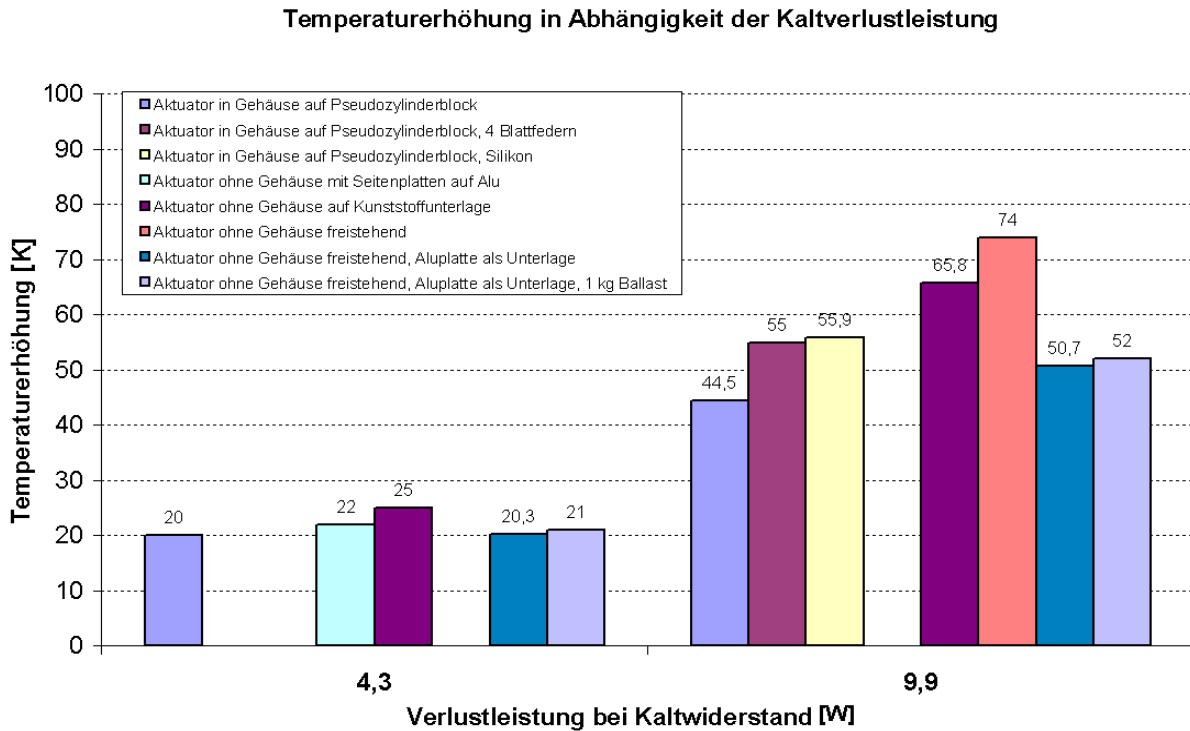
Bild 1 von oben: zeitlicher Anstieg der Amperewindungszahl als Funktion der Windungszahl der Erregerspule für Luftspalt  $\delta = 0,5$  mm  
 Bild 2 von oben: Anstiegszeit bis zu 200, 500, 2000 AW als Funktion der Windungszahl der Erregerspule für Luftspalt  $\delta = 0,5$  mm  
 Bild 3 von oben: zeitlicher Anstieg der Amperewindungszahl als Funktion der Windungszahl der Erregerspule für Luftspalt  $\delta = 4$  mm  
 Bild 4 von oben: Anstiegszeit bis zu 200, 500, 2000 AW als Funktion der Windungszahl der Erregerspule für Luftspalt  $\delta = 4$  mm

**Bild 6.7: Analyse der Spulendynamik des EMVS-Aktuators für unterschiedliche Windungszahlen bei unterschiedlichen konstanten Luftspalten**



### 6.3.2.1 Berücksichtigung des Wärmeeinflusses der Erregerspule

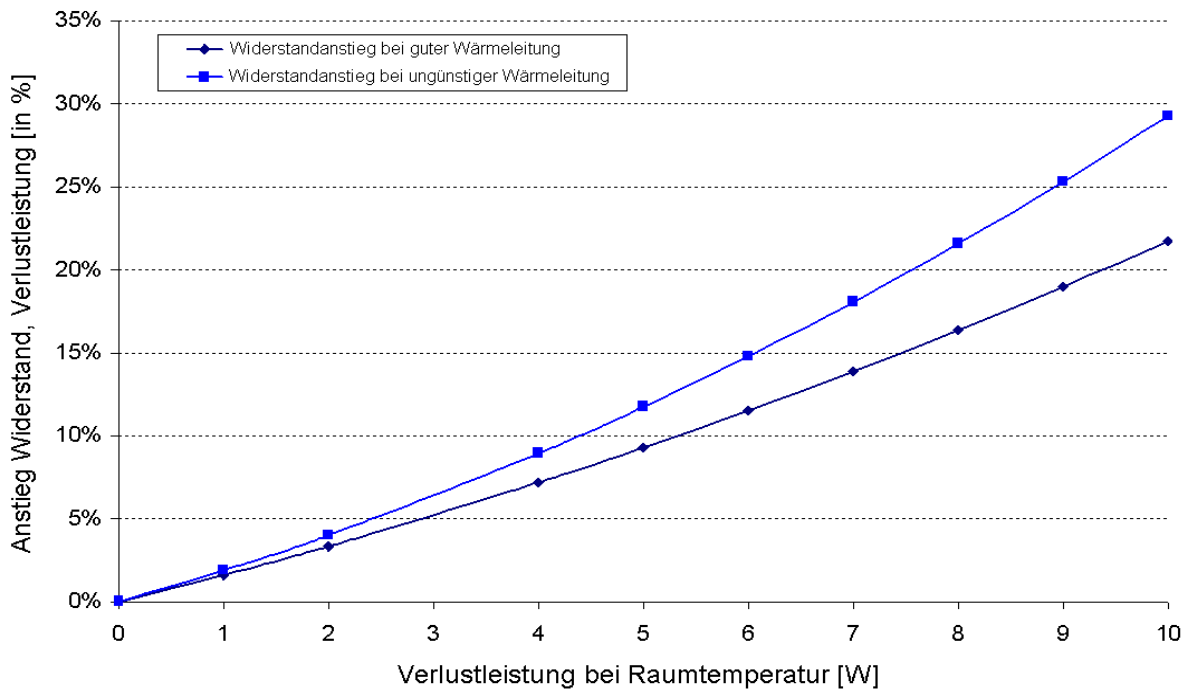
Die in der Erregerspule entstehende Verlustleistung führt zu einer Erwärmung der Spule und erhöht somit deren Widerstand und somit wiederum die Verlustleistung bis zu einem Niveau, bei dem die Spulenerwärmung im Gleichgewicht steht zur Wärmeabfuhr und somit die Verlustleistung konstant bleibt. In **Bild 6.8** ist die Temperaturerhöhung der Erregerspule am Beispiel des IVC-Aktuators in Abhängigkeit der Kaltverlustleistung aufgezeigt [84].



**Bild 6.8: Temperaturerhöhung infolge der Verlustleistung der Erregerspule**

Die der Grafik zugrunde liegenden Messergebnisse wurden in einem Dauerbetrieb von 50 bis 70 Minuten ermittelt. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass die Temperatur mit Zunahme der Kaltverlustleistung überproportional stark ansteigt. Eine Kaltverlustleistung von unter 5 Watt führt nur zu einem moderaten Anstieg der Temperatur und erfordert somit keine aufwändigen Wärmeableitungsmaßnahmen. Tendiert die Kaltverlustleistung jedoch gegen 10 Watt, so kommt der Wärmeableitung eine große Bedeutung zu. Entsprechend (4.10) steigt der Widerstand proportional zur Temperaturerhöhung an. Im gleichen Verhältnis zur Widerstandserhöhung erhöht sich die Verlustleistung im Warmzustand.

Aus den Messergebnissen lässt sich der in **Bild 6.9** dargestellte Zusammenhang zwischen Kaltverlustleistung und Erhöhung des Widerstands / der Verlustleistung herleiten. Die dargestellten Kurven begrenzen die Bandbreite der Temperaturerhöhung, die sich bei guter und schlechter Wärmeableitung ergibt.



**Bild 6.9: Gemessener Zusammenhang zwischen Kaltverlustleistung und Widerstandsanstieg bei guter und ungünstiger Wärmeableitung**

#### Erkenntnisse des Abschnitts:

Bei der Spulenauslegung sollte ein Kompromiss zwischen Wickelfenstergröße, Windungszahl und Drahtwiderstand gefunden werden, d.h. die Wickelfenstergröße sollte derart dimensioniert werden, dass die Verlustleistung in der Haltephase gering ist. Die Windungszahl sollte unter Berücksichtigung des dynamischen Ansprechverhaltens möglichst klein gewählt werden. Da bei abnehmender Windungszahl beim Einsatz von konventionellen Wickeltechniken (d.h. Verwendung von Runddraht) der Kupferfüllfaktor sich tendenziell verschlechtert, muss bei der Auswahl der Windungszahl eine Abstimmung mit dem Wickelfenster vorgenommen werden.

## 6.4 Einfluss der Ansteuerung

In diesem Abschnitt soll gezeigt werden, dass die Ansteuerstrategie den Leistungsbedarf sowie das dynamische Verhalten stark beeinflusst. Es sind dabei zwei Phasen während des Umschaltvorganges von Bedeutung:

- In der ersten Phase wird der Haltemagnet abgeschaltet, d.h. die Flugphase wird eingeleitet
- In der zweiten Phase wird mit dem „Fangmagneten“, d.h. dem Magneten in dessen Richtung die Bewegung stattfindet, der Annäherungsvorgang geregelt.

Um den Einfluss der Ansteuerung zu illustrieren, wurden vom Autor mit dem in Abschnitt 3 beschriebenen Modell verschiedene Simulationen durchgeführt. Dabei wurden die in **Tabelle 6.1** aufgeführten konkreten Auslegungen eines IVC- und EMVS-Aktuators sowie Modellvereinfachungen zugrunde gelegt.

**Tabelle 6.1: Systemparameter und Modellierungsannahmen für Simulationen zur Ermittlung des Einflusses der Ansteuerstrategie**

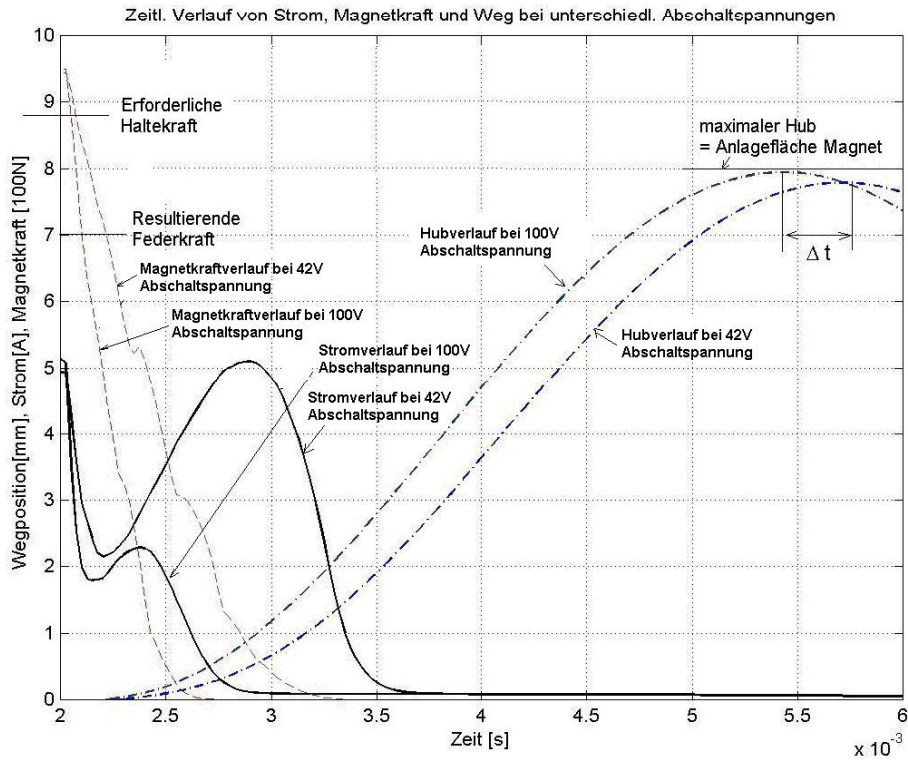
	IVC-Aktuator	EMVS-Aktuator
Federauslegung	$c_{F1} = 34 \text{ N/mm}$ , $c_{F2} = 66 \text{ N/mm}$ , $c_{\text{eff}} = 100 \text{ N/mm}$ $F_{L,F1} = 128 \text{ N}$ , $F_{L,F2} = 0 \text{ N}$ ,	$c_{F1} = c_{F2} = 87,5 \text{ N/mm}$ , $c_{\text{eff}} = 175 \text{ N/mm}$ $F_{L,F1} = 190 \text{ N}$ , $F_{L,F2} = 190 \text{ N}$
Ventilhub	8 mm	
Magnetform und Polfläche	U-Magnet $A_{\text{Pol}} = 11,6 \text{ cm}^2$	E-Magnet $A_{\text{Pol}} = 11,6 \text{ cm}^2$
Material	Anker: VX17 Joch: Orsi 100-30	
Übersetzungsverhältnisse	$v_{AM} = 0,5$ $v_{M1} = 0,6 \text{ (M1)}$ $v_{M2} = 0,45 \text{ (M2)}$	
Bewegte Masse	98 g	184 g
T/2	3,07 ms	3,22 ms
Erregerspule	$n_s = 70$ $R_s = 0,3 \text{ Ohm}$	
Regelung Stromregelung	Open-loop PWM-Ansteuerung Strombegrenzung auf 40 A, Versorgungsspannung: 42 V	
Vereinfachende Annahmen	- Ventilspiel $VS = 10 \text{ }\mu\text{m}$ - Restluftspalt $\delta_{M,\text{min}} = 50 \text{ }\mu\text{m}$ - keine Wirbelstrom- und Ummagnetisierungsverluste	
Reibfaktor	$k_R = 4 \text{ Ns/m}$	$k_R = 12 \text{ Ns/m}$
Gasarbeit	600 mJ	

#### 6.4.1 Einfluss der Ansteuerung auf den Abfallverzug

Um den Einfluss der Ansteuerung auf den Abfallverzug zu verdeutlichen, wurden Simulationen mit dem EMVS-Aktuator entsprechend der Auslegung und der Vereinfachungen in **Tabelle 6.1** durchgeführt.

Ziel der Untersuchung war die Bestimmung des Einflusses der Abschaltspannung auf die Hubbewegung und die mechanischen Verluste. Das Abschaltverhalten wurde mit dem Modell des Abschnittes 3 simuliert. Das Ergebnis der Simulation ist in **Bild 6.10** dargestellt. Sobald der Haltestrom ausgehend von einem Haltestromniveau von 5 A abgeschaltet wird, wird die Leistungsendstufe im Betriebszustand SSR betrieben, d.h. an der Induktivität liegt eine negative Spannung an. Liegt an der Induktivität eine Spannung

von -100 V an, bewirkt dies einen schnellen Abbau der Magnetkraft und des Versorgerstromes, wodurch die Hubbewegung nach Unterschreiten der Federkraft zügig eingeleitet wird. Bei einer Spannung von -42 V kommt es zu einer deutlichen Verzögerung des Kraftabbaus, der Strom steigt nach Einleitung der Hubbewegung wieder an. Dies führt zu einer deutlichen Verzögerung der Hubbewegung im Vergleich zu Abschaltvorgang mit -100V.



**Bild 6.10: Zeitlicher Verlauf von Erregerstrom, Magnetkraft und Ventilposition in Abhängigkeit verschiedener Versorgerspannungen für EMVS-Aktuator beim Abschalten aus der Haltephase**

Zur Erklärung der Effekte des Abschaltvorgangs wird wiederum (3.18) auf Seite 76 zu Grunde gelegt, die umformt werden kann in:

$$U_0 - i \cdot R_s = U_{ind} = \frac{\partial \psi(i_L, \delta_M)}{\partial \delta_M} \cdot \frac{d\delta_M}{dt} + \frac{\partial \psi(i_L, \delta_M)}{\partial i_L} \cdot \frac{di_L}{dt} \quad (6.7)$$

Durch Umstellung von (6.13) erhält man dann:

$$U_{ind} = \frac{\partial \Psi(i_L, \delta_M)}{\partial \delta_M} \cdot \frac{d\delta_M}{dt} = \frac{\partial \Psi(i_L, \delta_M)}{\partial i_L} \cdot \frac{di_L}{dt} \quad (6.8)$$

Entsprechend (3.18) kann (6.8) umgestellt werden in

$$U_{ind} - L_{\delta}(i_L, \delta_M) \cdot \frac{d\delta_M}{dt} = L_i(i_L, \delta_M) \cdot \frac{di_L}{dt} \quad (6.9)$$

Das Produkt aus der differentiellen Induktivität  $L_{\delta}$  und der Luftspaltänderung  $d\delta/dt$  ist ein Maß für die Rückwirkung der mechanischen Bewegung auf die elektrischen Größen (vgl. Erläuterung auf Seite 76). Es wird bei der Bewegung somit eine Spannung  $U_{ind,M}$  induziert:

$$U_{ind,M} = L_{\delta}(i_L, \delta_M) \cdot \frac{d\delta_M}{dt} \quad (6.10)$$

Aus dem Flusskennfeld (siehe **Bild 4.12**) kann abgeleitet werden, daß gilt:

$$L_i(i_L, \delta_M) > 0, \text{ sowie } L_{\delta}(i_L, \delta_M) < 0$$

Bei einer positiven Luftspaltänderung, d.h. der Ablösung des Ankers von der Anlagefläche des Magneten, gilt  $d\delta_M/dt > 0$ , d.h. es wird eine negative Spannung  $U_{ind,M}$  erzeugt. Diese wirkt der negativen Induktionsspannung  $U_{ind}$  entgegen. Solange

$U_{ind} - L_{\delta}(i_L, \delta_M) \cdot \frac{d\delta_M}{dt}$  negativ ist, wird der Strom reduziert. Dies hat zur Folge, dass sich

der Abfall des Stromverlaufes und somit der Magnetkraftabbau im Vergleich zu einem nicht beweglichen Aktuator verzögert. Bei einer Abschaltspannung von -42 V ist die Magnetkraft erst 1,2 ms nach dem Abschalten vollständig abgebaut, bei einer Abschaltspannung von -100 V schon nach 0,6 ms. Die zeitliche Verzögerung des Magnetkraftabbaus führt zu einer Bremswirkung der Hubbewegung. Sobald das Haltestromniveau unterschritten ist, beginnt die Hubbewegung des Ankers, der, getrieben durch die Federkraft der oberen Rückstellfeder, beschleunigt wird. Nach Durchlaufen des Ventilspiels trifft dann der Anker auf das Ventil. Ab diesem Zeitpunkt wirkt die untere Rückstellfeder gegen die obere Rückstellfeder, die Ventilbewegung wird durch die resultierende Federsteifigkeit aus oberer und unterer Federsteifigkeit beschleunigt. Die Bewegung des Ventils beginnt erst dann, wenn die Magnetkraft das Kraftniveau der effektiven Federkraft, d.h. der Summe der Kraft von unterer und oberer Rückstellfeder unterschreitet. Die Bewegung mit -100 V Abschaltspannung setzt 0,2 ms nach dem Abschalten ein, bei -42 V verzögert sich der Bewegungsbeginn um 0,3 ms und wird nach Bewegungsbeginn deutlicher verzögert. Diese Verzögerung der Anfangsbewegung führt zu einer Verlängerung der Flugphase im Vergleich zur physikalischen Schwingungszeit. Der Bewegungsverlauf bei einer Abschaltspannung um 42 V ist im Vergleich zum Bewegungsverlauf bei einer Abschaltspannung mit 100 V um ca. 0,3 ms verzögert. Durch den langsameren Stromabfall entstehen beim Abfallprozess auch höhere Kupferverluste. Diese sind jedoch bezogen auf den gesamten Hubverlauf vernachlässigbar gering.

**Erkenntnis des Abschnitts:**

Um den Abfallverzug zu verkürzen, muss der Stromregler derart konzipiert sein, dass die maximale zur Verfügung stehende Spannung an der Spule anliegt. Zusätzlich kann der Abfallverzug durch eine kleinere Windungszahl der Erregerspule verkürzt werden, da die Windungszahl die Induktivität beeinflusst.

**6.4.2 Einfluss der Ansteuerung während des Umschaltvorgangs**

Entscheidend für den Magnetwirkungsgrad und somit die elektrische Leistungsaufnahme ist der mechanische Ausnutzungsgrad des Elektromagneten. Je kleiner der Luftspalt, bei dem der Elektromagnet im dynamischen Betrieb genutzt wird, desto effektiver ist die Umwandlung der in der Erregerspule gespeicherten magnetischen Energie in mechanisch nutzbare Hubarbeit. Hinzu wird die in Abschnitt 2 hergeleitete Maxwell'sche Zugkraftformel (2.18) auf Seite 66 zur Erläuterung herangezogen:

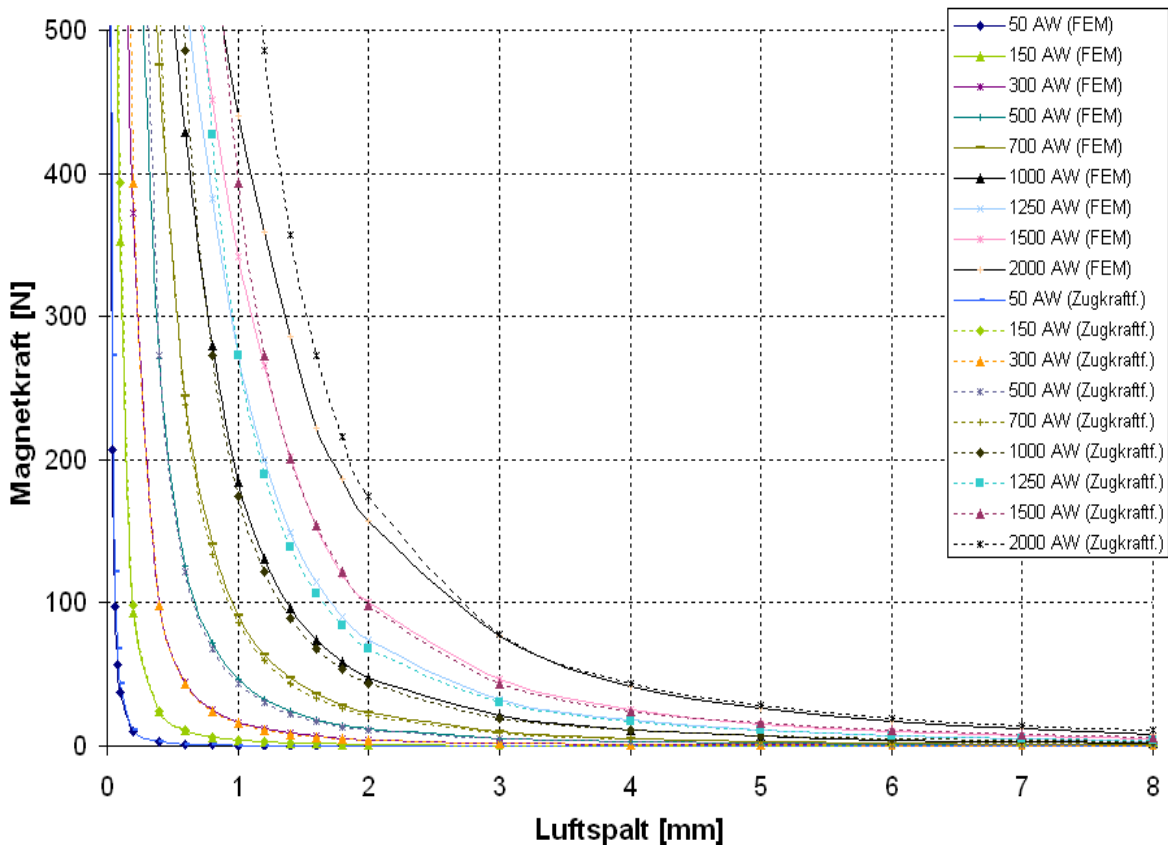
$$F_M = \frac{\mu_0}{8} \cdot \left( \frac{n_s \cdot i}{\delta_M} \right)^2 \cdot A_{Pol} \quad (2.18)$$

Aus (2.18) geht hervor, dass bei gegebener Ampèrewindungszahl  $n_s \cdot i$  die Magnetkraft quadratisch mit kleiner werdendem Luftspalt zunimmt. Um den Gültigkeitsbereich abzuschätzen, wurde dem Kraftverlauf entsprechend der Maxwell'schen Zugkraftformel eine FEM-Magnetkraftberechnung mit gleicher Magnetgeometrie gegenübergestellt<sup>17</sup>. Durch die FEM-Berechnung werden Streuflüsse berücksichtigt, die in der Maxwell'schen Zugkraftformel nicht abgebildet werden. In Bild 6.11 ist die Magnetkraftberechnung mit der Maxwell'schen Zugkraftformel der FEM-Berechnung gegenübergestellt. Man erkennt in der Gegenüberstellung, dass die Maxwell'sche Zugkraftformel eine gute Näherung darstellt. Unter Berücksichtigung der Energiebilanz können folgende allgemeingültigen Aussagen getroffen werden.

- Der höchste Magnetwirkungsgrad ist erzielbar bei Betrieb mit kleinen Luftspalten. Dort kann für ein gegebenes Einschaltintervall  $dt$  und konstante Durchflutung (bei gegebener Windungszahl der Erregerspule = gleiche Stromstärke) die höchste Hubarbeit erzielt werden.

oder:

- Für eine vorgegebene zu leistende Hubarbeit verringert sich mit abnehmendem Luftspalt das Einschaltintervall  $dt$  der Bestromung bei einer gegebenen Durchflutung der Erregerspule, d. h. der elektrische Energiebedarf wird reduziert.



**Bild 6.11: Vergleich der statischen Magnetkraftberechnung mit der Maxwell'schen Zugkraftformel im Vergleich zur FEM-Berechnung (Magnetauslegung entsprechend Tabelle 3.1)**

Bei einer dynamischen Betrachtung des Feder-Masse-Schwingers müssen jedoch folgende Zusammenhänge mit berücksichtigt werden:

- Die mechanischen Gegenkräfte, insbesondere die Gaskräfte verzögern schon am Anfang die Bewegung. Um eine zu lange Flugzeit zu verhindern bzw. sicherzustellen, dass der Anker gefangen wird, muss schon zu Beginn der Bewegung eine Magnetkraft erzeugt werden, d. h. ein Betrieb im ungünstigen magnetischen Wirkungsbereich ist nicht ganz zu umgehen.
- Bei der elektromechanischen Ventilsteuerung muss im Anschluss an die Flugphase der Anker an der Polfläche des Elektromagneten gehalten werden. Das bedeutet, der Elektromagnet muss während der Flugphase nicht nur die magnetische Hubarbeit zur Kompensation der mechanischen Verluste (Reibung, Gasarbeit) erzeugen, die Magnetkraft muss am Ende der Hubbewegung ein Kraftniveau erreicht haben, das mindestens so groß ist wie die Rückstellkraft der Ventilfeeder. Dies hat zur Folge, dass

<sup>17</sup> Die FEM-Magnetkreisberechnung wurde vom Autor mit der Magnetkreissimulationssoftware Maxwell durchgeführt

der Magnet nicht erst gegen Ende des Hubes durch die Erregerspule aktiviert werden kann, da ansonsten die Rückstellkraft der Feder eine Umkehr der Hubbewegung verursacht und der Anker nicht mehr gefangen werden kann.

Im diesem Abschnitt wird der Einfluss der Ansteuerung auf den elektrischen Leistungsbedarf sowie die Flugdynamik durch Simulationen verdeutlicht. Zugrunde gelegt wurden die in **Tabelle 6.1** dargestellten Auslegungen für EMVS und IVC-Aktuator sowie die getroffenen Vereinfachungen (d.h. keine Wirbelströme und Ummagnetisierungsverluste). Im folgenden werden dabei zwei Lastfälle untersucht. Zum einen wurde ein Betrieb ohne Gasgegenkraft, zum anderen ein Betrieb mit Gasgegenkraft untersucht.

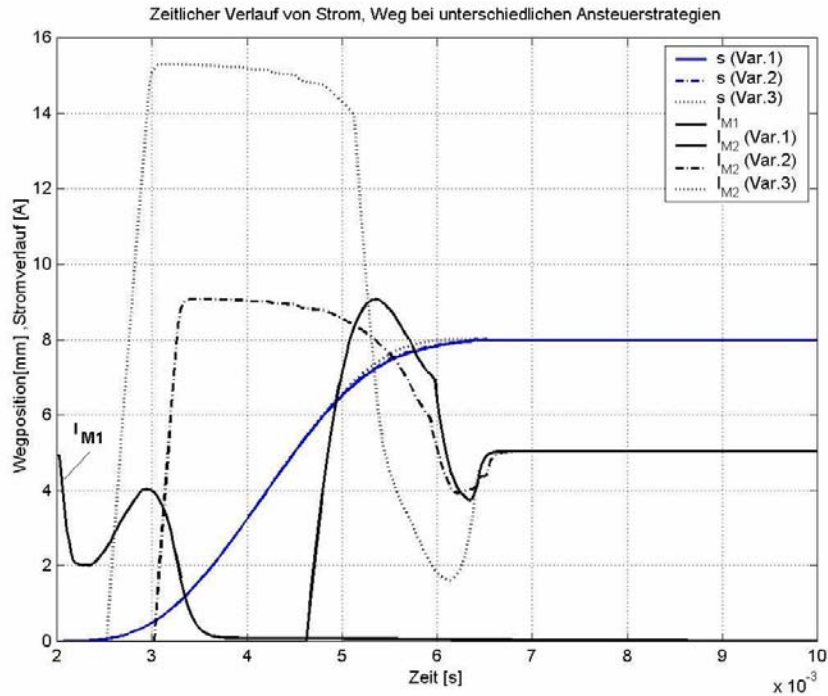
#### 6.4.2.1 Ermittlung des Einflusses der Ansteuerstrategie ohne Gaskraft

Der Effekt der Ansteuerstrategie wurde anhand von drei Ansteuerungsvarianten verdeutlicht. Die Steuerimpulse wurde derart festgelegt, dass ein Auftreffen des Ventils auf die Anlagefläche mit einer Aufsetzgeschwindigkeit  $<0,5$  m/s erzielt wird:

- Variante 1: Der Fangmagnet wurde erst kurz vor dem Ende der Hubbewegung bestromt. Der Stromimpuls wurde auf maximal 10 A begrenzt.
- Variante 2: Der Fangmagnet wurde 1 ms nach Abschalten des Haltemagneten mit einer Begrenzung auf 9 A bestromt und vor dem Erreichen der Endanlagefläche auf das Haltestromniveau von 5 A reduziert.
- Variante 3: Der Fangmagnet wurde 0,5 ms nach Abschalten des Haltmagneten auf 15 A bestromt. 0,8 ms vor dem Auftreffen auf die Endanlagefläche wurde der Strom auf 5 A reduziert.

In **Bild 6.12** ist der zeitliche Verlauf der Erregerströme vom M1- und M2-Magneten sowie die Ventilhubverläufe der untersuchten Ansteuervarianten gegenübergestellt. Die Ansteuervarianten 1 und 2 führen zu keiner erkennbaren Beeinflussung des Ventilhubverlaufes, während durch Variante 3 die Ventilhubzeit um ca. 0,3 ms verkürzt werden kann. Bei der Ansteuervariante 3 beträgt die nominelle Ventilflugzeit des Ventils - d. h. die Flugzeit gemessen ab einem Anfangshub von  $100 \mu\text{m}$  - 3,45 ms, die reale Ventilflugzeit - gemessen ab dem Einsetzen der Ventilbewegung - 3,86 ms. Die nominellen Ventilflugzeiten der Ansteuervarianten 1 und 2 betragen jeweils 3,8 ms. Es wird ersichtlich, dass die Ventilflugzeit deutlich höher liegt als die physikalische Flugzeit ( $T/2=3,2$  ms). Die Ursache für diese Differenz ist die Dämpfung der Hubbewegung durch das verzögerte Abschalten (vgl. Abschnitt 3.4.1.1). Bei der Untersuchung der Energiebilanz wurde angenommen, dass die in der Erregerspule gespeicherte Energie  $E_M$  zu Beginn und Ende des Betrachtungszeitraums gleich groß ist. Dies kann angenommen werden, da der Erregerstrom und Halteluftspalt beim Halten an beiden Endanlageflächen gleich und für beide Magnete die gleiche Magnetgestaltung gewählt wurde.





**Bild 6.12: Zeitlicher Verlauf von Erregerstrom und Ventilposition für unterschiedliche Ansteuerstrategien unter Berücksichtigung der Reibverluste**

Die Energiebilanz entsprechend (5.19) auf Seite 118 kann somit vereinfacht werden zu:

$$dE_{el,Fangphase} = dE_{V,el} + dE_{M,mech} + dE_{V,mech} \quad (6.11)$$

bzw.

$$\Delta E_{el,Fangphase} = \int_{t1}^{t2} dE_{V,el} \cdot dt + \int_{t1}^{t2} dE_{M,mech} \cdot dt + \int_{t1}^{t2} dE_{V,mech} \cdot dt \quad (6.12)$$

t1: Zeitpunkt bei Einleitung der Flugphase

t2: Zeit nach Abschluß der Flugphase

Für die betrachteten Ansteuervarianten ergibt sich aus der Simulation die in **Tabelle 6.2** dargestellte Energiebilanz. Man erkennt dabei, dass die Ansteuerung maßgeblich den Wirkungsgrad beeinflusst.

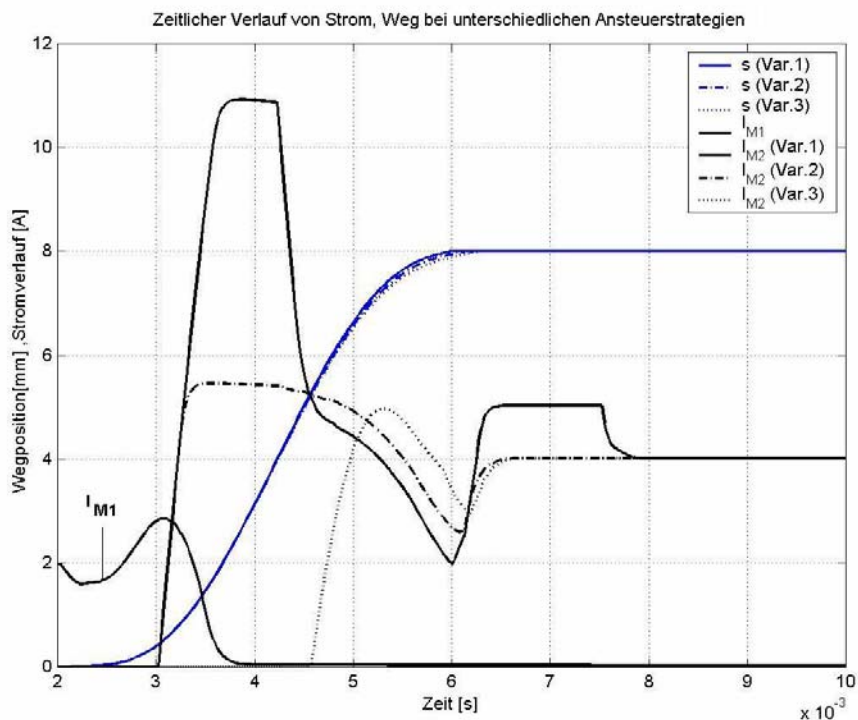
**Tabelle 6.2: Energiebilanz für den EMVS-Aktuator bei Betrieb ohne Last**

	$\Delta E_{el,Fangphase}$	$\Delta E_{V,el}$	$\Delta E_{M,mech}$	$\Delta E_{V,mech}$	$\eta_M = \frac{\Delta E_{M,mech}}{\Delta E_{el}}$
Variante 1	260 mJ	50 mJ	210 mJ	190 mJ	80 %
Variante 2	330 mJ	120 mJ	210 mJ	190 mJ	63 %
Variante 3	470 mJ	270 mJ	200 mJ	200 mJ	43 %

Zur Untersuchung der Ansteuerstrategie für den IVC-Aktuator wurden ebenfalls drei Ansteuervarianten untersucht:

- In einer ersten Variante wurde der Strom auf 12 A begrenzt und 1 ms nach dem Abschalten der Halteerregerspule eingesteuert. Dieser wurde ca. 1,5 ms vor dem Auftreffen auf die Endanlagefläche auf das Haltestromniveau von 4 A reduziert. Die kurzzeitige Erhöhung des Stromes beim Ankeraufsetzen (5A) ist auf einen Regelfehler zurückzuführen.
- In einer zweiten Variante wurde der Stromimpuls frühzeitig 1 ms nach Abschalten des Haltemagneten mit einer Begrenzung auf 5 A eingesteuert und vor dem Erreichen der Endanlagefläche auf das Haltestromniveau von 4 A reduziert.
- In einer dritten Variante wurde ein Stromimpuls des Fangmagneten zum Ende der Hubbewegung eingesteuert. Der Stromimpuls wurde auf maximal 10 A begrenzt.

In **Bild 6.13** sind der zeitliche Verlauf der Erregerströme vom M1- und M2-Magneten sowie die Ventilhubverläufe der untersuchten Ansteuervarianten gegenübergestellt.



**Bild 6.13: Zeitlicher Verlauf von Erregerstrom und Ventilposition für unterschiedliche Ansteuerstrategien unter Berücksichtigung von Reibverlusten**

Die Varianten unterscheiden sich geringfügig in den Flugzeiten. Die nominellen Flugzeiten betragen im einzelnen:

- Variante 1: 3,3 ms
- Variante 2: 3,44 ms
- Variante 3: 3,56 ms

Auch hier ist erkennbar, dass die physikalische Flugzeit des IVC-Aktuators ( $T/2=3,07$  ms) nicht erreicht werden kann. Die Energiebilanz für die Ansteuervarianten ist in **Tabelle 6.3** aufgeführt. Die Auswirkung der Ansteuerung auf den Wirkungsgrad wird auch für den IVC-Aktuator verdeutlicht.

**Tabelle 6.3: Energiebilanz für die Flugphase im Betrieb mit Reibung**

	$\Delta E_{el,Fangphase}$	$\Delta E_{V,el}$	$\Delta E_{M,mech}$	$\Delta E_{V,mech}$	$\eta_M = \frac{\Delta E_{V,mech}}{\Delta E_{el}}$
Variante 1	168 mJ	70 mJ	98 mJ	92 mJ	58 %
Variante 2	132 mJ	34 mJ	98 mJ	92 mJ	74 %
Variante 3	116 mJ	18 mJ	98 mJ	92 mJ	84 %

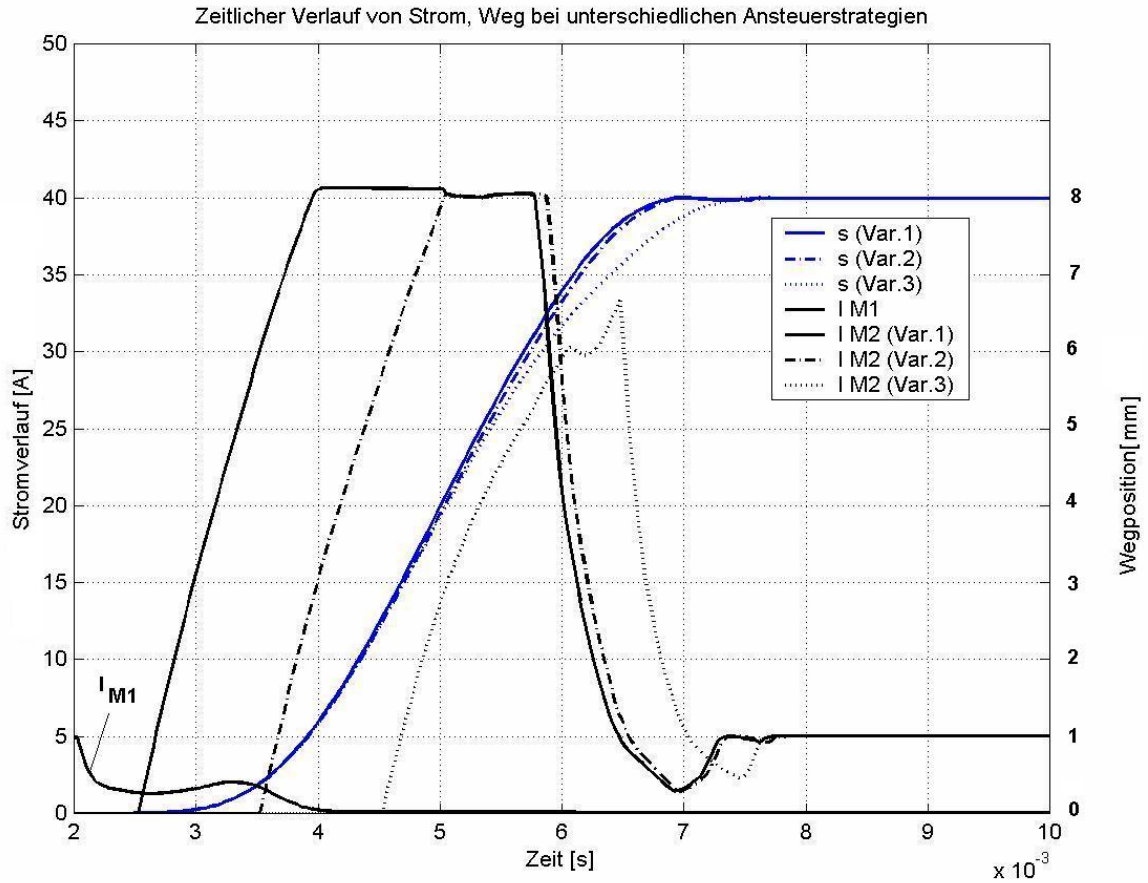
#### 6.4.2.2 Einfluss der Ansteuerstrategie unter Lastbedingungen

Analog zu Abschnitt 6.4.2.1 wurden zunächst 3 unterschiedliche Ansteuervarianten für den EMVS-Aktuator gemäß der Auslegung und Annahmen in **Tabelle 6.1** untersucht. Der Steuerimpuls wurde derart festgelegt, dass ein Auftreffen des Ventils auf die Anlagefläche mit einer Aufsetzgeschwindigkeit  $<0,5$  m/s erzielt wird. Die Varianten unterscheiden sich im wesentlichen durch unterschiedliche Zeitpunkte des Einschaltens des Erregerstroms:

- Variante 1: Bestromung auf 40 A, Erregung 0,5 ms nach Abschalten des Haltestromes
- Variante 2: Bestromung auf 40 A Erregung 1,5 ms nach Abschalten des Haltestromes
- Variante 3: Bestromung auf 30 A, Erregung 2,5 ms nach Abschalten des Haltestromes

In **Bild 6.14** sind der zeitliche Verlauf der Erregerströme vom M1- und M2-Magneten sowie die Ventilhubverläufe der untersuchten Ansteuervarianten gegenübergestellt. Die Varianten 1 und 2 führen zu keiner erkennbaren Beeinflussung des Ventilhubverlaufes, während durch Variante 3 die Ventilhubzeit um ca. 0,5 ms verlängert wird. Die nominellen Flugzeiten der Auslegungsvarianten betragen:

- Variante 1: 3,8 ms
- Variante 2: 3,8 ms
- Variante 3: 4,3 ms



**Bild 6.14: Zeitlicher Verlauf von Erregerstrom und Ventilposition für unterschiedliche Ansteuerstrategien unter Berücksichtigung von Reib- und Gasverlusten**

Die Energiebilanz für die Ansteuervarianten ist in **Tabelle 6.4** dargestellt. Auch hier wird die Bedeutung der Ansteuerung auf den Wirkungsgrad verdeutlicht.

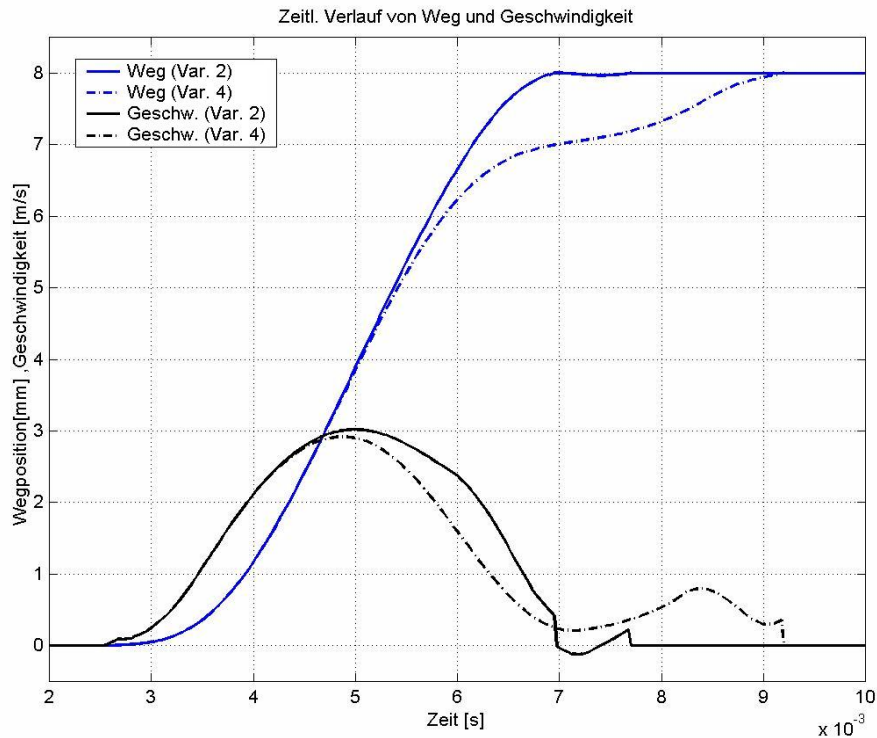
**Tabelle 6.4: Energiebilanz für die Flugphase im Betrieb unter Last**

	$\Delta E_{el, Fangphase}$	$\Delta E_{V, el}$	$\Delta E_{M, mech}$	$\Delta E_{V, mech}$	$\eta_M = \frac{\Delta E_{V, mech}}{\Delta E_{el}}$
Variante 1	2700 mJ	1870 mJ	830 mJ	820 mJ	31 %
Variante 2	2000 mJ	1170 mJ	830 mJ	820 mJ	41 %
Variante 3	1340 mJ	550 mJ	790 mJ	780 mJ	59 %

In einer weiteren Variante 4 wurde die Auswirkung einer sehr späten Bestromung der Erregerspule untersucht. Die Bestromung erfolgte 3,1 ms nach Abschalten der Erregerspule, d. h. zu einem Zeitpunkt, bei dem das Ventil bereits 4 mm geöffnet ist. Die Auswirkungen der Ansteuervariante 4 auf den Geschwindigkeits- und Hubverlauf des Ankers ist in **Bild 6.15** im Vergleich zu Ansteuervariante 2 dargestellt.

Die späte Bestromung bewirkt nach 6 mm Hub eine deutliche Verlangsamung der Hubbewegung, bevor die Magnetkraft groß genug ist, um gegen die Federkraft den Anker

wieder zu beschleunigen. Dies hat zur Folge, dass infolge eines verlängerten Einschaltzeitraumes die elektrischen Verluste im Vergleich zur Ansteuervariante 3 wieder um 570 mJ zunehmen und gleichzeitig die Flugzeit um 2 ms verlängert wird.

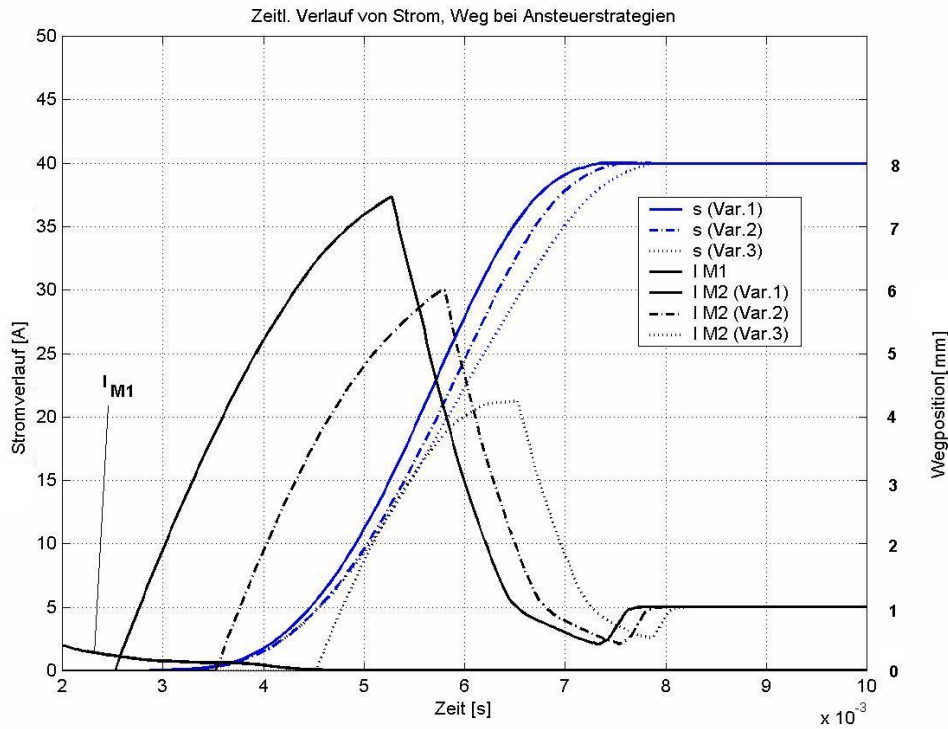


**Bild 6.15: Geschwindigkeits- und Hubverlauf in Abhängigkeit vom Einschaltzeitpunkt der Erregerspule**

Im weiteren wurde der Einfluss der Ansteuerung unter Last für den IVC-Aktuator gemäß der Auslegung in **Tabelle 6.1** für 3 unterschiedliche Ansteuervarianten untersucht. Der Steuerimpuls wurde derart festgelegt, dass ein Auftreffen des Ventils auf die Anlagefläche mit einer Aufsetzgeschwindigkeit  $<0,5$  m/s erzielt wird. Die Varianten unterscheiden sich im wesentlichen durch unterschiedliche Zeitpunkte des Einschaltens des Erregerstroms:

- Variante 1: Bestromung auf 37 A, Erregung 0,5 ms nach Abschalten des Haltestromes
- Variante 2: Bestromung auf 30 A, Erregung 1,5 ms nach Abschalten des Haltestromes
- Variante 3: Bestromung bis 22 A, Erregung 2,5 ms nach Abschalten des Haltestromes

In **Bild 6.16** ist der zeitliche Verlauf der Erregerströme sowie der Ventilwegpositionen für die unterschiedlichen Ansteuervarianten unter Berücksichtigung von Reib- und Gasverlusten dargestellt.



**Bild 6.16: Zeitlicher Verlauf von Erregerstrom und Ventilposition für unterschiedliche Ansteuerstrategien unter Berücksichtigung von Reib- und Gasverlusten**

Die unterschiedlichen Ansteuervarianten wirken sich im Vergleich zum EMVS-Aktuator deutlicher auf die Ventilflugzeiten aus. Die nominellen Flugzeiten der Ansteuervarianten betragen:

- Variante 1: 3,7 ms
- Variante 2: 3,85 ms
- Variante 3: 4,2 ms

Die Energiebilanz und die Wirkungsgradberechnung sind in **Tabelle 6.5** dargestellt. Erwartungsgemäß erkennt man den Einfluss der Ansteuerung auf den Wirkungsgrad.

**Tabelle 6.5: Energiebilanz für die Flugphase im Betrieb unter Last**

	$\Delta E_{el, Fangphase}$	$\Delta E_{V, el}$	$\Delta E_{M, mech}$	$\Delta E_{V, mech}$	$\eta_M = \frac{\Delta E_{V, mech}}{\Delta E_{el}}$
Variante 1	1740 mJ	1040 mJ	700 mJ	680 mJ	40 %
Variante 2	1120 mJ	570 mJ	650 mJ	640 mJ	58 %
Variante 3	900 mJ	270 mJ	630 mJ	620 mJ	70 %

**Erkenntnis des Abschnitts:**

In diesem Abschnitt wurde gezeigt, dass die Ansteuerstrategie einen großen Einfluss auf die Hubdynamik und den Leistungsbedarf hat. Bei der Optimierung muss daher die

Ansteuerstrategie jeweils für jede Aktuatorauslegung für einen bestimmten Betriebszustand optimiert werden und, damit die Bewertung einer Auslegungsvariante objektiv durchgeführt werden kann.

Ferner wurde in diesem Abschnitt gezeigt, dass der IVC-Aktuator aufgrund des kleineren Luftspaltes am Magneten auch bei großen Ventilhuben durch die Magnetkraftwirkung die Hubdynamik beeinflussen kann, während beim EMVS-Aktuator die Hubbewegung primär durch die Feder bestimmt wird.

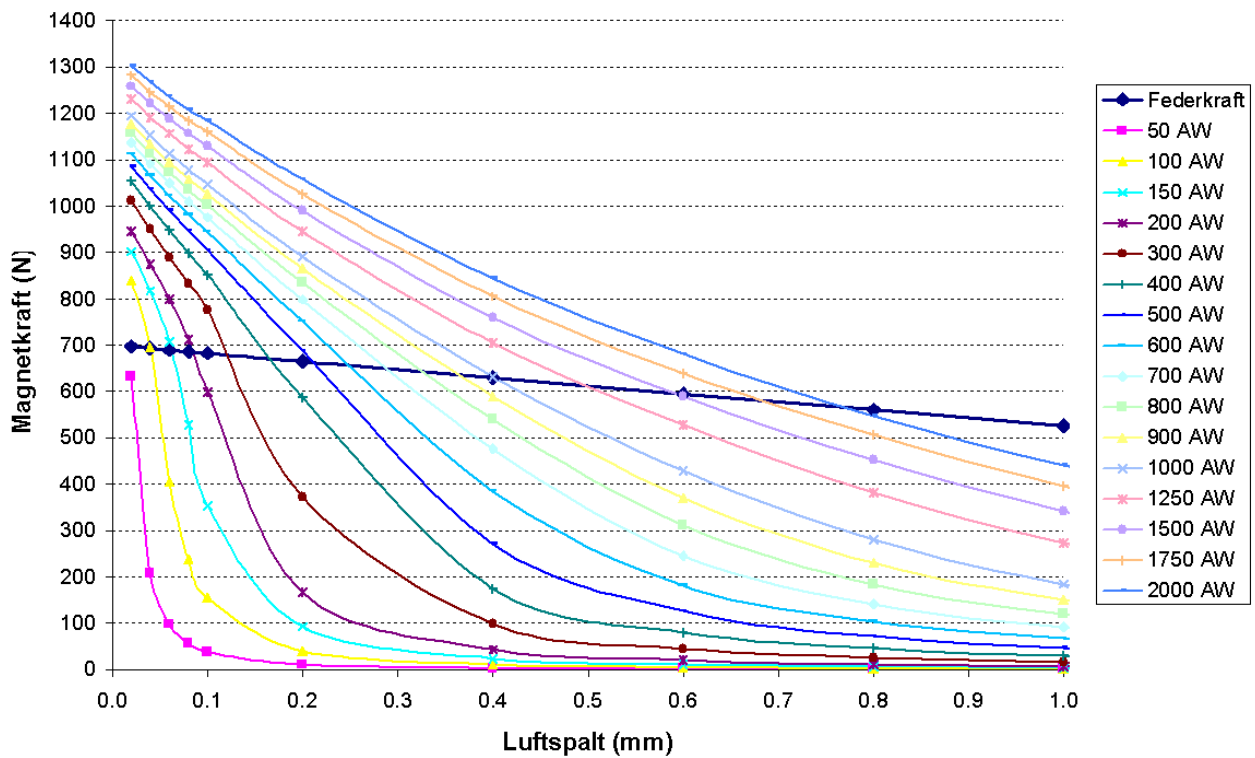
## 6.5 Auswirkung des Restluftspaltes im Haltebetrieb auf die elektrische Leistungsaufnahme

Von Bedeutung für den elektrischen Leistungsbedarf ist der Restluftspalt  $\delta_r$ , der beim Anliegen des Ankers an der Polfläche des Elektromagneten auftritt. Der Restluftspalt wird bezeichnet als durchschnittlicher mittlerer Luftspalt, der zwischen dem Anker und dem Magnetjoch bei Anliegen des Ankers an den Polflächen auftritt.

Der Restluftspalt resultiert aus:

- mechanischer Verformung des Ankers unter Einwirkung der Magnetkraft
- mechanischer Verformung des Magnetjoches unter Einwirkung der Magnetkraft und auftretenden permanenten Verformungen im Dauerbetrieb
- Fertigungstoleranzen von Anker und Jochkörper

Die Bedeutung des Restluftspaltes wird in **Bild 6.17** verdeutlicht. Dort sind der statische Magnetkraftverlauf und der Federkraftverlauf in Abhängigkeit von der Durchflutung der Erregerspule bei kleinen Luftspalten am Beispiel der in **Tabelle 6.1** spezifizierten Auslegung des EMVS-Aktuators dargestellt. So genügt bei der dargestellten beispielhaften Federauslegung auf eine Maximalkraft von 700 N bis zu einem  $\delta_r$  von 30  $\mu\text{m}$  eine Erregerdurchflutung von 100 AW. Bei einem Restluftspalt von 120  $\mu\text{m}$  steigt die erforderliche Erregerdurchflutung um das Dreifache auf 300 AW. Berücksichtigt man im geschlossenen Zustand des Ventils, dass infolge der erforderlichen Restschließkraft (vgl. Abschnitt 2.6.3) die erforderliche Haltekraft um den Betrag der Restschließkraft zunimmt, sind für die Haltephase im geschlossenen Zustand höhere Durchflutungen erforderlich. Bei einer beispielhaften realistischen Restschließkraft von 200 N ist schon bei einem  $\delta_r$  von 50  $\mu\text{m}$  eine Erregerspulendurchflutung von 250 AW erforderlich. Bei 120  $\mu\text{m}$  verdoppelt sich die Erregerspulendurchflutung auf ca. 500 AW. Da die Verlustleistung in der Erregerspule  $P_{V,el.} = i^2 \cdot R_S$  quadratisch mit dem Strom zunimmt, vervierfacht sich die elektrische Verlustleistung bei einer Verdoppelung der Durchflutung bei konstanter Windungszahl der Erregerspule.



**Bild 6.17: Auswirkung Restluftspalt auf erforderliche magnetische Durchflutung**

**Annahme für Optimierung:**

Für die Optimierung wurde ein Restluftspalt  $\delta_r = 80 \mu\text{m}$  für M1- und M2-Magnet angesetzt. Dieser Wert ist nach Kenntnis des Autors unter Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen und Fertigungskosten erreichbar.



## 7 Aktuatoroptimierung und Bewertung

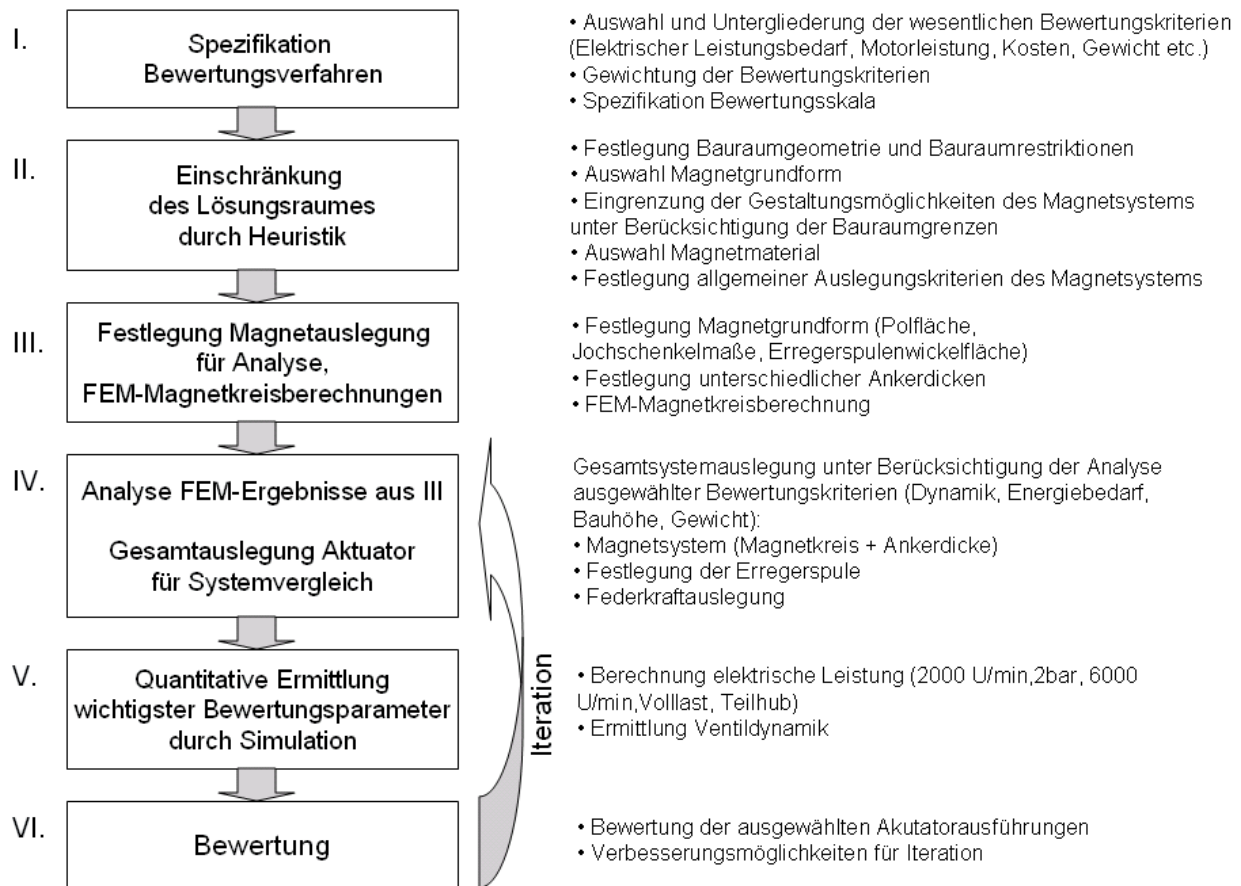
Ziel dieses Abschnittes ist es, die in dieser Arbeit untersuchten Aktuatorkonzepte (EMVS und IVC) nach ausgewählten Kriterien zu optimieren und zu bewerten. Dazu wird in einem ersten Schritt ein Bewertungsverfahren und in einem zweiten Schritt das Optimierungsverfahren entwickelt. Bei der Auswahl des Bewertungsverfahrens sowie der Auslegungsoptimierung sind folgende Aspekte zu berücksichtigen:

- Es konnten nicht alle für den Systemvergleich relevanten Bewertungskriterien in dieser Arbeit detailliert untersucht werden; die Anzahl der Bewertungskriterien muss daher sinnvoll eingeschränkt werden.
- Auch nach Einschränkung der Anzahl der Bewertungskriterien können nicht alle ausgewählten Bewertungskriterien quantitativ genau bewertet werden. Es müssen daher für einen Teil der Bewertungskriterien vereinfachte funktionale Zusammenhänge gebildet werden, mit denen ein sinnvoller Vergleich möglich ist.
- Bei der Gestaltung des Optimierungsansatzes ist zu berücksichtigen, dass insbesondere die für eine genaue Untersuchung erforderlichen Modelle (Dynamikmodell in Matlab-Simulink, FEM-Berechnungsmodell des Magnetkreises, Motorsimulationsmodell) nicht integriert sind und daher Iterationen erfordern. Ein integrierter Ansatz würde einen deutlich größeren Aufwand erfordern. Dies konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht geleistet werden.
- Die Auslegung sowie die Bewertung basiert auf Simulationen. Eine Verifizierung durch Messergebnisse kann aufgrund der Vielzahl der Untersuchungsvarianten nicht geleistet werden. Zur Interpretation der Ergebnisse müssen die in Abschnitt 4 ermittelten Ungenauigkeiten der FEM-Ergebnisse berücksichtigt werden.

Als Bewertungsverfahren wird vom Autor die Nutzwertanalyse gewählt. Diese Methode weist im Vergleich zu numerischen Optimierungsansätzen (Lineare Optimierung, Branch and Bound, Dynamische Optimierung) und anderen Bewertungsverfahren (Kosten/Wirksamkeitsanalyse, Kosten-Nutzen-Rechnung etc.) [85] folgende Vorteile auf:

- Die Bewertungskriterien können gegliedert werden, so dass Teilergebnisse zur Beurteilung der Plausibilität herangezogen werden können.
- Die Bewertungskriterien können je nach Optimierungsziel unterschiedlich gewichtet werden. Dadurch sind transparente Sensibilitätsanalysen möglich.
- Für die Bewertung der Kriterien kann eine Bewertungsskala definiert werden, die sich sowohl aus quantitativen als auch qualitativen Kriterien zusammensetzt.
- Der Leser kann die Bewertungskriterien ergänzen sowie den vom Autor ausgewählten Kriterien eine andere Gewichtung zuordnen.

Das vom Autor entwickelte Optimierungs- und Bewertungsverfahren ist in sechs Schritte untergliedert. Die Vorgehensweise und deren Teilschritte sind in **Bild 7.1** dargestellt:



**Bild 7.1: Vorgehen bei Systemvergleich und Bewertung**

Beschreibung der Optimierungsschritte:

- I. In einem ersten Schritt werden die für die Nutzwertanalyse relevanten Kriterien ausgewählt, untergliedert und zueinander gewichtet. Für jedes Einzelkriterium wird eine Bewertungsskala definiert.
- II. In einem zweiten Schritt wird durch eine heuristische Vorgehensweise zunächst der Lösungsraum der Aktuatorauslegung sinnvoll eingegrenzt. Dabei werden in jedem Schritt die Bewertungskriterien berücksichtigt.
- III. In einem dritten Schritt werden auf Basis des in Schritt II eingeschränkten Lösungsraumes verschiedene Magnetsysteme ausgelegt und mittels FEM-Magnetkreisberechnung die für die Bewertung erforderlichen Kennfelder ermittelt.
- IV. In einem vierten Schritt werden die in Schritt III festgelegten Magnetkreisauslegungen in Hinblick auf die wichtigsten Bewertungskriterien

analysiert. Auf Basis dieser Analyse werden dann verschiedene nach unterschiedlichen Gesichtspunkten optimale Aktuatorauslegungen festgelegt.

- V. In einem fünften Schritt werden mit Hilfe des vom Autor erstellten Dynamikmodells die wichtigsten Bewertungsparameter quantitativ ermittelt.
- VI. In einem sechsten Schritt wird eine Bewertung der Magnetsysteme durchgeführt. Die erzielten Erkenntnisse werden für eine oder weitere Iterationsschleifen, die in Schritt III oder IV wieder ansetzen, genutzt. Die Iteration kann erst dann ansetzen, wenn Verbesserungsmöglichkeiten aufgrund der Bewertung identifiziert wurden. Eine automatische Iteration konnte aufgrund der noch nicht integrierten Modelle vom Autor nicht implementiert werden.

## 7.1 Spezifikation Bewertungsverfahren

### 7.1.1 Bewertungsverfahren auf Basis der Nutzwertanalyse

In der Nutzwertanalyse werden die Aktuatorauslegungen mit Punkten bewertet. Der Zielerreichungsgrad einer Bewertungsvariante wird durch Summation der erreichten Punktzahlen der Bewertungskriterien gebildet. Die Punktzahl der Bewertungskriterien wird durch Multiplikation der Gewichtung des Einzelkriteriums ( $g_i$ ,  $g_{ij}$ ) mit der Bewertungsnote  $n_{ij}$  ermittelt. Die Bewertungsnote wird durch eine Formel ermittelt, die auf den Simulationsergebnissen bzw. vereinfachten Zusammenhängen aufbaut. Die Formel liefert eine einheitslose Note auf einer Skala von 0 bis 5. Dazu wird eine entsprechende Bewertungsmatrix aufgestellt. Die vom Autor ausgewählten Bewertungskriterien und deren Gewichtung sowie die Bewertungsmethodik werden in der in **Tabelle 7.1** dargestellten Bewertungsmatrix aufgeführt.

### 7.1.2 Auswahl Bewertungskriterien

Vom Autor wurden die folgenden Bewertungskriterien ausgewählt:

- Elektrischer Leistungsbedarf
- Ventildynamik
- Kosten
- Gewicht
- Bauhöhe

Sonstige relevante Kriterien wie z. B. Regelbarkeit, mechanische Stabilität, Lebensdauer und Herstellbarkeit wurden in die Bewertung nicht mit aufgenommen, da diese Kriterien zu erfüllende Randbedingungen sind und daher kein Differenzierungsmerkmal darstellen. Zudem haben beide Systeme in der Industrie bereits einen entsprechenden

Reifegrad erreicht, so dass angenommen werden kann, dass diese Randbedingungen erfüllt sind.

**Tabelle 7.1: Bewertungsmatrix zur Beurteilung der unterschiedlichen Aktuatorkonzepte und deren Ausführung**

Nr	Kriterium	Gewicht		Note $n_{ij}$ Bewertung auf Skala 0-5	Bewertung Variante
<b>1</b>	<b>Elektrischer Leistungsbedarf</b>				
1a	El. Leistung bei 6000/min, Volllast	$g_1$	$g_{11}$	$n_{11}$ : quantitative Ermittlung der elektrischen Leistung	$g_1 \cdot g_{11} \cdot n_{11}$
1b	El. Leistung bei 2000/min, Vollhub		$g_{12}$	$n_{12}$ : quantitative Ermittlung der elektrischen Leistung	$g_1 \cdot g_{12} \cdot n_{12}$
1c	El. Leistung bei 2000/min, Teilhub		$g_{13}$	$n_{13}$ : quantitative Ermittlung der elektrischen Leistung	$g_1 \cdot g_{13} \cdot n_{13}$
<b>2</b>	<b>Ventildynamik</b>	$g_2$		$n_2$ : quantitative Vergleich der Ventilerhebungskurve im Vergleich zur Nockenwelle	$g_2 \cdot n_2$
<b>3</b>	<b>Kosten</b>				
3a	Mechanik	$g_3$	$g_{31}$	$n_{31}$ : quantitative Abschätzung auf Basis des Aktuatorgewichts	$g_3 \cdot g_{31} \cdot n_{31}$
3b	Elektronik		$g_{32}$	$n_{32}$ : quantitative Abschätzung auf Basis der Verlustleistung in der Elektronik	$g_3 \cdot g_{32} \cdot n_{32}$
<b>4</b>	<b>Gewicht</b>	$g_4$		$n_4$ : vereinfachte qualitative Abschätzung	$g_4 \cdot n_4$
<b>5</b>	<b>Bauhöhe</b>	$g_5$		$n_5$ : vereinfachte qualitative Bewertung (Referenz: Bauhöhe konventioneller Ventiltrieb, Bauraumrestriktion)	$g_5 \cdot n_5$
<b>Zielerreichungsgrad</b>					$\sum_{i=1}^5 \sum_j g_i \cdot g_{ij} \cdot n_{ij}$

### 7.1.3 Bewertungsskala der Einzelkriterien

#### 7.1.3.1 Elektrischer Leistungsbedarf

Da der Schwerpunkt der Bewertung beim elektrischen Leistungsbedarf liegt, legt der Autor besonderen Wert auf eine genaue quantitative Ermittlung. Der Leistungsbedarf eines Ventils wird nach (5.22) auf Seite 119 berechnet:

$$P_{el,IV} = \frac{n_{Zyklen}}{sec} \cdot P_{el,Zyklus}$$

Die Leistungswerte werden für einen 2-Liter-4-Zylinder-4-Ventil-Motor ermittelt. Die Gesamtleistung  $P_{el,16V}$  ergibt sich aus der Summe der elektrischen Leistungen der Einlass- und der Auslassventile:

$$P_{el,16V} = 8 \cdot P_{el,A} + 8 \cdot P_{el,E} \quad (7.1)$$

$P_{el,E}$ : Elektrische Leistung eines Einlassventils

$P_{el,E}$ : Elektrische Leistung eines Auslassventils

Für die Bewertung des Leistungsbedarfs wurden zwei relevante Betriebspunkte ausgewählt:

- **2000/min, 2 bar** ist der verbrauchsrelevante Betriebspunkt für die elektromechanische Ventilsteuerung, da dieser Motorbetriebspunkt als repräsentativer Betriebspunkt für den Kraftstoffverbrauch von Motoren im NEFZ herangezogen wird. Der Kraftstoffverbrauchsvor- oder -nachteil der elektromechanischen Ventilsteuerung gegenüber der Nockenwelle kann in diesem Betriebspunkt ermittelt werden. Ziel für die Auslegung eines elektromechanischen Aktuators ist daher, dass die Leistungsaufnahme der elektromechanischen Aktuatoren nicht größer ist als die Schleppverluste der Nockenwelle.
- **6000/min, Volllast**: dieser Betriebspunkt ist bei Fahrzeugen mit einer Maximaldrehzahl von 6000/min repräsentativ für den maximalen Leistungsbedarf, der durch das Bordnetz des Autos der elektromechanischen Ventilsteuerung bereitgestellt werden muss und somit ein Bewertungsmaßstab für die Zusatzkosten der Energieversorgung. Außerdem ist der Betrieb kritisch für die Funktionsfähigkeit der elektromechanischen Ventilsteuerung, da aufgrund der hohen elektrischen Verlustleistung die thermische Belastung der Aktuatoren ihr Maximum erreicht.

Die Bewertungsskala für den elektrischen Leistungsbedarf bei 2000/min, 2 bar und 6000/min, Volllast sind in **Tabelle 7.2** und **Tabelle 7.3** dargestellt. Die Bewertung orientiert sich dabei an den Reibmitteldrücken  $p_{mr}$  mechanischer Ventiltriebe.

### 7.1.3.2 Ventildynamik

Die Ventildynamik bestimmt die motorischen Eigenschaften, insbesondere im Nennleistungspunkt. Wie in Abschnitt 2.1.2 dargestellt wurde, ist die Ventildynamik im Nennleistungspunkt entscheidend. Daher wird die Bewertung der Ventildynamik auf den Betriebspunkt (6000/min, Volllast) beschränkt. Zur Bewertung der Hubdynamik wurde vereinfachend das Öffnungsintegral des Auslassventils der elektromechanischen Ventilsteuerung einer ausgewählten Nockenwellenerhebungskurve gegenübergestellt. Die Bewertungsskala ist in **Tabelle 7.4** dargestellt.

**Tabelle 7.2: Bewertungsskala für Leistungsbedarf bei 2000/min, 2 bar (Vollhub, Teilhub)**

Note	1	2	3	4	5
Referenz	Leistungsbedarf signifikant höher als mechanischer Ventiltrieb	Leistungsbedarf vergleichbar mit schlechtem mech. Ventiltrieb	Leistungsbedarf wie durchschnittlicher Rollschlepphebelventiltrieb	Leistungsbedarf wie optimierter Rollenschlepphebelventiltrieb	Leistungsbedarf signifikant niedriger als optimierter Ventiltrieb
Leistung (W)	900 W <sup>18</sup>	700 W	500 W	300 W	100 W
Berechnungsformel	$n_{11} = n_{12} = 5,5 - 0,005 \cdot P_{el}$ $P_{el}$ : elektrische Leistung in W				

Alle Bewertungsformeln wurden derart berechnet, dass die Referenzwerte der Noten durch Einsetzen der Zahlenwerte erreicht wurden. So ergibt sich rechnerisch bei Einsetzen einer Leistung von 500 W in der Berechnungsformel in **Tabelle 7.2** eine Note von 3. Dies gilt für alle im weiteren festgelegten Bewertungsformeln.

**Tabelle 7.3: Bewertungsskala für Leistungsbedarf bei 6000/min, Vollast**

Note	1	2	3	4	5
Referenz	siehe <b>Tabelle 7.1</b>				
Leistung (W)	2,5 kW	2 kW	1,5 kW	1 kW	0,5 kW
Bewertungsformel	$n_{13} = 6 - 0,002 \cdot P_{el}$ $P_{el}$ : elektrische Leistung in W				

**Tabelle 7.4: Bewertungsskala für Ventildynamik bei Vollast, 6000/min**

Bewertung	1	2	3	4	5
Referenz	10 % kleineres Ventilöffnungsintegral als NW	5 % kleineres Ventilöffnungsintegral als NW	Ventilerhebungskurve vergleichbar mit Nockenwelle	5 % größeres Ventilöffnungsintegral als NW	10 % größeres Ventilöffnungsintegral als NW

<sup>18</sup> 1000 Watt entspricht einem Reibmitteldruck pmr von 0,3 bar

Bewertungsformel	$n_2 = 3 + 20 \cdot \frac{\int_{KW=90^\circ}^{KW=360^\circ} s_{EMVS} \cdot dKW - \int_{KW=90^\circ}^{KW=360^\circ} s_{NW} \cdot dKW}{\int_{KW=90^\circ}^{KW=360^\circ} s_{NW} \cdot dKW}$ <p> <math>s_{EMVS}</math>: Ventilhubverlauf elektromechanischer Ventiltrieb  <math>s_{NW}</math>: Ventilhubverlauf Nockenwelle  <math>KW</math>: Grad Kurbelwellenwinkel<sup>19</sup> </p>
------------------	--

### 7.1.3.3 Kosten

Eine genaue Abschätzung der Kosten ist sehr aufwändig. Qualitativ kann jedoch eine sinnvolle Bewertung vorgenommen werden, wenn die Mechanikkosten in Korrelation zum Gewicht des Systems bewertet werden, sowie für die Elektronikkosten vereinfachend die Verlustleistung in der Elektronik als Bewertungsgrundlage angesetzt wird.<sup>20</sup>

Die Bewertungsskala für die Mechanikkosten entspricht der Bewertungsskala der Gewichtsabschätzung (vgl. **Tabelle 7.7**, **Tabelle 7.2**).

**Tabelle 7.5: Bewertungsskala für Mechanikkosten**

Bewertung	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Referenz	<b>siehe Tabelle 7.7</b>				
Bewertungsformel	$n_{31} = n_4$				

Die Elektronikkosten wurden vereinfachend auf Basis der Verlustleistung der Ansteuerung quantifiziert. Vereinfachend wurde ein Wirkungsgrad der Elektronik  $\eta_v$  von 90% angesetzt. Die Elektronikverlustleistung wurde durch Multiplikation der elektrischen Leistung der Aktuatoren mit dem Wirkungsgrad ermittelt. Die Bewertungsskala für die Elektronikkosten ist aus **Tabelle 7.6** zu entnehmen.

**Tabelle 7.6: Bewertungsskala für Elektronikkosten**

Bewertung	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Referenz: $P_{v, \text{Elektronik}}$ (W)	175 Watt	140 Watt	105 Watt	70 Watt	35 Watt

<sup>19</sup> Winkelbereich kann auf 90°-360° beschränkt werden, da das Ventil im restlichen Winkelbereich geschlossen ist, bzw. die Zunahme der Überschneidungsphase mit dem Einlassventil sich nachteilig auf die motorischen Eigenschaften auswirkt)

<sup>20</sup> Elektronikkosten setzen sich aus Kosten des Leistungssteller, des Controllers und der Sensorik zusammen. Da vereinfachend angenommen wird, dass die Ausführungsform der Aktuatoren nicht die Rechenleistung und die Sensorikkosten beeinflusst, wurde bei der Bewertung nur die Verlustleistung angesetzt.

Berechnung Referenzwert	$P_{V, Elektronik} = P_{el} \cdot (1 - \eta_V) = 0,1 \cdot P_{el}$ $P_{V, Elektronik}: \text{Verlustleistung in Elektronik}$ $P_{el}: \text{elektrische Leistung (in W)}$
Bewertungs- formel	$n_{32} = 6 - 0,0286 \cdot P_{V, Elektronik}$

### 7.1.3.4 Gewicht

Eine genaue Gewichtsabschätzung ist nur durch exakte Analyse der Konstruktion der Magnetsysteme möglich. Eine gute Abschätzung kann jedoch durch eine Näherungsformel hergeleitet werden. In der Näherungsformel wird zunächst das Gewicht der Hauptmassen (Joch, Anker, Erregerspule) berechnet. Der Gewichtsanteil für Gehäuse, Montageschrauben, Versteifungen etc. wird durch Multiplikation der Massen des Magnetsystems mit einem konstanten aktuator-spezifischen Faktor berücksichtigt. Der Faktor wurde vom Autor näherungsweise entsprechend des Packagings des Aktuators (d. h. der räumlichen Anordnung der Elemente im Bauraum) hergeleitet. Die unterschiedlichen Faktoren für IVC- und EMVS-Aktuator ergeben sich aufgrund der unterschiedlich kompakten Bauweise. Folgende Formel wurde für den Gewichtsvergleich hergeleitet:

$$Gewicht = c_{Gehäuse} \cdot \left\{ \rho_{Kupfer} \cdot V_{Erregerspule} + \rho_{Magnetmaterial} \cdot (V_{Magnetjoch} + V_{Anker}) \right\} \quad (7.2)$$

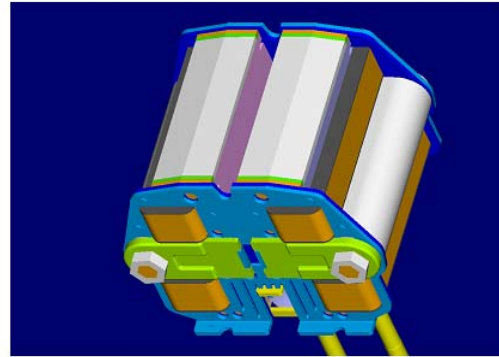
- $\rho_{Kupfer}$ : spezifische Dichte Kupfer: 8,96 g/cm<sup>3</sup>
- $\rho_{Magnetmaterial}$ : spezifische Dichte des weichmagnetischen Materials: 7,75 g/cm<sup>3</sup> (Si-Stahl)
- $V_{Erregerspule}$ : Volumen der Erregerspule
- $V_{Magnetjoch}$ : Volumen der Magnetjoch für Öffner- und Schließermagnet
- $V_{Anker}$ : Volumen des Magnetankers
- $c_{Gehäuse}$ : Faktor zur Berücksichtigung des Gehäusegewichtes (EMVS: 1,5; IVC:1,25)

Der Faktor  $c_{Gehäuse}$  wurde anhand einer detaillierten Massenanalyse des IVC-Aktuators direkt abgeleitet. Aus der in **Bild 7.2** dargestellten Gewichtsbilanz ist der Anteil des Gehäuses am Gesamtgewicht 20%. Der Faktor  $c_{Gehäuse}$  beträgt somit 1,25. Für den EMVS-Aktuator wurde vom Autor ein Gehäusefaktor von 1,5 abgeschätzt. Der Faktor für den EMVS-Aktuator ist höher, da der EMVS-Aktuator weniger kompakt gebaut ist. Dies ist bedingt durch die Anordnung der Feder oberhalb und unterhalb des Aktuators.



**Gewichtsbilanz IVC-Aktuator**

Komponente	% des Gesamtgewichts
Joch M1+Erregerspule	29%
Joch M2+Erregerspule	34%
Anker+Drehrohr+Drehstab	17%
Gehäuse	20%



$C_{\text{Gehäuse}} = 1,25$

**Bild 7.2: Gewichtsbilanz eines IVC Twin-Aktuators**

Die Bewertungsskala für die Aktuatorgewichte ist in **Tabelle 7.7** dargestellt.

**Tabelle 7.7: Bewertungsskala des Aktuatorgewichtes**

Bewertung	1	2	3	4	5
Gewicht inkl. Gehäuse	1,75 kg	1,5 kg	1,25 kg	1 kg	0,75 kg
Bewertungsformel	$n_4 = 8 - 4 * \text{Gewicht}_{[kg]}$				

**7.1.3.5 Bauhöhe**

Bei der Bewertung der Bauhöhe wurden als Referenzwerte die vorgegebenen Bauraumrestriktionen sowie die Bauhöhe von mechanischen Ventiltrieben herangezogen. Die Bewertungsskala der Bauhöhe ist in **Tabelle 7.8** dargestellt.

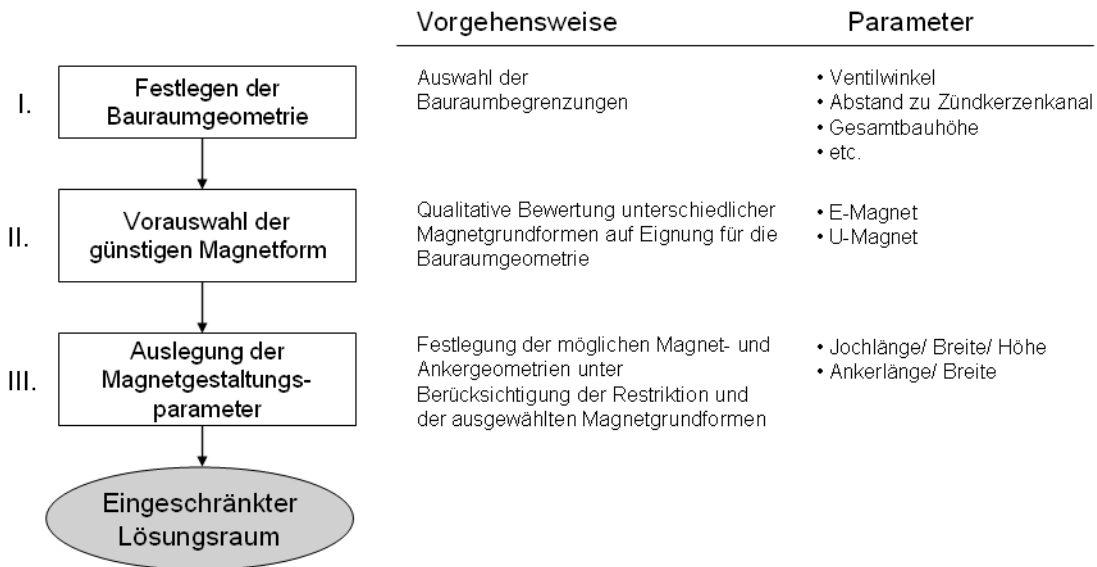
**Tabelle 7.8: Bewertungsskala für Bauhöhe**

Bewertung	1	2	3	4	5
Referenz	Bauhöhe wie mech. Ventiltrieb	Ausnutzung Bauraumrestriktion			Bauraum signifikant niedriger
Referenzwerte Bauhöhe	110 mm	100 mm	90 mm	80 mm	70 mm
Bewertungsformel	$n_5 = 12 - 0,1 * \text{Bauhöhe}_{[mm]}$				

**7.2 Heuristik zur Einschränkung des Optimierungsraumes**

Die vom Autor entwickelte Heuristik zur Einschränkung des Lösungsraumes ist in **Bild 7.3** dargestellt. Um einen realistischen Vergleich der verschiedenen Aktuatorkonzepte

durchzuführen, ist zunächst im Schritt I erforderlich, die Bauraumbegrenzung bei der Ausgestaltung der elektromechanischen Aktuatoren zu definieren. Aus der zur Verfügung stehenden Bauraumgeometrie werden dann entsprechende geometrische Restriktionen der Magnetauslegung abgeleitet. In einem zweiten Schritt wird für die gegebene Bauraumgeometrie eine Vorauswahl der jeweils geeigneten Magnetgrundform abgeleitet. Aus den Schritten I und II werden dann in Schritt III die konkreten Begrenzungen für die Gestaltung des Magnetsystems (d. h. Jochabmessungen, Wickelraum der Erregerspule, Magnetankergeometrie) abgeleitet.



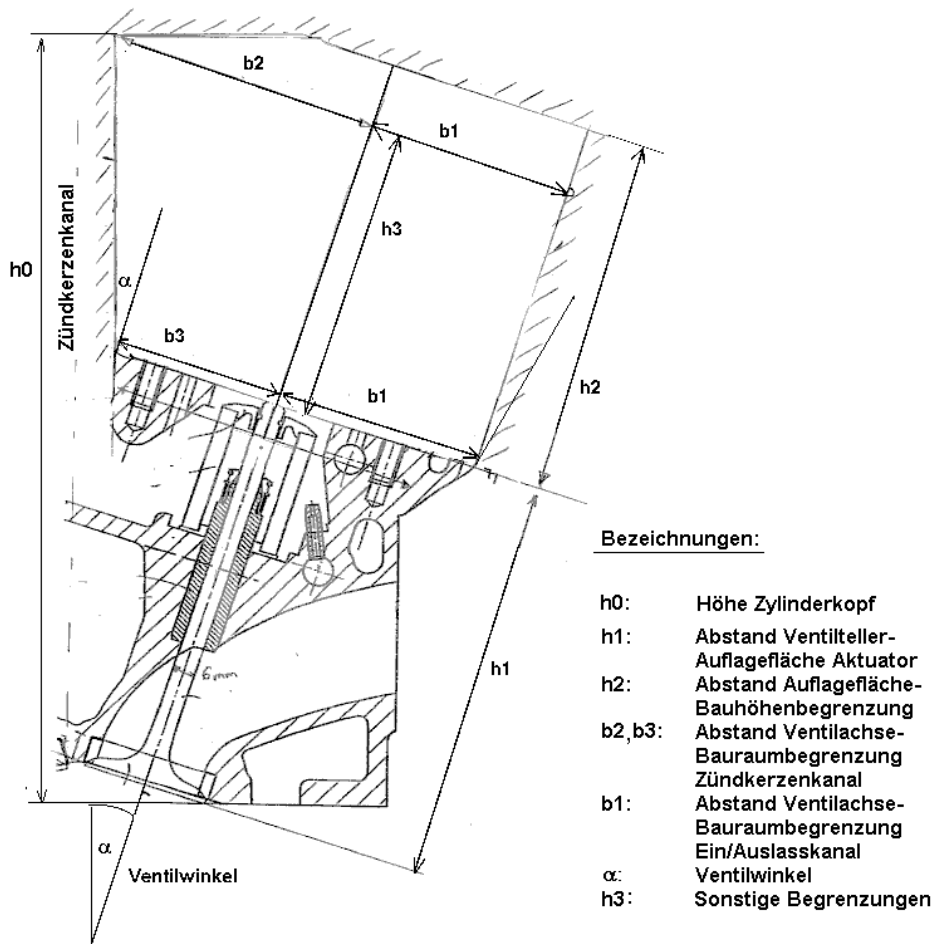
**Bild 7.3: Heuristik der Einschränkung des Optimierungslösungsraumes**

## 7.2.1 Festlegung der Bauraumgeometrie

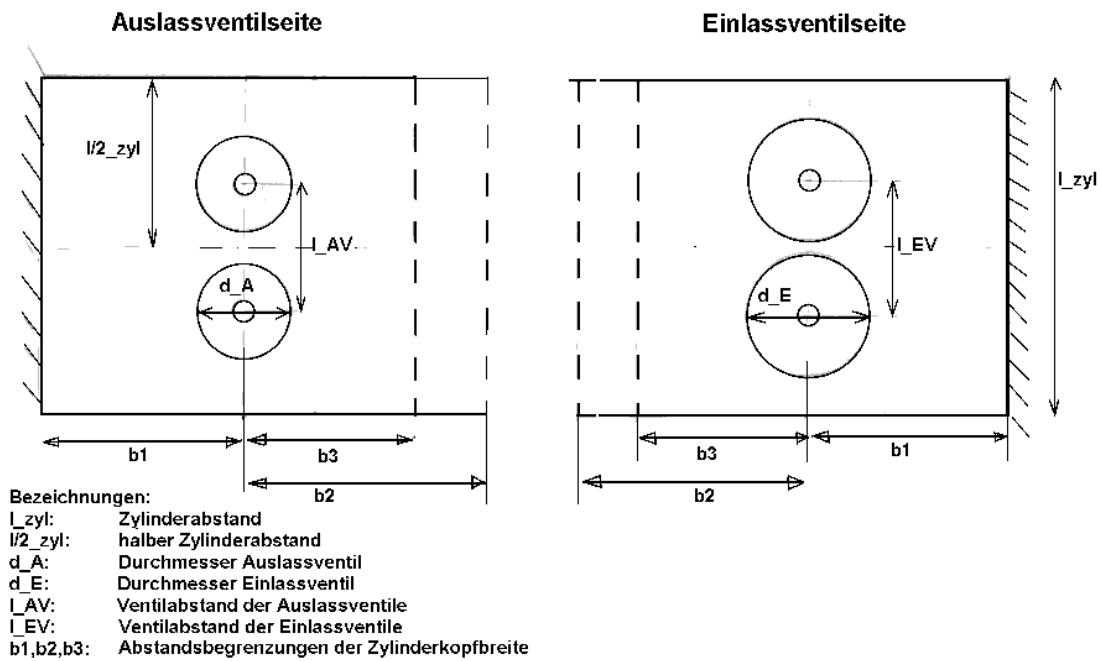
### 7.2.1.1 Begrenzungsmaße der Bauraumrestriktionen

In **Bild 7.4** sind die Begrenzungsmaße für die Aktuatorauslegung im Zylinderkopfquerschnitt dargestellt. Eine wesentliche Beschränkung ist die zulässige Zylinderkopfhöhe  $h_0$ .  $h_1$  bestimmt die Lage der Auflagefläche des elektromechanischen Aktuators. Die Breite der Aktuatorgestaltung wird durch den Zündkerzenkanal limitiert. In Abhängigkeit des Ventilwinkels  $\alpha$  und der Abstände  $h_1$  und  $h_2$  ergeben sich die begrenzenden Maße  $b_2$  und  $b_3$ . Bedingt durch die Kanalführung der Einlass- und Auslassventile limitiert das Maß  $b_1$  ebenfalls die Breite der Aktuatorauslegung. Die Höhe des Aktuators wird durch die Auflagefläche sowie die Maße  $h_2$ ,  $h_3$  und  $b_2$  beschränkt.

In **Bild 7.5** sind die Limitierungen der Aktuatorgestaltung für die Längsrichtung der Zylinderachse dargestellt. Aus **Bild 7.4** sind dort die Breitenbegrenzungen  $b_1$ ,  $b_2$  und  $b_3$  wiederholt dargestellt. Weitere Restriktionen ergeben sich durch den Zylinderabstand  $l_{Zyl}$  sowie durch den Ventilabstand der Einlass- und Auslassventile  $l_{EV}$  und  $l_{AV}$ .



**Bild 7.4: Bauraumbegrenzung**



**Bild 7.5: Bauraumrestriktionen in der Zylinderlängsrichtung**

### 7.2.1.2 Zylinderkopfauswahl für Systemvergleich

Für den Systemvergleich werden in Anlehnung an die Patentoffenlegungsschrift DE 19611547 [86], in der eine Zylinderkopfgeometrie maßstabsgetreu dargestellt ist, die in **Tabelle 7.9** dargestellten Limitierungen für den Systemvergleich entnommen.

**Tabelle 7.9: Zylinderkopflimitierungen für Aktuatorausführung**

Höhenbegrenzungen	$h_0:$ 208 mm, $h_1:$ 110 mm $h_2:$ 98 mm, $h_3:$ 80 mm
Breitenbegrenzung	$b_1:$ 56 mm, $b_2:$ 46 mm, $b_3:$ 74 mm
Längenlimitierungen	$l_{Zyl.}: 92$ mm $l_{EV.}: 37$ mm, $l_{AV.}: 35$ mm
Ventiltellerdurchmesser	$d_A:$ 26 mm, $d_E:$ 33 mm
Ventilwinkel Einlass- und Auslassventil	$\alpha:$ 17°
Ventilhub	$\Delta s:$ 8 mm

### 7.2.2 Auswahl der Magnetgrundform

In den Abschnitten 2 und 6 wurde bereits hergeleitet, dass die E-Magnetform für den EMVS-Aktuator die günstigste Magnetform darstellt. Auch unter Berücksichtigung der Bauraumrestriktionen kann dies nun bestätigt werden.

Für den IVC-Aktuator ist die U- und E-Magnetform auch unter Berücksichtigung der Bauraumrestriktionen geeignet. An dieser Stelle kann noch keine weitere Einschränkung des Lösungsraumes vorgenommen werden.

### 7.2.3 Bestimmung der Magnetgestaltungsparameter

#### 7.2.3.1 Gestaltungsmöglichkeiten des EMVS-Aktuators

In **Bild 7.6** ist eine beispielhafte Auslegung des EMVS-Aktuators für Einlass- und Auslassventile mit E-Magnetgrundform dargestellt. Da der Aktuator zur Vermeidung von Querkräften symmetrisch zur Ventilbetätigungsachse ausgelegt werden muss, wird die Tiefe des Aktuators durch den Ventilabstand begrenzt. Da der Abstand der Einlassventile größer ist als derjenige der Auslassventile, kann der Einlassventilaktuator breiter ausgelegt werden. Die Breite  $B_M$  des Magneten steht in folgendem Zusammenhang zum Zylinder- und Ventilabstand:

$$\text{Einlassventilaktuator: } B_M = l_{EV} = 37 \text{ mm}$$

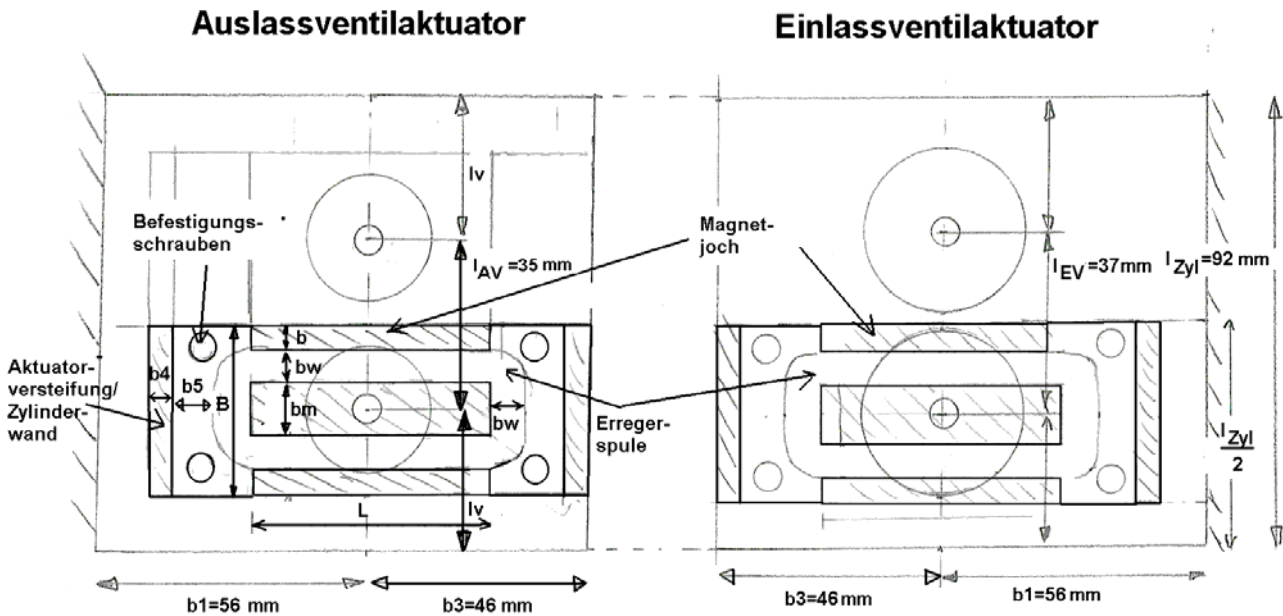
$$\text{Auslassventilaktuator: } B_M = l_{AV} = 35 \text{ mm}$$

Die Länge des Magneten  $L_M$  hängt ab von den Begrenzungen  $b_3$  (verfügbare Breite bei der Aktuatorauslegung),  $b_4$  (erforderliche Breite für Aktuatorversteifung),  $b_5$  (Platzbedarf für Befestigung der Aktuatoren auf dem Zylinderkopf) sowie  $b_w$  (Breite der Wickelfläche der Erregerspule):

$$L_M = 2 \cdot (b_3 - b_4 - b_5 - b_w) \quad (7.3)$$

Bei Annahme einer erforderlichen Wandstärke  $b_4 = 5 \text{ mm}$  und eines Abstandes der Wandstärke zum Wickelkörper  $b_5 = 8,5 \text{ mm}$  gilt:

$$L_M = 65 \text{ mm} - 2 \cdot b_w \quad (7.4)$$

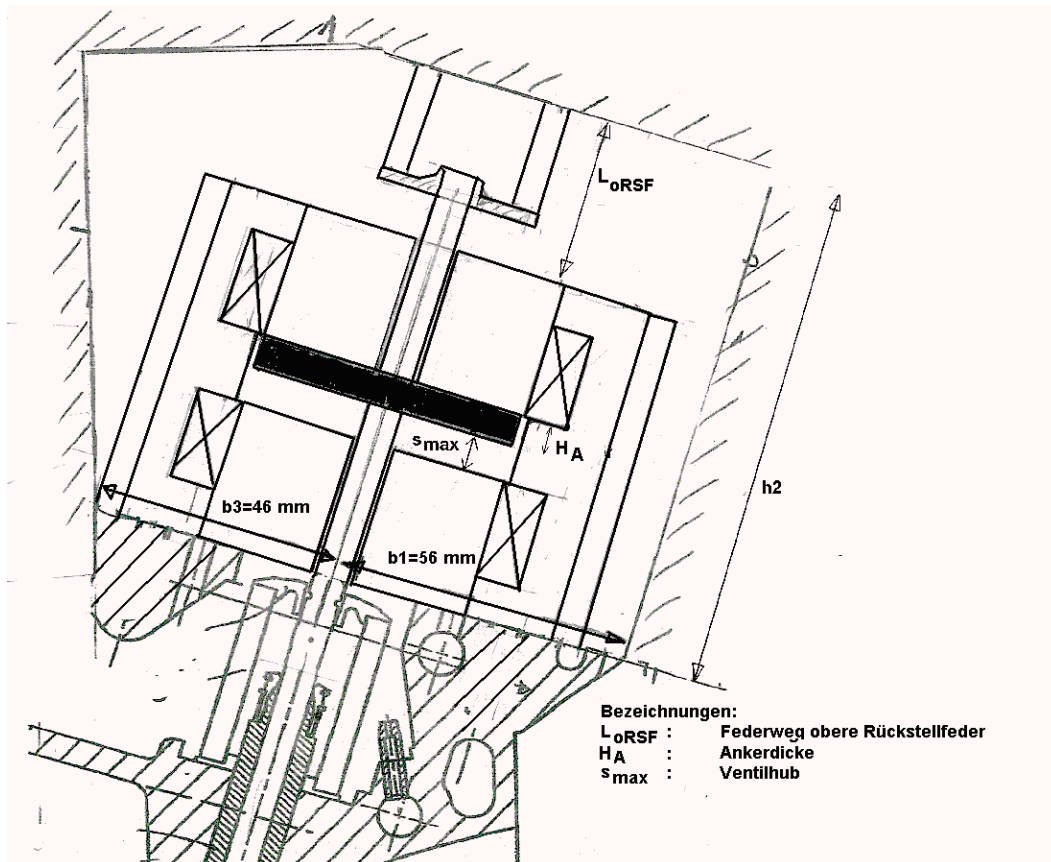


**Bild 7.6: Beispielhafte EMVS-Auslegung in der Zylinderkopfdraufsicht**

Der Auslegungsspielraum für die Aktuatoren in der Höhe ist in **Bild 7.7** illustriert. Die maximale Bauhöhe des gesamten Feder-Masse-Systems wird durch das Maß  $h_2$  begrenzt. Die Höhe der Magnete wird durch den Ventilhub  $s_{\max}$ , den Federweg der oberen Rückstellfeder  $l_{oRSF}$  sowie die Ankerdicke  $h_{Anker}$  festgelegt. Die maximale Bauhöhe  $H_M$  beider Magnete ergibt sich aus folgender Formel:

$$2 \cdot H_M = h_2 - s_{\max} - H_A - l_{oRSF} \quad (7.5)$$

Der Ventilweg der oberen Rückstellfeder ist abhängig von der Federauslegung. Die Federauslegung wird durch den Kraftverlauf des Federdiagramms bestimmt. Zur Vereinfachung wird für die Modellierung eine Federlänge von  $l_{oRSF} = 27 \text{ mm}$  angenommen.



**Bild 7.7: Geometrierestriktion des EMVS-Auslegung im Zylinderkopfquerschnitt**

Die Federlänge ist repräsentativ für die Federauslegung der EMVS-Aktuatoren entsprechend der Ermittlung der Firma Mubea [87]. Unter Berücksichtigung einer zusätzlichen Reserve von 1 mm zur Sicherstellung eines Abstandes von Ventildfederteller zu Magnet, ergibt sich für die Bauhöhe des EMVS-Magneten folgende Restriktion:

$$2 \cdot H_M = 70 \text{ mm} - s_{\max} - H_A \quad (7.6)$$

### 7.2.3.2 Gestaltungsmöglichkeiten des IVC-Aktuators

In **Bild 7.8** ist eine beispielhafte Auslegung des IVC-Aktuators in der Zylinderlängsrichtung unter Berücksichtigung der Bauraumrestriktionen dargestellt. Da die IVC-Aktuatoren für Einlass- und Auslassventil quer zur Motorzylinderkopflängsachse angeordnet sind, kann für die Aktuatorgestaltung die gesamte zur Verfügung stehende Länge des Zylinderabstandes ausgenutzt werden. Unter Berücksichtigung der Ankerlagerung und der Drehstabeinspannung kann folgende Ankertiefe realisiert werden:

$$L_A = l_{\text{zyl}} - l1 - 2 \cdot l2 \quad (7.7)$$

Wird angenommen, dass die Drehrohreinspannungslänge  $l1 = 6 \text{ mm}$  beträgt und die Lagerung des Ankerrohres  $l2 = 7 \text{ mm}$  erfordert, erhält man:

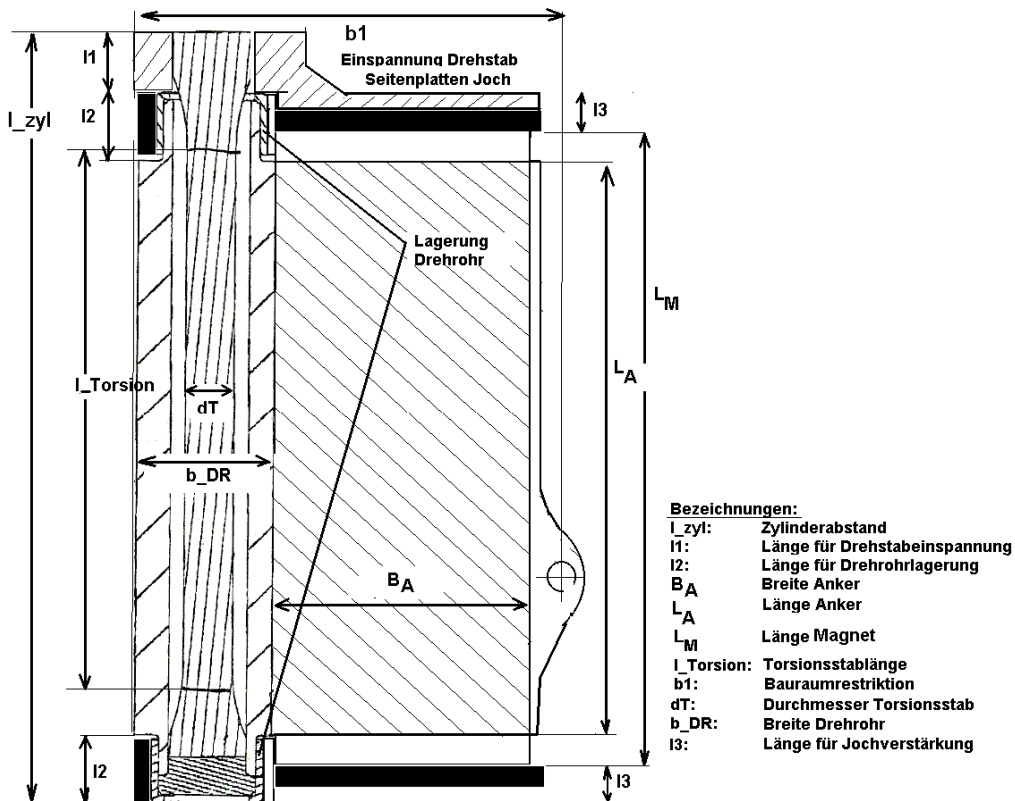
$$L_A = 92 \text{ mm} - 6 \text{ mm} - 14 \text{ mm} = 72 \text{ mm}$$

Das Magnetjoch kann länger als der Anker ausgeführt werden. In Abhängigkeit von der Jochverstärkungsdicke  $l_3$  ergibt sich folgende näherungsweise Gesetzmäßigkeit für die Jochlänge:

$$L_M = l_{\text{zyl}} - l_1 - 2 \cdot l_3 \quad (7.8)$$

$$L_M = 92 \text{ mm} - 6 \text{ mm} - 2 \cdot 5 \text{ mm} = 76 \text{ mm}$$

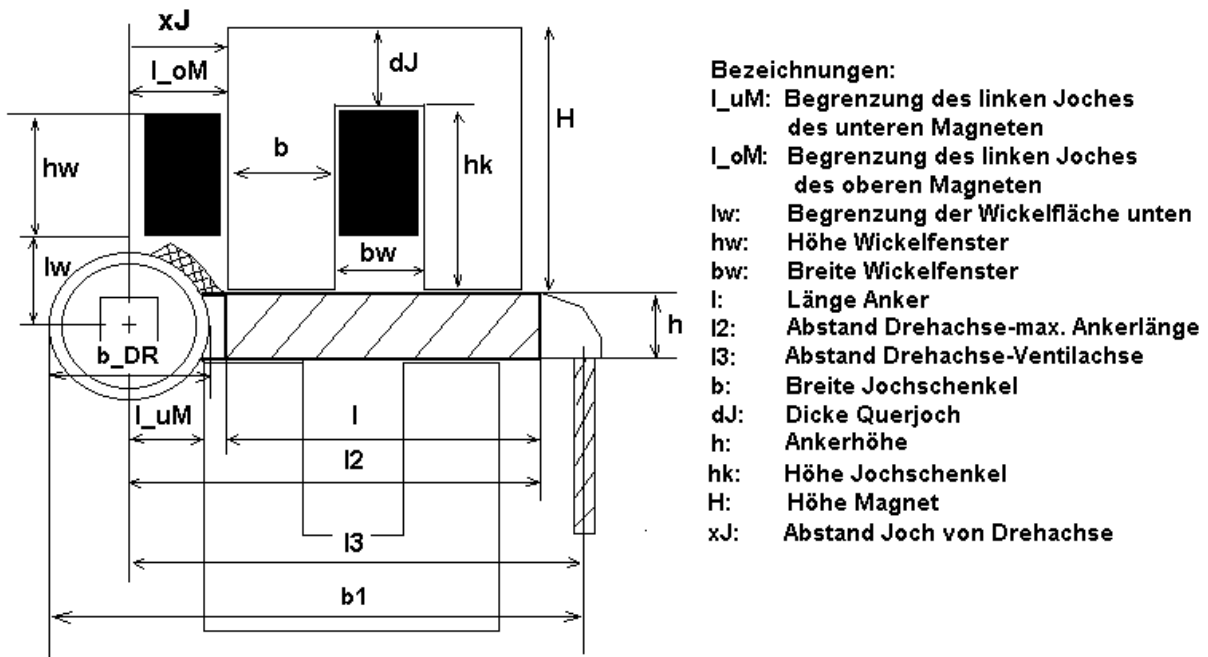
Diese Gesetzmäßigkeit der Jochlänge gilt dann, wenn die Wickelbreite der Erregerspule  $b_w$  kleiner als 8 mm ist. Die Jochlänge muss verringert werden, wenn  $b_w$  größer als 8 mm ist.



### Bild 7.8: Beispielhafte Auslegung des IVC-Aktuators

Die Begrenzungen für die Magnetkreisauslegung in Höhe und Breite sind zusätzlich in **Bild 7.9** illustriert. Die Breite des Joches wird durch die Restriktion  $b_1$  sowie den Durchmesser des Drehrohres begrenzt. Da die im Drehrohr gelagerten Drehstäbe in der Regel einen Durchmesser von 5-6 mm haben, kann unter Berücksichtigung der erforderlichen Lagerung näherungsweise ein Drehrohr  $b_{DR}$  von 20 mm angesetzt werden. Zusätzlich muss bei der Ankerauslegung die Ventilankopplung (ca. 5 mm) berücksichtigt werden, so dass für die Ankerbreite  $B_A$  gilt:

$$B_A \leq b_1 - b_{DR} - 5 \text{ mm} = 31 \text{ mm} \quad (7.9)$$



**Bild 7.9: Geometrierestriktion der IVC-Aktuatorauslegung**

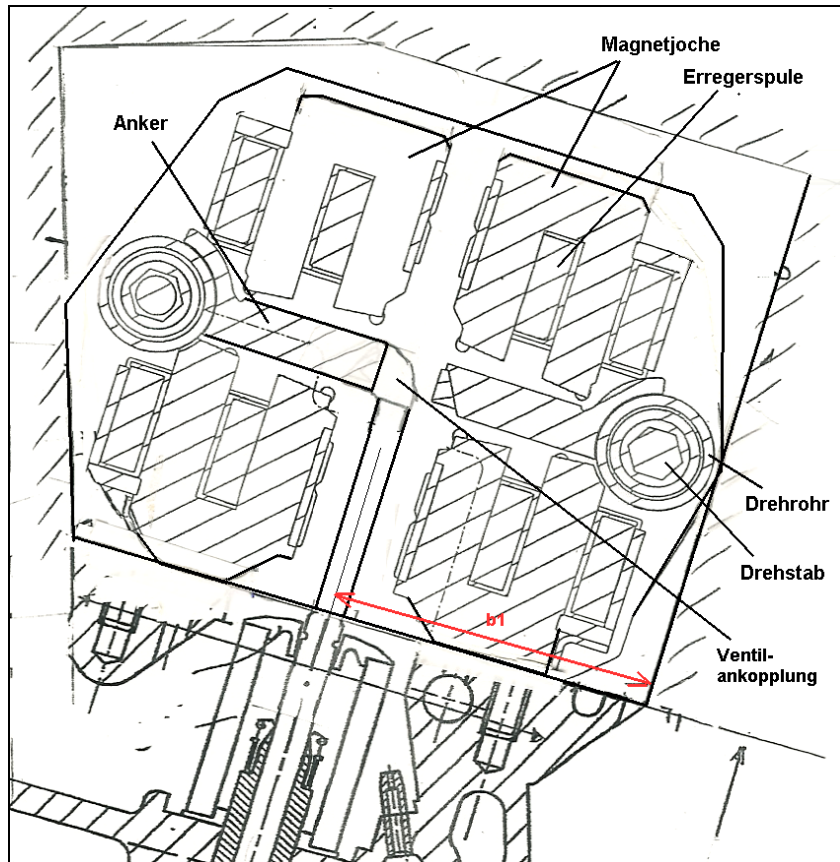
Für die Geometrie des oberen und unteren Magnetjoches muss zusätzlich die erforderliche Verschweißung der Ankerlamellen am Drehrohr berücksichtigt werden. Diese kann oberhalb oder unterhalb des Drehrohres erfolgen. Der Abstand der Magnetjoches von der Drehachse  $xJ$  ist:

$$xJ > l_{oM} \rightarrow xJ > 12 \text{ mm} \quad (\text{Ankerlamellenverschweißung neben Joch})$$

$$xJ > l_{uM} \rightarrow xJ > 9 \text{ mm} \quad (\text{keine Ankerlamellenverschweißung neben Joch})$$

Im **Bild 7.10** ist eine beispielhafte Ausführung der IVC-Aktuatoren im Zylinderkopf unter Berücksichtigung der geltenden Restriktionen dargestellt.





**Bild 7.10:** Anordnung der IVC-Aktuatoren im Zylinderkopf

## 7.3 Magnetauslegungen zur Systemanalyse

Nachdem im vorherigen Abschnitt der Bauraum und die Begrenzungsrestriktionen definiert wurden, werden nun im nächsten Abschnitt verschiedene Auslegungen des EMVS- und IVC-Aktuators untersucht. Der Zweck dieser Untersuchung ist die Bestimmung des Trade-offs zwischen Dynamik und elektrischer Verlustleistung sowie Bauraum und Gewicht.

### 7.3.1 EMVS-Magnetsystem

Da für den EMVS-Aktuator unterschiedliche Breitenbegrenzungen für das Einlass- und Auslassventil gelten, wurden die Aktuatorauslegung für Einlass- und Auslassventil differenziert. Für das Auslassventil werden in der Systemanalyse 2 Varianten der Magnetjochgestaltung sowie 3 Varianten der Ankergestaltung gegenübergestellt. Die beiden Magnetjochvarianten berücksichtigen folgende Überlegungen:

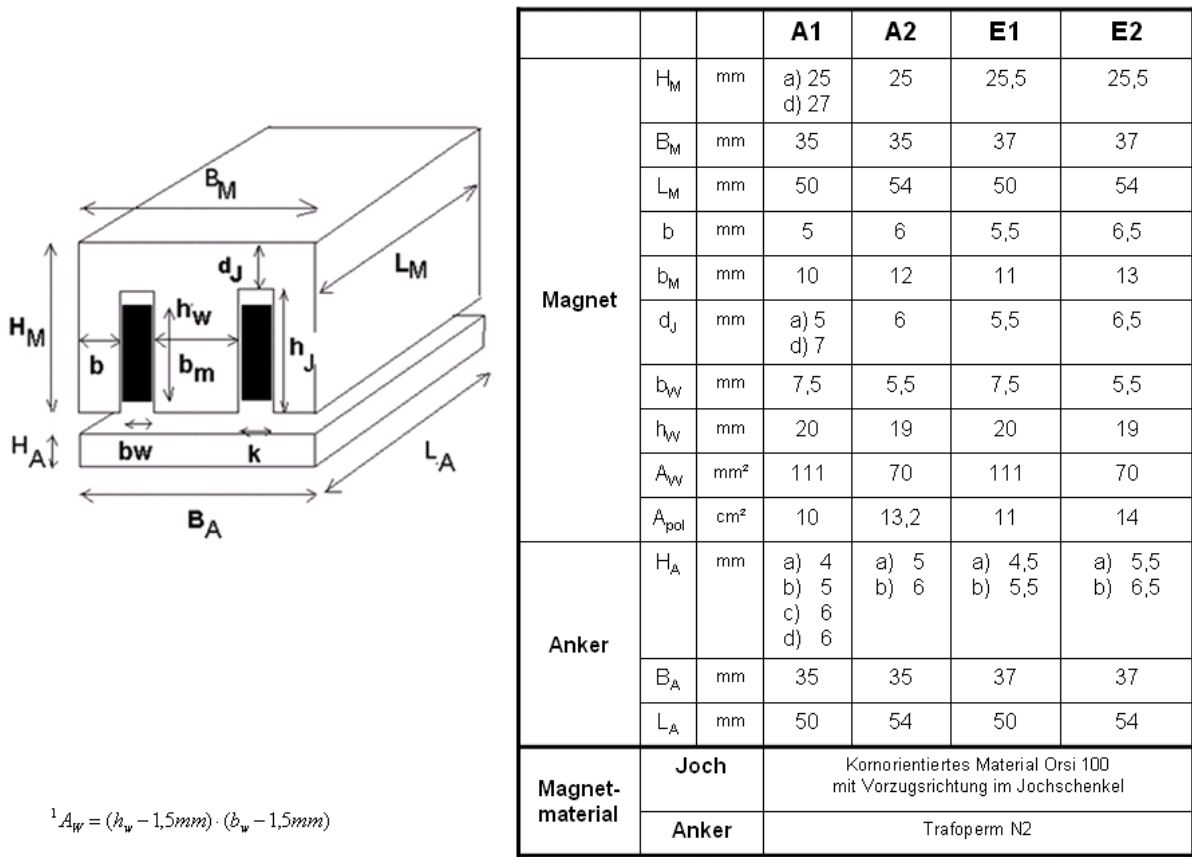
- **Variante A1:** Auslegung nach dem Kriterium geringe Kupferverluste, d. h. Gestaltung mit großem Erregerspulenwickelraum

- **Variante A2:** Auslegung nach dem Kriterium hohe Haltekräfte, d. h. Gestaltung mit großer Polfläche

Zusätzlich wurde die Ankerdicke variiert. Für das Einlassventil wurde analog zum Auslassventil nach folgenden Überlegungen ausgelegt.

- **Variante E1:** Auslegung wie Variante A1 nach dem Kriterium geringe Kupferverluste
- **Variante E2:** Auslegung wie Variante A2 nach dem Kriterium hohe Haltekräfte

Die wichtigsten Hauptabmessungen für den Einlass- und Auslassventilaktuator sind in **Bild 7.11** dargestellt.



**Bild 7.11: Auslegungsvarianten des EMVS-Aktuators zur Systemanalyse**

### 7.3.2 IVC-Magnetsystem

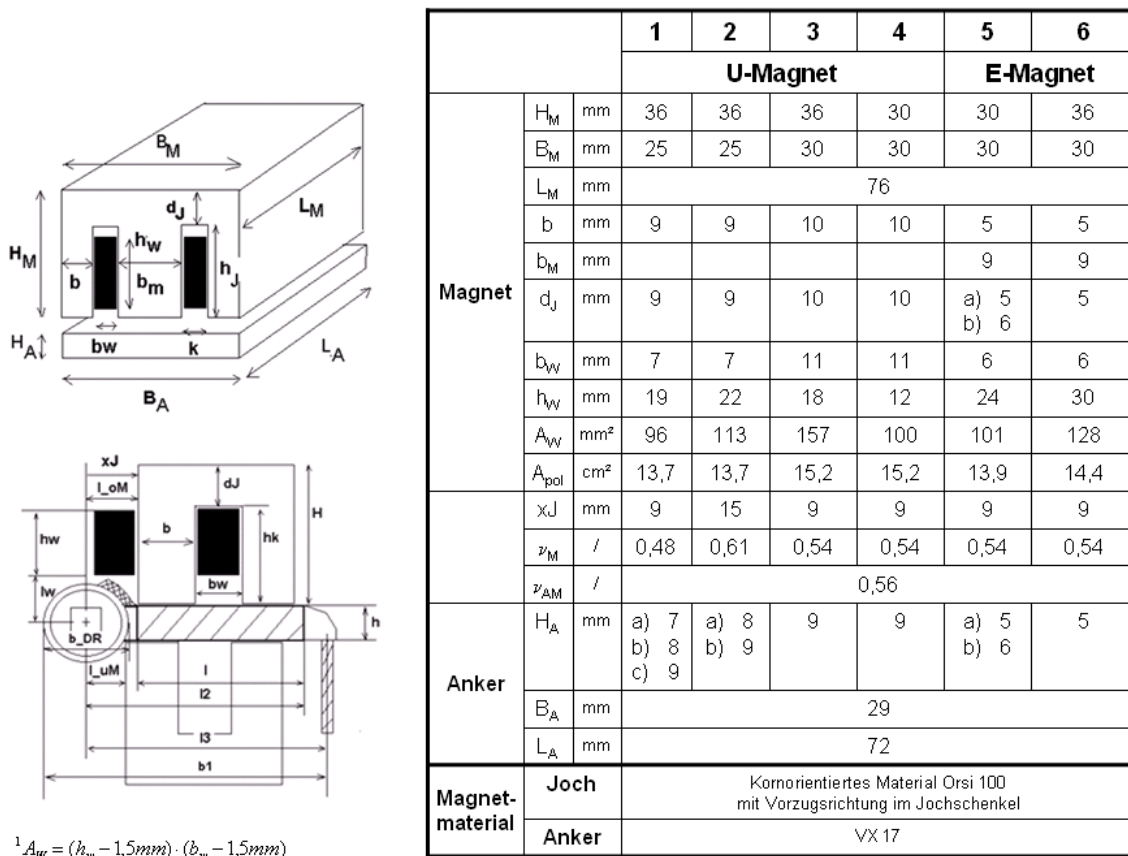
Der Auslegungsspielraum des IVC-Aktuators ist deutlich größer, da das System weniger durch die vorgegebenen Bauraumrestriktionen limitiert wird. Dies wurde in **Bild 7.10** illustriert. Ferner wurde festgestellt, dass für den IVC-Aktuator sowohl die U- als auch die E-Magnetform geeignet sind. Aufgrund der gleichen Längenlimitierung für Einlass- und Auslassventil wurde die Auslegung nicht differenziert. Für die U-Magnetform werden vier unterschiedliche Varianten sowie verschiedene Ankerdicken untersucht. Folgende Überlegung liegen den Ausführungsvarianten mit U-Magnetform zugrunde:

- **Variante 1:** Das Magnetsystem der Variante 1 ist nach dem Kriterium geringes Gewicht, niedrige Bauhöhe und hoher Magnetwirkungsgrad für die Flugphase, d. h. Positionierung der Magnete möglichst nahe der Drehachse, ausgelegt
- **Variante 2:** Auslegung nach dem Kriterium hohe Haltekräfte, d. h. Positionierung des Magnetsystems möglichst nahe der Ventilachse
- **Variante 3:** Auslegung des Magnetsystems unter Berücksichtigung der gesamten Ankerlänge, d.h. Auslegung mit hoher Polfläche
- **Variante 4:** Auslegung des Magnetsystems wie 3, jedoch mit geringerer Bauhöhe

Für die E-Magnetform wurde zwei weitere Varianten definiert:

- **Variante 5:** Auslegung des Magnetsystems bei Ausnutzung der gesamten Ankerlänge. Die Dimensionierung der Joche orientiert sich an Variante 3 (d. h. gleiche Polfläche)
- **Variante 6:** Auslegung E-Magnet entsprechend Variante 4 nach dem Kriterium Minimierung der Bauhöhe und des Gewichtes

Die Auslegungsdaten der Magnetkreisgestaltung für den IVC-Aktuator sind in **Bild 7.12** aufgeführt.



**Bild 7.12:** Auslegungsvarianten des IVC-Aktuators zur Systemanalyse

## 7.4 Parameteruntersuchung unter Berücksichtigung der Bewertungskriterien

Die Magnetauslegung wird entsprechend Abschnitt 7.1.2 nach folgenden Kriterien bewertet:

- möglichst geringer Leistungsbedarf, im verbrauchsrelevanten Punkt bei 2000/min, 2 bar sowie im Nennleistungspunkt bei 6000/min, 2 bar
- hohe Dynamik des Systems zur Erreichung guter motorischer Eigenschaften
- möglichst niedriges Gewicht und niedrige Bauhöhe

Zur Erhöhung der Dynamik bestehen folgende Möglichkeiten, sofern keine Leichtbauteile eingesetzt werden:

- Reduzierung der Ankerdicke
- Einsatz einer steiferen Feder

Da im verbrauchsrelevanten Punkt bei 2000/min, 2 bar der Motor im 2-V-Betrieb vornehmlich in der Haltephase betrieben wird, muss im Hinblick auf möglichst geringen Leistungsbedarf im Zyklus v. a. die Halteleistung minimiert werden. Folgende Auslegungskriterien sind hier dominant:

- möglichst große Wickelfläche zur Reduzierung der Erregerspulenwiderstände
- große Polfläche zur Erzielung hoher Magnetkräfte
- Erhöhung der Ankerdicke zur Erzielung eines hohen Magnetflusses im Anker

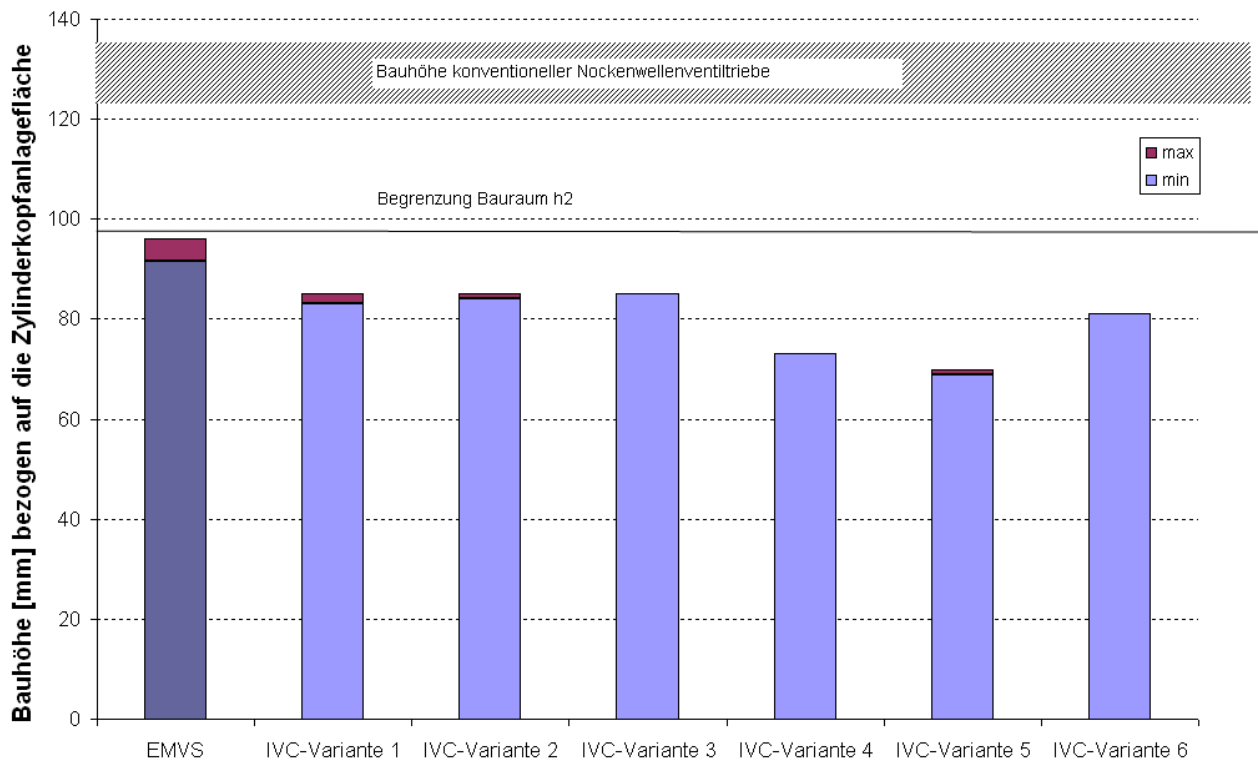
Im Volllastbereich bei 6000/min bestimmen im wesentlichen die Flugphasen den elektrischen Leistungsbedarf. Hier muss der Magnetkreis nach folgenden Kriterien ausgelegt werden:

- hoher Magnetwirkungsgrad, d. h. kleine Luftspalte zwischen Anker und Magnetjoch
- große Polfläche zur Erzielung hoher Magnetkräfte
- Ankerdicke ist irrelevant

Die Auslegungskriterien stehen zum Teil im Widerspruch zueinander. Daher soll im folgenden die in Abschnitt 7.3 definierten Auslegungen in Form von Parameteruntersuchungen nach den o.g. Bewertungskriterien untersucht werden. Damit die Untersuchungen durchgeführt werden können, wurden vom Autor für alle Auslegungsvarianten mittels FEM-Berechnungen zuerst die Magnetkraftkennfelder  $F_M=f(i_L, \delta_M)$  und  $i_L=f(\Phi, \delta_M)$  bestimmt.

### 7.4.1 Bauhöhenanalyse

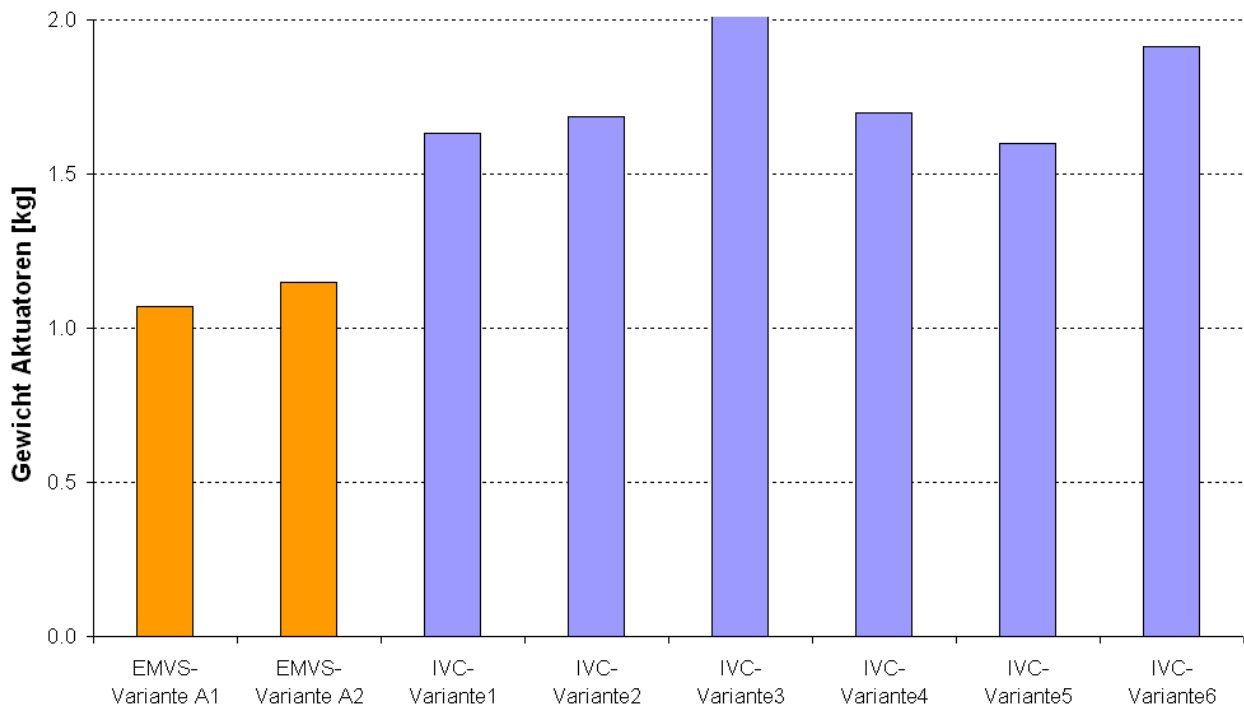
In **Bild 7.13** ist die Bauhöhe der verschiedenen IVC- und EMVS-Aktuatorauslegungen im Vergleich zur Bauhöhe konventioneller Nockenwellenventiltriebe dargestellt. Der EMVS-Aktuator erreicht in allen untersuchten Ausführungen die max. zulässige Bauhöhe entsprechend dem definierten Begrenzungsmaß  $h_2$ . Wird zusätzlich ein Sensor eingesetzt, der oberhalb der oberen Rückstellfeder angebracht ist, erhöht sich die Bauhöhe auf ca. 118 mm und entspricht annähernd der Bauhöhe konventioneller Nockenwellenventiltriebe. Die Bauhöhe der IVC-Auslegungen ist deutlich niedriger. Die zur Verfügung stehende Bauhöhe wird bei allen Ausführungen nicht völlig ausgenutzt. Die niedrigste Bauhöhe kann mit der Ausführungsvariante 5 (E-Magnet mit niedriger Bauhöhe) erzielt werden.



**Bild 7.13: Bauhöhenvergleich der verschiedenen IVC-Ausführungen im Vergleich zur EMVS-Aktuatorauslegung**

### 7.4.2 Gewichtsanalyse

Im Gewichtsvergleich, der in **Bild 7.14** dargestellt ist, schneidet der IVC-Aktuator deutlich schlechter ab als die EMVS-Ausführungen. In der ungünstigsten Variante 3 liegt das Gewicht bis zu 90 % höher als bei den EMVS-Ausführungen.



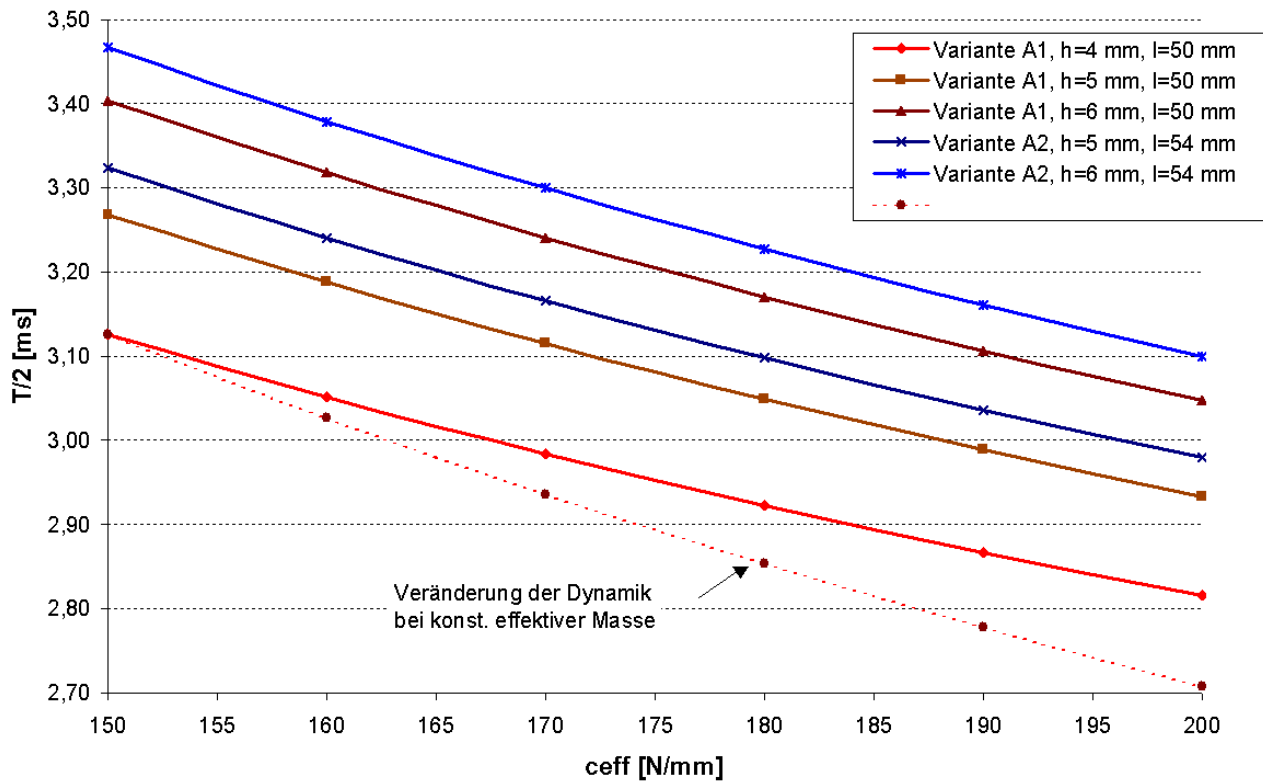
**Bild 7.14: Gewichtsvergleich der EMVS- und IVC-Aktuatoren**

### 7.4.3 Dynamikanalyse

#### 7.4.3.1 Dynamikanalyse des EMVS-Aktuators

In **Bild 7.15** ist der Zusammenhang zwischen der halben Schwingungsperiodendauer  $T/2$  und der effektiven Federsteifigkeit  $c_{\text{eff}}$  am Beispiel der Auslegung des Auslassaktuators dargestellt. In der Variante A1, die gekennzeichnet ist durch eine kleine Polfläche und demnach einem Ankergegenstück mit kleineren Längenmaßen, können die niedrigsten effektiven Massen für das Gesamtsystem und somit die höchste Dynamik erzielt werden. Die Dynamikverbesserung mittels einer steiferen Feder wird durch die Erhöhung der Massenanteile der Feder zum Teil kompensiert.

Zur Illustration ist in **Bild 7.15** am Beispiel der Auslegungsvariante A1 ( $h = 4 \text{ mm}$ ,  $l = 50 \text{ mm}$ ) gegenübergestellt, wie sich die Dynamik auf Basis der Masse bei einer Federsteifigkeit von  $150 \text{ N/mm}$  verändert, zum einem ohne Berücksichtigung der Massenerhöhung, zum anderen unter Berücksichtigung der Massenerhöhung.

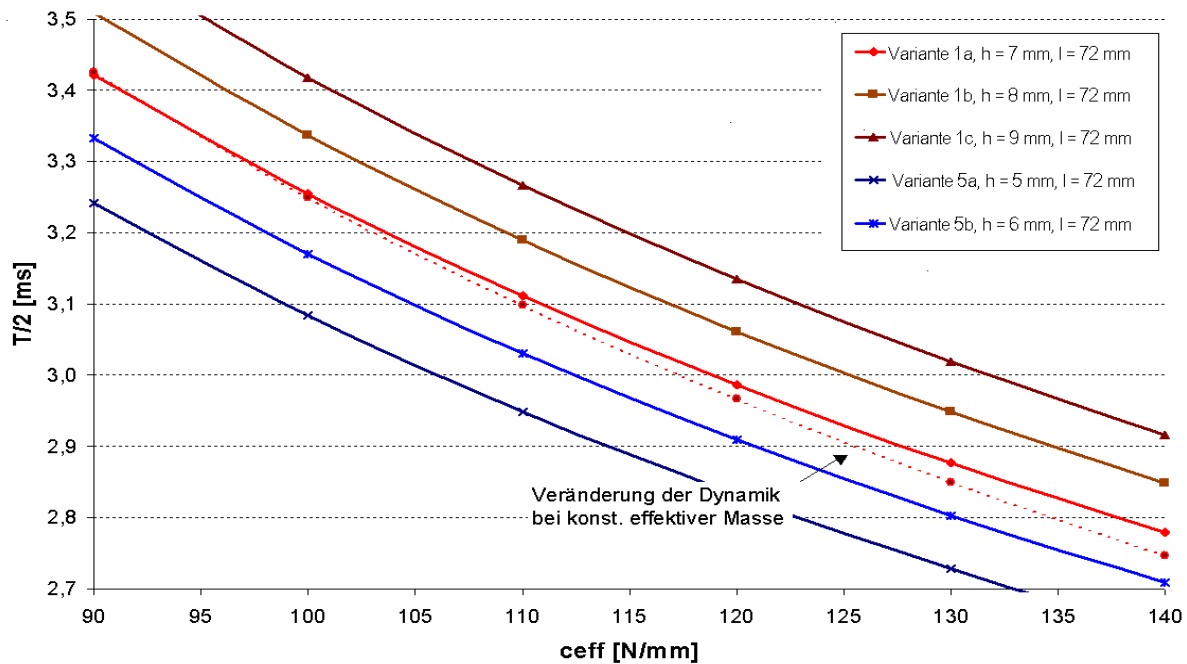


**Bild 7.15: Dynamik des Feder-Masse-Systems in Abhängigkeit von der effektiven Federsteifigkeit und der Ankergeometrie**

#### 7.4.3.2 Dynamikanalyse des IVC-Aktuators

In **Bild 7.16** ist der Zusammenhang zwischen dynamischer Schwingungszeit und der effektiven Federsteifigkeit  $c_{\text{eff}}$  für die unterschiedlichen IVC-Auslegungen für die Betätigung von Auslassventilen dargestellt. Da die beweglichen Massen der Varianten 2, 3 und 4 mit der Variante 1 vergleichbar sind, wurden nur die Varianten 1 und 5 im Vergleich dargestellt. Da in der Variante 5 der Magnetanker sehr dünn ausgestaltet werden kann, erhält man mit der E-Magnetform die beste Dynamik. Eine Reduzierung der Ankerdicke um 1 mm erhöht die Dynamik bei gleicher Federsteifigkeit um ca. 0,8 ms.

Im Unterschied zum EMVS-Aktuator wirkt sich eine Erhöhung der Federsteifigkeit deutlich stärker auf die Dynamik des Systems aus, da die Massen deutlich geringer sind als beim EMVS-Aktuator. Eine Erhöhung der Federsteifigkeit um 10 N/mm führt beim IVC-Aktuator zu einer Dynamikverbesserung um ca. 0,12 ms, beim EMVS-Aktuator nur um ca. 0,07 ms. Dabei wirkt sich positiv aus, dass eine Erhöhung der Federsteifigkeit nur geringfügig die bewegte Masse erhöht. Am Beispiel von Auslegungsvariante 1a ist in **Bild 7.16** dargestellt, inwieweit sich die erhöhte Masse der Feder infolge der höheren Federsteifigkeit sich reduzierend auf die Dynamikverbesserung auswirkt im Vergleich zu einer angenommenen konstanten Masse.



**Bild 7.16: Dynamik des IVC-Feder-Masse-Systems in Abhängigkeit von der effektiven Federsteifigkeit und der Ankergeometrie**

## 7.4.4 Magnetkraftanalyse

### 7.4.4.1 Magnetkraftanalyse der EMVS-Aktuators

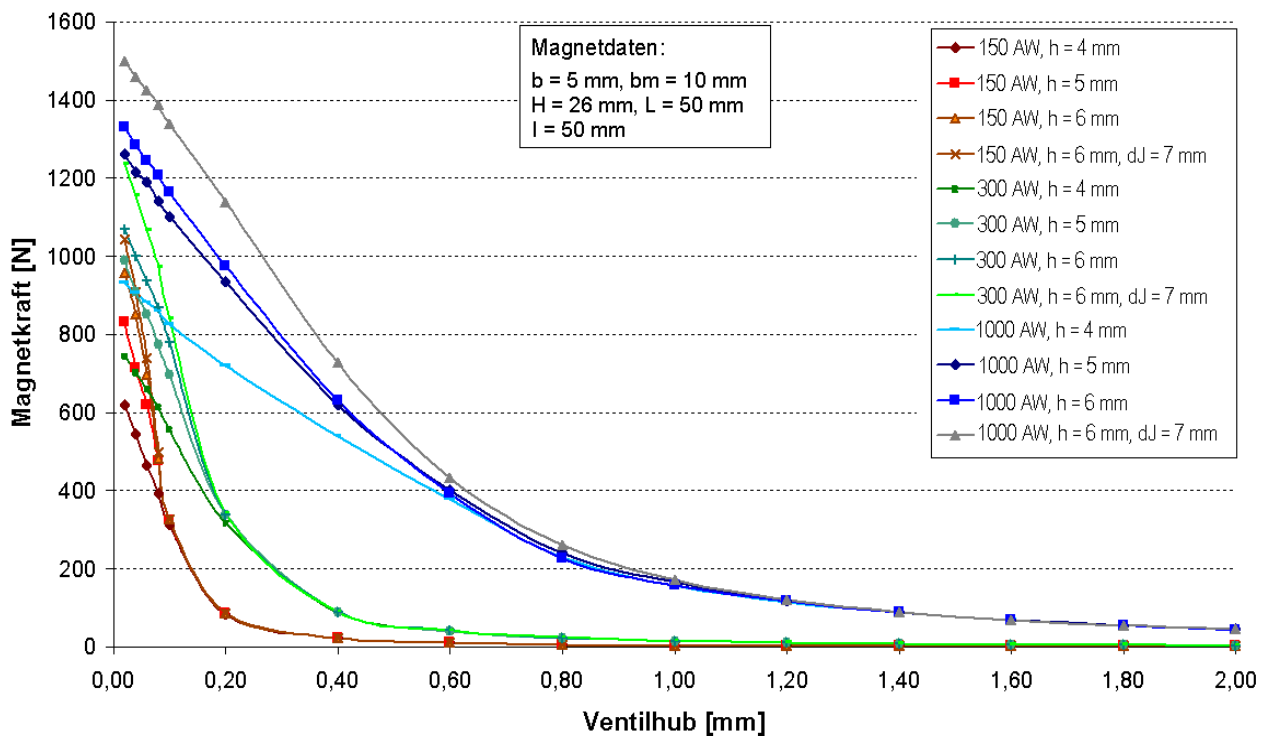
In **Bild 7.17** sind für die Auslegungsvariante A1 des EMVS-Aktuators die Magnetkraftverläufe für unterschiedliche magnetische Durchflutungen (150, 300, 1000 AW) in Abhängigkeit vom Luftspalt dargestellt. Als Parameter wurde hier die Ankerdicke variiert.

Man kann erkennen, dass die Ankerdicke vernachlässigbare Einflüsse auf die Magnetkraft bei großen Luftspalten hat, sich jedoch signifikant auf die Magnetkraft bei kleinen Luftspalten auswirkt. Da die Magnetkraft bei kleinen Luftspalten einen starken Einfluss auf die Halteleistung hat, ist eine geringe Ankerdicke hinsichtlich des Kriteriums geringe Halteleistung bei 2000/min, 2 bar sehr negativ zu bewerten und steht somit im Widerspruch zu den Dynamiküberlegungen in Abschnitt 7.4.3.

Ferner ist aus dieser Parameteruntersuchung erkennbar, dass bei der Dimensionierung des Magnetkreises die Materialeigenschaften berücksichtigt wurden. Aufgrund der unterschiedlichen Magnetmaterialien von Joch und Anker sowie der Anisotropie des im Magnetjoch eingesetzten weichmagnetischen Materials, das in Längsrichtung bei gegebener magnetischer Spannung eine höhere magnetische Flussdichte erzielt als in Querrichtung, wird der magnetische Fluss durch die Breite des Querjoches  $d_j$  begrenzt. Damit lässt sich erklären, weshalb mit einer Ankerdicke von 6 mm im Vergleich zu 5 mm

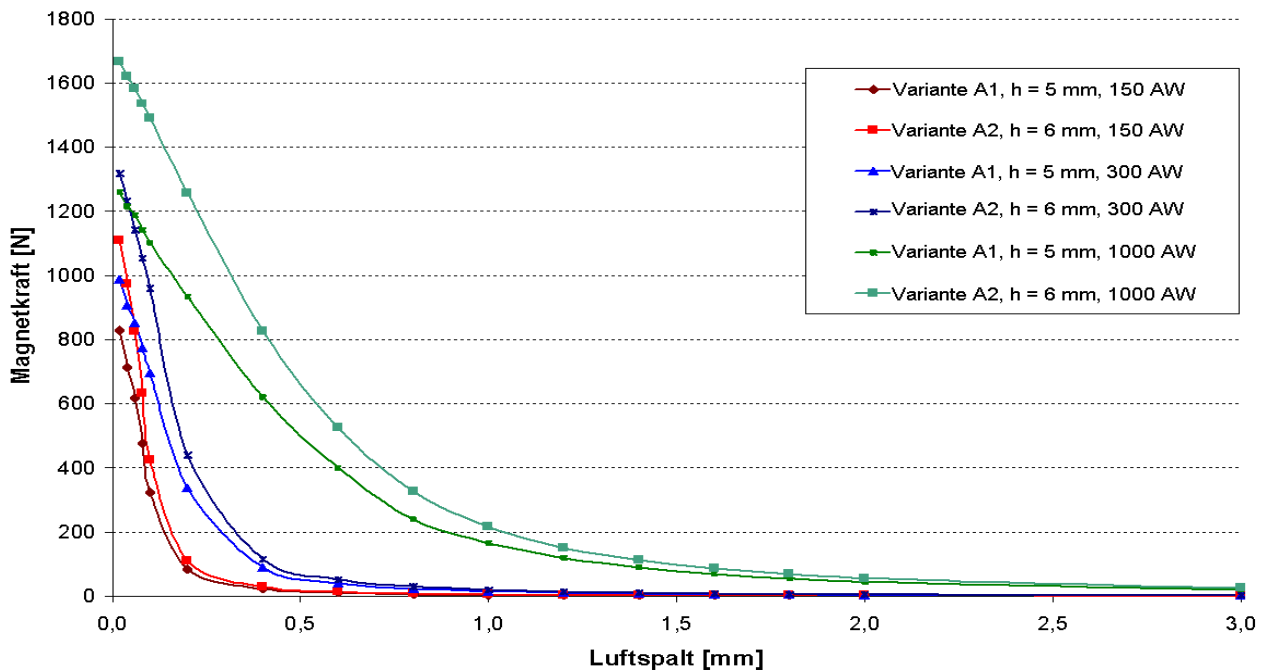


keine signifikante Verbesserung der Magnetkraft erzielt werden kann. Erst wenn das Querjoch im Vergleich zum Jochschenkel dicker ausgeführt wird, kann die Magnetkraft bei kleinen Luftspalten signifikant erhöht werden.



**Bild 7.17: Mittels FEM berechneter Magnetkraftverlauf der Auslegungsvariante A1 des EMVS-Aktuators für unterschiedliche Magnetkreisdimensionierungen (Anker, Joch) als Funktion des Ventilhubes und der Durchflutung**

In **Bild 7.18** sind die Magnetkraftverläufe der Auslegungen A1 und A2 für unterschiedliche Durchflutungen in Abhängigkeit des Arbeitsluftspaltes dargestellt. Deutlich wird die starke Auswirkung der Polflächenvergrößerung von Variante A2 im Vergleich zu Variante A1 auf den Magnetkraftverlauf insbesondere bei kleinen Luftspalten. Bei größeren Luftspalten hat die Magnetgestaltung einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Magnetkraft.

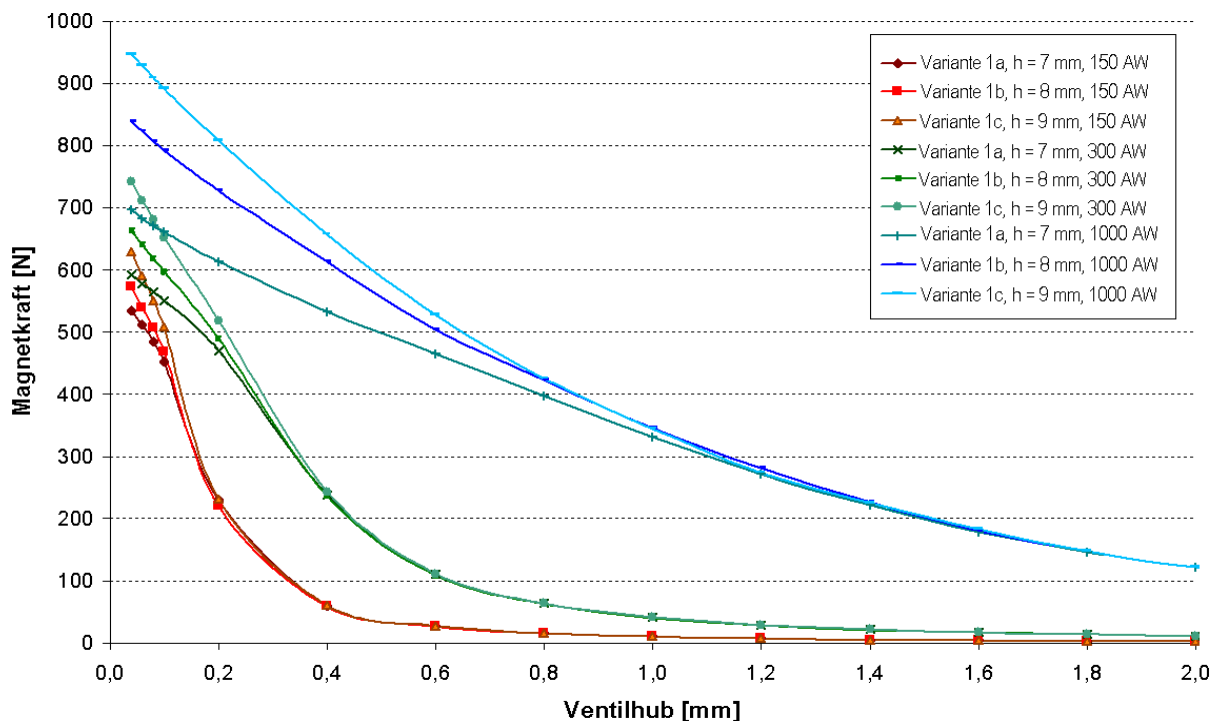


**Bild 7.18:** Magnetkraftverlauf der Auslegungsvarianten A1 und A2 des EMVS-Aktuators für unterschiedliche magnetische Spannungen (150, 300, 1000 Ampèrewindungen) und in Abhängigkeit vom Luftspalt

#### 7.4.4.2 Magnetkraftanalyse des IVC-Aktuators

Analog zum EMVS-Aktuator wurde beim IVC-Aktuator zuerst der Einfluss der Ankerdicke auf die Magnetkraft untersucht. Die Ankerdickenvariation wurde anhand der Auslegungsvariante 1 durchgeführt. Die Magnetkräfte sind in **Bild 7.19** Magnetkraftverläufe für unterschiedliche magnetische Durchflutungen (150, 300, 1000 AW) und Magnetkreislauslegungen für die Auslegungsvariante 1 und 2 in Abhängigkeit vom Ventilhub dargestellt.

Wie beim EMVS-Aktuator kann man auch hier erkennen, dass sich eine Reduzierung der Ankerdicke ungünstig auf den Magnetkraftverlauf bei kleinen Luftspalten auswirkt.

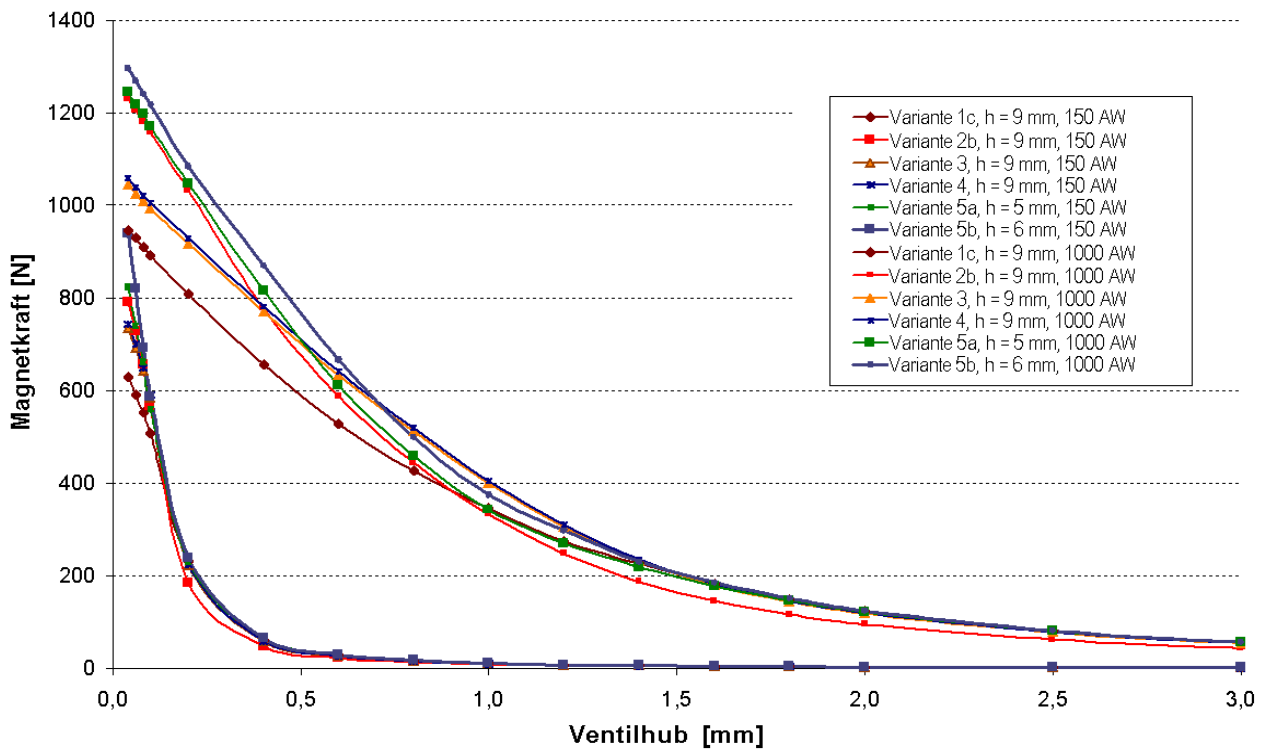


**Bild 7.19: Magnetkraftverlauf der Variante 1 für verschiedene magnetische Durchflutungen in Abhängigkeit der Ankerdicke (h) und des Ventilhubes**

In **Bild 7.20** sind die Magnetkraftverläufe aller Auslegungsvarianten für unterschiedliche magnetische Durchflutungen (150, 1000 AW) in Abhängigkeit vom Luftspalt dargestellt.

Die höchsten Haltekräfte können mit der Auslegungsvariante 2 (d. h. Positionierung eines U-Magneten nahe der Ventilachse) und der Auslegungsvariante 5 (E-Magnet, Auslegungsbreite entsprechend der Ankerbreite, dünner Anker) erzielt werden. Eine Positionierung des U-Magneten nahe der Drehachse (Variante 1) ist in diesem Sinne ungünstig. Durchschnittliche Magnetkräfte können dann erreicht werden, wenn der U-Magnet entsprechend der Breite des Magnetankers ausgelegt ist.

In Sinne der Erzielung hoher Magnetkräfte bei großen Abständen von der Anlagefläche können mit den Auslegungsvarianten 1, 3, 4 und 5 vergleichbar hohe Magnetkräfte erzielt werden. Im Nahbereich < 0,8 mm können mit Variante 5 höhere Magnetkräfte realisiert werden.



**Bild 7.20: Magnetkraftverlauf des IVC-Aktuators für unterschiedliche magnetische Durchflutungen (150, 1000 Ampèrewindungen) und Magnetkreisauslegungen in Abhängigkeit vom Luftspalt**

### 7.4.5 Verlustleistungsanalyse

Die Verlustleistungsanalyse wurde für das stationäre Halten an der Endlage bestimmt. Dazu wurde die in Abschnitt 6 auf Seite 125 hergeleitete Gleichung (6.5) für die Verlustleistung zugrunde gelegt :

$$P_{Verlust, Elektrisch} = \left(\frac{\Theta}{n}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{cu} \cdot l_M \cdot n^2}{k_{cu} \cdot A_W} = \frac{\Theta^2 \cdot \rho_{cu} \cdot l_M}{k_{cu} \cdot A_W} \tag{6.5}$$

Um die erforderliche Durchflutung  $\Theta$  zu bestimmen, wurde zuerst die Magnetkraft bestimmt, die zum Halten erforderlich ist. Die Magnetkraft ergibt sich aus der Federkraft bei geschlossenem Ventil nach folgender Formel:

$$F_{Magnet} = c_{eff} \cdot \frac{1}{2} \Delta s + F_{1,F1} + \Delta F_{Sicherheit} \tag{7.10}$$

- $c_{eff}$ : effektive Federsteifigkeit;
- $\Delta s$ : Ventilhub
- $F_{1,F1}$ : Vorspannkraft der Ventildfeder bei  $x = 0$  (EMVS: 190 N, IVC: 150 N)
- $\Delta F_{Sicherheit}$ : Sicherheitszuschlag;  $\Delta F_{Sicherheit} = 30$  N

Aus (7.10) kann die erforderliche Magnetkraft abgeschätzt werden. Ist die Magnetkraft und der Restluftspalt bekannt, kann die Durchflutung bestimmt werden. Für die Verlustleistungsbetrachtung wurde ein Restluftspalt von 50  $\mu\text{m}$  angenommen.

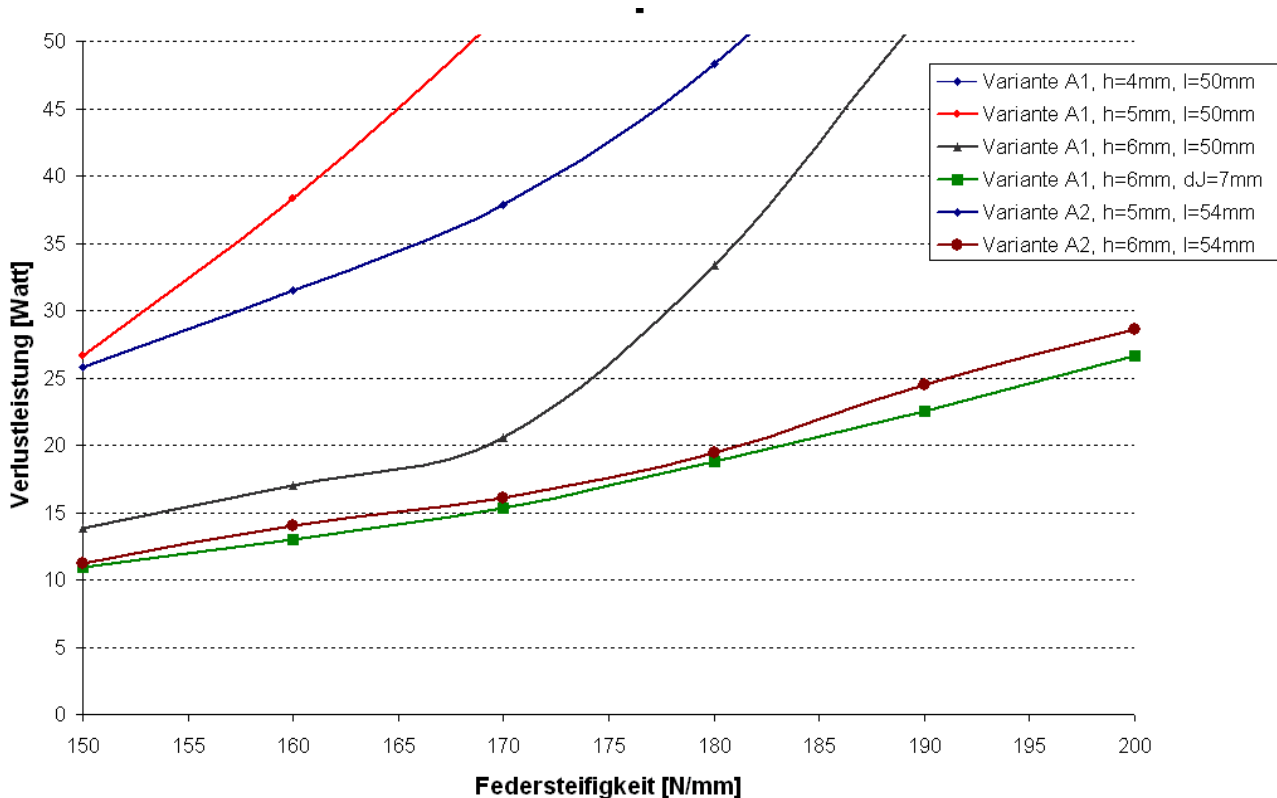
Für die Verlustleistungsbetrachtung wurde ein Kupferfüllfaktor  $k_{cu} = 0,5$  angenommen und die effektive Wickelfläche  $A_w$  nach folgender Formel abgeschätzt:

$$A_w = (h_w - 1,5 \text{ mm}) \cdot (b_w - 1,5 \text{ mm})$$

Die Formel für die Wickelfläche berücksichtigt Fertigungstoleranzen sowie einen Platzbedarf für den Wickelkörper. Die mittlere Windungslänge  $l_M$  wurde für die entsprechend Geometrien berechnet.

### 7.4.5.1 Analyse der Verlustleistung des EMVS-Aktuators

In Bild 7.21 sind die Halteverlustleistungen der EMVS-Auslegungen als Funktion der effektive Federsteifigkeit  $c_{eff}$  dargestellt.



**Bild 7.21: Statische Verlustleistung der EMVS-Auslegungen in Abhängigkeit von der Federsteifigkeit**

Für die Auslegungen ergibt sich folgende Analyse:

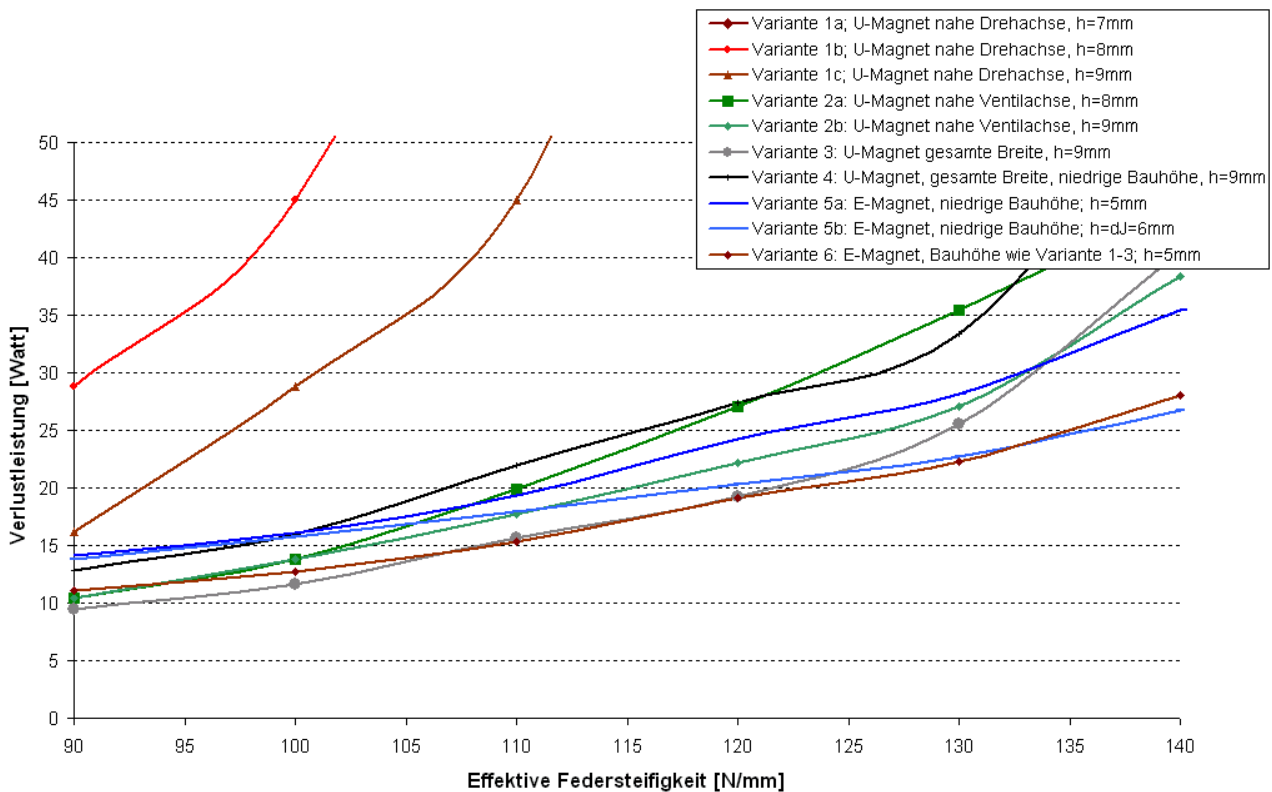
- Die niedrigsten Verlustleistungen lassen sich dann realisieren, wenn der Anker entsprechend der Jochbreiten nach den allgemeinen Optimierungskriterien

ausgelegt wird<sup>21</sup>. Die Querjochverbreiterung, mit dem der Anisotropie des eingesetzten Materials Rechnung getragen wird, wirkt sich positiv aus.

- Eine starke Erhöhung der Verlustleistung ergibt sich, wenn der Anker um 1 mm dünner als das Querjoch ausgelegt wird (Auslegungsvariante A1, A2 mit  $h = 5\text{mm}$ ). Um die erforderliche Haltemagnetkraft aufzubringen, muss der Magnet in Sättigung betrieben werden.
- Sehr hohe Verlustleistungen ergeben sich, wenn der Anker nur noch mit einer Dicke von 4 mm ausgeführt ist. Der Magnet muss dann stark in der Sättigung betrieben werden. Es werden Verluste von über 90 Watt erzielt. Die Ergebnisse sind nicht mehr in **Bild 7.21** dargestellt.

### 7.4.5.2 Analyse der Verlustleistung des IVC-Aktuators

Die Verlustleistungsergebnisse für die IVC-Aktuatorauslegungen gemäß (6.5) sind in **Bild 7.22** dargestellt.



**Bild 7.22: Statische Verlustleistung der IVC Auslegungen in Abhängigkeit von der Federsteifigkeit**

Die höchsten Verluste ergeben sich mit Ausführungsvariante 1 (U-Magnet-Positionierung nahe Drehachse). Wie in Abschnitt 5.5.3.2 ausgeführt, ist dies auf das kleine magnetische

<sup>21</sup> Die allgemeinen Optimierungskriterien wurden in Abschnitt 2.7.1.1. beschreiben.

Übersetzungsverhältnis zurückzuführen. Die Reduzierung der Ankerdicke wirkt sich bei dieser Ausführung daher sehr ungünstig auf die Verlustleistung aus. Bei allen anderen Ausführungen können vergleichbar gute niedrige Verlustleistungen erzielt werden. Die Erhöhung der Federsteifigkeit führt bis zu einer Federsteifigkeit von 120 N/mm zu einer proportionalen Verschlechterung. Wird die Federsteifigkeit weiter erhöht, steigt die Verlustleistung der Varianten 2, 3 und 4 überproportional an. Lediglich bei E-Magnet-Ausführungen 5 und 6 steigt die Verlustleistung über den gesamten dargestellten Bereich der Federsteifigkeiten proportional an, gleichzeitig können die niedrigsten Verlustleistungen aller untersuchten Varianten erzielt werden.

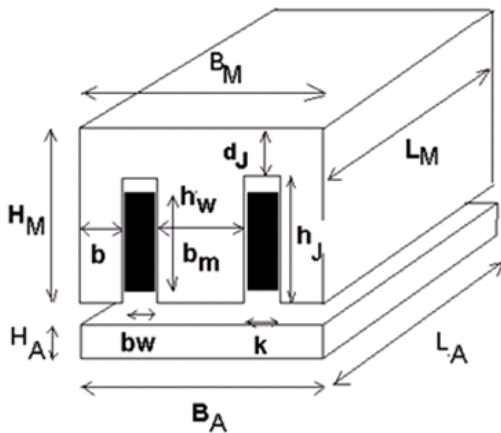
## 7.4.6 Gesamtanalyse und Festlegung der Aktuatorauslegung für Leistungsbestimmung und Bewertung

### 7.4.6.1 Analyse EMVS-Aktuator

Auf Basis der durchgeführten Analysen können nun die verschiedenen Auslegungsvarianten bewertet werden.

- **Analyse der Magnetgrundform:** Die Variante A1 hat den scheinbaren Vorteil, dass durch die kleinere Ankergestaltung kleinere Massen und eine höhere Dynamik und durch die größere Erregerspulenwickelfläche kleinere elektrische Verluste erzielt werden. Berücksichtigt man die zum Halten erforderliche Magnetkraft in Abhängigkeit der Federsteifigkeit, wirkt sich die kleinere Polfläche negativ auf die Verlustleistung aus. Der durch die Polflächenvergrößerung der Variante A2 erzielte starke Anstieg der Magnetkraft überkompensiert die Wickelflächenverringerung. Da sich die Dynamik der beiden Auslegungsvarianten bei gleicher Ankerdicke nur geringfügig unterscheidet, ist Variante A2 in jedem Fall zu bevorzugen
- **Analyse der Ankerdicke:** Es wurde gezeigt, dass sich die Ankerdickenreduzierung stark negativ auf die Verlustleistung des Systems auswirkt. Eine Dynamikerhöhung durch Reduzierung der Dicke des Ankergegenstückes ist daher nicht sinnvoll.

Auf Basis der Analysen werden nun 2 Auslegungen für die Systemsimulation und Bewertung bestimmt. In einer ersten Variante wird eine dynamische Auslegung des Aktuators mit akzeptabler Verlustleistung gewählt. In einer zweiten Variante wird der Aktuator hinsichtlich günstiger Verlustleistung ausgelegt. Die Auslegungsdaten der zu vergleichenden Aktuatoren sind in **Bild 7.23** ausgeführt.



$$^1 A_p = (h_w - 1,5mm) \cdot (b_w - 1,5mm)$$

		Variante 1		Variante 2		
		AV	EV	AV	EV	
Magnet	H <sub>M</sub>	mm	26			
	B <sub>M</sub>	mm	35			
	L <sub>M</sub>	mm	54			
	b	mm	6,5			
	b <sub>M</sub>	mm	13			
	d <sub>J</sub>	mm	7,5			
	b <sub>W</sub>	mm	5,5			
	h <sub>W</sub>	mm	19			
	A <sub>W</sub> <sup>1</sup>	mm <sup>2</sup>	70			
	A <sub>pol</sub>	cm <sup>2</sup>	14			
Anker	H <sub>A</sub>	mm	5,5	6	6	6,5
	B <sub>A</sub>	mm	35	37	35	37
	L <sub>A</sub>	mm	54			
Feder	c <sub>eff</sub>	N/mm	180		160	
	c <sub>F1</sub>	N/mm	80		80	
	c <sub>F2</sub>	N/mm	80		80	
	F <sub>1,F1</sub>	N	150		150	
Spule	n <sub>S</sub>	/	50			
	R <sub>S</sub>	mOhm	254			
Ventil	d <sub>Teller</sub>	mm	26	33	26	33
Eff. Masse	m <sub>ges</sub>	g	169	187	162	180
Flugzeit	T/2	ms	3,04	3,20	3,16	3,33

**Bild 7.23: Auslegung EMVS-Aktuator für Systemsimulation**

### 7.4.6.2 Gesamtanalyse IVC-Aktuator

Unter Berücksichtigung der durchgeführten Analysen können nun die verschiedenen Magnetkreisauslegungen beurteilt werden:

- In der Variante 1 (Anordnung eines U-Magneten nahe der Drehachse) werden hohe Verlustleistungen für das Halten im geschlossenen Zustand erzielt. Eine derartige Anordnung ist daher für den Einsatz als Haltemagnet im geschlossenen Ventilzustand ungeeignet. Hier wirkt sich insbesondere die Vorspannkraft der Ventilsfeder ungünstig aus. Beim Öffnen gegen hohe Gegenkräfte kann jedoch ein hoher Magnetwirkungsgrad erzielt werden. Da zusätzlich die erforderlichen Haltekräfte im geöffneten Zustand niedriger sind sowie die Verweildauer des Ventils im geöffneten Zustand kurz ist, ist die Variante 1 günstig für den Einsatz als Öffnermagnet.
- In der Variante 2 können für das gesamte dargestellte Spektrum der Federsteifigkeiten günstige Verlustleistungswerte erzielt werden. Zusätzlich ist erkennbar, dass ein dünnerer Anker nur geringfügig die Verlustleistung erhöht. Die niedrigere Magnetkraft während der Flugphasen wirkt sich im Vergleich zu



Variante 1 nicht ungünstig aus, wenn geringe Gegenkräfte auftreten, bzw. beim Schließen des Auslassventils sowie beim Einlassventil.

- Die Variante 3 hat geringfügig höhere Verluste als Variante 2. Es können jedoch höhere Magnetkräfte bei großen Arbeitsluftspalten erzielt werden als in Variante 2. Negativ fällt das sehr hohe Gewicht von ca. 2 kg pro Aktuator auf.
- Die Variante 4 bringt deutlich höhere Verlustleistungen als Variante 3, da im Hinblick auf Bauhöhenreduzierung der Erregerspulenwickelraum reduziert wurde. Bei kleinen Federsteifigkeiten  $<120 \text{ N/mm}$  sind die Werte jedoch noch im akzeptablen Bereich.
- In fast allen Bereichen weist die Ausführungsvariante 5 Vorteile auf. Trotz der niedrigen Bauhöhe und der damit einhergehenden Wickelraumreduzierung können sehr niedrige Verlustleistungen für das Halten und hohe Magnetkräfte für große Arbeitsluftspalte erzielt werden. Auch der Einsatz eines dünneren Ankers in Variante 5a führt zu sehr niedrigen Verlustleistungen. Mit der Ausführungsvariante 5b können die niedrigsten Verlustleistungen aller untersuchten Ausführungsformen erreicht werden. Das niedrige Ankergewicht führt zudem zu sehr guten dynamischen Eigenschaften, die auch bei hohen Federsteifigkeiten nicht zu Lasten der Verlustleistung gehen. Die sehr hohen Magnetkräfte sowie die durch den dünnen Anker realisierbare hohe Dynamik des Magnetsystems prädestinieren den Einsatz als hochdynamischen Öffnermagnet gegen Gasgegenkräfte. Aufgrund der Restriktionen der Anordnung der Magnete, bedingt durch die erforderliche Lamellenverschweißung, kann der Magnet nur für eine Ankerseite in seiner vollen Breite ausgelegt werden. Eine Reduzierung der Breite wirkt sich für eine Ankerseite negativ aus, da der Erregerspulenwickelraum kleiner wird, bzw. die Polfläche verringert werden muss. Daher können nicht für Öffner- und Schließermagnet in beiden Fällen die optimalen Eigenschaften erreicht werden. Negativ auf die Ankersteifigkeit wirkt sich die geringere Ankerdicke aus.
- In der Ausführungsvariante 6 werden im Vergleich zu Variante 5 ähnlich gute Ergebnisse erzielt. Die Wickelflächenvergrößerung durch die höhere Bauhöhe wirkt sich jedoch nicht stark auf die Reduzierung der Verlustleistung aus. Da sich jedoch das Gewicht und die Bauhöhe merklich verschlechtern, ist die Ausführungsvariante 5 zu bevorzugen.

Auf Basis der Analyse der Magnetsystemauslegungen werden nun 3 Varianten für die quantitative Analyse im Abschnitt 5.6 ausgewählt. Die ersten beiden Varianten basieren auf der Auslegung mit der E-Magnetform. In der ersten Variante wird der Aktuator nach dem Kriterium hohe Dynamik ausgelegt. In einer zweiten Auslegung dominiert das Kriterium niedrige Verlustleistung. In einer dritten Auslegung wurde die U-Magnetform in einer dynamischen Auslegung untersucht. Die Auslegungsdaten sind in **Bild 7.25** dargestellt.

Magnet- und Ankerauslegung			Variante 1		Variante 2		Variante 3	
			M1	M2	M1	M2	M1	M2
Magnet	H <sub>M</sub>	mm	32	27	siehe Variante 1			
	B <sub>M</sub>	mm	29	31				
	L <sub>M</sub>	mm	72					
	b	mm	5					
	b <sub>M</sub>	mm	9					
	d <sub>J</sub>	mm	6,5					
	b <sub>w</sub>	mm	5	6				
	h <sub>w</sub>	mm	25,5	20,5				
	A <sub>w</sub> <sup>1</sup>	mm <sup>2</sup>	84	85				
	A <sub>pol</sub>	cm <sup>2</sup>	13,7					
	x <sub>J</sub>	mm	12	9				
v <sub>M</sub>	/	0,59	0,54			0,63	0,48	
Anker	v <sub>AM</sub>	/	0,56				0,56	
	H <sub>A</sub>	mm	5				8	
	B <sub>A</sub>	mm	29				29	
	L <sub>A</sub>	mm	72				72	
Feder, Masse und Dynamik			Variante 1		Variante 2		Variante 3	
			AV	EV	AV	EV	AV	EV
Spule	R <sub>S</sub>	mOhm	254		254		254	
	n <sub>S</sub>	/	50		50		50	
Feder	c <sub>eff</sub>	N/mm	130		115		140	
	F <sub>1,F1</sub>	N	120		120		120	
Ventil	d <sub>Teller</sub>	mm	26	33	26	33	26	33
Eff. Masse	m <sub>ges</sub>	g	89	107	88	106	107	127
Flugzeit	T/2	ms	2,60	2,85	2,75	3,02	2,75	2,98

$$^1 A_w = (h_w - 1,5mm) \cdot (b_w - 1,5mm)$$

Bild 7.24: Auslegungsvarianten des IVC-Aktuators für Systemoptimierung

### 7.5 Quantitative Ermittlung der Leistungsdaten

Im folgenden werden die Leistungsparameter (Flugzeit, Leistungsbedarf) der in Abschnitt 4.26 spezifizierten Aktuatorauslegungen mittels Simulation für die Betriebspunkte

- 6000/min, Volllast
- 2000/min, 2 bar

ermittelt. Beim Betriebspunkt 2000/min, 2 bar wurden zusätzlich unterschiedliche Steuerstrategien untersucht. Im ersten Fall führten alle Ventile den Vollhub durch, im zweiten Fall wurden die Einlassventile im geregelten Teilhub betrieben. Für diese Untersuchungen, wurde das Modell um einen Closed-Loop-Positionsregler erweitert. Für alle Betriebspunkte wurden typische Steuerstrategien gewählt, wie sie bei Nockenwellenventiltrieben üblich sind. Zur Druckmodellierung wurden Zylinderdruckverläufe eines typischen 2-Liter-4-Zylinder-4-Ventilmotors zugrunde gelegt [102]. Für die folgenden Simulationen wurden nachstehende in **Tabelle 7.10** dargestellten Annahmen getroffen.

**Tabelle 7.10: Annahmen für Dynamiksimulation**

	<b>EMVS</b>	<b>IVC</b>
Auslegung Aktuator	siehe <b>Bild 7.23</b>	siehe <b>Bild 7.24</b>
Berechnung der Kennfelder für Magnetkraft und Magnetfluss	FEM mit Maxwell 2D	
Magnetmaterial	Joch: Orsi Anker: Trafoperm N2	Joch: Orsi Anker: VX17
Reibkoeffizient	$k_R = 12 \text{ Ns/m}$ (vgl. Abschnitt 4.1.1)	$k_R = 3 \text{ Ns/m}$ (vgl. Abschnitt 4.1.1)
Gasarbeit	Gaskraftmodell und Parameter gemäß Abschnitt 4.1.2. Zylinderdruckverlauf bereitgestellt von Fa. AVL [88]	
Steuerzeiten Einlass-/ Auslassventil	<b>6000/min:</b> AÖ: 110°KW, AS: 390°KW, EÖ: 380°KW, ES: 620°KW <b>2000/min:</b> AÖ: 155°KW, AS: 390°KW, EÖ: 290°KW, ES: 560°KW	
Wirkungsgrad Ansteuerung	$\eta_V = 90\%$	
Wirbelstrom- und Ummagnetisierungsverluste	Wirbelstromkennfeld für Auf- und Abmagnetisierung aus <b>Bild 4.31</b>	Wirbelstromkennfeld für Auf- und Abmagnetisierung aus <b>Bild 4.21</b>
Ventilspiel	$VS = 0,1 \text{ mm}$	
Restluftspalt der Magnete	$\delta_{R,M} = 0,05 \text{ mm}$	

### 7.5.1 Betriebspunkt 6000/min, Vollast

Die Simulationsergebnisse für den Betriebspunkt 6000/min, Vollast für die Auslegungsvarianten 1 und 2 des EMVS-Aktuators sowie die Auslegungsvarianten 1 bis 3 des IVC-Aktuators sind im Anhang dieser Arbeit dargestellt. Als Auszug aus den Simulationsergebnissen sind in **Bild 7.26** die Ergebnisse der Variante 1 des EMVS-Aktuators und **Bild 7.27** und die Simulationsergebnisse der Variante 1 des IVC-Aktuators dargestellt.

Im jeweils oberen Bild ist der Ventilhubverlauf von Einlass- und Auslassventil sowie der Zylinderdifferenzdruckverlauf als Funktion des Kurbelwellenwinkels dargestellt. Die blaue Kurve stellt den Hub des Auslassventils, die rote Kurve den Hub des Einlassventils dar. Die gestrichelte blaue Kurve bildet den Hub einer typischen Nockenwellenkurve ab. In dem jeweils mittleren Bild ist der Stromverlauf der Öffnermagneten (M2)- und der Schliessermagneten (M1) für Einlass- und Auslassventil dargestellt. Im jeweils unteren Bild ist der von der Quelle aufgenommene Energiebedarf ( $E_{el}$ ) für Einlass- und Auslassventilaktuator sowie die Gasarbeit  $E_{gas}$  und die Kupferverlustenergie  $E_{el,V}$  dargestellt. Zusätzlich sind im oberen Bild die Flugzeiten für Auslass öffnet ( $t_{AÖ}$ ), Auslass schliesst ( $t_{AS}$ ) sowie Einlass öffnet ( $t_{EÖ}$ ) und Einlass schliesst ( $t_{ES}$ ) ausgewertet.

Die Variante 1 des IVC-Aktuators zeichnet sich im Vergleich zur Variante 1 des EMVS-Aktuators durch einen geringeren Leistungsbedarf sowie eine höhere Ventilflugdynamik aus. Der Vorteil der höheren Federöffnungskraft kann beim EMVS-Aktuator infolge der größeren Massenträgheit nicht umgesetzt werden in ein schnelleres Öffnen des Auslassventils. Obwohl das Auslassventil des IVC-Aktuators um 20°KW später öffnet, sind im unteren Totpunkt (180° KW) beide Ventile 4 mm offen. Die höhere Dynamik des IVC-Aktuators kann zudem in ein späteres Schließen des Auslassventils umgesetzt werden. Dies führt zu einer im Vergleich zur Nockenwelle um 4% größeren Öffnungsintegral beim IVC-Aktuator, während beim EMVS-Aktuator der Öffnungsquerschnitt um 3% geringer ist als bei der von Autor zugrunde gelegten Nockenwellenerhebungskurve.

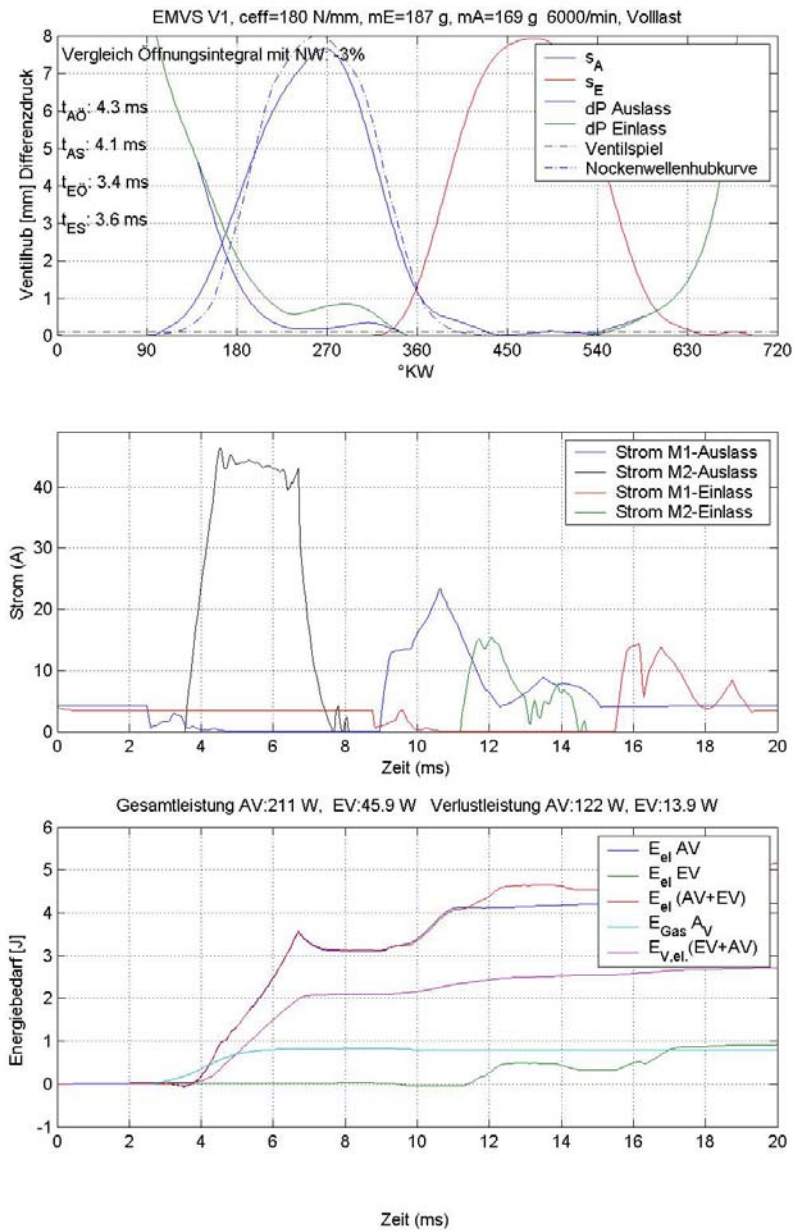
Mit der Variante 2 des EMVS-Aktuators kann die elektrische Leistung im Vergleich zu Variante 1 reduziert werden (vgl. **Tabelle 7.11**), dadurch dass die Feder weicher ausgelegt ist. Dies geht jedoch zu Lasten der Dynamik. Bei der Variante 2 des IVC-Aktuators erkennt man den gleichen Trade-Off. Der geringere Leistungsbedarf geht zu Lasten der Ventildynamik. Mit der Variante 3 des IVC-Aktuators können vergleichbare Ergebnisse wie mit der IVC-Variante 1 erreicht werden.

Beim Betriebspunkt 6000 U/min, Volllast zeigt sich, dass die Ausführung des IVC-Aktuators mit U-Magnet sowie mit E-Magnet in den Leistungswerten vergleichbar sind und dass der IVC-Aktuator in allen Auslegungen bessere Ergebnisse liefert als der EMVS-Aktuator.

Der Leistungsbedarf der untersuchten Varianten sowie der Vergleich des Öffnungsintegrals des Auslassventils der elektromechanischen Ventilsteuerung mit dem Auslassventil einer typischen Nockenwellenkurve ist in **Tabelle 7.11** zusammengefasst.

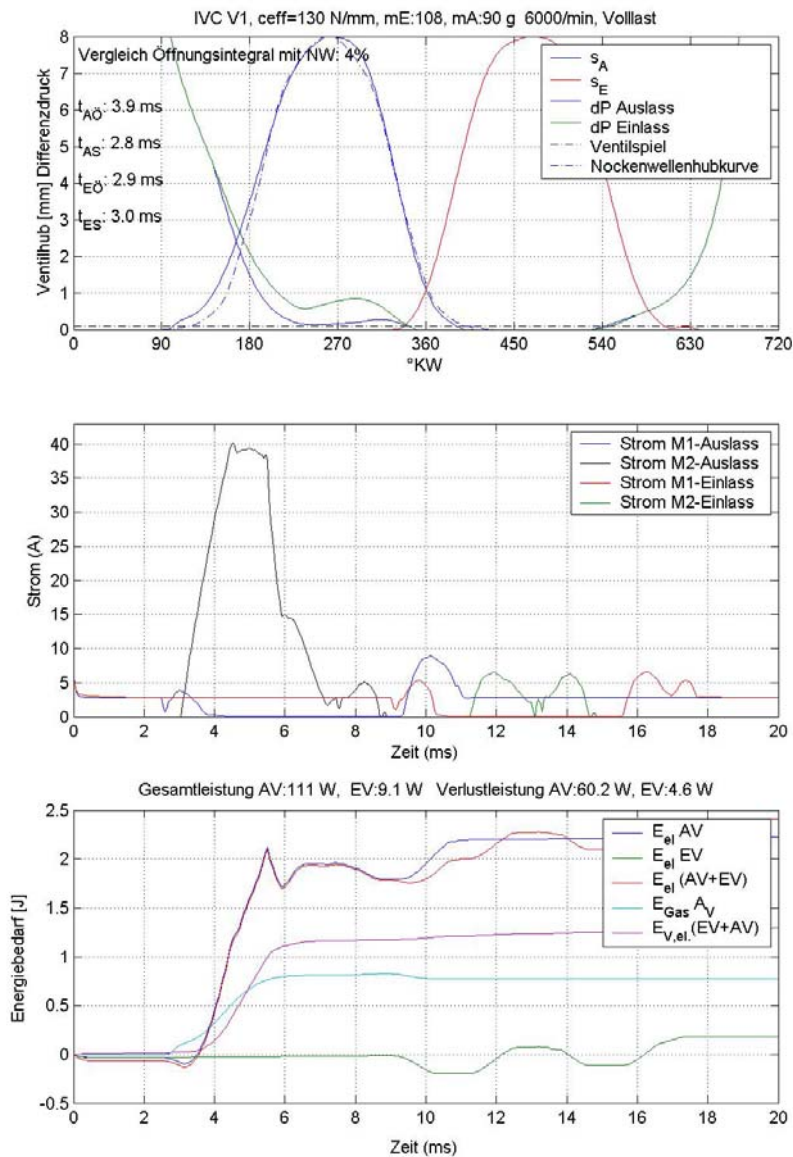
**Tabelle 7.11: Elektrische Leistungsaufnahme der untersuchten EMVS- und IVC-Aktuatoren im Betriebspunkt 6000/min, Volllast**

	Auslassventil		Einlassventil
	Elektrische Leistung/ Auslassventil	Vergleich Öffnungsintegral mit Nockenwelle	Elektrische Leistung/ Einlassventil
EMVS - Variante 1	184 Watt	+ 1%	50 Watt
EMVS – Variante 2	174 Watt	- 6%	42 Watt
IVC - Variante 1	109 Watt	+ 4%	9,1 Watt
IVC - Variante 2	83,2 Watt	- 4%	6,2 Watt
IVC - Variante 3	103 Watt	+ 7%	8,5 Watt



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils des EMVS-Aktuators in der ersten Auslegungsvariante ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$ : Einlassventil) als Funktion des Kurbelwellenwinkels ( $^{\circ}KW$ ) im Betriebspunkt 6000/min, Vollast; die Auslassventilerhebungskurve wurde mit dem Ventilhubverlauf der Nockenwelle verglichen (gestrichelte blaue Linie); Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{A0}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{E0}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el, (AV+EV)}$ ): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el, EV}$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el, AV}$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{Gas, AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{el, V}$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil, angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile

**Bild 7.25: EMVS-V1 Simulationsergebnisse bei 6000/min, Vollast**



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$ : Einlassventil) des IVC-Aktuators in der ersten Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels ( $^{\circ}$ KW) im Betriebspunkt 6000/min, Vollast; die Auslassventilerhebungskurve wurde mit dem Ventilhubverlauf der Nockenwelle verglichen (gestrichelte blaue Linie); Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el, (AV+EV)}$ ): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el, EV}$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el, AV}$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{Gas, AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,el, (AV+EV)}$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

**Bild 7.26: IVC-V1: Simulationsergebnisse bei 6000/min, Vollast**

## 7.5.2 Betriebspunkt 2000/min, 2 bar

In diesem Abschnitt sind die Simulationsergebnisse für 2000/min, 2 bar dargestellt.

Von Bedeutung ist in diesem Betriebspunkt der elektrische Leistungsbedarf der Aktuatoren im Vergleich zur Nockenwelle. In **Bild 7.28** und **Bild 7.29** sind die Simulationsergebnisse der Varianten EMVS-V1 und IVC-V1 gegenübergestellt. Weitere Simulationsergebnisse zu den anderen Auslegungsvarianten sind im Anhang dieser Arbeit zu finden. Die Ergebnisse sind wie in Abschnitt 7.5.1. beschrieben aufbereitet.

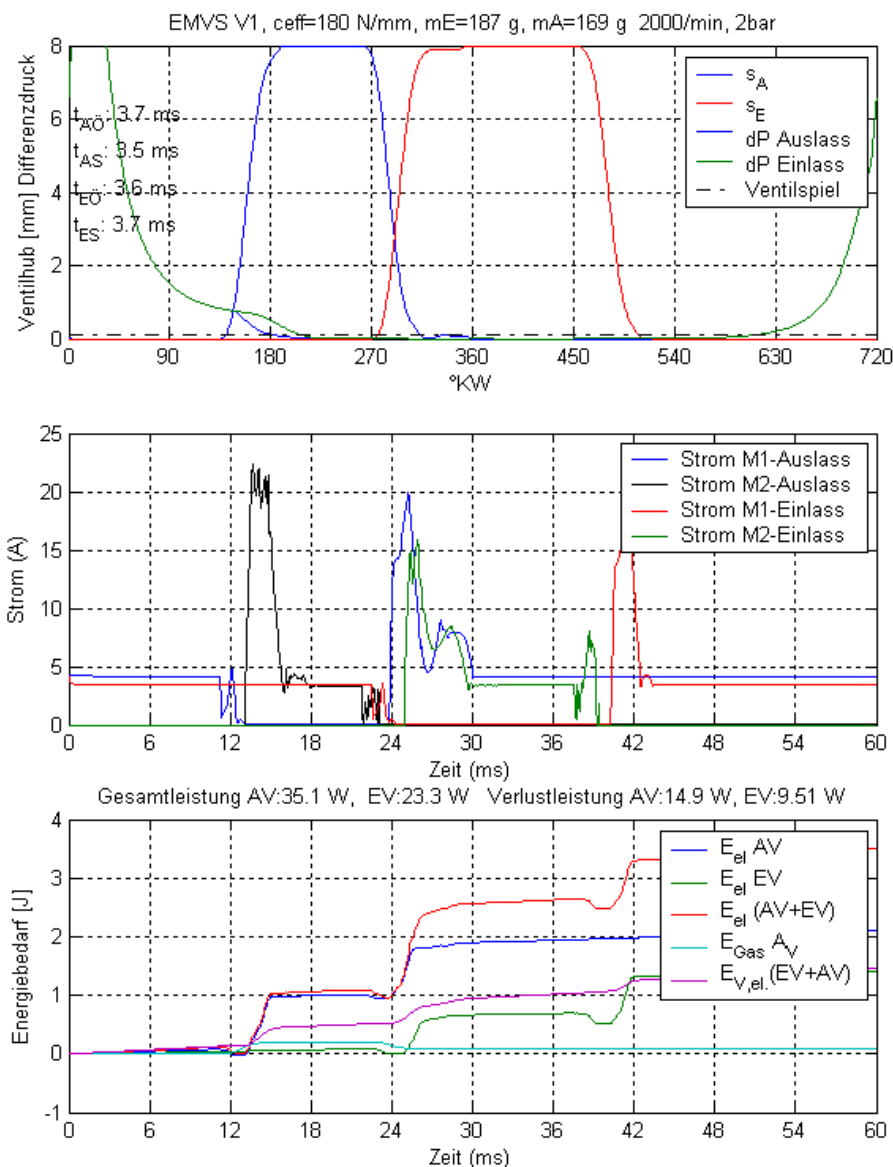
Deutlich wird in dieser Gegenüberstellung die energetische Effizienz des IVC-Aktuators in den Flugphasen. Während bei der IVC-Variante nur ca. 300 mJ für eine Flugphase benötigt werden, erfordert die Auslegungsvariante 1 des EMVS-Aktuators ca. 1000 mJ. Dies ist im wesentlichen auf die geringere Reibung sowie die geringeren Wirbelstrom- und Ummagnetisierungsverluste zurückzuführen. Die Auswirkung der geringen Wirbelstromverluste werden am Energieverlauf beim Ablösen deutlich. So kann beim IVC-Aktuator ein großer Teil der in der Erregerspule gespeicherten Energie rückgewonnen werden. Die Rückspeisung fällt beim EMVS-Aktuator deutlich geringer aus.

Die Ergebnisse zur elektrischen Leistungsaufnahme sind in **Tabelle 7.12** für alle Untersuchungsvarianten gegenübergestellt. Der günstige Leistungsbedarf beim IVC-Aktuator wird mit Auslegungsvariante 2 gefolgt von Auslegungsvariante 1 erreicht. Die Auslegung mit einer schwächeren Feder wirkt sich vorteilhaft auf den Energiebedarf aus. Die geringere Verlustleistung in den Haltephasen der Auslegungsvariante 1 im Vergleich zur Auslegungsvariante 3 führt zu Unterschieden im Leistungsbedarf.

Ein ähnlicher Zusammenhang ist für den EMVS-Aktuator zu erkennen. Man erkennt auch bei diesem Betriebspunkt deutlich den Trade-Off zwischen Leistungsbedarf und Ventilhubdynamik.

**Tabelle 7.12: Elektrische Leistungsaufnahme der untersuchten EMVS- und IVC-Aktuatoren im Betriebspunkt 2000/min, 2 bar im 4-Ventilbetrieb**

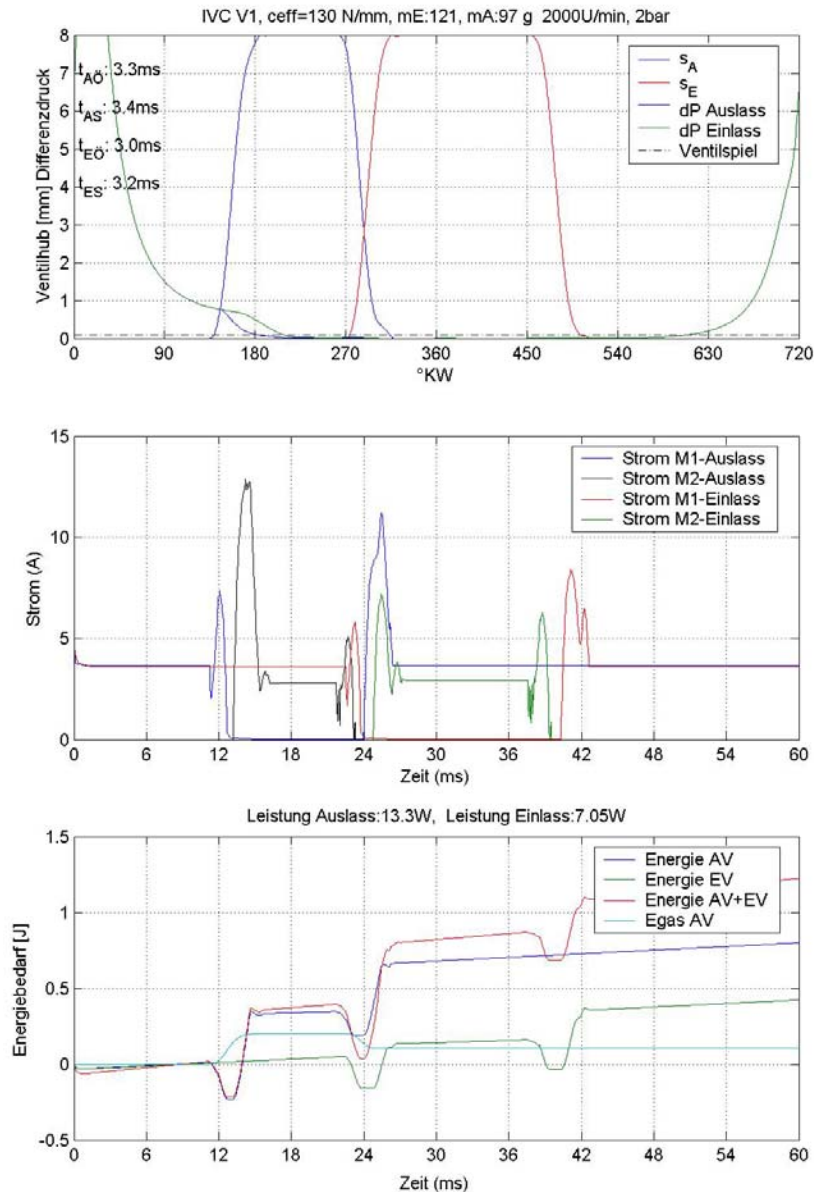
	Elektrische Leistung / Auslassventil	Elektrische Leistung / Einlassventil
EMVS - Variante 1	34 Watt	25 Watt
EMVS - Variante 2	31 Watt	21 Watt
IVC - Variante 1	13 Watt	7 Watt
IVC - Variante 2	12 Watt	6 Watt
IVC - Variante 3	15 Watt	8 Watt



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil) des EMVS-Aktuators in der ersten Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels ( $°KW$ ) im verbrauchsrelevanten Betriebspunkt 2000/min, 2 bar. Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{A0}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{E0}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el, (AV+EV)}$ ): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el, EV}$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el, AV}$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{Gas, AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,el, (AV+EV)}$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

**Bild 7.27: EMVS-V1 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar**





- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil)des IVC-Aktuators in der ersten Auslegungsvariante als Funktion der Kurbelwellenwinkel (°KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2 bar, Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{ei}$  (AV+EV): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el}$ , EV: gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el}$ , AV: gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas}$ , AV: Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{vel}$  (AV+EV): Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

**Bild 7.28: IVC-V1 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar**

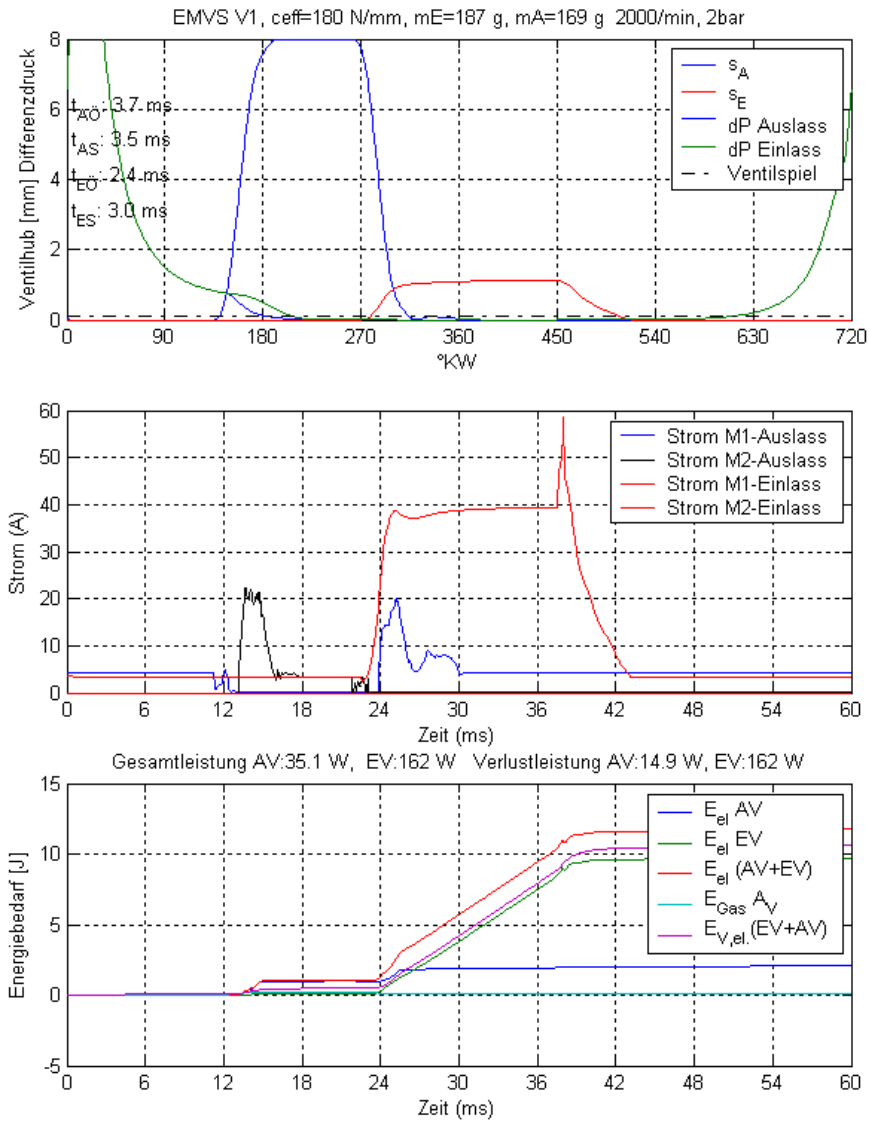
### 7.5.3 Betriebspunkt 2000/min, 2 bar mit Teilhub 1 mm

Bei niedrigen Drehzahlen und geringer Last ist es vorteilhaft, zumindest das Einlassventil mit geringeren Hübten zu betreiben, um die Gemischbildung zu verbessern beziehungsweise Drall- oder Tumble-Effekte zu erzeugen. Der hier vorgestellte elektromechanische Ventiltrieb besitzt jedoch nur eingeschränkte Möglichkeiten der Ventilhubvariation. Bei einer Teilhubregelung muss ein Gleichgewicht zwischen Magnetkraft und Federkraft aufgebaut werden. Nachdem die Magnetkraft mit zunehmendem Abstand zwischen Magnetpol und Anker bei gleichem Strom in einem quadratischen Verhältnis zum Luftspalt abnimmt und die Federkraft jedoch nur linear abnimmt, erfordert die Teilhubregelung eine erhebliche Steigerung des Erregerstromes und somit der Verlustleistung.

In **Bild 7.30** und **Bild 7.31** sind die Simulationsergebnisse der Varianten EMVS-V1 und IVC-V1 gegenübergestellt. Weitere Simulationsergebnisse zu den anderen Auslegungsvarianten sind im Anhang dieser Arbeit zu finden. Die Ergebnisse sind wie in Abschnitt 7.5.1. beschrieben aufbereitet. Auch in dieser Gegenüberstellung zeigt sich der Vorteil des IVC-Aktuators. Der Leistungsbedarf des im Teilhub betriebenen Einlassventils liegt bei der IVC-Variante 1 mit 69,9 W um mehr als Faktor 2 niedriger als der Leistungsbedarf der EMVS-Variante 1 (162 W). Aufgrund des Hebelprinzips ist der Luftspalt zwischen Anker und Magnetpol bei einem Teilhub von 1 mm entsprechend dem Übersetzungsverhältnis der Magnetkraftwirkung beim IVC-Aktuator kleiner als beim EMVS-Aktuator. Da zudem die Feder im Zusammenhang mit der geringeren beweglichen Masse schwächer ausgelegt ist, erfordert der Teilhubbetrieb eine geringere elektrische Leistung. Wirbelstromverluste und Reibverluste sind bei dieser Betriebsart untergeordnet zur Verlustleistung. Betrachtet man die anderen Auslegungsvarianten (siehe **Tabelle 7.13**), ist jeweils die Auslegungsvariante mit einer schwächeren Federauslegung im Vorteil, da eine geringe Magnetkraft erzeugt werden muss, um einen Gleichgewichtszustand zu erreichen. Im Vergleich der Auslegungen ist beim IVC-Aktuator die Variante 1 (E-Magnet) gegenüber der Variante 3 (U-Magnet) im Vorteil trotz vergleichbarer Federauslegung.

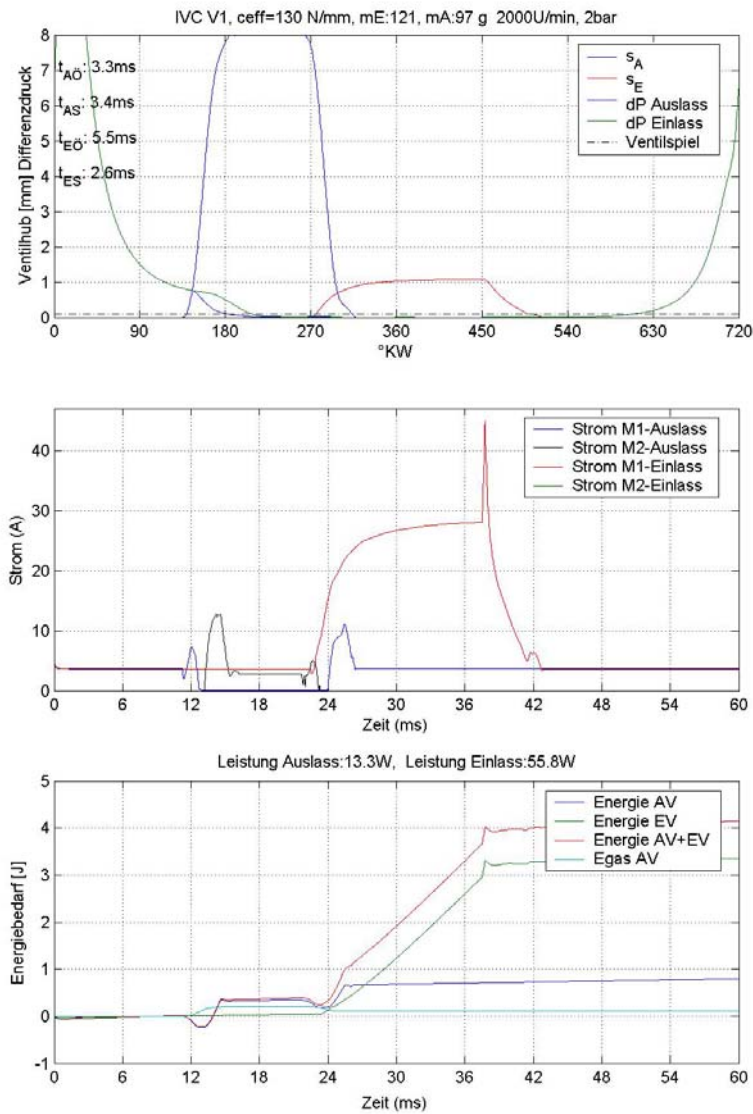
**Tabelle 7.13: Elektrische Leistungsaufnahme der untersuchten EMVS- und IVC-Aktuatoren im Betriebspunkt 2000/min, 2 bar mit Teilhub 1 mm**

	<b>Elektrische Leistung / Auslassventil</b>	<b>Elektrische Leistung / Einlassventil</b>
EMVS -Variante 1	34 Watt	134 Watt
EMVS -Variante 2	31 Watt	122 Watt
IVC - Variante 1	13 Watt	66 Watt
IVC - Variante 2	12 Watt	51 Watt
IVC - Variante 3	15 Watt	78 Watt



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil) des EMVS-Aktuators in der ersten Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2 bar; hier wurde im Gegensatz zum Betriebsmodus in Bild 7.28. und Bild 7.29 das Einlassventil nur mit einem Hub von 1 mm betrieben; Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el, (AV+EV)}$ ): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el, EV}$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el, AV}$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{Gas, AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,el, (AV+EV)}$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

**Bild 7.29: EMVS-V1 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar, (Einlassventil mit Teilhub)**

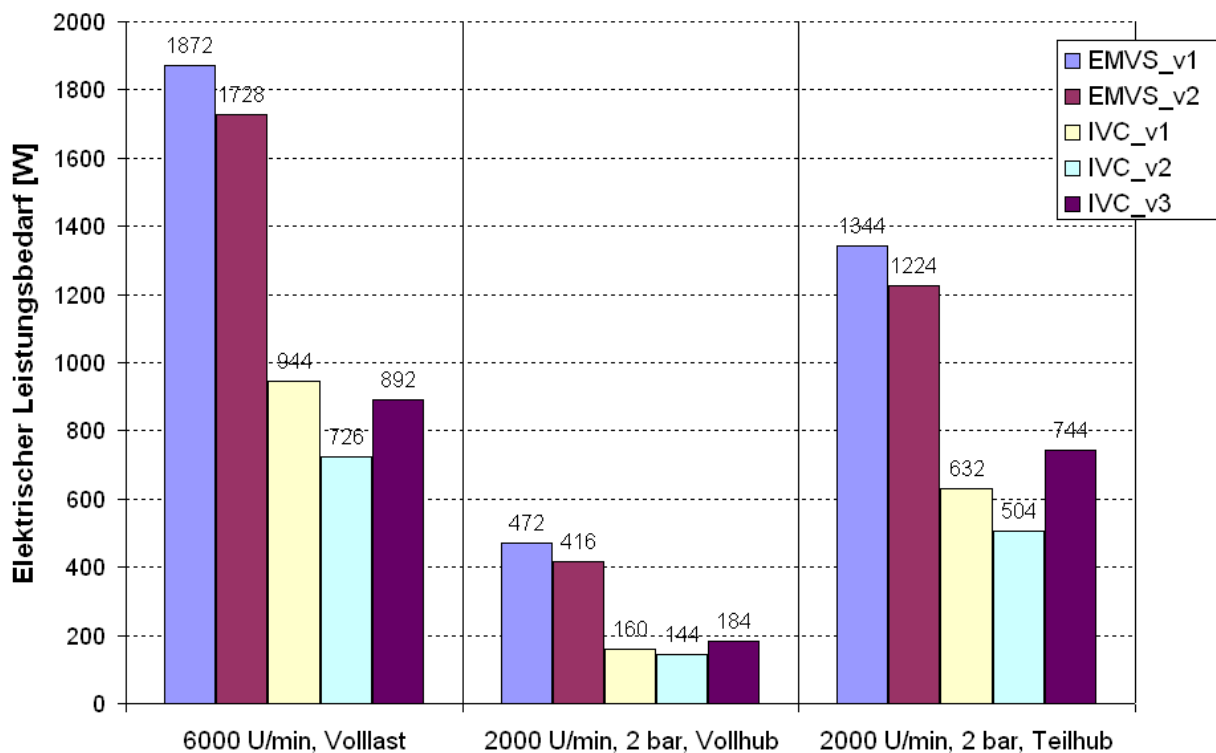


- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil) des IVC-Aktuators in der ersten Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels ( $^{\circ}$ KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2 bar; hier wurde im Gegensatz zum Betriebsmodus in **Bild 7.28.** und **Bild 7.29** das Einlassventil nur mit einem Hub von 1 mm betrieben; Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el}$  (AV+EV): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el}$ , EV: gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el}$ , AV: gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas}$ , AV: Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{v,el}$  (AV+EV): Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil: angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

**Bild 7.30: IVC-V1 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar, (Einlassventil mit Teilhub)**

## 7.6 Zusammenfassung der Ergebnisse zum elektrischen Leistungsbedarf

In **Bild 7.31** sind die Ergebnisse zum elektrischen Leistungsbedarf der unterschiedlichen Untersuchungsvarianten gegenübergestellt. In allen Betriebspunkten ist die elektrische Leistungsaufnahme aller Auslegungen des IVC-Aktuators um mehr als 50% niedriger als beim EMVS-Aktuator. Der Teilhub bei 2000/min, 2 bar, ist nur mit dem IVC-Aktuator durchführbar, da der elektrische Leistungsbedarf der EMVS-Varianten so hoch ist, dass der thermodynamische Vorteil einer Teilhubregelung durch die Verlustleistung überkompensiert wird. Auch beim IVC-Aktuator ist der Leistungsbedarf bei einem Betriebsmodus mit Teilhub höher als bei optimierten Nockenwellenventiltrieben.



**Bild 7.31: Elektrischer Leistungsbedarf der Untersuchungsvarianten für einen 16-Ventilbetrieb für einen 4-Zylinder-4-Ventil-Motor**

## 7.7 Bewertung der Aktuatorkonzepte im Vergleich

Im folgenden werden alle Ergebnisse der Untersuchungsvarianten entsprechend der in Abschnitt 5.2 aufgestellten Bewertungsmatrix und unterschiedlicher Gewichtung der Bewertungskriterien gegenübergestellt.

### 7.7.1 Bewertung mit Fokus auf Leistungsbedarf und Ventildynamik

In einem ersten Szenario werden die verschiedenen Auslegungsvarianten mit einer Gewichtung mit Schwerpunkt auf Leistungsbedarf und Ventildynamik bewertet. Den ausgewählten Kriterien wurde gemäß ihrer Bedeutung die in **Tabelle 7.14** erläuterte Gewichtung zugewiesen. Diese Gewichtung ist aus Sicht des Autors ausgewogen.

**Tabelle 7.14: Erläuterung der Bedeutung der Bewertungskriterien**

Kriterium	Erläuterung der Bedeutung
Elektrischer Leistungsbedarf	<u>wichtigstes Kriterium</u> , da starke Auswirkung auf Kraftstoffverbrauch (100 Watt = 0,15 l/100km) und Serientauglichkeit (bestimmt ob 14 V oder 42 V-Bordnetz erforderlich ist) g1=6
Ventildynamik	<u>bedeutendes Kriterium</u> : Starke Auswirkung auf Drehmoment und Motorleistung g2=6
Kosten	<u>bedeutendes Kriterium</u> : bestimmt Aufwand-Nutzen-Verhältnis g4=4
Gewicht	<u>weniger bedeutendes Kriterium</u> : geringe Auswirkung auf Kraftstoffverbrauch g5=2
Bauhöhe	<u>weniger bedeutendes Kriterium</u> : Auswirkung auf Aerodynamik des Fahrzeuges und Motorbauraumausnutzung g6=2

Die Bewertungsergebnisse der Einzelkriterien sowie der Zielerreichungsgrad sind in **Tabelle 7.15** aufgeführt.

Die Auslegungsvarianten 1 und 3 des IVC-Aktuators erreichen den höchsten Zielerreichungsgrad mit 70 %. Diese beiden Auslegungsvarianten haben deutliche Vorteile bei der Ventildynamik. Variante 2 des IVC-Aktuators erreicht aufgrund der schlechten Ventildynamik bei ansonsten vergleichbaren Werten eine schlechtere Bewertung.

Eine deutlich schlechtere Bewertung erreichen die Auslegungsvarianten des EMVS-Aktuators mit 51 % respektive 45 %. Die bessere Bewertung der EMVS-Variante 1 im Vergleich zur EMVS-Variante 2 ist im wesentlichen auf die bessere Ventildynamik zurückzuführen.

**Tabelle 7.15: Bewertung der Aktorkonzepte und Auslegungen mit Fokus auf Leistungsbedarf und Ventildynamik**

Nr.	Kriterium	Gewichtung		EMVS_Var1		EMVS_Var2		IVC_Var.1		IVC_Var.2		IVC_Var.3	
1	<b>Elektrischer Leistungsbedarf</b>	6											
	1a	Leistung bei 6000/min, Vollast*(Watt)	30%	1872	2.3	1728	2.5	944	4.1	714	4.6	892	4.2
	1b	Leistung bei 2000/min, 2 bar* (Watt)	40%	472	3.1	416	3.4	160	4.7	144	4.8	184	4.6
	1c	Energiebedarf für Teilhub (Watt)	30%	1344	0.0	1224	0.0	632	2.3	504	3.0	744	1.8
<b>Bewertung Kriterium</b>				11.6		12.8		22.9		25.1		21.8	
2	<b>Ventildynamik (Ventilöffnungsintegral)</b>	6		1%	3.2	-6%	1.8	4%	3.8	-4%	2.2	7%	4.4
	<b>Bewertung Kriterium</b>				19.2		10.8		22.8		13.2		26.4
3	<b>Kosten</b>	4											
	3a	Mechanik	50%		3.6		3.6		1.8		1.8		1.2
	3b	Elektronik (Verlustleistung in Watt)	50%	187	0.6	173	1.1	94	3.3	71	4.0	89	3.4
<b>Bewertung Kriterium</b>				8.5		9.3		10.3		11.6		9.3	
4	<b>Gewicht/Ventil (kg)</b>	2		1.1	3.6	1.1	3.6	1.54	1.8	1.54	1.8	1.7	1.2
	<b>Bewertung Kriterium</b>				7.2		7.2		3.7		3.7		2.4
5	<b>Bauhöhe (mm)</b>	2		98	2.2	98	2.2	68	5.0	68	5.0	68	5.0
	<b>Bewertung Kriterium</b>				4.4		4.4		10.0		10.0		10.0
<b>Gesamtbewertung aller Kriterien</b>				51		45		70		64		70	
<b>Max. Erreichungsgrad</b>				100		100		100		100		100	
<b>Zielerreichungsgrad (in %)</b>				51%		45%		70%		64%		70%	

### 7.7.2 Bewertung mit Fokus auf Kosten und Gewicht

Setzt man in einem zweiten Szenario die Gewichtungskriterien Kosten und Gewicht in den Vordergrund der Bewertung und reduziert entsprechend die Gewichtung der Kriterien Leistungsbedarf und Ventildynamik, ergibt sich die in **Tabelle 7.16** dargestellte Bewertung. In dieser Bewertung sind die Unterschiede zwischen EMVS- und IVC-Aktuator deutlich geringer. Dies ist im wesentlichen darauf zurückzuführen, da der EMVS-Aktuator beim Gewicht deutliche Vorteile aufweist.

**Tabelle 7.16 Bewertung der Aktuatorkonzepte und Auslegungen mit Fokus auf Kosten und Gewicht**

Bewertung verschiedener Aktuatorkonzepte und Auslegungen

Nr.	Kriterium	Gewichtung	EMVS_Var1		EMVS_Var2		IVC_Var.1		IVC_Var.2		IVC_Var.3		
1	<b>Elektrischer Leistungsbedarf</b>	2											
	1a	Leistung bei 6000/min, Vollast*(Watt)	30%	1872	2.3	1728	2.5	944	4.1	714	4.6	892	4.2
	1b	Leistung bei 2000/min, 2 bar*(Watt)	40%	472	3.1	416	3.4	160	4.7	144	4.8	184	4.6
	1c	Energiebedarf für Teilhub (Watt)	30%	1344	0.0	1224	0.0	632	2.3	504	3.0	744	1.8
<b>Bewertung Kriterium</b>			3.9		4.3		7.6		8.4		7.3		
2	<b>Ventildynamik (Ventilöffnungsintegral)</b>	2	1%	3.2	-6%	1.8	4%	3.8	-4%	2.2	7%	4.4	
	<b>Bewertung Kriterium</b>			6.4		3.6		7.6		4.4		8.8	
3	<b>Kosten</b>	6											
	3a	Mechanik	50%		3.6		3.6		1.8		1.8		1.2
	3b	Elektronik (Verlustleistung in Watt)	50%	187	0.6	173	1.1	94	3.3	71	4.0	89	3.4
<b>Bewertung Kriterium</b>			12.7		14.0		15.4		17.4		13.9		
4	<b>Gewicht/Ventil (kg)</b>	6	1.1	3.6	1.1	3.6	1.54	1.8	1.54	1.8	1.7	1.2	
	<b>Bewertung Kriterium</b>			21.6		21.6		11.0		11.0		7.2	
5	<b>Bauhöhe (mm)</b>	4	98	2.2	98	2.2	68	5.0	68	5.0	68	5.0	
	<b>Bewertung Kriterium</b>			8.8		8.8		20.0		20.0		20.0	
<b>Gesamtbewertung aller Kriterien</b>			53		52		62		61		57		
<b>Max. Erreichungsgrad</b>			100		100		100		100		100		
<b>Zielerreichungsgrad (in %)</b>			53%		52%		62%		61%		57%		



## **8 Zusammenfassung und Ausblick**

### **8.1 Zusammenfassung**

Betrachtungsgegenstand der vorliegenden Arbeit ist die Systemanalyse sowie die Entwicklung einer Heuristik zur optimalen Auslegung elektromechanischer Ventiltriebe für Hubkolbenmotoren. Das Ziel der Untersuchung war letztlich, eine umfassende Bewertung des elektromechanischen Ventiltriebs auf Basis ausgewählter Kriterien durchzuführen. Die Bewertungskriterien wurden von Serienanforderungen abgeleitet. Im Vordergrund stand die Gegenüberstellung des auf Grundlagenpatenten der Firma FEV Motorentchnik GmbH basierenden „klassischen“ Konzeptes der elektromechanischen Ventilsteuerung (als EMVS-Aktuator bezeichnet) zu einer alternativen auf einem Hebelprinzip basierenden Konzept der elektromechanischen Ventilsteuerung (als IVC-Aktuator bezeichnet). Letzteres Konzept beruht auf Grundlagenpatenten der Firma LSP GmbH sowie Patenten von Heinz Leiber und des Autors.

Ausgangsbasis dieser Arbeit war eine kurze Gegenüberstellung der elektromechanischen Ventilsteuerung im Vergleich zu alternativen Zukunftstechnologien wie mechanischer und hydraulisch variabler Ventilsteuerung, Aufladung, Direkteinspritzung und Zylinderabschaltung. Es wurde dargelegt, dass die elektromechanische Ventilsteuerung eine Schlüsseltechnologie zur simultanen Erreichung der von der Automobilindustrie gesetzten Ziele zur Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen darstellt.

Im Folgenden wurden in Abschnitt 2 die Grundlagen zur Systemanalyse und Systemoptimierung geschaffen. Auf Basis der Anforderungen an die Serientauglichkeit wurde hergeleitet, dass der Resonanzschwingeraktuator die Anforderungen hinreichend erfüllen kann. Darauf aufbauend wurde die Funktionsweise des Resonanzschwingers sowie zwei Ausführungsformen beschrieben und wichtige Begriffe zur Auslegung definiert. Letztlich wurde der Auslegungsbereich als Basis für die Optimierung vorläufig abgegrenzt.

In Abschnitt 3 wurde ein dynamisches Modell beschrieben, mit dessen Hilfe der elektrische Ventiltrieb auf Basis des Resonanzschwingers analysiert und optimiert werden kann. Das Modell wurde in der Simulationsumgebung Matlab-Simulink aufgebaut. Das Modell umfasste das mechanische Modell, das magnetische Teilsystem sowie das Ansteuermodell bestehend aus Leistungssteller und Stromregler. Ziel war es dabei, ein kompaktes Modell zu entwickeln, mit dem der Aktuator realitätsnah beschrieben werden kann.

In Abschnitt 4 wurde das in Abschnitt 3 aufgestellte Modell anhand von Messungen validiert. Dies sollte dem Leser die Modellierungsqualität verdeutlichen.

Im Abschnitt 5 wurde die Energie- und Leistungsbilanz als Grundlage für die quantitative Ermittlung des elektrischen Leistungsbedarfes beschrieben.

In Abschnitt 6 wurden Details der Modellierung beschrieben. Dies diente dazu, Hauptparameter bei der Auslegungsoptimierung von sonstigen Parametern, die für beide Aktuatorkonzepte gleichermaßen gelten, abzugrenzen. Damit konnte eine weitere Eingrenzung des Optimierungsraumes vorgenommen werden.

In Abschnitt 7 wurde ein Bewertungsverfahren sowie eine heuristische Vorgehensweise zur Aktuatoroptimierung hergeleitet. In dem auf der Nutzwertanalyse beruhenden Bewertungsverfahren wurden die für eine Gesamtsystembewertung relevanten Kriterien wie elektrischer Leistungsbedarf, Gewicht, Bauhöhe, Kosten und Ventildynamik beschrieben sowie vom Autor in ihrer Bedeutung mit einer unterschiedlichen Gewichtung versehen. Auf Basis einer möglichst realen Bauraumrestriktion wurden in einem ersten Schritt der Lösungsraum der möglichen Magnetkreisauslegungen eingeschränkt und dann unter Berücksichtigung der Bewertungskriterien verschiedene Auslegungen abgeleitet. Durch Dynamiksimulation wurden dann die wesentlichen Leistungsparameter zur Dynamik und elektrischen Leistungsaufnahme ermittelt und eine Gesamtbewertung der Auslegungsvarianten der EMVS- und IVC-Aktuatoren durchgeführt. Die Integration des gesamtheitlichen Simulationsmodells des Abschnittes 3 in eine Optimierungs- und Bewertungsmethodik stellt eine wissenschaftliche Neuheit dar.

Es zeigte sich, dass der IVC-Aktuator deutliche Vorteile sowohl beim elektrischen Leistungsbedarf als auch bei der Ventilhubdynamik aufweist. Die bessere Ventilhubdynamik ist im wesentlichen eine Folge der geringen beweglichen Masse. Auch in der Bauhöhe bietet der IVC-Aktuator durch seine kompakte Bauweise deutliche Vorteile. Bedingt durch die geringe Verlustleistung des Aktuators sind auch die Kosten für die Elektronik als geringer zu bewerten. Der EMVS-Aktuator bietet Vorteile sowohl bei den Kosten der Mechanik der Aktuatorik als auch beim Gewicht.

Die Analyse der Systeme wurde für eine vom Autor vorgegebene Bauraumrestriktion sowie ein vom Autor entwickeltes Bewertungsverfahren durchgeführt. Eine Veränderung der Restriktionen und die Auswahl und Gewichtung der Kriterien würde die Bewertung ändern, jedoch nicht grundsätzlich die Vorteile des IVC-Aktuators in Frage stellen. Dennoch haben beide Systeme weitere kritische Schwachstellen. Beim IVC-Aktuator sind dies das Mehrgewicht und die Kosten der Aktuatorik, beim EMVS-Aktuator der hohe elektrische Leistungsbedarf, die unzureichende Dynamik sowie die große Bauhöhe.

Aus der Gegenüberstellung des IVC-Aktuators mit dem EMVS-Aktuator kann abgeleitet werden, daß für dynamische Anwendungen ein Hebelmagnetsystem mit langen Magneten (bestehend aus langen Magneten, Übertragung der Kraft durch ein Übersetzungsverhältnis außerhalb des Magneten) im Vergleich zu einem Magnetsystem mit direkter Betätigung des Stellgliedes (E-Magnet mit linearer Hubbetätigung) vorteilhaft ist. Insbesondere der Leistungsbedarf und die Hubdynamik kann damit

verbessert werden. Nachteilig ist das höhere Gewicht des Magnetsystems und der höhere elektrische Widerstand der Erregerspule.

Dies konnte dadurch bewiesen werden, daß der Autor einen gesamtheitlichen Ansatz der Aktuatorauslegung und Optimierung gewählt hat. So wurden zum einen in der Auslegung und Bewertung die Kriterien Baugröße, Gewicht, Dynamik und Leistungsbedarf berücksichtigt, zum anderen wurden die wichtigsten Größen Dynamik und Leistungsbedarf in einem kompakten realitätsnahen Modell ermittelt.

Diese wissenschaftliche Erkenntnis widerspricht der klassischen Auslegungsrichtlinie, die von Kallenbach [70] hergeleitet wurde. Bei der Auslegungsrichtlinie nach Kallenbach wurden die Kriterien Gewicht und Bauraum primär herangezogen und das dynamische Verhalten bei der Auslegung nicht detailliert berücksichtigt. Daher wurde von Kallenbach hergeleitet, dass Magnetsysteme als klassische Linearhubmagnetsysteme mit einem Längen-Breiten-Verhältnis  $\gamma \cong 1$  ausgelegt werden sollten.

## 8.2 Ausblick

In Folge des umfassenden Ansatzes konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht alle Parameter im Detail analysiert und bewertet werden. Der Fokus dieser Arbeit lag auf der Erstellung eines kompakten Modells, mittels dessen eine genaue Analyse des Leistungsbedarfs und der Dynamik der Aktuatoren durchgeführt werden kann. Für eine umfassende Bewertung sind unter anderem Detailuntersuchungen zu Regelbarkeit, Kosten und Gewicht der Aktuatoren erforderlich. Für genauere Aussagen zum Leistungsbedarf ist eine Verfeinerung der Modellierung, insbesondere der Wirbelstrom- und Hystereseverluste notwendig.

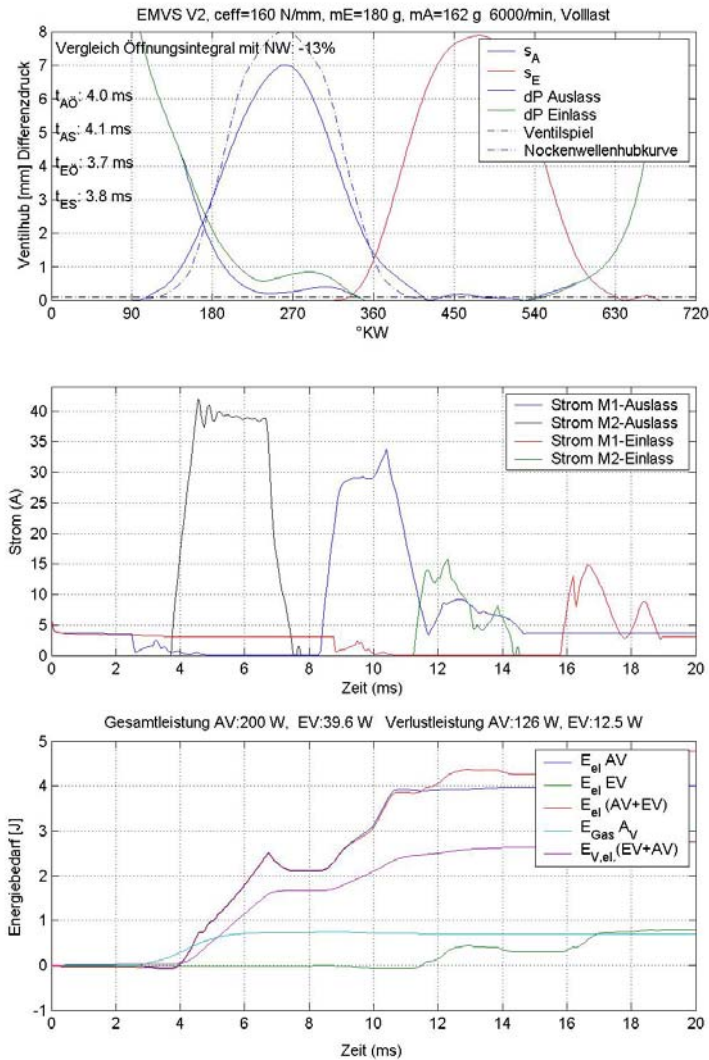
Weiterhin gehen beide Systeme davon aus, dass zur Ansteuerung ein 42V-Bordnetz sowie ein entsprechender leistungsfähiger Generator zur Verfügung steht. Eine Auslegung für ein 12V-Bordnetz bedarf einer weiterer Optimierung der elektrischen Leistungsaufnahme. Dies ist bei beiden Systemen möglich durch die Vergrößerung der Wickelfläche beziehungsweise den Einsatz von speziellen Rechteckdraht- oder Bandspulen, die beide einen besseren Kupferfüllfaktor aufweisen. Das Optimierungspotenzial ist jedoch beschränkt, sofern eine Mindestdynamik gefordert sowie Baugröße der Aktuatoren limitiert sind. Aufgrund des niedrigen Leistungsbedarfs des IVC-Aktuators von weniger als einem 1 kW für einen 4-Zylinder, 4-Ventilhubkolbenmotor ist ein Betrieb mit einem 12V-Spannungsnetz sowohl für Einlass- als Auslassventile von Hubkolbenverbrennungsmotoren darstellbar. Weiterführende Arbeiten zur Bordnetzstruktur und -belastung sind jedoch erforderlich, um eine fundierte Aussage zum 12V-Betrieb mit dem IVC-Aktuator treffen zu können.

Beide Aktuatoren weisen als wesentlichen Nachteil die eingeschränkte Variabilität des Hubes auf und sind somit variablen hydraulischen Systemen in der Variabilität unterlegen. Um einen Teilhub ohne erhebliche Zunahme des Leistungsbedarf zu ermöglichen sind daher Zusatzsysteme mit mechanischer Fixierung erstrebenswert, mit der eine oder mehrere Zwischenstellung ohne Energieaufwand betrieben werden können. Sofern die volle Variabilität einen deutlichen Mehrnutzen ermöglicht, steht der IVC-Aktuator in Konkurrenz mit Linearmotoren (w.B. in DE 10035973).

Eine weitere Einschränkung der elektromechanischen Ventilsteuerung ist die Limitierung des Öffnungsdruckes aufgrund der begrenzten Federsteifigkeit. Insbesondere sind dem IVC-Aktuator aufgrund der begrenzten Torsionsspannung des Drehstabes Grenzen sowie dem vorgegebenen Bauraum Grenzen gesetzt. Sowohl beim IVC- als auch beim EMVS-Aktuator führt eine erhöhte Federsteifigkeit zu einer Zunahme der Haltverlustleistung. Diese kann durch eine Vergrößerung der Polfläche durch eine breitere Bauweise ausgeglichen werden. Beim IVC-Aktuator sind zumindest auf der Auslassseite durch eine breitere Bauweise Öffnungsdrücke von bis zu 15 bar darstellbar ohne dass die Grenzen der Torsionsspannung des Drehstabes und Bauraumrestriktionen überschritten werden müssen. Beim EMVS-Aktuator führt eine breitere Bauweise zu einer Vergrößerung der Bauhöhe. Damit ist auch ein Einsatz der elektromechanischen Ventilsteuerung in aufgeladenen Motoren darstellbar.

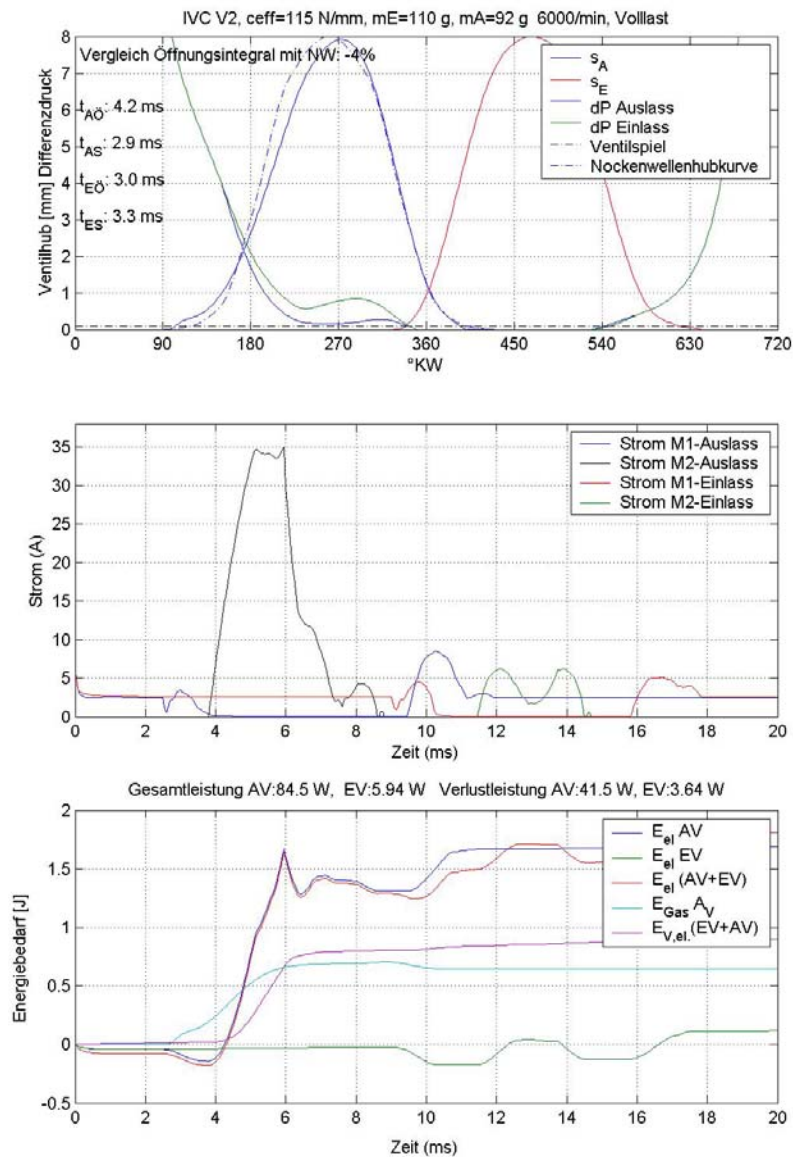
Die Aussagen dieser Arbeit haben Gültigkeit für die von Autor definierten Anforderungen in Abschnitt 2.1, d.h. einer möglich energieeffizienten Aktuatorik, die eine volle Variabilität der Steuerzeiten und eine eingeschränkte Variabilität des Ventilhubes aufweist. Für diese Anforderungen stellt ein Resonanzschwingerprinzip in seiner Ausführungsform als Hebelsystem (IVC) die optimale Lösung dar. Bei anderen Forderungen (z.B. volle Variabilität, optimaler Regelbarkeit) kann ein anderes Aktuatorik Konzept sich als vorteilhafter herausstellen. Die von Autor entwickelte Optimierungsmethodik kann jedoch auch auf andere Aktuatorik Konzepte übertragen werden.

# Anhang: Dynamiksimulationen zu Abschnitt 7



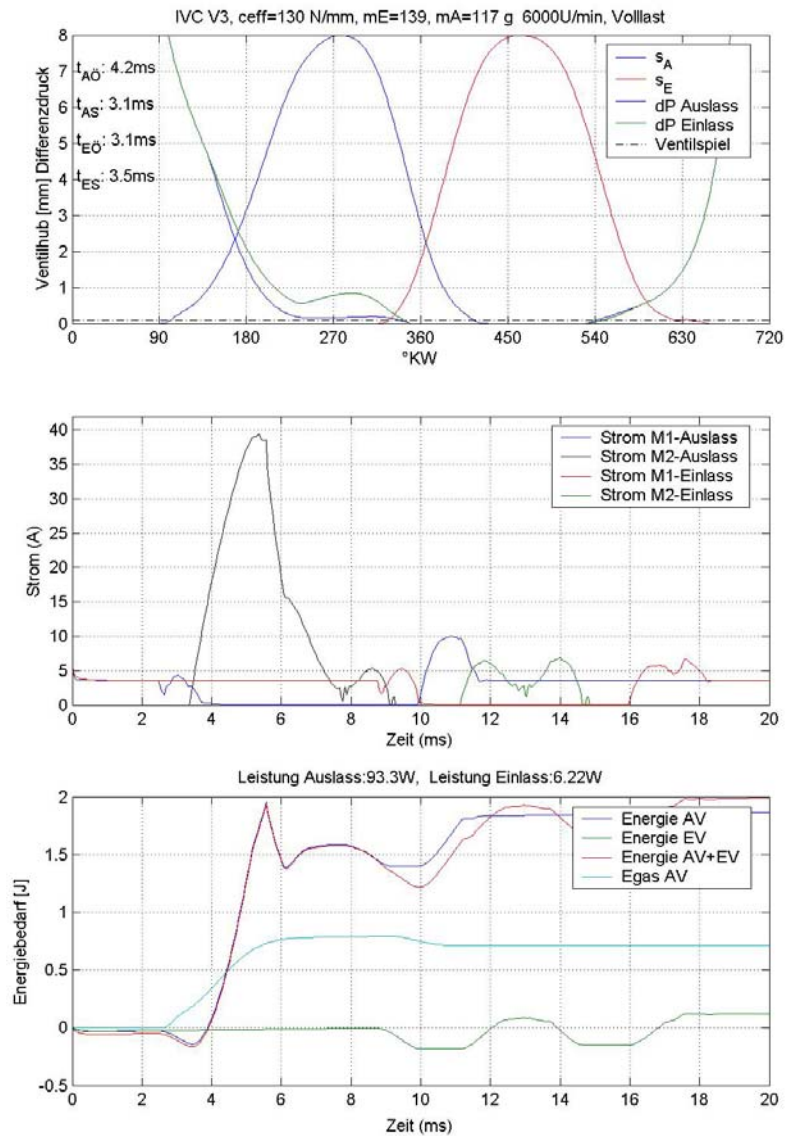
- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil) des EMVS-Aktuators in der 2. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 6000/min, Volllast, die Auslassventilerhebungskurve des EMVS-Aktuators wurde mit der Ventilhubkurve der Nockenwelle verglichen (gestrichelte blaue Line); Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventil, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el, (AV+EV)}$ ): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el, EV}$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el, AV}$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas, AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,el, (AV+EV)}$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

## EMVS-V2 Simulationsergebnisse bei 6000/min, Volllast



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$ : Einlassventil) des IVC-Aktuators in der 2. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels ( $^{\circ}KW$ ) im Betriebspunkt 6000/min, Vollast, die Auslassventilerhebungskurve des IVC-Aktuators wurde mit der Ventilhubkurve der Nockenwelle verglichen (gestrichelte blaue Linie); Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$ ) aus (3.11) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el, (AV+EV)}$ ): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el, EV}$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el, AV}$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{Gas, AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,el, (AV+EV)}$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

### IVC-V2: Simulationsergebnisse bei 6000/min, Vollast



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil)des IVC-Aktuators in der 3. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 6000/min, Vollast, die Auslassventilerhebungskurve wurde mit der Ventilhubkurve der Nockenwelle verglichen (gestrichelte blaue Linie); Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass - blaue Linie, dP Einlaß - grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AÖ}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EÖ}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el}$  (AV+EV): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el}$ , EV: gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el}$ , AV: gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas,AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{v,el}$  (AV+EV): Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

### IVC-V3: Simulationsergebnisse bei 6000/min, Vollast



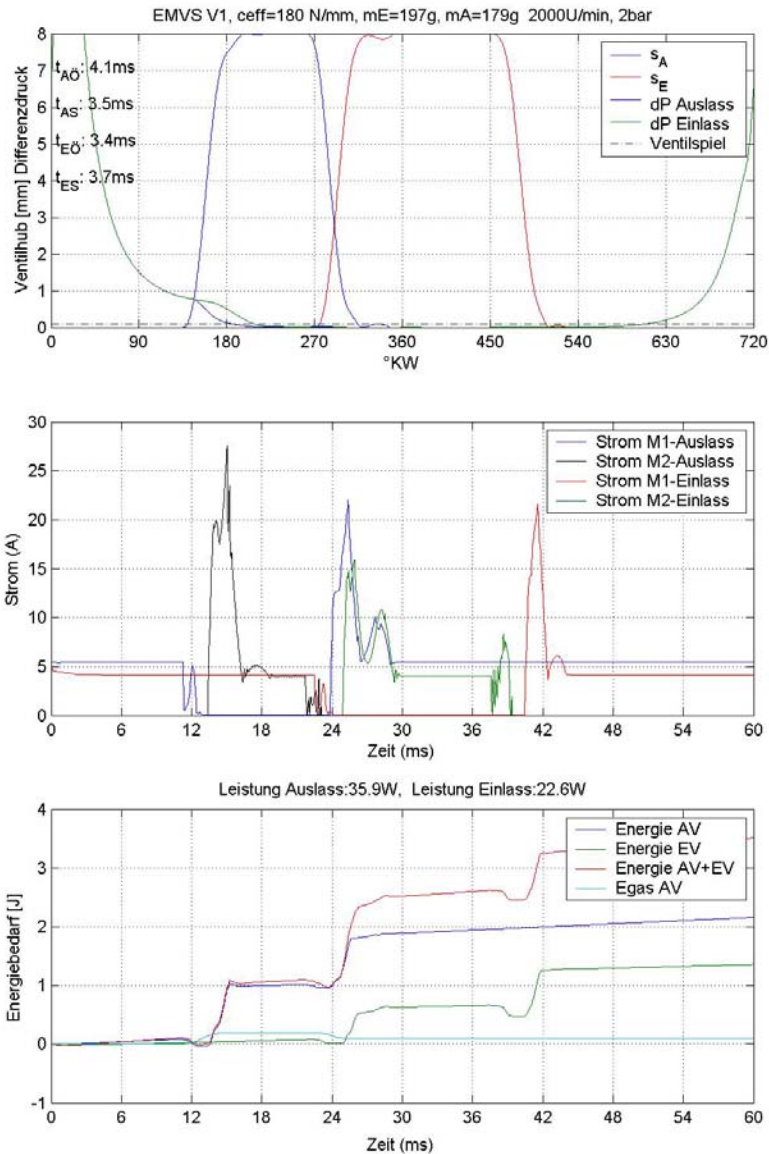


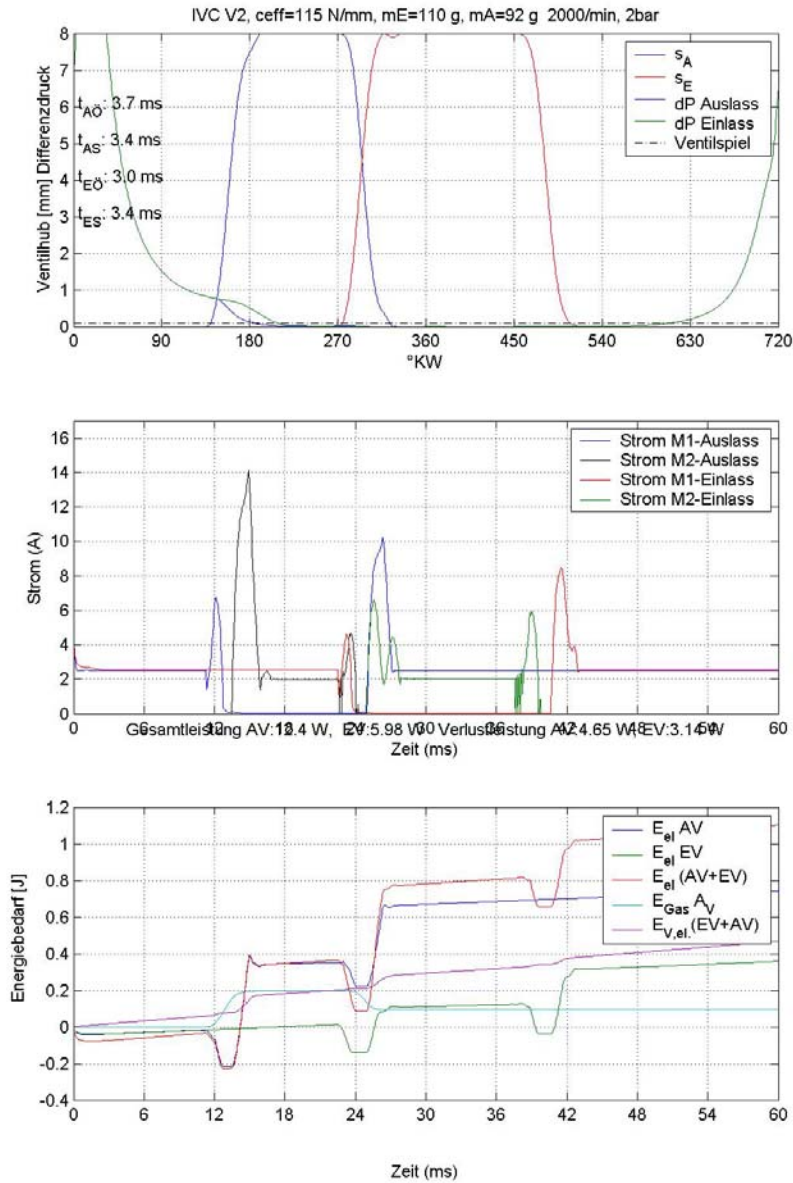
Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil)des EMVS-Aktuators in der 2. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2bar, Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)

Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)

Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el} (AV+EV)$ : gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el} EV$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el} AV$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas,AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{v,el} (AV+EV)$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

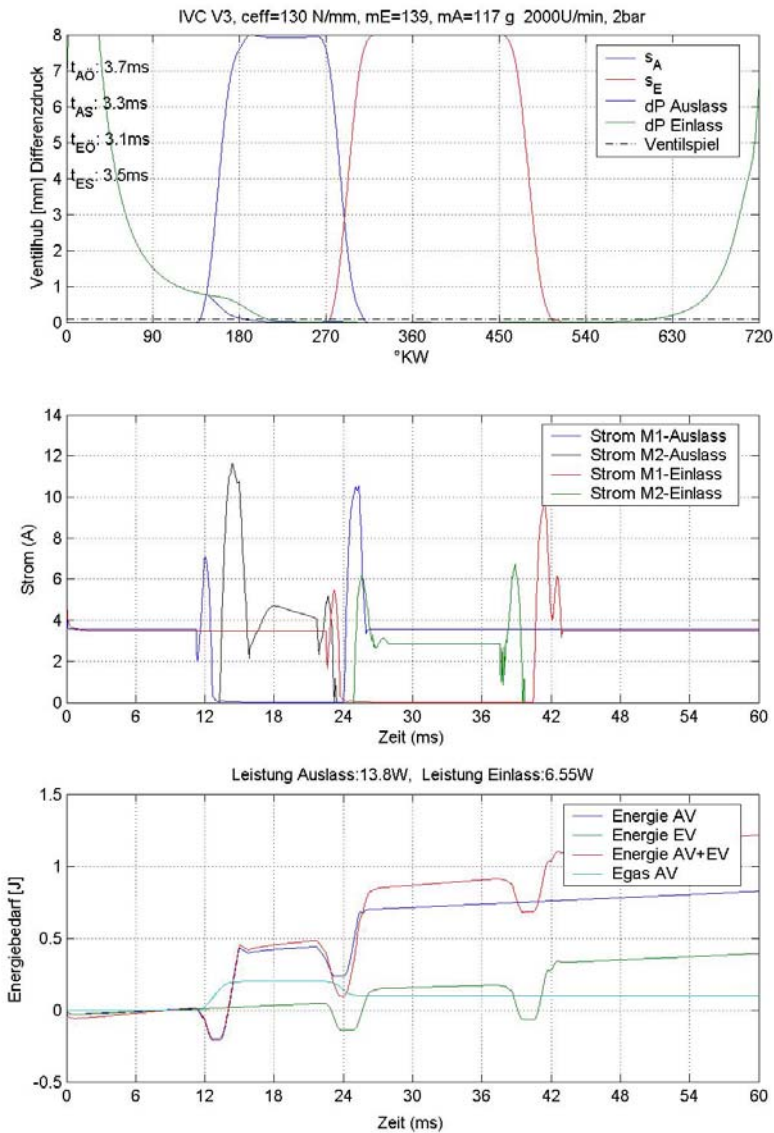
### EMVS-V2 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar, Vollhub





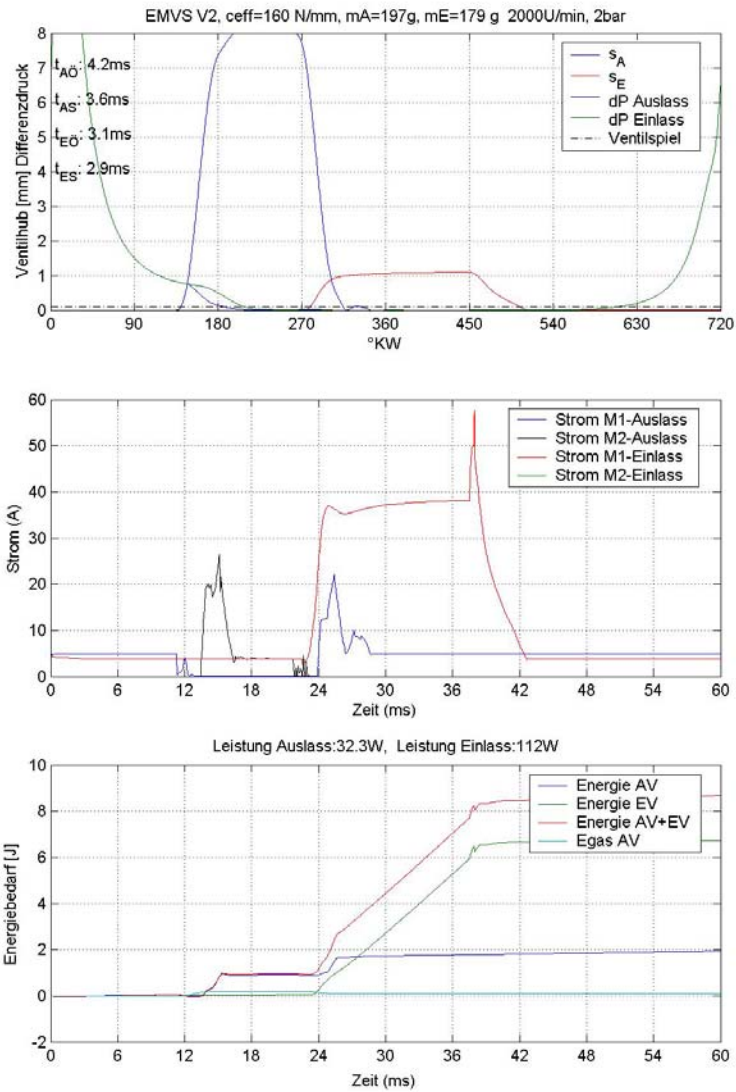
- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$ : Einlassventil) des IVC-Aktuators in der 2. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2bar, Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el, (AV+EV)}$ ): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el, EV}$ : gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el, AV}$ : gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{Gas, AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,el, (AV+EV)}$ : Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

### IVC-V2 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar



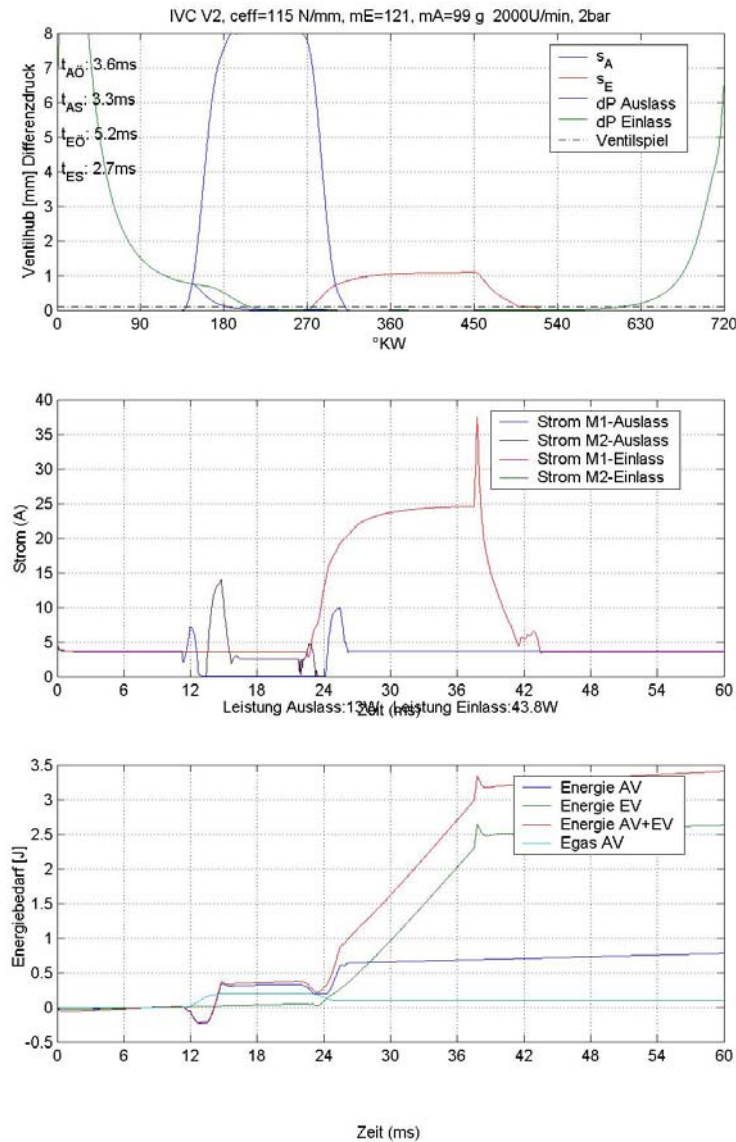
- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$ : Auslassventil,  $s_E$ : Einlassventil) des IVC-Aktuators in der 3. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2bar, Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el}$  (AV+EV): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el}$ , EV: gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el}$ , AV: gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas}$ , AV: Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{v,el}$  (AV+EV): Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil; angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

### IVC-V3 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar



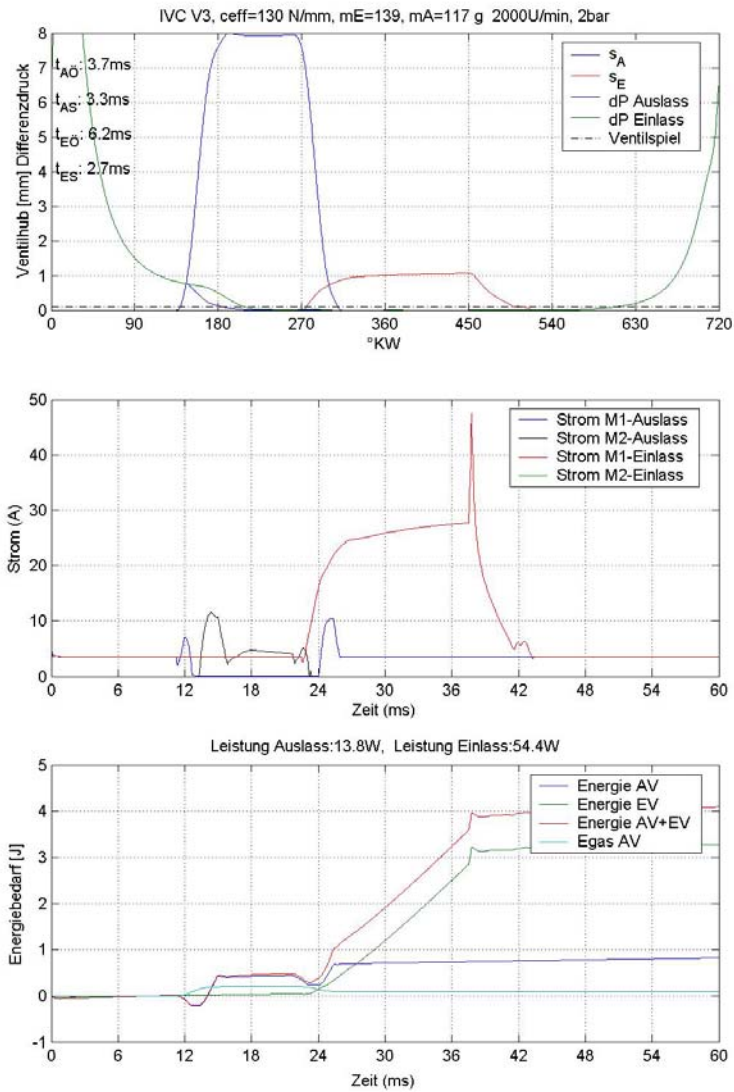
- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil)des EMVS-Aktuators in der 2. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2bar. In diesem Betriebsmodus wird das Einlassventil nur mit einem Hub von 1mm geöffnet. Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$  aus (3.11)) für das Einlaß- und Auslassventil ( $dP$  Auslass – blaue Linie,  $dP$  Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{ei}$  (AV+EV): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{ei}$ , EV: gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{ei}$ , AV: gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas}$ , AV: Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,ei}$  (AV+EV): Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil: angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

### EMVS-V2 Simulationsergebnisse bei 2000/min, 2 bar, (Einlassventil mit Teilhub)



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil)des IVC-Aktuators in der 2. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels ( $^{\circ}KW$ ) im Betriebspunkt 2000/min, 2bar. In diesem Betriebsmodus wird das Einlassventil nur mit einem Hub von 1mm geöffnet. Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$ ) aus (3.11) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el}$  (AV+EV): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el}$ , EV: gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el}$ , AV: gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas,AV}$ : Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{V,el}$  (AV+EV): Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil: angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

### IVC-V2: Simulationsergebnis bei 2000/min, 2 bar (Einlassventil mit Teilhub)



- Bild oben: Darstellung des Ventilhubverlaufes des Einlaß- und Auslassventils ( $s_A$  Auslassventil,  $s_E$  : Einlassventil)des IVC-Aktuators in der 3. Auslegungsvariante als Funktion des Kurbelwellenwinkels (°KW) im Betriebspunkt 2000/min, 2bar. In diesem Betriebsmodus wird das Einlassventil nur mit einem Hub von 1mm geöffnet. Dargestellt ist ebenfalls der kraftrelevante Differenzdruck ( $\Delta p \bullet kA(x)$ ) aus (3.11) für das Einlaß- und Auslassventil (dP Auslass – blaue Linie, dP Einlaß – grüne Linie), letztlich sind die Flugzeiten für Einlaß- und Auslassventil im Bild dargestellt. ( $t_{AO}$ : Öffnungszeit Auslassventil,  $t_{AS}$ : Schliesszeit des Auslassventil,  $t_{EO}$ : Öffnungszeit Einlassventil,  $t_{ES}$ : Schliesszeit des Einlassventils, Flugzeit ist definiert als Zeit zwischen 3% und 97% des Hubes)
- Bild mitte: Darstellung der Ströme durch die Erregerspulen der Magnete von Einlaß- und Auslassventil (M1: Schliessermagnet, M2: Öffnermagnet)
- Bild unten: Darstellung der Energiebilanz: ( $E_{el}$  (AV+EV): gesamter Energiebedarf des Einlaß- und Auslassventils,  $E_{el}$ , EV: gesamter Energiebedarf des Einlassventils,  $E_{el}$ , AV: gesamter Energiebedarf des Auslassventils,  $E_{gas}$ , AV: Gasarbeit des Auslassventils,  $E_{v,el}$  (AV+EV): Kupferverluste in den Erregerspulen von Einlaß- und Auslassventil: angegeben ist zudem im Titel des Bildes die mittlere Gesamt- und Verlustleistung für 2 Ventile.

### IVC-V3: Simulationsergebnis bei 2000/min, 2 bar (Einlassventil mit Teilhub)



## Quellenverzeichnis

- [1] **Kollmann, K., Niefer, H., Panten, D.:** Perspektiven zur Zukunft der Verbrennungsmotoren: Wohin führt die Weiterentwicklung der Ottomotoren? 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, 5.-7. Oktober 1998, Band 1 (1998), S. 139-178.
- [2] **Hannibal, W., Meyer, K.:** Patentrecherche und Überblick zu variablen Ventilsteuerungen. Vortrag Haus der Technik Essen , 28.-29. März 2000 (2000).
- [3] **Lenz, H. P.:** Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefung. Skriptum zur Vorlesung. 13. verbesserte Auflage (1998), Technische Universität Wien.
- [4] **Pischinger, M., Hagen, J., Salber, W., Esch, T.:** Möglichkeiten der ottomotorischen Prozessführung bei Verwendung des elektromagnetischen Ventiltriebs. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, 5.-7. Oktober 1998, Band 2 (1998), S. 987-1014.
- [5] **Pischinger, S., Salber, W., Kemper, H., Baumgarten, H., van der Staay, F.:** Darstellung der Potentiale des elektromechanischen Ventiltriebes im Fahrzeugbetrieb. 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1999, 4.-6. Oktober 1999, Band 2 (1999), S. 721-748.
- [6] **Pischinger, S., Salber, W.:** Möglichkeiten zur Verbesserung des Kaltstart-, Warmlauf- und Instationärverhaltens mittels variabler Ventilsteuerzeiten. 20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999, 6.-7. Mai 1999, Band 1 (1999) , S. 191-226.
- [7] **Hannibal, W.:** Vergleichende Untersuchung verschiedener variabler Ventilsteuerungen für Serien-Ottomotoren. Dissertation an der Technischen Universität Stuttgart - Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (1993).
- [8] **Esch, T., Göbel, T.:** Untersuchung der Gemischbildung bei unterschiedlichen Lastregelungsverfahren für Ottomotoren. FVV Heft 522 (1993).
- [9] **Kreuter, P., Reinicke-Murmann, J., Heuser, P., Erz, R., Peter, U.:** The Meta VVH System - The Advantages of Continuously Mechanical Valve Timing. SAE Technical Paper Series 1999-01-0329 (1999).
- [10] **Kreuter, P., Reinicke-Murmann, J., Heuser, P., Erz, R., Wensing, M.:** Kontinuierlich variable Einlasshubverläufe zur Prozesssteuerung von Ottomotoren. Vortrag im Haus der Technik Essen, 28.-29. März 2000.
- [11] **Klüting, M., Flierl, R., Unger, H., Poggel, J.:** Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventilsteuerungen – Thermodynamik und Technologie. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, 5.-7. Oktober 1998, Band 2 (1998), S. 973-985.
- [12] **Borgmann, K., Hofmann,R., Liebl, J., Melcher, T.:** Der BMW 4-Zylinder Motor – Das erste Mitglied einer neuen Ottomotoren-Generation. 22. Internationales Wiener

- Motorensymposium 2001, 26.-27. April 2001, CD-Rom Beilage zur Veranstaltung (2001).
- [13] **Henry, R.:** Single-Cylinder Engine Tests of a Motor-Driven, Variable Valve Actuator. SAE Paper 2001-01-0241 (2001).
- [14] **Nakamura, M., Takemura, S.:** A continuous Variable Valve Event and Lift Control Device (VEL) for Automotive Engines. SAE Paper 2001-01-0244 (2001).
- [15] **Nakayasu, T. et al.:** Intake and Exhaust Systems Equipped with a Variable Valve Control Device for Enhancing of Engine Power. SAE Paper 2001-01-0247 (2001).
- [16] **Hahn, J. Lang, O., et. Al.:** Mechanisch variable Ventilsteuerungen – Freiheitsgrade und Potenziale unterschiedlicher Systeme. Haus der Technik Essen, 23.-24. März 2004.
- [17] **Lechner, M. Hoffmann, H. et al.:** Der MV<sup>2</sup>T – Entwicklung eines mechanisch variablen Ventils. Haus der Technik Essen, 23.-24. März 2004
- [18] **Hannibal, W., Flierl, Et. Al:** Aktueller Überblick über mechanische variable Ventilsteuerungen und erste Versuchsergebnisse einer neuen mechanischen variablen Ventilsteuerung für hohe Drehzahlen. Haus der Technik Essen, 23.-24. März 2004.
- [19] **Brüstle, C., Schwarzenthal, D.:** VarioCamPlus -A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine. SAE Paper 2001-01-0245 (2001).
- [20] **Wenzel, C., Stephan, W., Hannibal, W.:** Hydraulische Komponenten für variable Ventilsteuerungen. Vortrag im Haus der Technik Essen, 28.-29. März 2000.
- [21] **Mischker, K., Denger, D.:** Anforderungen an einen vollvariablen Ventiltrieb und Realisierung durch die elektrohydraulische Ventilsteuerung EHVS, 24. Wiener Motorensymposium 15.-16. Mai 2003
- [22] **Mischker, K. Denger:** EHVS-Die elektrohydraulische Ventilsteuerung – Potenzialnachweise am Vollmotor, 12. Aachener Kolloquium, 7-8. Oktober 2003
- [23] **Leiber, H., Leiber, T.:** IVC: Ein neuer Aktuator für den elektromechanischen Ventiltrieb – Grundlagen der Auslegung, Ansätze zur Lösung offener Problemstellungen der elektromechanischen Ventilsteuerung. Haus der Technik Essen, H-030-03-099-2, 19.-20. März 2002.
- [24] **Caille, E., Guerin, S. et al.:** PSA Peugeot Citroën EVE Concept applied on EW Engine, Haus der Technik Essen, 19.-20. März 2002.
- [25] **Fortnagel, M., Niefer, H., Klumpp, R., Heil, B., Burkhardt, C.:** Einsatz von Entwicklungswerkzeugen am Beispiel eines aufgeladenen kleinvolumigen Serienmotors. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, 5.-7. Oktober 1998, Band 2 (1998), S. 879-907.
- [26] **Heil, B., Klumpp, R., Giese, J., Panten, D., Lehmann, H.-G.:** Motorenentwicklung mit Aufladung – Zunehmend auch eine Herausforderung für den Ottomotor. 21. Internationales Wiener Motorensymposium 2000, 4.-5. Mai 2000, Anhang S. 35-67.

- [27] **Eichlseder, H., Hübner, W., Rubbert, S., Schmitz, K., Stanski, U.:** Aspekte zur Auswahl eines Otto-Direkteinspritzungskonzeptes. 7. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1998, 5.-7. Oktober 1998, Band 1 (1998), S. 213-234.
- [28] **Grebe, U. D., Königstein, A., Friedrich, C., Schaffner, P., Indra, F.:** Systemvergleich zwischen Ottomotoren mit Direkteinspritzung und drosselklappenfreier Laststeuerung durch variable Ventiltriebe. 20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999, 6.-7. Mai 1999, Band 2 (1999), S. 93-117.
- [29] **Niefer, H. G., Frey, J., Karl, G., Krämer, S. (1998):** Der DE-Ottomotor: Quo vadis – where does the road lead?, 20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999, 6.-7. Mai 1999, Band 2 (1999), S. 1-32.
- [30] **Fortnagel, M., Doll, G., Kollmann, K., Weining, H.-K.:** Die neuen V8-Motoren mit 4,3 und 5 l Hubraum. Sonderausgabe von MTZ und ATZ 1998.
- [31] **Langen, P., Cosfeld, R., Grudno, A., Reif, K.:** Der elektromechanische Ventiltrieb als Basis zukünftiger Ottomotorenkonzepte. 21. Internationales Wiener Motorensymposium 4.-5. Mai 2000, Autoren der Firma BMW AG, Band 1 (2000), S. 208-225.
- [32] **Thom, W., Krämer, M., Kühn, M., Baier, K. (1999):** Variable Ventilsteuerungen - Ein Weg zur Verbrauchsreduzierung und Drehmomentsteigerung bei Otto-Motoren. 20. Internationales Wiener Motorensymposium 1999, 6.-7. Mai 1999, Autoren der Firma DaimlerChrysler AG, Band 1 (1999), S. 144-173.
- [33] **Thom, R.:** Anforderung an elektromechanische Ventilsteuerung. Präsentationsunterlage DaimlerChrysler, Projektbesprechung mit LSP Innovative Automotive Systems GmbH, 29. Juni 1999.
- [34] **Salber, W., Esch, T., Kemper, H., von der Staay, F.:** Der elektromechanische Ventiltrieb – Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte, Sonderdruck aus MTZ Motortechnische Zeitschrift 62 (2001) Heft 1.
- [35] **Schöner, H. P.:** 42V: Neue Perspektiven für Mechatronik in Fahrwerk- und Motorentechnik. 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1999, 4.-6. Oktober 1999, Band 1 (1999), S. 621-632, Autor ist Mitarbeiter der DaimlerChrysler AG, Frankfurt.
- [36] **Specks, W., Leiber, H.:** System Trends and Technology Requirements in Vehicle Electronics. Interner Vortrag Motorola AG (1998).
- [37] **Deutsche Patentschrift DE 10035973:** Gaswechselventil für einen ventilgesteuerten Verbrennungsmotor, Anmelder: Compact Dynamics, Anmeldetag: 24.7.2000.
- [38] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19615435:** Vorrichtung zur elektromagnetischen Betätigung eines Gaswechselventils für Verbrennungsmotoren, Anmelder: DaimlerChrysler AG. Anmeldetag: 19.4.1996.
- [39] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19707810:** Vorrichtung für eine elektromagnetische Ventilsteuerung. Anmelder: DaimlerChrysler AG. Anmeldetag: 27.2.1997.



- [40] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19723782:** Elektromagnetischer Aktuator zur Betätigung eines Gaswechselventils. Anmelder: DaimlerChrysler AG. Anmeldetag: 6.6.1997.
- [41] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19728479 A1:** Vorrichtung zur Betätigung eines Gaswechselventils mit einem elektromagnetischen Aktuator. Gaisberg, A., Stolk, T., Schwengler, D., Strubel, D., Anmelder: DaimlerChrysler AG. Anmeldetag: 5.7.1997.
- [42] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19757505:** Betätigungsverrichtung für ein Gaswechselventil in einer Brennkraftmaschine. Anmelder: DaimlerChrysler AG. Anmeldetag: 31.12.1997.
- [43] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19707810:** Vorrichtung für eine elektromagnetische Ventilsteuerung. Anmelder: DaimlerChrysler AG. Anmeldetag: 23.12.1997.
- [44] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19755271:** Elektromagnetischer Aktuator zur Hubbetätigung eines Gaswechselventils einer Brennkraftmaschine. Anmelder: BMW AG. Anmeldetag: 12.12.1997.
- [45] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19755276:** Elektromagnetischer Aktuator zur Steuerung eines Gaswechselventils einer Brennkraftmaschine. Anmelder: BMW AG. Anmeldetag: 12.12.1997.
- [46] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19646937:** Elektromagnetische Betätigungsverrichtung für ein Brennkraftmaschinen-Hubventil. Anmelder: BMW AG. Anmeldetag: 13.11.1996.
- [47] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE19743913:** Ventilsteuerung für Kolbenbrennkraftmaschinen mit elektromagnetischen Aktoren. Anmelder: TEMIC. Anmeldetag: 4.10.1997.
- [48] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE19757170:** Elektromagnetischer Aktuator. Anmelder: TEMIC. Anmeldetag: 20.12.1997.
- [49] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE19804225:** Elektromagnetischer Aktuator. Anmelder: TEMIC. Anmeldetag: 4.2.1998.
- [50] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE19753275:** Elektromechanisches Stellgerät. Anmelder: SIEMENS. Anmeldetag: 1.12.1997.
- [51] **Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE19825728:** Elektromagnetischer Aktuator mit Gehäuse. Schebitz, M., Müller, U., Lohse, E., Anmelder: FEV Motorentchnik GmbH. Anmeldetag: 4.10.1997.
- [52] **Europäische Patentoffenlegungsschrift EP0903472:** Elektromagnetische Ventilsteuerung für eine Brennkraftmaschine. Anmelder: TOYOTA. Anmeldetag: 17.7.1998.
- [53] **Europäische Patentoffenlegungsschrift EP0841473:** Electromechanically actuated valve for an internal combustion engine. Anmelder: Ford. Anmeldetag: 12.11.1997.

- [54] **Europäische Patentoffenlegungsschrift EP0916814:** Vorrichtung und Verfahren zur Steuerung eines elektromagnetischen Ventils. Anmelder: FUJI. Anmeldetag: 29.10.1998.
- [55] **Leiber, H.:** Elektromagnetischer Antrieb. Deutsche Patentoffenlegungsschrift 19712063. Anmelder: LSP Innovative Automotive Systems GmbH, Interne Bezeichnung: E2, Anmeldetag: 24.3.1997.
- [56] **Leiber, H.:** Elektromagnetische Stelleinrichtung. Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19824537.8. Anmelder: LSP Innovative Automotive Systems GmbH, Interne Bezeichnung: E20, Anmeldetag: 3.6.1998.
- [57] **Leiber, H.:** Elektromagnetischer Antrieb E8. Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19712056.3. Anmelder: LSP Innovative Automotive Systems GmbH, Interne Bezeichnung: E8, Anmeldetag: 24.3.1997.
- [58] **Leiber, H.:** Stellantrieb für ein Ventil eines Verbrennungsmotors. Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19852605.9. Anmelder: H. Leiber, Interne Bezeichnung: E23, Anmeldetag: 14.11.1998.
- [59] **Leiber, H.:** Elektromagnetischer Antrieb. Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19854020.5. Anmelder: H. Leiber, Interne Bezeichnung: E24, Anmeldetag: 16.11.1998.
- [60] **Leiber, H.:** Elektromagnetischer Antrieb. Deutsche Patentoffenlegungsschrift DE 19854019.1. Anmelder: H. Leiber, Interne Bezeichnung: E25, Anmeldetag: 16.11.1998.
- [61] **Leiber, H., Leiber, T.:** Elektromagnetischer Antrieb. Deutsche Patentanmeldung DE 19945112.5. Anmelder: H. Leiber, Interne Bezeichnung: E31, Anmeldetag: 21.9.1999.
- [62] **Leiber, H.:** Antrieb für ein Ventil eines Verbrennungsmotors. Deutsche Patentanmeldung DE 19932343.7. Anmelder: H. Leiber, Interne Bezeichnung: E29, Anmeldetag: 10.7.1999.
- [63] **Leiber, H., Leiber, T.:** Lamellenanker. Deutsche Patentanmeldung DE 19948494.5, Anmelder: H. und T. Leiber, Anmeldetag: 07.10.1999
- [64] **Leiber, H., Leiber, T.:** Elektromechanischer Aktuator, Deutsche Patentanmeldung DE 10002295.2, Anmelder: H. und T. Leiber, Anmeldetag: 20.01.2000
- [65] **Leiber, T., Leiber, H.:** IVC: Ein neuer Aktuator für den elektromechanischen Ventiltrieb – Grundlagen der Auslegung, Ansätze zur Lösung offener Problemstellungen der elektromechanischen Ventilsteuerung. Haus der Technik Essen, H-030-03-099-2, 19.-20.März 2002.
- [66] **Pischinger, M, Walzer, P. (1997):** Studie zum Energieeinsparungspotential bei Verwendung von Leichtbauteilen für den elektromechanischen Ventiltrieb, FEV-Bericht Nr. A/P1968/A1/2130/1230.
- [67] **Leiber, H. :** Gaswechselventil und Verfahren zum Messen des Druckes in einem Brennraum einer Brennkraftmaschine, Patentoffenlegungsschrift DE 19705621, Anmeldetag: 4.2.1997.

- [68] **Abele, M., Lechner, M.:** Das MAHLE-Leichtbauventil: Verbesserungspotenzial für moderne PKW-Motoren, 23. Internationales Wiener Motorensymposium, 25.-26.April 2002
- [69] **Mahle Ventiltrieb:** Ausführungen und Gewichte von Leichtbauventilen. Datenblatt Mahle Ventiltrieb (2000).
- [70] **Kallenbach, E.:** Der Gleichstrommagnet. Wissenschaftliche Monographien der Elektrotechnik, Leipzig, Akademische Verlagsgesellschaft Geest & Portic K.G. (1969).
- [71] **van der Staay, F.:** Sensorlose Diagnose schneller elektromechanischer Stelleinheiten. Dissertation an der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 30.7.1997.
- [72] **Marchioni, M., Moelli, N.:** Electromagnetic actuator for the actuation of the valves of an internal combustion engine with recovery of mechanical play, Europäische Patentanmeldung EP 1136660, Anmeldetag: 7.3.2001.
- [73] **Optimization Toolbox for use with Matlab, User's Guide, Version 2.**
- [74] **Caille, E., Guerin, S. et al. :** PSA PEUGEOT CITROËN EVE concept applied on EW engine, Vortrag Haus der Technik Essen, 19.-20.März 2002.
- [75] **Schernus, C., van der Staay, F.:** Modelling of Exhaust valve opening in a camless engine, SAE Technical Paper, 2002-01-0376.
- [76] **MAXWELL 2D** Version 9, Benutzerhandbuch.
- [77] **Kallenbach, E., Eick, R., Quendt, P.:** Elektromagnete – Grundlagen, Berechnung, Konstruktion, Anwendung. B. G. Teubner Stuttgart (1994).
- [78] **Schweer, J.:** Berechnung kleiner Wechselstromventilmagnete mit massivem Eisenkern. Dissertation, Hannover, 1997.
- [79] **Ströhla, T., Kallenbach, M., Kallenbach, E.:** Modellierung der Wirbelströme, Forschungsbericht des Steinbeis-Transferzentrums „Mechatronik“ .
- [80] **Firma EGB:** Magnetisierungskennlinien des weichmagnetischen Materials Orsi H105-90.
- [81] **Vacuumschmelze:** Magnetisierungskennlinien des weichmagnetischer Materialien, Trafoperm N3, N2, Vacoflux 50, 17.
- [82] Magnetisierungskennlinien des weichmagnetischen Materials Ecotex, bereitgestellt als Datenblatt.
- [83] **DIN 46435:** Isolierungsrichtlinien von Kupferrunddrähten.
- [84] **Schmidt, H.:** Messungen zur Wärmeabfuhr des IVC-Aktuators mit unterschiedlichen Wärmeableitungen, Unterlage zum EMVS-Projekt, Tyco Electronics AMP GmbH, März 2000.
- [85] **Haberfellner, Nagel, Becker, Büchel, von Massow:** Systems Engineering – Methodik und Praxis“, Verlag Industrielle Organisation Zürich, 7. Auflage.

- [86] **Treffler, K.:** Elektromechanische Betätigungsvorrichtung für Brennkraftmaschinen-Hubventile, Deutsche Patentanmeldung DE 19611547. Anmelder: Bayerische Motorenwerke AG, Anmeldetag: 23.3.1996.
- [87] **Bonse, A., Quentin, K. – MUBEA:** Auslegung und Fertigung von Aktuatoren für elektromechanische Ventiltriebe. Vortrag Haus der Technik Essen, 28.-29. März 2000.
- [88] **Dengler, D:** „Druckverlauf eines 2,0l-4-Zylindermotors mit Saugrohreinspritzung und Nockenwellenventiltrieb“, Daten in elektronischer Form dem Autor übergeben.