

Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH
Kaiserstr. 100
52134 Herzogenrath

Konzeption, Konstruktion und Funktionstest eines elektrisch schaltbaren Rollenschlepphebels mit einem zylinderkopffesten Aktuator

Abschlussbericht des Entwicklungsprojekts,
gefördert unter dem AZ: 31539 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. Michael Kier
Dipl.-Ing. Gero De Brouwer
Dipl.-Ing. Lukas Sparla
Sascha Hermanns, M. Eng.
Florian Daniel, B. Eng.
Dipl.-Ing. Cornelius Jäcker

Herzogenrath, November 2014



Bezugsquelle:

Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH
Kaiserstr. 100

D-52134 Herzogenrath

Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH
Kaiserstr. 100
52134 Herzogenrath


Konzeption, Konstruktion und Funktionstest eines elektrisch schaltbaren Rollenschlepphebels mit einem zylinderkopffesten Aktuator

Abschlussbericht des Entwicklungsprojekts,
gefördert unter dem AZ: 31539 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Dipl.-Ing. Michael Kier
Dipl.-Ing. Gero De Brouwer
Dipl.-Ing. Lukas Sparla
Sascha Hermanns, M. Eng.
Florian Daniel, B. Eng.
Dipl.-Ing. Cornelius Jäcker

Herzogenrath, November 2014

10/97		Projektkennblatt der Deutschen Bundesstiftung Umwelt		UMWELT STIFTUNG 	
Az	31539	Referat	24/0	Fördersumme	115.000 EURO
				Nachbewilligung	
Antragstitel		Konzeption, Konstruktion und Funktionstest eines schaltbaren Rollenschlepphebels mit zylinderkopffestem Aktuator			
Stichworte		elektrisch schaltbarer Ventiltrieb, CO ₂ -Reduktion, Automotive			
Laufzeit		Projektbeginn		Projektende	
12 Monate		03.09.2013		03.09.2014	
				Projektphase(n)	
				1	
Zwischenberichte					
Bewilligungsempfänger		Meta Motoren- und Energie-Technik GmbH Kaiserstraße 100 52134 Herzogenrath		Tel 02407/9554-46 Fax 02407/9554-19	
				Projektleitung Herr Dipl.-Ing. Michael Kier	
				Bearbeiter Herr Dipl.-Ing. Michael Kier Herr Dipl.-Ing. Gero De Brouwer	
Kooperationspartner					
 Zielsetzung und Anlass des Vorhabens 					
<p>Im Rahmen des geplanten Forschungsvorhabens soll ein elektrisch schaltbarer Rollenschlepphebel mit dem Fokus auf eine ortsfeste Schaltaktuatorik entwickelt werden. Hierzu soll ein im eigenen Haus entwickeltes, patentiertes System zur Abschaltung von Rollenschlepphebeln mit hebelfester Aktuatorik mit dem Ziel eines nicht bewegten elektrischen Aktuators neu entwickelt werden. Mit einem hebelfesten Aktuator findet durch die Bewegung des Hebels während des Ventilhubes eine Relativbewegung zwischen Aktuator und zylinderkopffester Kabel-Rail statt. Hier gibt es erhebliche Bedenken bezüglich der Dauerfestigkeit einer solchen Kabelverbindung, wodurch ein Serieneinsatz sehr schwierig würde.</p> <p>Ein großer Vorteil der Neuentwicklung ist die Vermeidung der Kabelbewegung durch die Verlegung des Aktuators an eine ortsfeste Position. Gleichzeitig werden die bewegten Massen reduziert. Dies führt, durch geringere Beschleunigungskräfte direkt und durch das Potenzial zur Reduzierung von Ventildruckkräften indirekt, zu einer weiteren Reibungsreduzierung im Ventiltrieb.</p> <p>Durch die elektrische Ansteuerung kann flexibel und zyklustreu jedes einzelne Ventil angesteuert werden. Hierdurch können verschiedene Effekte mit einem einzigen System erreicht werden. Darüber hinaus ist das System durch seine kompakte Bauform sehr gut in bestehende Zylinderköpfe zu integrieren.</p> <p>Auf dem Markt ist kein vergleichbares System verfügbar.</p>					
Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • http://www.dbu.de					

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

1. Konzeption
 - Definition von Anforderungen an das System und Erarbeitung von Konzeptideen, Bewertungskriterien
 - Kinematische Simulationen und Konstruktion (Konzeptversion) mit Bewertung und Konzeptauswahl
2. Konstruktion und Berechnung
 - Kinematische Auslegung und erster Konstruktionsentwurf
 - Dynamische Simulation zur Ermittlung der Hebelbelastungen mit anschließender Festigkeitsberechnung
 - 2. Konstruktionsloop zur Strukturoptimierung
 - Dynamische Simulation zur Auslegung von Ventillfeder, Lost-Motion-Feder und Klinkenfeder
 - Konstruktion des Komponentenprüfstandes
3. Elektronikentwicklung
 - Elektrische Auslegung des ortsfesten Aktuators
 - Fertigung der Spulen, Montage der Aktuatoren und Labortests
 - Planung, Entwurf und Fertigung der Steuerung
 - Applikation der Steuerung und Freigabe für den Versuch
4. Fertigung und Beschaffung
 - Beschaffung und Fertigung von allen Bauteilen für den Aktuator
 - Fertigung aller Bauteile des Hebels und des Komponentenprüfstandes
 - Oberflächenbehandlung der Bauteile
5. Montage
 - Montage des Komponentenprüfstandes
 - Integration von Hebel und Aktuator
 - Sicherstellung der Ölversorgung und Applikation der Betriebssoftware
6. Mechanikprüfstand
 - Erstinbetriebnahme
 - Funktionsprüfung des Hebels im Ventilhubmodus und des Schaltmechanismus
 - Funktionsprüfung im gesamten Betriebspektrum unter Variation von
 - Schaltzustand (Hub oder Nullhub)
 - Drehzahl
 - Öldruck

Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • <http://www.dbu.de>

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

- Da der Prozess für die Patentanmeldung während des Projektes noch nicht abgeschlossen war, konnte die Technik öffentlich noch nicht beworben werden. Die im Vorhaben gewonnenen Erkenntnisse sollten mit in die Patentanmeldung einfließen, um einen möglichst produktnahen Schutz zu haben.
- Mit einem Automobilhersteller, der bereits positive Erfahrungen mit dem vorherigen Hebel gemacht hatte, konnte im Rahmen einer Geheimhaltungsvereinbarung ein erstes positives Gespräch erfolgen.

Fazit

Durch intensive Konzeptionsarbeit konnte das Funktionsprinzip des bestehenden Rollenschlepphebels so umkonstruiert werden, dass der Betrieb mit einem ortsfesten Aktuator mit den üblichen Toleranzen möglich ist. Des Weiteren wurde ein robuster und sehr schaltsicherer Aktuator entwickelt. Das Gesamtsystem wurde hausintern gefertigt, auf dem Komponentenprüfstand unter realen Betriebsbedingungen im gesamten Betriebsbereich intensiv getestet und auch einem Dauerlauf unterzogen. Während der gesamten Betriebszeit ist das System fehlerfrei geblieben und hat alle Erwartungen erfüllt, sodass von einem vollen Projekterfolg gesprochen werden kann.

Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • <http://www.dbu.de>

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	4
Abbildungsverzeichnis	6
Tabellenverzeichnis	8
Abkürzungsverzeichnis	9
Literaturverzeichnis	9
1. Zusammenfassung	10
2. Einleitung.....	11
3. Hauptteil.....	13
3.1. Konzeption.....	13
3.1.1. Ausschluss durch K.o.-Kriterien.....	13
3.1.2. Vorauswahl der Konzepte mittels Vergleichsmatrix.....	13
3.1.3. Vergleich der Konzepte	20
3.2. Konstruktion und Simulation	21
3.2.1. Konstruktion der Klinke.....	21
3.2.2. Kinematische Auslegung der Nockenkonturen	22
3.2.3. Dynamische Berechnung des Rollenschlepphebels.....	23
3.2.4. Festigkeitsberechnung des Rollenschlepphebels.....	27
3.3. Aktuatorenentwicklung und -konstruktion	31
3.3.1. Grundlagen der elektromagnetischen Berechnung	31
3.3.2. Werkstoffauswahl	32
3.3.3. Elementwahl und äußere Last.....	33
3.3.4. Versionshistorie und FEM-Berechnungsergebnisse.....	35
3.3.5. Zusammenfassung der Simulationsergebnisse	38
3.4. Elektronik und Steuerung	40
3.4.1. Ansteuerung der Aktuatoren.....	41
3.4.2. Drehzahlerkennung	42
3.4.3. Montage der Steuerung im Prüfstand.....	43
3.5. Fertigung und Montage.....	44
3.5.1. Fertigung des Klinkenbügels	44
3.5.2. Fertigung und Montage des Rollenschlepphebels.....	45
3.5.3. Montage der Aktuatoren	47

3.6. Tests und Messungen	49
3.6.1. Überprüfung der Aktuatoren unter Laborbedingungen	49
3.6.2. Systemerprobung am Mechanik-Prüfstand	52
4. Fazit.....	55
5. Veröffentlichungen	56

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Konzept 5 – Seitenansicht (links) und Detailansicht Freigabe (rechts)	15
Abbildung 2:	Nominallage Innenhebelkontakt	16
Abbildung 3:	Kontaktbereich Innenhebel/Klinke	16
Abbildung 4:	Konzept 7 – Seitenansicht (links) und Detailansicht Freigabe (rechts)	17
Abbildung 5:	Klinkenüberdrehung - HVA +0,5 (links) und HVA -0,5 (rechts)	18
Abbildung 6:	Krafthebelarm der Umkehrklinke I	19
Abbildung 7:	CVD-Hebel Ortsfest – Gen 01	21
Abbildung 8:	Explosionsdarstellung Klinke	21
Abbildung 9:	Fail-safe-Klinke	22
Abbildung 10:	Verlauf der Klinkenverdrehung über den Nockenwellenwinkel	23
Abbildung 11:	GT-Simulationsmodell des schaltbaren Rollenschlepphebels mit ortsfestem Aktuator	24
Abbildung 12:	Normalkraftverlauf zwischen Hauptnocken und Rolle des Rollenschlepphebels im Ventilhubmodus bei 5.200 rpm	24
Abbildung 13:	Klinkenüberhub aus der Aktuatornut – Schaltzeit für den elektrischen Aktuator	25
Abbildung 14:	Normalkraftverlauf zwischen Klinkennocken und Klinke des Rollenschlepphebels im Ventilhubmodus bei 5.200 rpm	26
Abbildung 15:	Berechnungsmodell des Rollenschlepphebels	27
Abbildung 16:	Randbedingungen	28
Abbildung 17:	Verformung [U Summe]	28
Abbildung 18:	Spannungsverteilung auf dem Außenhebel	29
Abbildung 19:	Von-Mises-Spannung auf dem Innenhebel	29
Abbildung 20:	Vergleichsspannung der Klinke	30
Abbildung 21:	2D-Rotationsmodell des ortsfesten Aktuators – Version V001	31
Abbildung 22:	BH-Kennlinie für den Werkstoff X12Cr13 [B in T und H in Vs/m ²]	33
Abbildung 23:	Geometrie des Elementtyps PLANE53 [ANS-10]	34
Abbildung 24:	FEM-Berechnungsversion V001: Haupt-Variationsparameter φ und y_0	34
Abbildung 25:	Prinzipielle Vorgehensweise bei der Variantenanalyse	36

Abbildung 26:	Ergebnisse der FEM-Berechnung V001 – magnetische Flussdichte B in T und Magnetfeldlinien bei Nullhub und Maximalhub	36
Abbildung 27:	Ergebnisse der FEM-Berechnung V001: Magnetkraft am Anker in Abhängigkeit der Ankerposition y_0 und dem Polflächenwinkel φ	37
Abbildung 28:	2D-Rotationsmodell des ortsfesten Aktuators – Version V007	37
Abbildung 29:	Ergebnisse der FEM-Berechnung V011 – magnetische Flussdichte B in T und Magnetfeldlinien bei Nullhub und Maximalhub	38
Abbildung 30:	Ergebnisse der FEM-Berechnung V011: Magnetkraft am Anker in Abhängigkeit der Ankerposition y_0 und dem Polflächenwinkel φ	39
Abbildung 31:	Übersicht Meta Smart-Zas-Steuergerät.....	41
Abbildung 32:	Ansteuersignal der Aktuatoren (links) und PWM-Signal (rechts).....	41
Abbildung 33:	Dreh-Impulsgeber (links) und Signalverlauf (rechts)	42
Abbildung 34:	ZAS-Steuerung (links) und montiert im Prüfstand (rechts)	43
Abbildung 35:	Klinke auf Schweißvorrichtung (links), Laserschweißen (rechts)	44
Abbildung 36:	Oberfläche Klinkenbügel	44
Abbildung 37:	Bördel-Verbindung Klinkenbügel.....	45
Abbildung 38:	Bauteile aus der hausinternen Fertigung.....	45
Abbildung 39:	Bauteile eines schaltbaren Rollenschlepphebels	46
Abbildung 40:	Explosionsdarstellung des schaltbaren Rollenschlepphebels	46
Abbildung 41:	Ergebnis Eingangskontrolle.....	47
Abbildung 42:	Vorbereitung der Spulen	47
Abbildung 43:	Montageschritte des Aktuators.....	48
Abbildung 44:	Untersuchung der thermischen Belastung der Spule mit Variation des Spulen-Stroms.....	50
Abbildung 45:	Kurzschlussprüfung mit Multimeter	50
Abbildung 46:	Labor Test-Aufbau (oben) und Testvorrichtung mit Prüfling (unten) .	51
Abbildung 47:	Darstellung der Schaltzeiten (blau) und der Schaltgrenze (rot).....	52
Abbildung 48:	Ein-Komponenten-Prüfstand für die Hebelentwicklung	53
Abbildung 49:	Mechanik-Prüfstand mit Ein-Komponenten-Aufbau	53
Abbildung 50:	Verringerung der Hebelmaße.....	55

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Gewichtungsmatrix	14
Tabelle 2: Punktematrix zur Konzeptbewertung	14
Tabelle 3: Ergebnisse des Konzeptvergleichs	14
Tabelle 4: Selbsthemmung der Klinke	17
Tabelle 5: Bauteile der Toleranzkette	17
Tabelle 6: Konstruktionsdaten Umkehrklinke II.....	19
Tabelle 7: Vorteile/Nachteile Konzept 5 (Klinkenachsformvariation)	20
Tabelle 8: Vorteile/Nachteile Konzept 7 (Umkehrklinke).....	20
Tabelle 9: Materialliste des CVD-Hebels	28
Tabelle 10: Physikalische und mechanische Eigenschaften von X12Cr13 [DEW-07]	32
Tabelle 11: Versionshistorie der FEM-Aktuator-Berechnungen.....	35
Tabelle 12: Anforderungen an die Endstufe und den Strommessungs-Baustein.....	40

Abkürzungsverzeichnis

FEM	Finite Elemente Methode
HVA	Hydraulisches Ventilspiel-Ausgleichselement
rpm	revolutions per minute (Umdrehungen pro Minute)
HV	Härte nach Vickers

Literaturverzeichnis

- [ANS-10] ANSYS: Suchbegriff PLANE53, 2010
- [DEW-07] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: Werkstoffdatenblatt 1.4006, Witten, 2007
- [DEW-09] Deutsche Edelstahlwerke GmbH: Werkstoffdatenblatt 1.4841, Witten, 2009
- [DKI-07] Deutsches Kupferinstitut: Kupfer-Zink-Legierungen (Messing und Sondermessing), Auflage 3, Düsseldorf, 2007
- [MID-12] Middendorf, H.: Der 1,4-I-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Nr. 03/2012, pp. 186–193, 2012

1. Zusammenfassung

PKW-Verbrennungsmotoren sind innerhalb der letzten Jahre hinsichtlich ihrer Effizienz deutlich weiterentwickelt worden. Dabei kommen Variabilitäten im Verbrennungsmotor zur Adaptierung und Optimierung der Motorparameter an momentane Betriebspunkte, wie zum Beispiel flexible Ventilsteuerungen, eine große Rolle zu. So lassen sich zum Beispiel durch eine Zylinderabschaltung an einem 4-Zylinder-Motor im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) Kraftstoffeinsparungen von bis zu 8 % realisieren [MID12].

Im Rahmen des durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt (DBU) mit dem Kennzeichen 31539-24/0 geförderten Vorhabens wurde ein neuer, elektrisch schaltbarer Rollenschlepphebel für Verbrennungsmotoren mit ortsfestem Aktuator konzeptioniert, berechnet, simuliert, gefertigt und unter realistischen Randbedingungen getestet. Dabei konnte als Basis auf das Funktionsprinzip eines bereits bei der Firma Meta entwickelten schaltbaren Rollenschlepphebels zurückgegriffen werden. Die Hauptaufgabe bestand darin, den bisherigen hebelfesten Aktuator an eine ortsfeste Stelle im Zylinderkopf zu verlegen, um ein für die Funktionssicherheit erforderliches unbewegtes Kabel realisieren zu können. Hierdurch ändern sich alle funktionsrelevanten Parameter, sodass das System komplett neu konzeptioniert werden musste. Anhand verschiedener Techniken und Kriterien konnten zwei Konzepte für die engere Auswahl definiert werden, von denen eines nach detaillierten Analysen zur Umsetzung freigegeben wurde. Gleichmaßen wurde der elektrische Aktuator neu konzeptioniert, da die Schaltfunktion gegenüber der vorherigen Ausführung umgekehrt werden musste.

Die Ausführung der Konstruktion wurde von der Evaluierung geeigneter Fertigungsverfahren begleitet, um die geplanten Prototypen in der erforderlichen Stückzahl auch herstellen zu können. Parallel wurde eine Prüfeinrichtung zur Funktionsprüfung einzelner Hebel am Mechanik-Prüfstand unter realistischen Betriebsbedingungen konzeptioniert, konstruiert und gefertigt. So konnte der erste Prototypen-Hebel direkt nach der Fertigung und Montage getestet werden.

Bereits die ersten Tests bei niedrigen Drehzahlen liefen erfolgreich, sodass der Hebel allmählich bis zur maximalen Schaltdrehzahl von 5.200 rpm erfolgreich betrieben werden konnte. Weitere Funktionsprüfungen erfolgten unter der Variation der Parameter Öldruck und Öltemperatur.

Der erfolgreichen Funktionsprüfung schloss sich eine Dauererprobung mit etwa 1,3 Millionen Zyklen an, die ebenfalls problemlos absolviert werden konnte.

Durch die systematische Vorgehensweise und zielgerichtete Entwicklung, konnte erfolgreich ein elektrisch schaltbarer Rollenschlepphebel mit ortsfestem Aktuator entwickelt werden, der sich auf Antrieb als funktionstauglich erwies.

Im nächsten Schritt werden Bauteile, vor allem der Klinkenbügel, konstruktiv und fertigungstechnisch überarbeitet, da das zuvor gewählte Laserschneiden nicht die erwarteten Oberflächenqualitäten bereitstellen konnte. Zusätzlich sollen die Abmaße des Hebels weiter reduziert werden, um die Integration in einen Zylinderkopf zu vereinfachen.

2. Einleitung

Mit dem Ziel, Schadstoffe und Verbräuche von Fahrzeugen zu reduzieren, ist es erstrebenswert, den Verbrennungsmotor in seinen wirkungsgradoptimalen Betriebspunkten zu betreiben. Durch neu entwickelte Systeme können, abhängig von der Fahrsituation, motorische Prozesse immer gezielter variiert und Betriebsstrategien optimiert werden. Hierbei birgt die Ventilabschaltung und -umschaltung das Potenzial, die Gemischbildung, den Füllungsgrad und die Abschaltung ganzer Zylinder zu beeinflussen. Das ermöglicht im Neuen Europäischen Fahrzyklus bei 4-Zylinder-Motoren eine Kraftstoffeinsparung von bis zu 8 % [MID-12], woraus in gleichem Maße eine Reduzierung des Schadstoffausstoßes und der CO₂-Emission resultiert.

Im Rahmen des geplanten Forschungsvorhabens wurde ein elektrisch schaltbarer Rollenschlepphebel mit dem Fokus auf eine ortsfeste Schaltaktuatorik entwickelt. Hierzu soll ein im eigenen Haus entwickeltes, patentiertes System zur Abschaltung von Rollenschlepphebeln mit hebelfester Aktuatorik, mit dem Ziel eines nicht bewegten elektrischen Aktuators, neu entwickelt werden. Mit einem hebelfesten Aktuator findet durch die Bewegung des Hebels während des Ventilhubes eine Relativbewegung zwischen Aktuator und zylinderkopffester Kabel-Rail statt. Interessierte Automobilhersteller haben bezüglich eines dauerfesten Betriebes mit bewegten Kabeln im Zylinderkopf Bedenken geäußert, wohingegen das übrige Hebelkonzept sehr positiv aufgenommen wurde. Ein großer Vorteil der Neuentwicklung ist, dass die Kabelbewegung durch das Verlegen des Aktuators an eine ortsfeste Position vermieden wird. Gleichzeitig werden die bewegten Massen reduziert. Dies führt, durch geringere Beschleunigungskräfte direkt und durch das Potenzial, Ventulfederkräfte zu reduzieren, indirekt, zu einer weiteren Reibungsreduzierung im Ventiltrieb.

Das Grundprinzip des elektrisch schaltbaren Rollenschlepphebels ist eine Kombination aus einem mechanischen und einem elektrischen Schaltsystem. Bei verriegeltem Schaltmechanismus agiert der Rollenschlepphebel wie ein konventioneller Hebel, sodass bei jeder Nockenwellenumdrehung ein Ventilhub stattfindet. Wird der Mechanismus durch den elektrischen Aktuator entriegelt, überträgt der Hebel nicht mehr den Nockenhub und das Ventil verharrt im Ventilsitz. Der Hebel zeichnet sich durch eine kompakte Bauweise, eine zyklustreue Schaltung und eine reibungsarme und energieeffiziente Funktion aus. Der hebelfeste Aktuator birgt hingegen eine Vielzahl an Herausforderungen. Beschleunigungen und Vibrationen des Hebels wirken belastend auf die filigranen Bauteile des Aktuators und erschweren eine sichere und dauerhafte Funktion. Lötstellen und Pressverbindungen müssen den mechanischen, aber auch den thermischen Bedingungen im Ölraum des Zylinderkopfes standhalten. Treten die bewegten Kabel in Kontakt mit den rauen und teils scharfkantigen Zylinderkopfwänden, können sie beschädigt werden. Durch die ortsfeste Position des Aktuators kann dies vermieden werden.

Für die Entwicklung des elektrisch schaltbaren Rollenschlepphebels mit ortsfester Aktuatorik müssen zunächst alternative Konzepte erarbeitet und bewertet werden. Nach der Konzeptauswahl wird der Hebel konstruiert und parallel ein Simulationsmodell des Ventiltriebs erstellt, das zur kinematischen Untersuchung, Komponentenauslegung und dynamischen Ermittlung der Hebelbelastung dient. Im Anschluss erfolgen die Teilefertigung und die Montage. Die Aktuatoren werden zunächst im Labor auf einem

Komponentenprüfstand getestet und vermessen. Der komplette Hebel und der unbewegte Aktuator werden anschließend am Mechanik-Prüfstand unter realistischen Betriebsbedingungen erprobt.

Ergebnis des geplanten Forschungsvorhabens soll ein Entwicklungsstand des elektrisch schaltbaren Ventilhebels sein, der eine einfache und sichere Funktion gewährleistet und den Hebel zu einem interessanten Produkt macht. Die Vermeidung bewegter Kabel durch einen ortsfesten Aktuator ist hierbei ein enormer Vorteil hinsichtlich des Markterfolges dieses Hebels. Durch seinen Einsatz soll er zur Effizienzsteigerung der Fahrzeugantriebe und somit zu einer Reduzierung der Umweltbelastung beitragen.

3. Hauptteil

3.1. Konzeption

Zu Beginn der Konzeptphase wird eine Anforderungsliste erstellt, um die erarbeiteten Konzepte zu bewerten. Es werden K.o.- und Vergleichskriterien definiert, um eine objektive Auswahl treffen zu können.

3.1.1. Ausschluss durch K.o.-Kriterien

Um die bestmöglichen und umsetzbaren Konzepte einzugrenzen, wurden zunächst K.o.-Kriterien für die Anforderungsliste festgelegt. Als solche wurden jene Kriterien bezeichnet, die so entscheidend sind, dass sie zum Ausschluss eines Konzepts führen.

Fail-safe

Im stromlosen Zustand darf der Aktuator die Betätigung des Ladungswechselventils nicht verhindern. Somit ist gewährleistet, dass bei elektrischem Ausfall in jedem Fall die Zylinderabschaltung vom Motorsteuergerät außer Betrieb gesetzt werden kann und der Motor keine ungewünschte Leistungseinbuße erfährt. Die Nichteinhaltung des Fail-safe-Kriteriums führt zum Ausschluss eines Konzepts.

Axialkräfte auf Aktuator-Anker

Das Konzept des Meta Aktuators zur Zylinderabschaltung zeichnet sich dadurch aus, dass der Aktuator-Anker eine geringe bewegte Masse und somit eine hohe Schaltgeschwindigkeit aufweist. Bei einer Erhöhung der vom Aktuator-Anker bewegten Masse induziert diese eine höhere erforderliche Schaltkraft auf den Aktuator-Anker, was dessen Schaltgeschwindigkeit negativ beeinflusst.

Zusätzlich können äußere Kräfte auf den Aktuator-Anker wirken, welche die Schaltgeschwindigkeit ebenfalls negativ beeinflussen.

Eine Erhöhung der Axialkraft auf den Aktuator-Anker führt entweder zu einer geringeren Beschleunigung und somit zu einer längeren Schaltzeit oder erfordert einen größeren Aktuator. Da aus Package-Gründen der Aktuator möglichst klein gehalten werden soll und die Schaltzeit ebenfalls nicht verlängert werden darf, sind Konzepte mit höheren Axialkräften als denen des Basiskonzeptes auszuschließen.

Klinkenverdrehung in Ventilhubphase

Da in der Ventilhubphase auf die Klinkenachse eine durch die Ventilfeeder und Beschleunigungen hervorgerufene Kraft einwirkt, kommt es in Kombination mit einer Klinkenverdrehung zu einer tribologisch ungünstigen Gleitpaarung.

Die Relativverdrehung der Klinke zum Schlepphebel unter Last ist daher in jedem Fall zu vermeiden.

3.1.2. Vorauswahl der Konzepte mittels Vergleichsmatrix

Um aus den verbliebenen Lösungsvorschlägen jene auszuwählen, die für die Umsetzung der Aufgabenstellung am geeignetsten sind, wurde eine Vorauswahl mittels einer

Vergleichsmatrix getroffen. Um die Konzepte objektiv vergleichen zu können, wurden folgende Kriterien festgelegt (s. Tabelle 1):

Vergleichskriterium	Gewichtungsfaktor
Flexibilität der Aktuator-Positionierung	40 % (0,40)
Klinkenüberhub	20 % (0,20)
Änderungen am Schlepphebel	15 % (0,15)
Fertigungs-/Montageaufwand	10 % (0,10)
Änderungen des Aktuator-Konzepts	10 % (0,10)
Änderungen der Klinke	5 % (0,05)

Tabelle 1: Gewichtungsmatrix

Um den genannten Vergleichskriterien Punkte zuordnen zu können, wurde eine Punktematrix gemäß Tabelle 2 eingeführt.

Bewertung/Eignung	Kurzzeichen	Punkte
sehr gut	++	5
gut	+	4
mittel	o	3
wenig	-	2
sehr wenig	--	1

Tabelle 2: Punktematrix zur Konzeptbewertung

Um die Konzepte nach der Einzelbewertung miteinander vergleichen zu können, wurden die einzelnen Bewertungspunkte mit ihren Gewichtungen multipliziert und anschließend aufsummiert. Hierdurch ergab sich für jedes Konzept eine Gesamtwertung. Als Ideallösung ist jene Lösung zu bezeichnen, die alle Bewertungskriterien zu 100 % erfüllt. Das heißt, dass der Grad mit dem das jeweilige Konzept die Kriterien erfüllt dem Anteil an einer Ideallösung entspricht.

Führt man alle Einzelbewertungen und deren Ergebnisse zusammen, so ergibt sich die in Tabelle 3 dargestellte Vergleichsübersicht:

Bewertungskriterium	Gewichtung	Konzept 5		Konzept 6		Konzept 7		Konzept 8	
		Wertung	Punkte	Wertung	Punkte	Wertung	Punkte	Wertung	Punkte
Aktuator-Positionierung	40,0%	++	5	++	5	++	5	++	5
Klinkenüberhub	20,0%	o	3	o	3	+	4	o	3
Änderungen am Schlepphebel	15,0%	+	4	--	1	++	5	-	2
Fertigungs-/Montageaufwand	10,0%	+	4	--	1	o	3	--	1
Änderungen des Aktuator-Konzepts	10,0%	o	3	o	3	o	3	o	3
Änderungen an Klinke	5,0%	o	3	o	3	o	3	-	2
Gesamtpunktzahl	100,0%	+	4,05	o	3,30	+	4,30	o	3,40
Anteil an Ideallösung		81%		66%		86%		68%	

Tabelle 3: Ergebnisse des Konzeptvergleichs

Nach der Vorauswertung stellte das Konzept 5 (Klinkenachsformvariation) einen guten Lösungsansatz dar (4,05 Punkte bzw. 81 %) und sollte wegen der einfachen realisierbaren Umsetzung weiter verfolgt werden.

Aufgrund des zu erwartenden guten Überhubverhaltens und des geringen Änderungsbedarfs am Schlepphebel wies das Konzept 7 (Umkehrklinke) die größte Nähe zur Ideallösung auf (4,30 Punkte bzw. 86 %).

Diese beiden Konzepte wurden in einer Detailbetrachtung weiter miteinander verglichen, um so das bestmögliche Lösungskonzept auszuwählen.

Konzept 5 – Klinkenachsformvariation

Eine vielfach angewandte Technik, um neue Lösungen hervorzubringen, wird durch die Umkehrung einzelner Teilfunktionen erreicht.

Eine Möglichkeit besteht darin, die Sperrung der Klinke umzukehren. Im Basiskonzept schwenkt die Klinke bei eingefahrenem Aktuator in die Freigabestellung und gibt die Durchschwenkbewegung des Innenhebels frei. Diese Funktion soll umgekehrt werden, sodass die Klinke bei eingefahrenem Aktuator in die Sperrstellung schwenkt.

Die Drehrichtung der Klinke wird beibehalten, allerdings wird die Klinkenachse so umkonstruiert, dass bei Betätigung der Klinke durch den Klinkenocken der Innenhebel freigegeben wird (s. Abbildung 1).

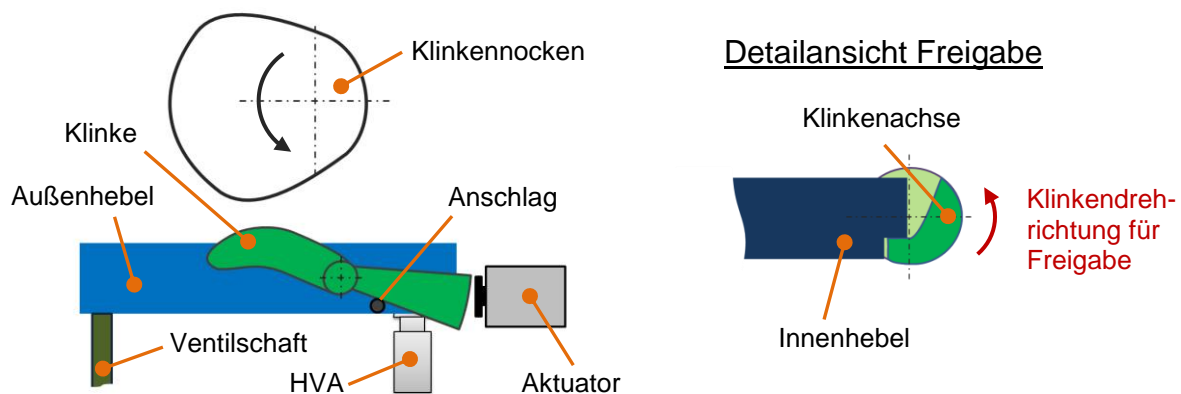


Abbildung 1: Konzept 5 – Seitenansicht (links) und Detailansicht Freigabe (rechts)

Betätigt der Klinkenocken nun die Klinke in der Ventilruhelage, schwenkt die Klinke in ihre Freigabestellung. Soll das Ladungswechselventil aktiviert bleiben, bleibt der Aktuator-Anker eingefahren und die Klinke schwenkt bei der weiteren Nockenwellenumdrehung zurück in ihre Ausgangslage, stützt sich auf einem hebefesten Anschlag ab und der Innenhebel bleibt gesperrt. Soll hingegen das Ventil deaktiviert werden, so wird in der Freigabestellung der Klinke der Aktuator-Anker ausgefahren und die Klinke wird in der Freigabestellung gehalten.

Wird das Ventil nicht abgeschaltet, stützt sich die Klinke auf einem hebefesten Anschlag ab, sodass sich die Lage der Klinke zum Hebel nicht ändert und es zu keiner Relativverdrehung zwischen Klinke und Schlepphebel kommt.

Während der Ventildeaktivierung steht der Außenhebel still, sodass es nicht zu einer Bewegung zwischen Klinke und Aktuator kommt und somit auch zu keiner Relativverdrehung zwischen Klinke und Schlepphebel.

Der Aktuator kann sowohl seitlich als auch, wie in Abbildung 1 gezeigt, stirnseitig angeordnet werden.

Bei der Änderung der Klinkenachsenform war darauf zu achten, dass der Querschnitt der Klinkenachse nicht so weit verringert wird, dass die Bauteilfestigkeit unter die Sicherheitsanforderungen fiel. Zugunsten des Klinkenachsenquerschnitts wurde der Hebel im Bereich der Klinkenachse hinsichtlich seiner Festigkeit optimiert.

Idealerweise liegt der Kontakt zwischen Innenhebel und Klinkenachse so, dass die Auflagekraft durch die Drehachse der Klinke geht. Nur so ist das System momentenfrei. In dieser Position würde es jedoch aufgrund der Rotation der Klinke zu einer Kollision mit dem Innenhebel kommen, da sich alle Punkte der Klinkenachse auf einer Kreisbahn bewegen (s. Abbildung 2). Dies erforderte eine ballige Form des Innenhebels im Kontaktbereich.

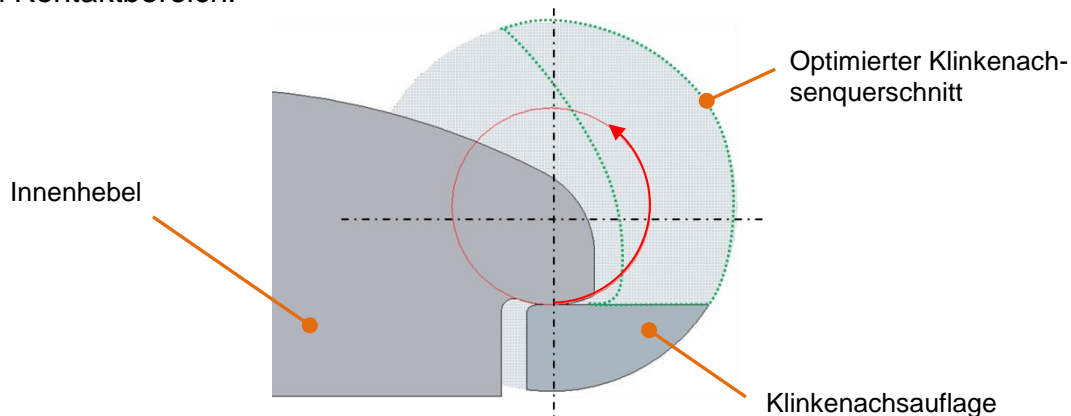


Abbildung 2: Nominallage Innenhebelkontakt

Der Kontakt zwischen Innenhebel und Klinkenachse wurde konstruktiv gemäß Abbildung 3 ausgeführt. Bedingt durch Fertigungstoleranzen musste eine mögliche Verschiebung des Auflagepunkts vorgesehen werden. Dieser Konstruktionsentwurf stellt die Mindestanforderungen dar und beinhaltet keine geometrischen Toleranzabweichungen.

- R_a : Kontaktradius Innenhebel
- a : halbe Auflagenbreite (gemäß Hertz'scher Pressung)
- x_a : Auflagepunktverschiebung
- h_a : Kontaktabstand

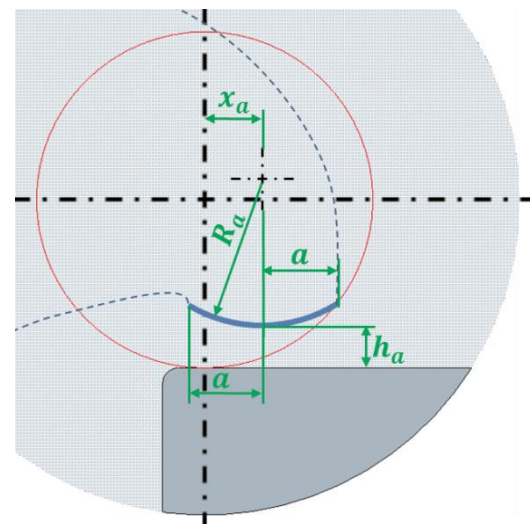


Abbildung 3: Kontaktbereich Innenhebel/Klinke

Aufgrund des Kontakts zwischen der ebenen klinkenseitigen Auflagefläche und der balligen Kontaktfläche des Innenhebels entsteht gegenüber dem Basiskonzept eine erhöhte Hertz'sche Pressung im Kontaktbereich.

Während der Untersuchungen hat sich ergeben, dass diese Hertz'sche Pressung als kritisch anzusehen ist, da es ohne Nachbehandlung der Bauteiloberflächen zu einem Versagen der Bauteile kommen würde.

Bei einer Abweichung x_a des Auflagepunktes von der Ideallage hätte dies ein auf die Klinkenachse wirkendes Drehmoment zur Folge. Bei Abstützung des Innenhebels in der rechten Halbebene würde das entstehende Drehmoment die Klinkenachse schließen. Gemäß der Konstruktion aus Bild 3 wäre dies jedoch nur möglich, wenn ein erhöhter Kontaktabstand vorgesehen worden wäre. Dies hätte einen erhöhten Stoß des Innenhebels auf die Klinke zur Folge, da in der Ventilhubphase der Innenhebel beschleunigt würde, bevor er mit der Klinkenachse in Kontakt träte.

Bei Verschiebung des Auflagepunktes in die linke Halbebene ergibt sich ein Drehmoment, welches die Klinkenachse öffnet. Rechnerische Untersuchungen haben, abhängig vom Reibungskoeffizienten, die in Tabelle 4 ermittelten maximal zulässigen Auflagepunktverschiebungen im Hinblick auf die Selbsthemmung des Systems ergeben.

Reibungskoeffizient	Zulässige Auflagepunktverschiebung in mm
0,10	0,30
0,05	0,15

Tabelle 4: Selbsthemmung der Klinke

Um sicherzustellen, dass sich die Klinke in der Ventilhubphase nicht öffnet, darf die tatsächliche Auflagepunktverschiebung die zulässige nicht überschreiten. Die mögliche Verschiebung wird bestimmt durch die Toleranzfeldbreite, die sich aus der Summe der an der Toleranzkette beteiligten Bauteile ergibt. Die beteiligten Bauteile können der Tabelle 5 entnommen werden. Bei einer Überführung in eine Konstruktion muss darauf geachtet werden, dass die erforderliche Toleranzkettenfeldbreite eingehalten wird.

Bauteil	Geometrie
Außenhebel	Abstand Klinkenachsenbohrung und Drehachsenbohrung
Innenhebel	Abstand Drehachsenbohrung und Mittelpunkt Hebelauflage
Drehachse	Passungskontakt zum Innen- und Außenhebel
Klinkenachse	Passungskontakt zum Außenhebel / Auflagefläche für Innenhebel

Tabelle 5: Bauteile der Toleranzkette

Konzept 7 – Umkehrklinke

Die Umkehrung der Freigabe kann ebenfalls durch Variation der Klinkendrehrichtung erreicht werden. Die Drehrichtung der Klinke wird umgekehrt und bewegt sich bei Klinkennockenbetätigung aus der Sperrstellung in die Freigabestellung. Hierzu wird der Klinkenabgriff auf die andere Seite der Klinkenachse verlegt (s. Abbildung 4).

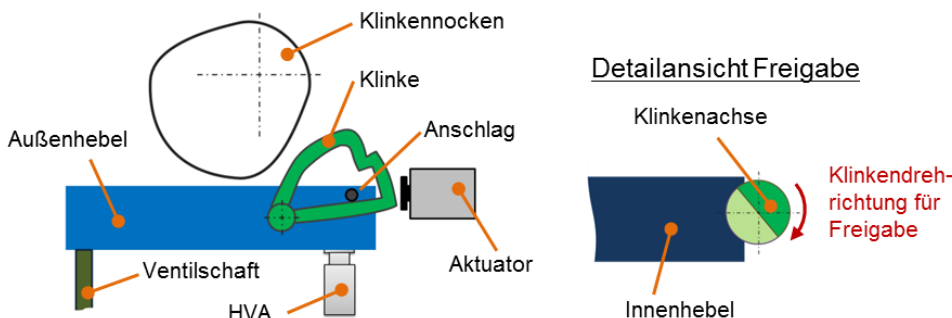


Abbildung 4: Konzept 7 – Seitenansicht (links) und Detailansicht Freigabe (rechts)

Bei der Konzeptentwicklung galt es folgende Faktoren zu beachten:

- Kollision der Klinke mit der Nockenwelle in der Ventilhubphase
- Größe des Klinkennockens (Bauraum)
- Überdrehung der Klinke
- Klinkenbelastungen

Kollision

In der Ventilhubphase dreht sich der gesamte Schlepphebel mit all seinen Bauteilen um die HVA-Aufnahme. Durch die Verlegung des Klinkenkontakts bewegt sich dieser in der Ventilhubphase auf die Nockenwelle zu. Der kleinstmögliche Abstand von der Klinke zur Nockenwelle ergibt sich in der Ventilhubphase und bei vollständig ausgefahrenem HVA. Um eine Kollision mit der Nockenwelle zu verhindern, muss gewährleistet sein, dass unabhängig von der HVA-Stellung sowie von der Schlepphebelstellung ein Sicherheitsabstand zur Nockenwelle eingehalten wird. Dieser Sicherheitsabstand wird bei der Konstruktion auf 1 mm festgelegt. Der kleinste auftretende Nockenwellenradius beträgt 11,5 mm, sodass ein Abstand von 12,5 mm zur Nockenwellenachse eingehalten werden muss.

Größe des Klinkennockens

Die ersten Entwicklungsstufen des Umkehrklinke-Konzepts erforderten einen großen Klinkennocken-Hubkreisradius. Dabei kam es zu Kollisionen mit anderen Bauteilen, sodass der Klinkennocken-Hubkreisradius deutlich reduziert werden musste.

Überdrehung der Klinke

Durch die HVA-Verstellung von +/- 0,5 mm ändert sich der Abstand zwischen Klinkenkontaktradius und Klinkennocken. Um diese Abstandsänderung in der Klinkenhubphase auszugleichen, muss sich die Klinke verdrehen, wodurch es zu einer Winkellagenänderung in der Klinkenvollhubphase zwischen Klinke und Schlepphebel kommt. Die Differenz zwischen den Winkellagen wird als Überdrehwinkel $\varphi_{\text{über}}$ definiert, da die Klinke über ihre erforderliche Freigabestellung hinaus dreht (s. Abbildung 5).

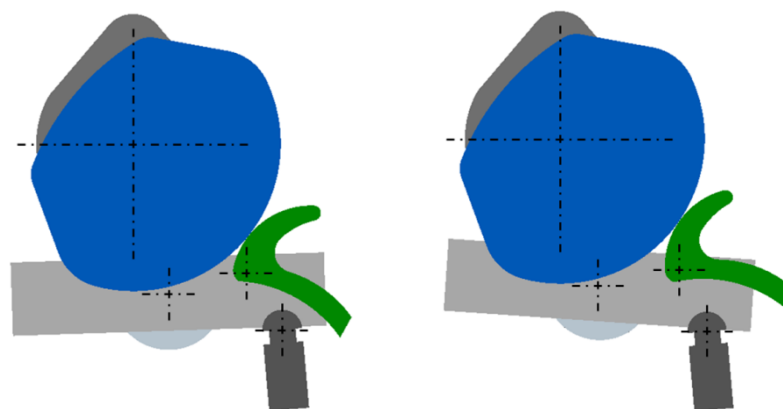


Abbildung 5: Klinkenüberdrehung - HVA +0,5 (links) und HVA -0,5 (rechts)

Krafthebelarm

Der Krafthebelarm wird definiert als kleinster Abstand zwischen Kraftwirklinie und Klinkendrehachse. Abhängig vom Eingriff zwischen Klinke und Klinkennocken ergeben sich unterschiedliche Kontaktpunkte sowie Krafrichtungen und dadurch unterschiedliche Krafthebelarme (s. Abbildung 6). Die Krafthebelarme haben direkten Einfluss auf die Klinkenbelastung sowie auf die Klinkenbeschleunigung. Mit steigendem Krafthebelarm sinkt die Belastung der Klinke.

Dabei entstand ein Zielkonflikt, da zugunsten kleiner Klinkennocken-Hubkreisradien der Krafthebelarm möglichst klein gewählt werden sollte.

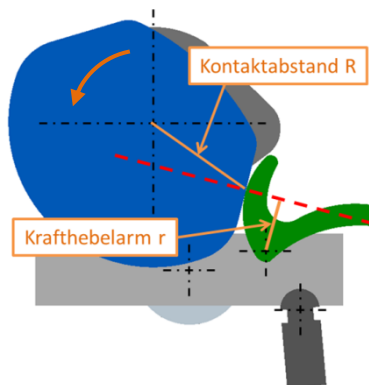


Abbildung 6: Krafthebelarm der Umkehrklinke I

Durch Verlegung der Klinkenachse und Anpassung der Geometrien des Klinkenkontaktradius konnte auf die genannten Probleme eingegangen werden. In der letzten Entwicklungsstufe ergaben sich folgende Abweichungen zum Basiskonzept:

Konstruktionsmerkmal	Abweichung vom Basismodell
Klinkennockengrundkreisradius	- 10 %
Klinkennockenhubkreisradius	+ 3 %
Klinkenkontaktradius	- 30 %
Klinkenkontaktradiusabstand	- 20 %
Klinkenachsenlage	-/-
Min. Krafthebelarm für Klinkendrehphase	- 23 %
Max. Krafthebelarm für Klinkendrehphase	- 20 %
Überdrehung	+ 280 %

Tabelle 6: Konstruktionsdaten Umkehrklinke II

Nach ersten Abschätzungen im Hinblick auf den stark verringerten Krafthebelarm sollten die Klinkenbelastungen innerhalb der Sicherheitsanforderungen bleiben. Der geringfügig erhöhte Klinkennockenradius führte nicht zu Kollisionen mit anderen Bauteilen. Die deutlich erhöhte Klinkenüberdrehung bewirkte nach ersten Abschätzungen lediglich eine Einbuße von 1 % im Hinblick auf das Schaltfenster des Aktuators.

3.1.3. Vergleich der Konzepte

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> + Klinkenkinematik kann weitestgehend vom Basiskonzept übernommen werden + Geringe Klinkenüberdrehung + Prinzipbedingt keine Kollision mit Nockenwelle in Ventilhubphase 	<ul style="list-style-type: none"> - Höherer zu erwartender Klinkenüberhub und Klinkenrückdrehung - Filigraner Kontaktbereich - Geringer Klinkenquerschnitt - Kritische Hertz'sche Pressung im Kontaktbereich Klinke/Innenhebel - Bei hohen Toleranzbreiten Gefahr des Öffnens der Klinke oder hoher Stoß des Innenhebels auf der Klinkenachse

Tabelle 7: Vorteile/Nachteile Konzept 5 (Klinkenachsformvariation)

Aufgrund der filigranen Form der Klinkenachse stellt das Konzept 5 hohe Ansprüche an das angewandte Fertigungsverfahren. In einer Prototypenkonstruktion muss auf generative oder urformende Prozesse zurückgegriffen werden. Auch für den Serieneinsatz werden hohe Anforderungen an das Fertigungsverfahren gestellt. Es muss geprüft werden, ob die erforderlichen Geometrietoleranzen und Werkstoffeigenschaften mit den oben genannten Verfahren wirtschaftlich realisierbar sind. Dies erfordert allerdings eine tiefgreifende Toleranzanalyse der an der Toleranzkette beteiligten Bauteile.

Vorteile	Nachteile
<ul style="list-style-type: none"> + Kontaktbereich Klinke/Innenhebel wie beim Basiskonzept + Gutes zu erwartendes Verhalten in Bezug auf Klinkenüberhub und Klinkenrückdrehung 	<ul style="list-style-type: none"> - Änderungen am Hebel notwendig - Erhöhte Klinkenüberdrehung - Klinkenkinematik weicht ab und muss überprüft werden

Tabelle 8: Vorteile/Nachteile Konzept 7 (Umkehrklinke)

Im direkten Vergleich weist das Konzept 7 (Umkehrklinke, s. Tabelle 8) weniger Nachteile gegenüber dem Konzept 5 (Klinkenachsformvariation, s. Tabelle 7) auf. Aufgrund dessen wurde das Konzept 7 (Umkehrklinke) zur Realisierung ausgewählt.

3.2. Konstruktion und Simulation

Ausgehend von den Erkenntnissen aus der Konzeptauswahl wurde das Konzept 7 (Umkehrklinke) in einen Konstruktionsentwurf überführt (s. Abbildung 7).

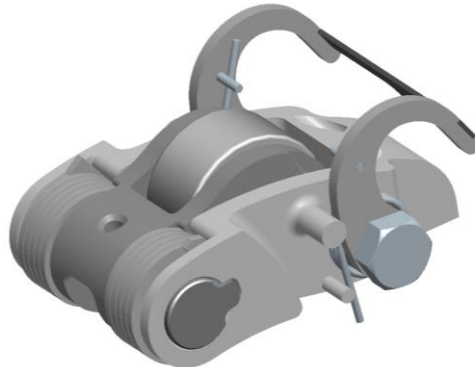


Abbildung 7: CVD-Hebel Ortsfest – Gen 01

Die Ventiltriebskinematiken des Versuchsmotors stammen von einem potenziellen Kunden und sind auf Ein- und Auslassseite unterschiedlich. Für den Konstruktionsentwurf wird die Ventilkinematik herangezogen, die im Hinblick auf die Umsetzbarkeit des Umkehrklinke-Konzepts die größten zu erwartenden Schwierigkeiten aufweist. Ausgehend von der ventilbetätigungsrelevanten Kinematik des Basismodells werden die wichtigsten Parameter für den Erstentwurf übernommen. Die Lage der Kraftrolle, des HVAs und des Ventilabgriffs dürften nicht verändert werden, um die Kinematik zu erhalten. Weiterhin wird versucht, möglichst viele Bauteile des Basismodells zu übernehmen.

3.2.1. Konstruktion der Klinke

Eine besondere Herausforderung besteht in der Konstruktion der Klinke. Aufgrund der Betätigung durch den Klinkennocken wirkt eine Klinkennockenkraft auf die Klinke und damit auf die gesamte Hebelbaugruppe. Da diese Kraft beim Basismodell nur einseitig wirkt, bewirkt diese ein Kippmoment auf den Schlepphebel. Hierdurch trat beim Basis-konzept ein Abrutschen der Klinke vom Klinkennocken auf. Deshalb wird eine beidseitige Betätigung der Klinke vorgesehen. Hierdurch kann der ursprüngliche Entwurf einer einteiligen Klinke nicht beibehalten werden, da eine Montage nicht möglich wäre. Aus diesem Grund wird eine mehrteilige Klinke vorgesehen. In Abbildung 8 ist eine Explosionsdarstellung der Klinke zu sehen.

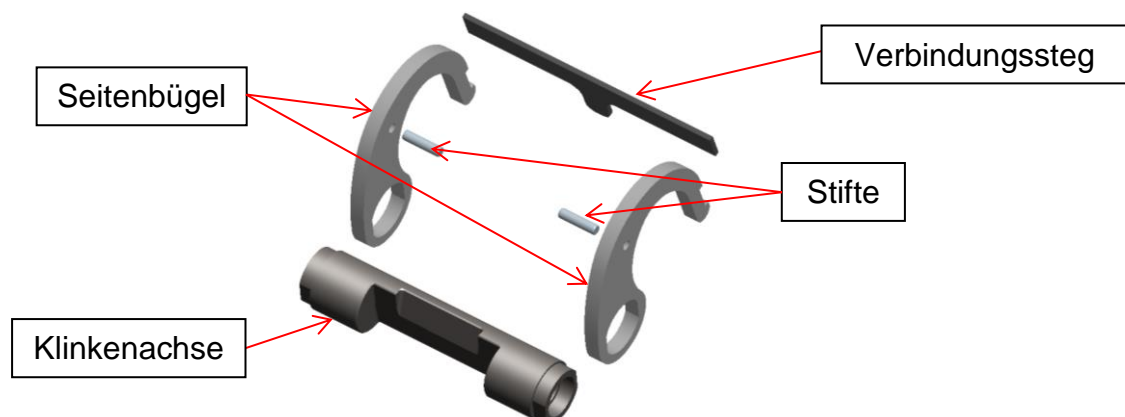


Abbildung 8: Explosionsdarstellung Klinke

Der Klinkenbügel wird als Füge-Baugruppe ausgeführt, dessen Einzelteile mittels trennenden Verfahren aus Stahlblech hergestellt werden. Die Positionierung des Klinkenbügels erfolgt mittels Formschluss, während die Kraftübertragung durch einen Kraftschluss mittels einer Schraubverbindung erfolgt. Auf diese Weise kann der Hebel auf einfache Weise montiert bzw. demontiert werden.

Um zu verhindern, dass der Aktuator ausfahren kann, bevor die Klinkenocken die Klinke in ihre Freigabestellung gedreht haben, wird am Verbindungssteg des Klinkenbügels eine Lasche vorgesehen, die den Fail-safe-Betrieb sicherstellt (s. Abbildung 9).

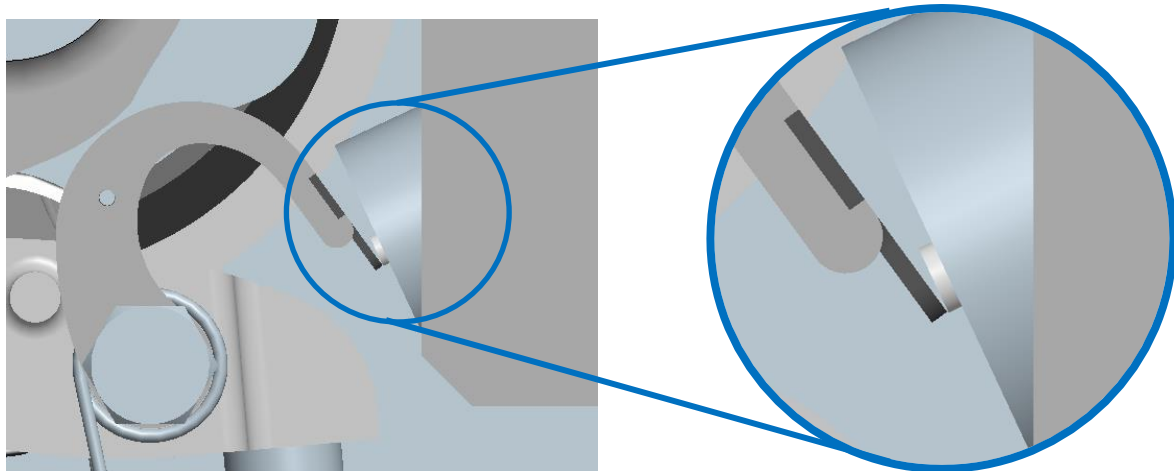


Abbildung 9: Fail-safe-Klinke

Zur axialen Einstellung der Klinkenachse werden Passhülsen vorgesehen, mithilfe derer die Fertigungstoleranzen der Einzelkomponenten ausgeglichen und Kollisionen zwischen Innenhebel und Klinkenachse verhindert werden können.

3.2.2. Kinematische Auslegung der Nockenkonturen

Auf Basis eines ersten Konstruktionsentwurfs des elektrisch schaltbaren Rollenschlepphebels mit zylinderkopffestem Aktuator werden Nockenkonturen für den Ventilhub und die Klinkenbetätigung ausgelegt, die für eine frühzeitige simulative Analyse der Belastung und Funktion des schaltbaren Hebels dienen sollen. Nach einem zweiten Konstruktionsloop zur Struktur- und Funktionsoptimierung des Hebels wird der Auslegungsvorgang der Nockenkonturen wiederholt.

Die Auslegung der Hauptnocke zur Betätigung des Ventilhubes kann nach konventionellen Methoden der Ventiltriebauslegung durchgeführt werden, da sich der schaltbare Hebel im Ventilhubmodus kinematisch nicht von einem konventionellen Rollenschlepphebel unterscheidet. Die kinematischen Parameter für die Nockenauslegung werden dem Konstruktionsmodell entnommen. Ziel der Nockenauslegung ist eine gute Übereinstimmung des resultierenden Ventilhubverlaufes mit einem unter thermodynamischen Gesichtspunkten erforderlichen. Dabei muss die Fertigbarkeit des Nockens sichergestellt, sowie eine Überbeanspruchung ausgeschlossen werden.

Im Fokus dieses Forschungsvorhabens steht die Entwicklung des neuartigen Schaltmechanismus zur Abschaltung des Rollenschlepphebels. Dabei wird die Klinke zur Freigabe des Innenhebels mechanisch über die Nockenwelle betätigt, bevor sie über den ortsfesten Aktuator verriegelt wird. Hierzu ist die Auslegung der Klinkenockenkontur erforderlich. Die Randbedingungen für die Auslegung der Klinkenockenkontur ergeben sich im Entwicklungsprozess aus unterschiedlichen Gesichtspunkten, wie der

Fertigbarkeit, konstruktiven Anforderungen, der Schaltzeit des elektrischen Aktuators, sowie der Klinkenbelastung.

Abbildung 10 zeigt die ausgelegte Klinkennockenkontur (rechts) und den entsprechenden Verlauf der Klinkenverdrehung über den Nockenwellenwinkel (links).

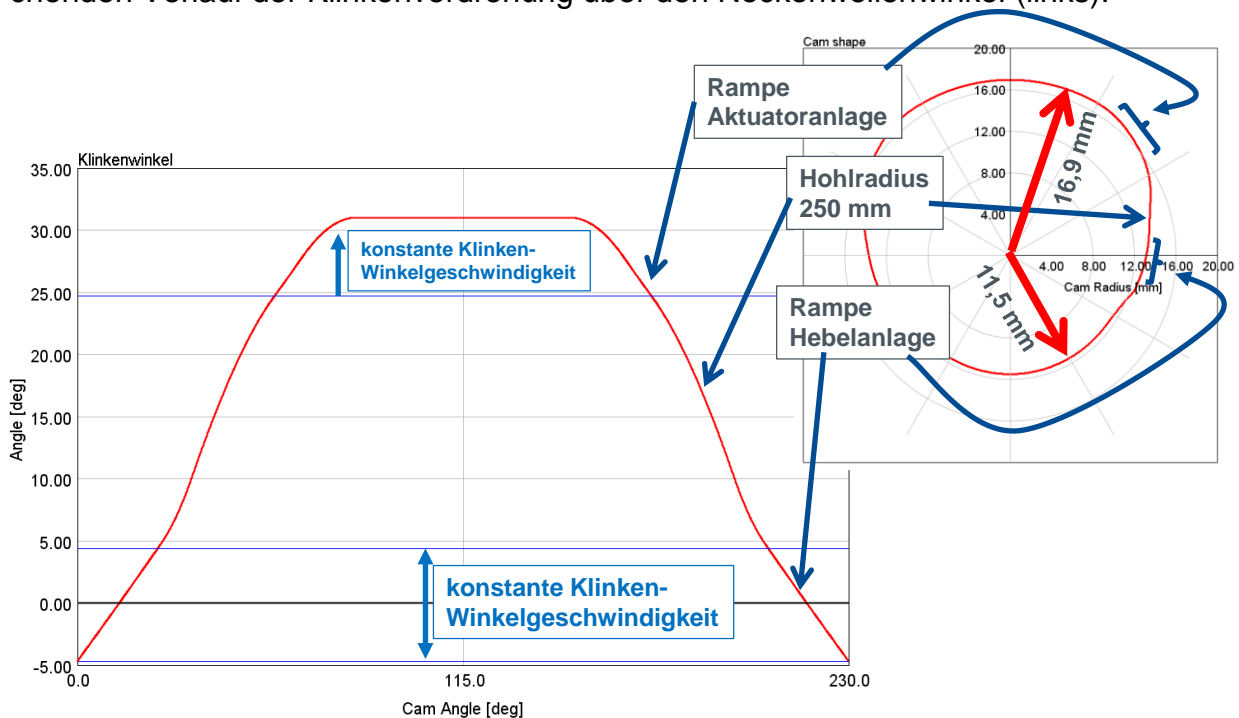


Abbildung 10: Verlauf der Klinkenverdrehung über den Nockenwellenwinkel

Für die Aufnahme der Klinke aus der hebelnsten Anlage sowie der Aktuatoranlage sind jeweils zwei Rampen in der aufsteigenden und absteigenden Flanke der Nockenkontur vorzusehen, die die Klinke zur Minimierung der Kontaktkräfte mit einer möglichst geringen Verdrehgeschwindigkeit aus dem Stillstand aufnehmen. Hierbei muss die Rampe jeweils so platziert sein, dass durch Fertigungstoleranzen und einer Ausgleichsbewegung des HVAs die Klinkenaufnahme immer im Rampenbereich stattfindet. Zwischen den beiden Rampen muss die Klinke möglichst schnell verdreht werden. Die maximale Beschleunigung der Klinke ist hierbei hinsichtlich der Fertigbarkeit so zu begrenzen, dass ein Hohlradius an der Klinkennocke von 250 mm nicht unterschritten wird. Im Bereich des Maximalhubes der Klinke muss sichergestellt werden, dass der elektrische Aktuator bei Maximaldrehzahl genügend Zeit für den Schaltvorgang zur Verfügung hat.

3.2.3. Dynamische Berechnung des Rollenschlepphebels

Für eine dynamische Analyse wird ein Simulationsmodell des schaltbaren Rollenschlepphebels entwickelt. Mit dem Simulationsmodell kann sowohl die Belastung des Hebels in der Ventilhubphase als auch die Kinematik des Schaltmechanismus in unterschiedlichen Betriebssituationen analysiert werden. Darüber hinaus kann mithilfe des Simulationsmodells die Eignung der ausgewählten Federn sichergestellt werden und gegebenenfalls die Vorspannung der Federn entsprechend den dynamischen Anforderungen korrigiert werden. Hierbei soll eine Grenzdrehzahl des Motors von 5.200 rpm realisiert werden. Der Aufbau des Simulationsmodells ist in Abbildung 11 dargestellt.

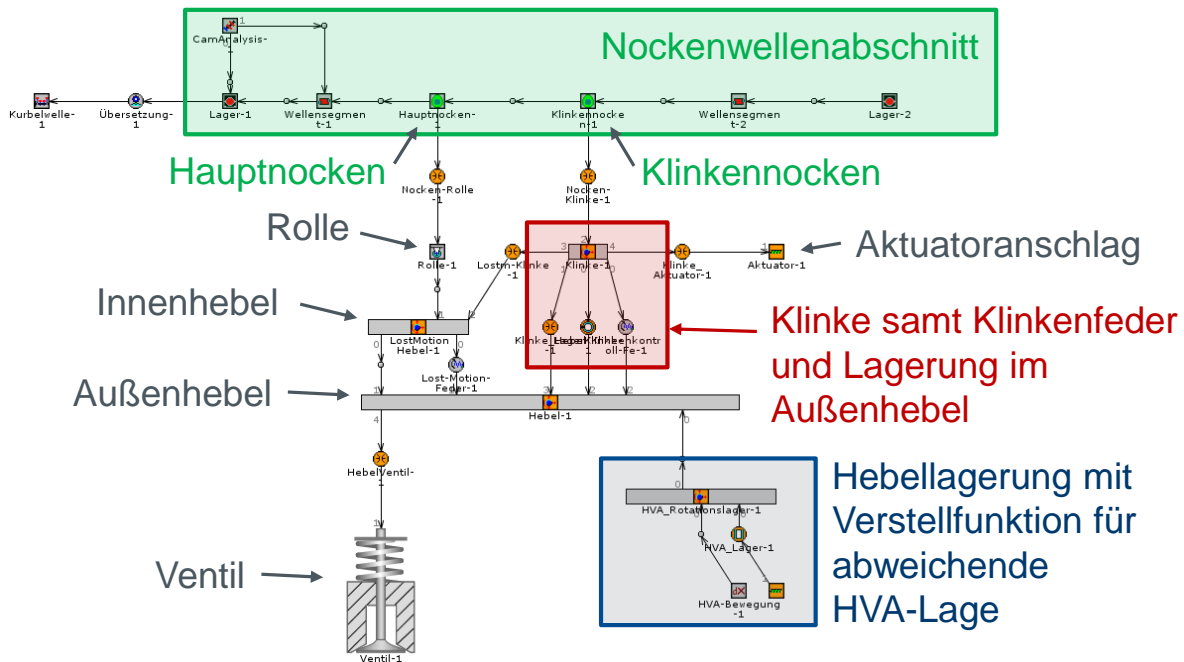


Abbildung 11: GT-Simulationsmodell des schaltbaren Rollenschlepphebels mit ortsfestem Aktuator

Das Simulationsmodell bildet den Ventiltrieb von der Nockenwelle bis zum Ventil ab. Der schaltbare Rollenschlepphebel ist in seine wesentlichen Komponenten Außenhebel, Innenhebel und Klinke gegliedert, die über Drehgelenke, Feder-elemente und Kontaktgeometrien miteinander gekoppelt sind. Der Aktuator ist über einen ortsfesten Anschlag abgebildet, der im Nullhubmodus die Klinke arretiert. Zusätzlich ist im Modell die variable Lage des HVAs berücksichtigt, um den Einfluss der Ventilspiel-Ausgleichsbewegung des HVAs auf die Hebel-funktion analysieren zu können. Zur Analyse der Hebelbelastungen im Ventilhubmodus wird der Hebel wie ein konventioneller Rollenschlepphebel unter Berücksichtigung seiner Strukturelastizität simuliert. Abbildung 12 zeigt den Verlauf der Normalkraft zwischen Nocken und Rolle während des Ventilhubes bei der Grenzdrehzahl von 5.200 rpm.

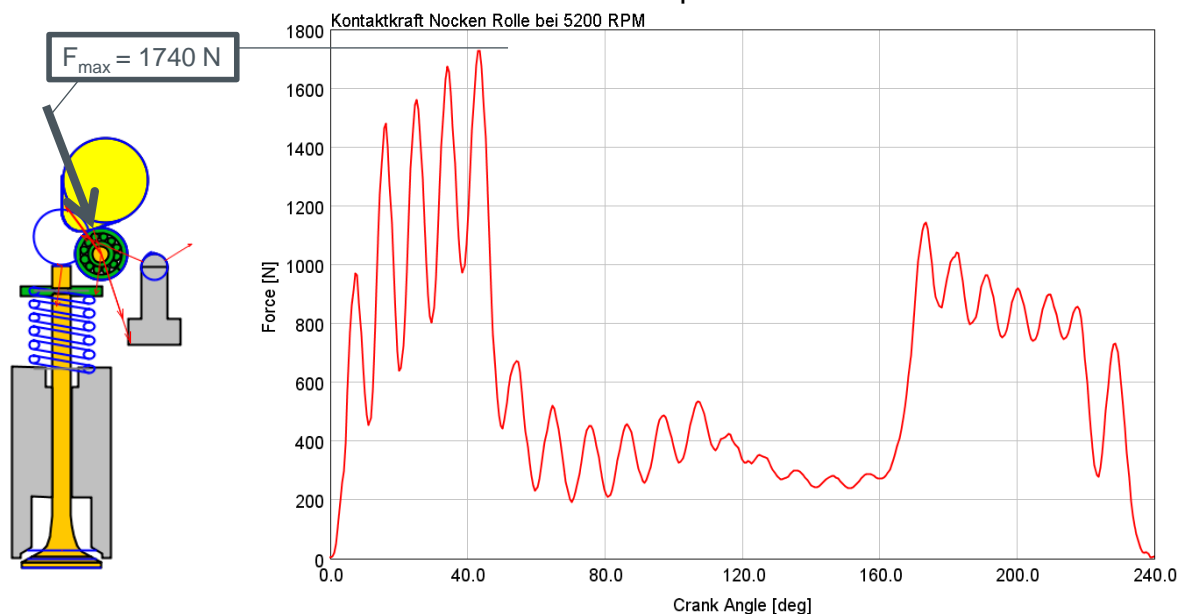


Abbildung 12: Normalkraftverlauf zwischen Hauptnocken und Rolle des Rollenschlepphebels im Ventilhubmodus bei 5.200 rpm

Im Bereich der positiven Ventilbeschleunigung zu Beginn und am Ende des Ventilhubes treten aufgrund der Massenträgheit von Ventil und Hebel die maximalen Kontaktkräfte zwischen Nocken und Rolle auf. Unter Berücksichtigung der Schwingungsüberlagerung durch die Elastizitäten im Ventiltrieb ergibt sich eine maximale Kontaktkraft von 1.740 N in der aufsteigenden Nockenflanke. Dieser Zustand der Maximalbelastung wird der Festigkeitsberechnung der Komponenten durch die Finite-Elemente-Methode (FEM) zugrunde gelegt.

Im Bereich der negativen Ventilbeschleunigung muss sichergestellt werden, dass kein Verlust der Kontaktkraft zwischen Nocken und Rolle auftritt, der zum Abheben der Rolle führen würde. Aufgrund der steigenden Trägheitskräfte mit steigender Drehzahl tritt dieser Zustand ebenfalls bei Maximaldrehzahl auf. Abbildung 12 ist zu entnehmen, dass unter Berücksichtigung der Schwingungsüberlagerung eine Kontaktkraft von 200 N im Bereich der negativen Beschleunigung nicht unterschritten wird. Eine Steigerung der Ventildfederkräfte ist demnach nicht erforderlich.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens ist die Kinematik des neu entwickelten Schaltmechanismus mit besonderem Augenmerk zu analysieren. Mithilfe des Simulationsmodells kann die Funktion des Schaltmechanismus in unterschiedlichen Betriebsituationen betrachtet werden. Aufgrund der Platzierung des Aktuators an eine zylinderkopffeste Position besteht eine hohe Sensibilität hinsichtlich der Bewegung des HVAs zum Ausgleich von Ventilspielen. Abbildung 13 zeigt im gesamten Auslenkungsbereich der HVA-Bewegung von $\pm 0,5$ mm den Verlauf des Klinkenhubes aus der Aktuatornut heraus.

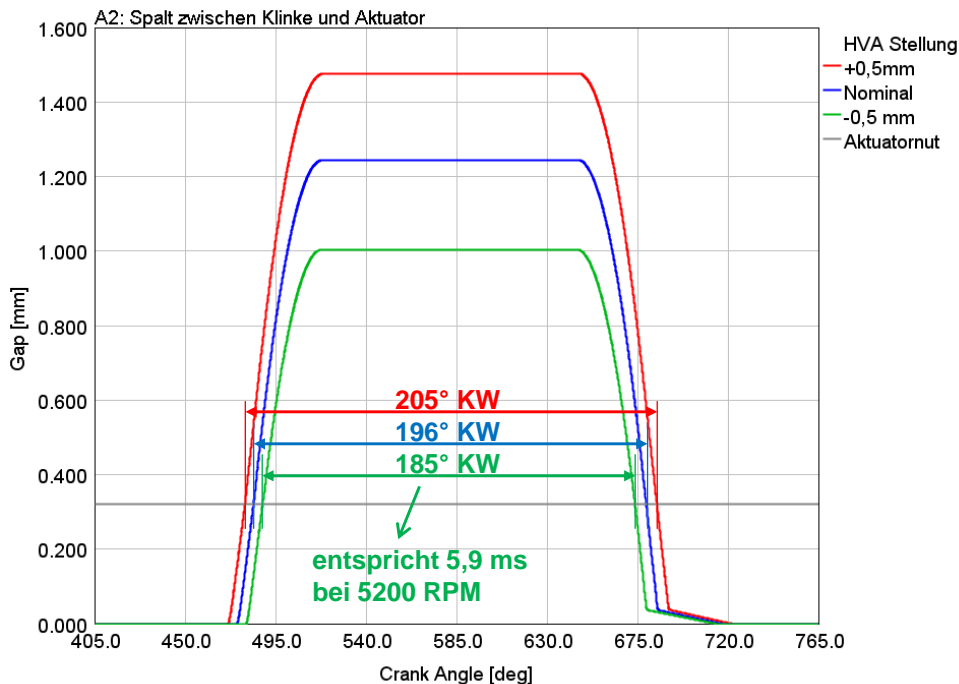


Abbildung 13: Klinkenüberhub aus der Aktuatornut – Schaltzeit für den elektrischen Aktuator

Im Fall einer Abweichung der HVA-Position von - 0,5 mm aus der Nominallage heraus beträgt das Schaltfenster für den Aktuator 185° NW. Bei der Maximaldrehzahl des Motors von 5.200 rpm entspricht das einer Schaltzeit von 5,9 ms.

Die Klinke ist im Außenhebel drehbar gelagert und wird über die Klinkenkontrollfedern gegen den Klinkennocken, bzw. gegen ihre Anschläge verdreht. Bei Maximaldrehzahl müssen die Klinkenkontrollfedern die Anlage der Klinke am Klinkennocken sicherstel-

len. Abbildung 14 zeigt den Verlauf der Normalkraft zwischen Klinke und Klinkenocken als Ergebnis der Klinkensimulation bei 5.200 rpm.

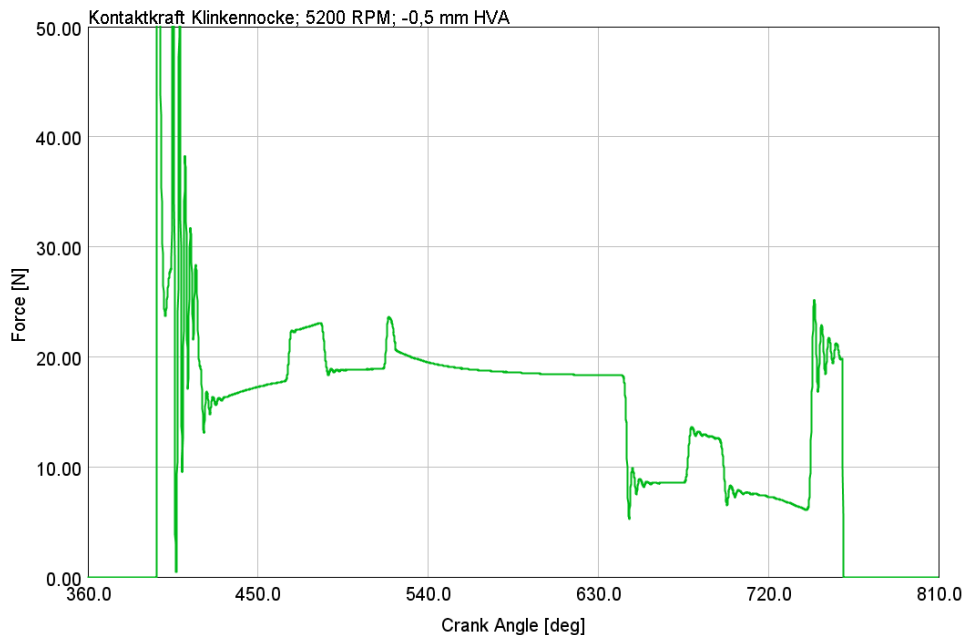


Abbildung 14: Normalkraftverlauf zwischen Klinkenocken und Klinke des Rollenschlepphebels im Ventilhubmodus bei 5.200 rpm

Neben den Trägheitskräften der Klinke müssen die Klinkenkontrollfedern ebenfalls die Reibungskräfte der Klinke überwinden. Unter Berücksichtigung des drehrichtungsabhängigen Reibmomentes der Klinke in der Klinkenachse wird eine Kontaktkraft zwischen Klinkenocke und Klinke von 5 N, auch bei der Maximaldrehzahl von 5.200 rpm, nicht unterschritten.

Mithilfe des Simulationsmodells können im gesamten Entwicklungsprozess begleitend zur Konstruktion die Hebelbelastung und die Schaltfunktion analysiert sowie die Auslegung der Federn durchgeführt werden. Anlehnend an den finalen Konstruktionsstand erzeugt die Auslegung von Schaltkinematik und Federn mit dem Simulationsmodell eine gut abgestimmte Funktion des schaltbaren Rollenschlepphebels in allen Betriebssituationen. Der Aufwand der Prototypenoptimierung am Prüfstand zur Funktionssicherstellung in allen Betriebssituationen ist durch die Simulationen auf ein Minimum reduziert.

3.2.4. Festigkeitsberechnung des Rollenschlepphebels

Die Festigkeitsberechnung des Rollenschlepphebels ist mithilfe der Finiten-Elemente-Methode durchgeführt worden. Ziel dabei ist, die kritischen Bereiche im Rollenschlepphebel unter den aufgebracht Lasten zu bestimmen und zu optimieren.

Hervorgehend aus der eindimensionalen dynamischen Simulation mit dem Programm GT-Suite, konnte die maximale Belastung von 1.740 N bei 5.200 rpm definiert werden.

Abbildung 15 zeigt das Berechnungsmodell des Rollenschlepphebels. Die Konstruktion des Hebels erfolgte in Pro/ENGINEER. Anschließend wurde das Modell zum Vernetzen und Vorbereiten in Hypermesh importiert. Folgende Arbeitsschritte wurden durchgeführt:

1. Elementwahl
2. Vernetzung
3. Definition der Kontaktzonen
4. Definition der Materialeigenschaften

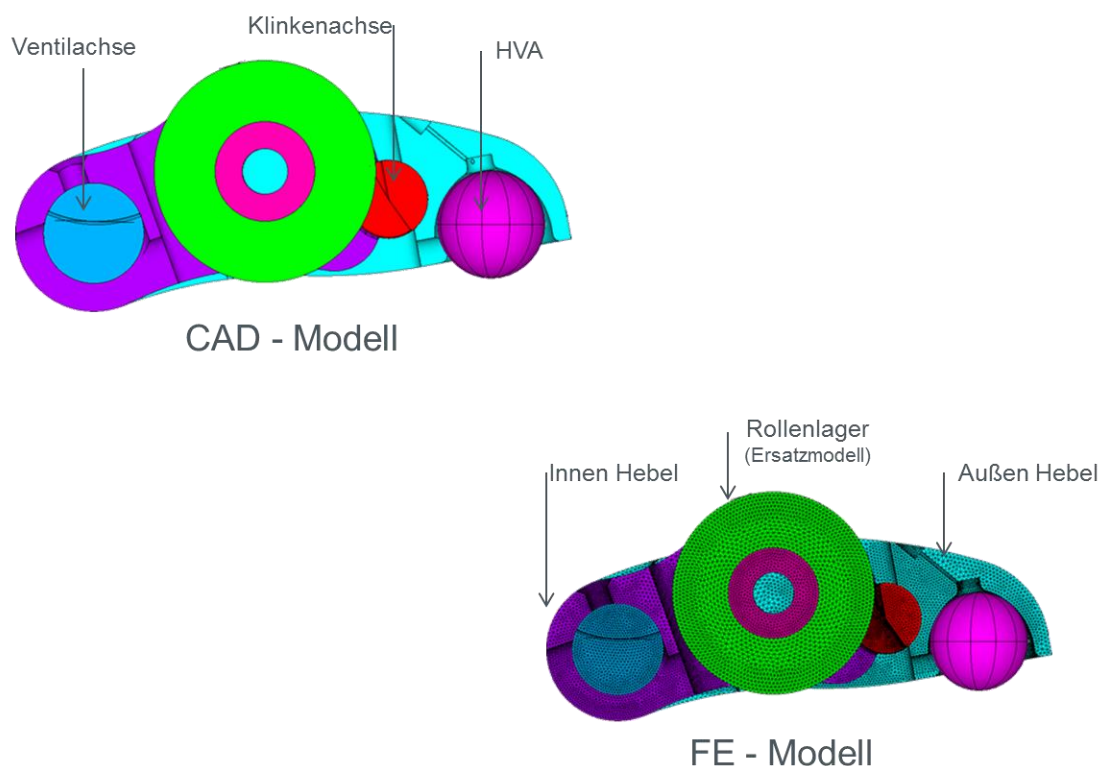


Abbildung 15: Berechnungsmodell des Rollenschlepphebels

Tabelle 9 zeigt die Definition der Materialien für den Rollenschlepphebel. Die ganze Baugruppe ist mit einem strukturalen Tetraeder vom Element-Typ Solid92 vernetzt. Die Kontaktzonen sind mit Elementen CONT174 und TARGET 170 erzeugt worden.

	Komponenten	Material Auswahl
1	Innenhebel	42CrMo4
2	Außenhebel	42CrMo4
3	Ventilachse	16MnCr5
4	Klinkenachse	42CrMo4

Tabelle 9: Materialliste des CVD-Hebels

Anschließend wurde das Modell in das FEM-Programm ANSYS übertragen. Dort wurden die Randbedingungen definiert und die Berechnung durchgeführt. Die Abbildung 16 zeigt, dass die Ventilachse und das HVA-Element drehbar gelagert wurden. Auf den Hebel wirkt eine maximale Nockenkraft von 1.740 N ein.

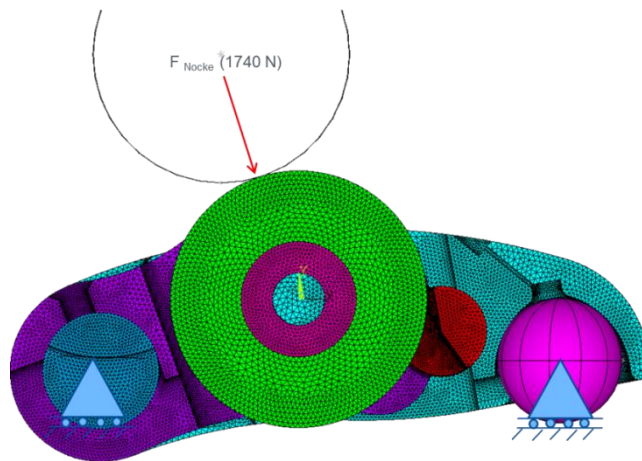


Abbildung 16: Randbedingungen

Die folgende Abbildung 17 zeigt eine unkritische maximale Deformation des Rollenschlepphebels von 0,024 mm bei einer aufgebracht Last von 1.740 N.

U max. = 0,024 mm

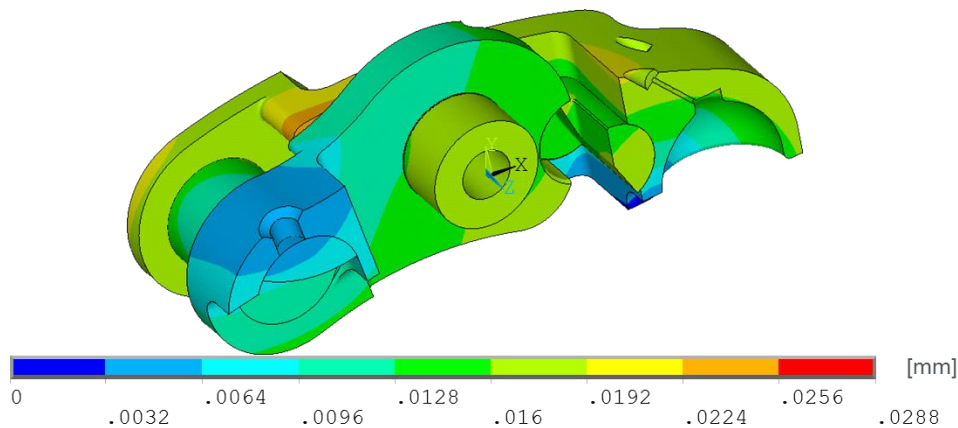


Abbildung 17: Verformung [U Summe]

Im Folgenden werden die aus den Deformationen hervorgehenden Spannungen der Bauteile aufgezeigt. Abbildung 18 zeigt den Außenhebel mit einer maximalen Vergleichsspannung von 255 N/mm².

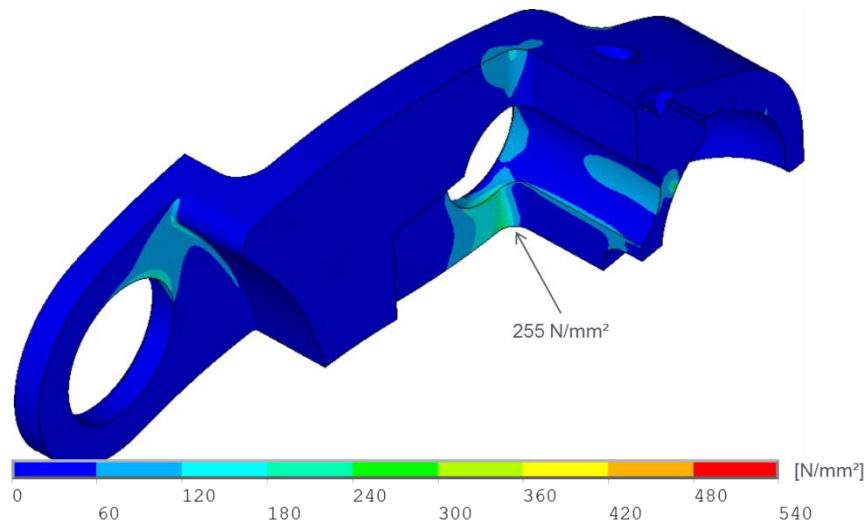


Abbildung 18: Spannungsverteilung auf dem Außenhebel

Die Abbildung 19 zeigt zwei Varianten des Innenhebels und die Verteilung der Spannungen. Die Kantenbelastung zwischen dem Innenhebel und der Klinkenachse ergibt sich zu 874 N/mm² bei Variante 1 und 710 N/mm² bei Variante 2. Aufgrund der etwas geringeren Spannungen wurde die Variante 2 zur Fertigung ausgewählt. Insgesamt ist die maximale Spannung von 710 N/mm² als unkritisch zu werten, da der gewählte Werkstoff 42CrMo4 eine maximale Hertz'sche Pressung von 1.500 N/mm² ertragen kann.

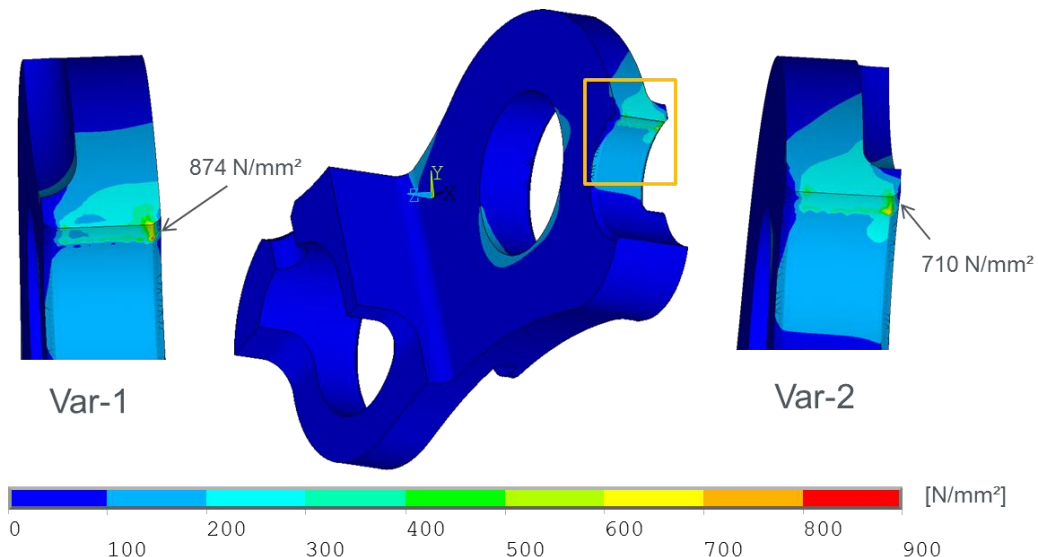


Abbildung 19: Von-Mises-Spannung auf dem Innenhebel

Das Gegenstück des Innenhebels, die Klinkenachse, weist noch etwas höhere Spannungen von 1.200 N/mm² auf (s. Abbildung 20). Auch hier gilt der Grenzwert von 1.500 N/mm², von daher ist auch diese Belastung unkritisch. Durch einen Radius statt einer Fase an der Auflagekante könnten die Spannungen noch weiter reduziert werden. Aus Fertigungssicht ist ein Radius jedoch nur schwer umzusetzen.

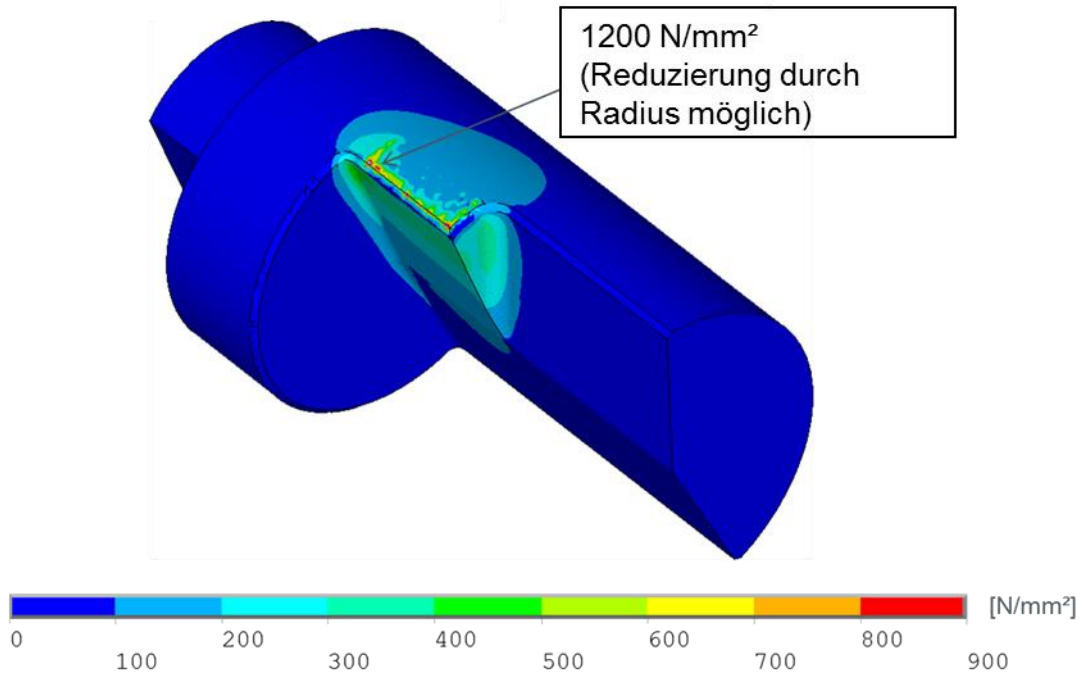


Abbildung 20: Vergleichsspannung der Klinke

Die Strukturanalyse des schaltbaren Rollenschlepphebels zeigt keine Auffälligkeiten oder kritische Stellen und konnte für die Fertigung freigegeben werden.

3.3. Aktuatorenentwicklung und -konstruktion

Innerhalb dieses Kapitels wird die Entwicklung des Aktuators dargestellt. Zur Bewertung der Konstruktion werden elektromagnetische Berechnungen mit der Methode der Finiten Elemente durchgeführt. Das Ziel besteht darin, einen möglichst homogenen Fluss der Magnetfeldlinien und eine ausreichend große Magnetkraft am Anker zu erreichen.

Aufbauend auf der konzeptionellen Entwicklung und unter Berücksichtigung der Randbedingungen ist eine erste Version des Aktuators erstellt worden. Da es sich bei dieser Baugruppe um ein nahezu rotationssymmetrisches Element handelt, kann die Konstruktion auf die 2D-Ebene reduziert werden. Diese Art der Gestaltung hat den großen Vorteil, dass die Konstruktion innerhalb der Finite-Elemente-Software durchgeführt werden kann. So können für jede konstruktive Änderung direkt die Auswirkungen auf das elektromagnetische Feld überprüft werden.

Abbildung 21 zeigt die erste Version in der rotationssymmetrischen 2D-Darstellung. Die Hauptabmessungen betragen in axialer Richtung $L = 22 \text{ mm}$ und in radialer Richtung (Durchmesser D) 12 mm . Zudem sind in der Abbildung die Benennungen der einzelnen Bauteile aufgelistet. Die Luft muss für die Magnetfeldberechnung mit abgebildet werden, um den Verlauf der Feldlinien darstellen zu können und die Berechnung der Magnetkraft zu ermöglichen.

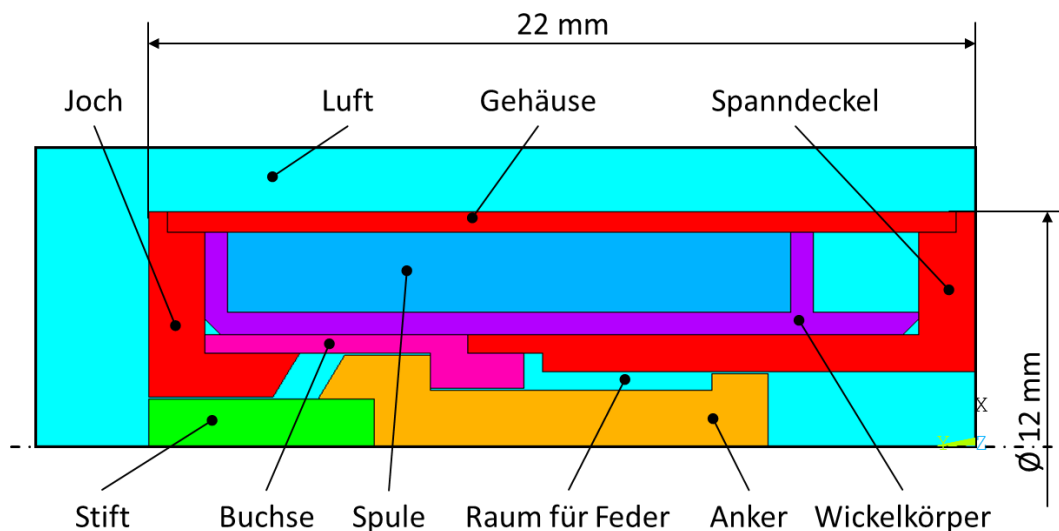


Abbildung 21: 2D-Rotationsmodell des ortsfesten Aktuators – Version V001

3.3.1. Grundlagen der elektromagnetischen Berechnung

Das Grundprinzip des Aktuators besteht darin, aufgrund der Aktivierung des elektrischen Stromflusses in positiver y -Richtung auszufahren. Die Rückstellbewegung wird durch eine Feder realisiert. Demnach findet innerhalb des Aktuators eine Energieumwandlung statt: Durch den elektrischen Stromfluss baut sich ein Magnetfeld auf, das im Bereich zwischen Joch und Anker zu einer Magnetkraft führt, sodass eine Ankerbewegung hervorgerufen wird. Die Grundkomponenten sind dabei der bewegliche Anker, der Arbeitsluftspalt, in dem sich die Magnetkraft aufbaut, die Erregerspule sowie der Stator. Wichtige elektromagnetische Kenngrößen sind die magnetische Feldstärke H und die magnetische Flussdichte B . B und H sind proportional zueinander. Die

Proportionalitätskonstante ist die Permeabilität μ , die sich ihrerseits gemäß (Gl. 2) als Produkt der Induktionskonstanten μ_0 und der relativen Permeabilität μ_r berechnen lässt.

$$B = \mu \cdot H \tag{Gl. 1}$$

$$\mu = \mu_0 \cdot \mu_r \tag{Gl. 2}$$

- mit:
- B magnetische Flussdichte in Tesla (T)
 - μ Permeabilität in Vs/A/m
 - H magnetische Feldstärke H in A/m
 - μ_0 Induktionskonstante: $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Vs/A/m
 - μ_r relative Permeabilität

Die relative Permeabilität ist werkstoffabhängig. Nicht leitende Stoffe oder das Vakuum haben eine relative Permeabilität von 1. Für die praktische Anwendung sind ferromagnetische Werkstoffe relevant. Hier gilt $\mu_r \gg 1$.

3.3.2. Werkstoffauswahl

Gemäß den Beschreibungen im vorangegangenen Kapitel ist zur Realisierung eines magnetischen Flusses die Werkstoffauswahl sehr wichtig. Das Gehäuse, der Spanndeckel, der Anker und das Joch sind die Bauteile, in denen sich ein magnetisches Feld aufbauen soll. Der Werkstoff X12Cr13 (1.4006) verfügt für den vorliegenden Anwendungsfall über gute Eigenschaften. Neben einer sehr guten Schweißbarkeit und seinen guten mechanischen Eigenschaften ist er aufgrund seiner ferromagnetischen Güte magnetisierbar [DEW-07]. Die nachfolgende Tabelle zeigt die Eigenschaften von X12Cr13 auf.

Eigenschaft	Zeichen	Einheit	Wert
Dichte	ρ	kg/dm ³	7,70
Zugfestigkeit	R_m	N/mm ²	650 – 850
Streckgrenze	R_p	N/mm ²	450
Bruchdehnung	A_5	%	15
Elektrischer Widerstand	ρ_{el}	Ω mm ² /m	0,60
Maximale relative Permeabilität	$\mu_{r,max}$	1	624

Tabelle 10: Physikalische und mechanische Eigenschaften von X12Cr13 [DEW-07]

Für die praktische Anwendung ist insbesondere das Verhältnis der Flussdichte B zur Feldstärke H – die sogenannte BH-Kennlinie – von Interesse. Abbildung 22 zeigt die BH-Kennlinie für X12Cr13. Gut ersichtlich ist der asymptotische Verlauf, nach dem eine Steigerung der Feldstärke nicht mehr zu einer weiteren Anhebung der Flussdichte führt.

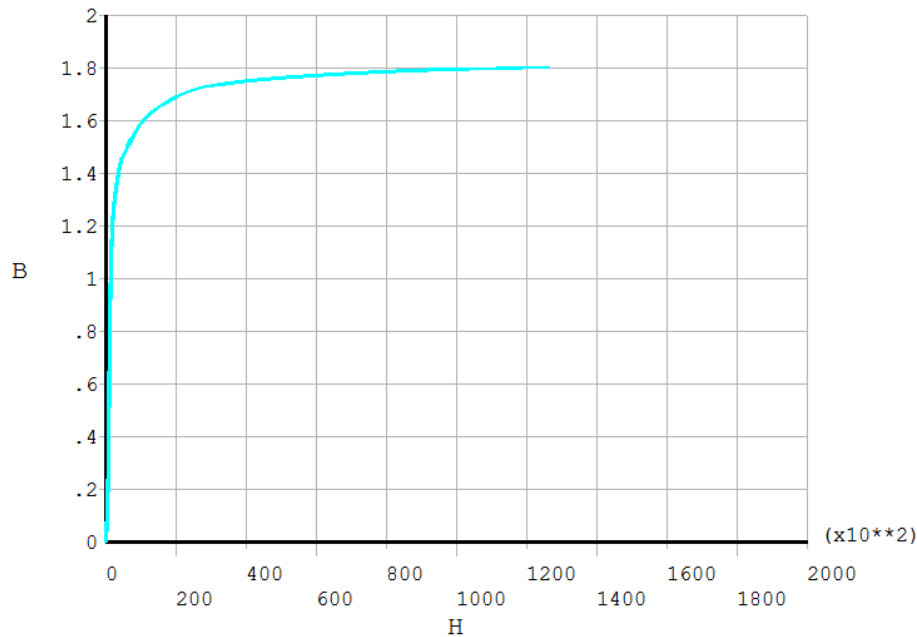


Abbildung 22: BH-Kennlinie für den Werkstoff X12Cr13 [B in T und H in Vs/m²]

Löst man (Gl. 2) nach μ_r auf und setzt für μ das Verhältnis von B/H ein, lässt sich aus der BH-Kennlinie unter Berücksichtigung der Induktionskonstanten die relative Permeabilität in Abhängigkeit des Verlaufes $B = f(H)$ ermitteln. Im Maximum liegt diese bei $\mu_{r,max} = 624$ und ist damit klar im ferromagnetischen Bereich.

Um einen magnetischen Kurzschluss zu vermeiden, müssen der Stift und die Buchse aus nichtmagnetischen Werkstoffen gefertigt werden. Für die Buchse bietet sich der Werkstoff Messing an. Messing hat eine magnetische Permeabilität von 0,99997 - 1,06 [DKI-07] und ist demnach nah am Vakuum. Messing kann als nichtleitend betrachtet werden. Aufgrund der mechanischen Belastung des Stiftes wird der austenitische Stahl X15CrNiSi25-21 (1.4841) gewählt. Auch hier ist die Magnetisierbarkeit gemäß [DEW-09] nicht vorhanden. Ein weiterer Vorteil ist seine hohe Temperaturfestigkeit. Der Wickelkörper wird aus dem Kunststoff PPS-SP (Murdotec SP) hergestellt. Die Spule besteht aus Kupfer.

3.3.3. Elementwahl und äußere Last

Vor Beginn der FEM-Berechnung müssen im Preprocessing die Materialeigenschaften festgelegt, die äußeren Lasten ermittelt und der für die Berechnung zutreffende FEM-Elementtyp bestimmt werden. Zur Abbildung des ortsfesten Aktuators als 2D-Rotationsobjekt wird der Elementtyp PLANE53 gewählt. Das Element definiert sich über 8 Knoten und eignet sich aufgrund der elektromagnetischen Freiheitsgrade „Spannung“, „Stromstärke“, „magnetisches Vektorpotenzial“ und „elektromotorische Kraft“ gut für den vorliegenden Anwendungsfall. Durch Aktivierung der Option „achsensymmetrisches Verhalten“ erkennt die FEM-Software, dass es sich um ein 2D-Rotationsproblem handelt, wobei die y-Achse die Rotationsachse vorgibt. Zur Sicherstellung einer hohen Ergebnisgüte wird die Netzdichte zu 0,1 mm gewählt. So kann auch der Luftspalt mit ausreichender Genauigkeit abgebildet werden. Abbildung 23 zeigt die Geometrie des gewählten Elementtyps. Je nach Topologie kann PLANE53 auch als Dreieckselement verwendet werden, wobei dann drei Knoten zusammenfallen.

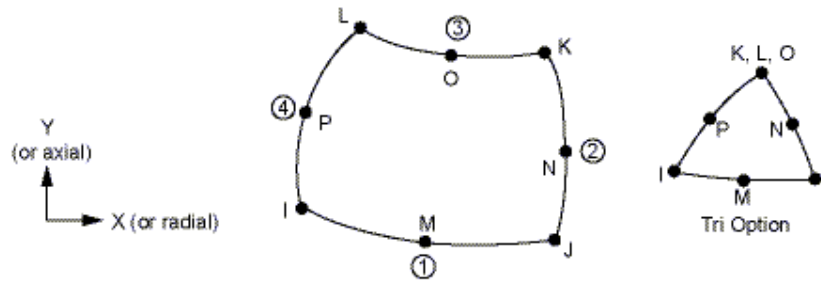


Abbildung 23: Geometrie des Elementtyps PLANE53 [ANS-10]

Um eine hohe Variabilität in der Analyse der elektromagnetischen Eigenschaften des Aktuators zu gewährleisten, wird die gesamte Struktur als 2D-Rotationsobjekt innerhalb der FEM-Software parametrisiert. Besonders wichtige Parameter sind der Polflächenwinkel φ und die Position des Ankers y_0 . Mittels Variation der Ankerposition kann der Hub simuliert werden (siehe Abbildung 24). Für verschiedene Hubpositionen wird in stationären Berechnungen die Magnetkraft am Luftspalt zwischen Anker und Joch quantifiziert. Besonderes Augenmerk ist auf den sogenannten Fernwirkungsbereich zu legen, das heißt, dass der maximale Abstand zwischen Anker und Joch eingestellt ist (Nullhub). Im Fernwirkungsbereich ist mit den geringsten Magnetkräften zu rechnen. Die Magnetkraft sollte als Zielwert im Fernwirkungsbereich 3,0 N nicht unterschreiten.

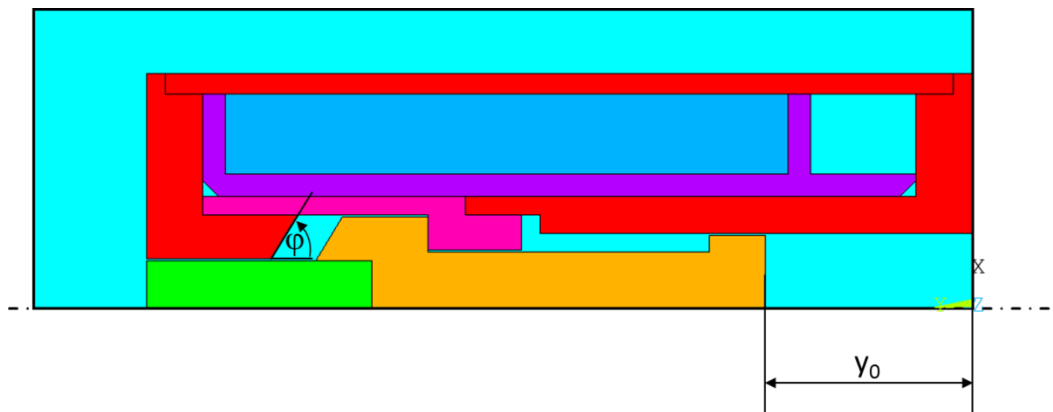


Abbildung 24: FEM-Berechnungsversion V001: Haupt-Variationsparameter φ und y_0

Als äußere Last wird die Durchflutung der Spule Θ aufgebracht, die sich nach (Gl. 3) berechnet. Sie baut das magnetische Feld auf und erzeugt den magnetischen Fluss. Je nach Größe des Wickelfensters muss dieser Wert in iterativer Weise mit der Konstruktion und der FEM-Berechnung angepasst werden. In der Version V001 ergibt sich mit $n = 480$ Windungen und $I = 1,6$ A zunächst ein Wert von 768 A.

$$\Theta = I \cdot n \tag{Gl. 3}$$

- mit Θ Durchflutung der Spule in A
 I Spulenstrom in A
 n Windungszahl

3.3.4. Versionshistorie und FEM-Berechnungsergebnisse

Ausgehend vom Zielwert der minimalen Magnetkraft ($F_{M,\min} = 3,0 \text{ N}$) werden nachfolgend die Ergebnisse der einzelnen Berechnungen kurz dargestellt. Die prinzipielle Vorgehensweise ist Abbildung 25 zu entnehmen. Demnach werden innerhalb der FEM sowohl der Polflächenwinkel als auch der Polflächenabstand (Hub) variiert, um in Abhängigkeit des Abstandes ein Optimum der Gestaltung der Winkelfläche zu erhalten. Eine Analyse der Magnetkräfte in beiden Positionen führt nach Anpassung der Konstruktion zu überarbeiteten Randbedingungen, sodass eine erneute Berechnung notwendig ist.

Nachfolgend können nicht alle Ergebnisse schriftlich festgehalten werden. Tabelle 11 zeigt daher in komprimierter Form die Ergebnisse der Variantenanalyse von V001 bis V011. Wichtige Zwischenergebnisse und Erkenntnisse sind nachstehend dokumentiert.

Version	Änderung gegenüber Vorgängerversion	ØD in mm	L in mm	Θ in A	F _{M,min} in N
V001	Basis	12,5	22,0	768	1,6
V002a	Einkürzung des Spanndeckels im Bereich der Buchse	12,5	22,0	768	1,4
V002b	weiteres Einkürzen des Spanndeckels im Bereich der Buchse	12,5	22,0	768	1,3
V003	Anpassung der elektromagnetischen Randbedingungen	12,5	22,0	847	1,7
V004	Vergrößerung des Luftbereiches im Bereich zwischen Wickelkörper und Spannbuchse zur besseren Anbringung der Verkabelung	12,5	23,2	847	1,7
V005a	Vergrößerung des Ankerdurchmessers	12,5	23,2	847	2,7
V005b	radiale Vergrößerung des gesamten Ankers	13,2	23,2	847	3,0
V006	Anpassung der elektromagnetischen Randbedingungen	13,2	23,2	832	2,9
V007	Umkonstruktion Aktuator: Anordnungswechsel der Feder zwecks Vereinfachung der Konstruktion	12,5	23,2	847	2,9
V008 ¹	/	/	/	/	/
V009a	weitere Vergrößerung Ankerdurchmesser	12,5	23,2	847	3,0
V009b	axiale Einkürzung Anker (Massenreduktion)	12,5	23,2	847	2,9
V009c	Ausdehnung der Messingbuchse unter dem Ankerkopf	12,5	23,2	847	2,8
V010	Anpassung der Konstruktion auf Grundlage der Berechnungsergebnisse	12,5	23,2	847	3,0
V011	Auswahl einer passenden Feder und Anpassung der Konstruktion und Berechnung	13,5	24,2	900	3,4

Tabelle 11: Versionshistorie der FEM-Aktuator-Berechnungen

¹ Keine Berechnungsergebnisse für V008

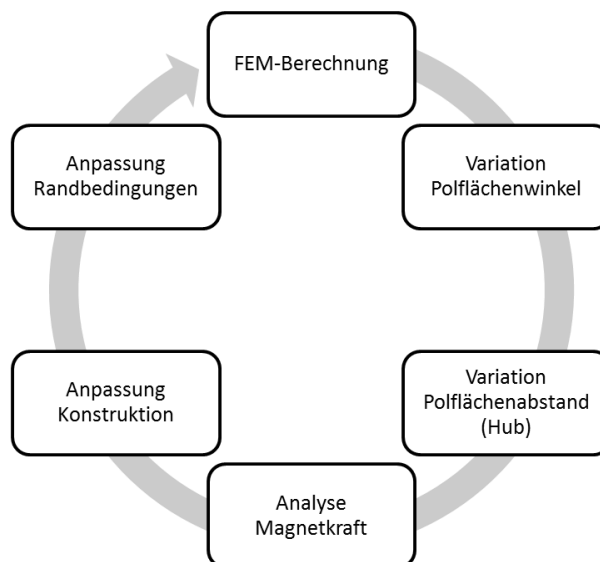


Abbildung 25: Prinzipielle Vorgehensweise bei der Variantenanalyse

Die Version V001 stellt die Basis für alle nachfolgenden Berechnungen dar. Auf dieser Grundlage können Verbesserungen angestrebt und Konstruktionsänderungen analysiert werden. Mit den in Tabelle 11 aufgeführten Randbedingungen werden erste Berechnungen durchgeführt. Im Fernwirkungsbereich stellt sich eine Magnetkraft von 1,6 N ein, im Nahwirkungsbereich sind es etwa 7,8 N. Abbildung 26 zeigt für beide Ankerpositionen bei einem Polflächenwinkel von $\varphi = 60^\circ$ die Ergebnisse der magnetischen Flussdichte B und den Verlauf der Magnetfeldlinien.

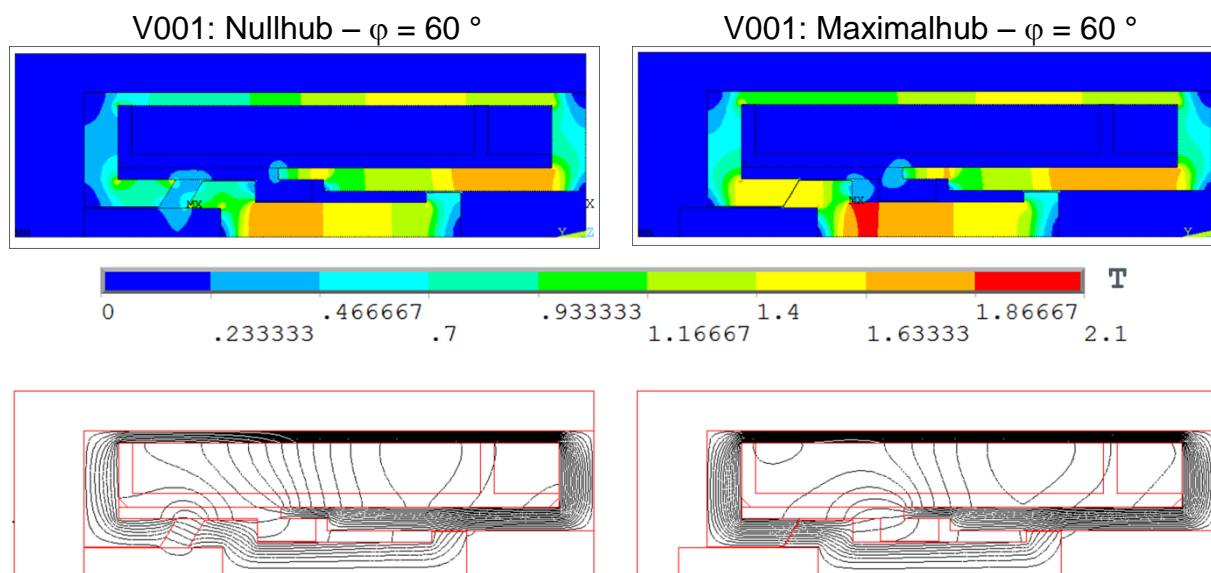


Abbildung 26: Ergebnisse der FEM-Berechnung V001 – magnetische Flussdichte B in T und Magnetfeldlinien bei Nullhub und Maximalhub

Gut ersichtlich ist in der Maximalhub-Stellung die erhöhte Flussdichte im Bereich des Ankers. In Gebieten erhöhter Flussdichte kann durch Materialverstärkung die Flussdichte reduziert werden, sodass der Werkstoff nicht in Sättigung gerät. Eine Folge der Sättigung ist das Überspringen der Magnetfeldlinien. Dieses Phänomen ist der Abbildung ebenfalls zu entnehmen. Die Variation der Ankerposition in Abhängigkeit des Polflächenwinkels entsprechend Abbildung 27 zeigt, dass sich mit $\varphi = 60^\circ$ ein guter

Kompromiss zwischen Fern- und Nahwirkungsbereich hinsichtlich der Magnetkraft einstellt. Mit $F_{M,min} = 1,6 \text{ N}$ wird hier jedoch die Zielgröße von 3,0 N klar unterschritten, wodurch weitere Modifikationen vorzunehmen sind.

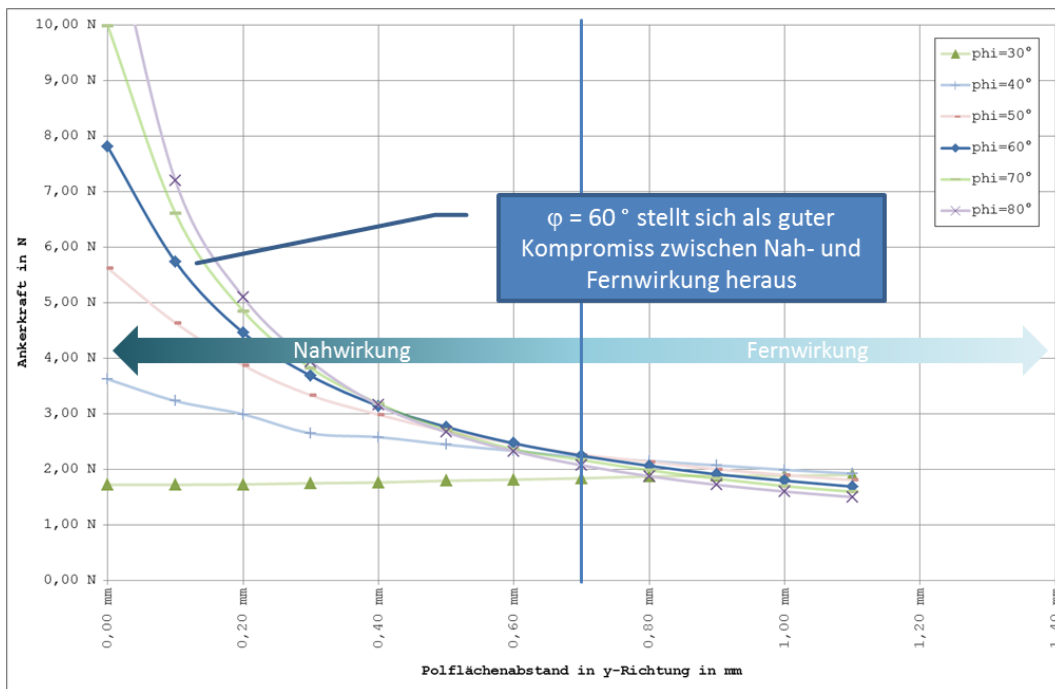


Abbildung 27: Ergebnisse der FEM-Berechnung V001: Magnetkraft am Anker in Abhängigkeit der Ankerposition y_0 und dem Polflächenwinkel φ

Besonders positiv verläuft die radiale Ausdehnung des Ankers bzw. des gesamten Aktuators in den Versionen V005 bis V006. Nach Anpassung der elektromagnetischen Randbedingungen stellt sich eine Magnetkraft im Fernwirkungsbereich von 2,9 N ein.

Version V007 beinhaltet eine vollständige Umkonstruktion. Durch einen Anordnungswechsel der Feder gemäß Abbildung 28 lassen sich kompaktere Abmessungen des Ankers realisieren, sodass die träge Masse reduziert werden kann.

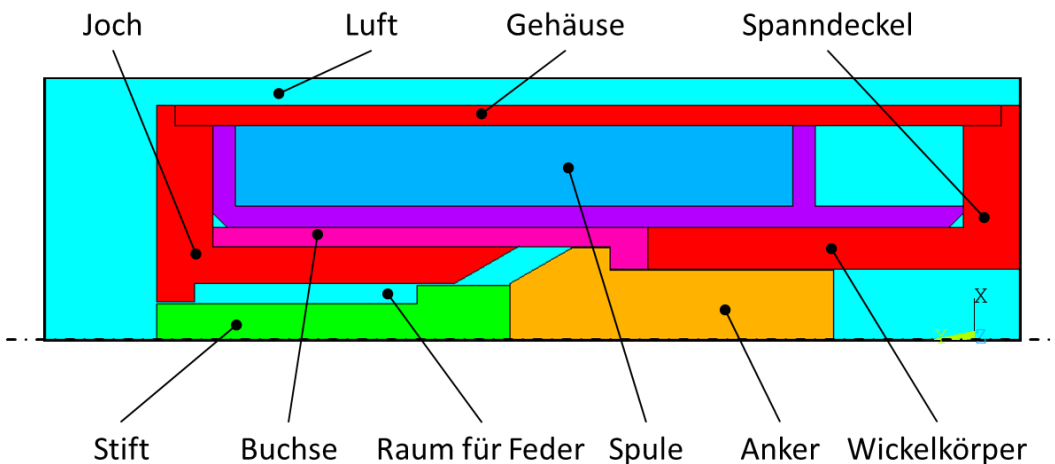


Abbildung 28: 2D-Rotationsmodell des ortsfesten Aktuators – Version V007

Eine erneute Berechnung führt jedoch zunächst nicht zu einer Erhöhung der Magnetkraft. Daher führt in den Versionen V008 bis V010 neben der axialen Verkürzung des

Ankers zur Massenreduktion und der Anpassung der Messingbuchse unterhalb des Ankerkopfes, vor allem die Durchmesserergrößerung des Ankers zu einer Steigerung der Magnetkraft und zu einer Minimierung der magnetischen Sättigung. Mit 3,0 N wird in V010 der Zielwert erreicht.

Weiterhin gilt es noch, eine für den Aktuator passende Feder zu bestimmen. Diese muss neben den korrekten Steifigkeitseigenschaften auch in den Bauraum zwischen Joch und Stift passen. Die Firma Gutekunst hat eine Feder im Programm, die alle Bedingungen erfüllt, sodass mit nur geringen konstruktiven Änderungen in der Version V011 positive Ergebnisse erzielt wurden. Zudem ist die Federkennlinie mit einer Federhärte von $c = 1,068 \text{ N/mm}$ relativ flach, sodass in jeder Hubposition die Magnetkraft größer als die Federkraft ist. Eine Zusammenfassung der finalen Simulationsergebnisse und eine Auflistung der wichtigsten Ergebnisse zeigt das folgende Kapitel.

3.3.5. Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

Abbildung 29 zeigt die magnetische Flussdichte B und den Verlauf der Magnetfeldlinien in der Zielvariante V011 jeweils für Nullhub und Maximalhub bei einem Polflächenwinkel von 60° . Der Verlauf der Feldlinien ist homogen. Eine erhöhte Feldliniendichte liegt nicht vor.

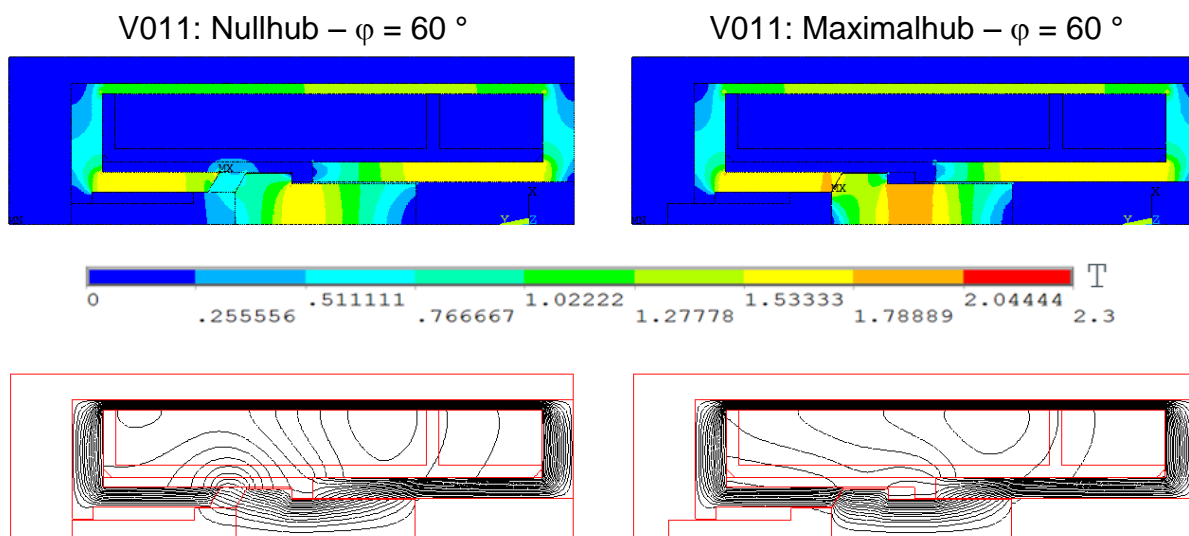


Abbildung 29: Ergebnisse der FEM-Berechnung V011 – magnetische Flussdichte B in T und Magnetfeldlinien bei Nullhub und Maximalhub

Auch der Verlauf der Magnetkraft in Abhängigkeit des Polflächenwinkels und der Ankerposition kann als positiv bewertet werden. Mit einem Winkel von 60° wird der beste Kompromiss zwischen einer hohen Kraft im Fernwirkungsbereich und einer ausreichend hohen Kraft im Nahwirkungsbereich erreicht. Durch die in Abbildung 30 zusätzlich eingezeichnete Federkennlinie wird deutlich, dass der Magnet zu jederzeit eine höhere Kraft entwickelt, als von der Feder in gleicher Position erzeugt wird.

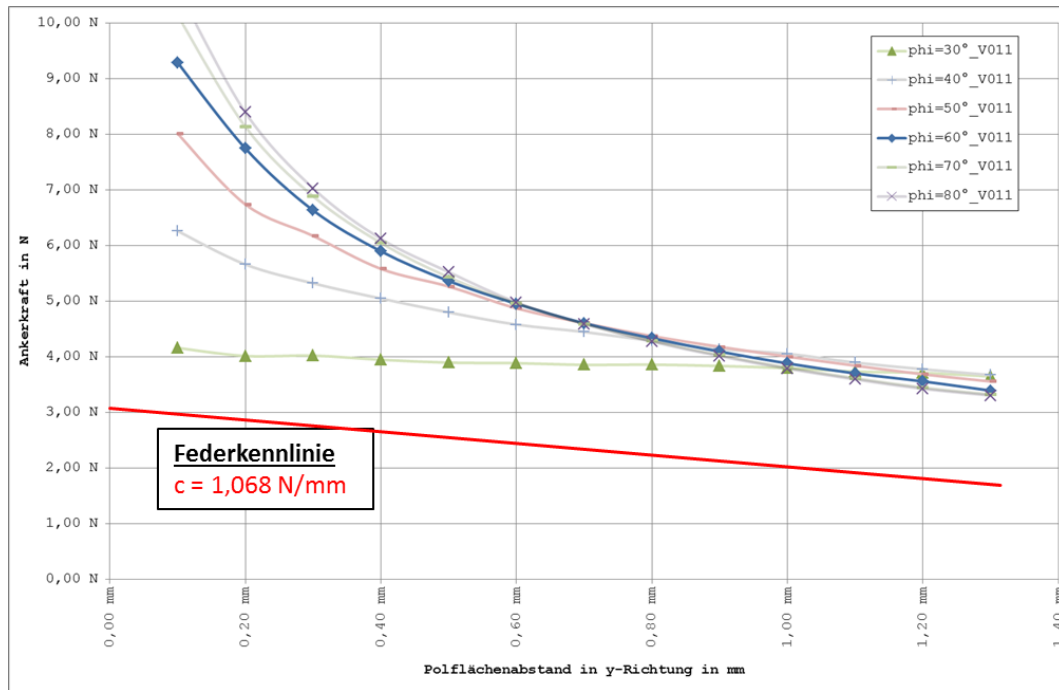


Abbildung 30: Ergebnisse der FEM-Berechnung V011: Magnetkraft am Anker in Abhängigkeit der Ankerposition y_0 und dem Polflächenwinkel ϕ

Aufbauend auf den Simulationsergebnissen wird im nächsten Schritt die Konstruktion des Aktuators innerhalb der CAD-Umgebung (Pro-Engineer) realisiert und das Steuerungssystem definiert.

3.4. Elektronik und Steuerung

Im Rahmen des Förderprojektes wurde eine Steuerung zur Ansteuerung der Aktuatoren entworfen, hergestellt und getestet. Hierbei konnte auf Erfahrungen mit einem Funktionsprototypen aus einem vorherigen Projekt zurückgegriffen werden. Aufgrund der geänderten elektrischen Eigenschaften des Aktuators waren Weiterentwicklungen und Anpassungen erforderlich. Des Weiteren müssen von der Steuerung die folgenden neuen Randbedingungen erfüllt werden:

- Höhere Strombelastbarkeit
- Diagnosefähigkeit
- Möglichkeit zur Drehzahlerfassung für Stand-alone-Betrieb
- Kompaktere Bauform
- CAN (Controller-Area-Network)-Kommunikation

Der erste Schritt galt der Auswahl geeigneter Bausteine für die Endstufen und den dazugehörigen Diagnose-/Strom-Messstellen. Daher wurden die elektrischen Anforderungen an die Steuerung detailliert und den Systemen Endstufe und Strommessung zugeordnet (siehe Tabelle 12).

Endstufe	Strommessung
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Highside Switch ▪ Mindestens 3A pro Kanal ▪ Strombegrenzung ▪ Temperaturabschaltung ▪ Kurzschluss fest ▪ Kompakte Bauform ▪ Verfügbarkeit ▪ Preis 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Mindestens 25A ▪ Kompakte Bauform ▪ Isoliert ▪ Analog-Ausgang ▪ Verfügbarkeit ▪ Preis

Tabelle 12: Anforderungen an die Endstufe und den Strommessungs-Baustein

Nach einer Recherche und Bewertung der potenziellen Bauteile fiel die Wahl auf:

- Infineon Profet[®] ITS5215L als Endstufe
- Allegro[®] ACS712 für die Strommessung

Die weiteren Bauteile der Steuerung (Hauptprozessor, Ram-Speicher, Stecker etc.) wurden bereits mehrfach bei Meta eingesetzt und sind bekannte Komponenten.

Um alle benötigten Komponenten zusammen in einem Steuergerät einsetzen zu können, musste eine neue Basisplatine entwickelt werden. Hierbei konnte auf bereits bestehende Strukturen (Meta MFI – Multi-Funktions Interface) zurückgegriffen werden, sodass lediglich der anwendungsspezifische Teil der Steuerung (Leistungselektronik, Strommessung, Diagnose) neu entwickelt werden musste.

Hierfür wurde im ersten Schritt eine kleine Zusatzplatine gefertigt, auf der eine Endstufe und ein Baustein zur Strommessung Platz fanden. Anhand dieser Zusatzplatine konnten erste Erfahrungen mit den neuen Bausteinen gewonnen werden, die anschließend sowohl bei der Erstellung des Platinen-Layouts für die Steuerung als auch bei der Programmierung des Steuergerätes von großem Vorteil waren.

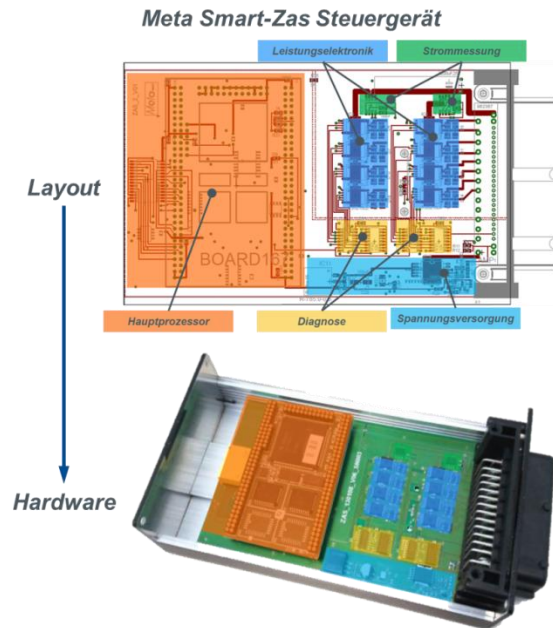


Abbildung 31: Übersicht Meta Smart-Zas-Steuergerät

3.4.1. Ansteuerung der Aktuatoren

Das Steuergerät stellt für die Ansteuerung der Aktuatoren ein sogenanntes „Peak/Hold“-Signal zur Verfügung (siehe Abbildung 32). Diese Art der Ansteuerung erlaubt es, den Anker über einen hohen Strom mit geringen Verzögerungszeiten zu bewegen. Des Weiteren sorgt in der Halte-Phase ein geringerer Strom für eine Energieersparnis von ca. 85 % gegenüber einer reinen ON/OFF-Steuerung. Die Verringerung des Stroms wird durch eine Puls-Weiten-Modulation (PWM) des Ansteuersignals erreicht. Charakteristische Parameter des PWM-Signals sind das Tastverhältnis (TV), das angibt, in welchem Verhältnis die Einschaltzeit (t_{ON}) zur Ausschaltzeit (t_{OFF}) des Ansteuersignals steht, sowie die Frequenz ($f = 1/T$) des Signals. Die Bedienung der Parameter erfolgt parallel zum Testen der Aktuatoren. Durch die Absenkung des Stromes wird zusätzlich das Magnetfeld geschwächt, was zu kürzeren Verzögerungszeiten beim Ausschalten des Aktuators führt.

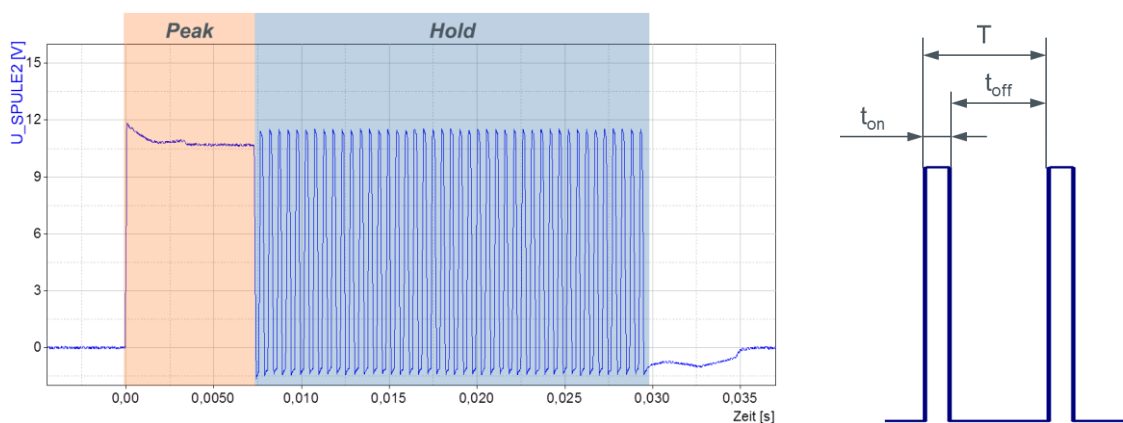


Abbildung 32: Ansteuersignal der Aktuatoren (links) und PWM-Signal (rechts)

3.4.2. Drehzahlerkennung

Zur Erkennung einer Drehzahl, verfügt die Steuerung über folgende Eingänge:

- einen Nockenwellensensor
- einen Kurbelwellensensor
- einen Dreh-Impulsgeber

Die Eingänge für den Nockenwellensensor und den Kurbelwellensensor benötigt die Steuerung, da die Schaltfenster für die Aktuatoren fest an die Geometrien der Nockenwelle gebunden sind. Um das Schaltfenster mit der Ansteuerung treffen zu können, müssen Informationen über die Motordrehzahl und den Motorzyklus (Verdichten/Zünden oder Ansaugen/Ausstoßen) in der Steuerung vorliegen. Die Möglichkeit, die hierzu notwendigen Sensoren (Kurbel- und Nockenwellensensor) direkt an der Steuerung anzuschließen, macht diese zu einem eigenständigen Steuergerät. Lediglich die Strategie, wann ein Zylinder deaktiviert sein soll oder nicht, muss per CAN von einer übergeordneten Steuerung vorgegeben werden.

Für den Einsatz der Steuerung an dem Ein-Komponenten-Prüfstand wurde zudem die Möglichkeit der Drehzahlerfassung, beziehungsweise Winkellagenerfassung, über einen inkrementellen Dreh-Impulsgeber (siehe Abbildung 33) vorgesehen. Diese Option ist notwendig, da am Ein-Komponenten-Prüfstand die Signale für Kurbelwelle und Nockenwelle fehlen.

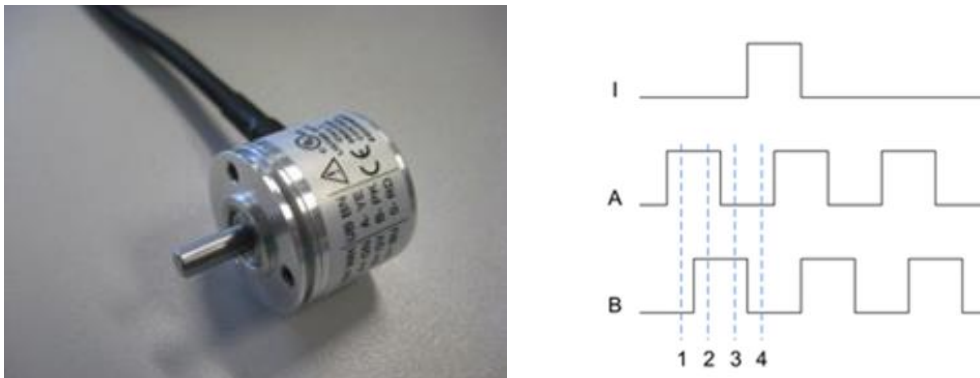


Abbildung 33: Dreh-Impulsgeber (links) und Signalverlauf (rechts)

Der Dreh-Impulsgeber liefert drei Ausgangssignale. Diese werden in der Steuerung benutzt, um sowohl die Drehrichtung und die exakte Drehzahl zu detektieren (siehe Abbildung 33, Spur A und Spur B) als auch, um ganze Umdrehungen zählen zu können (siehe Abbildung 33, Referenzspur I). Die maximale Auflösung dieses Sensors beträgt 1° Nockenwelle, was auf die Kurbelwelle bezogen einer Genauigkeit von 2° entspricht. Bei einer Motordrehzahl von 5.200 rpm entsprechen $\pm 2^\circ$ ca. $\pm 0,064$ ms. Aus vorherigen Projekten mit vergleichbaren elektrischen Aktuatoren sind Schwankungen in der Schaltzeit von ca. 0,1 ms bekannt. Die Auflösung des Sensors ist somit ca. 2 Mal höher als die zu erwartenden Schaltzeitschwankungen, womit der Sensor gut für die Positionserfassung am Ein-Komponenten-Prüfstand geeignet ist.

3.4.3. Montage der Steuerung im Prüfstand

Um die Steuerung sicher im Prüfstand betreiben zu können, wurde ein Geräteträger (siehe Abbildung 34, links) entworfen und angefertigt. Dieser trägt neben der Steuerung eine Klemmleiste zur Spannungsversorgung sowie Relais und Sicherungen. Zudem kann die Steuerung mithilfe des Geräteträgers sicher in der Box montiert werden (siehe Abbildung 34, rechts).

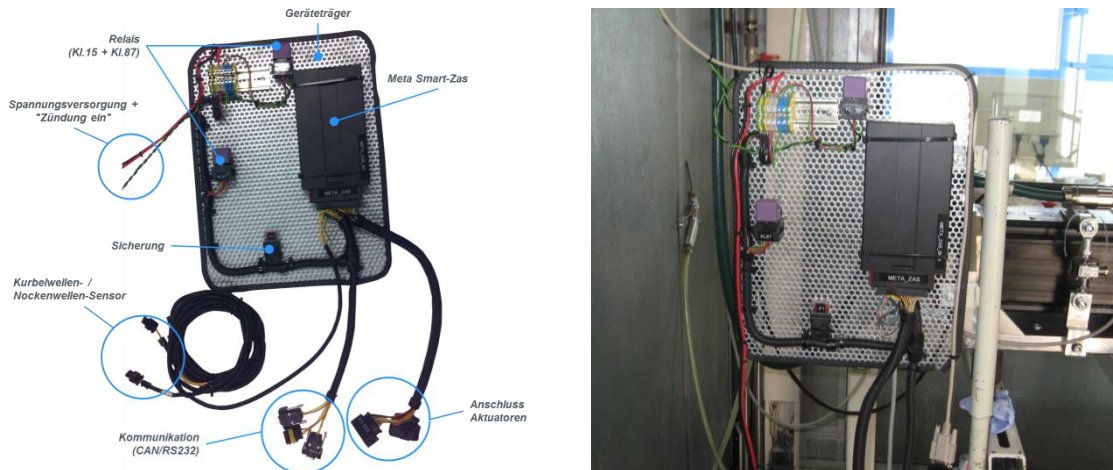


Abbildung 34: ZAS-Steuerung (links) und montiert im Prüfstand (rechts)

3.5. Fertigung und Montage

3.5.1. Fertigung des Klinkenbügels

Die Einzelteile des Klinkenbügels wurden mittels Laserschneiden aus Blechmaterial herausgetrennt und anschließend durch Laserschweißen gefügt (s. Abbildung 35). Da der Klinkenbügel hohe Anforderungen an die Positioniergenauigkeit der Einzelteile untereinander stellt, kam eine Schweißvorrichtung zum Ausrichten der Bauteile zum Einsatz.

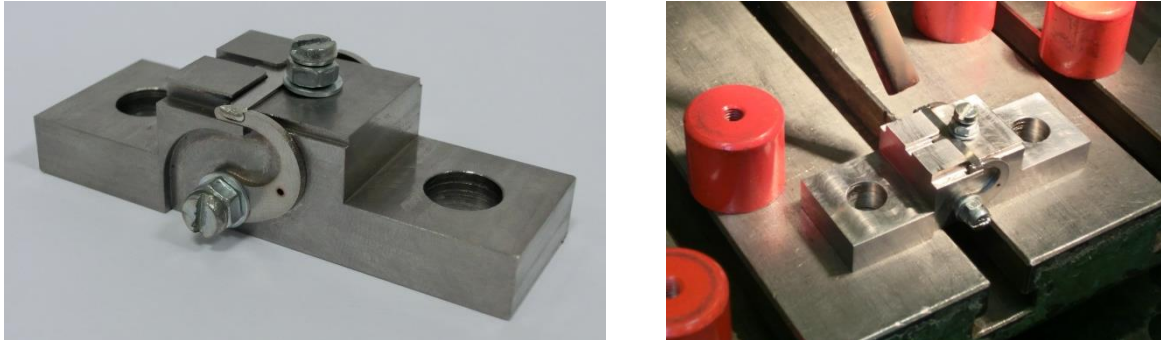


Abbildung 35: Klinken auf Schweißvorrichtung (links), Laserschweißen (rechts)

Die lasergeschnittenen Oberflächen wiesen nicht die erwartete Qualität auf (s. Abbildung 36), wodurch eine manuelle Nachbehandlung der Gleitflächen notwendig wurde. Hierdurch konnte die ausgelegte Kontur der Funktionsfläche nicht eingehalten werden, was für einen ersten Funktionstest allerdings toleriert wurde.

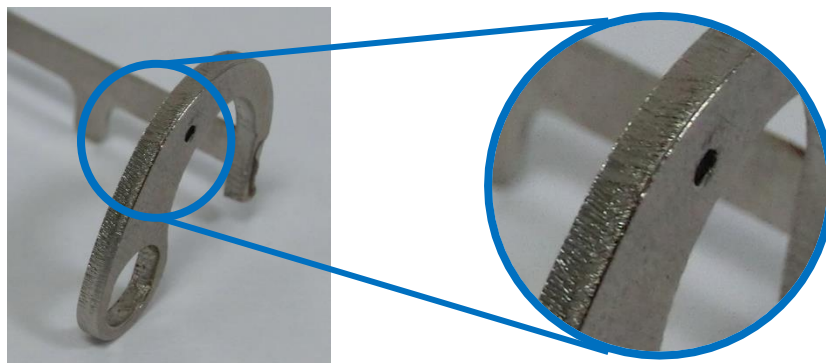


Abbildung 36: Oberfläche Klinkenbügel

Alternativ könnten die Seitenbügel für zukünftige Konstruktionen mittels Fräs- oder Erodierverfahren gefertigt werden. Gerade das Erodieren weist mit Oberflächengüten im Bereich von Rz 1,6 bzw. Ra 0,3 sowie hohen Maßtreuen gute Voraussetzungen für die Fertigung der Seitenbügel auf. Anschnitte und Stützstege können in Bereiche außerhalb der Funktionskontur gelegt werden.

Bei dem Entwurf der Klinken als Fügebaugruppe musste weiterhin die Werkstoffwahl überdacht werden. Für eine ausreichend feste Klebung stand nicht genügend Klebfläche zur Verfügung, sodass das Laserschweißen eingesetzt wurde. Aufgrund des hohen Kohlenstoffgehalts von 42CrMo4 eignet sich dieser Werkstoff jedoch nicht zum Schweißen. Um den Klinkenbügel schweißen zu können, wurde ein handelsüblicher Edelstahl in der Güte 1.4310 gewählt, da dieser zum einen eine sehr gute Schweiß-eignung aufweist und zum anderen als Blechmaterial in verschiedenen Dicken verfüg-

bar ist. Dies erleichterte eine erste Prototypenkonstruktion. Aufgrund hoher auftretender Hertz'scher Pressungen ist eine Oberflächenbehandlung des Klinkenbügels erforderlich. Mittels Plasmanitrieren können bei dem Werkstoff 1.4310 Oberflächenhärten von 900–1200 HV bei einer Tiefe von 0,1 mm erreicht werden. Konstruktive Abschätzungen haben eine maximale Hertz'sche Pressung von ca. 1.000 N/mm² in einer Tiefe von 0,08 mm ergeben, sodass durch die plasmanitrierte Oberfläche ein Versagen der Bauteile vermieden werden kann.

Eine Alternative zum thermischen Fügen mittels Laserschweißen wäre ein mechanisches Fügeverfahren, wie z. B. Bördeln. Dabei wird der Verbindungssteg in geschlitzte Seitenbügel eingesetzt und ähnlich einem Niet so verformt, dass eine kraft- und form-schlüssige Verbindung entsteht (s. Abbildung 37).



Abbildung 37: Bördel-Verbindung Klinkenbügel

3.5.2. Fertigung und Montage des Rollenschlepphebels

Für die Erprobung wurde eine Anzahl von fünf kompletten schaltbaren Rollenschlepphebeln festgelegt. Um diese für die spätere Erprobung zu erhalten, wurde von einzelnen Bauteilen eine höhere Stückzahl angefertigt. Die in Abbildung 38 aufgeführten Bauteile wurden, mit Ausnahme der Federn, in der hausinternen Fertigung mit 3D-Fräsprogrammen und CNC-Drehmaschinen hergestellt.

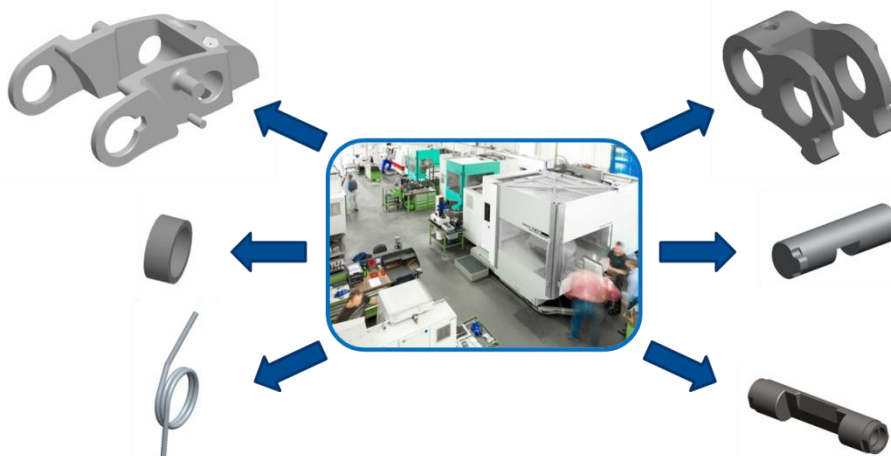


Abbildung 38: Bauteile aus der hausinternen Fertigung

Nach der Fertigung erfolgt eine 100%-Qualitätskontrolle, eventuelle Nacharbeit und die Freigabe für die Montage.

Die folgende Abbildung 39 zeigt einen kompletten Bauteilsatz, ohne Aktuator, vor der Montage.

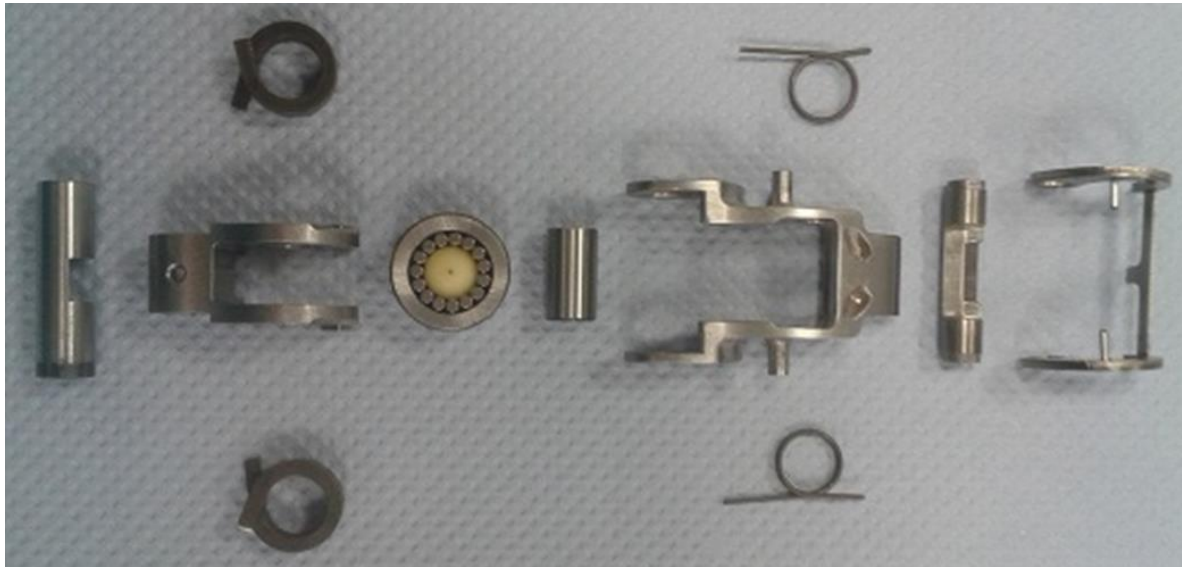


Abbildung 39: Bauteile eines schaltbaren Rollenschlepphebels

Abbildung 40 illustriert in einer Explosionsdarstellung die Reihenfolge des Zusammenbaus.

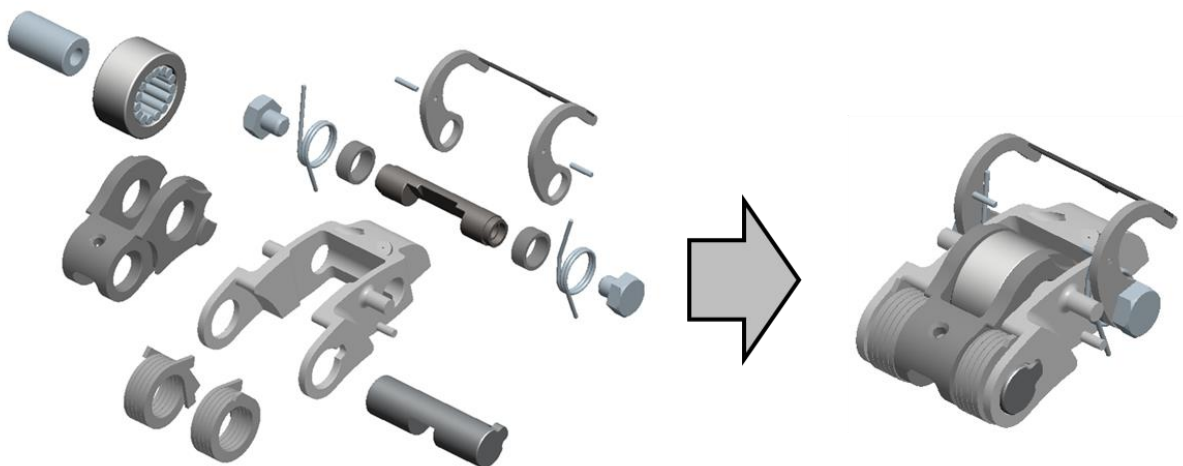


Abbildung 40: Explosionsdarstellung des schaltbaren Rollenschlepphebels

Zunächst wird die Laufrolle mit dem Bolzen in den Innenhebel montiert. Im zweiten Schritt wird der Innenhebel mit den Innenhebel-Federn und der Ventilachse in den Außenhebel eingesetzt. Um die Klinkenachse einbauen zu können, müssen nun die Innenhebel-Federn mitsamt dem Innenhebel vorgespannt werden. Zum Schluss erfolgt die axiale Sicherung der Klinkenachse mit Passhülsen, der Klinkenfeder und den Schrauben. Die Schrauben sind nur als lösbare Verbindung für den Entwicklungsprozess vorgesehen. Bei einem gesicherten Prozess werden diese durch eine deutlich kompaktere Pressverbindung ersetzt.

3.5.3. Montage der Aktuatoren

Vorbereitung der Spulen

Da eine defekte oder falsch gefertigte Spule zu einem Totalausfall des Aktuators führt, müssen diese vor der Montage anhand der zuvor ausgelegten Zielwerte überprüft werden. Wie in Abbildung 41 zu erkennen, liegen alle Spulenwiderstände leicht unter dem ausgelegten Wert (im Mittel ~ 2,5 %), mit der Induktivität leicht über dem ausgelegten Wert (im Mittel ~4,5 %). Da ein kleinerer Widerstand und eine höhere Induktivität eher einen positiven Einfluss auf die Energie der Spule haben, können diese für den Versuch freigegeben werden.

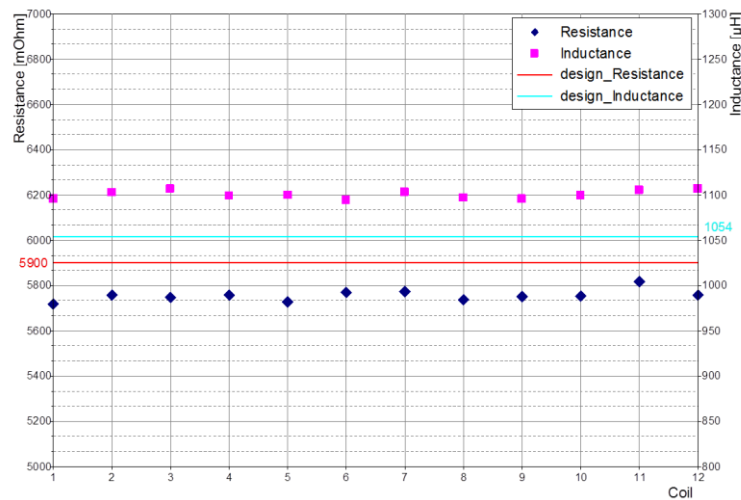


Abbildung 41: Ergebnis Eingangskontrolle

Im Anschluss an die Qualitätssicherung werden die Spulen für die weitere Verarbeitung vorbereitet. Das erste Arbeitspaket besteht in dem Anbringen des Anschlussdrahtes (Abbildung 42) und beinhaltet die folgenden Arbeitsschritte:

1. Kürzen des Spulendrahtes
2. Anlöten der Anschlussdrähte an den Spulendraht
3. Verkleben der Lötstelle mit dem Spulenkörper, um die Lötstelle zu entlasten
4. Umschlingen des Wickelkörpers mit den Anschlussdrähten und Anbringen des Schrumpfschlauches

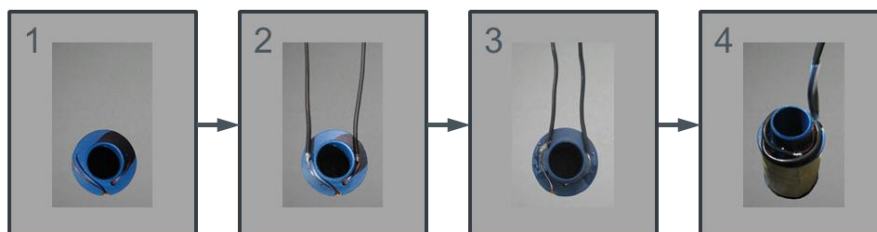


Abbildung 42: Vorbereitung der Spulen

Anschließend werden die Widerstände der einzelnen Spulen erneut geprüft, um eine korrekte Lötverbindung sicherzustellen.

Montageschritte des Aktuators

Die Montage der Aktuatoren lässt sich entsprechend Abbildung 43 in 7 Schritte unterteilen:

1. Verschweißen des Jochs im Gehäuse → externe Fertigung
2. Einkleben der Spule mit angelötetem Kabel im Gehäuse
3. Verkleben des Kabels im Gehäuse
4. Anbringen der Kontakte und des Steckers
5. Einbau von Feder, Stift, Anker, Buchse und Spanndeckel
6. Verschweißen des Spanndeckels → externe Fertigung
7. Verkleben des Kabelausgangs im Spanndeckel

Da es sich bei den Aktuatoren um Prototypen handelt, die nur in kleinen Stückzahlen hergestellt werden, erfolgt die Montage von Hand. Die einzelnen Montageschritte müssen mit großer Sorgfalt ausgeführt werden, da bereits kleine Verschmutzungen zu einem Fehlverhalten des Aktuators führen können. Insbesondere die Arbeitsschritte 2 und 3 müssen sorgfältig vorbereitet werden, da die Klebe- und Vergussstellen bei unsachgemäßer Ausführung nicht den geforderten Belastungen standhalten können.

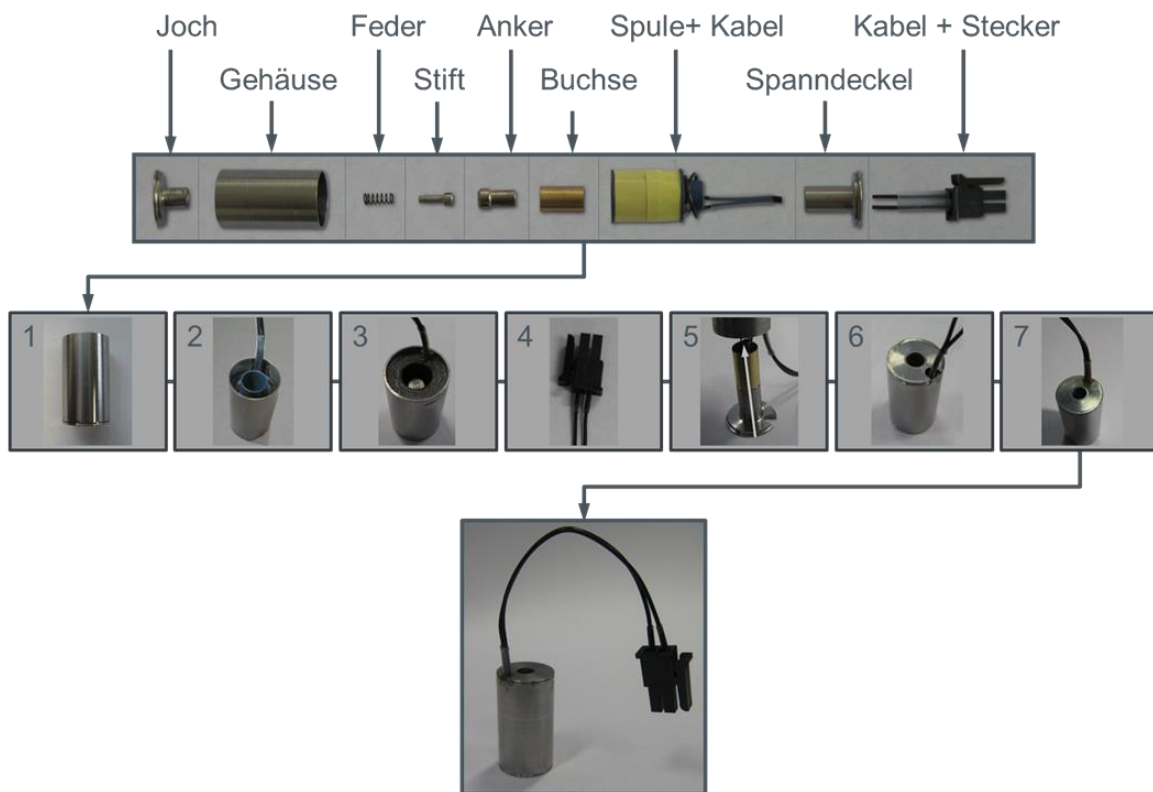


Abbildung 43: Montageschritte des Aktuators

Zwischen Schritt 6 und 7 erfolgt eine erste Funktionsprüfung der Aktuatoren im Labor. So wird sichergestellt, dass alle Aktuatoren einwandfrei funktionieren, bevor der Aktuator durch das Verschweißen des Spanndeckels verschlossen wird. Nach dem letzten Arbeitsschritt erfolgt erneut eine Überprüfung der Aktuatoren im Labor, bevor diese für den Einsatz am Prüfstand freigegeben werden.

3.6. Tests und Messungen

3.6.1. Überprüfung der Aktuatoren unter Laborbedingungen

Bevor die Aktuatoren am Prüfstand zum Einsatz kommen, werden sie einigen Tests unterzogen, um die einwandfreie Funktion jedes einzelnen Aktuators sicherzustellen. Während dieser Tests wird zudem die Steuerung parametrisiert, sodass diese anschließend direkt am Prüfstand eingesetzt werden kann.

Ermittlung des maximalen zulässigen Stromes

Der Aktuator soll aus energetischen Gründen mit einem möglichst geringen Strom betrieben werden. Das mögliche Minimum wird iterativ im Labor bei Raumtemperatur ermittelt. Es ist erreicht, kurz bevor der Aktuator nicht mehr zuverlässig schaltet. Da im Prüfstandsbetrieb ein Aufheizen des Aktuators auftritt, zum Beispiel durch vorkonditioniertes Öl, kann es erforderlich werden, für eine sichere Funktion des Aktuators, den Strom auf ein höheres Niveau anzuheben.

Bei der Auslegung der Spulen spielt das Verfahren eine entscheidende Rolle. So wird, bedingt durch die sehr kurze Peak-Phase (siehe Abbildung 32) des Ansteuersignals, eine deutlich höhere Strombelastung zugelassen, als dies bei einer permanenten Bestromung der Fall wäre. Wird für eine längere Zeit ein zu hoher Strom durch die Spule getrieben, steigt die Temperatur in der Spule stark an, was letztlich zu einer Zerstörung der Spule führt. Im Labor wird daher die Erwärmung der Spule bei verschiedenen Stromstärken untersucht und bewertet. Hierzu wird die Spule für 10 Minuten mit einem PWM-Signal angesteuert. Anschließend wird die Oberflächentemperatur der Spule gemessen. Da sich die Spule nach 10 Minuten in einem thermisch stabilen Zustand befindet, kann davon ausgegangen werden, dass die Temperatur im Inneren der Spule nicht signifikant größer als die Oberflächentemperatur ist. Der Versuch wird mit einer Variation des Tastverhältnisses TV, in 5%-Schritten, durchgeführt. Da die Aufheizgeschwindigkeit hierbei keine kritische Größe ist, werden die Messungen direkt nacheinander durchgeführt, ohne die Spule wieder auf Raumtemperatur abkühlen zu lassen.

Die maximal zulässige Temperatur der Spule beträgt 150 °C. Im Betrieb soll mindestens ein Sicherheitsabstand von 10 % zu dieser Temperatur eingehalten werden, woraus sich ein maximal zulässiger Strom von 590 mA (siehe Abbildung 44) durch die Spule ergibt.

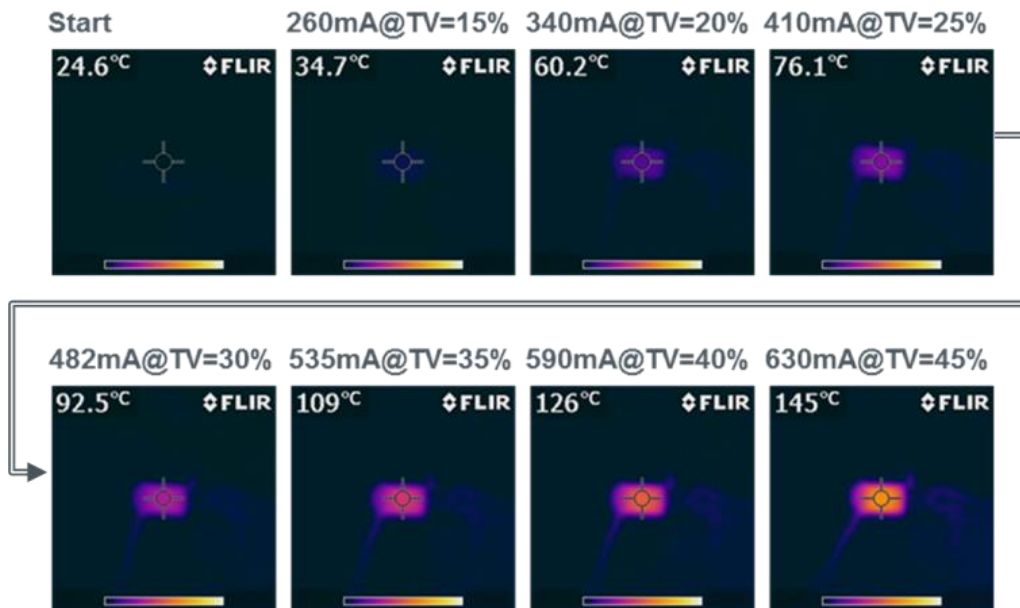


Abbildung 44: Untersuchung der thermischen Belastung der Spule mit Variation des Spulenstroms

Kurzschlussprüfung

Vor der Überprüfung der Schaltzeiten werden alle Aktuatoren einem Kurzschlussstest unterzogen. Hierbei wird geprüft, ob es in einem Fertigungsschritt zu einer Beschädigung des Spulen- oder des Anschlussdrahtes gekommen ist. Eine solche Beschädigung kann beim Einsatz des Aktuators am Prüfstand zu einem nicht klar definierten Verhalten des Aktuators und im Extremfall zu einem Schaden an der Steuerung führen.

Der Isolationswiderstand kann überprüft werden, indem der Übergangswiderstand zwischen dem Stecker und dem Aktuator-Gehäuse gemessen wird. Das verwendete Messgerät (Meterman 35XP) kann Widerstände bis 40 MΩ messen. Der Kurzschlussstest gilt als bestanden, wenn die Widerstandsmessung ein O. L. (Open Load → $R > 40 \text{ M}\Omega$) als Ergebnis liefert. Diese Prüfung kann in derselben Vorrichtung durchgeführt werden, in der auch die Schaltzeit des Aktuators ermittelt wird. So kann die Schaltzeit unmittelbar nach Bestehen der Kurzschlussprüfung ermittelt werden.

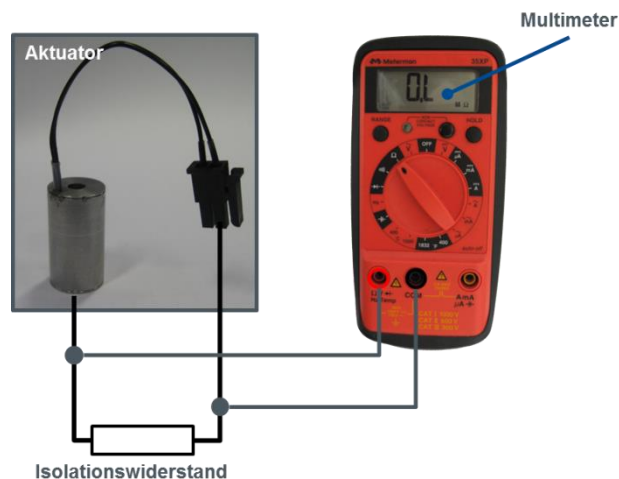


Abbildung 45: Kurzschlussprüfung mit Multimeter

Ermittlung der Schaltzeiten

Die Aktuatoren sollen bis zu einer Drehzahl von 5.200 rpm zyklustreu schalten können. Daher ist es erforderlich, die Schaltzeiten der Aktuatoren zu überprüfen und zu bewerten. Falls diese größer sein sollten als die minimale Zeit des Klinkenüberhubs (siehe Abbildung 13), müsste die Software angepasst werden. Ziel ist es daher, mit den Aktuatoren Schaltzeiten kleiner 5,9 ms zu erreichen.

Um die Schaltzeiten ermitteln zu können, wird der Prüfling in eine spezielle Messvorrichtung (siehe Abbildung 46) eingespannt. Die Ansteuerung des Magneten erfolgt mit derselben Steuerung, die die Sollwert-Vorgabe per CAN-Bus von einem Laptop erhält. Die Spannungsversorgung erfolgt aus einem Netzteil, das einen maximalen Ausgangsstrom von 30 A bei 12 V treiben kann. Damit ist das Netzteil ausreichend leistungsstark dimensioniert, um einen negativen Effekt auf das Schaltverhalten auszu-schließen.

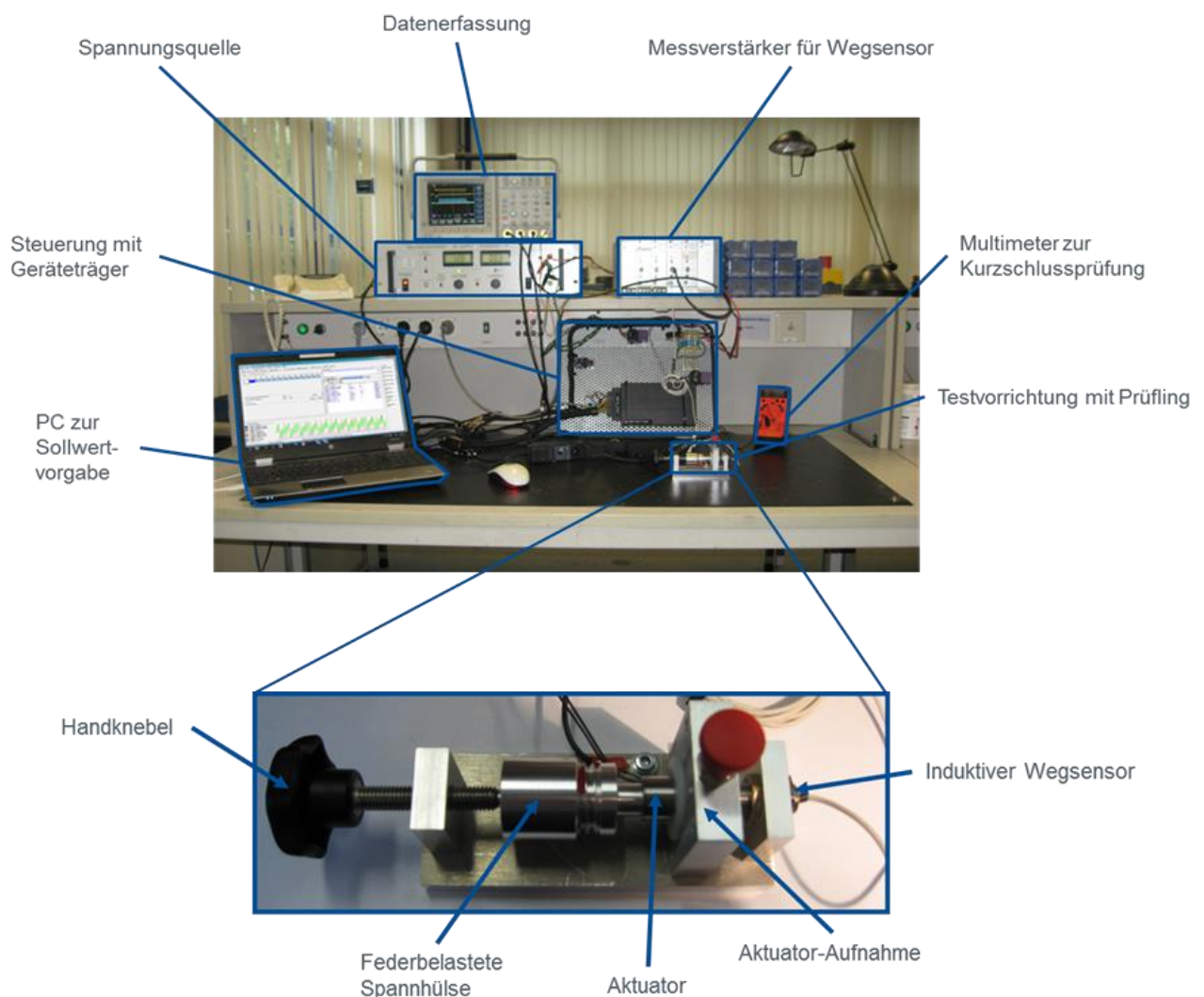


Abbildung 46: Labor Test-Aufbau (oben) und Testvorrichtung mit Prüfling (unten)

Die Erfassung und Aufzeichnung der folgenden Messdaten erfolgt mit einem Oszilloskop und geeigneten Sensoren:

- Ansteuersignal des Aktuators
- Strom durch den Aktuator
- Erfassung des Weges, den der Stift zurücklegt
- Spannungsversorgung der Steuerung

Im Anschluss werden die Messergebnisse am PC dargestellt und ausgewertet.

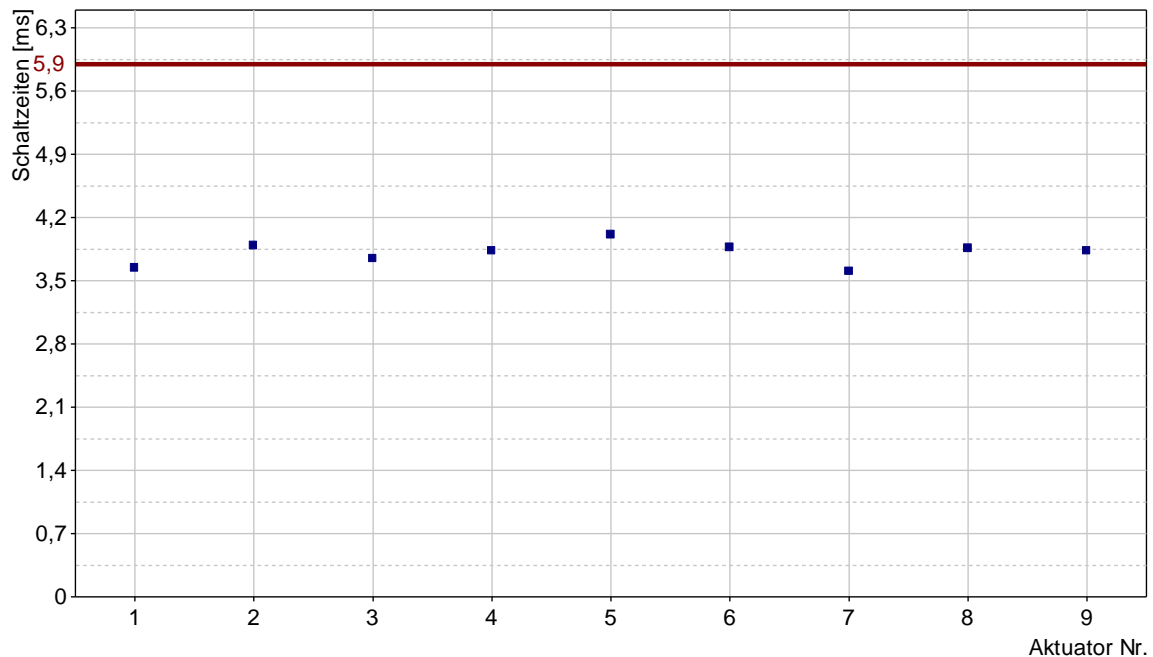


Abbildung 47: Darstellung der Schaltzeiten (blau) und der Schaltgrenze (rot)

Wie in Abbildung 47 zu erkennen, liegen die Schaltzeiten aller Aktuatoren ca. 40 % unter der geforderten Grenze von 5,9 ms.

Alle Aktuatoren sowie die Steuerung wurden somit erfolgreich getestet und für den Einsatz am Prüfstand freigegeben.

3.6.2. Systemerprobung am Mechanik-Prüfstand

Nachdem die Aktuatoren erfolgreich im Labor getestet wurden, sollte das Gesamtsystem aus Rollenschlepphebel und Aktuator an einem Ein-Komponenten-Prüfstand getestet werden. Der Ein-Komponenten-Prüfstand hat den Vorteil, dass mit einer optimalen Zugänglichkeit an nur einem Ventil mit einem Hebelsystem getestet werden kann. Dabei wird die Nockenwelle von einem Elektromotor angetrieben. Dazu wurde der in Abbildung 48 links dargestellte Prüfstand konzeptioniert, konstruiert und gefertigt.

Da der Rollenschlepphebel auch bei hohen Öltemperaturen getestet werden soll und der Durchlauf am Hebel selbst nur gering ist, würde das Öl in der Zuführungsleitung und dem Prüfstandsblock zu stark abkühlen. Aufgrund dessen wurde der in Abbildung 48 rechts dargestellte Bypass vorgesehen.

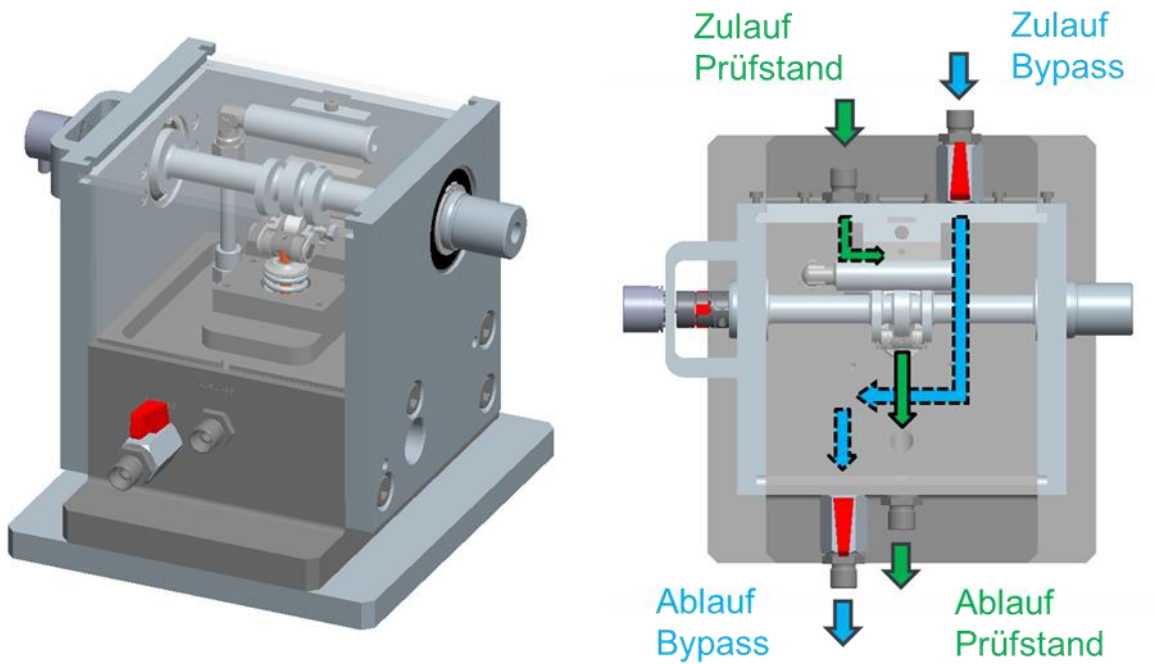


Abbildung 48: Ein-Komponenten-Prüfstand für die Hebelentwicklung

Abbildung 49 zeigt den am Mechanik-Prüfstand installierten Ein-Komponenten-Prüfstand, mit dem der gesamte realistische Betriebsbereich abgedeckt werden kann. Dazu gehören Öltemperaturen bis zu 90 °C, Öldrücke bis 5 bar und Kurbelwellen-Drehzahlen bis 6.000 rpm.



Abbildung 49: Mechanik-Prüfstand mit Ein-Komponenten-Aufbau

Nach erfolgreichem Aufbau des Prüfstandes und der Ausstattung und Einrichtung der erforderlichen Messtechnik wurde der Prototyp-Hebel auf dem Prüfstand installiert. Eine erste Funktionskontrolle erfolgte durch manuelles Drehen der Nockenwelle, woraufhin die Notwendigkeit einiger Anpass- und Nacharbeiten festgestellt wurde. Nachdem diese erfolgreich durchgeführt wurden, begann der Betrieb unter motorisch getriebenen niedrigen Drehzahlen mit erfolgreichen Schaltversuchen. Das folgende Programm umfasste die stetige Ausweitung des Betriebsbereichs mit Funktionskontrollen unter Variation von Drehzahl, Öldruck und Öltemperatur. Hierbei konnte stets eine sichere Funktion des schaltbaren Rollenschlepphebels festgestellt werden.

Final wurde ein Dauerlauf-Programm über 14,3 Stunden mit ca. 1.28 Millionen Zyklen durchgeführt. Dabei wurde die Drehzahl bis in die Betriebsgrenze variiert und stetig Schaltungen zwischen Voll- und Null-Hub durchgeführt. Während des kompletten Dauerlaufs traten weder Schäden noch Auffälligkeiten auf. Dies zeigt den bereits jetzt schon sehr guten Entwicklungsstand des schaltbaren Rollenschlepphebels. Mit dem Abschluss und der Auswertung des Dauerlaufs wurde das Fördervorhaben beendet.

4. Fazit

Durch eine methodische und konsequente Entwicklung konnte innerhalb des Fördervorhabens ein sehr funktionssicherer, schaltbarer Rollenschlepphebel mit einem ortsfesten Aktuator entwickelt werden. Dabei konnte bereits der erste Prototyp die Tests mit der Variation aller relevanten Betriebsparameter bis in die Grenzbereiche hinein problemlos bewältigen. Auch ein abschließender Dauerlauf wurde schadlos überstanden, sodass von einem vollen Projekterfolg gesprochen werden kann.

In den folgenden Schritten soll der Hebel in seinen Abmessungen reduziert werden, um noch besser in den engen Bauraum von Zylinderköpfen integriert werden zu können. Dazu ist unter anderem geplant, die Klinkenfeder an eine andere Stelle zu verlegen und die Schraubverbindung durch eine Press- oder Schweißverbindung zu ersetzen. Abbildung 50 zeigt einen ersten Entwurf, in dem die Breite des Hebels um ca. 37 % von 33,3 mm auf 21,1 mm verringert werden konnte.

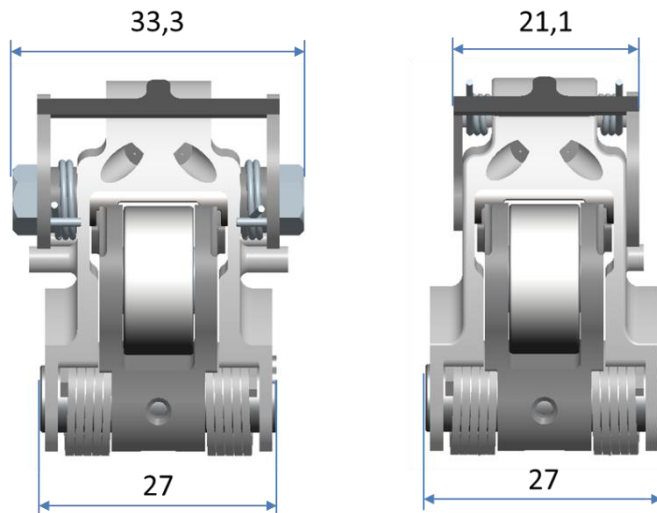


Abbildung 50: Verringerung der Hebelmaße

Weiterhin soll die doppelseitige Betätigung des Klinkenbügels durch eine einseitige ersetzt werden, da im Versuch festgestellt wurde, dass sich aufgrund von Systemtoleranzen immer nur eine Seite im Eingriff befindet. Dies spart eine Nocke und axialen Bauraum ein. Ein weiterer Vorteil würde sich ergeben, wenn die Klinke derart gestaltet ist, dass der Aktuator an mehreren Stellen in die Klinke greifen kann. Dies würde eine maximale Flexibilität bei der Positionierung des Aktuators erlauben. Auch diese Änderung wird momentan konzeptionell bewertet.

Mit den weiteren geplanten und zum Teil bereits umgesetzten Optimierungen erfüllt der Hebel die idealen Voraussetzungen zum flexiblen Einsatz in neuen und bestehenden Verbrennungsmotoren.

Mit anderen verfügbaren hydraulischen Systemen können Ventile nur gruppenweise und nicht zyklustreu angesteuert werden.

Der elektrisch schaltbare Rollenschlepphebel der Firma Meta ist das einzige, frei am Markt verfügbare System zur elektrischen und zyklustreuen Schaltung einzelner Ventile und besitzt damit ein Alleinstellungsmerkmal.

5. Veröffentlichungen

Da der Prozess für die Patentanmeldung während des Projektes noch nicht abgeschlossen war, konnte die Technik öffentlich noch nicht beworben werden. Die im Vorhaben gewonnenen Erkenntnisse sollten mit in die Patentanmeldung einfließen, um einen möglichst produktnahen Schutz zu erhalten. Mit einem Automobilhersteller, der bereits positive Erfahrungen mit dem vorherigen Hebel gemacht hatte, konnte im Rahmen einer Geheimhaltungsvereinbarung ein erstes positives Gespräch erfolgen.