



Hydraulisch verstellbares Pleuel

Masterarbeit

von

Ingo Nigitz

Technische Universität Graz

Institut für Leichtbau

Graz, im September 2015

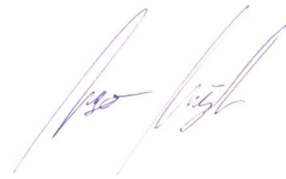
In Kooperation mit:



EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 27.09.2015



.....

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, 27.09.2015



.....

Kurzfassung

Die Bestrebungen in der Motorenentwicklung richten sich danach aus, den Wirkungsgrad und somit den Kraftstoffverbrauch der Aggregate zu optimieren. Ein Ansatzpunkt dabei ist die Entwicklung eines Konzepts zur variablen Verdichtung. Herkömmliche Ottomotoren laufen stets bei gleichem Verdichtungsverhältnis. Im Niedrig- und Teillastbereich bedeutet dies, dass das Verdichtungsverhältnis zu niedrig ist, was zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads führt. Eine Möglichkeit besteht darin, das Verdichtungsverhältnis anzuheben, allerdings ist diese Anhebung aufgrund der Klopfgrenze beschränkt. Aus diesen Beweggründen heraus stellte sich die ambitionierte Aufgabe der Entwicklung eines Pleuels mit dem eine variable Verdichtung umsetzbar ist.

Der Inhalt dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung der Funktionalität dieses Pleuels. Bei dem *AVL Variable Compression Ratio Pleuel* (kurz VCR) handelt es sich um ein teleskopierbares Pleuel, das seine Länge zwischen zwei verschiedenen Zuständen variieren kann. Um eine Aussage zur Funktionstauglichkeit treffen zu können ist das System analysiert und die Systemgrenzen festgelegt worden, um eine Fehlerbaumanalyse zu erstellen. Ausgehend von dieser Fehlerbaumanalyse sind Rechenaufgaben zur Grenzwertabschätzung durchgeführt worden, um in weiterer Folge mit diesen Ergebnissen ein Prüfprogramm zu erstellen. Um Bedingungen (Zug- und Druckkräfte) zu schaffen die jenen im Motorbetrieb möglichst nahe kommen, sind die Erprobungen an einem Hydropulser-Prüfstand ausgeführt worden. Das Hauptaugenmerk der Testreihen ist auf die Umschalt- und Positions-Haltemechanismen gefallen.

Abstract

The ambition of combustion engine developers is to increase the degree of efficiency and the reduction of the fuel consumption. Common combustion engines operate at a steady compression ratio. As a result, the compression ratio at low- and part load operations, is too low. An increase of the compression ratio is restricted by the knock limit at high load operations. Due to these facts a telescopic conrod was developed by AVL, to enable a variable compression ratio.

The content of this master thesis contains the verification of the functionality of this conrod. The AVL variable compression ratio (abbreviated: VCR) conrod is a telescopic conrod, which is able to vary its length between two different positions. The system was analyzed and system borders were set, to get evidence of the functionality of this conrod concept. In addition a fault tree analysis was performed. Outgoing of this fault tree analysis, basic calculations were made to get limit assessments, which were used for a further test program. To get conditions (pressure and tractive forces) that are similar to those in a combustion engine, the functionality tests were made at a hydropulser-testbed. The focus of the test program was to prove the switching- and the holding mechanisms of the telescopic conrod.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Variable Verdichtung	1
1.2	AVL VCR-Pleuel	4
1.3	MCE-5 VCRi	6
1.4	FEV	7
1.5	Daimler VCR	10
2	Systemanalyse und Berechnung	11
2.1	Systembeschreibung	11
2.1.1	Verstell- und Haltemechanismus	14
2.2	Berechnung der Stangenkräfte	16
2.2.1	Ermittlung des Motorkennfelds	16
2.2.2	Einschränkung des Einsatzbereiches für die Prüfstanderprobung	17
2.2.3	Berechnung der Stangenkräfte	18
2.3	Fehlerbaumanalyse	22
2.3.1	Definition der Systemgrenze	22
2.3.2	Ausführung der Fehlerbaumanalyse	24
2.3.3	Abarbeitung des Hauptfehlers: <i>2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand</i>	25
2.4	Berechnungen resultierend aus Fehlerbaumanalyse	27
2.4.1	Volumenstrom zum Befüllen der HD-Kammer	27
2.4.2	Volumenstrom zum Befüllen der RN-Kammer	27
2.4.3	Pleuel Stangenkräfte (Zug-Druck)	28
2.4.4	Kavitation	28
2.4.5	Auslegung und Eigenfrequenzen der Rückschlagventile	32
2.4.6	Nachgiebigkeit des Ölvolumens in der HD-Kammer	33
2.4.7	Nachgiebigkeit des Ölvolumens in der RN-Kammer	34
2.4.8	Auftretende Drücke in der HD-Kammer und der RN-Kammer	35
2.4.9	Knickung	37
2.4.10	Leckage an der HD-Kammer und an der RN-Kammer	38
2.4.11	Auslegung der Steuerschieberfeder	41
3	Prüfstanderprobung	43
3.1	Erstellen des Prüfplans	43

3.2	Prüfstandaufbau.....	46
3.3	Definition der Messstellen und Messtechnik.....	48
3.4	Prüflauf und Auswertung der Messdaten.....	51
3.4.1	Umschaltetests.....	52
3.4.2	Haltetests.....	56
3.4.3	Untersuchung der VCR-Pleuel Eigenfrequenzen.....	64
4	Schlussfolgerung / Conclusio	66
	Literaturverzeichnis	68
	Abbildungsverzeichnis	69
	Tabellenverzeichnis	73
	Anhang.....	74

1 Einleitung

Dieses Kapitel beinhaltet die allgemeine Bedeutung von variabler Kompression (kurz VCR - *Variable Compression Ratio*), die verschiedenen technischen Lösungsansätze am Markt sowie eine Beschreibung der Funktionsweise des AVL VCR-Pleuels.

1.1 Variable Verdichtung

Die Verdichtung ist einer der vier Arbeitstakte bei einer Viertakt-Verbrennungskraftmaschine. Bei dem Vorgang der Verdichtung kommt es zu einem Druck- und Temperaturanstieg und somit zu einer Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches mit erhöhtem Wirkungsgrad. Ein hoher thermischer Wirkungsgrad lässt auf einen hohen motorischen Wirkungsgrad schließen, jedoch ist in Abbildung 1 deutlich erkennbar, dass der thermische Wirkungsgrad mit steigendem Verdichtungsverhältnis immer weniger stark zunimmt. Schlussfolgernd aus dieser Erkenntnis ergibt sich die Konsequenz das Verdichtungsverhältnis nur bis zu einem gewissen Grad zu erhöhen. Üblicherweise kommen Bauweisen von Ottomotoren mit Verdichtungsverhältnissen zwischen 8:1 und 16:1 zum Einsatz.¹

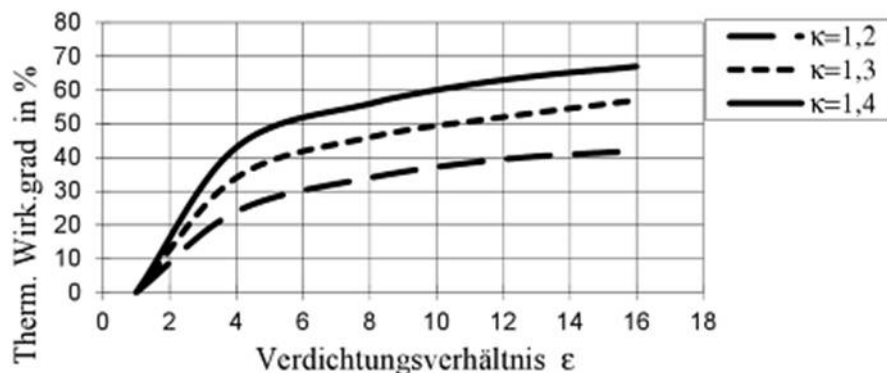


Abbildung 1: thermischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses ¹

Beim Ottomotor wirkt eine variable Verdichtung wirkungsgradsteigernd, da das Verdichtungsverhältnis aufgrund der Klopfneigung des Ottokraftstoffes bei Vollast limitiert ist.

¹ Windisch H., Thermodynamik: Ein Lehrbuch für Ingenieure, S.104 ff

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_k}{V_k} \quad (2)$$

Wird aber im Teillastbereich das Verdichtungsverhältnis angehoben, verbessert sich der Innenwirkungsgrad stark. Somit sind Kraftstoffverbrauchseinsparungen bei Ottomotoren von 10% und mehr möglich.

Noch mehr Potential entfaltet die variable Kompression bei aufgeladenen Motoren, da ein zusätzlicher Gewinn aufgrund der Betriebspunktverlagerung erreicht wird. Bei aufgeladenen Ottomotoren mit variablem Verdichtungsverhältnis entsteht somit eine Verbrauchersparnis von über 20%.

Es gibt viele unterschiedliche Herangehensweisen, um die variable Verdichtung in einem Verbrennungsmotor zu realisieren. Die wichtigsten Kriterien neben der Funktionalität sind hierbei der Bauraum, die Herstellkosten, die Übertragbarkeit auf andere Motorbauformen sowie die Motormasse. In Abbildung 2 und Abbildung 3 sieht man die unterschiedlichen technischen Ansätze zur Umsetzung der variablen Verdichtung, sowie die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Systeme.²

² Basshuysen R., Schäfer F., Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, S. 76 ff

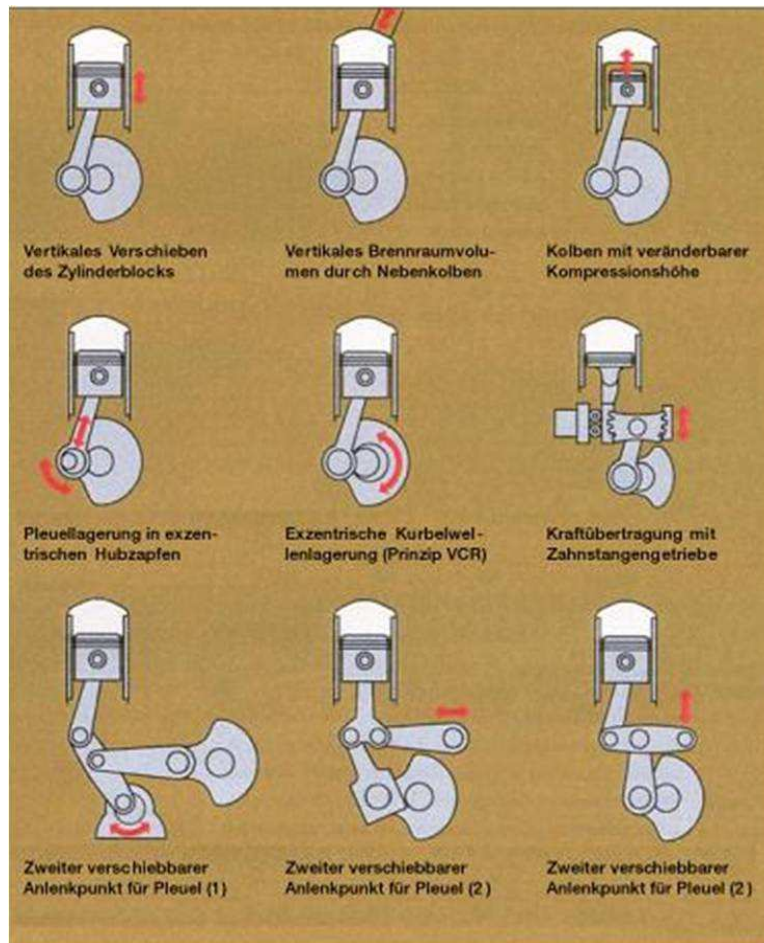


Abbildung 2: schematische Darstellung zur Umsetzung der variablen Verdichtung ²

In Abbildung 3 werden die unterschiedlichen Systeme zur Realisierung der variablen Verdichtung gegenübergestellt und ihre Stärken und Schwächen bewertet.

System	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Criterion										
Suitability for cont. VCR	Continuous VCR						2-stage VCR			
Determin. of actual CR	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
Combustion chamber shape	-	++	++	++	++	++	++	++	++	++
Impact on package	-	--	--	--	-	-	++	+	+	+
Modification of production	o	--	--	--	-	-	+	+	+	+
Oscillating mass	++	--	--	++	++	--	--	+	+	--
Friction	++	-	-	++	-	-	o	+	--	o
Costs	o	-	--	--	-	-	o	-	-	--

++ very good / very low neg. impact + good / low neg. impact o neutral / moderate neg. impact
 - inappropriate / high neg. impact -- very inappropriate / very high neg. impact

Abbildung 3: Vergleich der verschiedenen Systeme der variablen Verdichtung ²

1.2 AVL VCR-Pleuel

Bei dem VCR-Pleuel der AVL handelt es sich um ein teleskopierbares Pleuel, dessen Längenverstellung mit Hilfe des Förderdrucks der Ölpumpe reguliert wird. Die Verstellung erfolgt auf zwei unterschiedliche Längenzustände, um somit vor allem im Motorbetrieb im Teillastbereich einen effizienteren Wirkungsgrad durch ein höheres Verdichtungsverhältnis zu erzielen.

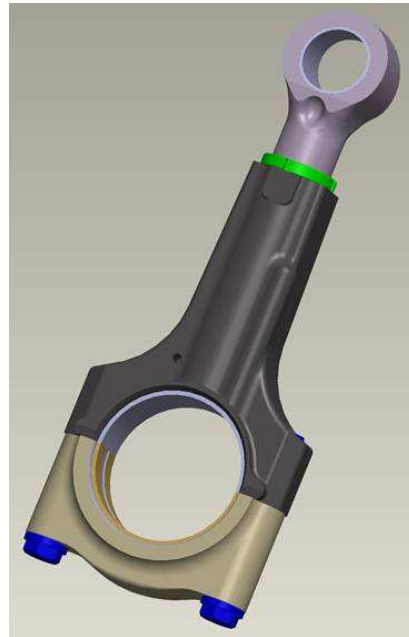


Abbildung 4: AVL VCR-Pleuel

Das VCR-Pleuel wird in Form eines teleskopierbaren Mittelstücks zwischen kleinem und großem Pleuelauge ausgeführt. Die Aktuierung erfolgt durch den Förderdruck einer Regelölpumpe, welche zwei Druckniveaus liefern kann. Beim Umschalten in den langen Zustand durch den bereitgestellten Öldruck verschiebt sich im Inneren des Pleuels ein Steuerschieber, welcher eine Zulaufleitung zu einer Hochdruck-Kammer (kurz: HD-Kammer, siehe Abbildung 5) frei gibt, die sich mit Öl befüllt und somit den Pleuel in den langen Zustand versetzt. Für den Schaltvorgang in den langen Zustand werden zusätzlich zum Ölvolumen in der HD-Kammer noch Zugkräfte, resultierend aus den Massenkräften, benötigt. Der Kraftfluss bei auftretenden Druckkräften erfolgt über das Öl in der HD-Kammer. Durch den Steuerschieber wird auch die Rücklaufleitung dieser HD-Kammer verschlossen, so- dass kein Öl mehr austreten kann. Ändert sich nun der Öl-Förderdruck hin zu einem Maximum, verschiebt sich der Steuerschieber, öffnet die Rücklaufleitung der HD-Kammer und gibt die Zulaufleitung für eine Ringnutkammer (kurz: RN-Kammer, siehe Abbildung 5) frei. Durch deren Befüllung

und die im Motorbetrieb auftretenden Druckkräfte begibt sich das Pleuel in den kurzen Zustand. Der Kraftschluss bei Zugkräften erfolgt nun über das sich in der Ringnutkammer befindende Öl.

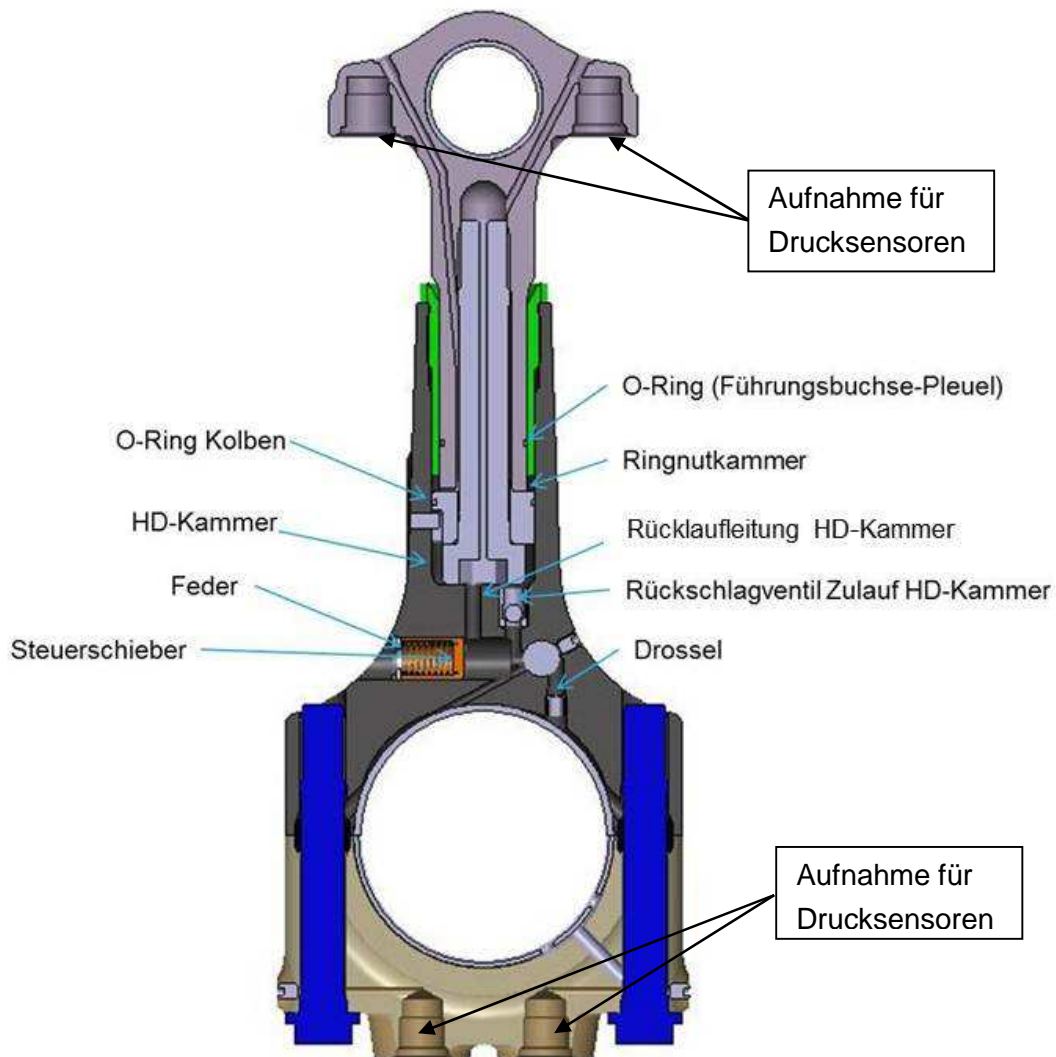


Abbildung 5: VCR-Pleuel, adaptiert für Drucksensoren

Abbildung 5 zeigt das VCR-Pleuel im Schnitt. Bei diesem Schnittbild handelt es sich um ein spezielles Pleuel, welches für die Aufnahme von Drucksensoren adaptiert worden ist.

Den Mechanismus zum Verstellen der Pleuellänge bzw. zum Halten des langen und des kurzen Pleuelzustandes soll die schematische Skizze in Abbildung 12 deutlicher veranschaulichen.

1.3 MCE-5 VCRI

Das französische Unternehmen MCE-5 DEVELOPMENT S.A. entwickelte einen Motor mit variabler Verdichtung zur Reduktion des Spritverbrauchs und des Emissionsausstoßes. Bei diesem System handelt es sich um einen sehr komplexen Motor, bei dem jeder einzelne Zylinder einen unabhängigen VCR-Aktuator besitzt. Die Verstellung funktioniert über einen separaten Nebenkolben, der über ein Pleuel und einen Kipphebel den Hub des Hauptkolbens reduziert oder vergrößert. Der Nebenkolben besitzt eine untere und eine obere Kammer, welche separat mit Motoröl befüllt werden kann. Dieses Motoröl wird zuvor auf 40-60 bar vorverdichtet. Die Steuerventile zum Einlass in die jeweilige Kammer des Nebenkolbens werden über eine Schubstange, die über die Motorsteuerung (ECU) angesteuert wird, geöffnet bzw. geschlossen. Über Sensoren wird die Kolbenposition bestimmt, um bei Bedarf verändert zu werden.

Dieses System von MCE-5 hat den Vorteil, dass das Verdichtungsverhältnis variabel, und nicht nur zweistufig, verändert werden kann. Nachteilig ist allerdings die Systemgröße und das damit einhergehende Gewicht sowie dass das System nicht in bestehende Motoren implementiert werden kann.

Bei dem zur Zeit in der Testphase befindlichen Motor handelt es sich um einen 1.5-Liter Ottomotor mit zweistufiger Turboaufladung, der bei 1500 U/min ein maximales Drehmoment von 420 Nm liefert und eine Leistung von 160 kW (220 PS) bringt.³

³ <http://mce-5.com/english/> ; Abfrage: 16.2.2015

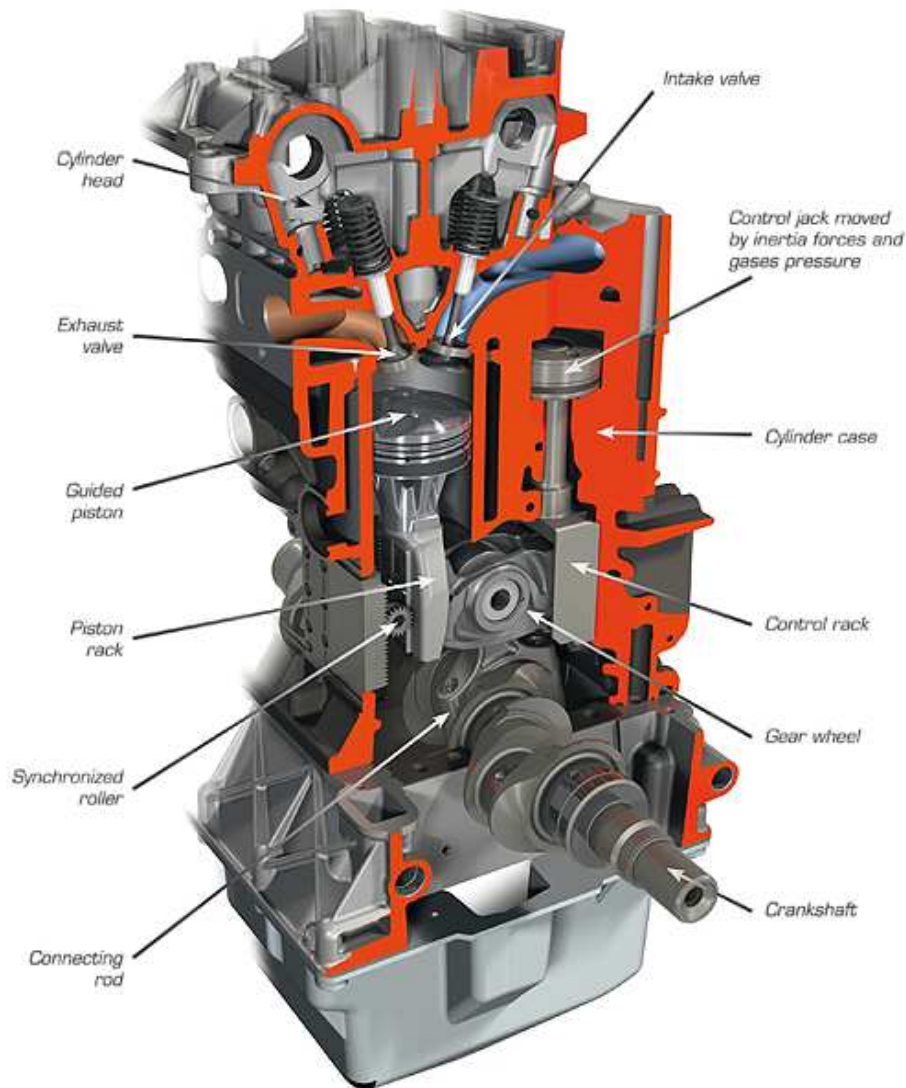


Abbildung 6: MCE-5 VCRi Motor im Schnitt ³

1.4 FEV

Die FEV GmbH mit Hauptsitz in Deutschland hat ein System, um eine zweistufige Kompression im Verbrennungsmotor zu realisieren, entwickelt. Das Ziel dieses Systems ist es, den Kraftstoffverbrauch von aufgeladenen Motoren zu reduzieren. Das VCR-Pleuel der Fa. FEV verändert seine Länge mit Hilfe eines exzentrisch gelagerten Pleuellagers im Pleuellager (siehe Abbildung 7).

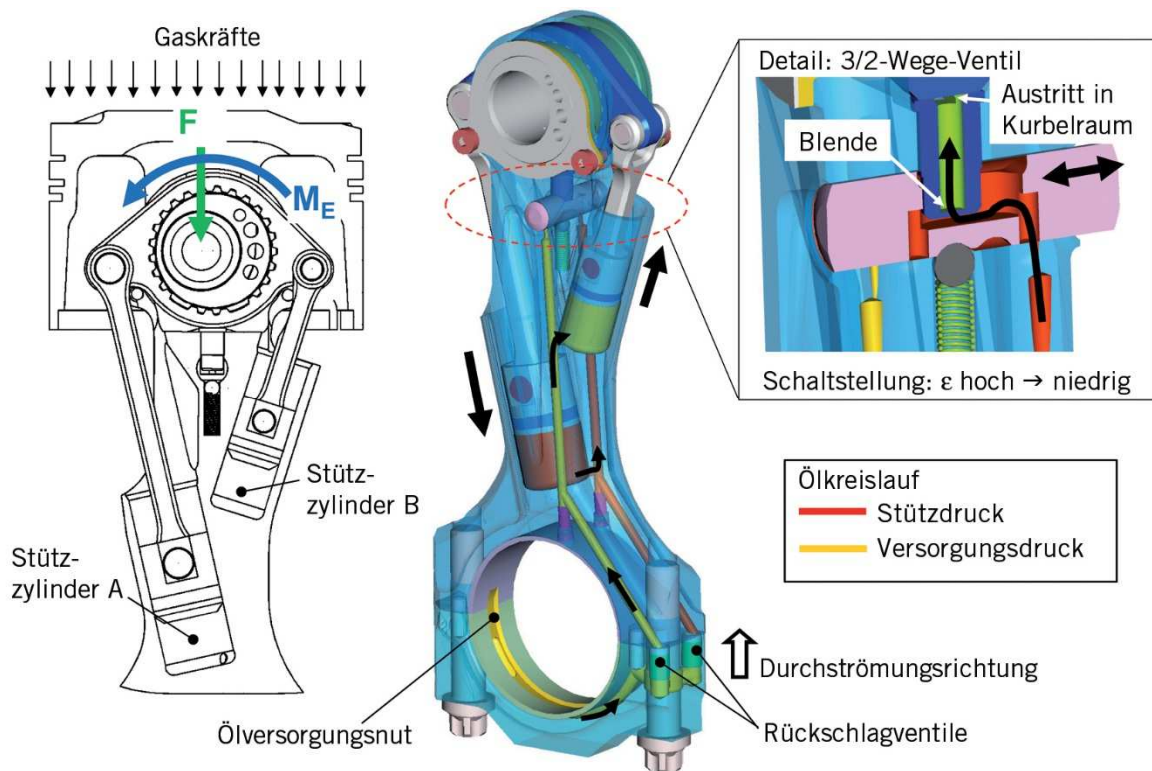


Abbildung 7: VCR-Pleuel der Fa. FEV ⁴

Das Moment, resultierend aus Gas- und Massenkräften, welches auf den exzentrischen Pleuellagerbolzen wirkt, dient zum Verstellen der Pleuellänge. Zusätzlich wird dieses Moment durch Stäbe, die mit Hydraulikzylindern verbunden sind, unterstützt (siehe Abbildung 7). Die in Abbildung 7 erkennbaren Ölkammern sind mit dem Ölkreislauf des Pleuellagers über je ein Regelventil verbunden. Mithilfe eines 3/2-Wege-Regelventils kann ein Kanal von der Kammer zum Pleuellager geöffnet werden. Dadurch kann sich ein Hydraulikzylinder weiter in seiner Kammer bewegen und verdrängt somit Öl aus dieser, während sich die andere Kammer mit Öl füllt. Somit kann sich der exzentrische Pleuellagerbolzen nur in eine Richtung drehen. Dieser Vorgang dauert mehrere Arbeitszyklen. Es besteht die Intention diesen Umschaltvorgang so schnell wie möglich geschehen zu lassen, um Motorklopfen während der Umschaltung vom Teillastbereich in den Hochlastbereich zu verhindern. Andererseits könnte ein zu schnelles Umschalten Kavitation am Regelventil bei der sich befüllenden Kammer hervorrufen. Berechnungen nach zu urteilen ist eine Verstellung innerhalb von einer Sekunde möglich.

Auslösen der Umschaltung

Damit der Vorgang wieder umgekehrt werden kann und die Rotationsrichtung des Bolzens sich ändert, wird das 3/2-Wege-Regelventil angesteuert. Dieses Regelventil ist wie ein mechanischer Schalter ausgeführt. Die Umschaltung wird durch die Aktuierung der zwei Nockenscheiben ausgelöst. Um dies durchzuführen wird das Ventil axial in Richtung langes Pleuel oder in Richtung kurzes Pleuel bewegt (siehe Abbildung 8, "c-low" bzw. "c-high"). Der Aktuierungsprozess findet während einer Motor-Umdrehung statt. Wenn das Ventil in seiner Endposition ist, wird eine weitere Bewegung durch Federarretierungen verhindert. Somit werden weitere Einwirkungen durch nachfolgende Motor-Umdrehungen verhindert. Obwohl es unzählige andere Varianten zur Betätigung des mechanischen Schalters gibt, kommt die Variante mit den Nockenscheiben zum Einsatz, da diese am robustesten erscheint. ⁴

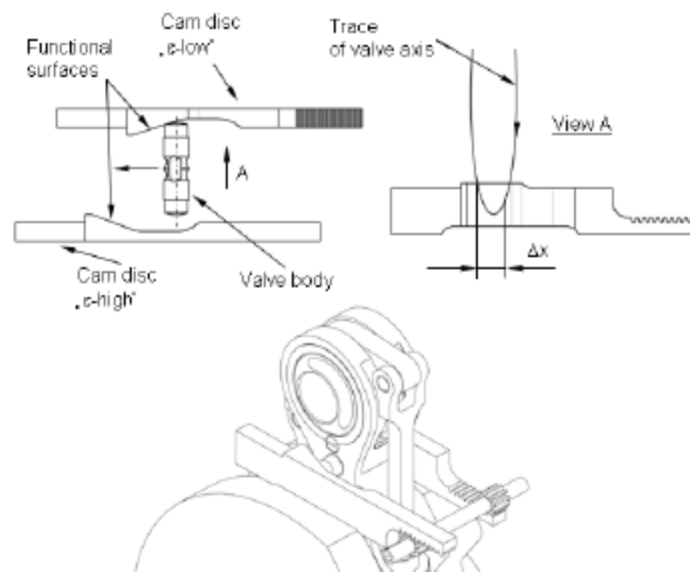


Abbildung 8: Aktuierung mittels Nockenscheiben ⁴

⁴http://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/TechnicalPublications/Gasoline_Systems/TwoStageVariableCompressionRatiowithEccentricPistonPin.pdf, Abfrage 23.7.2015

1.5 Daimler VCR

Daimler hat auf dem Wiener Motorensymposium 2014 sein Konzept der variablen Verdichtung bei Benzinmotoren vorgestellt. Benzinmotoren leiden unter einem Dilemma, welches sich schlecht auf den Verbrauch auswirkt, denn zum einen ist eine hohe Verdichtung notwendig, um den Kraftstoffverbrauch niedrig zu halten und gute Leistung zu erzielen, zum anderen muss auf die Klopfgrenze geachtet werden, was ein zu hohes Verdichtungsverhältnis verhindert.

Die Lösung dieser Problematik sieht Daimler in der variablen Kompression. Bei diesem System wird der Kolbenhub mit einem Querhebel und angelenktem Nebenpleuel über eine Exzenterwelle variiert (siehe Abbildung 9). Damit kann ein variables Verdichtungsverhältnis von 8,2:1 bis 14:1 realisiert werden. Die Ansteuerung der Exzenterwelle erfolgt über einen Elektromotor, welcher über das Bordnetz gespeist wird.

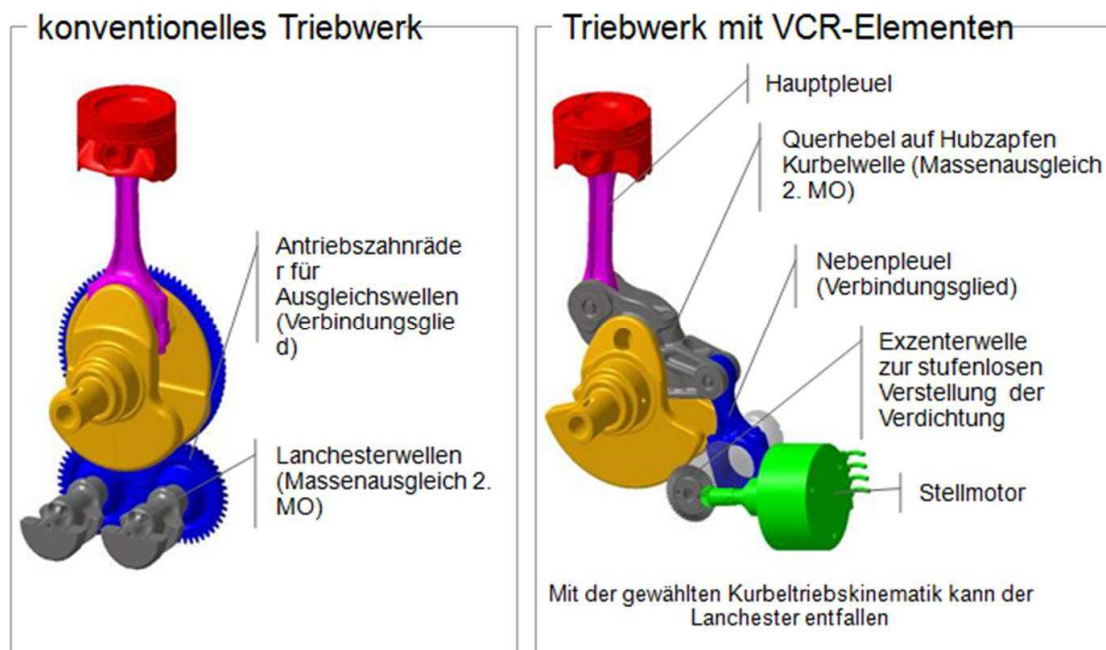


Abbildung 9: konventionelles Triebwerk und Triebwerk mit Daimler - VCR System ⁵

Mit diesem VCR-Triebwerk erhofft sich Daimler eine Spritzersparnis von mindestens 5%, wobei je nach Anwendung sogar 10% möglich sind. Zum Einsatz kommen wird dieses Triebwerk in Hochleistungsmotoren mit mehr als 110kW/l Hubraum (z.B.: Mercedes AMG A-Klasse).⁵

⁵ AVL interne Dokument, VCR Ch1a Vorstellung Motor-Konstruktion, 20.10.2014

2 Systemanalyse und Berechnung

In diesem Kapitel werden sowohl die Funktionsweise des VCR-Pleuels analysiert, als auch Größenabschätzungen, Berechnungen und eine Fehlerbaumanalyse durchgeführt.

2.1 Systembeschreibung

Wie schon in Kapitel 1.2 erwähnt handelt es sich um ein teleskopierbares Pleuel, dessen Verstellung über den Förderdruck der Ölpumpe reguliert wird.

Dafür ist eine Regelölpumpe mit zwei Druckniveaus notwendig, in diesem Fall eine AUDI-Regelölpumpe, die ein niedriges Druckniveau von 1.8 bar (relativ) und ein hohes Druckniveau von 3.3 bar (relativ) liefert.

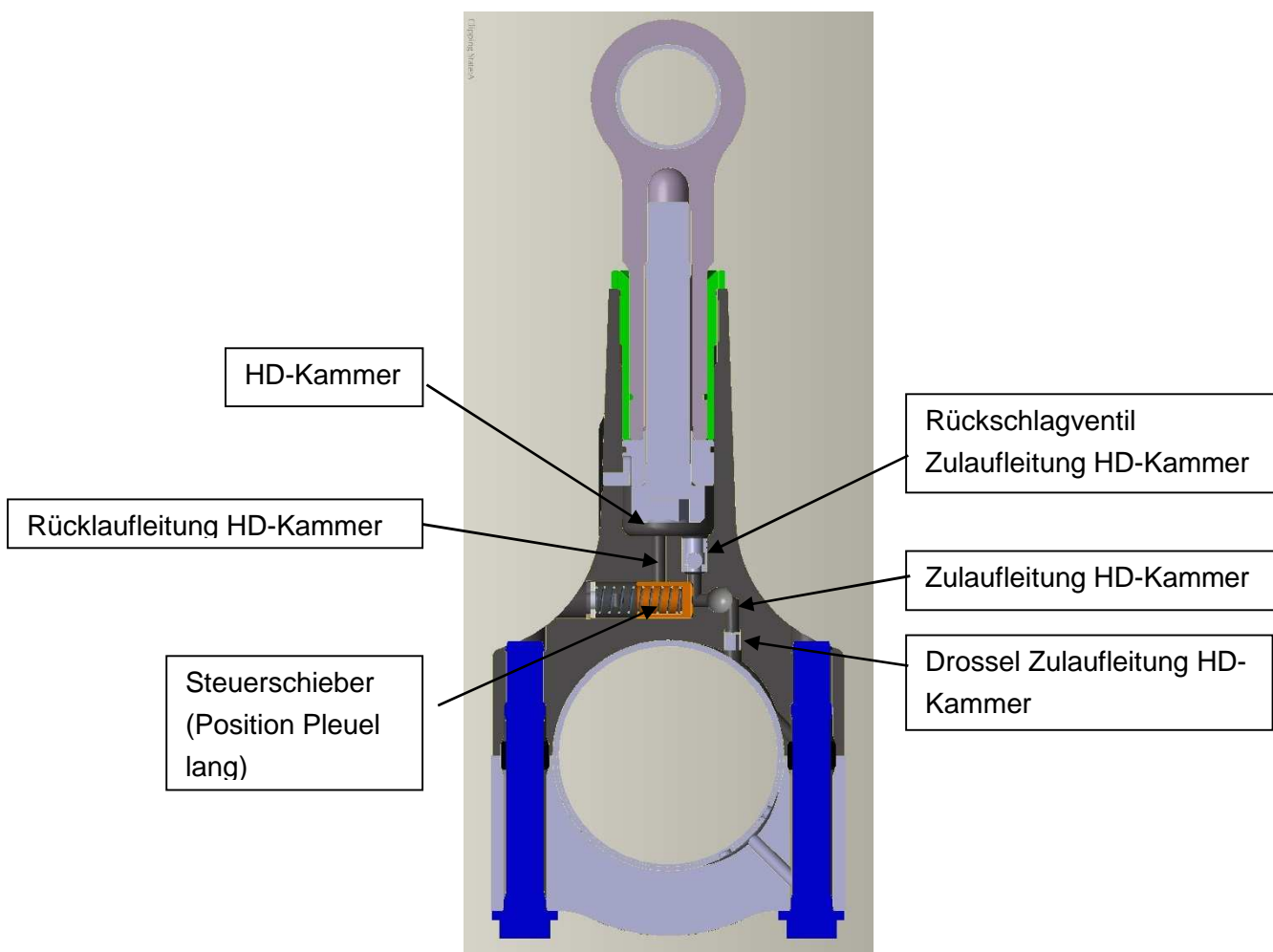


Abbildung 10: VCR-Pleuel, langer Zustand (144mm)

In Abbildung 10 wird die lange Position der Teleskopstange für ein hohes Verdichtungsverhältnis dargestellt. Diesen langen Zustand nimmt das Pleuel im Schwachlast-Betrieb (engl. *low load*) ein, um das Verdichtungsverhältnis zu steigern. In diesem Schwachlast-Betrieb wird von der Ölpumpe der Öldruck - Drehzahl und Last abhängig – auf einen niedrigen Druck geregelt, in diesem Fall mit 1,8 bar.

Somit ist die Federkraft größer, als die vom Öldruck verursachte Kraft auf den Steuerschieber und der Steuerschieber steht am rechten Anschlag. In dieser Stellung entsteht eine hydraulische Strömungsverbindung zwischen der Ölversorgung aus dem Pleuellager und dem Rückschlagventil, das in den unter der Stirnseite der Teleskopstange liegenden Raum (HD-Kammer, siehe Abbildung 10) führt. Solange die auf den Kolben wirkende Massenkraft die Teleskopstange auseinander zieht, fließt Öl durch diese Verbindung in die Kammer. Die Höhe dieser HD-Kammer ist durch die in das Pleuelstangengehäuse verschraubte Hülse begrenzt. Je nach Länge dieser Hülse lässt sich der Verstellbereich der Pleuellänge beliebig einstellen. Für den ersten VCR-Prototypen wurde eine Verstelllänge von 3mm gewählt.

In der Zulaufleitung befinden sich ein Rückschlagventil und eine Drossel. Somit werden mögliche auftretende Druckberge im Pleuellager, und somit auch in der Versorgungsleitung zum VCR-Pleuel, gedämpft.

Die Teleskopstange verdrängt beim Auseinanderziehen (Verstellvorgang vom kurzen in den langen Zustand) das Öl aus dem ringförmigen darüber liegenden Stufenkolben über eine Bohrung, die der Steuerschieber in dieser Stellung freigibt. Ein Füllen des oberen Stufenkolben-Raumes (RN-Kammer) kann nicht erfolgen, weil der Steuerschieber das dafür vorgesehene Rückschlagventil absperrt.

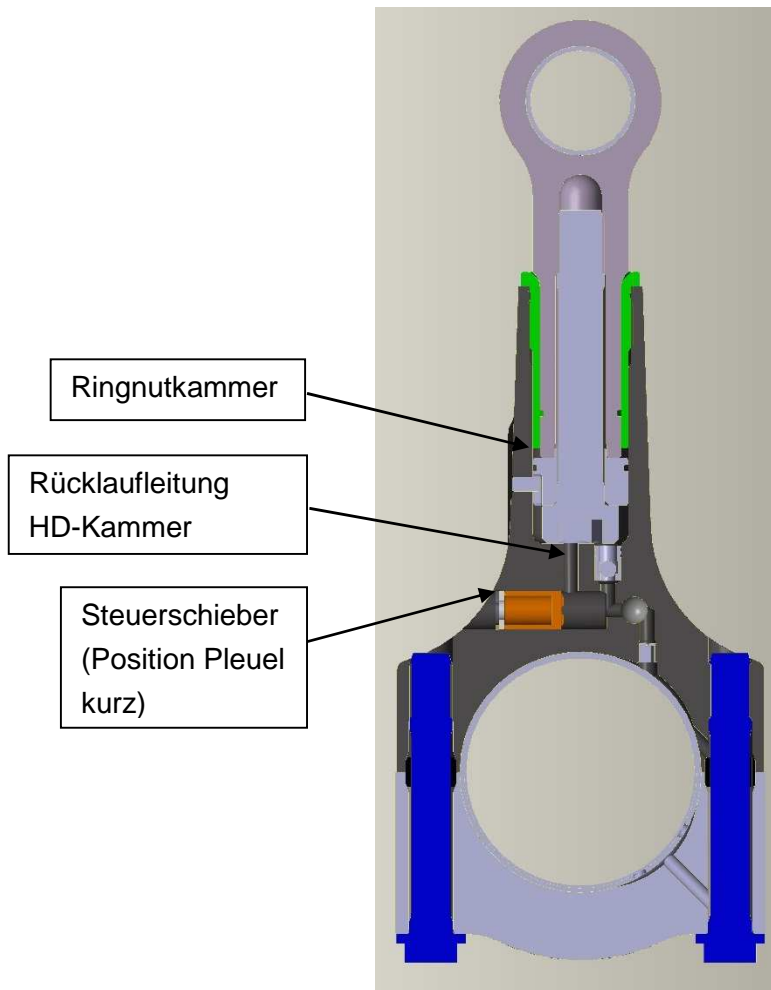


Abbildung 11: VCR-Pleuel, kurzer Zustand (141mm)

In Abbildung 11 wird die kurze Position der Teleskopstange für niedrige Verdichtung gezeigt. Bei hoher Last (*High Load*) wird der Öldruck ebenfalls Last und Drehzahl abhängig auf ein höheres Niveau geregelt, zum Beispiel mit 3,3 bar.

In diesem Fall ist die vom Öldruck verursachte Kraft auf den Steuerschieber größer als die Federkraft und der Steuerschieber wird an seinen linken Anschlag gedrückt. In dieser Stellung ergibt sich eine Strömungsverbindung zwischen dem unter der Stirnseite der Teleskopstange liegenden Raum und dem Rückschlagventil, das zum oberen ringförmigen Stufenkolben führt. Die Kraft, die durch die im Motorbetrieb entstehende Verbrennung hervorgeht (Druckkraft), drückt die Teleskopstange nach unten, weil die Rücklaufleitung vom Steuerschieber geöffnet worden ist. Der durch die Gas-Kraft in diesem Raum entstehende Druck hilft jetzt mit, den kleinen ringförmigen Stufenkolbenbereich zu füllen. Die Rücklaufleitung aus diesem Stufenkolbenbereich (RN-Kammer) wird vom Steuerschieber in dieser Stellung versperrt. Durch den entstandenen Druck wird die Teleskopstange nach unten gegen den Anschlag (Boden

der HD-Kammer) gedrückt. Die Teleskopstange kann nicht mehr abheben, weil einerseits das Rückschlagventil, das für das Füllen des unteren Raumes vorgesehen ist, vom Steuerschieber versperrt wird. Und andererseits gelangt über das für das Füllen des Stufenkolbenbereiches (RN-Kammer), zuständige offene Rückschlagventil Öl in die Kammer.

Die Querschnittsflächen der kleineren RN-Kammer (ringförmig) und der HD-Kammer verhalten sich im Verhältnis 1:7. Dies ist konstruktiv so ausgelegt worden, weil die resultierenden Zugkräfte, die auf den Kolben, Kolbenbolzen und somit auf das Pleuel wirken, circa sieben Mal kleiner sind als die Druckkräfte.

2.1.1 Verstell- und Haltemechanismus

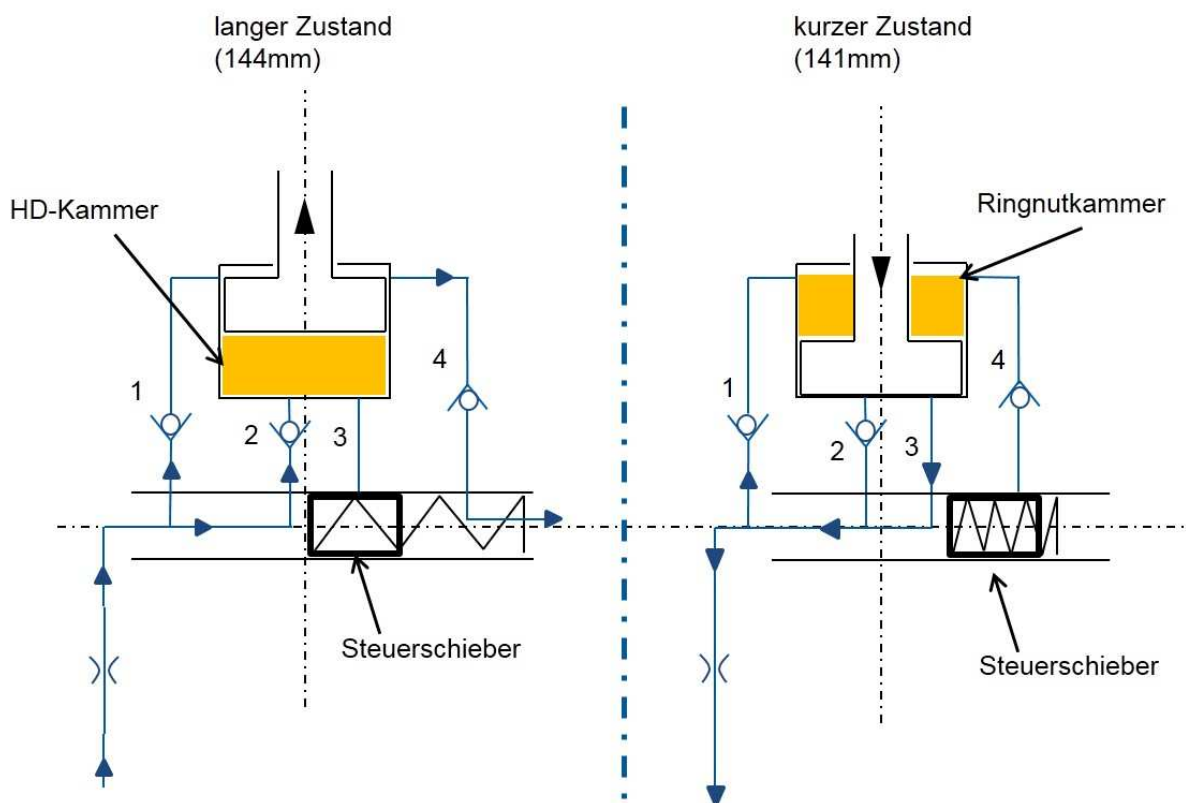


Abbildung 12: Schaltbild Ölkreislauf im VCR-Pleuel

Zum besseren Verständnis der Funktionsweise des Umschalt- und Haltemechanismus des VCR-Pleuels soll Abbildung 12 dienen. Auf der linken Seite sieht man das Hydraulikschaltbild des Pleuels im langen Zustand. Es ist zu erkennen, dass der Steuerschieber die Rücklaufleitung der HD-Kammer verschließt. Die Leitung 1 ist die Zulaufleitung zur Ringnutkammer. Leitung 2 dient zum Befüllen der HD-Kammer. Obwohl die Zulaufleitung 1 geöffnet ist bzw. das Öl über das Rückschlagventil in die

Ringnutkammer fließen kann, schränkt dies nicht die Funktionalität ein, da über die Fläche und den Druck in der HD-Kammer eine viel größere Kraft aufgebaut wird als in der Ringnutkammer und diese somit über die Rücklaufleitung 4 entleert wird.

Das VCR-Pleuel hält seine lange Position bei im Motorbetrieb auftretenden Zugkräften am oberen Anschlag kraftschlüssig. Auf Druck stützt sich der Stufenkolben des VCR-Pleuels auf dem Ölvolumen im Inneren der HD-Kammer ab.

Auf der rechten Seite von Abbildung 12 sieht man den Schaltzustand des Pleuels im kurzen Zustand. Das Öl befindet sich nun in der Ringnutkammer. Der Steuerschieber versperrt die Rücklaufleitung der Ringnutkammer und gibt gleichzeitig die Rücklaufleitung der HD-Kammer frei. Das Öl wird durch die auftretende Gas-Kraft im Motorbetrieb, welche auf den Kolben und über den Kolbenbolzen auf das Pleuel wirkt, aus der HD-Kammer über die Rücklaufleitung 3 gedrückt.

Der kurze Zustand wird auf Zug über das Ölvolumen in der Ringnutkammer gehalten. Bei Druckkräften stützt sich der Stufenkolben kraftschlüssig am unteren Boden der HD-Kammer ab.

2.2 Berechnung der Stangenkräfte

Um die auf das VCR-Pleuel wirkenden Belastungen abschätzen zu können, ist der Einsatzbereich des Pleuels festgelegt worden, um anschließend vereinfachte Berechnungen zur Größenabschätzung durchzuführen.

2.2.1 Ermittlung des Motorkennfelds

Die Berechnung der im Pleuel wirkenden Stangenkräfte erfolgt unter Zuhilfenahme von Zylinderdruckverläufen, welche zuvor in diversen AVL Testläufen gemessen wurden. Anhand der Vollastkurve (*High Load*) des AUDI 1.8 TFSI Motors ergeben sich die weiteren Lastkurven, und somit das gesamte Motorkennfeld. Die unterschiedlichen Lastkurven im Motorkennfeld ergeben sich aus einer prozentuellen Abstufung des Drehmomentverlaufs der Vollastkurve (siehe Tabelle 1):

Tabelle 1: Gliederung der Lastkurven

Bezeichnung	Anteil max. Motordrehmoment
High Load	100% - 90%
Intermediate Load	89% - 60%
Part Load	59% - 30%
Low Load	< 29%

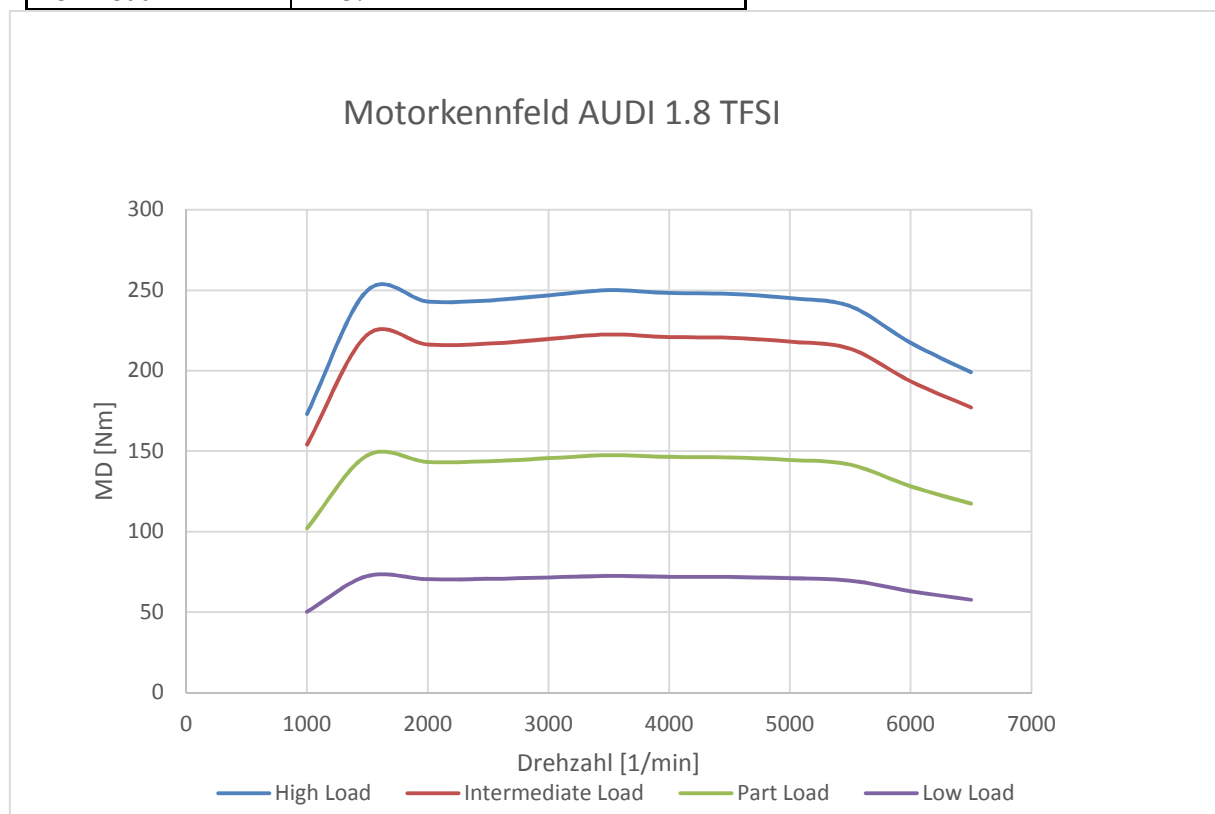


Abbildung 13: Motorkennfeld AUDI 1.8 TFSI

2.2.2 Einschränkung des Einsatzbereiches für die Prüfstanderprobung

Die Ölversorgung bei dem AUDI 1.8 TFSI Motor funktioniert über eine zweistufige, variable Ölpumpe, welche einen Förderdruck von 1.8 bar sowie 3.3 bar liefert. Angesteuert wird diese Ölpumpe über ein Signal des Motorsteuergerätes (engl. *Engine Control Unit*, kurz: *ECU*). Der Befehl zum Umschalten des Druckniveaus erfolgt über eine vordefinierte Umschalt-Kurve im Motorkennfeld. Diese Grenzkurve für das Umschalten des Öldruckniveaus wird in Abbildung 14 gezeigt.

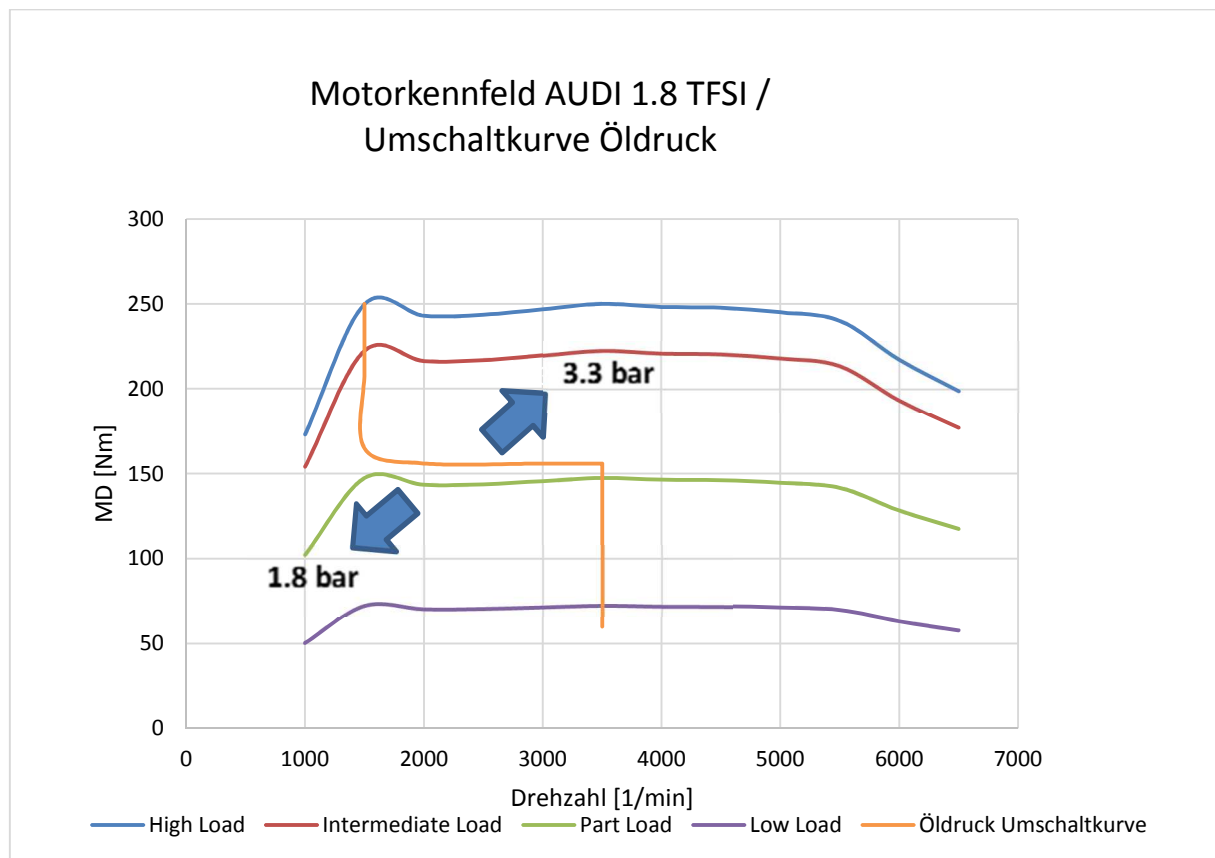


Abbildung 14: Motorkennfeld AUDI 1.8 TFSI und Umschaltkurve der Ölpumpe

In Abbildung 14 deutlich erkennbar, erfolgt die Umschaltung vom niedrigen zum hohen Druckniveau innerhalb eines Drehzahlbereiches von 1500 U/min bis 3500 U/min.

Da das Umschalten vom langen in den kurzen Zustand und umgekehrt stattfindet, wurden für die Verifikation mehrere unterschiedliche Betriebspunkte an der Grenzkurve gewählt.

Um eine breite Streuung von repräsentativen Messpunkten rund um diese Grenzkurve der Ölpumpe zu erhalten, sind die Betriebspunkte für *Intermediate Load*, *Part Load*

und *Low Load* im Rahmen des Definitionsspektrums (siehe Tabelle 1) verschoben worden (siehe Abbildung 15).

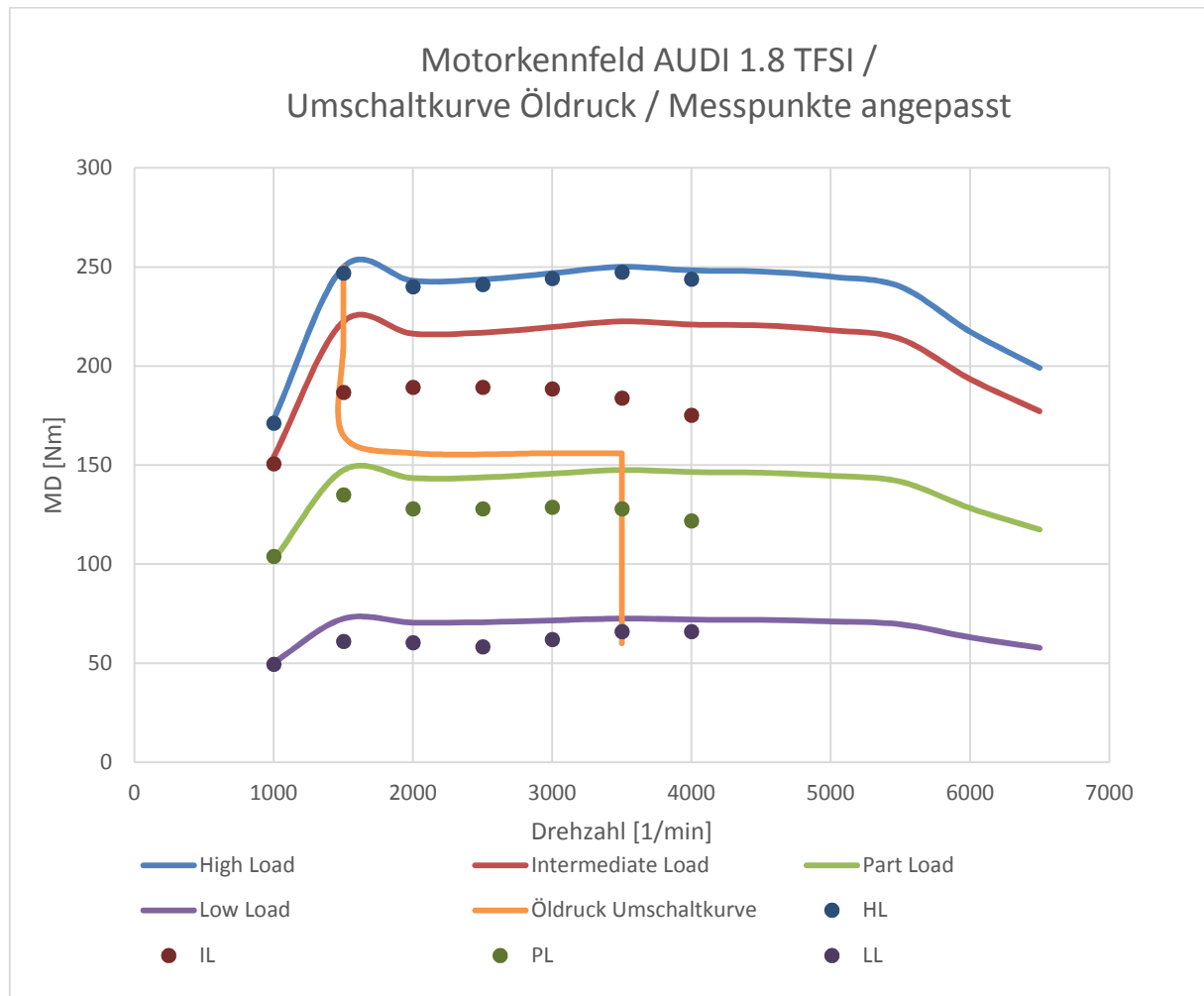


Abbildung 15: Motorkennfeld (angepasst) mit Umschaltkurve-Öldruck

2.2.3 Berechnung der Stangenkräfte

Die auftretenden Kräfte im befeuerten Motorbetrieb sind durch Überlagerung der oszillierenden Kräfte erster und zweiter Ordnung und der Druckkräfte resultierend aus dem Verbrennungsdruck berechnet worden. Die Berechnung dieser Kräfte erfolgte unter Zuhilfenahme repräsentativer Verbrennungsdrücke gemessen an einem vergleichbaren Ottomotor ohne VCR System. Dadurch erhält man die Belastungsgrößen, die jener im Motorbetrieb weitestgehend entsprechen. Um ein möglichst breites Spektrum an Betriebspunkten abzudecken sind die im Pleuel wirkenden Kräfte für ein Lastkollektiv von Niedrig- bis Hochlast und ein Drehzahlband

von 1000 U/min bis 4000 U/min (in 500 U/min Abstufungen) aufgestellt worden. Diese Punkte befinden sich rund um die Umschaltkurve der Ölpumpe in Abbildung 15. Für die erste Funktionsanalyse des VCR-Pleuels sind Betriebspunkte bei einer Drehzahl von über 4000 U/min nicht berechnet und simuliert worden, da eine Umschaltung des Pleuels bei höheren Drehzahlen nicht vorgesehen ist.

Die am Pleuel wirkenden Kräfte sind in Abbildung 16 dargestellt. ⁶

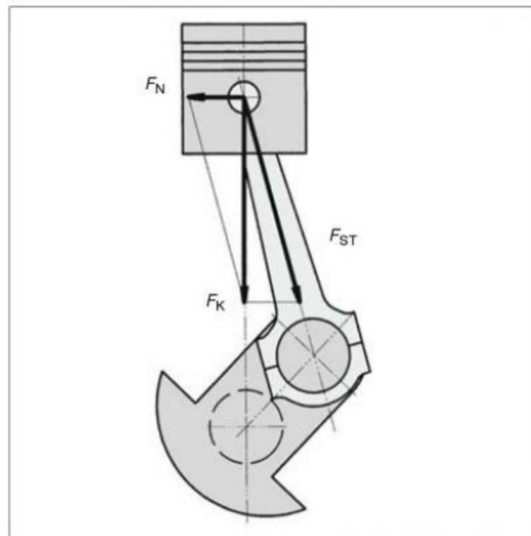


Abbildung 16: Stangenkraft ⁶

Die Stangenkraft im Pleuel errechnet sich unter Zuhilfenahme folgender Formeln:

$$F_{St} = \frac{F_K}{\cos \beta} \quad (3)$$

$$F_K = F_{osc} + F_{Gas} \quad (4)$$

$$F_{osc} = m_{osc} * r * \omega^2 * (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (5)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (6)$$

$$F_{Gas} = p(\varphi) * A_K \quad (7)$$

$$A_K = \frac{d^2 * \pi}{4} \quad (8)$$

⁶ Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven; Richard Basshuysen, Fred Schäfer; Springer-Verlag, 2014, S. 51 ff

Zur besseren Visualisierung sind diese Stangenkräfte in einem Diagramm über einem Entladezyklus (720°- Kurbelwinkel) aufgetragen (siehe Abbildung 17).

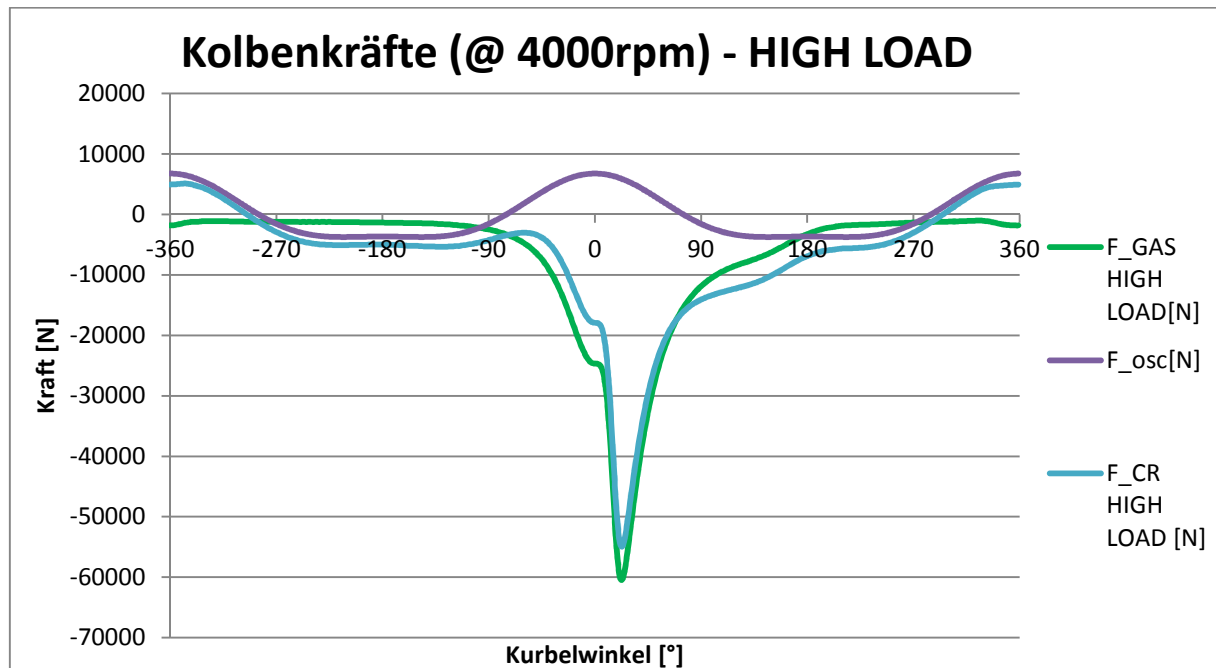


Abbildung 17: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 4000 U/min, Volllast (*High Load*)

Diese so ermittelten Zug- und Druckkräfte zeigen die zu erwartenden Belastungen des Pleuels auf. Mit der Berechnung der im Pleuel wirkenden Stangenkräfte über ein Drehzahlband von 1000 – 4000 U/min bei Lasten von Niedrig- bis Volllast sind die Grenzwerte definiert worden. Die folgenden Abbildungen (Abbildung 18 - Abbildung 20) zeigen die Kolbenkräfte bei High Load (Volllast) bei unterschiedlichen Drehzahlen.

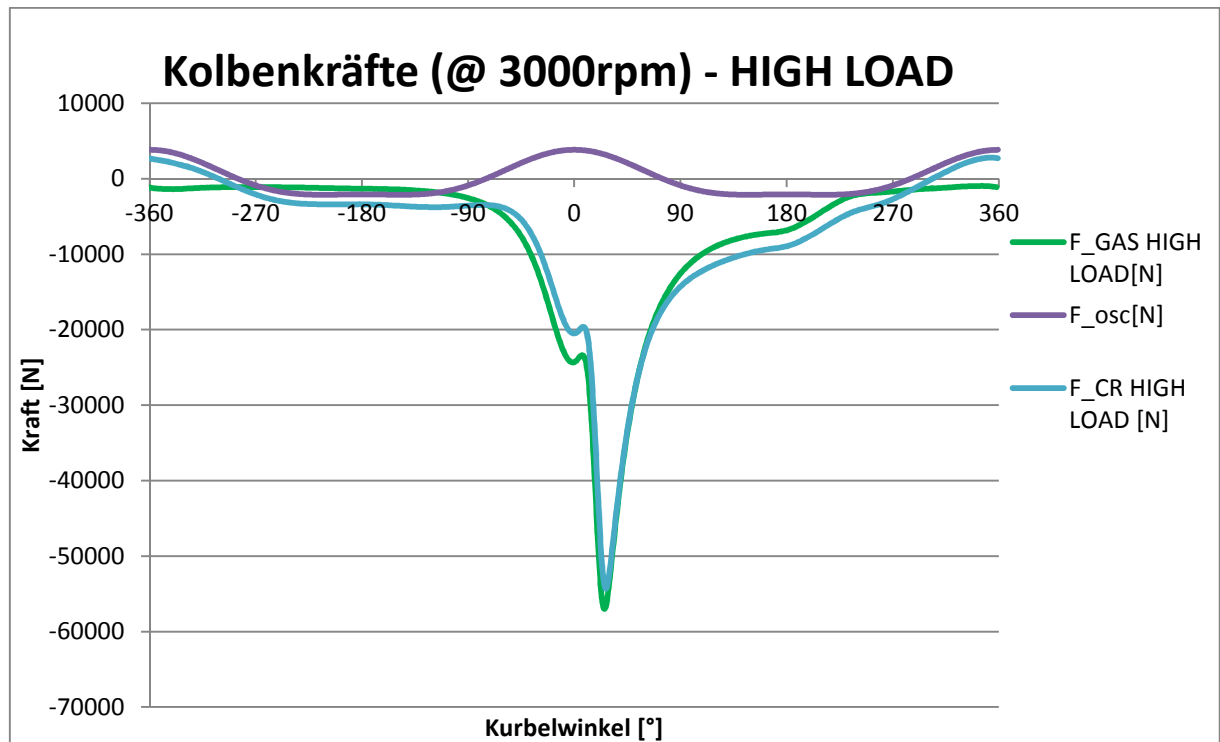


Abbildung 18: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 3000 U/min, Volllast (*High Load*)

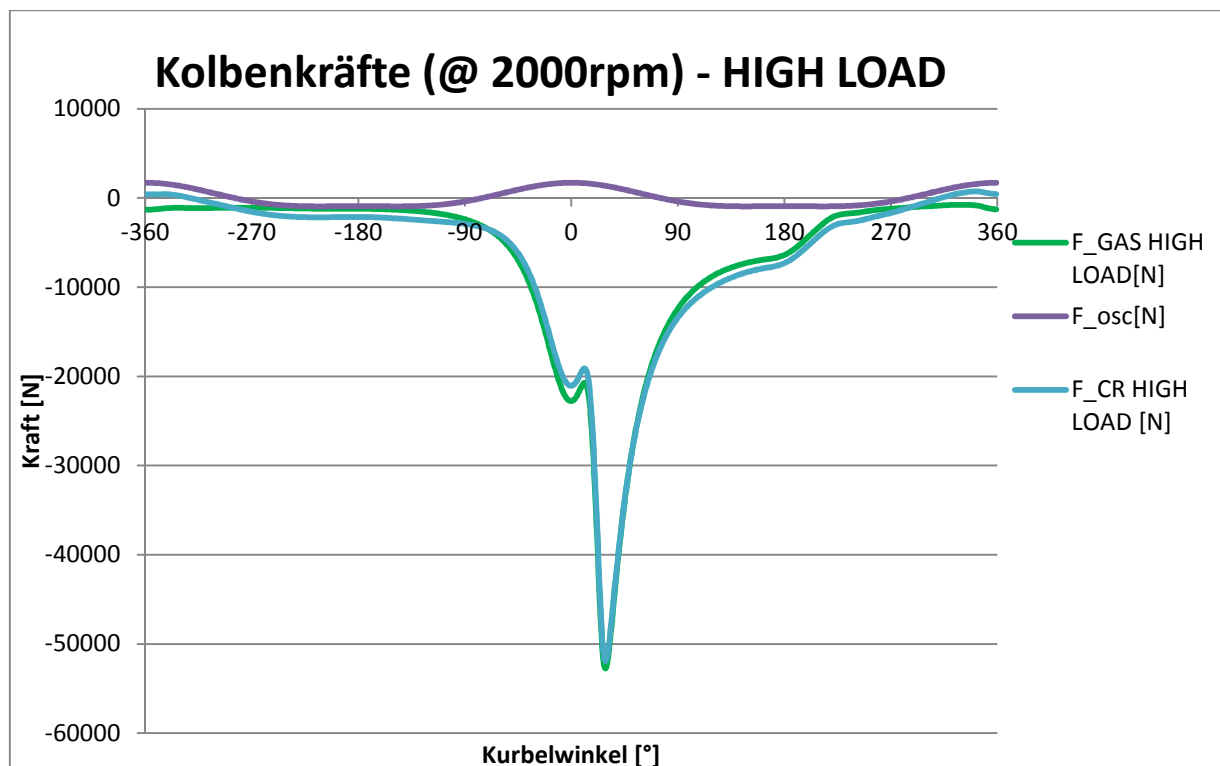


Abbildung 19: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 2000 U/min, Volllast (*High Load*)

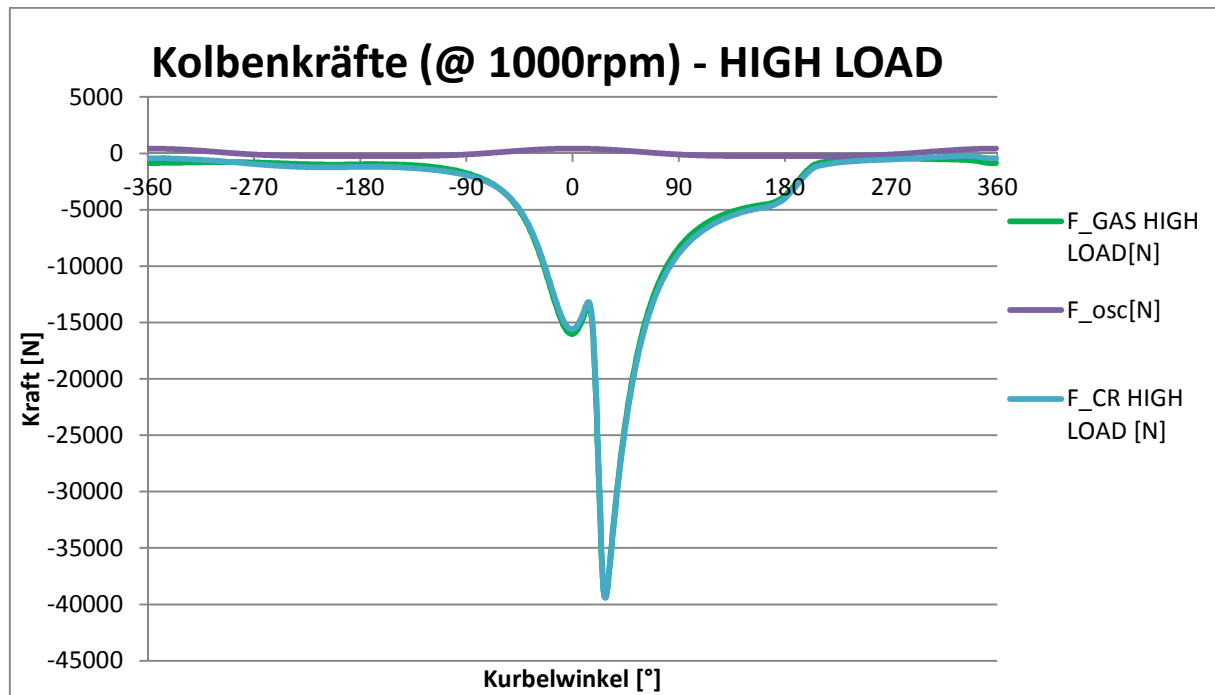


Abbildung 20: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 1000 U/min, Volllast (*High Load*)

2.3 Fehlerbaumanalyse

Die Fehlerbaumanalyse (engl. *Fault Tree Analysis*, kurz FTA) ist ein Top-Down Instrument, das verwendet wird um Basisfehler eines unerwünschten Ereignisses zu detektieren, mit dem Ziel das Problem zu lösen. Der Hauptfehler (engl. *Top Event*) beschreibt das unerwünschte Ereignis, welches unter bestimmten Voraussetzungen eingetroffen ist. Das Zwischenereignis (engl. *Intermediate Event*) beschreibt einen Fehler, der auf vorangegangene Fehler zurückzuführen ist. Das Basisereignis (engl. *Basic Event*) beschreibt die Grundursache des Fehlers und bildet somit im übertragenen Sinne die Wurzeln des Fehlerbaumes. Dieser Grundfehler (engl. *Root Cause*) führt zum Zwischenereignis und weiter zum Hauptfehler.⁷

Bei dieser Fehlerbaumanalyse wird das AVL VCR-Pleuel untersucht, um im Betrieb eventuell auftretende Fehler vorzeitig identifizieren zu können.

2.3.1 Definition der Systemgrenze

Mit der Definition einer Systemgrenze wird sichergestellt, dass die Fehlerbaumanalyse nicht an Übersichtlichkeit verliert bzw. der Fokus nicht verloren geht. Die Systemgrenze bei der Fehlerbaumanalyse des AVL VCR-Pleuels ist rund um das

⁷ AVL internes Dokument, 0000777572_VA_FTA_Guideline.docx

Pleuel gezogen worden. Die Wahl dieser Systemgrenze bedeutet eine kontinuierliche und ausreichende Ölversorgung des Pleuellagers. Dies hat zur Folge, dass Fehler, die bei herkömmlichen Pleueln, wie z.B.: Lagerfresser oder Verschleiß aufgrund von Mangelschmierung, nicht berücksichtigt werden. Da es sich um eine Funktionserprobung handelt, sind in der Fehlerbaumanalyse auch keine Versagensarten berücksichtigt worden, die aus einem Langzeitbetrieb resultieren. Somit beziehen sich alle Basisfehler die beim VCR-Pleuel auftreten können nur auf die Einschränkung der Funktionalität des Umschaltvorganges sowie das Halten der gewünschten Zustände.

2.3.2 Ausführung der Fehlerbaumanalyse

Die Fehlerbaumanalyse des AVL VCR – Pleuels besteht aus vier Hauptfehlern:

1. Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand
2. Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand
3. Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten
4. Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten

(siehe Abbildung 21). Die Bedeutung dieser Hauptfehler ergibt, dass beim Eintreffen eines oder mehrerer dieser Fehler, die Funktionstauglichkeit des VCR – Pleuels nicht mehr gewährleistet ist.

Jeder dieser vier Hauptfehler resultiert aus unterschiedlichen Zwischenereignissen, welche einzeln oder in Kombination zum Hauptfehler führen. Diese Zwischenereignisse wiederum beinhalten untergeordnete Zwischenereignisse und / oder Basisfehler, die einzeln oder in Kombination zum Zwischenereignis führen können.

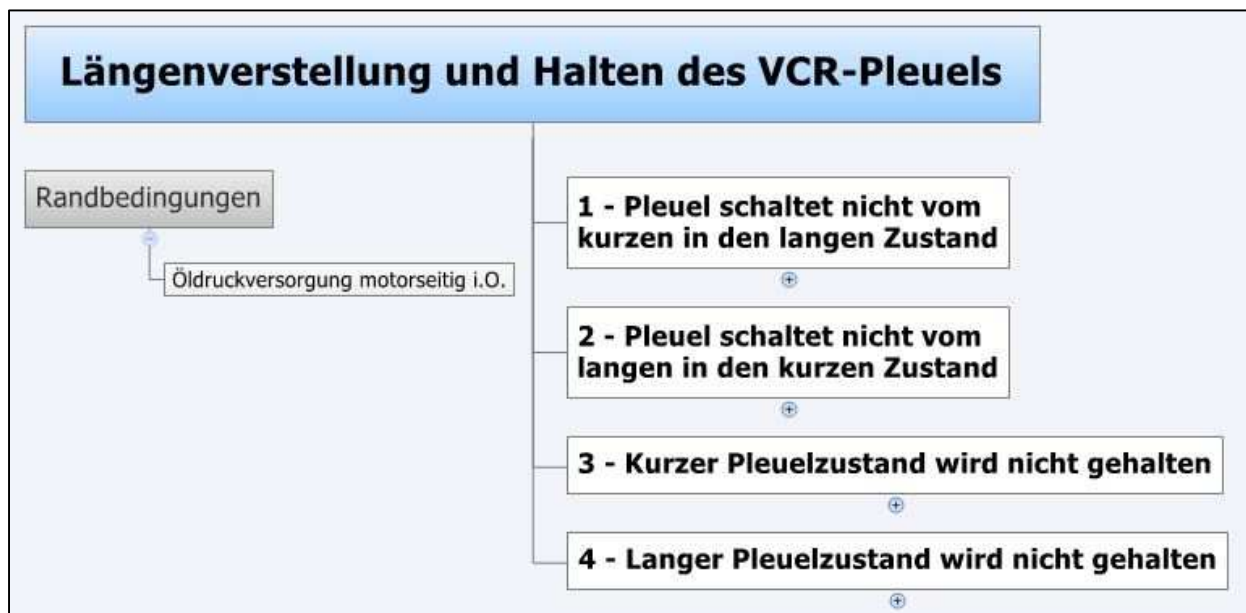


Abbildung 21: die vier Hauptfehler der Fehlerbaumanalyse

Exemplarisch erfolgt die Abarbeitung des ersten Hauptfehlers „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“.

2.3.3 Abarbeitung des Hauptfehlers: 2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand

Wie in Abbildung 22 zu sehen, kann der Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“ aus mehreren Zwischenereignissen resultieren, die einzeln oder in Kombination als Ursache des Hauptfehlers gewertet werden können.



Abbildung 22: Hauptfehler 2 und Zwischenereignisse

Exemplarisch wird das Zwischenereignis „Ringnutkammer wird nicht befüllt“ näher beschrieben. Dieses oben erwähnte Zwischenereignis („Ringnutkammer wird nicht befüllt“) setzt sich aus mehreren weiteren Zwischenereignissen zusammen (siehe Abbildung 23). Diese Unter-Zwischenereignisse führen auch wieder gemeinsam oder in Kombination zum übergeordneten Zwischenereignis.

Die türkis gefärbten Ereignisse in Abbildung 23 stellen durchgeführte Rechenableitungen dar.

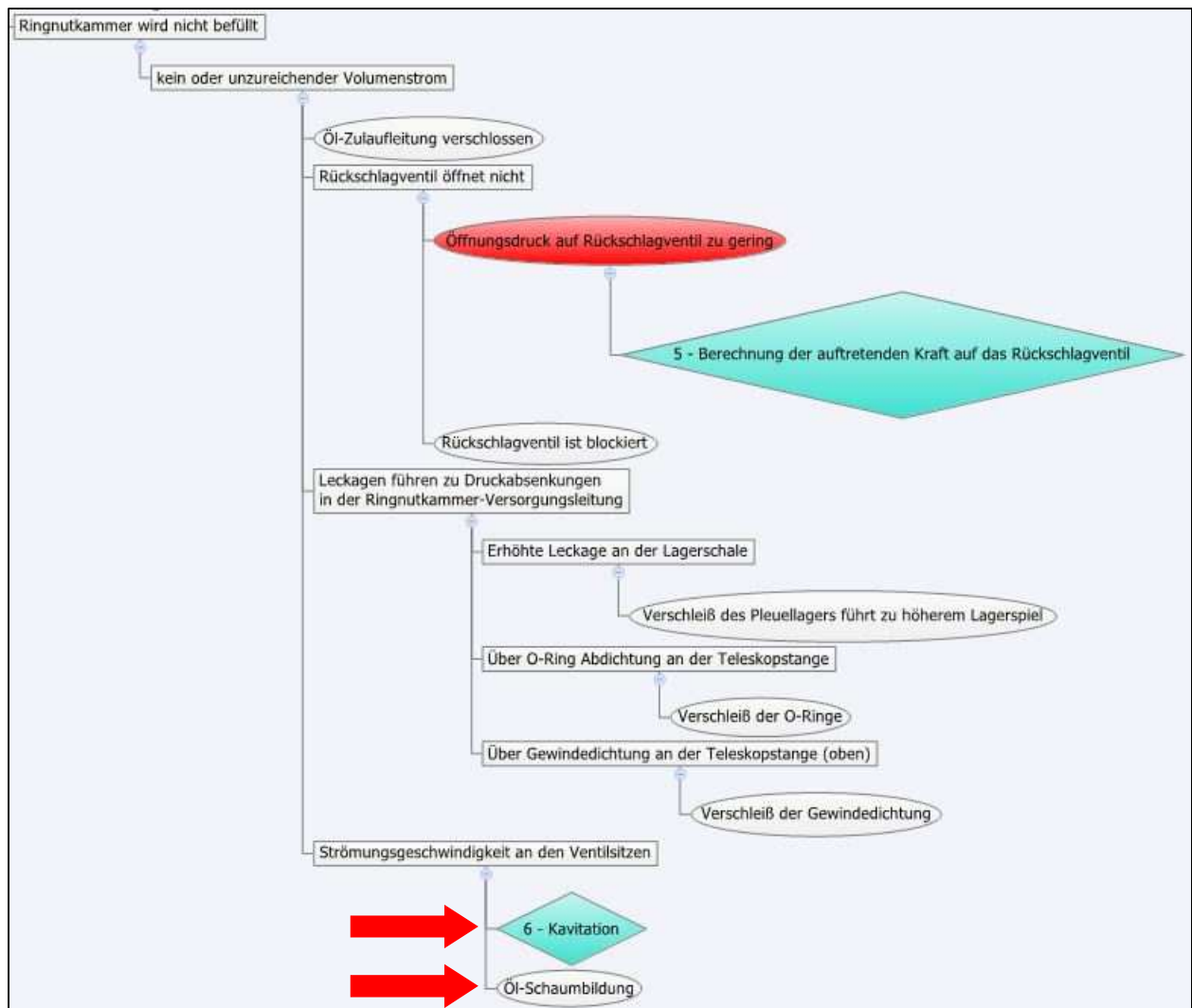


Abbildung 23: Aufschlüsselung eines Zwischenereignisses

Die letzte Ebene bilden die sogenannten Basisereignisse (engl. *root causes*), wie z.B.: „Kavitation“ oder „Öl-Schaumbildung“. Das Basisereignis „Kavitation“ bildet in diesem expliziten Fall zugleich eine Rechenableitung.

Die detaillierte Ausarbeitung aller weiteren Hauptfehler der Fehlerbaumanalyse befindet sich im Anhang.

Aus dieser Fehlerbaumanalyse heraus ist auch die Notwendigkeit der Durchführung elementarer Rechenaufgaben entstanden (türkis gefärbte Ereignisse bzw. Rechenableitungen). Die Intention dahinter ist die Grenzwertabschätzung bestimmter physikalischer Größen, welche eine maßgebliche Rolle für die Funktionalität des VCR – Pleuels spielen.

2.4 Berechnungen resultierend aus Fehlerbaumanalyse

Alle Berechnungen beziehen sich auf die Funktionalität des VCR-Pleuels und dienen als Grenzwertabschätzung, welche in kritischen Fällen genauer analysiert werden müssen.

2.4.1 Volumenstrom zum Befüllen der HD-Kammer

Die Berechnung des notwendigen Volumenstroms der HD-Kammer hat sich aus der Rahmenbedingung ergeben, dass sich der Pleuel im Verbrennungsmotor innerhalb von sieben Entladezyklen verstellt und seine lange Position einnimmt. Der minimale Öl-Volumenstrom ist für eine Drehzahl von 750 U/min berechnet worden, dies entspricht der Leerlaufdrehzahl. Der maximale Öl-Volumenstrom ist bei einer Drehzahl von 3500 U/min berechnet worden, da eine Umschaltung der Pleuellänge bei höheren Drehzahlen nicht vorgesehen ist (bei 4000 U/min wird das Pleuel nicht mehr geschaltet).

$$V_{Zyklus_{HD}} = \frac{V_{HD}}{7} = 395,3 \text{ mm}^3 \quad (9)$$

$$\dot{V}_{\min_{HD}} = \frac{V_{Zyklus}}{U_{\min}^{-1}} = 0,29 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (10)$$

$$\dot{V}_{\max_{HD}} = \frac{V_{Zyklus}}{U_{\max}^{-1}} = 1,38 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (11)$$

Um eine Befüllung der HD-Kammer zu erreichen, muss die RN-Kammer entleert werden.

Die berechneten Öl-Volumenströme liegen im Förderbereich einer üblichen Personenkraftwagen-Motorölpumpe.

2.4.2 Volumenstrom zum Befüllen der RN-Kammer

Aufgrund der Druckkraft, welche bei der Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches entsteht, ist davon auszugehen, dass sich bei vollständig geöffneter Rücklaufleitung der HD-Kammer diese innerhalb eines Zyklus entleert. Infolgedessen muss sich die RN-Kammer in diesem Zeitraum befüllen, um die Funktionstauglichkeit des VCR-Pleuels zu gewährleisten. Wie schon in Kapitel 2.4.1 erwähnt ergibt sich der minimale Öl-Volumenstrom bei einer Drehzahl von 750 U/min und der maximale bei 3500 U/min.

$$\dot{V}_{\min_RN} = \frac{V_{RN}}{U_{\min}^{-1}} = 0,182 \frac{l}{\min} \quad (12)$$

$$\dot{V}_{\max_HD} = \frac{V_{RN}}{U_{\max}^{-1}} = 0,851 \frac{l}{\min} \quad (13)$$

2.4.3 Pleuel Stangenkräfte (Zug-Druck)

Siehe Kapitel 2.2.3

2.4.4 Kavitation

Kavitation tritt auf, wenn der Dampfdruck in einer Flüssigkeit unterschritten wird. Es kommt zu einer Dampfblasenbildung bei Gaseinschlüssen, die durch Oberflächenrauigkeiten entstanden sind. Die gefährliche Phase ist jene, in der es zur schlagartigen Kondensation des Dampfes in der Blase kommt. Hierbei kommt es durch den Zusammenfall jener Blase zu Impulsänderungen der die Blase umgebenden Flüssigkeit. Ist diese Blase in Berührung mit einer festen Wand treten dort große Drücke weit über 1000 bar auf, welche das Bauteil schädigen können.⁸

Beim AVL VCR-Pleuel gibt es vier kritische Querschnittsverengungen in den Hydraulikkanälen bei denen die Gefahr besteht, dass Kavitation auftritt (siehe Abbildung 10 und Abbildung 11).

1. Drossel in der Zulaufleitung zur HD-Kammer
2. Rücklaufleitung aus der HD-Kammer
3. Rückschlagventil in der Zulaufleitung zur HD-Kammer
4. Rückschlagventil in der Zulaufleitung zur RN-Kammer

Durch Verwendung der Kontinuitäts- und der Bernoulligleichung ist jeweils der Druck nach der Querschnittsverengung berechnet und mit dem Dampfdruck ($p_{Dampf} = 0,0001 \text{ bar}$) von Motoröl verglichen worden.

⁸ Strömungsmechanik A-Z, Heinz Herwig, Vieweg, 1. Auflage, 2004, S. 171

$$u_{ein} * A_{ein} = u_{aus} * A_{aus} \quad (14)$$

$$p_{ein} + \frac{u_{ein}^2}{2} * \rho_{\text{öl}} = p_{aus} + \frac{u_{aus}^2}{2} * \rho_{\text{öl}} \quad (15)$$

$$p_{aus} > p_{Dampf}$$

Alle berechneten Werte beziehen sich auf den Umschaltvorgang bei 3500 U/min, da es bei diesem zu höheren Strömungsgeschwindigkeiten kommt und somit auch zu größeren Druckverlusten.

1. Drossel in der Zulaufleitung zur HD-Kammer

$$p_{aus} = 1.657 \text{ bar} \gg p_{Dampf}$$

Der Druck vor der Drossel ist mit $p_{ein} = 1.8 \text{ bar}$ angenommen worden. Hierbei handelt es sich um die niedrige Druckstufe der Ölpumpe bei welcher das Pleuel vom kurzen in den langen Zustand umschaltet und somit die Zulaufleitung für die HD-Kammer freigegeben wird.

2. Rücklaufleitung aus der HD-Kammer

$$p_{aus} = 1749 \text{ bar} \gg p_{Dampf}$$

Der Druck in der HD-Kammer ist mit $p_{HD} = 1752 \text{ bar}$ angenommen worden (siehe 2.4.8). Es handelt sich dabei um den maximalen, rechnerisch ermittelten Druck in der HD-Kammer.

3. Rückschlagventil in der Zulaufleitung zur HD-Kammer

$$p_{aus} = 1.133 \text{ bar} \gg p_{Dampf}$$

Der Druck vor dem Rückschlagventil in der Zulaufleitung zur HD-Kammer ist mit $p_{ein} = 1.8 \text{ bar}$ angenommen worden. Hierbei handelt es sich um die niedrige Druckstufe der Ölpumpe bei welcher das Pleuel vom kurzen in den langen Zustand umschaltet und somit die Zulaufleitung für die HD-Kammer freigegeben wird.

4. Rückschlagventil in der Zulaufleitung zur RN-Kammer

$$p_{aus} = 3.029 \text{ bar} \gg p_{Dampf}$$

Der Druck vor dem Rückschlagventil in der Zulaufleitung zur RN-Kammer ist mit $p_{ein} = 3.3 \text{ bar}$ angenommen worden. Hierbei handelt es sich um die hohe Druckstufe der Ölpumpe bei welcher das Pleuel vom langen in den kurzen Zustand umschaltet und somit die Zulaufleitung für die RN-Kammer freigegeben wird.

Auch beim Umschaltvorgang des Pleuels vom langen in den kurzen Zustand – und umgekehrt – kann es zu einer Dampfblasenbildung in der HD- und RN-Kammer kommen. Der Grund hierfür könnte ein unzureichender Ölvolumenstrom zur Befüllung der jeweiligen Kammer in Verbindung mit der Kompressibilität des Motoröls sein. Vor allem der Umschaltvorgang vom kurzen in den langen Pleuelzustand kann Probleme hinsichtlich der Bildung von Gasblasen mit sich bringen. Da es einige Zyklen benötigt bis sich die HD-Kammer befüllt und die RN-Kammer sich entleert hat, kann es durch die Kompressibilität des noch übrigen Öls in der RN-Kammer und eines zu geringen Volumenstroms zur Befüllung der HD-Kammer zu einem Unterdruck in der Kammer kommen. Dieser Unterdruck bewirkt dann eine Lösung von Gasen des sich in der Kammer befindenden Öls.

Um diesen Effekt darzustellen, ist eine Simulation seitens der AVL mit der AVL HYDSIM-Software durchgeführt worden. Das Resultat dieser Simulation ist in Abbildung 24 grafisch dargestellt.

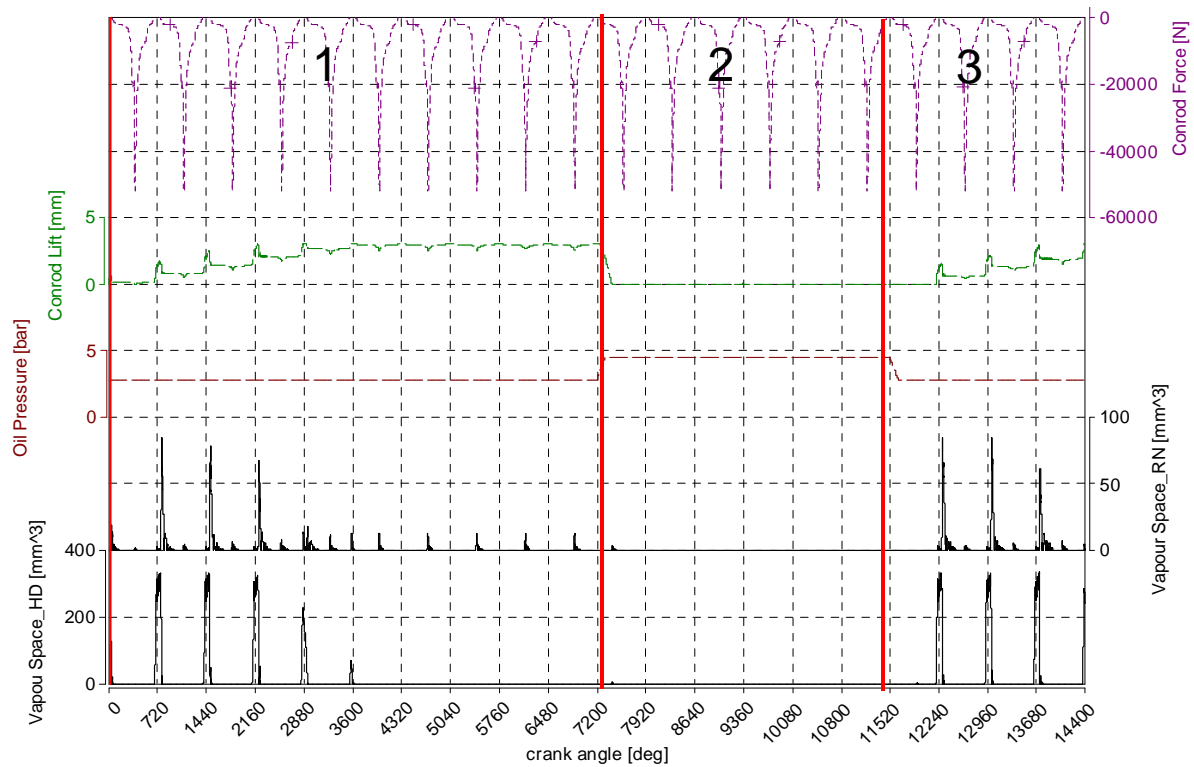


Abbildung 24: Gasvolumen in der RN- und der HD-Kammer beim Umschaltvorgang

Abbildung 24 zeigt die Simulation eines Umschaltvorganges vom kurzen in den langen Zustand des VCR-Pleuels und wieder zurück. Im Abschnitt 1 dieser Abbildung beträgt der Ölversorgungsdruck 1.8 bar (2.8 bar Absolutdruck). Der simulierte Betriebspunkt entspricht jenem bei 2000 U/min bei hoher Last (*High Load*, siehe Tabelle 2). Das Pleuel befindet sich zu Beginn (bei 0° Kurbelwinkel) im kurzen Zustand. Die Längenänderung (*Conrod Lift*) dauert mehrere Zyklen und die Bildung von Dampfvolümina in beiden Kammern ist deutlich zu erkennen (*Vapour Space_HD*, *Vapour Space_RN*). Im Abschnitt 2 erfolgt die Umschaltung vom langen zurück in den kurzen Zustand. Dieser Vorgang dauert im Vergleich zum Umschaltvorgang in Bereich 1 deutlich kürzer. Auch kommt es zu keiner Dampfblasenbildung. Ein möglicher Grund für diesen Effekt ist, dass die HD-Kammer sich durch die anliegende, zyklisch auftretende Druckkraftkomponente sehr schnell entleert und das Befüllen der RN-Kammer, aufgrund des geringeren Volumens, auch schneller stattfindet. Im Abschnitt 3 der Abbildung 24 wird das Pleuel, gleich wie in Abschnitt 1, von kurz nach lang geschaltet.

2.4.5 Auslegung und Eigenfrequenzen der Rückschlagventile

Das Rückschlagventil in der Zulaufleitung zur HD-Kammer und zur RN-Kammer soll bei einem Öldruck von $p_{relativ} = 0.1 \text{ bar}$ öffnen, damit sich die Kammer befüllen kann. Aufgrund des Leitungsquerschnittes von $D_a = 3\text{mm}$ muss ein Kugelventil mit einem maximalen Öffnungsquerschnitt von $D_i = 2\text{mm}$ zum Einsatz kommen.

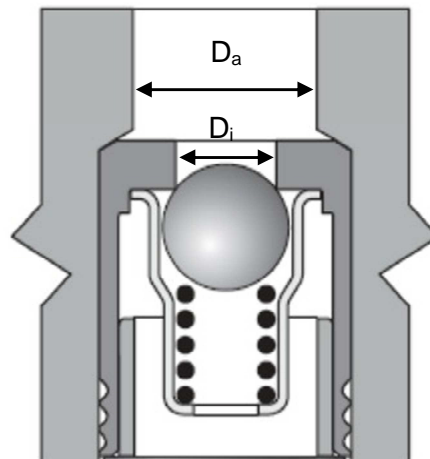


Abbildung 25: Rückschlagventil

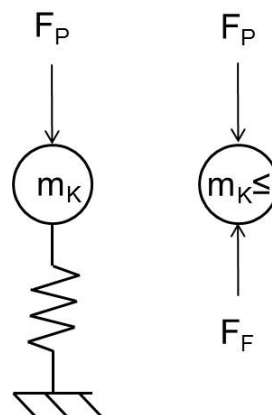


Abbildung 26: Kräfte auf Rückschlagventil

Die Steifigkeit der Feder, welche die Kugel im Ventil gegen den Anschlag drückt, berechnet sich wie folgt:

$$F_P = F_F \quad (16)$$

$$F_F = c * x \quad (17)$$

$$c = \frac{F_P}{x} \quad (18)$$

Der Federweg wird mit $x = 1\text{mm}$ angenommen. Somit ergibt sich eine Federrate von $c = 345 \frac{\text{N}}{\text{m}}$, siehe Formel $c = \frac{F_P}{x}$ (18). Um nicht in den Resonanzbereich der Ventulfeder zu kommen, was ein mögliches Öffnen der Rückschlagventile mit sich ziehen würde, ist mit der berechneten Federrate und dem Gewicht der Stahlkugel ($m = 3.3 * 10^{-5}\text{kg}$) im Ventil die Eigenfrequenz der Rückschlagventile berechnet worden.

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (19)$$

$$f = \frac{\omega}{2*\pi} \quad (20)$$

$$f = 514 \text{ Hz}$$

Diese Frequenz entspricht einer Motordrehzahl von $U = 3.09 * 10^4 \frac{1}{\text{min}}$ und liegt somit weit außerhalb des Drehzahlbereichs von herkömmlichen Personenkraftwagen.

2.4.6 Nachgiebigkeit des Ölvolumens in der HD-Kammer

Aufgrund der vorherrschenden hohen Drücke und der Kompressibilität des Motoröls in der HD-Kammer des VCR-Pleuels kann es zu einer Kompression des Ölvolumens kommen. Die nachfolgende Berechnung dieser Nachgiebigkeit bezieht sich auf den Maximaldruck in der Kammer, da mit diesem die größte Kraft auf das Ölvolumen wirkt und es infolgedessen auch zur größten Deformation kommt.

beträgt $V_0 = 262 \text{ mm}^3$ (siehe Abbildung 28). Somit ergibt sich eine rechnerisch ermittelte Kompression der Ölsäule von $\Delta l = 0.1 \text{ mm}$.

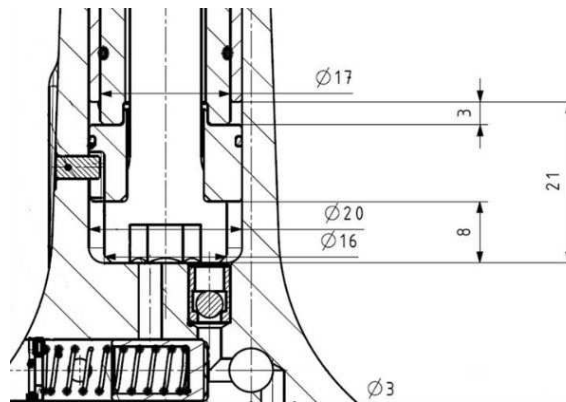


Abbildung 28: Abmessungen der Ringnutkammer (RN-Kammer)

2.4.8 Auftretende Drücke in der HD-Kammer und der RN-Kammer

Da durch den Verbrennungsdruck im Motorbetrieb sehr hohe Kräfte auf die Pleuelstange und somit auch auf die Ölvolumina wirken, welche für das Halten der Position des VCR-Pleuels verantwortlich sind, müssen die auftretenden Drücke berechnet werden. Aufgrund zu hoher Drücke könnte die Werkstoffstreckgrenze überschritten werden. Die in den Ölkammern auftretenden Drücke sind mit der Gleichung $p = \frac{F}{A}$ ermittelt worden. Die auf die Ölvolumina in der HD- und RN-Kammer wirkenden Kräfte, aus denen diese Drücke resultieren, sind jene, deren Berechnung in Kapitel 2.2.3 näher beschrieben wird. Die Berechnung der auftretenden Drücke ist für einen Drehzahlbereich bis 4000 U/min, was einer Pulsfrequenz von 34Hz entspricht, durchgeführt worden.

Tabelle 2: Drücke bei unterschiedlichen Drehzahlen und Lasten – Teil 1

Last	Drehzahl	F_Zug	F_Druck	RN-Kammer p_max (Zug)	HD-Kammer p_max (Druck)
Einheit	[1/min]	[kN]	[kN]	[bar]	[bar]
High Load	4000	5.0	55.0	445.4	1752.5
High Load	3500	4.1	54.3	365.8	1730.2
High Load	3000	3.0	54.0	268.6	1720.7
High Load	2500	1.0	51.4	91.7	1637.9
High Load	2000	0.5	52.0	47.5	1657.0
High Load	1500	0.0	50.0	3.3	1593.3
High Load	1000	0.0	39.0	3.3	1243.2
Intermediate Load	4000	6.0	31.5	533.8	1004.5
Intermediate Load	3500	4.0	35.0	357.0	1115.9
Intermediate Load	3000	2.7	38.5	242.0	1227.3
Intermediate Load	2500	2.2	50.0	197.8	1593.3
Intermediate Load	2000	0.8	44.0	74.0	1402.4
Intermediate Load	1500	0.2	43.8	21.0	1396.0
Intermediate Load	1000	0.0	36.0	3.3	1147.7

Tabelle 3: Drücke bei unterschiedlichen Drehzahlen und Lasten – Teil 2

Last	Drehzahl	F_Zug	F_Druck	RN-Kammer p_max (Zug)	HD-Kammer p_max (Druck)
Einheit	[1/min]	[kN]	[kN]	[bar]	[bar]
Part Load	4000	6.0	30.8	533.8	982.2
Part Load	3500	4.2	34.0	374.7	1084.1
Part Load	3000	3.0	35.0	268.6	1115.9
Part Load	2500	2.0	34.3	180.1	1093.6
Part Load	2000	1.0	35.2	91.7	1122.3
Part Load	1500	0.0	35.0	3.3	1115.9
Part Load	1000	0.3	26.9	29.8	858.1
Low Load	4000	5.0	20.0	445.4	638.4
Low Load	3500	3.5	21.5	312.8	686.2
Low Load	3000	2.2	19.0	197.8	606.6
Low Load	2500	1.1	20.4	100.6	651.2
Low Load	2000	0.0	22.1	3.3	705.3
Low Load	1500	0.0	18.8	3.3	600.2
Low Load	1000	0.0	12.0	3.3	383.8

Alle auftretenden Drücke liegen unter der Materialstreckgrenze (Werkstoff: 42CRM04) von $Re = 900 \frac{N}{mm^2} \triangleq 9000 \text{ bar}$. Der höchste auftretende Druck ergibt sich bei *High Load*, 4000 U/min und beträgt 1752 bar.

2.4.9 Knickung

Um einen Anhaltswert für die maximale Druckkraftkomponente zu erhalten ist das Pleuel auf einen EULER Knickstab reduziert worden. Um die exakte Knicklast in Bezug auf die exakte Pleuelgeometrie ermitteln zu können, müsste eine Finite-Elemente Analyse durchgeführt werden. Die verschiedenen EULER-Lastfälle unterscheiden sich durch die Art der Einspannung der Stabenden. Für die Berechnung wird der EULER Fall 2 angenommen, bei dem sich das obere Stabende in einer Loslagerung und das untere Stabende in einer Festlagerung befindet. Der Stabquerschnitt wird mit dem kleinsten Pleuelquerschnitt angenommen. Somit soll sichergestellt werden, dass die berechnete Knickkraft kleiner ist als jene real, vom VCR-Pleuel ertragbare Kraft.



Abbildung 29: EULER Fall 2

$$F_k = E * I * \frac{\pi}{s^2} \quad (22)$$

$$s = \beta * L \quad (23)$$

$$E = 210 \frac{kN}{mm^2} \quad (24)$$

$$I = R^4 * \frac{\pi}{4} \quad (25)$$

$$R = 8.5 \text{ mm}$$

$$L = 144 \text{ mm}$$

$$\beta = 1$$

$$F_k = 130.44 \text{ kN}$$

Die aus der Formel $I = R^4 * \frac{\pi}{4}$ (25) berechnete Knickkraft beträgt 130.44 kN und ist damit um ein vielfaches größer als die bei den Pulsertests auftretende Druckkraft von 55 kN (*High Load*, 4000 U/min).⁹

2.4.10 Leckage an der HD-Kammer und an der RN-Kammer

Die ursprüngliche Auslegung des VCR-Pleuels ist ohne Dichtelemente bei der HD-Kammer und der RN-Kammer ausgelegt worden. Grund hierfür ist der Gedanke gewesen, dass der Volumenstrom für die Versorgung um ein vielfaches größer ist als die Leckage. Wäre der Volumenstrom durch Leckage allerdings größer als der

⁹ Einführung in die technische Mechanik: Festigkeitslehre, Herbert Balke, Springer Verlag, 2014, S. 207

zulaufende Volumenstrom, könnte sich kein Ölvolumen in der jeweiligen Kammer aufbauen und die Funktionalität des VCR-Pleuels wäre nicht gegeben.

Die Berechnung des durch die Leckagen entstehenden Volumenstroms aus der HD-Kammer wird bei dem Betriebspunkt *High Load bei 4000 U/min* berechnet, da hier der größte Druck in der HD-Kammer herrscht (1752 bar).

Für die Berechnung der Leckage der RN-Kammer wird der Betriebspunkt *Intermediate Load bei 4000 U/min* bei einem Druck von 534 bar in der RN-Kammer als Ausgangspunkt für die Ermittlung des Leckage-Volumenstroms herangezogen.

Der Volumenstrom aufgrund einer Leckage ist mit einer in der AVL HYDSIM-Software hinterlegten Formel berechnet worden.

$$\nu = 91.1 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \text{ (Shell 10W-40 bei } 40^\circ\text{C)}$$

$$\rho = 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu = \rho * \nu \quad (26)$$

$$R_{bHD} = 10.015 \text{ mm}$$

$$R_{pHD} = 9.9795 \text{ mm}$$

$$R_{bRN} = 8.509 \text{ mm}$$

$$R_{pRN} = 8.483 \text{ mm}$$

$$p_{outHD} = 1 \text{ bar}$$

$$p_{inHD} = 1752 \text{ bar}$$

$$p_{outRN} = 1 \text{ bar}$$

$$p_{inRN} = 533.8 \text{ bar}$$

$$L_{gapHD} = 9 \text{ mm}$$

$$L_{gapRN} = 32.7 \text{ mm}$$

Volumenstrom durch Leckage an der HD-Kammer

$$\dot{Q}_{HD} = \frac{\pi}{\mu} * \frac{(p_{outHD} - p_{inHD})}{L_{gapHD}} * \left(\left(\frac{1}{4} * (R_{bHD}^4 - R_{pHD}^4) \right) - \frac{1}{3} * (R_{bHD} + R_{pHD}) * (R_{bHD}^3 - R_{pHD}^3) + \frac{1}{2} * R_{bHD} * R_{pHD} * (R_{bHD}^2 - R_{pHD}^2) \right) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{HD} = 5.557 * 10^4 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

Zur Verfügung stehender Volumenstrom zum Befüllen der HD-Kammer

$$\dot{V}_{HD} = 2.635 * 10^4 \frac{mm^3}{s}$$

$$\dot{Q}_{HD} > \dot{V}_{HD}$$

Volumenströme aufgrund von Leckagen an der RN-Kammer

1. Volumenstrom in Richtung HD-Kammer

$$\dot{Q}_{RN1} = \frac{\pi}{\mu} * \frac{(p_{outRN} - p_{inRN})}{L_{gapHD}} * \left(\left(\frac{1}{4} * (R_{bHD}^4 - R_{pHD}^4) - \frac{1}{3} * (R_{bHD} + R_{pHD}) * (R_{bHD}^3 - R_{pHD}^3) \right) + \frac{1}{2} * R_{bHD} * R_{pHD} * (R_{bHD}^2 - R_{pHD}^2) \right) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{RN1} = 1.692 * 10^4 \frac{mm^3}{s}$$

2. Volumenstrom in Richtung kleines Pleuel Auge

$$\dot{Q}_{RN2} = \frac{\pi}{\mu} * \frac{(p_{outRN} - p_{inRN})}{L_{gapRN}} * \left(\left(\frac{1}{4} * (R_{bRN}^4 - R_{pRN}^4) - \frac{1}{3} * (R_{bRN} + R_{pRN}) * (R_{bRN}^3 - R_{pRN}^3) \right) + \frac{1}{2} * R_{bRN} * R_{pRN} * (R_{bRN}^2 - R_{pRN}^2) \right) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{RN2} = 1.554 * 10^3 \frac{mm^3}{s}$$

3. Volumenstrom gesamt

$$\dot{Q}_{RN} = \dot{Q}_{RN1} + \dot{Q}_{RN2} \quad (30)$$

$$\dot{Q}_{RN} = 1.847 * 10^4 \frac{mm^3}{s}$$

Zur Verfügung stehender Volumenstrom zum Befüllen der RN-Kammer

$$\dot{V}_{RN} = 1.62 * 10^4 \frac{mm^3}{s}$$

$$\dot{Q}_{RN} > \dot{V}_{RN}$$

Da die Volumenströme zum Befüllen der jeweiligen Kammern deutlich kleiner sind als der durch die Leckagen abfließende Volumenstrom sind die HD-Kammer und die RN-Kammer mit O-Ring Dichtungen versehen worden (siehe Abbildung 30).¹⁰

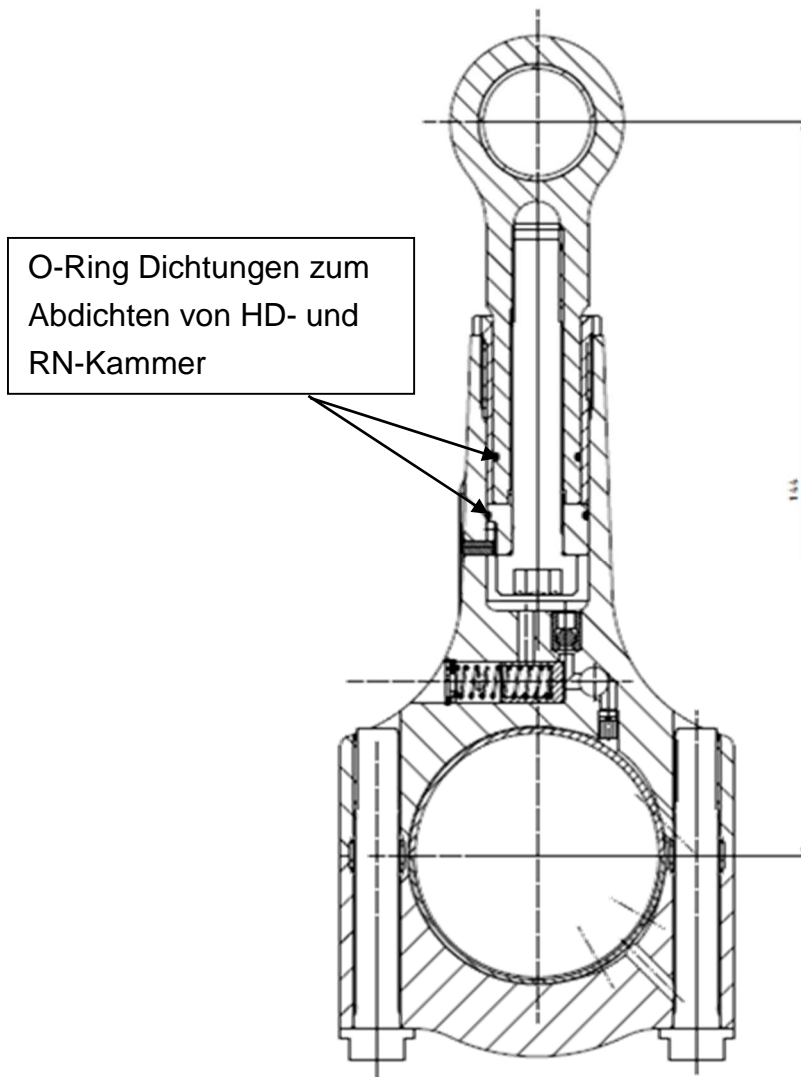


Abbildung 30: VCR-Pleuel mit O-Ring Dichtungen

2.4.11 Auslegung der Steuerschieberfeder

Der Steuerschieber ist ein zentrales Element für die Funktionalität des VCR-Pleuels. Mit Hilfe der Feder wird der Steuerschieber in die jeweilige gewünschte Position gebracht, um die Rücklaufleitung der HD- oder der RN-Kammer zu verschließen.

Die Auslegung der Steuerschieberfeder ist anhand der gegebenen Bauraumabmessungen des Steuerschiebers und mittels des Förderdrucks der

¹⁰ AVL internes Dokument, AVL Hydsim Users Guide, Edition 12/2011

Ölpumpe ausgelegt worden. Um ein vorzeitiges Schalten durch eventuelle Druckschwankungen des Ölförderdruckes zu verhindern, ist die Feder so dimensioniert worden, dass ein Umschalten der Steuerschieberposition bei Drücken von 1.5 bar bzw. 3 bar stattfindet. Die exakte Auslegung der Feder ist mit Hilfe der Software von <https://www.federnshop.com> durchgeführt worden (siehe Abbildung 31)

Allgemein Werkstoff: Ventulfederstahldraht EN 10270-2 VDC (VD)		Beiwert k: 1,167	Gütegrad nach EN 15800 Abmess.: 1 2 3 Kräfte: 1 2 3
G: 79500,0 N/mm ² E: 200000,0 N/mm ² d-min: 0,50 mm d-max: 10,00 mm	Rm min: 1874,8 N/mm ² tau zul: 937,4 N/mm ² tau zul / Rm min: 0,500 tau ko zul: 835,0 N/mm ² tau kh zul: 400,8 N/mm ²	<input type="checkbox"/> dauerfest <input checked="" type="checkbox"/> Enden geschliffen <input type="checkbox"/> kugelgestrahlt Drahtlänge: 241,30 mm Drahtgewicht: 0,629 g	Abweichungen e1: 1,350 mm e2: 0,180 mm
Windungen Anpassen n: 12,36 nt-n: 2,00 nt: 14,36	Windungsrichtung <input type="radio"/> links <input checked="" type="radio"/> rechts	Steigung St.: 2,11 mm ST.W: 7,143 °	Verhältnisse w=D/d: 8,231 L0/D: 5,047
Abstände [mm] Sa: 1,62 Sa2: 1,62	Durchmesser [mm] d: 0,65 Di: 4,70 ± 0,25 D: 5,35 ± 0,25 De: 6,00 ± 0,25 Dec: 6,06 ± 0,25 Dd max: 4,25 Dh min: 6,61	Längen [mm] L0: 27,00 ± 1,04 L1: 19,00 L2: 11,00 Ln: 10,95 Lc: 9,33	Federwege [mm] s1: 8,00 s2: 16,00 sn: 16,05 sc: 17,67
Kräfte [N] F1: 7,50 ± 1,09 F2: 15,00 ± 1,20 Fn: 15,05 Fc t: 16,56	Federrate R: 0,938 N/mm	Prüfkkräfte für R 0.3 * Fn: 4,51 N 0.7 * Fn: 10,53 N	
Statisch tau zul: 937,4 N/mm ² tau 1: 372,1 N/mm ² tau 2: 744,1 N/mm ² tau n: 746,4 N/mm ² tau c: 821,7 N/mm ² tau 2 / tau zul: 0,794 tau n / tau zul: 0,796	Dynamisch	Knickgrenze theo. LK (v=2): 26,26 mm LK (v=1): 23,87 mm LK (v=0.7): 19,94 mm LK (v=0.5): mm	Knickfederweg theo. sK (v=2): 0,74 mm sK (v=1): 3,13 mm sK (v=0.7): 7,06 mm sK (v=0.5): mm
Meldungen <div style="border: 1px solid gray; height: 100px; width: 100%;"></div>			

Abbildung 31: Auslegung der Steuerschieberfeder ¹¹

¹¹ <https://www.federnshop.com>

3 Prüfstanderprobung

Für die Aussagekräftigkeit der Funktionstauglichkeit des Pleuels wurde eine Prüfstanderprobung durchgeführt. Die Aufgabe dieser Erprobung war es, dem Motorbetrieb und den damit einhergehenden Lasten, welche auf das Pleuel wirken, zu simulieren. Als geeignete Prüfmethode hat sich hierbei der Hydraulik-Pulser des Instituts für Leichtbau der TU-Graz ergeben.

3.1 Erstellen des Prüfplans

Für das Erlangen repräsentativer Messergebnisse ist es notwendig einen adäquaten Prüfplan zu erstellen. Notwendig hierfür ist auch die Definition geeigneter Messpunkte. Wie schon in Kapitel 2.2.2 beschrieben und in Abbildung 14 ersichtlich befinden sich diese Messpunkte auf und in der näheren Umgebung der Umschaltkurve der Ölpumpe. Die einzelnen Messpunkte sind in zwei Prioritätsklassen unterteilt worden, um eine bessere Übersichtlichkeit zu schaffen. So befinden sich die Messpunkte der Prioritätsklasse 1 (siehe Abbildung 32) direkt auf der Öldruck-Umschaltkurve. Alle anderen Punkte, welche sich nicht direkt auf der Umschaltkurve befinden, sind Prioritätsklasse 2 (siehe Abbildung 33).

Diese einzelnen Messpunkte befinden sich auf einer Kurve im Lastkollektiv des Motorkennfeldes und somit kann jedem dieser Punkte ein Drehmoment zugeordnet werden. Mit dieser Information und den in Kapitel 2.2.3 ermittelten Lasten die auf das Pleuel wirken, sind die Eingabeparameter für die Prüfmaschine ermittelt worden.

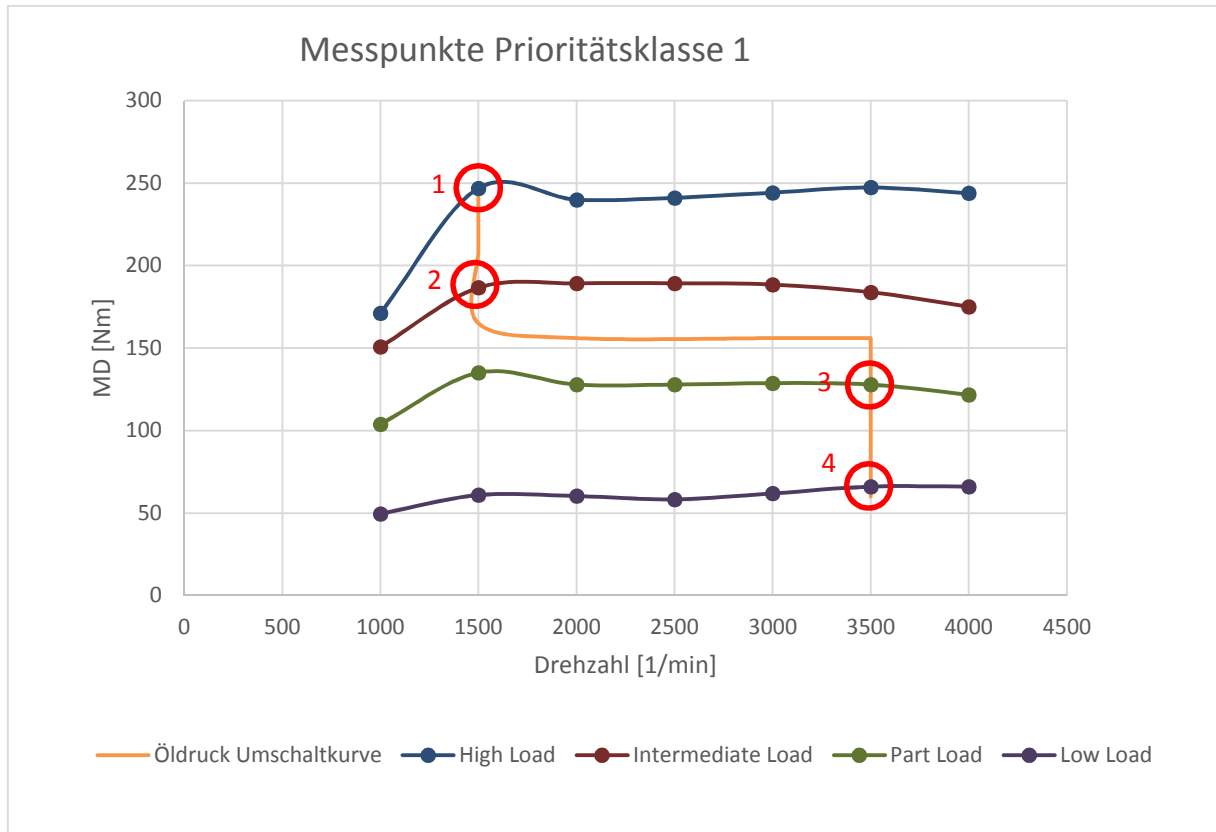


Abbildung 32: Messpunkte Prioritätsklasse 1

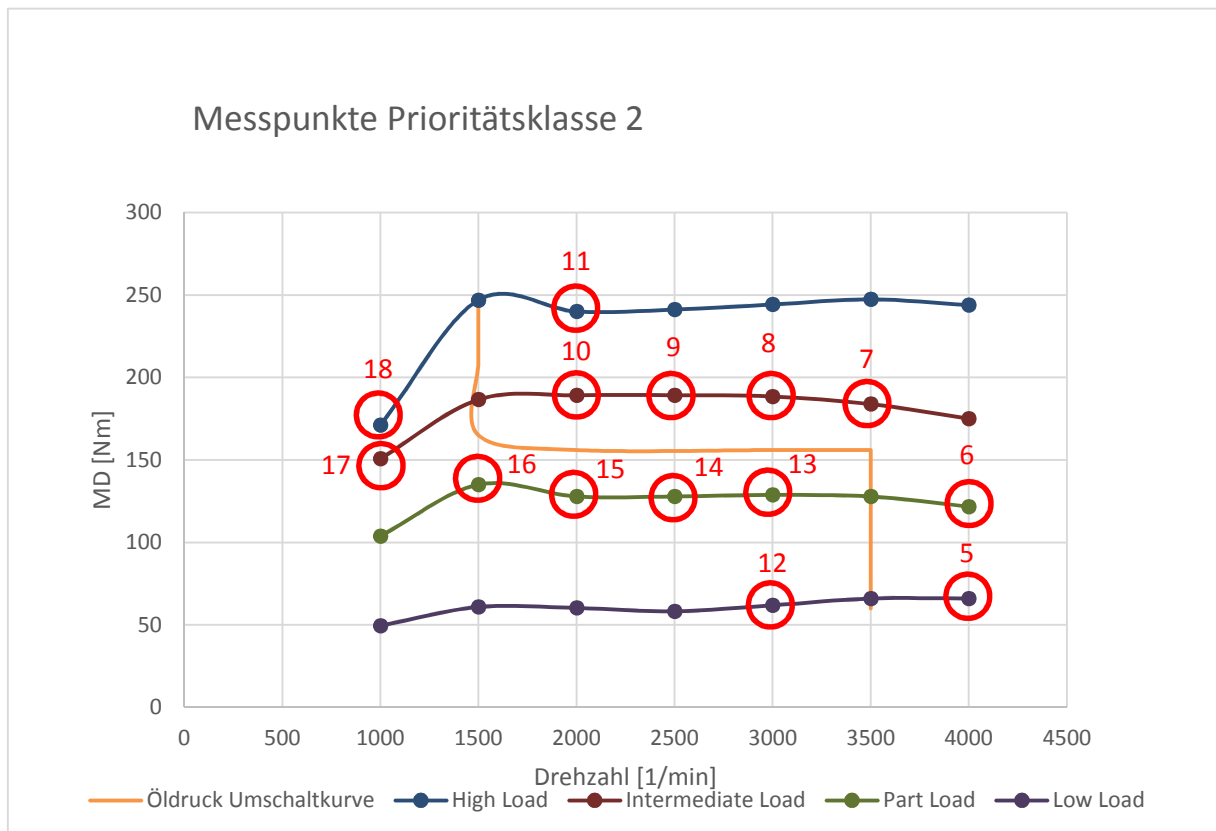


Abbildung 33: Messpunkte Prioritätsklasse 2

Der Verlauf der Stangenkraft folgt, resultierend aus der Gas-Kraft bei der Verbrennung und den auftretenden Massenkräften im Pleuel, wie in Abbildung 34 gezeigt, in etwa einer Sinuskurve. Um diese Kraft mit dem Hydropulser simulieren zu können, sind die einzelnen Kraftverläufe mit einer verschobenen Sinuskurve approximiert worden, mit welcher dann die Software zur Ansteuerung des Pulsers gespeist wird.

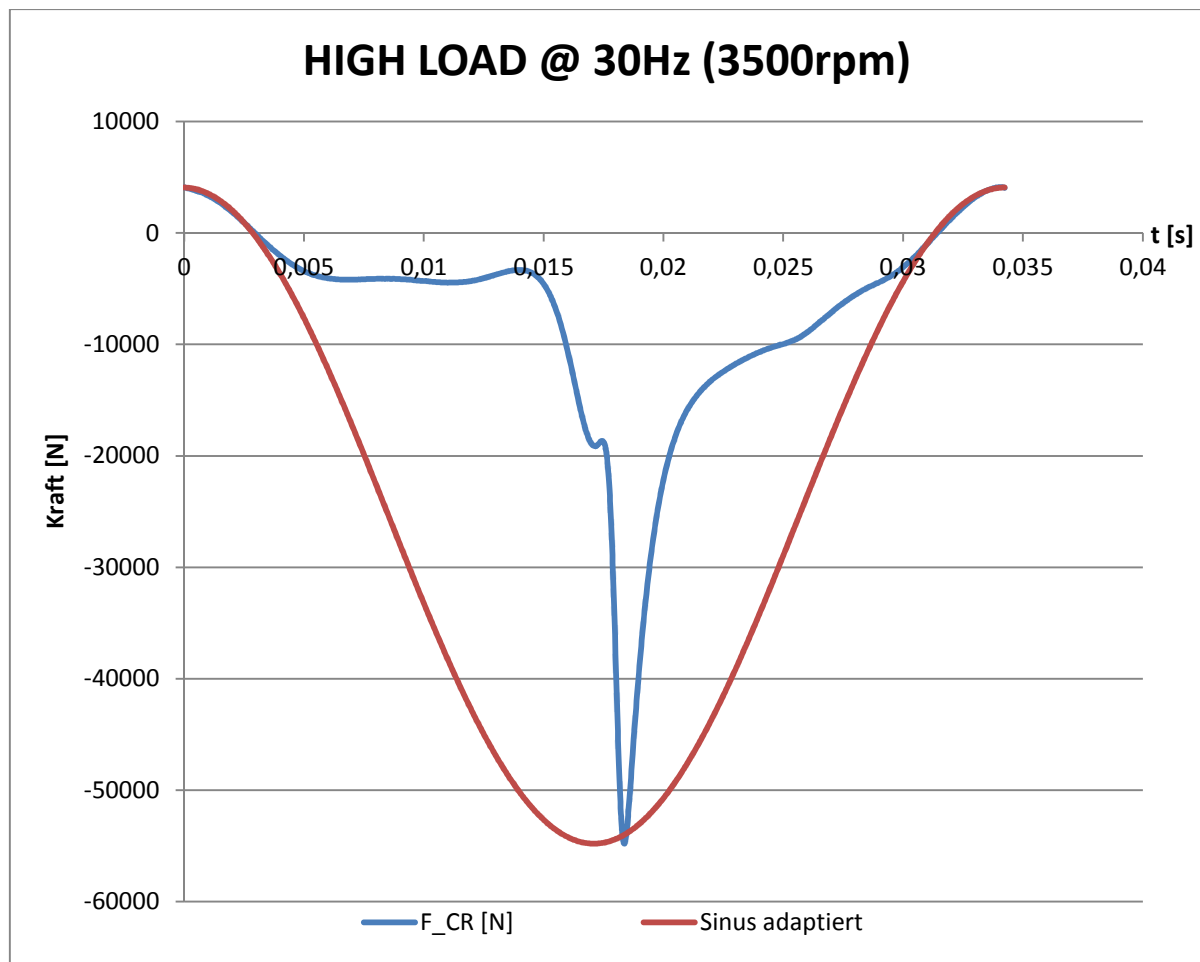


Abbildung 34: Verlauf der Stangenkraft im Pleuel und Approximation

Die nachfolgende Tabelle 4 zeigt einen Auszug aus dem Prüfplan mit der zu simulierenden Drehzahl, dem Umschalten der Druckniveaus der Ölpumpe, der approximierten Pulserkraft und der Pulsfrequenz (die Pulsfrequenz entspricht der halben Motordrehzahl -> 4-Takt-Prinzip).

Tabelle 4: Auszug aus dem Prüfplan

Prüfungslauf	Beschreibung	VCR-Messpleuel		Druck	Pulser			
		simulierte Motordrehzahl	Anfangslänge		Frequenz	Zugkraft	Druckkraft	Approximation (Sinus)
		[1/min]	[mm]		[Hz]	[kN]	[kN]	
1	Kalibrieren mit Dummy Pleuel	1000 - 4000	nicht variabel (141mm)	1.8 / 3.3	8 bis 34	5	55	$-25+30\cdot\text{SIN}(1/2\cdot(\varphi+\pi))$
1.A	Priority 1: Pleuel Low Load Test	3500	144mm	1.8	30	3.5	21.5	$-9+12.5\cdot\text{SIN}(1/2\cdot(\varphi+\pi))$
2.A	Priority 1: Pleuel Part Load Test	3500	144mm	1.8	30	4.2	34.0	$-14.9+19.1\cdot\text{SIN}(1/2\cdot(\varphi+\pi))$
3.A	Priority 1: Pleuel Intermediate Load Test	1500	144mm	1.8	12	0.2	43.8	$-21.8+22\cdot\text{SIN}(1/2\cdot(\varphi+\pi))$
4.A	Priority 1: Pleuel High Load Test	1500	144mm	1.8	12	-0.3	50	$-25.3+25\cdot\text{SIN}(1/2\cdot(\varphi+\pi))$

3.2 Prüfstandaufbau

Der gesamte Testlauf am Hydropulser, ist am Institut für Leichtbau der TU-Graz erfolgt. Den schematischen Prüfstandsaufbau zeigt Abbildung 35.

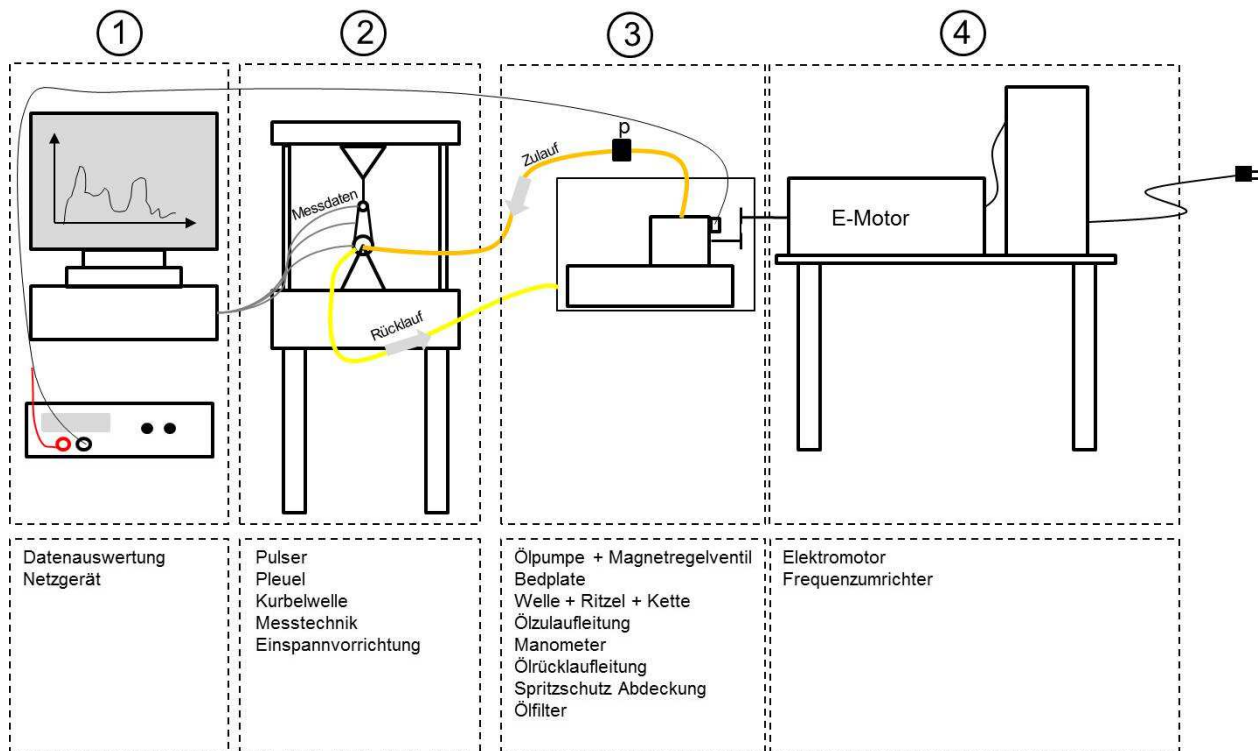


Abbildung 35: schematischer Prüfstandsaufbau

Um die aus der Berechnung hervorgehenden Kräfte auf das Pleuel aufbringen zu können, ist der Hydropulser HUS 60 des Instituts für Leichtbau der TU-Graz ausgewählt worden. Der Hauptgrund hierfür ist, dass es sich bei dem HUS 60

Hydropulser um einen doppelt wirkenden Zylinder handelt. Mit diesem Pulser können somit sowohl Zug- als auch Druckkräfte auf das zu prüfende Bauteil aufgebracht werden. Wie bereits in Kapitel 2.1 erwähnt, sind die rechnerisch ermittelten Kräfte über einen Entladezyklus aufgetragen worden. Diese sind anschließend mit einer Sinusfunktion approximiert worden, um die im Motorbetrieb auftretenden Kräfte näherungsweise zu simulieren.

Abbildung 36 zeigt die verwendete Prüfmaschine HUS 60 mit einem Teil des Prüfaufbaus.

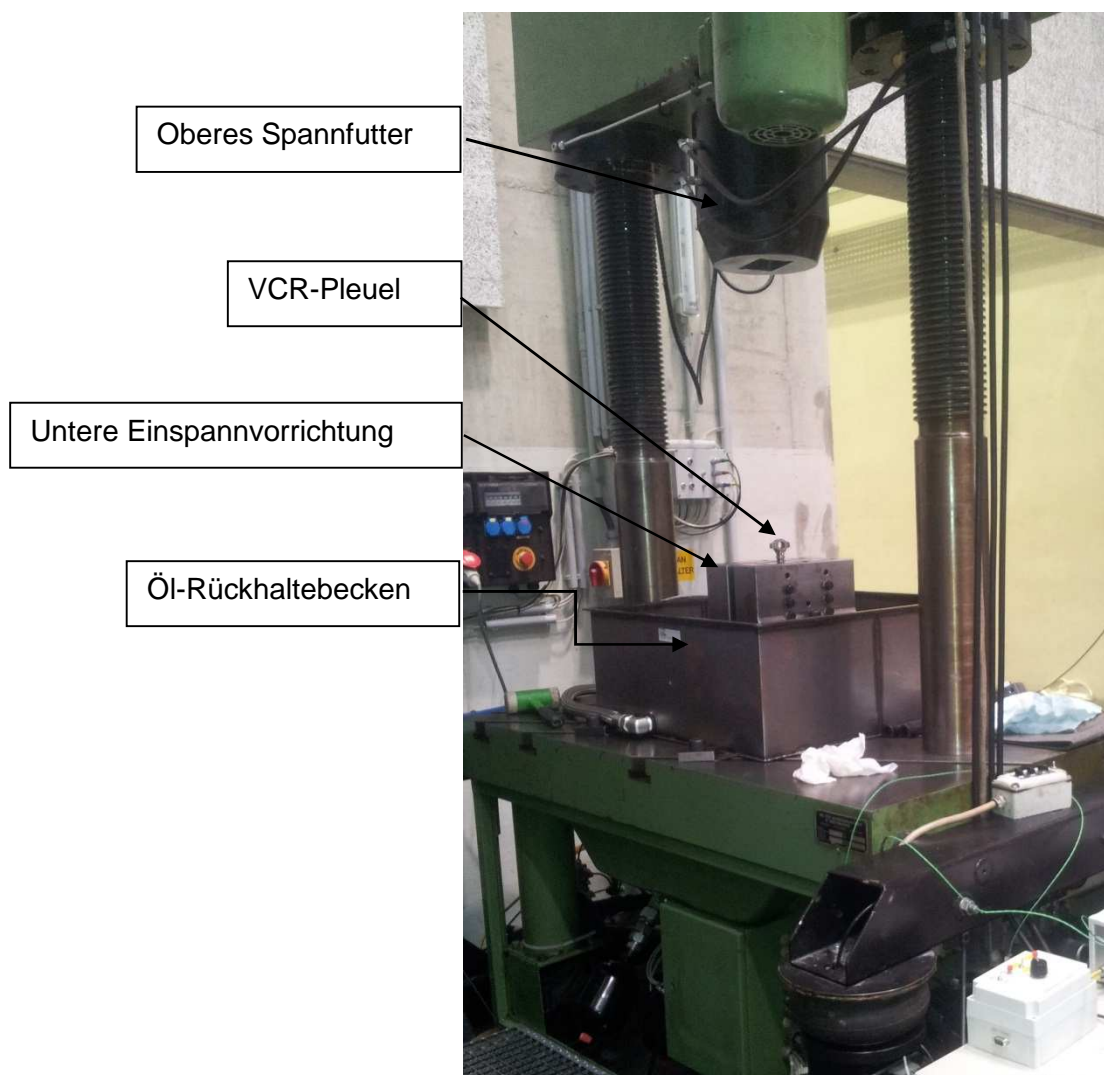


Abbildung 36: HUS 60 Hydropulser

Das kleine Auge des Pleuels ist hierbei in der oberen Einspannvorrichtung des Pulsers fest eingespannt worden (in Abbildung 36 ist die obere Einspannvorrichtung sowie die Kraftmessdose nicht zu sehen -> siehe Abbildung 37). Zwischen Einspannvorrichtung

und Pulser ist eine Kraftmessdose angebracht worden, mit der die auftretenden Zug- und Druckkräfte gemessen werden. Das große Pleuelauge ist zwischen zwei massiven Spannböcken verklemt worden, um möglichst frei von eventuell auftretenden unerwünschten Schwingungen zu sein. Die dynamische Pulskraft wird über einen doppelt wirkenden Hydraulikzylinder aufgebracht, welcher sich unterhalb des Pleuels befindet.

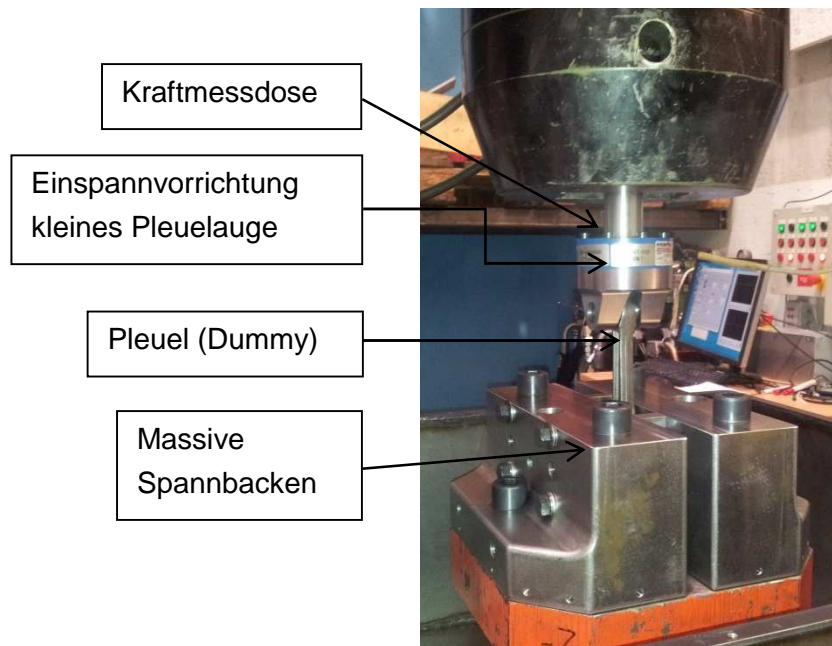


Abbildung 37: Einspannvorrichtung HUS 60

3.3 Definition der Messstellen und Messtechnik

Die verwendeten Messkanäle zur Überwachung der Funktionalität des VCR-Pleuels sind in der Kanalliste in Tabelle 5 aufgeschlüsselt. Als besonders wichtig ist die Messung der Längenänderung des Pleuels erschienen. Diese Längenänderung (langer – kurzer Zustand) wird mit Hilfe eines Nadelhubsensors erfasst. Ein gleicher Sensor ist für die Erfassung der Position des Steuerschiebers verbaut worden. Um die in der HD- und der RN-Kammer auftretenden Drücke erfassen zu können, ist das Pleuel adaptiert worden, um die dafür notwendigen Drucksensoren anbringen zu können. Zur Überwachung sind des Weiteren noch Temperatursensoren, sogenannte Thermoelemente, in der Ölwanne sowie am Pleuel verbaut worden.

Die Pulserkraft, mit der die Zug- und Druckkräfte eines Verbrennungsmotors simuliert werden, wird mit einem 50 kN Kraftaufnehmer aufgezeichnet. Mittels eines Wegaufnehmers wurde der Weg der Kolbenbewegung erfasst. Die Drehzahl des

Elektromotors, welcher die Ölpumpe (die das Pleuel mit Öl versorgt) antreibt, ist auch Bestandteil der zu erfassenden Messgrößen.

Die Liste der Steuergrößen ist auf den Druck der Ölpumpe, der verantwortlich ist für die Umschaltung des Pleuelzustandes, die Pulserfrequenz sowie die Zug- und Druckkräfte des Pulsers beschränkt worden.

Eine genaue Aufschlüsselung der Messkanäle und Steuergrößen findet sich in Tabelle 5.

Tabelle 5: Messkanalliste

Messkanäle und Steuergrößen					
1.) Messkanäle					
Messkanäle Pleuel A: <i>Längenänderungsmessung</i>					
Nummer	Messkanal	Beschreibung	Signal	Name	Test / Signal
1	Ölvolumenstrom	0-30l/min	4-20mA Stromsignal -> Umwandlung in analoges Spannungssignal (0-10V)	V_OIL	
2	Motordrehzahl	Pickup-Sensor (induktiv)	analoges Spannungssignal (0-10V)	N_M	
3	Umschaltung Ölpumpe	On (Strom) -> 1.8bar / Off (kein Strom) -> 3.3bar	analoges Spannungssignal (0-14V)	SW_OIL	
4	Pulser	Kraftmessung	analoges Spannungssignal (0-10V)	F_PUL	
5	Druck Ölpumpe	Manometer	4-20mA Stromsignal -> Umwandlung in analoges Spannungssignal (0-10V)	P_OIL	
6	Öltemperatur	Thermoelement	analoges Spannungssignal (0-10V)	T_OIL	
7	Öltemperatur HD-Kammer	Thermoelement	analoges Spannungssignal (0-10V)	T_OIL_HP	
8	Längenänderung Pleuel	Nadelhubsensor (induktiv)	analoges Spannungssignal (0-10V)	L_CR	
9	Verstellweg Steuerschieber	Nadelhubsensor (induktiv)	analoges Spannungssignal (0-10V)	L_ST	
Messkanäle Pleuel B: <i>Druckmessung</i>					
Nummer	Messkanal	Beschreibung	Signal	Name	
1	Ölvolumenstrom	0-30l/min, Volumenstrom nach Bypass	4-20mA Stromsignal -> Umwandlung in analoges Spannungssignal (0-10V)	V_OIL	
2	Motordrehzahl	Pickup-Sensor (induktiv)	analoges Spannungssignal (0-10V)	N_M	
3	Umschaltung Ölpumpe	On (Strom) -> 1.8bar / Off (kein Strom) -> 3.3bar	analoges Spannungssignal (0-14V)	SW_OIL	
4	Pulser	Kraftmessung	analoges Spannungssignal (0-10V)	F_PUL	
5	Druck Ölpumpe	Manometer	4-20mA Stromsignal -> Umwandlung in analoges Spannungssignal (0-10V)	P_OIL	
6	Öltemperatur	Thermoelement	analoges Spannungssignal (0-10V)	T_OIL	
7	Öltemperatur HD-Kammer	Thermoelement	analoges Spannungssignal (0-10V)	T_OIL_HP	
10	HP_1-Druck	HD-Kammer (Hauptdruckkammer)	analoges Spannungssignal (0-10V)	HP_1	
11	LP_1-Druck	Druck nach Drossel	analoges Spannungssignal (0-10V)	LP_1	
12	HP_2-Druck	HD-Ringkammer	analoges Spannungssignal (0-10V)	HP_2	
13	HP_3-Druck	Druck vor Drossel	analoges Spannungssignal (0-10V) -> 5V bei 17bar	HP_3	
2.) Steuergrößen					
Nummer	Steuergröße	Beschreibung	Variationsbereich		
1	Zug-/Druckkräfte Pulser		-57kN (Druck) bis +6.1kN (Zug)		
2	Pulserfrequenz		8Hz bis 34Hz		
3	Druck Ölpumpe	On / Off über Bananenstecker, manuell	7V bei ~ 0.5A -> 1.8bar (on / 7V) / 3.3bar (off / 0V)		
4	Motordrehzahl (Drehzahl Ölpumpe)		500U/min bis 1500U/min		
5	Durchflussmenge?		Regelung über Bypass/Kugelhahn		

Wie in Tabelle 5 ersichtlich, gibt es zwei verschiedene VCR-Pleuel mit unterschiedlich bestückter Messtechnik, da aus Platzgründen eine Unterbringung vom Nadelhubsensor (für die Erfassung der Längenänderung) und den Drucksensoren nicht möglich gewesen ist. In Abbildung 38 und Abbildung 39 wird die Anbringung der Messtechnik grafisch dargestellt.

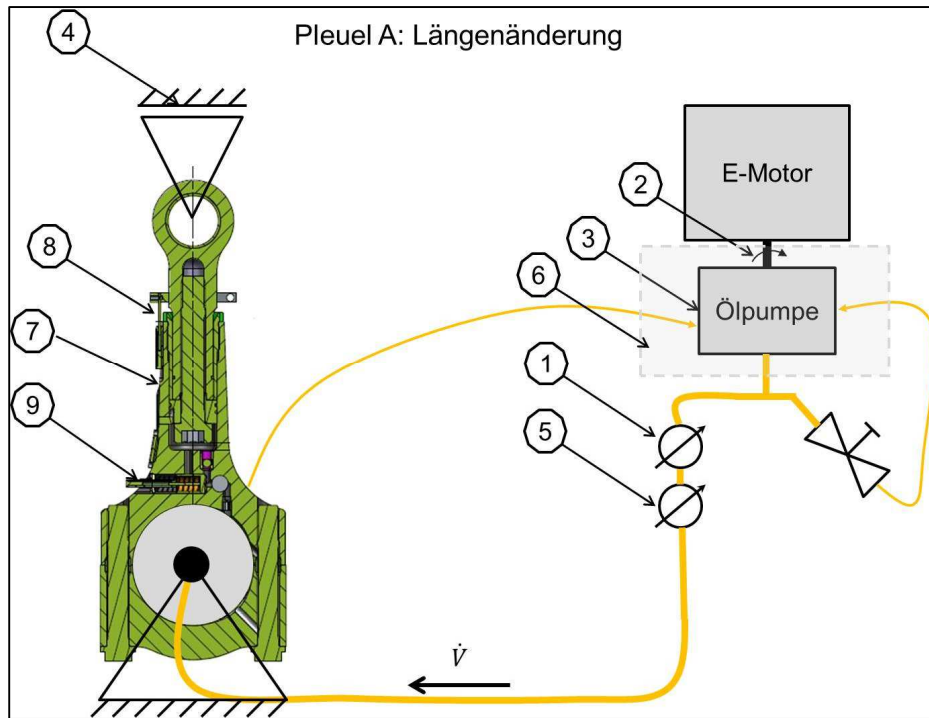


Abbildung 38: Messtechnik am Pleuel A (Erfassung der Längenänderung)

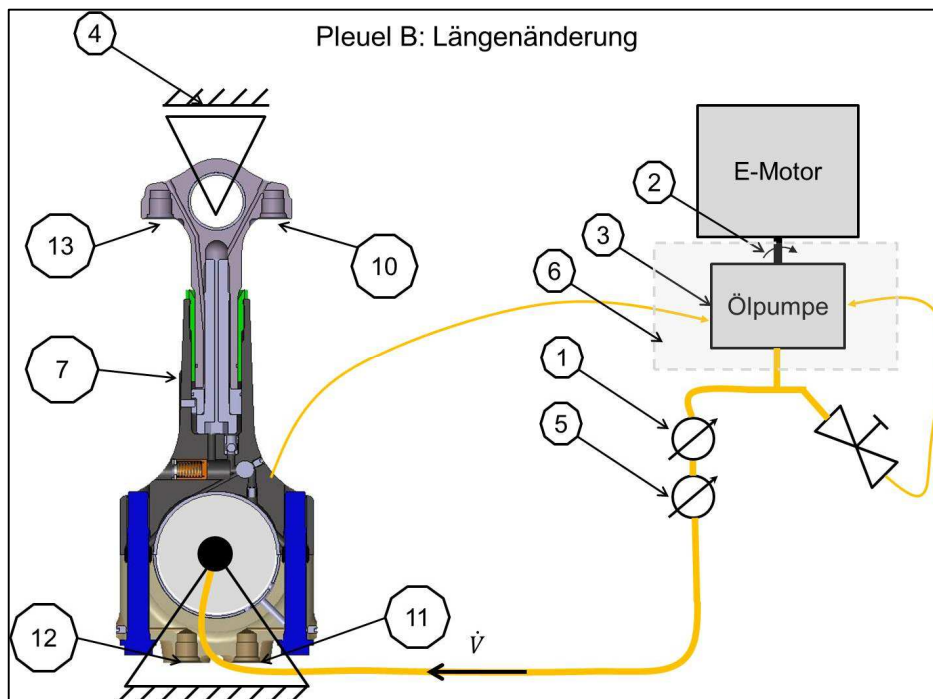


Abbildung 39: Messtechnik am Pleuel B (Erfassung der Drücke)

3.4 Prüflauf und Auswertung der Messdaten

Um eine Aussage zur Systemfunktionalität treffen zu können ist die Erprobung auf zwei Teile separiert worden. Diese zwei Teile sind zum einen Umschalttests und zum anderen Halttests.

Aufgrund systembedingter Grenzen der Prüfmaschine konnte das erstellte Prüfprogramm (siehe Tabelle 5) nicht in dieser Form abgearbeitet werden. Deshalb wurden leicht geänderte Parameter geprüft (siehe Tabelle 6 - Tabelle 10).

3.4.1 Umschaltetests

Die Umschaltetests sollen die Funktionalität des Umschaltemechanismus untersuchen. Dafür wird das mit der Messtechnik bestückte VCR-Pleuel mit Hilfe des Hydropulsers einer dynamischen Last ausgesetzt, welche in etwa den Kräften im Motorbetrieb entsprechen. Während diese dynamischen Lasten am Pleuel anliegen, wird der Förderdruck der Ölpumpe dem Prüfplan entsprechend erhöht oder gesenkt, um die Verstellung des Pleuels, vom kurzen in den langen Zustand und umgekehrt, auszulösen.

Bei den ersten Probeläufen hat sich heraus gestellt, dass der Steuerschieber trotz umlaufender Nut durch den in der jeweiligen Kammer anliegenden Druck so stark an die Zylinderwand gedrückt wurde, dass die Schaltbewegung dadurch verhindert wurde.

Die hierbei verwendeten O-Ringe am Steuerschieber haben bis zu einem Arbeitsdruck von knapp 800 bar gedichtet, danach ist es zu einer Extrusion gekommen und bei 1500 bar Druck sind die O-Ringe durch den Spalt zwischen Steuerschieber und Zylinder extrudiert. Schon nach wenigen Schaltzyklen konnten sichtbare Verschleißerscheinungen an den O-Ringen erkannt werden. Mögliche Gründe hierfür sind eine zu hohe Rauigkeit des Führungszylinders, sowie die Einführrampen im Bereich der Stichbohrung an denen sich die O-Ringe verhakt hatten, gewesen. Als weiterer möglicher Effekt kommt die Vergrößerung der Spalte in Folge der hohen Drücke in Frage. Die dadurch entstandenen Leckagen haben den Aufbau eines Ölvolumens in den Kammern verhindert und somit war die Funktionstauglichkeit nicht mehr gegeben.

3.4.1.1 Umschaltetests: Prüflauf 1

In diesem Testlauf ist zuerst eine mittlere statische Last mit dem Pulser auf das Pleuel aufgebracht worden (siehe Abbildung 40, Bereich 1). Nach dieser Anlaufphase ist das Pleuel mit einer maximalen Druckkraft von 12.5kN gepulst worden. Bei Betrachtung von Abbildung 41, Bereich 2, ist die Längenänderung des Pleuels vom langen Zustand

(144mm) in den kurzen Zustand (141mm) deutlich erkennbar. Dieser unerwünschte Effekt resultiert möglicherweise aus der zunehmenden Leckage bei den Dichtelementen (O-Ringe) am Steuerschieber. Durch diese Leckage an der Hochdruckkammer über den Steuerschieber geht Ölvolumen verloren, weshalb das Pleuel, aufgrund der aufgebrachtten Druckkraft durch den Pulser, in den kurzen Zustand gedrückt worden ist.

Tabelle 6: Parameter, Prüflauf 1

Pulserfrequenz	10 Hz
Max. Druckkraft	12.5 kN
Max. Zugkraft	0 kN
Steuerschieber	Original, mit O-Ringen
Ölförderdruck	~ 1.4 bar

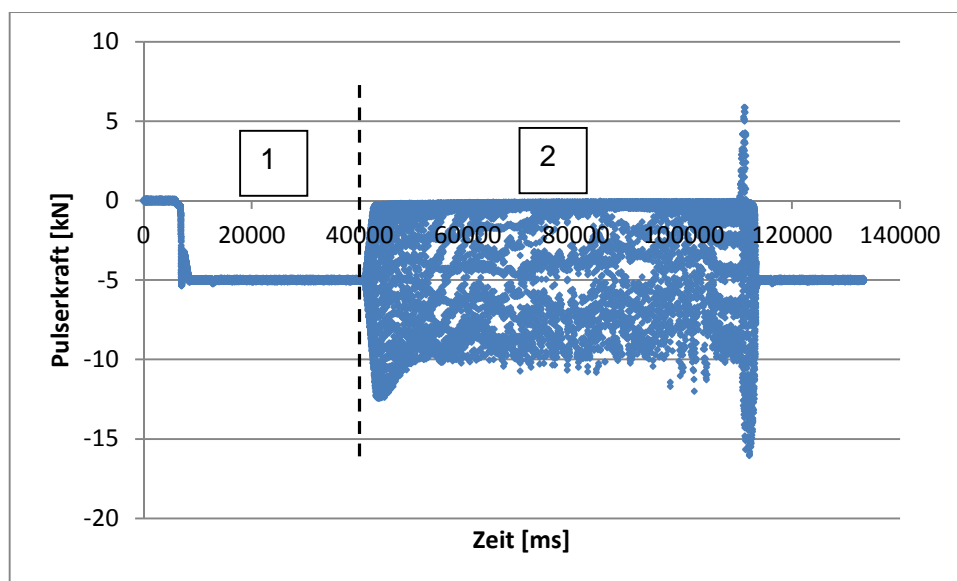


Abbildung 40: Prüflauf 1, am Pleuel wirkende Pulserkraft; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen

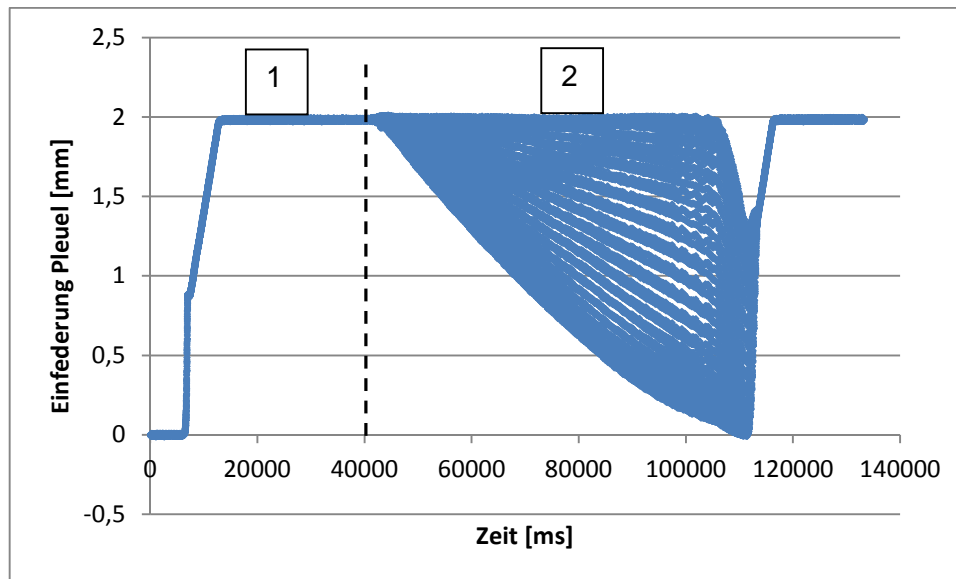


Abbildung 41: Prüflauf 1, Einfederung des VCR-Pleuels; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen

3.4.1.2 Umschaltetests: Prüflauf 2

In diesem Testlauf ist, wie in Abbildung 42 und Abbildung 43 (jeweils Bereich 1) ersichtlich, eine mittlere statische Last mit dem Pulser auf das Pleuel aufgebracht worden. Nach dieser Anlaufphase ist das VCR-Pleuel mit einer maximalen Druckkraft von 12,5kN gepulst worden. In Abbildung 42, Bereich 2, ist die Längenveränderung des Pleuels vom langen Pleuel-Zustand in den kurzen deutlich erkennbar. Bei jedem Puls-Zyklus ist Öl aus der Hochdruckkammer, über eine Leckage am Steuerschieber, gepresst worden. Es ist zu einer Extrusion (Bereich 2) mit anschließender totaler Abscherung der O-Ring Dichtungen am Steuerschieber (Bereich 3) gekommen. Als Gründe hierfür könnten die abzudichtenden hohen Drücke in der Hochdruckkammer, sowie eine Beschädigung der O-Ringe aufgrund der axialen Bewegung des Steuerschiebers über die Bohrung der HD-Rücklaufleitung gewesen sein. Durch die Entleerung der Hochdruckkammer über die Leckage am Steuerschieber, geht Ölvolumen verloren, weshalb das Pleuel, aufgrund der aufgebrauchten Druckkraft durch den Pulser, in den kurzen Zustand gedrückt worden ist.

Tabelle 7: Testparameter, Prüflauf 2

Pulserfrequenz	10 Hz
Max. Druckkraft	12.5 kN
Max. Zugkraft	0 kN
Steuerschieber	Original, mit O-Ringen
Ölförderdruck	~ 1.4 bar

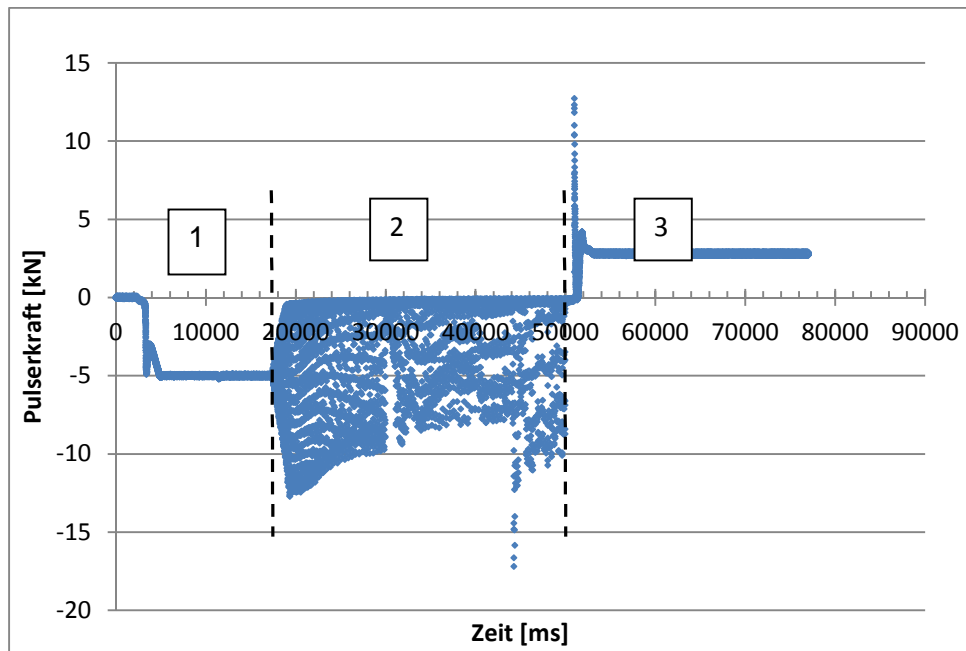


Abbildung 42: Prüflauf 2, am Pleuel wirkende Pulserkraft; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen; Bereich 3: Versagen der Dichtung

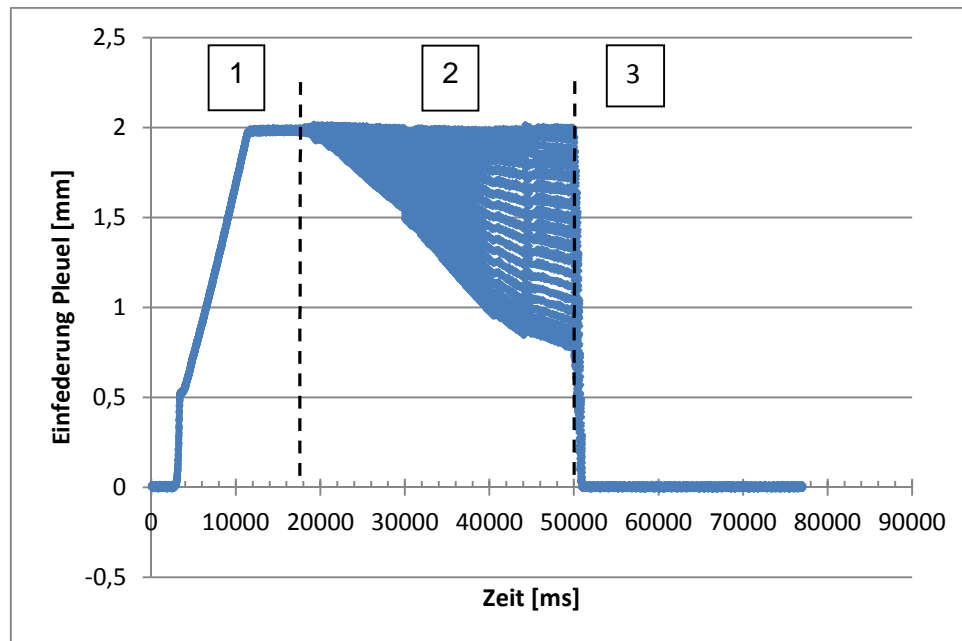


Abbildung 43: Prüflauf 2, Einfederung des VCR-Pleuels; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen; Bereich 3: Versagen der Dichtung

3.4.2 Haltetests

Aufgrund der in Kapitel 3.4.1 beschriebenen Resultate (eine automatische Umschaltung des Pleuels konnte nicht umgesetzt werden) hat sich der Fokus der Untersuchungen auf das Halten der gewünschten Zustände verschoben. Für die Haltetests ist die jeweilige Rücklaufleitung der HD-Kammer bzw. der Ringnutkammer verschlossen worden, um somit eine Aussage über das Verhalten des VCR-Pleuels im Betrieb, bei funktionierender Abdichtung der Ölkammern, zu erhalten. Bei den Prüfläufen ist das Pleuel im langen sowie im kurzen Zustand bei verschlossenen Ölkammern dynamisch gepulst worden. Zuvor sind alle Leitungen gespült worden, um Lufteinschlüssen auszuschließen. Für diese Prüfreihe sind Messpleuel, welche sowohl mit Drucksensoren, als auch mit induktivem Nadelhubsensor bestückt waren, verwendet worden (siehe Abbildung 44).

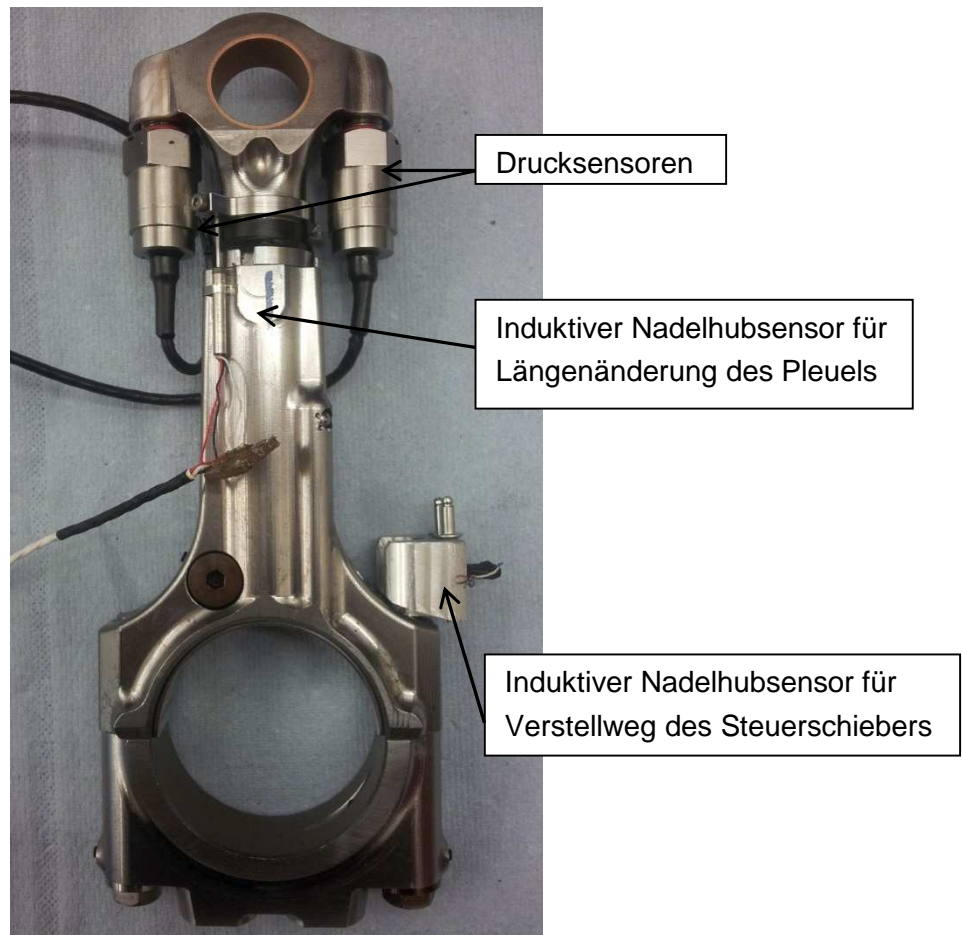


Abbildung 44: VCR – Messpleuel bestückt mit Messtechnik

3.4.2.1 Haltetests: Prüflauf 3, langes Pleuel

In diesem Testlauf ist das VCR-Pleuel im langen Zustand (144mm) dynamisch beansprucht worden. Hierfür ist die Rücklaufleitung der HD-Kammer mit einem Bolzen, der in die Rücklaufleitung geklopft worden ist, sowie einer Sicherung gegen das Extrudieren dieses Bolzens, versehen worden. Die Sicherung hat aus einem Stück verklemmten Silikonschlauch auf einer Stange bestanden, welche in die Steuerschieberführungsbohrung gesteckt wurde. Somit sollte sichergestellt werden, dass die HD-Kammer frei von Leckagen ist. Das Hauptaugenmerk der Untersuchung ist auf die Nachgiebigkeit des Öls und der damit einhergehenden Einfederung des Pleuels, gelegt worden. Dieser Effekt ist sichtbar geworden in der Längenveränderung des Pleuels, welche mit Hilfe des induktiven Nadelhubensors gemessen worden ist. In diesem Testlauf ist es zu einer Einfederung des Pleuels um bis zu 0,3 mm

gekommen (siehe Abbildung 46); dies entspricht ca. 10% der gesamten Längenänderung (= 3mm).

Die Testparameter Pulsfrequenz, die Pulskraft sowie der Ölförderdruck können der nachfolgenden Tabelle 8 entnommen werden.

Die gemessene Pulskraft, die in der Zulaufleitung zur HD-Kammer gemessenen Drücke und die Einfederung bzw. Nachgiebigkeit des Pleuels werden in den nachfolgenden Abbildungen (siehe Abbildung 45 - Abbildung 47) grafisch illustriert.

Tabelle 8: Testparameter, Prüflauf 3

Pulserfrequenz	30 Hz
Max. Druckkraft	32 kN
Max. Zugkraft	0.2 kN
Ölförderdruck	~1.8 bar

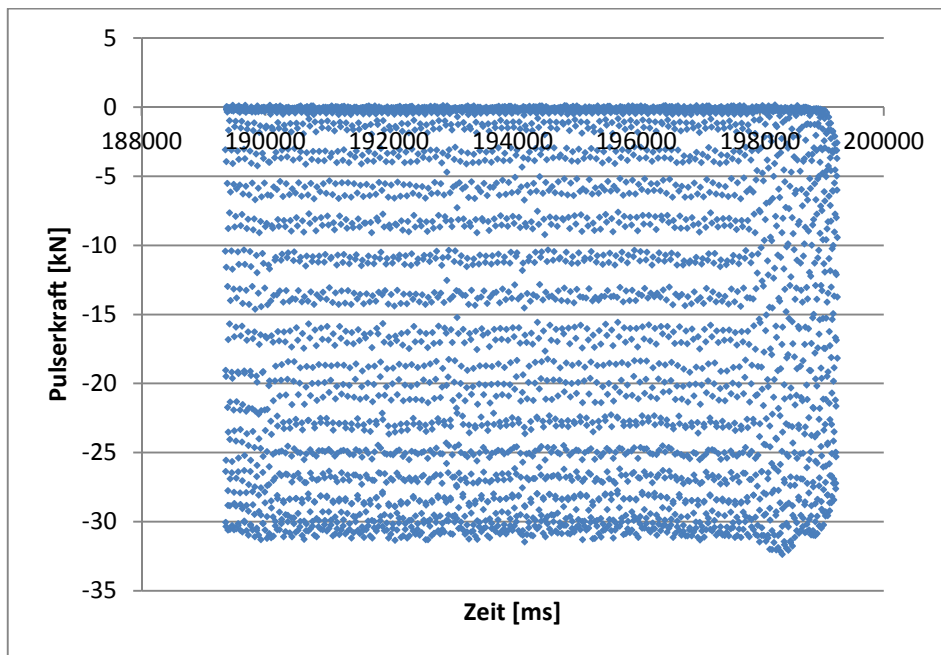


Abbildung 45: Prüflauf 3, Pulserkraft über der Zeit

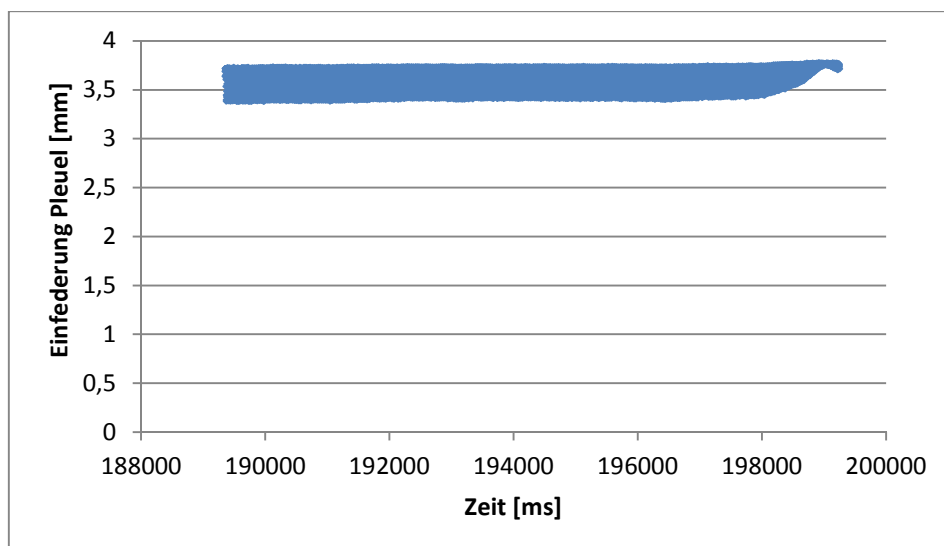


Abbildung 46: Prüflauf 3, Einfederung des Pleuels bei dynamischer Belastung

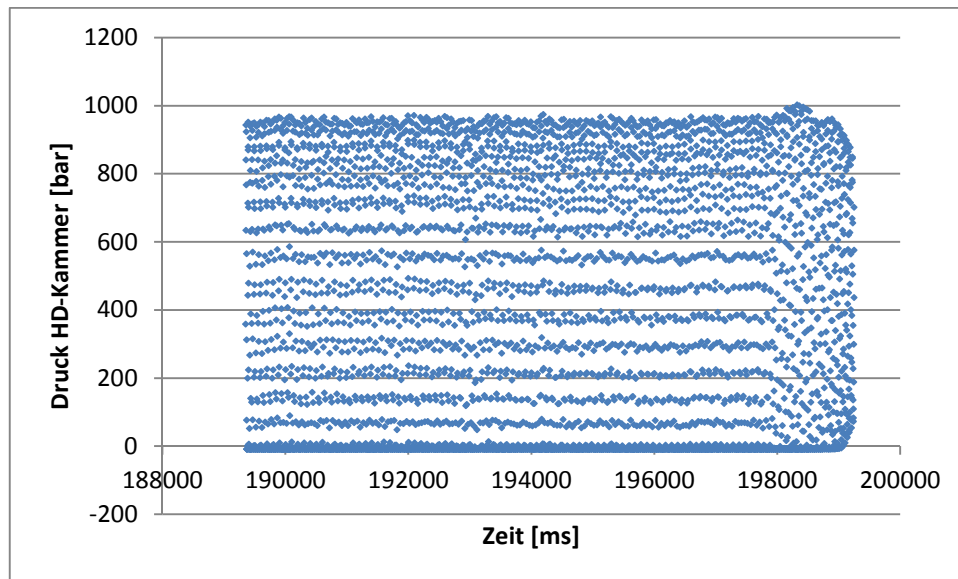


Abbildung 47: Prüflauf 3, gemessener Druck in der Zulaufleitung der HD-Kammer

3.4.2.2 Haltetests, Prüflauf 4, langes Pleuel

Die Verschließung der Leitungen und weitere Vorkehrungen sind gleich wie bei Prüflauf 3 vorgenommen worden (siehe Kapitel 3.4.2.1). Jedoch ist die Pulsfrequenz erhöht, die maximale Druckkraft reduziert und zusätzlich eine Zugkraft aufgebracht worden (siehe Tabelle 9). In diesem Testlauf ist es zu einer Einfederung des Pleuels von bis zu 0,4 mm gekommen (siehe Abbildung 49); dies entspricht ca. 13% der gesamten Längenverstellung (= 3mm).

Die gemessene Pulsenergie, die in der Zulaufleitung der HD-Kammer auftretenden Drücke und die Einfederung bzw. Nachgiebigkeit des Pleuels werden in den nachfolgenden Abbildungen (siehe Abbildung 48 - Abbildung 50) grafisch illustriert.

Tabelle 9: Testparameter, Prüflauf 4

Pulserfrequenz	34 Hz
Max. Druckkraft	20 kN
Max. Zugkraft	5 kN
Ölförderdruck	~2.2 bar

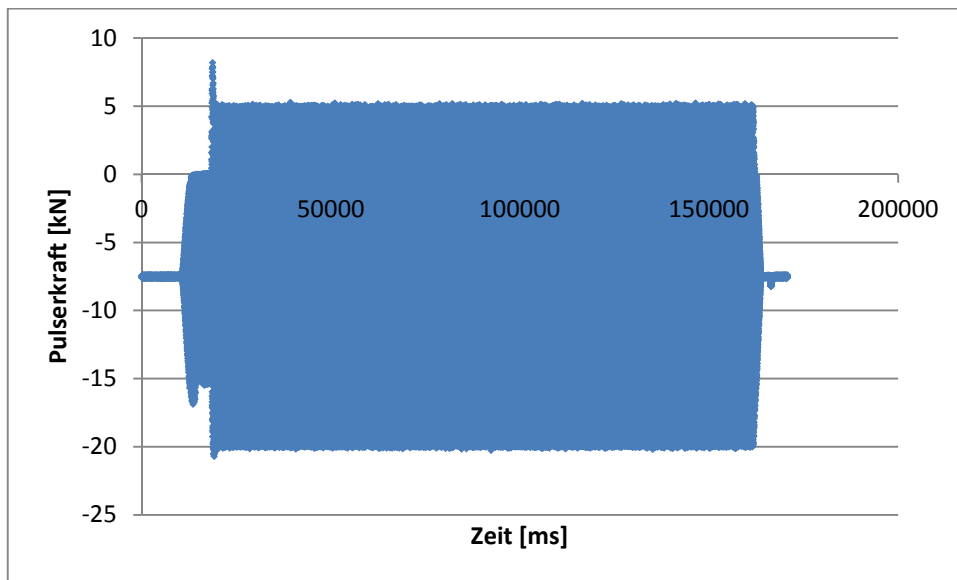


Abbildung 48: Prüflauf 4, Pulserkraft über der Zeit

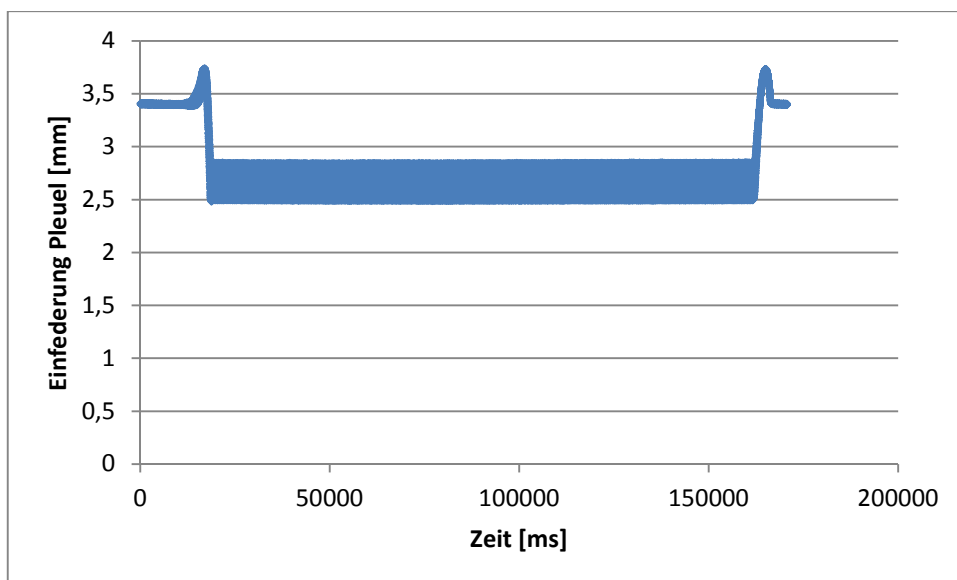


Abbildung 49: Prüflauf 4, Einfederung des Pleuels bei dynamischer Belastung

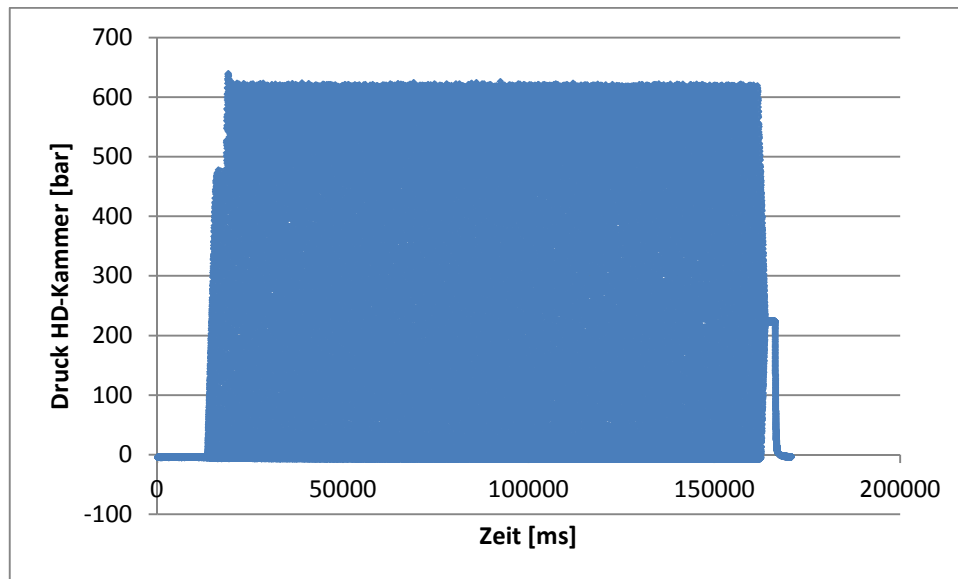


Abbildung 50: Prüflauf 4, gemessener Druck in der Zulaufleitung der HD-Kammer

3.4.2.3 Haltetests, Prüflauf 5, kurzer Pleuel

Die Rücklaufleitung der oberen Ringnutkammer ist von außen mechanisch mit Hilfe eines Pfropfens verschlossen worden (siehe Abbildung 51). Bei den Haltetests mit kurzem VCR - Pleuel ist auf eine Aufzeichnung der Druckverläufe verzichtet worden. Der Pleuel hat sich während des Prüflaufs im kurzen Zustand (141mm) befunden. Dies bedeutet das die Ringnutkammer mit Öl befüllt war und die HD-Kammer entleert war.



Abbildung 51: VCR - Messpleuel mit verschlossener Rücklaufleitung der Ringnutkammer

Obwohl das Volumen der Ringnutkammer deutlich kleiner ist als das der HD-Kammer, ist es bei den Prüflauf 5 zu einer größeren Einfederung gekommen. Dieser unerwünschte, negative Effekt ist möglicherweise auf einen unvorhergesehenen Einschluss von Luft in der Ringnutkammer zurückzuführen und zeigt die Wichtigkeit einer sorgfältigen Spülung um frei von Lufteinschlüssen zu sein.

Die nachfolgenden Abbildungen (siehe Abbildung 52 und Abbildung 53) veranschaulichen den Verlauf der Pulserkraft und die damit einhergehende Einfederung des Pleuels. Es ist eine Einfederung des Pleuels von bis zu 1mm aufgetreten, dies entspricht in etwa 33% der gesamten Längenveränderung (siehe Abbildung 53).

Tabelle 10: Testparameter, Prüflauf 5

Pulserfrequenz	25 Hz
Max. Druckkraft	33 kN
Max. Zugkraft	6 kN
Ölförderdruck	~3.5 bar

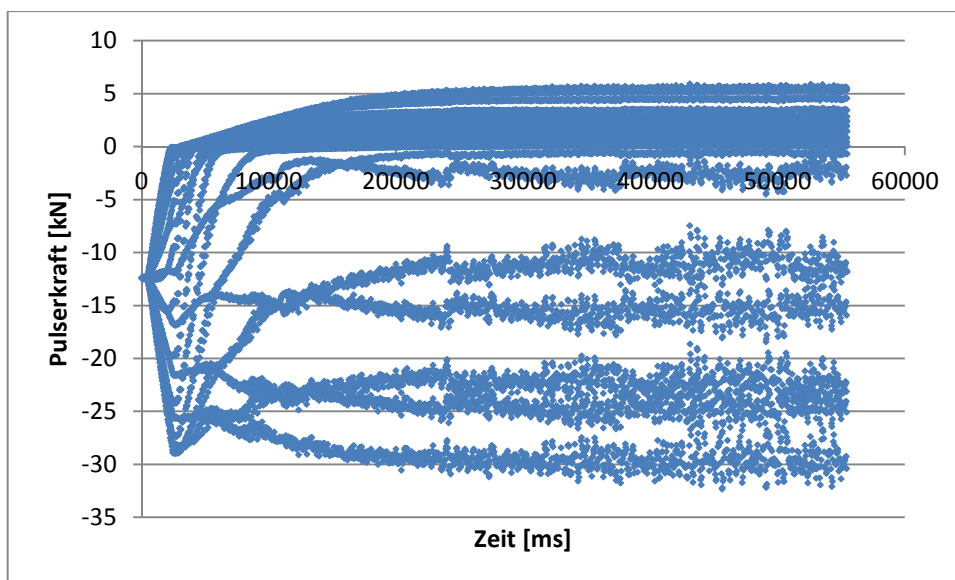


Abbildung 52: Prüflauf 5, Pulserkraft über der Zeit

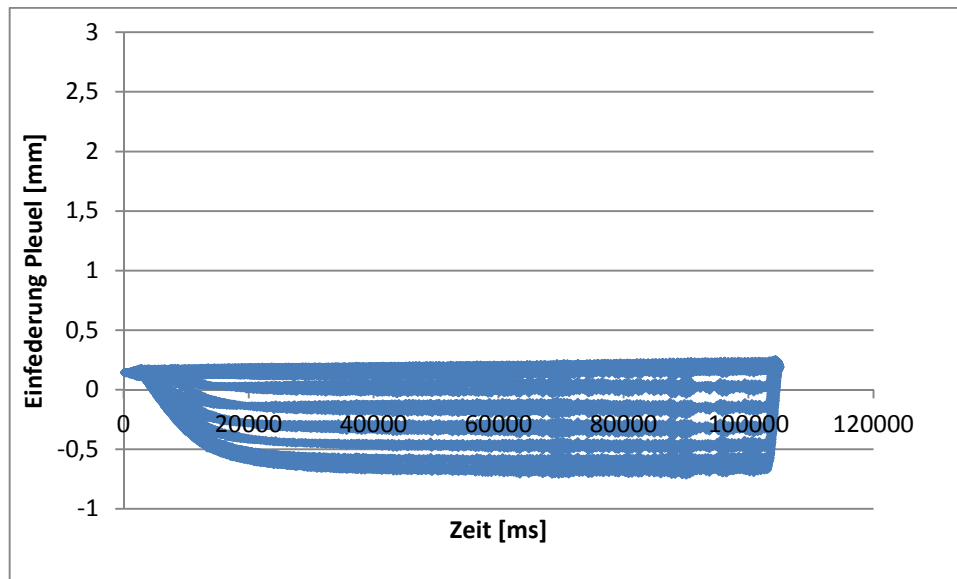


Abbildung 53: Prüflauf 5, Einfederung des Pleuels bei dynamischer Beanspruchung

3.4.3 Untersuchung der VCR-Pleuel Eigenfrequenzen

Um eine Aussage bezüglich der Pleuel Eigenfrequenzen zu erhalten, wurde eine FFT-Analyse (*Fast Fourier Transformation*) der Haltetests (siehe Kapitel 3.4.2) durchgeführt. Mit dieser Fourier-Transformation wird das digitale Signal des Kraftaufnehmers (Signal der dynamischen Pulserkraft, die auf das Pleuel aufgebracht wird) in seine Frequenzanteile zerlegt um es anschließend zu analysieren. Wie in den folgenden Abbildungen (siehe Abbildung 54 - Abbildung 56) zu sehen ist, befinden sich die größten Amplituden bei der jeweiligen Erregerfrequenz und dem vielfachen dieser Frequenz, mit welcher die dynamische Last auf das Pleuel aufgebracht wurde. Für eine Aussage bezüglich der Eigenfrequenzen des VCR-Pleuels und des im Pleuel verbauten Steuerschiebers sind weitere Tests mit einem breiteren Erregerfrequenzspektrum notwendig.

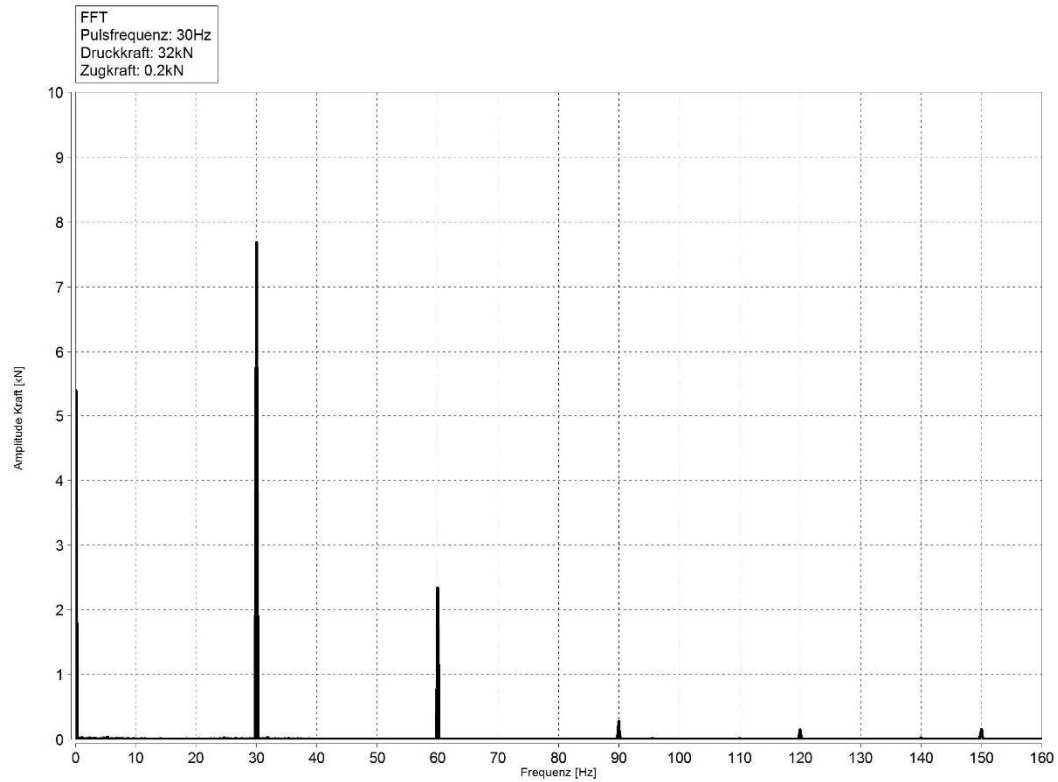


Abbildung 54: FFT-Analyse Prüflauf 3, die größten Amplituden befinden sich bei der Erregerfrequenz von 30Hz und einem Vielfachen davon

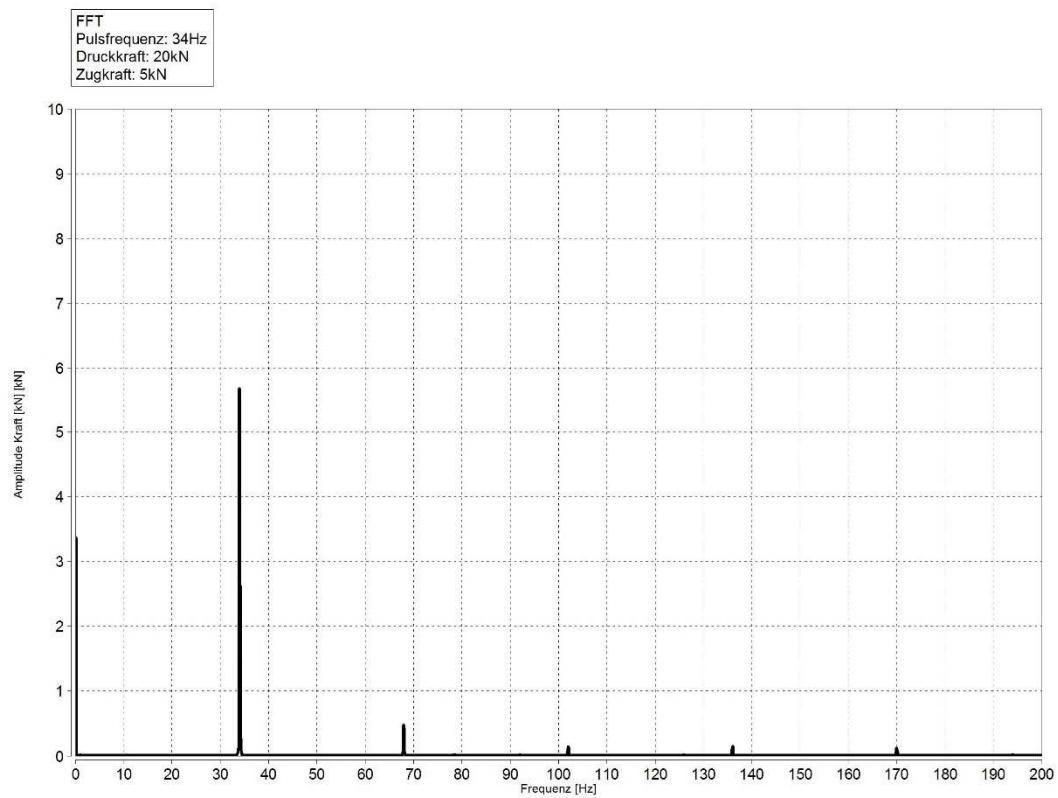


Abbildung 55: FFT-Analyse Prüflauf 4, die größten Amplituden befinden sich bei der Erregerfrequenz von 34Hz und in abgeschwächter Form bei einem Vielfachen davon

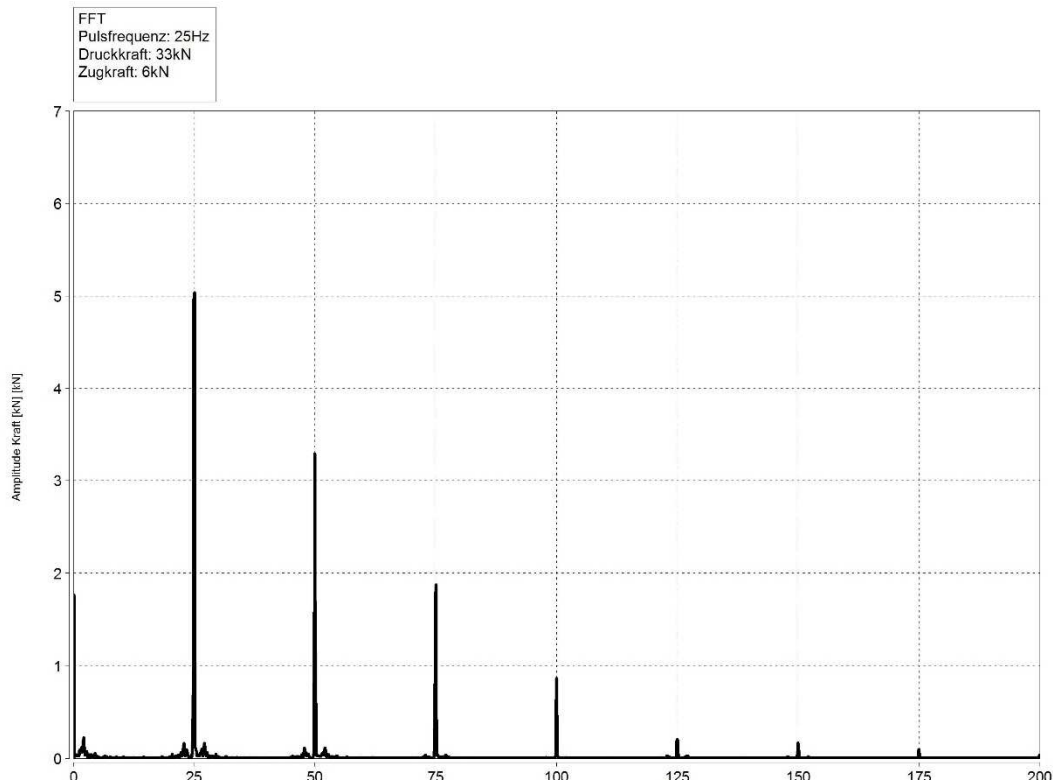


Abbildung 56: FFT-Analyse Prüflauf 5, die größten Amplituden befinden sich bei der Erregerfrequenz von 25Hz und einem Vielfachen davon

4 Schlussfolgerung / Conclusio

Diese ersten Funktionalitätstests des VCR-Pleuels haben durchaus positive Resultate hervor gebracht. So zeigten die Umschalttests (siehe 3.4.1 ff), dass eine Umschaltung vom kurzen in den langen Pleuelzustand (und umgekehrt) möglich sind. Auch die Haltetests (siehe 3.4.2 ff) haben gezeigt, dass der Mechanismus zum Arretieren der Position funktioniert.

Jedoch gibt es Ansatzpunkte um die Systemfunktionalität des VCR-Pleuels noch weiter zu verbessern:

- Da es bei den durchgeführten Tests zu einem zeitlich rasch eintretenden Versagen der O-Ring Dichtungen gekommen ist, sollten diese durch andere Dichtelemente ersetzt werden.
- Der Umschaltmechanismus sollte, aufgrund der angefallenen Probleme mit dem Steuerschieber (vor allem das Abdichten der Rücklaufleitungen), durch schaltbare Rückschlagventile ersetzt werden.

- Da die Befüllung und Entleerung der Kammern so schnell wie möglich ablaufen soll, damit ein genau definiertes Brennraumvolumen vorherrscht, ist es ratsam Bypass-Leitungen zu installieren.
- Eine Minimierung der Ölvolumina der RN- und HD-Kammer sollte die unerwünschten Einfederungen aufgrund der Kompressibilität des Öls reduzieren. Ein Ansatz hierfür wäre z.B. die Verkleinerung der Leitungsdurchmesser von 3mm auf 1mm.
- Für den Einsatz des Pleuels im Motorbetrieb sollte in der Öl-Zulaufleitung eine Drossel verbaut werden, da es aufgrund der Rotation des Pleuels in Kombination mit den wirkenden Verbrennungsdrücken zu Druckpulsationen im Pleuellager, und in weiterer Folge auch in der Versorgungsleitung kommen kann.

Die Umsetzung dieser Verbesserungsvorschläge ist zum Großteil in einer zweiten Variante des AVL VCR-Pleuels erfolgt. Die O-Ring Dichtungen der RN- und der HD-Kammer sind durch sonderangefertigte Dichtringe der Firma *Parker* ersetzt worden. Auch die Leitungsquerschnitte sind deutlich reduziert worden und die Steuerschiebereinheit ist durch schaltbare Kugelventile substituiert worden. Um ein schnelleres Befüllen der Kammern beim Umschaltvorgang realisieren zu können, sind Bypass-Leitungen vorgesehen worden.

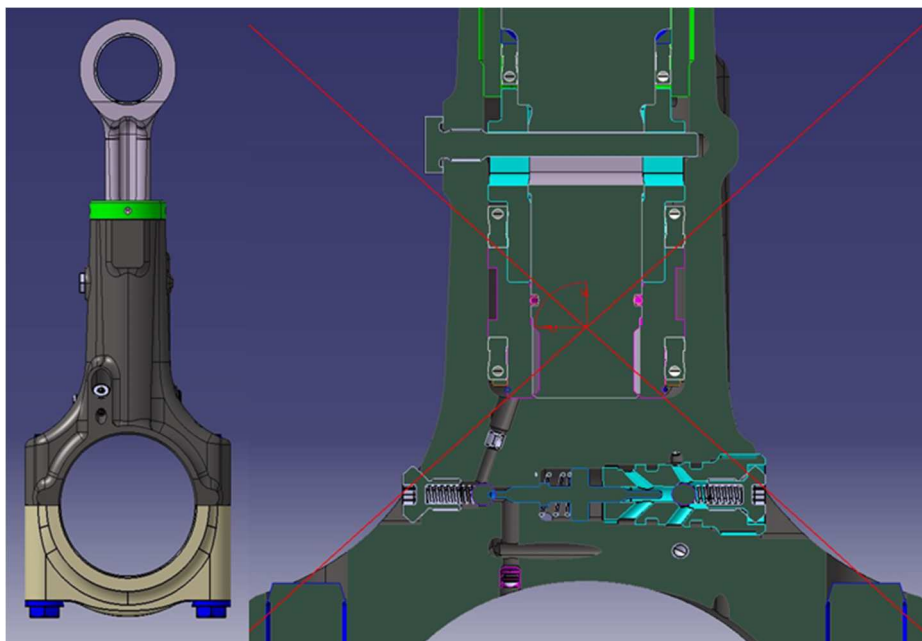


Abbildung 57: Variante 2 des AVL VCR-Pleuels

Literaturverzeichnis

- 1 **Windisch H.**, Thermodynamik: Ein Lehrbuch für Ingenieure; Walter de Gruyter, 2014, S.104 ff
- 2 **Basshuysen R., Schäfer F.**, Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, Springer-Verlag, 2014, S. 76 ff
- 3 <http://mce-5.com/english/> ; Abfrage: 16.2.2015
- 4
http://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/TechnicalPublications/Gasoline_Systems/TwoStageVariableCompressionRatiowithEccentricPistonPin.pdf, Abfrage 23.7.2015
- 5 AVL interne Dokument, VCR Ch1a Vorstellung Motor-Konstruktion, 20.10.2014
- 6 **Basshuysen R., Schäfer F.**, Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven; Springer-Verlag, 2014, S. 51 ff
- 7 AVL internes Dokument, 0000777572_VA_FTA_Guideline.docx
- 8 **Herwig H.**, Strömungsmechanik A-Z: Eine systematische Einordnung von Begriffen und Konzepten der Strömungsmechanik, Vieweg, 1. Auflage, 2004, S. 171
- 9 **Balke H.**, Einführung in die technische Mechanik: Festigkeitslehre, Springer Verlag, 2014, S. 207
- 10 AVL internes Dokument, AVL Hydsim Users Guide, Edition 12/2011
- 11 <https://www.federnshop.com>

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: thermischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses ¹	1
Abbildung 2: schematische Darstellung zur Umsetzung der variablen Verdichtung ²	3
Abbildung 3: Vergleich der verschiedenen Systeme der variablen Verdichtung ²	3
Abbildung 4: AVL VCR-Pleuel	4
Abbildung 5: VCR-Pleuel, adaptiert für Drucksensoren	5
Abbildung 6: MCE-5 VCRi Motor im Schnitt ³	7
Abbildung 7: VCR-Pleuel der Fa. FEV ⁴	8
Abbildung 8: Aktuierung mittels Nockenscheiben ⁴	9
Abbildung 9: konventionelles Triebwerk und Triebwerk mit Daimler - VCR System ⁵	10
Abbildung 10: VCR-Pleuel, langer Zustand (144mm)	11
Abbildung 11: VCR-Pleuel, kurzer Zustand (141mm)	13
Abbildung 12: Schaltbild Ölkreislauf im VCR-Pleuel	14
Abbildung 13: Motorkennfeld AUDI 1.8 TFSI	16
Abbildung 14: Motorkennfeld AUDI 1.8 TFSI und Umschaltkurve der Ölpumpe.....	17
Abbildung 15: Motorkennfeld (angepasst) mit Umschaltkurve-Öldruck	18
Abbildung 16: Stangenkraft ⁶	19
Abbildung 17: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 4000 U/min, Vollast (<i>High Load</i>).....	20
Abbildung 18: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 3000 U/min, Vollast (<i>High Load</i>).....	21
Abbildung 19: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 2000 U/min, Vollast (<i>High Load</i>).....	21
Abbildung 20: Kolbenkräfte und Stangenkraftverlauf im Pleuel bei 1000 U/min, Vollast (<i>High Load</i>).....	22
Abbildung 21: die vier Hauptfehler der Fehlerbaumanalyse.....	24
Abbildung 22: Hauptfehler 2 und Zwischenereignisse	25
Abbildung 23: Aufschlüsselung eines Zwischenereignisses	26
Abbildung 24: Gasvolumen in der RN- und der HD-Kammer beim Umschaltvorgang.....	31
Abbildung 25: Rückschlagventil.....	32
Abbildung 26: Kräfte auf Rückschlagventil.....	32
Abbildung 27: Ölvolumen der HD-Kammer.....	34

Abbildung 28: Abmessungen der Ringnutkammer (RN-Kammer)	35
Abbildung 29: EULER Fall 2	38
Abbildung 30: VCR-Pleuel mit O-Ring Dichtungen	41
Abbildung 31: Auslegung der Steuerschieberfeder	42
Abbildung 32: Messpunkte Prioritätsklasse 1	44
Abbildung 33: Messpunkte Prioritätsklasse 2	44
Abbildung 34: Verlauf der Stangenkraft im Pleuel und Approximation	45
Abbildung 35: schematischer Prüfstands Aufbau	46
Abbildung 36: HUS 60 Hydropulser	47
Abbildung 37: Einspannvorrichtung HUS 60	48
Abbildung 38: Messtechnik am Pleuel A (Erfassung der Längenänderung)	51
Abbildung 39: Messtechnik am Pleuel B (Erfassung der Drücke)	51
Abbildung 40: Prüflauf 1, am Pleuel wirkende Pulserkraft; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen	53
Abbildung 41: Prüflauf 1, Einfederung des VCR-Pleuels; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen	54
Abbildung 42: Prüflauf 2, am Pleuel wirkende Pulserkraft; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen; Bereich 3: Versagen der Dichtung	55
Abbildung 43: Prüflauf 2, Einfederung des VCR-Pleuels; Bereich 1: Aufbringen statischer Last, Bereich 2: dynamisches Pulsen; Bereich 3: Versagen der Dichtung	56
Abbildung 44: VCR – Messpleuel bestückt mit Messtechnik	57
Abbildung 45: Prüflauf 3, Pulserkraft über der Zeit	59
Abbildung 46: Prüflauf 3, Einfederung des Pleuels bei dynamischer Belastung	59
Abbildung 47: Prüflauf 3, gemessener Druck in der Zulaufleitung der HD-Kammer	60
Abbildung 48: Prüflauf 4, Pulserkraft über der Zeit	61
Abbildung 49: Prüflauf 4, Einfederung des Pleuels bei dynamischer Belastung	61
Abbildung 50: Prüflauf 4, gemessener Druck in der Zulaufleitung der HD-Kammer	62
Abbildung 51: VCR - Messpleuel mit verschlossener Rücklaufleitung der Ringnutkammer ..	62
Abbildung 52: Prüflauf 5, Pulserkraft über der Zeit	63
Abbildung 53: Prüflauf 5, Einfederung des Pleuels bei dynamischer Beanspruchung	64
Abbildung 54: FFT-Analyse Prüflauf 3, die größten Amplituden befinden sich bei der Erregerfrequenz von 30Hz und einem Vielfachen davon	65

Abbildung 55: FFT-Analyse Prüflauf 4, die größten Amplituden befinden sich bei der Erregerfrequenz von 34Hz und in abgeschwächter Form bei einem Vielfachen davon.....	65
Abbildung 56: FFT-Analyse Prüflauf 5, die größten Amplituden befinden sich bei der Erregerfrequenz von 25Hz und einem Vielfachen davon	66
Abbildung 57: Variante 2 des AVL VCR-Pleuels.....	67
Abbildung 58: Hauptfehler der Fehlerbaumanalyse	75
Abbildung 59: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“ mit Zwischenereignissen	75
Abbildung 60: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitung.....	75
Abbildung 61: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitung.....	76
Abbildung 62: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehlern	76
Abbildung 63: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis.....	76
Abbildung 64: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler	77
Abbildung 65: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitungen.....	77
Abbildung 66: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“ mit Zwischenereignissen	78
Abbildung 67: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitung.....	78
Abbildung 68: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse.....	78
Abbildung 69	78
Abbildung 70: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitung	79
Abbildung 71: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler.....	80
Abbildung 72: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler	80
Abbildung 73: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen	80

Abbildung 74: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitung	81
Abbildung 75: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen	81
Abbildung 76: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler.....	82
Abbildung 77: Hauptfehler „3 – Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten“ mit Zwischenereignissen	83
Abbildung 78: Hauptfehler „3 – Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen	83
Abbildung 79: Hauptfehler „3 – Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen	84
Abbildung 80: Hauptfehler „4 – Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten“ mit Zwischenereignissen	85
Abbildung 81: Hauptfehler „4 – Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen	85
Abbildung 82: Hauptfehler „4 – Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen	86

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Gliederung der Lastkurven.....	16
Tabelle 2: Drücke bei unterschiedlichen Drehzahlen und Lasten – Teil 1	36
Tabelle 3: Drücke bei unterschiedlichen Drehzahlen und Lasten – Teil 2	37
Tabelle 4: Auszug aus dem Prüfplan	46
Tabelle 5: Messkanalliste	50
Tabelle 6: Parameter, Prüflauf 1	53
Tabelle 7: Testparameter, Prüflauf 2	55
Tabelle 8: Testparameter, Prüflauf 3	59
Tabelle 9: Testparameter, Prüflauf 4	61
Tabelle 10: Testparameter, Prüflauf 5	63

Anhang

Anhang 1: Fehlerbaumanalyse.....	75
---	-----------

Anhang 1: Fehlerbaumanalyse

4.1 Fehlerbaumanalyse Längenverstellung und Halten des VCR-Pleuels

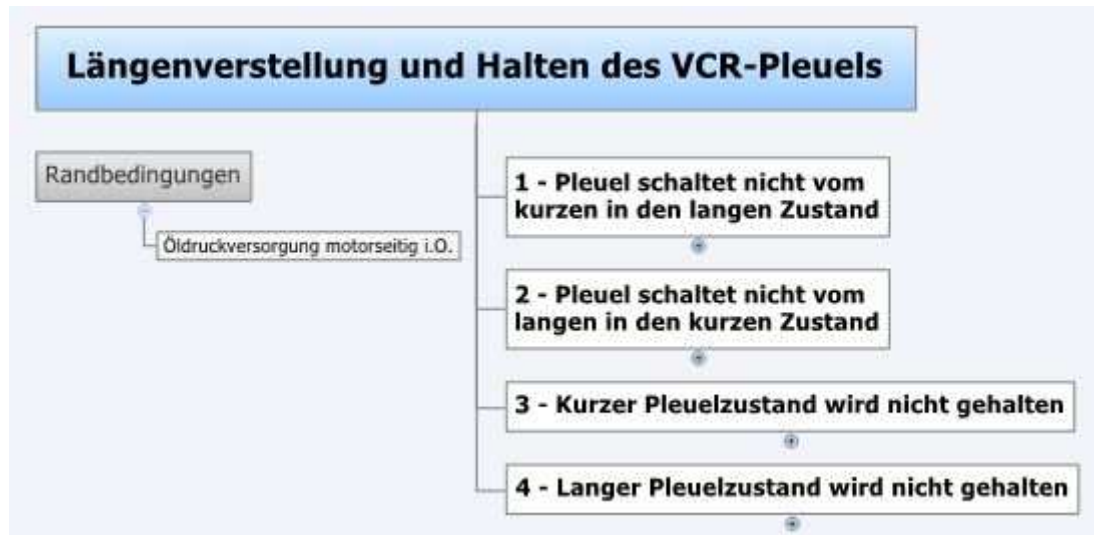


Abbildung 58: Hauptfehler der Fehlerbaumanalyse

4.2 Abarbeitung Hauptfehler 1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand



Abbildung 59: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“ mit Zwischenereignissen



Abbildung 60: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitung

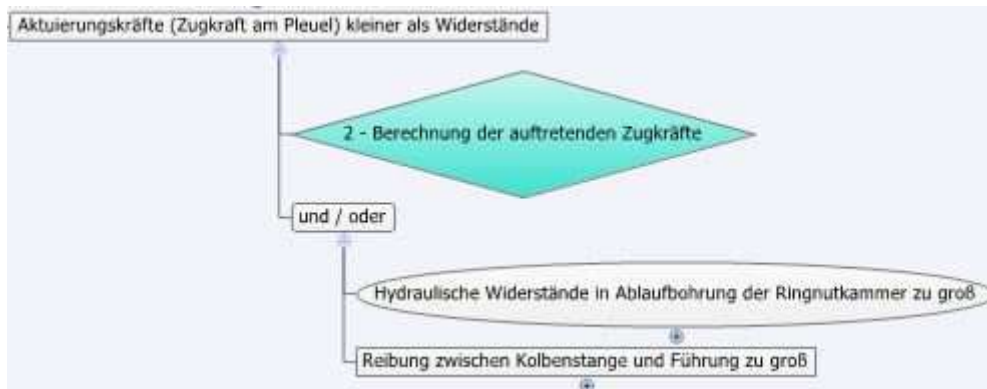


Abbildung 61: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitung

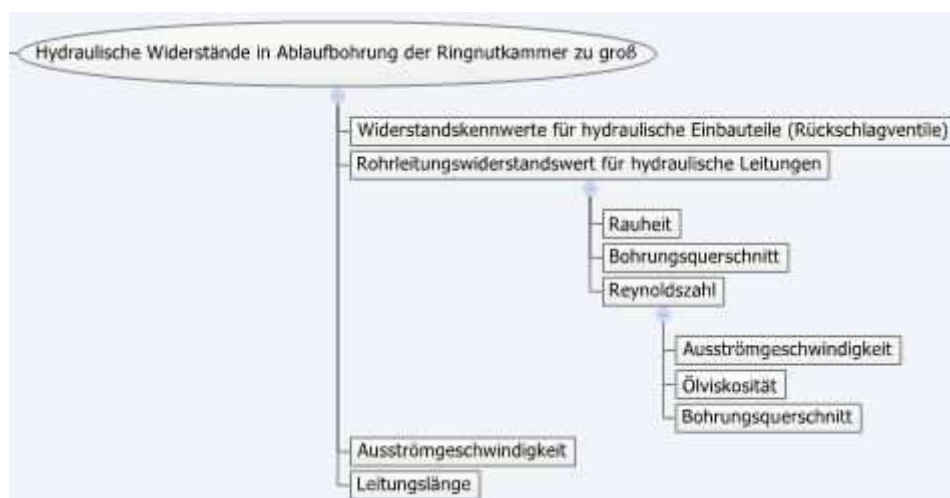


Abbildung 62: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehlern



Abbildung 63: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis

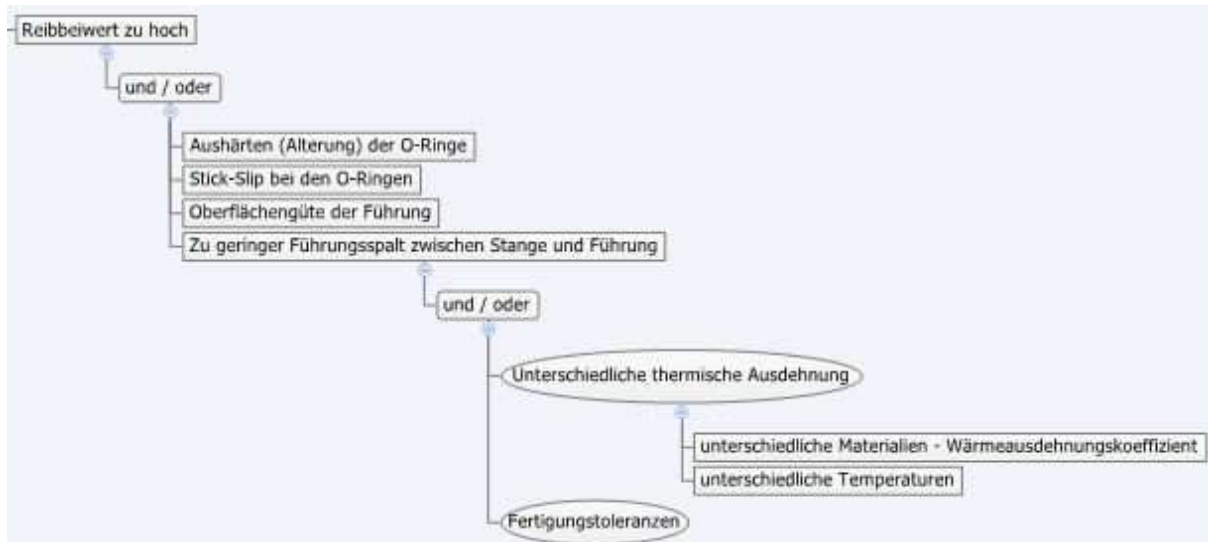


Abbildung 64: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler

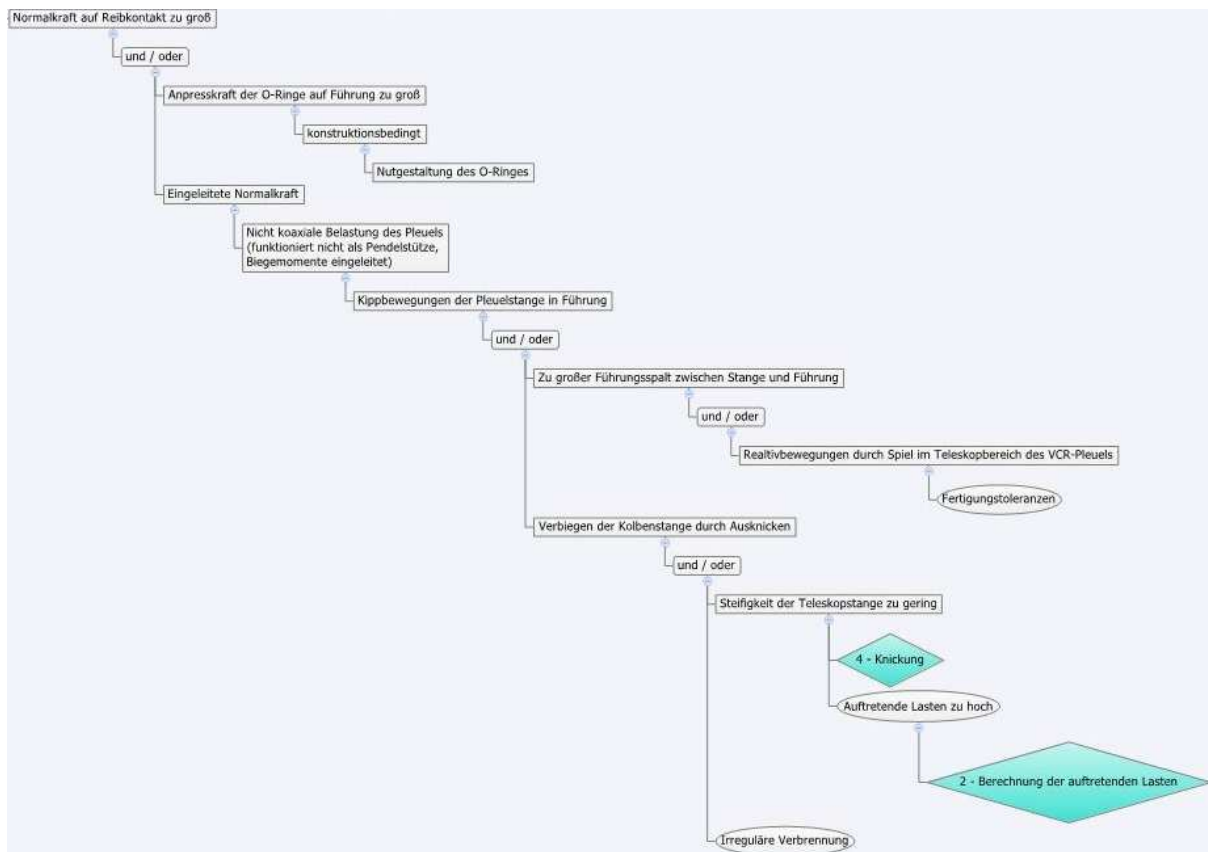


Abbildung 65: Hauptfehler „1 – Pleuel schaltet nicht vom kurzen in den langen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitungen

4.3 Abarbeitung Hauptfehler 2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand



Abbildung 66: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“ mit Zwischenereignissen



Abbildung 67: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler / Rechenableitung



Abbildung 68: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse

Abbildung 69

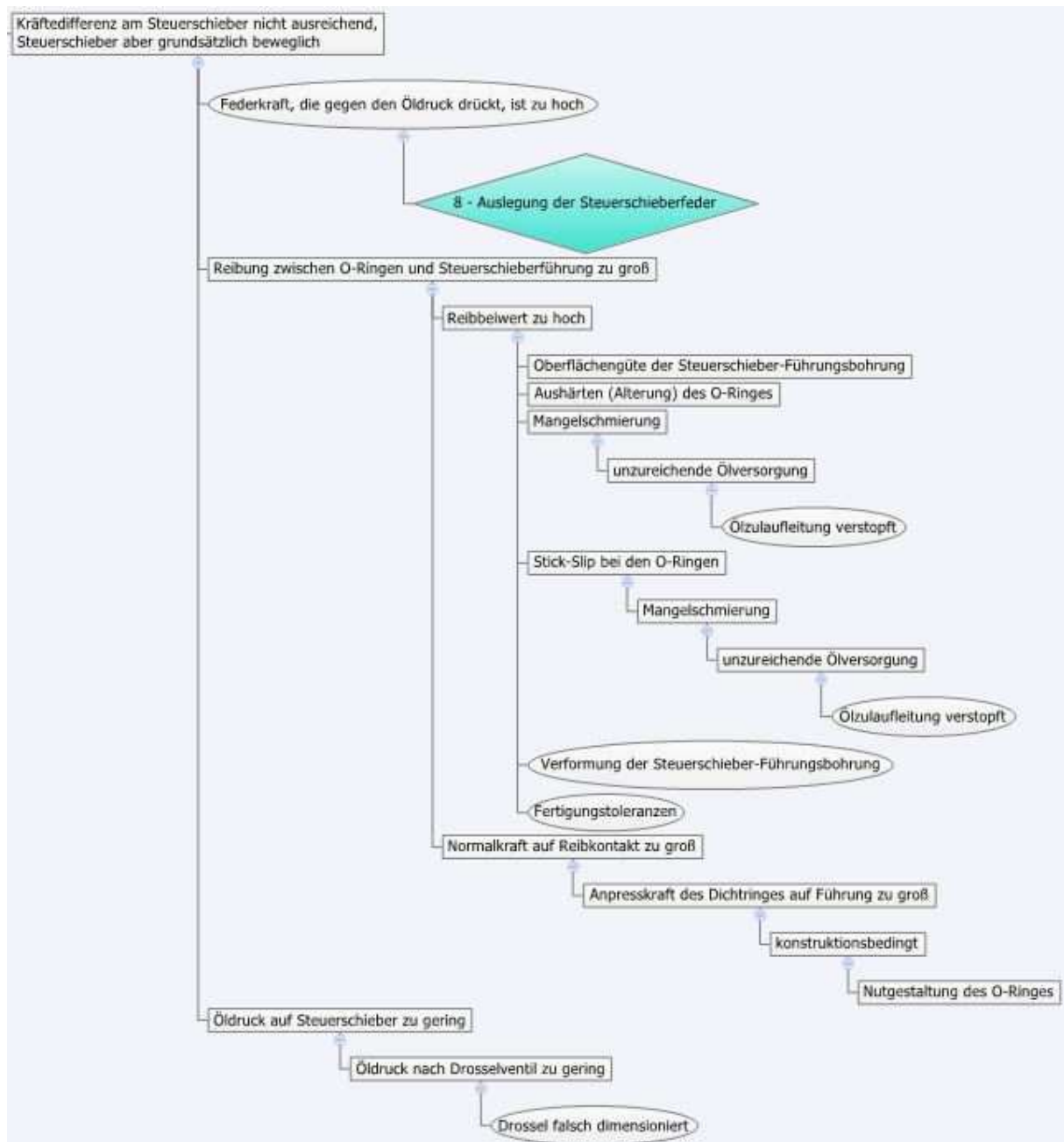


Abbildung 70: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitung



Abbildung 71: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler



Abbildung 72: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignis und Basisfehler

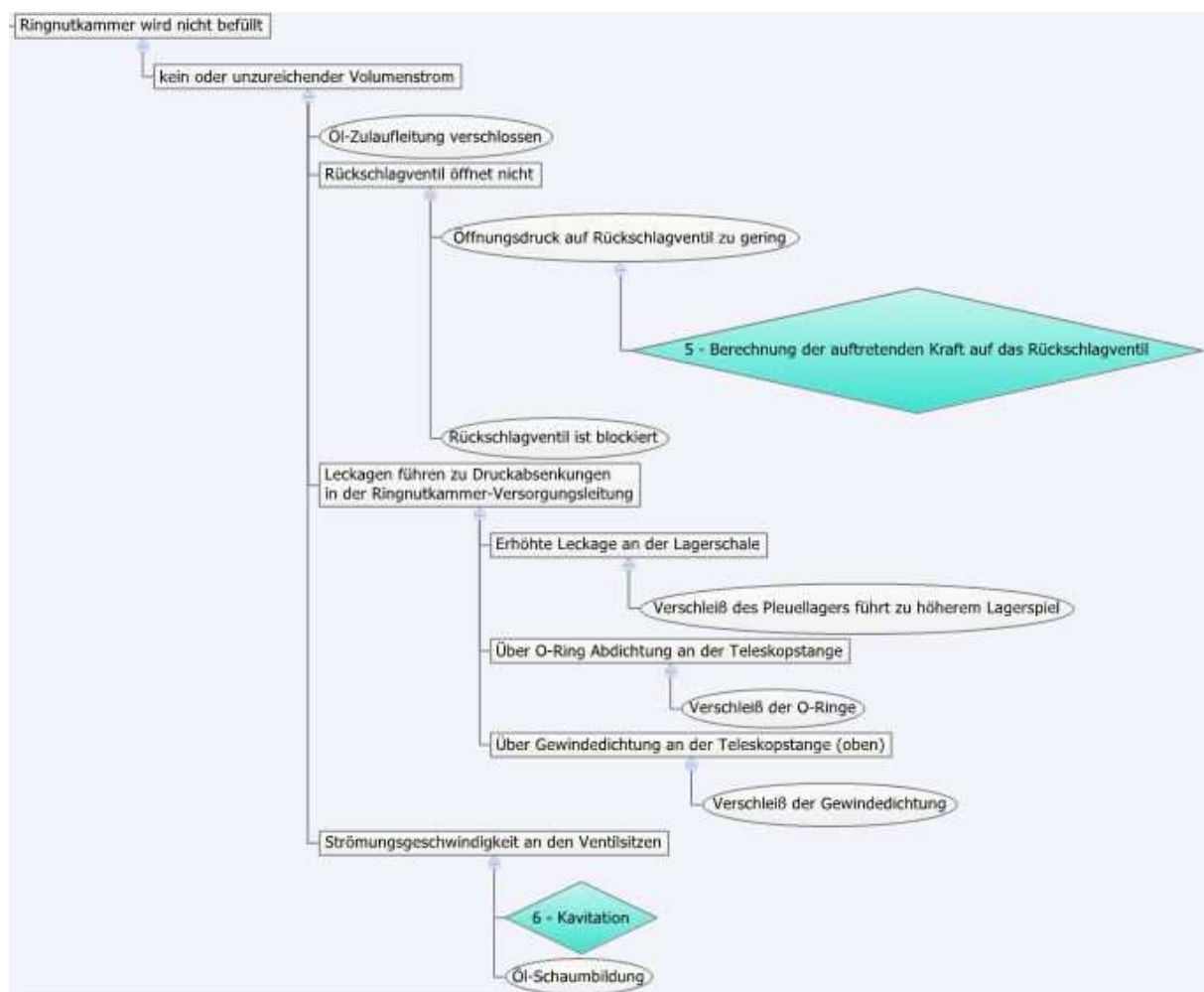


Abbildung 73: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen

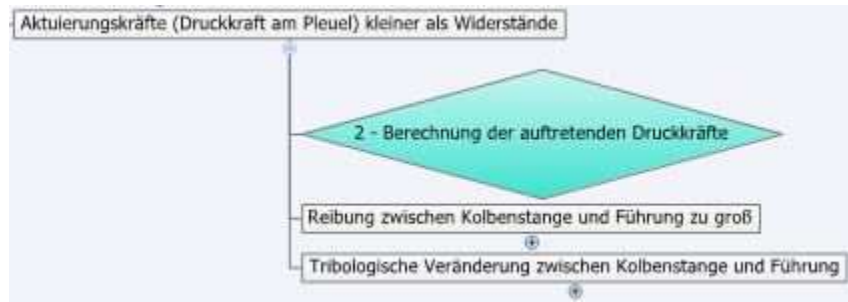


Abbildung 74: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitung

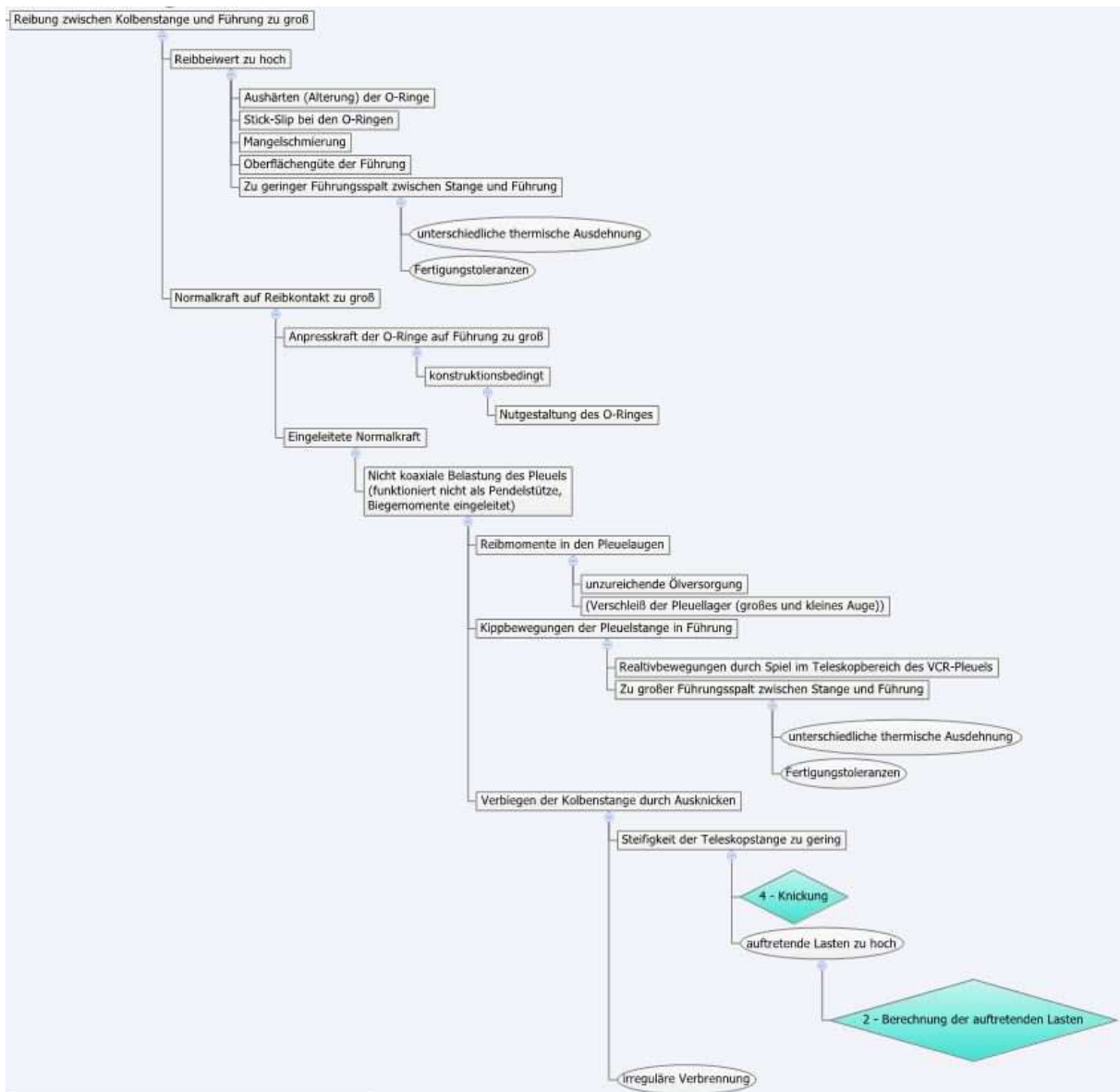


Abbildung 75: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen



Abbildung 76: Hauptfehler „2 – Pleuel schaltet nicht vom langen in den kurzen Zustand“, Zwischenereignisse und Basisfehler

4.4 Abarbeitung Hauptfehler 3 – Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten



Abbildung 77: Hauptfehler „3 – Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten“ mit Zwischenereignissen

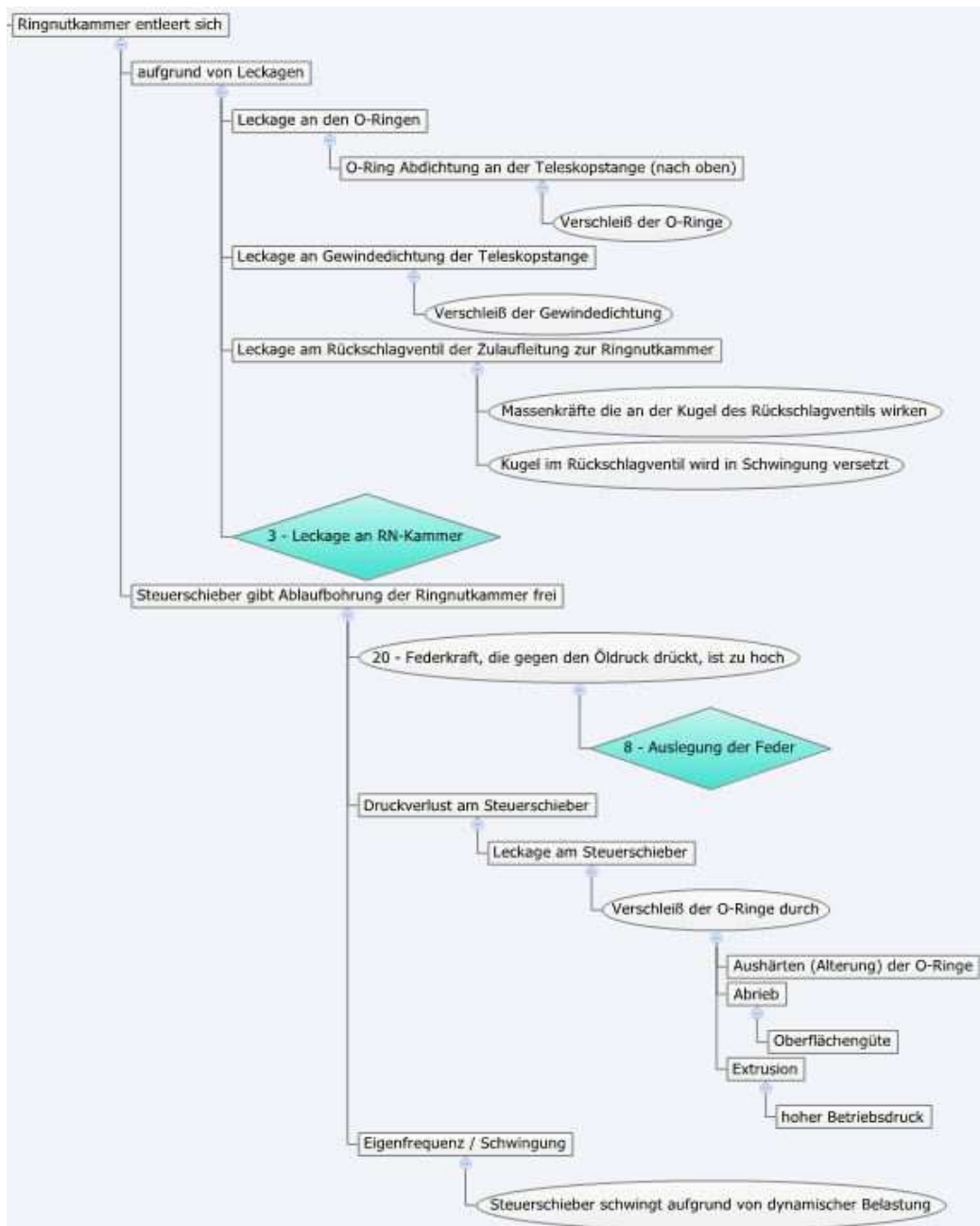


Abbildung 78: Hauptfehler „3 – Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen

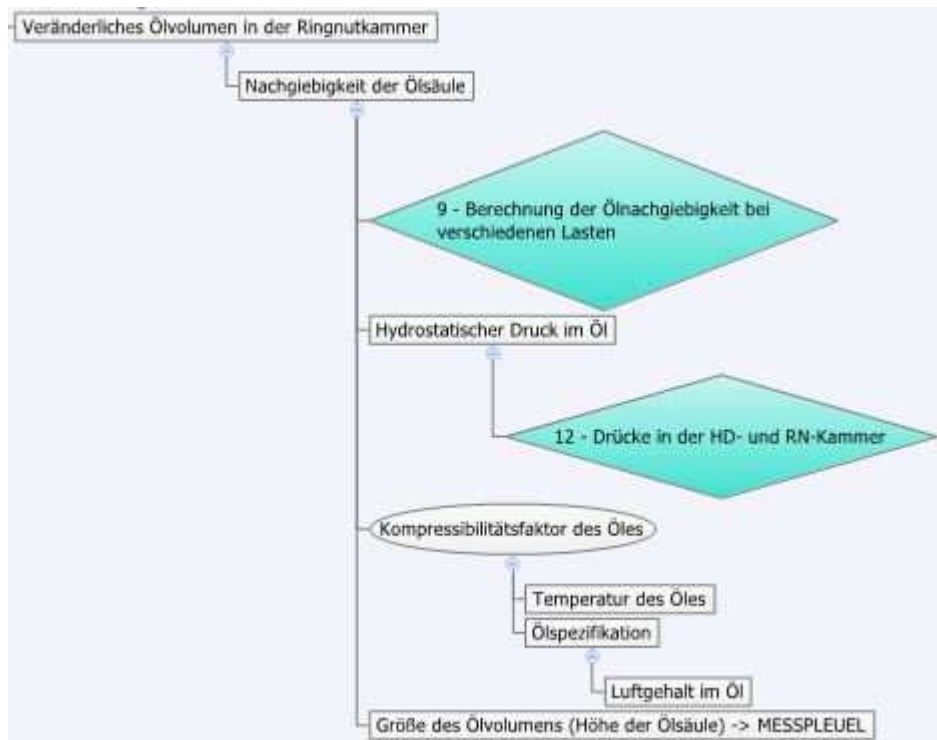


Abbildung 79: Hauptfehler „3 – Kurzer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen

4.5 Abarbeitung Hauptfehler 4 – Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten



Abbildung 80: Hauptfehler „4 – Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten“ mit Zwischenereignissen

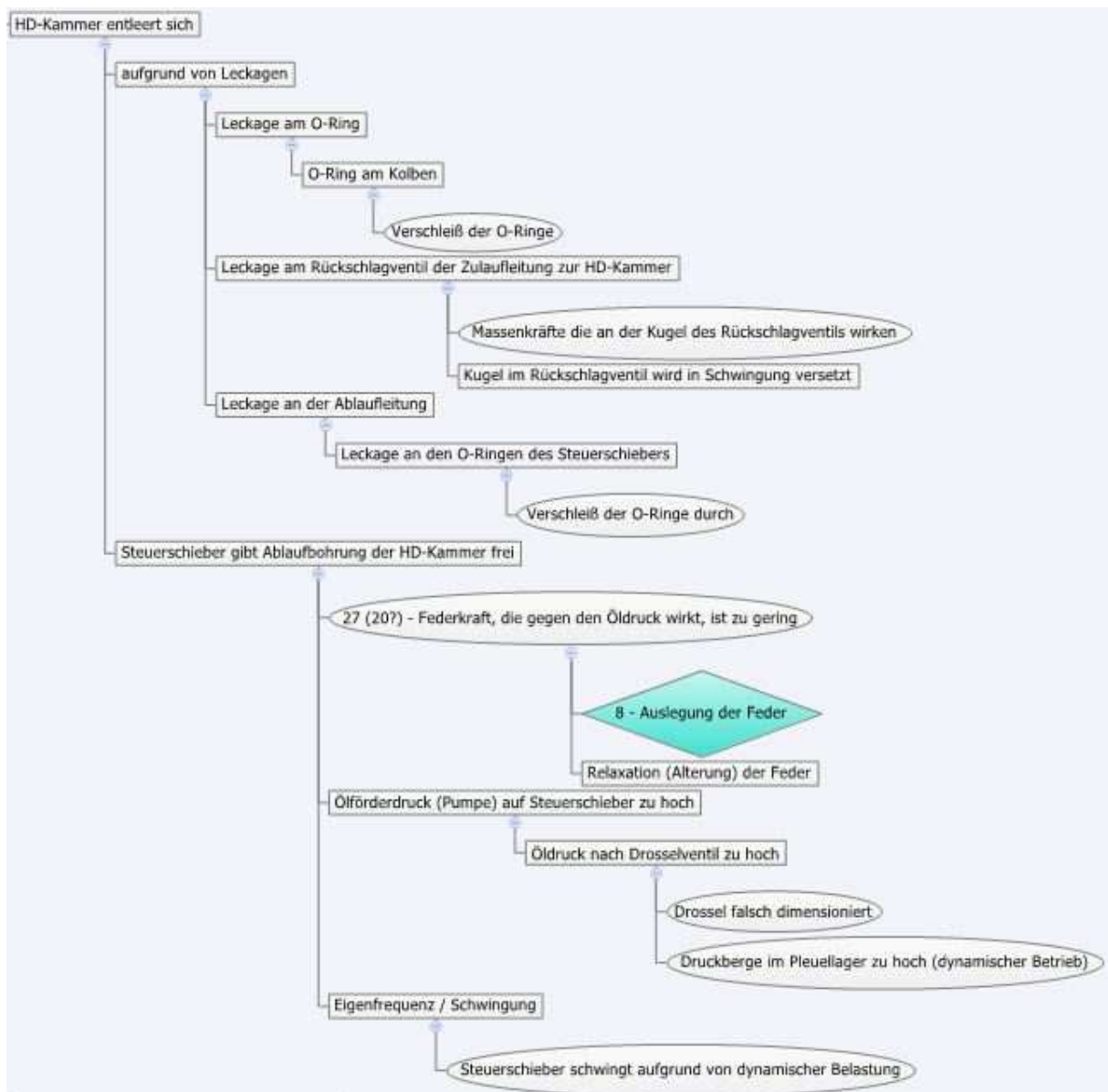


Abbildung 81: Hauptfehler „4 – Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen

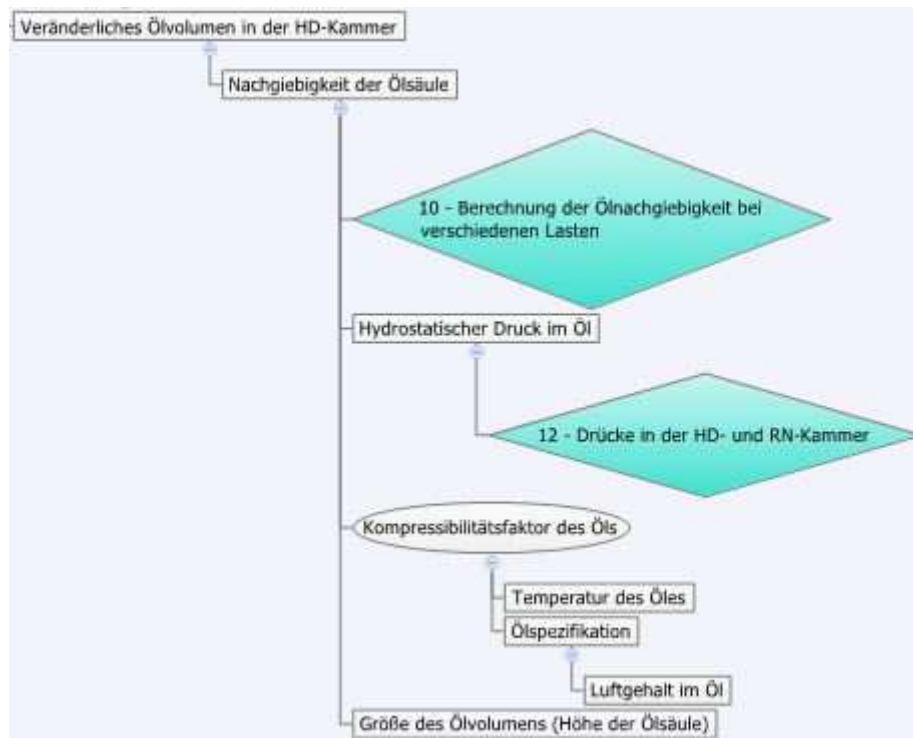


Abbildung 82: Hauptfehler „4 – Langer Pleuelzustand wird nicht gehalten“, Zwischenereignisse und Basisfehler / Rechenableitungen