

Diplomarbeit

Modellerstellung und Simulation von verlustbehafteten hochdynamischen mechanischen Systemen

Harald Keferböck

eingereicht am
Institut für Fahrzeugtechnik
an der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter FISCHER

Einreichdatum:
03.04.2014

Betreuender Prof.: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario HIRZ

Betreuer Virtuelles Fahrzeug: Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes ALLMAIER

Dipl.-Ing. David Emanuel SANDER

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit ist am Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug“, im Forschungsbereich der Area C - NVH (Noise, Vibration und Harshness) and Friction entstanden.

Ich möchte mich bei dem Gruppenleiter Herrn Dipl.-Ing. Mag. Franz Reich sowie im Speziellen beim Teamleiter Dipl.-Ing. Dr.techn. Hannes Allmaier dafür bedanken, dass sie mir ermöglicht haben, diese Diplomarbeit zu verfassen.

Ein weiterer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. David Emanuel Sander für seine fachliche Unterstützung und Betreuung, sowie auch meinen Kollegen der Area C für die gute und freundschaftliche Zusammenarbeit.

Weiters möchte ich mich bei Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer und Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz dafür bedanken, dass sie die Betreuung seitens der Technischen Universität Graz übernommen haben.

Bei der Firma AVL möchte ich mich für Vermessung der Nockenkontur und bei der Firma Schäffler für die Daten der Hydrostößel bedanken.

Der größte Dank gebührt jedoch meiner Familie.

Meinen Eltern für die Unterstützung, die Möglichkeit dieses Studium zu absolvieren und die bedingungslose Liebe, die sie mir schenken.

Meinem Sohn und meiner Freundin für die Unterstützung, den Mut den Sie mir immer zugesprochen haben und deren Liebe, die sie mir schenken.

Meiner Schwester und ihrem Mann, die immer für mich da waren und mich in jeglicher Hinsicht unterstützt haben.

Ohne eine so großartige Familie wäre dieser einschlägige Weg nicht möglich gewesen.

Widmen möchte ich diese Diplomarbeit meinen Eltern, Gertraud und Franz Josef Keferböck, meiner Freundin Andrea und unserem gemeinsamen Sohn Sebastian. Danke für Alles und ich bin froh solche Menschen meine Familie nennen zu können!

Harald Keferböck

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am03.04.2014....

.....
(Unterschrift)

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.

....03.04.2014....
date

.....
(signature)

Kurzfassung

Die Verbrennungsmotoren von morgen müssen ein Höchstmaß an Effizienz bieten. Vor allem die immer strenger werdenden Emissionsgrenzen fordern die Automobilhersteller zu mehr Entwicklungsarbeit. Neue Technologien helfen den Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß zu senken. Obschon Verbrennungsmotoren bereits heute hochentwickelt sind und einen hohen Standard an Effizienz bieten, gibt es noch deutliches Verbesserungspotenzial.

Um teure Prüfstandskosten zu vermeiden bzw. diese auf ein Minimum zu reduzieren, tritt die Simulation aller motorischen Vorgänge immer weiter in den Vordergrund. Die umfassende Simulation einer Verbrennungskraftmaschine bietet eine Vielzahl von Vorteilen. Neben der Verkürzung der Entwicklungszeiten können auch die Kosten der Entwicklung durch Verringerung der Prüfstandskosten gesenkt werden. Des Weiteren können schnell und vergleichsweise einfach Optimierungen durchgeführt und neue Betriebsstrategien entwickelt werden. Um einen virtuellen Motor zu implementieren gibt es eine Vielzahl unterschiedlicher Simulationsprogramme. Dabei kann für nahezu jede Problemstellung eine Software verwendet werden, um ein Modell zu erstellen und damit die motorischen Vorgänge zu untersuchen.

Die Diplomarbeit wurde in der Abteilung NVH & Friction des Kompetenzzentrums "Das virtuelle Fahrzeug" durchgeführt und beschreibt die Modellerstellung und Simulation eines Ventiltriebs mit der von der Firma AVL entwickelten Software EXCITE Timing Drive. Um ein lauffähiges und realistisches Simulationsmodell zu erstellen, wurden eine Reihe von Parametern und Daten ermittelt. Diese sind durch einfache Grundlagenexperimente oder durch Messungen ermittelt worden. Ziel dieser Arbeit ist es, die am Reibleistungsprüfstand FRIDA (Friction Dynamometer) des Kompetenzzentrums ermittelte Reibleistung des Prüfmotors mit der Simulation zu vergleichen und zusätzlich eine Variation einzelner gewählter Parameter zu simulieren, um die größten Einflüsse bzw. Auswirkungen darzustellen. Dabei soll eine Grundlage geschaffen werden, um in Zukunft bei der Erstellung weiterer Ventiltriebsmodelle verschiedenster Motoren den richtigen Fokus auf die Wichtigkeit bzw. die Auswirkung einzelner Einflussparameter legen zu können.

Abstract

Due to the increasingly stringent emission limits future internal combustion engines have to provide maximum efficiency. This leads to more developing work for automobile manufactures. New technologies support the reduction of fuel consumption and emissions. Although internal combustion engines are already highly developed and are able to offer high efficiency, there is still a lot of room for further improvement.

To avoid expensive test costs and to reduce them to a minimum, the simulation of all motor processes becomes more and more important. The complete simulation of an internal combustion engine offers a variety of advantages. In addition to the reduction of development time, test expenses for the test bench can be reduced as well. Furthermore, optimizations and new operating strategies can be executed both quickly and easily. There are numerous simulation programs for implementing a new virtual motor. For nearly every kind of problem there is a software available which can be used for creating a model and thus for investigation of motor processes.

The thesis was realized in the department NVH & Friction of the competence centre "The virtual vehicle" and describes the modelling and simulation of a valve train with the help of the software EXCITE Timing Drive developed by AVL. To create a realistic simulation model, a series of parameters and data have been determined by basic experiments or measurements. The aim of this work is to compare the specified friction power from the "Reibleistungsprüfstand" FRIDA (Friction Dynamometer) of the test engine with the simulation. Moreover, variations of predefined parameters have been selected to represent the greatest influences and impacts. The research results provide a basis to focus on the importance and impact of individual influencing parameters for future valve train models of different engines.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Aufgabenstellung	2
2	Ventiltrieb	3
2.1	Aufgabe des Ventiltriebs	3
2.1.1	<i>Kenngößen des Ladungswechsels</i>	3
2.1.2	<i>Eingangsgrößen zur Auslegung</i>	4
2.2	Nockenwellenantrieb	4
2.2.1	<i>Kettenantrieb</i>	5
2.2.2	<i>Zahnriemenantrieb</i>	5
2.2.3	<i>Stirnradantrieb</i>	7
2.3	Nockenwelle	8
2.3.1	<i>Anordnung und Anzahl der Nockenwellen</i>	8
2.3.2	<i>Lagerung</i>	10
2.3.2.1	Tunnellagerung	10
2.3.2.2	Offene Lagerung	10
2.3.2.3	Geschlossener Lagerrahmen	11
2.3.3	<i>Ausführungsarten von Nockenwellen</i>	12
2.3.3.1	Gegossene Nockenwellen	12
2.3.3.2	Gebaute Nockenwellen	13
2.3.3.3	Geschmiedete Nockenwellen	13
2.3.3.4	Nockenwellen aus Vollmaterial gespannt	13
2.3.3.5	Sonderbauformen	13
2.4	Zylinderkopf	15
2.4.1	<i>Brennraum</i>	15
2.4.1.1	Verdichtungsverhältnis	15
2.4.1.2	Anzahl und Position der Ventile	17
2.4.1.3	Brennraumform	18
2.4.2	<i>Ladungswechselkanäle</i>	19
2.4.2.1	Einlasskanal	20
2.4.2.2	Auslasskanal	21
2.4.3	<i>Kühlmantel</i>	21
2.4.4	<i>Ventilsteuerraum</i>	21
2.5	Nockenfolger	22
2.5.1	<i>Kipphebel</i>	23
2.5.2	<i>Schlepphebel</i>	23
2.5.3	<i>Tassenstößel</i>	24
2.5.4	<i>Teller- oder Pilzstößel</i>	24
2.5.5	<i>Rollenstößel</i>	25
2.5.6	<i>Gleitabgriff/Rollenabgriff</i>	25
2.5.7	<i>Mechanische/Hydraulische Spieleinstellung</i>	26
2.5.8	<i>Sonderform der Ventilsteuerung</i>	27
2.6	Ventilkomponenten	27
2.6.1	<i>Ventile</i>	28
2.6.2	<i>Ventilsitzringe</i>	29
2.6.3	<i>Ventilführungen</i>	31
2.6.4	<i>Ventilschaftdichtung</i>	31
2.6.5	<i>Ventilfederteller</i>	32
2.6.6	<i>Ventilkegelstücke</i>	32
2.6.7	<i>Ventilfedern</i>	33
2.7	Variabilität im Ventiltrieb	34
2.7.1	<i>Nockenwellenverstellung</i>	34
2.7.2	<i>Vollvariable Ventilsteuerung</i>	35
3	Reibung im Verbrennungsmotor	38

3.1	Kenngrößen	38
3.2	Reibungszustände	39
3.3	Reibungsmessung	41
3.4	Reibungsaufteilung	42
4	Datenermittlung	46
4.1	Ausgangsbasis	46
4.1.1	<i>Reibleistungsprüfstand</i>	46
4.1.2	<i>Prüfmotor</i>	47
4.1.3	<i>Methode zur Reibleistungsmessung</i>	49
4.1.4	<i>Ergebnis Reibleistungsmessung</i>	52
4.2	Nockenwellenspreizung	53
4.3	Nockenvermessung	54
4.4	Ventilfedermessung	56
4.5	Trägheitsmoment	61
4.5.1	<i>Kettenräder</i>	61
4.5.2	<i>Riemenscheibe</i>	62
4.5.3	<i>Nocken</i>	63
4.5.3.1	Nocke Einlass links/rechts	63
4.5.3.2	Nocke Einlass mitte	64
4.5.3.3	Nocke Auslass	64
4.6	Hydrostößel	65
4.7	Zylinderdruck	66
4.8	Motoröl	67
5	Modell in EXCITE Timing Drive	70
5.1	Gesamter Ventiltrieb	70
5.2	Nockenwellen	71
5.2.1	<i>Zylindrischer Schaft</i>	72
5.2.2	<i>Abgesetzter Schaft</i>	73
5.2.3	<i>Nocke</i>	73
5.2.4	<i>Riemenrad</i>	73
5.2.5	<i>Kettenrad</i>	74
5.2.6	<i>Nockenwellenlagerung</i>	74
5.2.7	<i>Antrieb</i>	74
5.3	Einzelventiltrieb	74
5.3.1	<i>Verbindungselement</i>	75
5.3.2	<i>Nockenkontur</i>	75
5.3.3	<i>Schmierung</i>	76
5.3.4	<i>Hydrostößel</i>	76
5.3.5	<i>Ventil</i>	76
5.3.6	<i>Ventilfeder</i>	77
5.4	Kettentrieb	77
5.4.1	<i>Kette</i>	79
5.4.2	<i>Massenpunkt</i>	79
5.5	Ausführungsbeispiele	79
6	Simulationsergebnisse	82
6.1	Ausgangsbasis	82
6.2	Variation einzelner Parameter	86
6.2.1	<i>Kontakt Nocke-Hydrostößel</i>	87
6.2.2	<i>Hydrostößelführung</i>	87
6.2.3	<i>Ventilführung</i>	88
6.2.4	<i>Ventilfeder</i>	89
6.2.5	<i>Öl</i>	89
6.2.6	<i>Führungsschienen</i>	90
6.3	Zusammenfassung	91
7	Optimierung	93

8	Abbildungsverzeichnis	95
9	Quellenverzeichnis	98
10	Tabellenverzeichnis.....	99

1 Einleitung

1.1 Motivation

Aufgrund des immer weiter fortschreitenden Klimawandels und die damit verbundene strengere Limitierung von Verbrauch und Schadstoffemissionen, muss von der Automobilindustrie in Zukunft mehr Aufwand für Forschung und Entwicklung aufgebracht werden, um diesbezüglich alle Reglementierungen einhalten zu können und nachhaltig den CO₂-Ausstoß zu minimieren.

Wegen der nur endlichen Ressourcen, um aus Rohöl Kraftstoffe herstellen zu können, steigen die Preise pro Liter Kraftstoff stetig an. Um im Weiteren Verbrennungskraftmaschinen konkurrenzfähig gestalten bzw. auch die Kosten für jeden Fahrzeughalter so gering wie möglich zu halten, muss eine intensive Weiterentwicklung und immer fortlaufende Verbesserung von Verbrennungskraftmaschinen betrieben werden.

Diesbezüglich bieten Verbrennungskraftmaschinen noch einige Verbesserungspotentiale. Ein großes Potential beinhaltet die Reibung. In Abbildung 1.1 sieht man die Gewichtung der Reibung einzelner Baugruppen eines Verbrennungsmotors. Dabei erkennt man, dass der größte Anteil der Reibung in der Kolbengruppe vorhanden ist. Jedoch darf auch der Einfluss des Ventiltriebs (violett dargestellt) nicht außer Acht gelassen werden.

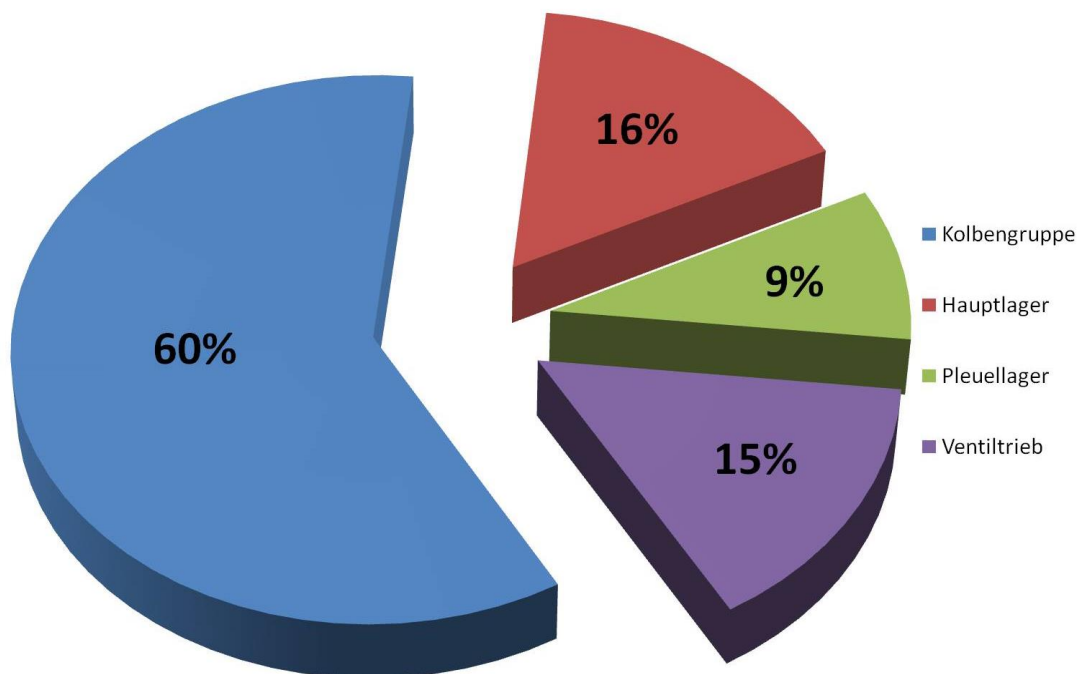


Abbildung 1.1: Reibungsanteile [21, 23]

Bei weiterer Senkung der Reibung kann eine Verbrauchsreduzierung bzw. Wirkungsgradsteigerung und somit eine Entlastung der Umwelt erreicht werden.

Natürlich bieten auch andere Motorenkonzepte großes Potential. Das reicht von gasbetriebenen Verbrennungskraftmaschinen, Wasserstoffantrieben, Hybridantrieben unterschiedlicher Ausführungen bis hin zu rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel ist es den Ventiltrieb eines vorgegebenen Verbrennungsmotors, ausgehend von den Nockenwellen bis hin zum Ventil, mit Hilfe des Programms AVL EXCITE Timing Drive vollständig zu modellieren. Alle benötigten Daten sind durch geeignete Messungen und Versuchsaufbauten zu ermitteln. Dies ist notwendig um das Modell in AVL EXCITE Timing Drive korrekt zu bedaten. Um einen anschließenden Vergleich mit dem auf dem Reibleistungsprüfstand ermittelten Reibmoment machen zu können, müssen dem Modell die richtigen Betriebsmittelparameter zugeordnet werden. Dies bedeutet, dass die richtigen Kennwerte des Motoröls, die richtige Motoröltemperatur und auch die Motordrehzahl in das Modell eingepflegt werden müssen. Sobald das Modell lauffähig ist, soll es mit den Messungen des Prüfstandes verglichen werden. Des Weiteren soll eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden. Dabei ist das Ziel, mehr über einzelne Parameter des Ventiltriebs zu verstehen bzw. deren Auswirkung auf das Reibmoment darzustellen, damit bei künftigen Modellierungen verschiedener Motoren das Hauptaugenmerk von Anfang an auf die richtigen Parameter gelegt werden kann.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden folgende Punkte bearbeitet:

1. Modellerstellung in AVL EXCITE Timing Drive
2. Ventiltriebssimulation mithilfe der ermittelten Kenngrößen
3. Vergleich von Simulation und Messung des Reibleistungsprüfstandes
4. Variation einzelner Parameter

2 Ventiltrieb

Alle in diesem Kapitel verwendeten Formeln stammen aus dem Skriptum Verbrennungskraftmaschinen [1].

2.1 Aufgabe des Ventiltriebs

Die Aufgabe des Ventiltriebs ist, den Ladungswechsel zu steuern.

Der Ladungswechsel hat wiederum die Aufgabe, möglichst vollständig die verbrannten Gase aus dem Brennraum zu entfernen um eine maximal große Menge an Frischladung in den Brennraum führen zu können. Dabei muss für die Verbrennung und Gemischbildung ein günstiges Strömungsfeld erzeugt werden. [1]

Die Steuerzeiten des Ladungswechsels bestimmen die Zylinderfüllung und deren Zusammensetzung. Voll variable Ventilsteuerzeiten zur Lastregelung können bei gemischansaugenden Ottomotoren Drosselverluste im Ladungswechsel reduzieren. Durch entsprechendes Ausnutzen der Überschneidungsphase, das ist jener Abschnitt des Ladungswechsels, wo Ein- und Auslassorgane gleichzeitig geöffnet sind, kann überdies durch interne Abgasrückführung eine Absenkung der Spitzentemperaturen der Verbrennung und damit der Stickoxidbildung oder durch interne Spülung eine zusätzliche Kühlung des Brennraums erreicht werden. [1]

2.1.1 Kenngrößen des Ladungswechsels

Einige zur Charakterisierung des Ladungswechsels gebräuchliche Kenngrößen sollen in Anlehnung an DIN 1940 definiert und anhand der Prinzipdarstellung der Massenaufteilung im Ladungswechsel nach Abbildung 2.1 veranschaulicht werden. Die Abbildung gilt grundsätzlich für Saugmotoren wie auch für Aufladung bei ventilgesteuerten wie schlitzgesteuerten Motoren. Die Abgasrückführung wird gesondert behandelt. Der Einfluss der Leckage ist vernachlässigt. [1]

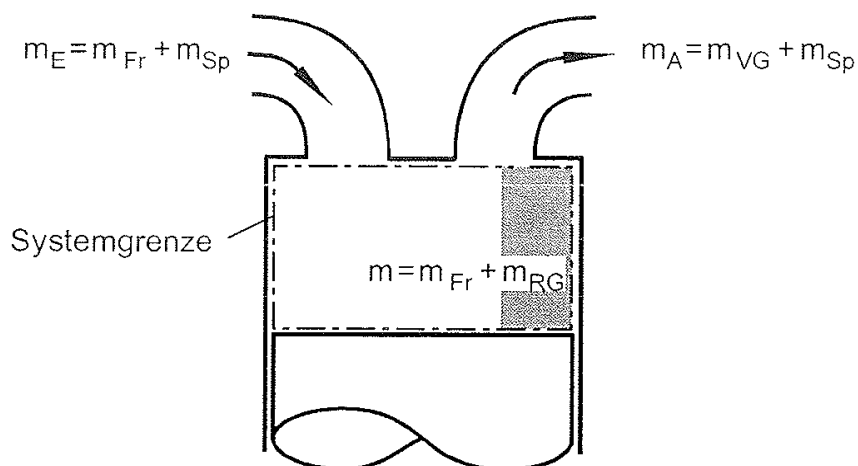


Abbildung 2.1: Massenaufteilung im Ladungswechsels [6]

Die gesamte während des Ladungswechsels geförderte Luft- oder Gemischmenge wird als einströmende Ladungsmasse m_E bezeichnet und setzt sich zusammen aus der Frischladung m_{Fr} , die im Zylinderraum verbleibt, und aus der Spülmasse m_{Sp} , die während der Überschneidungsphase ohne an der Verbrennung teilzunehmen direkt in den Auslass abfließt. [1]

$$m_E = m_{Fr} + m_{Sp}$$

Die pro Zyklus angesaugte Frischladung m_{Fr} bildet zusammen mit dem im Zylinder verbliebenen bzw. aus dem Auspuff zurückgeflossenen Restgas m_{RG} am Beginn der Verdichtung die gesamte Zylindermasse m . Die Restgasmasse wird von den Druck-Strömungsverhältnissen, von der Motordrehzahl, dem Verdichtungsverhältnis und den Steuerzeiten bestimmt. [1]

$$m = m_{Fr} + m_{RG}$$

Die pro Arbeitsspiel in den Auspuff abfließende Gasmasse m_A beinhaltet die Verbrennungsgasmasse m_{VG} und die in der Überschneidungsphase direkt in den Auslasskanal strömende Spülmasse m_{Sp} . [1]

$$m_A = m_{VG} + m_{Sp}$$

2.1.2 Eingangsgrößen zur Auslegung

Für die Auslegung des Ventiltriebs sind einige Randbedingungen abzuklären [2]:

- Benötigte Luftmenge des Motors
- Vorhandener Bauraum
- Grenzdrehzahl zur Auslegung der Federkräfte
- Zulässiges Reibmoment
- Art des Nockenabgriffs
- Steuerzeiten, bzw. Öffnungszeiten der Ventile
- Eventuell vorhandene Ventiltriebsvariabilitäten
- Massen der bewegten Bauteile

Für die optimale Verbrennung muss die vom Motor benötigte Luftmenge definiert werden. Die Ventilfeeder und die Ventilmasse bestimmen die Grenzdrehzahl. Um den mechanischen Kontakt innerhalb des Ventiltriebes sicherzustellen, kann die Federkraft erhöht werden. Dies führt zu einer höheren Grenzdrehzahl aber auch zu einer erhöhten Reibung. [2]

Mit Hilfe dieser Randbedingungen kann die für den Ladungswechsel erforderliche Kinematik abgebildet werden. Dazu zählen die Ventildurchmesser und –geometrien sowie die Nockenprofile. [2]

2.2 Nockenwellenantrieb

Die Nockenwelle/n werden von der Kurbelwelle angetrieben. Dies kann über 4 Vari-

anten geschehen:

- Kettenantrieb
- Zahnriemenantrieb
- Stirnradantrieb
- Königswellen

2.2.1 Kettenantrieb

Wenn größere Kräfte zu übertragen sind und die Steuerzeiten exakt eingehalten werden müssen, verwendet man einen Kettenantrieb (Abbildung 2.2). Um eine gleichbleibende Kettenspannung zu gewährleisten wird ein Kettenspanner verbaut. Um die Geräusche zu dämpfen werden die Gleitschienen aus Kunststoff ausgeführt. Zusätzlich kann auch das Kettenrad an der Kurbelwelle gummiert ausgeführt werden. [6]

Weiters wird auch durch die Kettenvorspannung und Gleitschienen das sogenannte Peitschen, also das Schwingen der Kette in Biegerichtung, verhindert. Bei der Herstellung der Ketten werden diese bereits vorgelängt, um einem nachträglichen Längen entgegenzuwirken. [8]

Ketten werden als Hülsenkette oder als Zahnkette ausgeführt. Vorteile der Hülsenkette liegen in der rollenden Bewegung zwischen Kettenglied und Kettenrad, was eine geringere Reibung zur Folge hat.

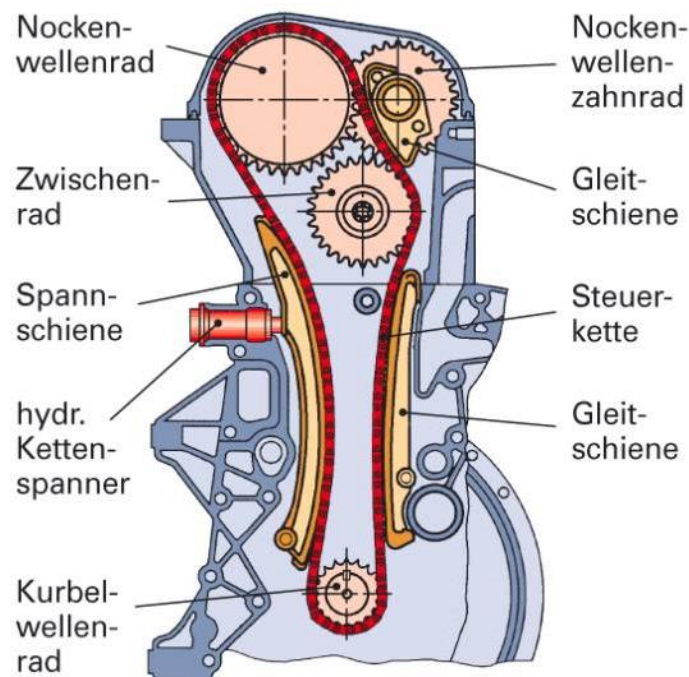


Abbildung 2.2: Kettenantrieb [6]

2.2.2 Zahnriemenantrieb

Dazu werden Kunststoffriemen verwendet bei denen der Riemenrücken meist aus einer Glascord-Einlage besteht. Diese überträgt die Zugkräfte und begrenzt auch die

Dehnung. Um ein seitliches Abflauen zu verhindern, wird dies auf der Zahnriemenscheibe durch ein Führungsbord realisiert. Ein Zahnriemenantrieb ist in Abbildung 2.3 zu sehen. [6]

Um einen Riemen in Öl laufen zu lassen, müssen dem Basismaterial Fasern in Form von E-Glas (Electrical – gute Zug- und Festigkeitswerte und Steifigkeit) und/oder K-Glas (Kohlenstoff – Carbon) beigemischt werden. Daraus ergeben sich Vorteile für einen im Ölbad laufenden Riemen. Es ermöglicht eine schmalere Bauweise gegenüber der trockenlaufenden Variante sowie auch die Geräuschentwicklung geht gegen Null. Durch die Dämpfung des Öls kann eine höhere Dauerhaltbarkeit sowie eine Reduktion der Schwingungen erreicht werden. Zusätzlich muss aber ein Augenmerk auf die Spannrollen, Umlenkrollen und Zahnscheiben bei der Entwicklung gelegt werden. In Tabelle 1 wird eine Gegenüberstellung und Bewertung der Systeme Zahnriemen und Kettentrieb dargestellt. [8]

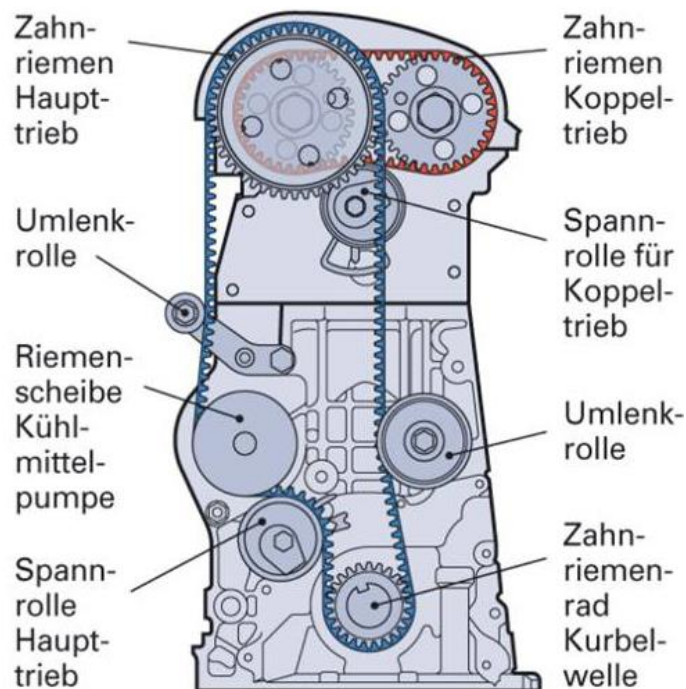


Abbildung 2.3: Zahnriemenantrieb [6]

Eigenschaften	Zahnriemen trocken	Zahnriemen in Öl	Hülsekkette	Zahnkette
Dauerhaltbarkeit (Motorlebensdauer)	++ Serie	++	++ Serie	++
Geräuschverhalten	+	++	○	+
Präzises Timing (geringe Dehnung)	+	+	○	○
Geringe Reibleistung	+	++	○	○
Ausfall Vorwarnung	-	-	+ Geräusche	+ Geräusche
Geeignet für Dieselmotoren (Rußpartikelresistenz)	++	++	++	-
Geeignet für Ottomotoren (Biokraftstoffresistenz)	++	+	++	++
Axialer Bauraumbedarf (Breite)	○	○	+	+
Flexibilität des Layouts	+	+	○	○
- schwach ○ akzeptabel + gut ++ sehr gut				

Tabelle 1: Zahnriemen vs. Kette (eigene Darstellung) [8]

2.2.3 Stirnradantrieb

Diese Art von Antrieb wird vor allem bei Nutzfahrzeugmotoren verwendet. Dabei wird die Drehbewegung der Kurbelwelle über einen Zahnradsatz an die Nockenwelle übertragen. Um die Geräuschkulisse möglichst gering zu halten werden die Zahnräder schrägverzahnt ausgeführt. Vorteile bietet diese Art von Antrieb hinsichtlich der Möglichkeit, hohe Antriebsmomente präzise zu übertragen sowie auch die Baulänge durch schmale Zahnräder zu verringern. Zu sehen ist dieser Antrieb in Abbildung 2.4. [6]

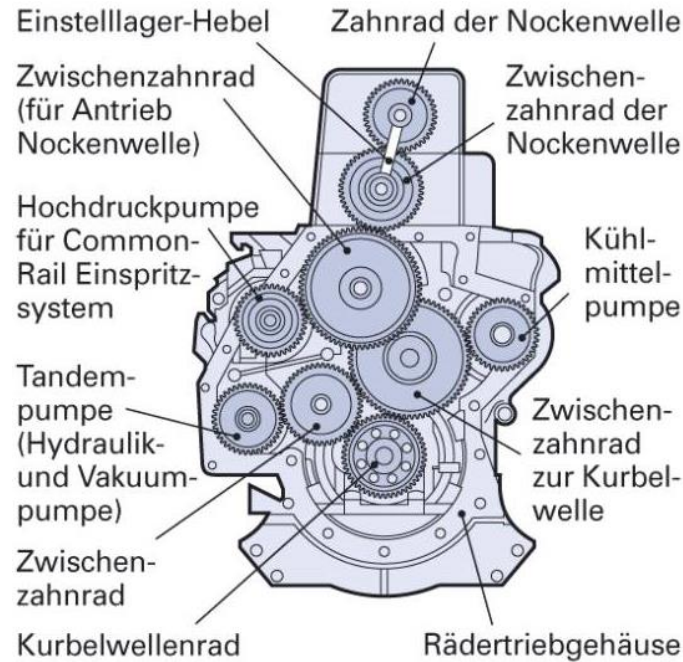


Abbildung 2.4: Stirnradantrieb

2.3 Nockenwelle

Aufgabe der Nockenwelle ist die rotatorische Bewegung, angetrieben von der Kurbelwelle, in eine oszillierende Bewegung mit Hilfe der Nockenkontur umzuwandeln. Die Nockenkontur selbst definiert den Ventilhub, die Öffnungsdauer und den Verlauf der Ventilerhebungskurve. Dieser Verlauf wiederum ist maßgebend für die Ventiltriebsdynamik. [2]

2.3.1 Anordnung und Anzahl der Nockenwellen

Ist nur eine Nockenwelle im Kurbelgehäuse auf der sich das Ein- und Auslassnockenprofil befindet vorhanden und es sind nur die Ventile im Zylinderkopf verbaut, spricht man von Overhead Valve (OHV). Zu sehen in Abbildung 2.5. Dazu werden die Ventile (nicht dargestellt) mit Hilfe von Kipphebeln und Stößelstangen betätigt.

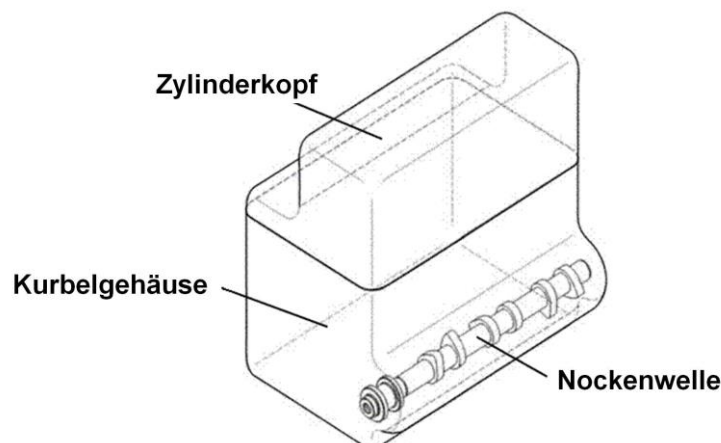


Abbildung 2.5: OHV-Anordnung [2]

Ist eine Nockenwelle im Zylinderkopf angeordnet, wird diese als Single Overhead Camshaft (SOHC) bezeichnet (Abbildung 2.6).

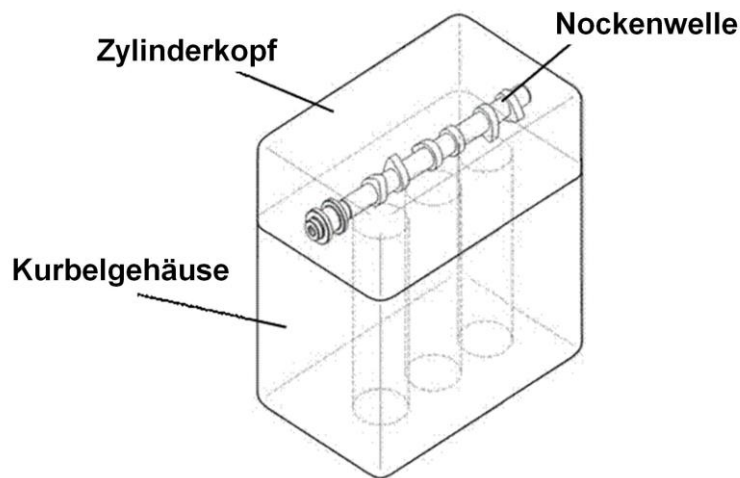


Abbildung 2.6: SOHC-Anordnung [2]

Durch die Anforderung an eine höhere Drehzahlsteifigkeit und variable Ventilsteuerzeit, setzte sich die Anordnung von zwei oberliegenden Nockenwellen durch. Diese Anordnung nennt man Double Overhead Camshaft (DOHC), zu sehen in Abbildung 2.7. Dabei ist jeweils eine Nockenwelle für den Einlass und eine für den Auslass zuständig. Um eine variable Nockenwellenverstellung zu ermöglichen sind zwei Nockenwellen mit jeweils dem Ein- und Auslassprofil der Nocke die Voraussetzung. Diese Anordnung ermöglicht ein kompaktes und drehzahlfestes Ventiltriebssystem. [2]

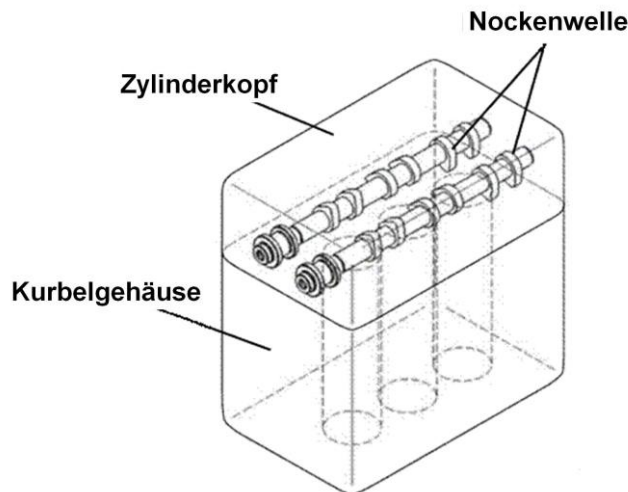


Abbildung 2.7: DOHC-Anordnung [2]

Aufgrund der unterschiedlichen Zylinderanordnungen und Motorkonzepte variiert die Lage und Anzahl der Nockenwelle. Einige Konzepte sind in Abbildung 2.8 dargestellt. [2]

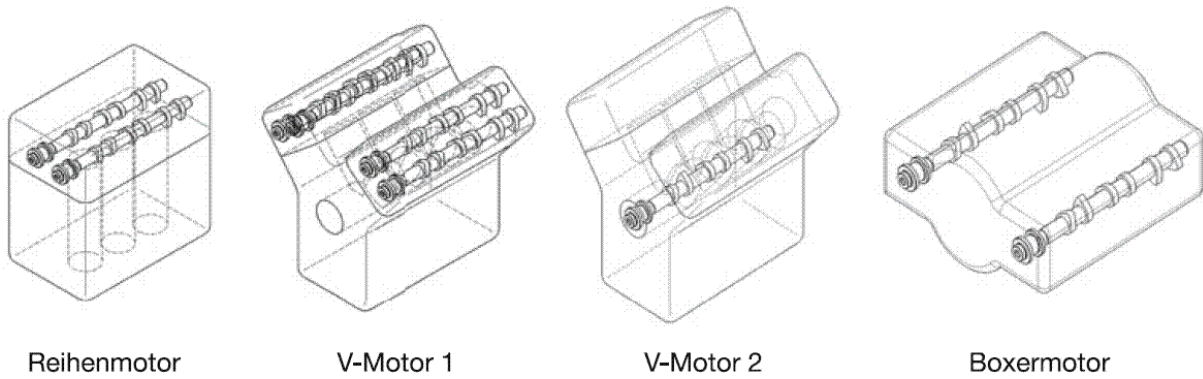


Abbildung 2.8: Nockenwellenanordnungen [2]

Bei Reihenmotoren werden meist zwei obenliegende Nockenwellen verbaut. Bei V-Motoren gibt es eine Ausführung in der auf jeder Zylinderbank jeweils eine Ein- und Auslassnockenwelle verbaut ist, in Summe also 4 Nockenwellen. Zum anderen gibt es eine Ausführung in der Zentral im „V“ die Nockenwelle oberhalb der Kurbelwelle angeordnet ist. Bei Boxer- und Sternmotoren sind die Nockenwellen außen in den Zylinderköpfen verbaut. [2]

2.3.2 Lagerung

Es kann zwischen Tunnellagerung, offener Lagerung und Lagerung im geschlossenen Lagerrahmen unterschieden werden.

2.3.2.1 Tunnellagerung

Dabei sind die Lagerdurchmesser größer als die Umhüllungskurve des Nockenprofils. Dadurch lässt sich die Nockenwelle in axialer Richtung montieren. Zu sehen in Abbildung 2.9. [2]

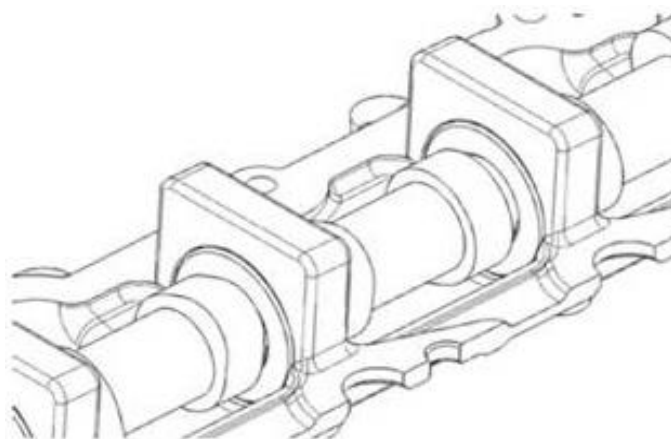


Abbildung 2.9: Tunnellagerung [2]

2.3.2.2 Offene Lagerung

Die offene Lagerung (Abbildung 2.10) besteht aus zwei Teilen. Die untere Hälfte ist Teil des Zylinderkopfes und die obere Hälfte wird durch einen Lagerdeckel gebildet.

Zur Montage wird die Nockenwelle in den Zylinderkopf gelegt und mittels der Lagerdeckel verschraubt. [2]

Es ist laut Hersteller bei der Montage bzw. der Demontage der Lagerschalen/Schrauben eine genaue Reihenfolge einzuhalten. Dadurch wird eine geringe Verspannung der Nockenwelle erreicht.

Im Vergleich zur Tunnellagerung können kleinere Lagerdurchmesser verwendet werden. Dies führt zu einer geringeren Reibung und einem geringeren Gesamtgewicht. Nachteilig hingegen wirken sich die geteilten Lagerstellen auf die Kosten und die nicht optimale Rundheit aus. [2]

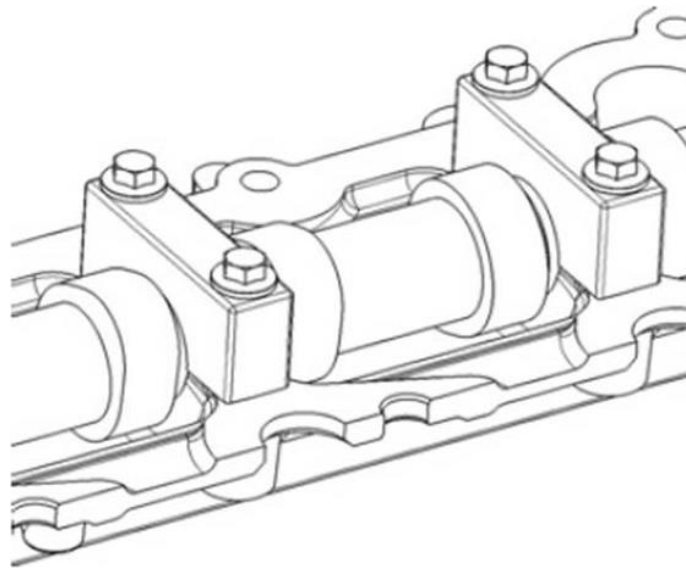


Abbildung 2.10: Offene Lagerung [2]

2.3.2.3 Geschlossener Lagerrahmen

Es handelt sich hierbei um eine Kombination der Vorteile der kleinen Lagerstellen einer offenen Lagerung mit denen einer geschlossenen Lagerstelle. Um die Nockenwelle montieren zu können, muss diese als gebaute Variante ausgeführt sein. Das bedeutet die einzelnen Komponenten der Nockenwelle werden erst im geschlossenen Lagerrahmen zusammengebaut. Zu sehen in Abbildung 2.11. [2]

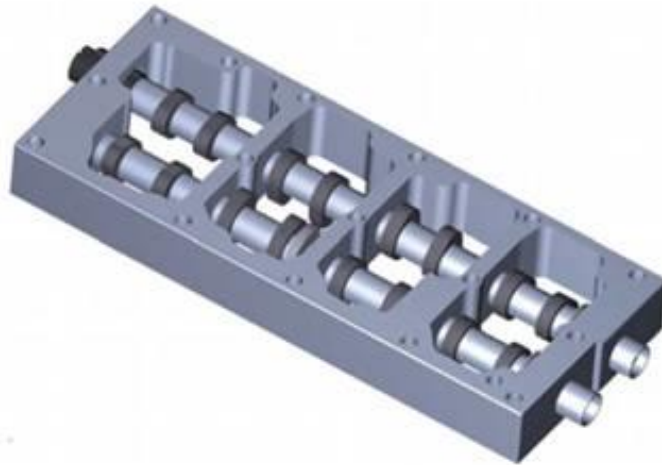


Abbildung 2.11: Geschlossener Lagerrahmen [2]

2.3.3 Ausführungsarten von Nockenwellen

Es gibt viele unterschiedliche Arten Nockenwellen herzustellen.

2.3.3.1 Gegossene Nockenwellen

Gegossene Nockenwellen sind weit verbreitet und unterscheiden sich hinsichtlich dem Gieß- und Härteverfahren. Mögliche Werkstoffe mit deren Härteverfahren sind [2]:

- Schalenhartguss mit Lamellar- oder Kugelgraphit
- Umschmelzgehärtetes Gusseisen mit Lamellargraphit
- Induktiv gehärtetes Gusseisen mit Kugelgraphit
- Flammgehärtetes Gusseisen mit Kugelgraphit

Am häufigsten werden Schalenhartguss-Nockenwellen und induktiv gehärtete Gussnockenwellen verwendet. Um zusätzlich Gewicht zu sparen, werden die Nockenwellen profilhohl gegossen (Abbildung 2.12). [2]



Abbildung 2.12: Profilhohle Nockenwelle [2]

2.3.3.2 Gebaute Nockenwellen

Gebaute Nockenwellen (Abbildung 2.13) kommen aufgrund ihrer modularen Bauweise und Vielseitigkeit immer mehr in den Vordergrund. Ein weiterer Vorteil ist die Gewichtseinsparung gegenüber gegossenen und geschmiedeten Nockenwellen. Man kann hinsichtlich deren Funktion innerhalb des Ventiltriebs einzelne Elemente der Nockenwelle mit unterschiedlichen Werkstoffen ausführen. [2]



Abbildung 2.13: Gebaute Nockenwelle [2]

2.3.3.3 Geschmiedete Nockenwellen

Diese werden konturnah geschmiedet, gehärtet und nachträglich fertig bearbeitet. Aufgrund der hohen Festigkeitsanforderungen an die Nockenwelle, war bei einem Rollenabgriff die geschmiedete Variante lange Zeit die beste Wahl. Diese Art der Nockenwelle wird aber auch immer mehr von der gebauten Nockenwelle abgelöst. Zu sehen in Abbildung 2.14. [2]



Abbildung 2.14: Geschmiedete Nockenwelle [2]

2.3.3.4 Nockenwellen aus Vollmaterial gespant

Für Kleinserien werden Nockenwellen auch aus dem Vollen gedreht (Abbildung 2.15). Anschließend wird der Rohling einsatzgehärtet und geschliffen. Dadurch wird eine lange Lebensdauer erreicht. [2]



Abbildung 2.15: Gespante Nockenwelle [2]

2.3.3.5 Sonderbauformen

Es gibt eine Menge Sonderbauformen von Nockenwellen, welche sich von herkömm-

lichen Nockenwellen in Bezug auf Form oder dem verwendeten Material unterscheiden. Die Bauformen reichen von beweglichen Nockensegmenten (Abbildung 2.16), um durch axiales Verschieben zwischen zwei Nockenprofilen zu wählen und dadurch die Ventilerhebungskurve zu variieren, bis hin zu Nockenwellen aus Kunststoff (Abbildung 2.17), wie sie in handgetragenen Motorgeräten wegen dem geringen Gewicht verwendet werden. Eine weitere Ausführung wäre eine Nockenwelle mit einem dreidimensionalen Nockenprofil um ebenfalls die Ventilerhebungskurve zu variieren (Abbildung 2.18). [2]

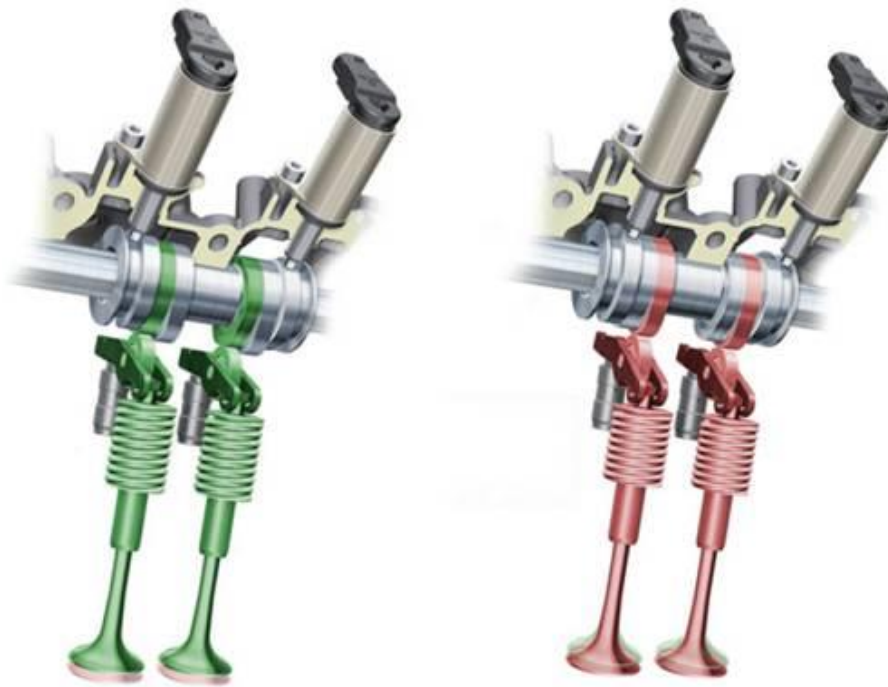


Abbildung 2.16: Bewegliche Nockensegmente [2]

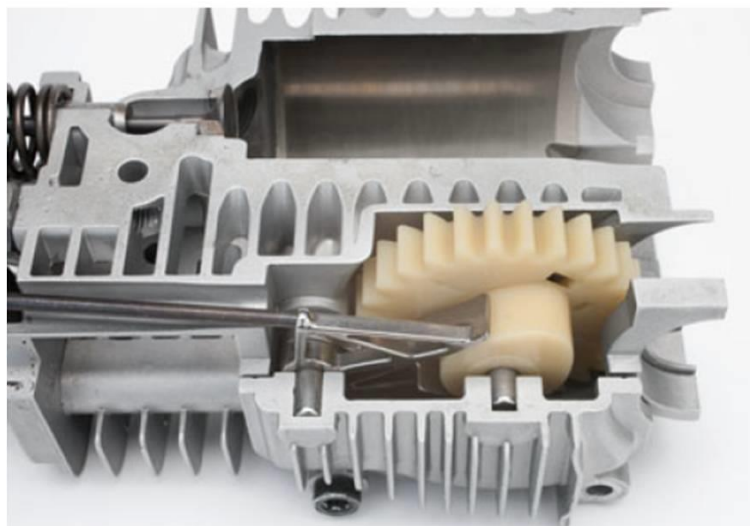


Abbildung 2.17: Kunststoffnockenwelle [2]



Abbildung 2.18: 3D Nockenprofil [2]

2.4 Zylinderkopf

Der Zylinderkopf hat großen Einfluss auf das Drehmoment und Leistung sowie auf die Abgasemissionen und den effektiven Wirkungsgrad. [2]

Anforderungen an den Zylinderkopf [7]:

- Hohe Vollstwerte durch widerstandsarmen Ladungswechsel
- Effiziente Verbrennung durch kompakten Brennraum
- Geräuscharmer und drehzahlfester Ventiltrieb
- Niedriges Gewicht
- Kostengünstige Herstellung
- Wartungsfreiheit

Der Zylinderkopf selbst kann in Brennraum, Ladungswechselkanäle, Kühlmantel und Ventilsteuerraum eingeteilt werden.

2.4.1 Brennraum

Die Geometrie des Brennraums hängt von der Anzahl und Position der Ventile, dem Verdichtungsverhältnis, der Gestaltung der Ein- und Auslasskanäle sowie von der Lage der Zündkerze bzw. Glühkerze und der Einspritzdüse ab. [2]

2.4.1.1 Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis ist eine wichtige konstruktive Kenngröße. Die Definition des Verdichtungsverhältnisses ist mit folgender Formel festgelegt und in Abbildung 2.19 dargestellt.

$$\varepsilon = \frac{\text{Hubraum} + \text{Verdichtungsraum}}{\text{Verdichtungsraum}}$$

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

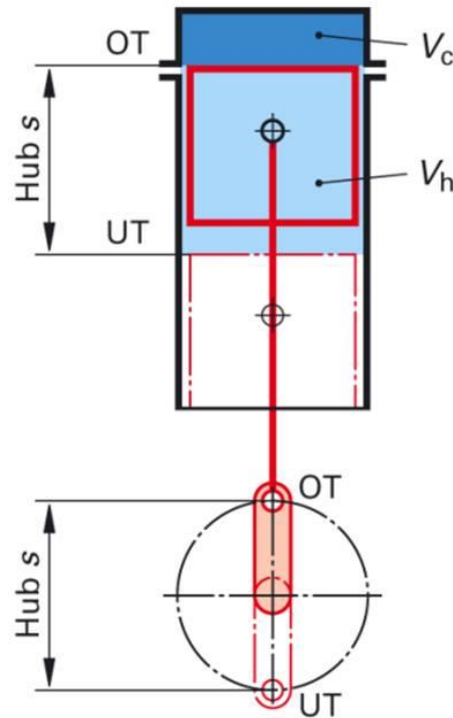


Abbildung 2.19: Verdichtungsverhältnis [6]

Um verschiedene Motoren hinsichtlich deren Potentials betrachten zu können, werden diese anhand des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors verglichen. [1]

Der Wirkungsgrad wird mit höherem Verdichtungsverhältnis immer besser. Vor allem bei niedrigen Verdichtungsverhältnissen, wie es bei Ottomotoren wegen der Klopfgrenze der Fall ist, ist dies spürbar. Bei hohen Verdichtungsverhältnissen wird der zunehmende Nutzen so klein, dass andere Gesichtspunkte maßgebender sind. Dies ist bei Dieselmotoren der Fall. [13]

Eine grafische Darstellung des thermodynamischen Wirkungsgrades über dem Verdichtungsverhältnis ist in Abbildung 2.20 dargestellt.

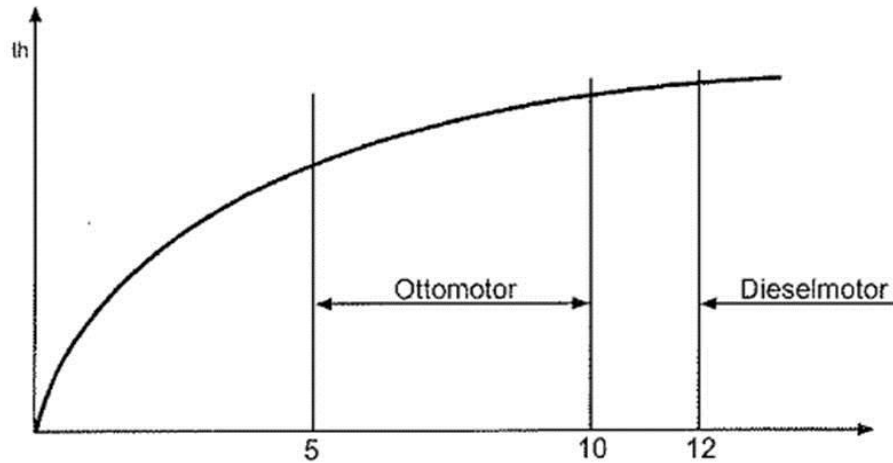


Abbildung 2.20: Wirkungsgrade [13]

Der Zusammenhang zwischen thermodynamischem Wirkungsgrad und Verdichtungsverhältnis ist wie folgt definiert. Dabei ist η_{th} der theoretische Wirkungsgrad, ε das Verdichtungsverhältnis und κ der Isentropenexponent.

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

2.4.1.2 Anzahl und Position der Ventile

Aktuell kommen überwiegend vier Ventile pro Zylinder bei Otto- als auch bei Dieselmotoren zum Einsatz. Jedoch kommen auch immer wieder zwei, drei oder fünf Ventile pro Zylinder zum Einsatz. Dabei bieten vier und fünf Ventiler genügend Platz um die Zündkerze oder Einspritzdüse mittig im Zylinder platzieren zu können. Hingegen werden diese bei zwei oder drei Ventilen aus der Bohrungsachse versetzt angeordnet. [2]

Bevor die genaue Anzahl und Größe der Ventile festgelegt werden kann, wird meist eine Ladungswechselberechnung durchgeführt. Ein eindimensionales Modell einer Ladungswechselberechnung ist in Abbildung 2.21 zu sehen. Es ist ein Strömungsfeld der Frischladung, welches in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit eine bestimmte Farbe aufweist, dargestellt. Zur besseren Darstellung ist ein Zylinder mit Ventilen und Kolbenboden eingeblendet. [2]

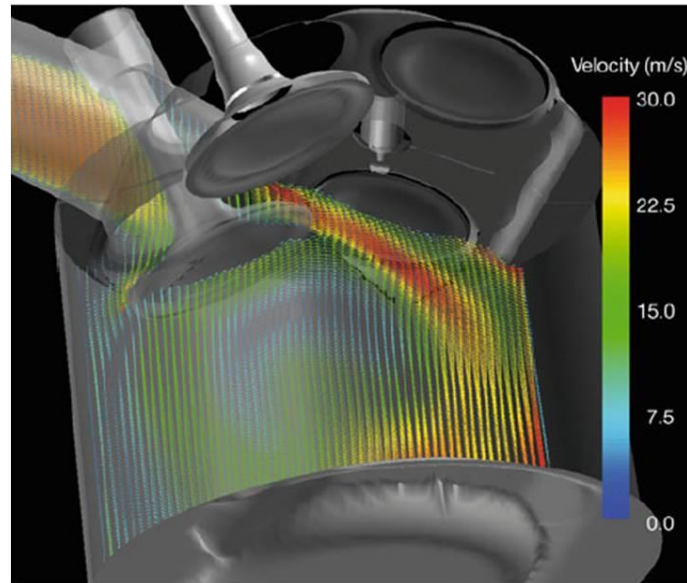


Abbildung 2.21: 1D Ladungswechselbewegung [2]

Der Motor benötigt ausreichend große Ventilquerschnittsöffnungen um den notwendigen Luftdurchsatz zu erreichen. Dabei hängt dies von der Gestaltung der Ein- und Auslasskanäle und auch vom Ventilhub ab. [2]

2.4.1.3 Brennraumform

Gemeinsam mit dem Verdichtungsverhältnis und der Anzahl der Ventile kann die Brennraumform definiert werden. Dabei kann unterschieden werden, ob die Ventile senkrecht oder schief eingebaut sind. Dadurch ergeben sich verschiedene Bauformen des Brennraumes. [2]

In Abbildung 2.22 ist ein Brennraum mit zwei senkrecht stehenden Ventilen zu sehen. Für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung wird die Anordnung mit 4 senkrecht stehenden Ventilen verwendet. [2]

Durch 4 schief eingebaute Ventile kommt es zu einem dachförmigen Brennraum, zu sehen in Abbildung 2.23. Diese Anordnung kommt bei Ottomotoren zum Einsatz wohingegen sie für Dieselmotoren nicht geeignet ist. [2]

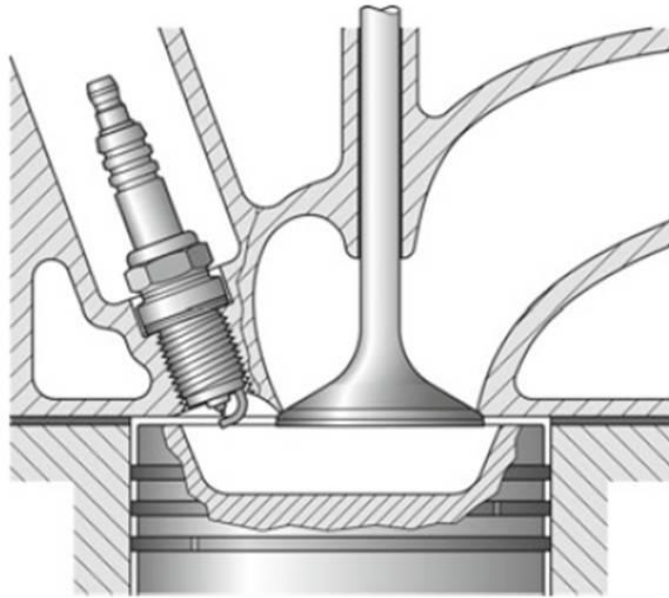


Abbildung 2.22: Brennraum mit senkrecht stehendem Ventil [2]

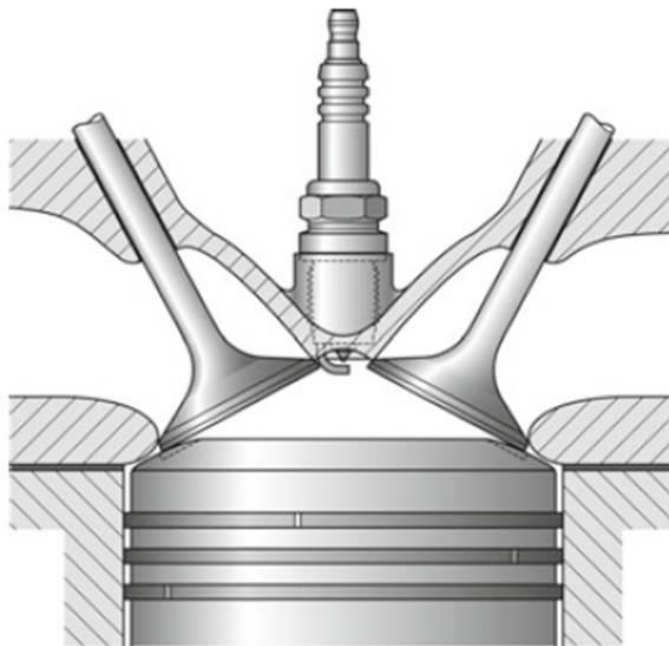


Abbildung 2.23: Dachförmiger Brennraum mit vier Ventilen [2]

2.4.2 Ladungswechselkanäle

Diese werden benötigt um die Frischladung in den Brennraum und die verbrannten Abgase aus dem Brennraum zu befördern. Eine weitere Aufgabe ist es, die Gemischaufbereitung zu beeinflussen. Dabei spielt die Gestaltung der Kanäle eine große und wichtige Rolle. Es werden an die Ein- und Auslasskanäle unterschiedliche Anforderungen gestellt. [2]

2.4.2.1 Einlasskanal

Bei den Einlasskanälen ist je nach Motorenkonzept, ob Otto- oder Dieselmotor, die Erzeugung eines sogenannten Dralls oder Tumbles erwünscht. Dies wird durch geeignete Auslegung und Geometrie der Einlasskanäle erreicht. Bei Ottomotoren sind Tumble-Bewegungen der Ladung weit verbreitet. Bei Otto- und Dieselmotoren mit Direkteinspritzung sind es Drall-Bewegungen. Es kann aber auch eine Kombination von beiden Ladungsbewegungen erreicht werden.

Drall

Darunter versteht man, dass sich die in den Brennraum eingebrachte Frischladung um die Zylinderachse dreht, zu sehen in Abbildung 2.24.

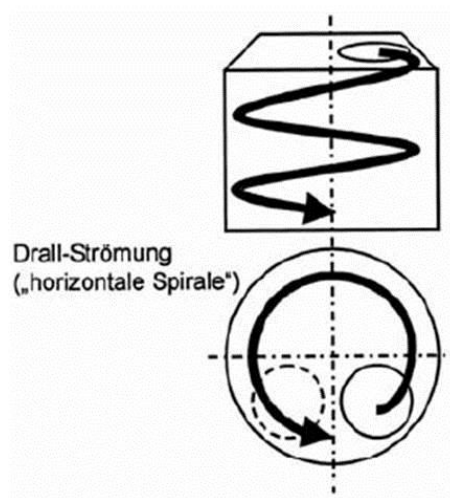


Abbildung 2.24: Drall [7]

Tumble

Dabei ist die Drehachse der Ladungsbewegung senkrecht zur Zylinderachse (Abbildung 2.25).

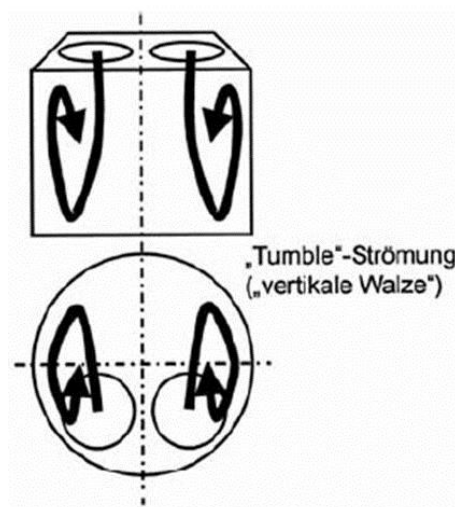


Abbildung 2.25: Tumble [7]

2.4.2.2 Auslasskanal

Der Auslasskanal soll möglichst verlustarm das Abgas aus dem Verbrennungsraum befördern. Dabei soll das Abgas bis zum Erreichen des Katalysators noch eine genügend hohe Temperatur besitzen, um diesen schnellstmöglich auf Betriebstemperatur zu bringen.

2.4.3 Kühlmantel

Der Kühlmantel wird benötigt um die von der Verbrennung entstandene Wärme durch das Kühlmedium abzuführen und somit alle angrenzenden Bauteile soweit zu kühlen, dass diese nicht durch thermische Belastungen beschädigt werden.

Hinsichtlich der Durchströmungsrichtung kann zwischen Längs- und Querdurchströmung unterschieden werden.

Bei einer Längskühlung wird eine hohe Geschwindigkeit des Kühlmittels erreicht, wobei der Druckverlust größer ist als bei der Querdurchströmung. Durch die stärkere Aufheizung des Kühlmittels verliert man so an Kühlleistung.

Bei der Querdurchströmung erreicht man eine gleichmäßige Kühlung aller Zylinder wodurch die parallele Anordnung durch die große Querschnittsfläche und der möglichen geringeren Strömungsgeschwindigkeit zu einem geringeren Wärmeübergang führt. Abhilfe schaffen hier kleinere Querschnitte, welche durch die kleinen und instabilen Sandkerne schwierig herzustellen sind. [2]

2.4.4 Ventilsteuerraum

Die Auslegung des Zylinderkopfes und des Ventilsteuerraumes hängt sehr stark von der Konfiguration des Ventiltriebs ab. [2]

Eine Montage und Demontage aller zu verbauenden Teile muss gewährleistet sein. Zudem muss auch die Zugänglichkeit zu den Zylinderkopfschrauben ermöglicht werden. Dadurch wird erreicht, dass der komplett vormontierte Zylinderkopf als gesamte Einheit mit dem Motorblock verschraubt werden kann.

Bei Motoren mit zwei Nockenwellen stellen diese hinsichtlich deren Lagerung einen Konflikt dar. Grund dafür ist das Erreichen einer ausreichenden Steifigkeit bei gleichzeitiger Zugänglichkeit zu den Zylinderkopfschrauben, insbesondere bei engen Ventilwinkeln. [2]

In Abbildung 2.26 ist ein Zylinderkopf mit den Nockenwellenlagerungen zu sehen.

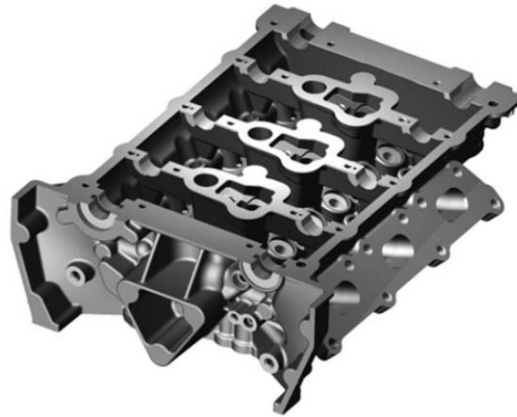


Abbildung 2.26: Zylinderkopf mit Nockenwellenlagern [2]

2.5 Nockenfolger

Als Nockenfolger werden Elemente bezeichnet, die unmittelbar von einem Nocken bewegt werden. Da sie der Nockenerhebung folgen wird somit die Bewegung an die nachfolgenden Ventiltriebskomponenten weitergegeben.

Zu den Nockenfolgern zählen z.B. Stößel, Tassen und Hebel in verschiedenen Ausführungsformen. Man kann zwischen einem Gleit- und einem Rollenabgriff unterscheiden. [2]

Einteilung nach verschiedenen Kriterien (Abbildung 2.27) [2]:

- Bautyp
- Einsatzbereich
- Abgriffsart
- Anwendung

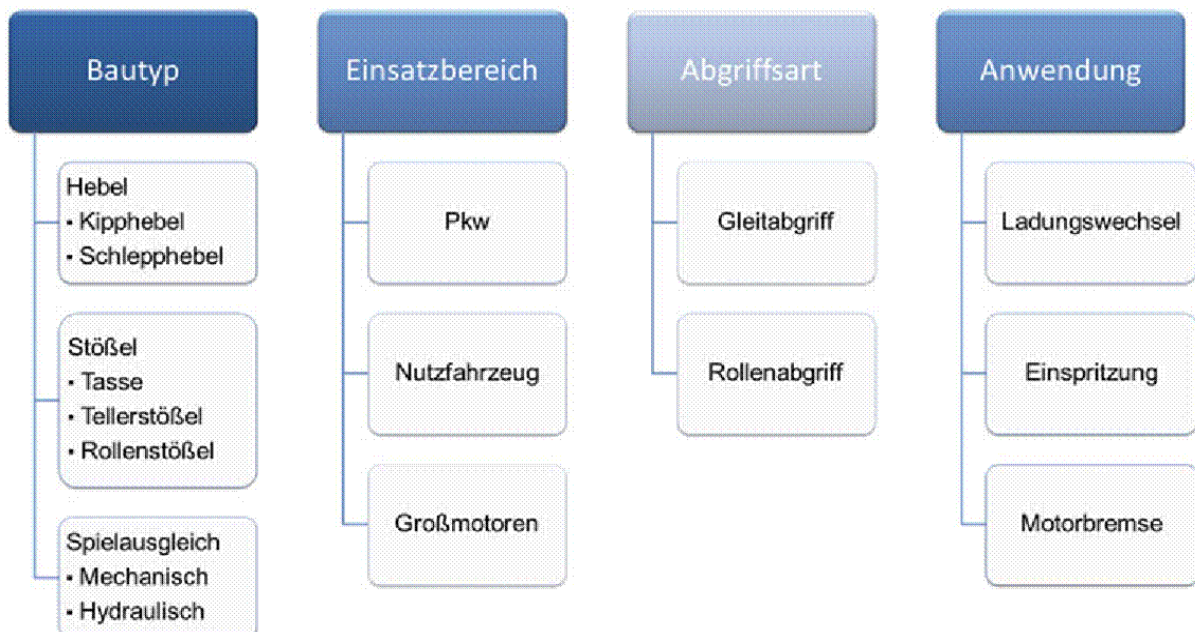


Abbildung 2.27: Einteilung von Nockenfolgern nach unterschiedlichen Kriterien [2]

2.5.1 Kipphebel

Kipphebel wandeln die Aufwärtsbewegung des Nockens in eine Abwärtsbewegung des Ventils um. Sie drehen also die Bewegungsrichtung um. Die Betätigung der Nocke kann mittels Gleit- oder Rollenabgriff erfolgen. [2]

Der Kipphebel dreht sich um eine feststehende Achse und kann je nach dem Hebelverhältnis den Weg des Hubes verändern. Zu sehen in Abbildung 2.28.

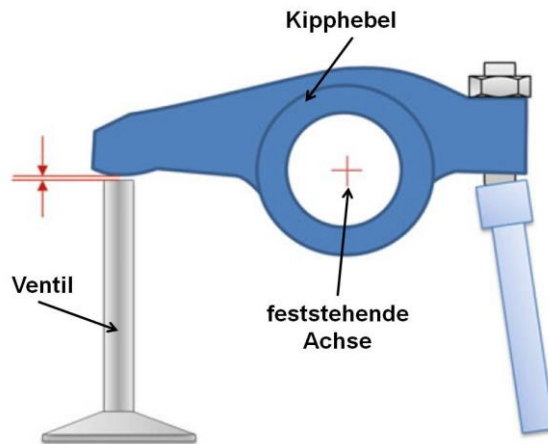


Abbildung 2.28: Kipphebel [2]

2.5.2 Schleppehebel

Im Gegensatz zum Kipphebel drehen Schleppehebel die Bewegungsrichtung nicht um. Sie liegen auf einer Seite auf dem Ventil und auf der anderen Seite auf einem Stütz-element auf. Je nach Lage des Angriffspunktes der Nocke sowie der Länge des Hebels kann der Hub des Ventils variiert werden. [2]

Zur Verringerung der Reibung können diese als Rollenschleppehebel (Abbildung 2.29) ausgeführt werden.

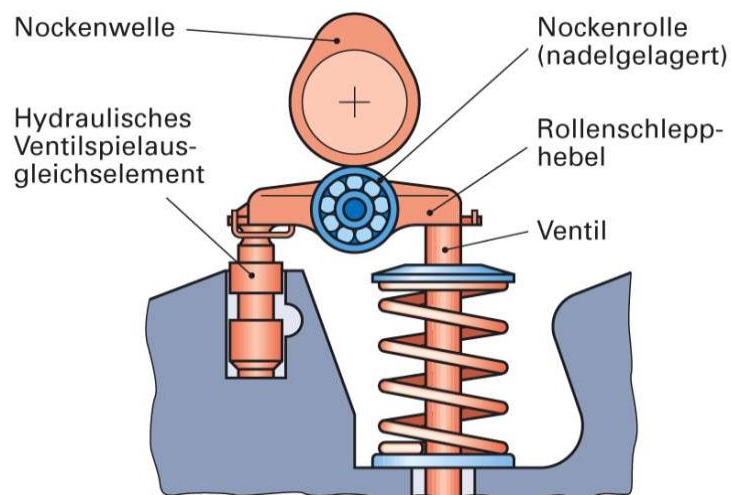


Abbildung 2.29: Rollenschleppehebel [6]

2.5.3 Tassenstößel

Tassenstößel werden über ihre Mantelfläche in einer Bohrung geführt und nehmen so die Seitenkräfte auf. Üblicherweise kommen Tassenstößel bei Pkw-OHC-Motoren entweder zur Ventilbetätigung oder zum Antrieb der Hochdruckpumpe bei Benzindirektspritzung zum Einsatz. [2]

Der Ventilspielausgleich kann mechanisch oder hydraulisch mittels Hydrostößel erfolgen.

Dem Hydrostößel (Abbildung 2.30) kann über eine seitliche Bohrung in der Mantelfläche Öl zugeführt werden. Vom Ventilstößelraum kann über eine Aussparung im Boden das Öl in den Vorratsraum fließen. Bei ablaufender Nocke wird der Druckbolzen entlastet, die Spielausgleichsfeder drückt den Druckbolzen nach oben bis der Stößel am Nocken anliegt. Es entsteht eine Vergrößerung des Raumes unter dem Druckbolzen und somit kann Öl aus dem Vorratsraum durch das Kugelventil in den Arbeitsraum fließen. Bei auflaufender Nocke wird der Druckbolzen belastet, dadurch schließt sich das Kugelventil und der mit Öl gefüllte Arbeitsraum wirkt wie eine „starre“ Verbindung. Überschüssiges Öl kann durch den Ringspalt zwischen Führungshülse und Druckbolzen entweichen. [6]

Bei Hydrostößeln erhöht sich die bewegte Masse, da nicht nur die Tasse selbst, sondern auch das Kugelventil mit all den dazugehörigen Bauteilen im Inneren sowie der mit Öl gefüllte Arbeitsraum mit bewegt werden. Die erhöhte Masse erfordert stärkere Ventilfedern und somit erhöht sich auch die Reibung. [2]

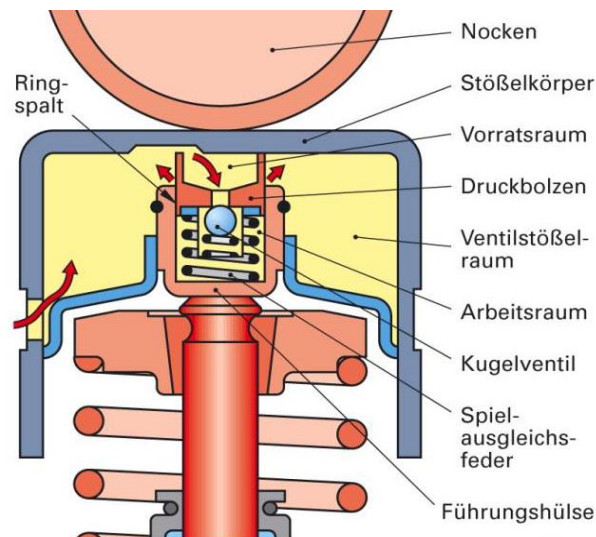


Abbildung 2.30: Hydrostößel [6]

2.5.4 Teller- oder Pilzstößel

Die aus einem tellerförmigen Element mit Gleitfläche bestehenden Teller- oder Pilzstößel (Abbildung 2.31) besitzen einen vom Durchmesser her dünneren Schaft, der den Stößel führt. Der Schaft beinhaltet auch eine Pfanne für die Aufnahme der Stößelstange. Anwendung finden sie oft in OHV-Motoren bei Nutzfahrzeugen. [2]

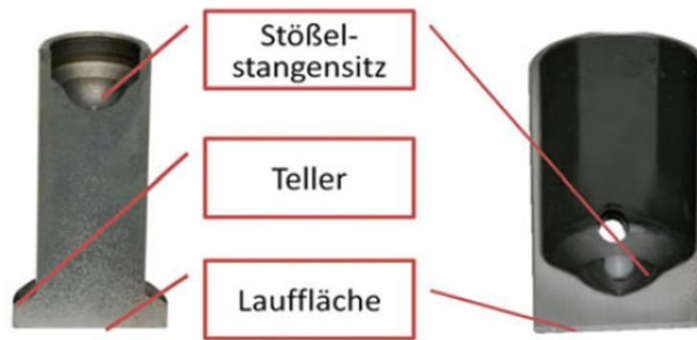


Abbildung 2.31: Teller- oder Pilzstößel [2]

2.5.5 Rollenstößel

Bei Rollenstößel, zu sehen in Abbildung 2.32, erfolgt der Abgriff der Nocke durch eine rollende Bewegung. Vorteile dafür sind eine geringere Reibung und dadurch auch geringerer Verschleiß, was der Langzeitstabilität zugutekommt. Einsatz finden diese Stößel in Nutzfahrzeugen mit OHV-Konfiguration für den Ladungswechsel und bei Pkw-Motoren mit OHC-Trieben für die Hochdruckpumpe zur Benzindirekteinspritzung. [2]



Abbildung 2.32: Rollenstößel [2]

2.5.6 Gleitabgriff/Rollenabgriff

Häufig werden die Nockenfolger nach der Art des Abgriffs eingeteilt. Dabei unterscheidet man zwischen dem Gleitabgriff und dem Rollenabgriff. Vorteile des Gleitabgriffs sind die weniger komplexeren Ausführungen und damit auch meist günstigeren Kosten. Auch die meist leichtere Ausführung ist ein weiterer Vorteil. Zu den Nachteilen zählen die höhere Reibung und die Einschränkung bei der Materialauswahl. Grund dafür ist, dass eine unterschiedliche Kombination der Gefüge zwischen den im Kontakt stehenden Oberflächen herrschen muss. Bevorzugt wird die Kombination von Gusseisen und Stahl. Die Kombination Stahl auf Stahl ist wegen der Fressneigung ungeeignet. Daher müssen hier die Reibpartner eine Beschichtung aufweisen. [2]

In Abbildung 2.33 ist ein Diagramm dargestellt, in dem der Reibmitteldruck über der Drehzahl aufgetragen ist. Dabei sieht man, dass der Gleitabgriff über einen weiten Drehzahlbereich eine erhöhte Reibung aufweist und sich erst bei höheren Drehzahlen den Werten des Rollenabgriffs annähert. Grund dafür ist, dass es erst bei höheren Drehzahlen zu einer Flüssigkeitsreibung kommt während bei niedrigeren Dreh-

zahlen noch Mischreibung vorherrscht.

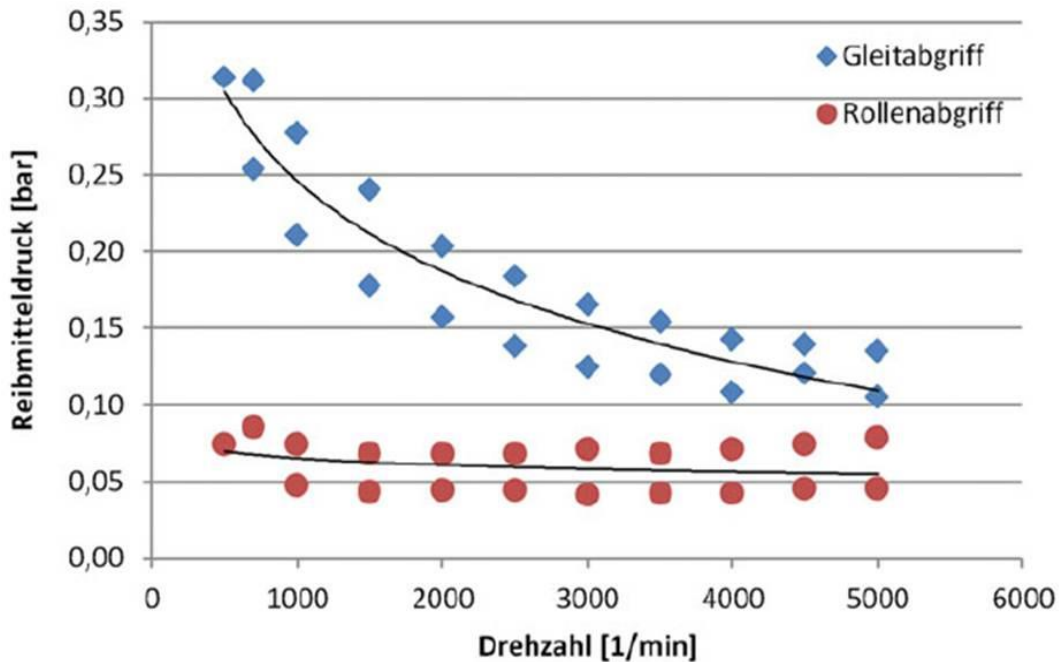


Abbildung 2.33: Vergleichsmessung für Gleit- und Rollenabgriff [2]

2.5.7 Mechanische/Hydraulische Spieleinstellung

Bei der mechanischen Spieleinstellung wird beim kalten Motor mittels Fühlerlehre ein auf die Vorgabewerte des Herstellers vorgegebenes Spiel eingestellt. Diese Werte berücksichtigen die Wärmeausdehnung des Zylinderkopfes, des Motorblocks und der Ventilbetätigungselemente, sodass sich im Betrieb ein Spiel von etwa 0,1 mm einstellt. [2]

Die hydraulische Spieleinstellung kann direkt innerhalb eines Hydrostößels oder durch ein hydraulisches Ventilspielement (Abbildung 2.34) erfolgen. Die Funktion eines Hydrostößels wurde schon in Kapitel 2.3.3 näher beschrieben. Die Funktionsweise eines hydraulischen Ventilspielements ist dieselbe wie die des Hydrostößels. Anwendung findet diese Art des Spielausgleichs oft bei Schleppebeln. [2]

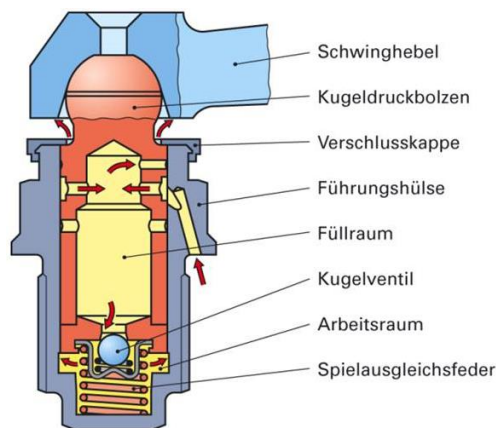


Abbildung 2.34: Hydraulischer Ventilspieelausgleich [6]

2.5.8 Sonderform der Ventilsteuerung

Eine Sonderform der Ventilsteuerung wird Desmodromik (Abbildung 2.35) genannt und kommt bei Motorrädern von Ducati zum Einsatz. Dabei werden die Ventile durch einen Hebel geöffnet und durch einen anderen Hebel geschlossen. Dies hat eine präzise Einhaltung der Steuerzeiten zur Folge und beeinflusst dadurch den Ladungswechsel positiv.

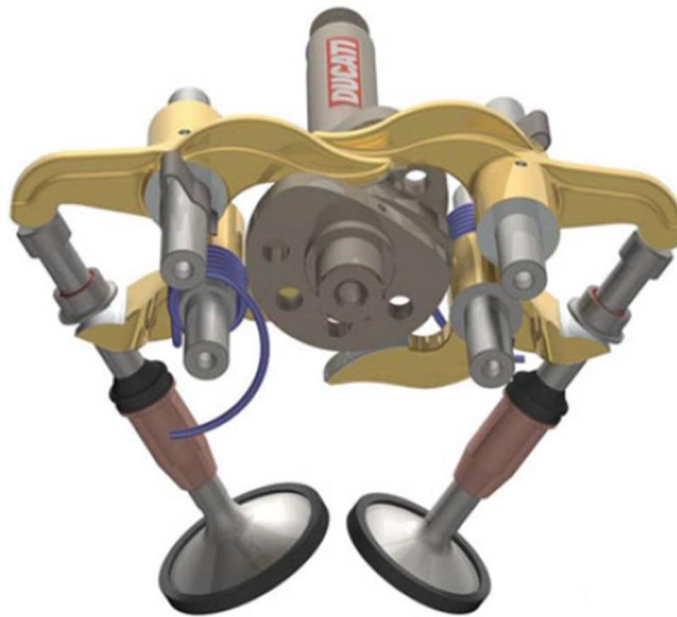


Abbildung 2.35: Desmodromik [2]

2.6 Ventilkomponenten

In Abbildung 2.36 sind die Komponenten rund um ein Ventil dargestellt. Die einzelnen Komponenten werden in den nächsten Unterkapiteln näher beschrieben.

Die Aufgabe der Ventilkomponenten ist, den Brennraum abzudichten und den Ladungswechsel zu ermöglichen. [2]

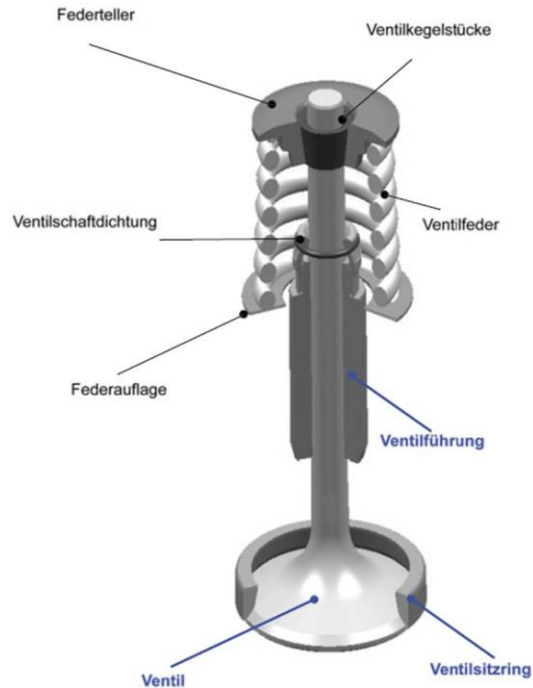


Abbildung 2.36: Ventilkomponenten [2]

2.6.1 Ventile

Ventile bestehen aus dem Ventilschaft, der in der Ventilführung gleitet und dem Ventilteller, der zusammen mit dem Ventilsitzring den Brennraum abdichtet.

Es kommen verschiedene Arten von Ventilen zum Einsatz. Es wird zwischen Einlass- und Auslassventilen unterschieden. An beide Arten von Ventilen werden andere Ansprüche gestellt bzw. wirken andere Belastungen.

Ein Einlassventil besteht meist aus einem Monometall. Grund dafür ist, dass die Temperaturbeständigkeit martensitischer Werkstoffe ausreicht, da die Frischladung eine niedrige Temperatur besitzt. Auslassseitig sind Bimetall-Ventile (Abbildung 2.37) die Regel, wobei zwei verschiedene Materialien durch Reibschweißen zusammengefügt werden. [2]

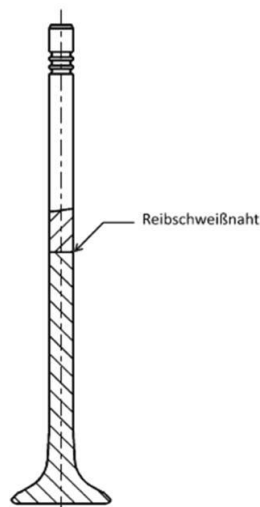


Abbildung 2.37: Bimetallventil [2]

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist am Ventilschaftende zu erkennen. Dabei wird zwischen ein- oder dreirilligem Einstich (Abbildung 2.38) unterschieden. Dieser Einstich dient dazu, die Ventilkegelstücke, welche in Kapitel 2.6.6 näher beschrieben werden, in Position zu halten. [2]

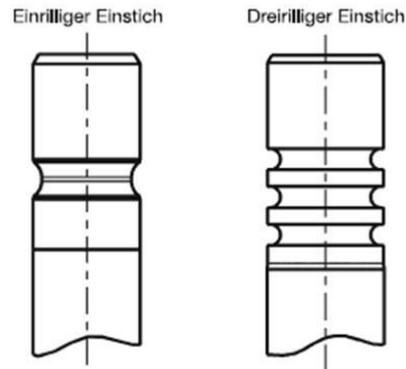


Abbildung 2.38: Ein- und dreirilliges Ventilschaftende [2]

Um die thermische Beständigkeit der Ventile noch weiter zu verbessern, finden Hohlventile ihre Anwendung. Diese Ventile sind innen hohl ausgeführt und bis zu 60% mit Natrium gefüllt. Natrium ist ab $97,5^{\circ}\text{C}$ flüssig. Durch die Bewegung wird ein größerer Anteil der Wärme über die Ventilführung an den Zylinderkopf abgegeben. [2]

Ein solches mit Natrium gefülltes Hohlventil ist in Abbildung 2.39 dargestellt.

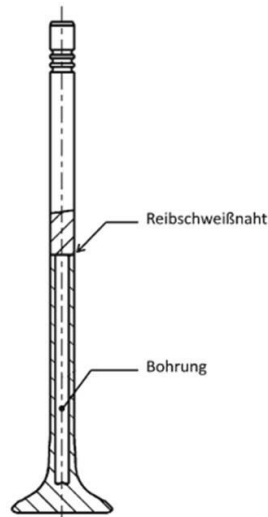


Abbildung 2.39: Hohlventil [2]

2.6.2 Ventilsitzringe

Die Aufgabe der Ventilsitzringe besteht darin, die Wärme vom Ventil und dem Brennraum zum Zylinderkopf zu leiten, um damit die thermische Belastung des Ventils zu reduzieren. Des Weiteren muss ein sicheres Abdichten des Brennraums für eine einwandfreie Verbrennung und einen einwandfreien Ladungswechsel gewährleistet werden. [2]

Die Auslassventilsitzringe sind thermisch und auf Korrosion stark beansprucht. Dadurch werden sie in der Regel mit Sonderlegierungen gepanzert. Teilweise wird das auch einlassseitig angewendet. [9]

Auch werden die Ventilsitzringe mechanisch belastet. Dies geschieht durch die Federvorspannkraft um das Ventil geschlossen zu halten, die Aufprallkraft beim Schließen des Ventils, die Druckkraft infolge der Verbrennung (Ottomotor 70-130bar, Dieselmotor 180-230bar) und durch die Ventildrehung, damit sich das Ventil nicht einläuft und man eine gleichmäßige Temperaturverteilung erreicht. [2]

In Abbildung 2.40 werden die Beanspruchungen während des Betriebes dargestellt.

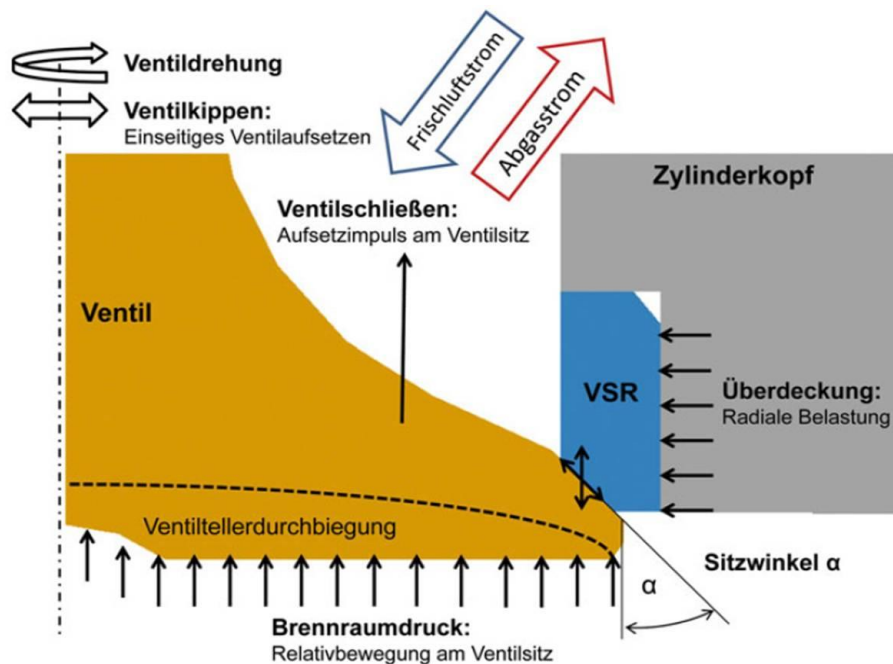


Abbildung 2.40: Belastungen Ventil/Ventilsitz [2]

In Abbildung 2.41 erkennt man die durch die Verbrennung und durch das ausströmende heiße Abgas eingebrachte Wärme (rote Pfeile) in einen Zylinderkopf über die Ventile und die Ventilsitzringe. Die kühle einströmende Frischgas- oder Gemischladung (blaue Pfeile) trägt neben der Zylinderkopfkühlung zur allgemeinen Kühlung bei.

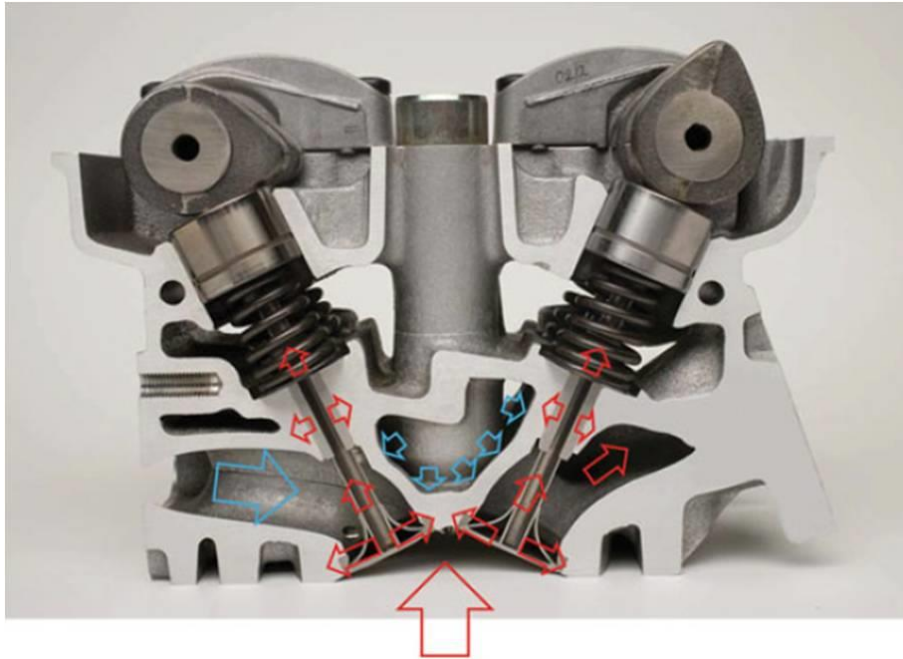


Abbildung 2.41: Thermohaushalt Zylinderkopf [2]

2.6.3 Ventilführungen

Die Aufgabe von Ventilführungen besteht darin, dass diese über die gesamte Lebensdauer das Ventil führen und unter Einbehaltung aller Toleranzen einen optimalen Dichtungssitz zwischen Ventil und Ventilsitzring ermöglichen. Auch der Wärmetransport vom Ventilschaft auf den Zylinderkopf ist eine wichtige Aufgabe. Ventilführungen werden thermisch durch die Verbrennung und mechanisch durch die Kräfte am Ventilschaft belastet.

Durch eine gewollte Ölleckage erfolgt die Schmierung zwischen Ventilführung und Ventilschaft. Es bildet sich ein Schmierfilm, der den Festkörperkontakt weitgehend vermeidet und so den Verschleiß vermindert. [2]

2.6.4 Ventilschaftdichtung

Diese dienen zum Abdichten zwischen Ein- bzw. Auslasskanal und Steuerungsraum. Die Dichtlippe wird mit Hilfe deren Geometrie und zusätzlich einer am Umfang angebrachten Spiralfeder gegen den Ventilschaft gedrückt. Der dabei entstehende Anpressdruck steuert neben dem Bewegungsprofil und der Oberflächenbeschaffenheit des Ventilschafts die Leckagerate.

Probleme der durch Downsizing auftretenden hohen Drücke durch die Aufladung führen dazu, dass das Öl zum Großteil in den Steuerungsraum zurückgedrängt wird. Folglich steht nicht mehr ausreichend viel Öl für die Schmierung zur Verfügung. Abhilfe schaffen hier Ventilschaftdichtungen mit einer zweiten Dichtlippe oder eine Gas-Gegendrucklippe. [2]

Zwei unterschiedliche Bauarten von Ventilschaftdichtungen sind in Abbildung 2.42 zu sehen. Dabei unterscheidet sich die rechte von der linken Bauart, durch die Kombination von unterem Ventilfederteller und Ventilschaftdichtung in einem gemeinsamen Bauteil.

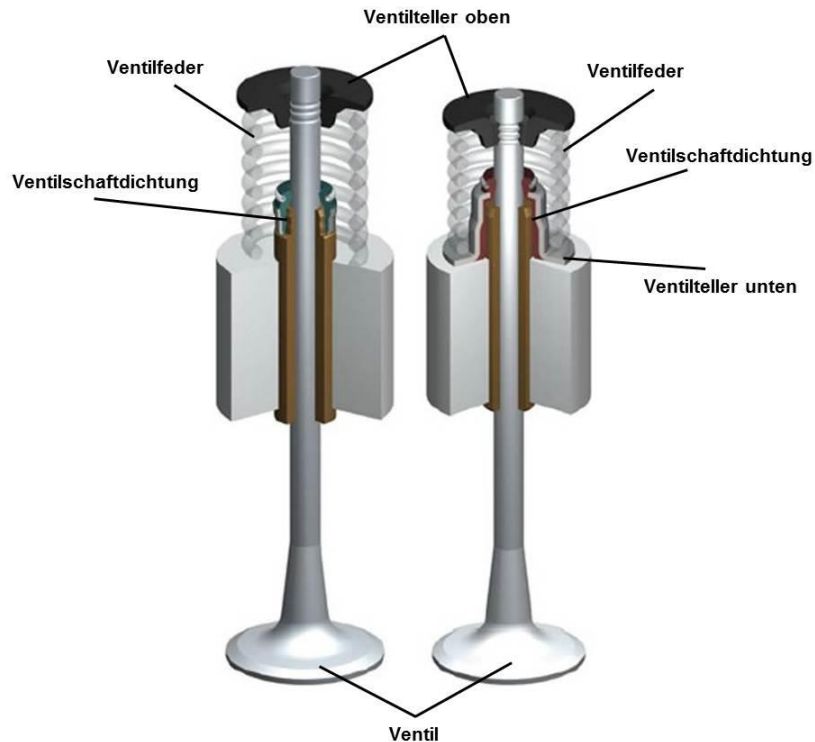


Abbildung 2.42: Ventilschaftdichtung [2]

2.6.5 Ventildfederteller

Bei den Federtellern unterscheidet man zwischen dem unteren Federteller, damit wird die zylinderkopfseitige Auflagefläche bezeichnet, und dem oberen Federteller (Abbildung 2.43). Der obere Federteller zentriert die Ventilfeder und in Verbindung mit den Ventilkegelstücken wird die Verbindung zum Ventil hergestellt. Durch diese Verbindung können die Federkräfte übertragen werden. [2]

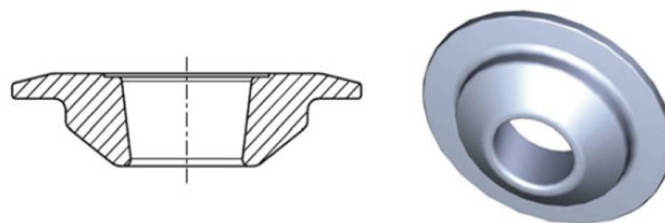


Abbildung 2.43: Oberer Federteller [2]

2.6.6 Ventilkegelstücke

Werden oft auch Ventilkeile (Abbildung 2.44) genannt. Diese sind zweiteilig ausgeführt und innen ein- oder mehrillig. Diese Rillen verbinden die Keile mit dem Schaft des Ventils formschlüssig. Außen sind die Keile konisch ausgeführt und verhindern dadurch, dass das Ventil mit den beiden Keilen durch den Ventildfederteller durchrutschen kann.

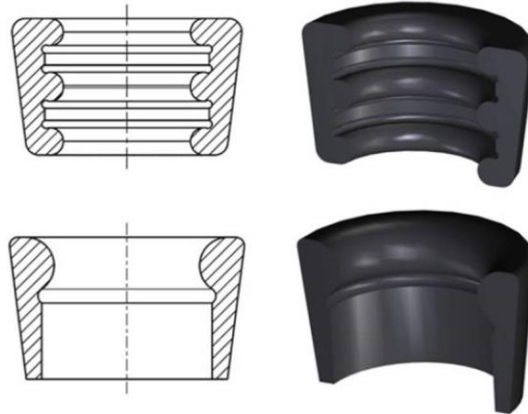


Abbildung 2.44: Ventilkeile [2]

2.6.7 Ventildedern

Die Aufgabe von Ventildedern ist, ein sicheres Schließen der Ein- und Auslassventile zu gewährleisten. Weiters müssen sie das nichtbewegte Ventil geschlossen halten sowie bei dem zum öffnenden Ventil den Kontakt zwischen Ventil und Nocke bzw. Nockenfolger aufrechterhalten. Beschleunigungen, Elastizitäten und mögliche Überdrehzahlen müssen dabei berücksichtigt werden. [9]

Zylindrische Ventildedern werden unter Belastung auf Biegung und Torsion beansprucht. Die Torsionsbeanspruchung ist für die Auslegung der Dauerfestigkeit von großer Bedeutung.

Asymmetrische Federn besitzen eine geringere bewegte Federmasse und durch die engen Windungsabstände wird eine progressive Federkennlinie erreicht.

Konische Federn sind auf Grund ihrer Form leichter als zylindrische Federn und können kleinere Federteller verwenden. Jedoch wirkt sich die geringere Progression nachteilig aus.

Bienenkorbfedern werden aus einem zylindrischen und konischen Teil zusammengesetzt. Dadurch haben sie auch einen Vorteil bezüglich der bewegten Massen. Anwendung findet diese Art von Federn, wenn eine konische Feder auf Grund der Ventilschaftdichtung nicht möglich ist.

Es gibt zwei gebräuchliche Arten von Drahtprofilen: rund und eiförmig. Wobei man mit einem eiförmigen Querschnitt eine gleichmäßigere Spannungsverteilung im Drahtquerschnitt erreicht. [9]

Die Bauformen und Drahtprofile sind in Abbildung 2.45 zu sehen.

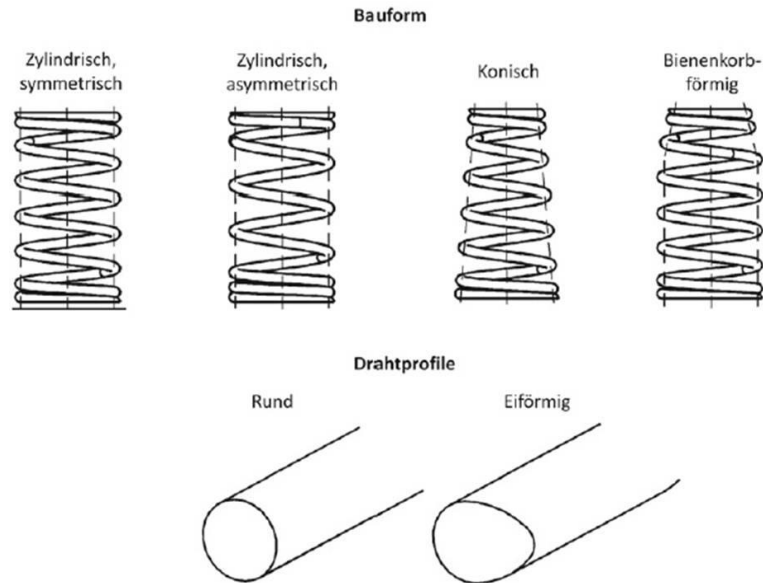


Abbildung 2.45: Bauformen von Ventildröhrfedern [2]

2.7 Variabilität im Ventiltrieb

Durch den Einsatz von variablen Ventilsteuerungen lässt sich hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit eines Verbrennungsmotors die Anpassung der Steuerzeit in Abhängigkeit der Drehzahl so regulieren, dass ein besserer Drehmomentverlauf erreicht wird. Auch wird eine Verbrauchsreduzierung in der Teillast erreicht. Hinsichtlich einer variablen Phasenlage lassen sich Konzepte leichter realisieren als bei der Veränderlichkeit des Ventilhubes. [1]

2.7.1 Nockenwellenverstellung

Durch Verdrehen der Einlassnockenwelle lässt sich eine last- und drehzahlabhängige Anpassung der Einlasssteuerzeit erreichen. [1]

In der Ausgangslage ist der Hydraulikzylinder in der oberen Position und somit die Einlassnockenwelle in Spätstellung. Um nun eine Frühstellung der Einlassnockenwelle zu erreichen, wird der Hydraulikzylinder Richtung untere Position geschoben. Das hat zu Folge, dass sich der obere Kettenstrang verkürzt und der untere sich verlängert. Dadurch wird eine Verdrehung der Nockenwelle in Richtung „früh“ erreicht. [6]

In Abbildung 2.46 ist ein Nockenwellenverstellsystem von Audi dargestellt. Man erreicht eine Frühstellung durch Verschieben der Schienen durch den Hydraulikzylinders in Richtung der blauen Pfeile und eine Spätstellung in Richtung der grünen Pfeile.

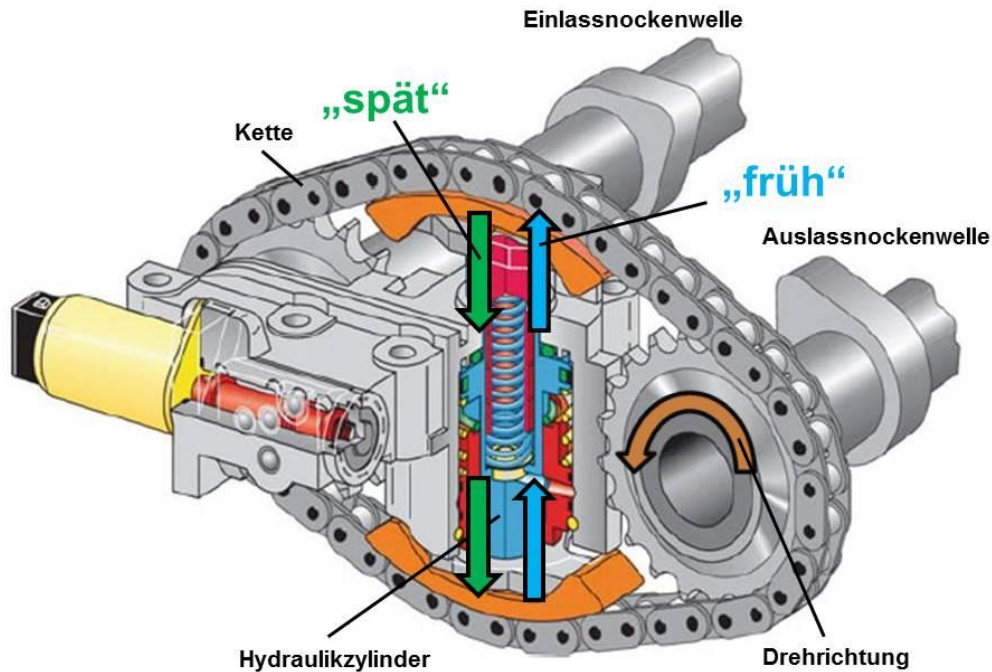


Abbildung 2.46: Audi Nockenwellenverstellsystem [2]

2.7.2 Vollvariable Ventilsteuerung

Dabei können der Ventilhub als auch die Ein- und Auslasssteuerzeiten an die jeweilige Motorbetriebsbedingung angepasst werden. Wichtig dabei ist, dass die motorischen Verbesserungen nicht von der aufzuwendenden Antriebsleistung eliminiert werden. [1]

In Abbildung 2.47 ist ein variabler Ventiltrieb, in dem die Steuerzeit von Ein- und Auslass verstellbar und zusätzlich der Ventilhub der Einlassseite variiert werden kann, dargestellt.

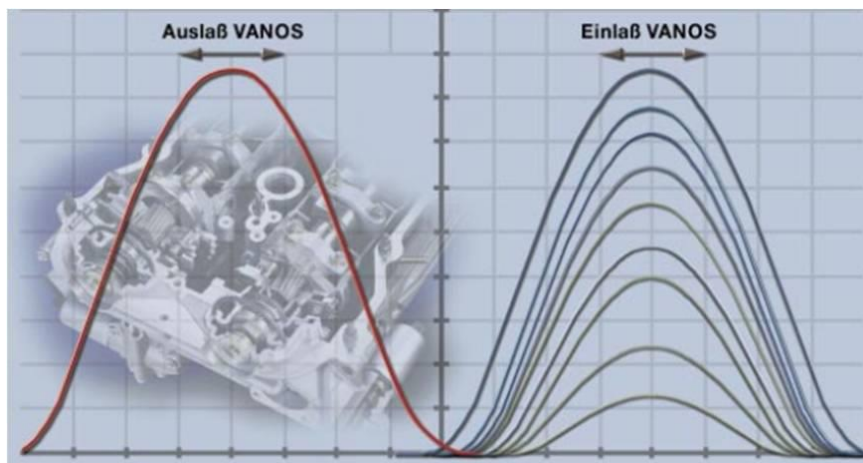


Abbildung 2.47: Vollvariabler Ventiltrieb [12]

Valvetronic

Mit Hilfe der Valvetronic kann der Motor ohne Drosselklappe betrieben werden. [10]

Um die stufenlose Verstellung zu gewährleisten, wird zwischen der Nockenwelle und dem Schlepplhebel ein Zwischenhebel eingefügt, welcher sich auf einer Exzenterwelle abstützt. Die Exzenterwelle kann über ein Schneckengetriebe durch einen Elektromotor, der Fahrpedalstellung angepasst, verdreht werden. Dadurch ändern sich der Drehpunkt des Zwischenhebels und damit auch das Übersetzungsverhältnis zwischen Nockenhub und Ventilhub stufenlos. [1]

Die Ein- und Auslassnockenwellen werden durch die BMW Vanos-Technik angetrieben und ermöglichen deshalb eine variable Anpassung der Ventilsteuerzeiten und der Ventilüberschneidung. Die Valvetronic arbeitet nach dem Prinzip des „frühen Einlass schließens“. Dadurch werden die Ladungswechselverluste deutlich reduziert. [1]

In Abbildung 2.48 sieht man, dass im ungedrosselten Zustand die Drosselverluste (gelb dargestellt) durch „frühes Einlass schließen“ deutlich reduziert werden können.

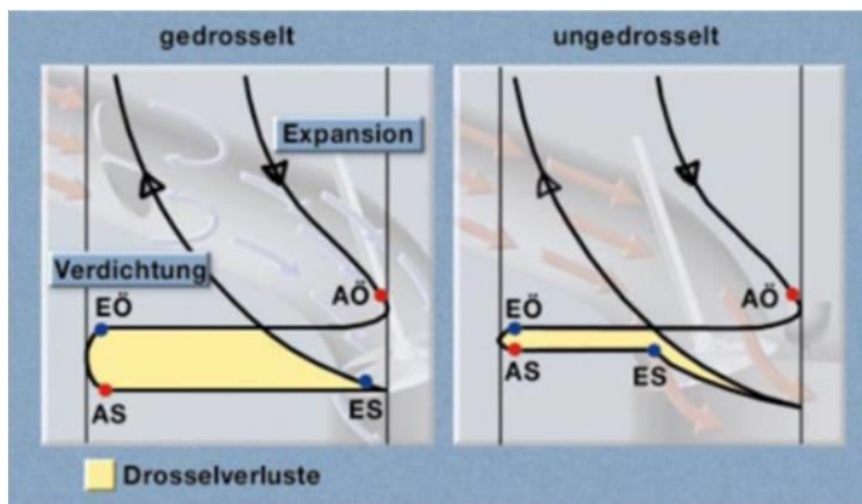


Abbildung 2.48: Ladungswechselschleife gedrosselt / ungedrosselt [12]

Mittlerweile gibt es die Valvetronic in der zweiten Generation, siehe Abbildung 2.49.

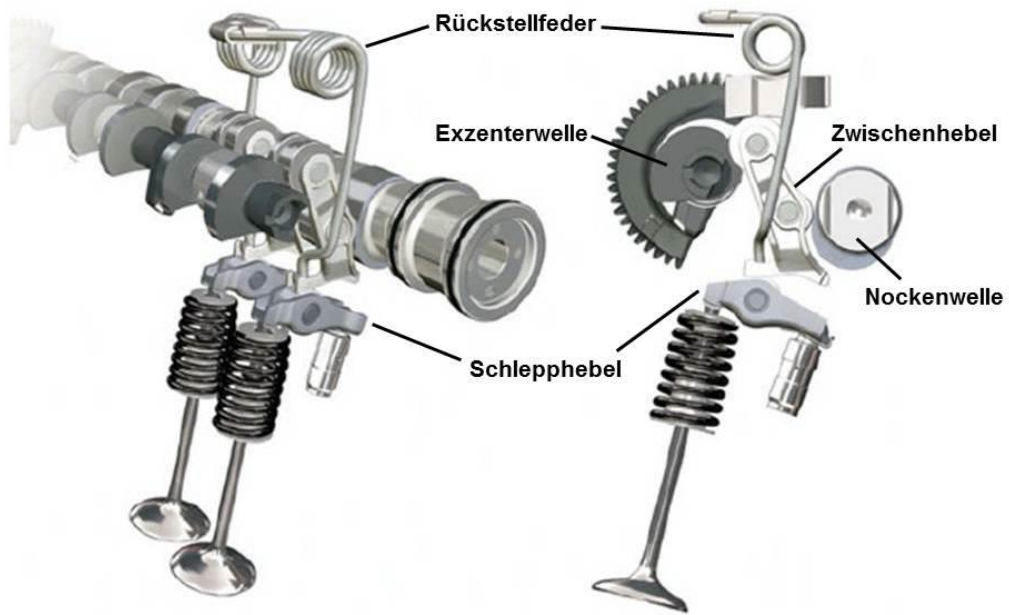


Abbildung 2.49: Valvetronic II von BMW [11]

3 Reibung im Verbrennungsmotor

3.1 Kenngrößen

Alle in diesem Kapitel verwendeten Formeln stammen aus dem Skriptum Verbrennungskraftmaschinen [1].

Die Differenz der indizierten Leistung (innere Leistung P_i) und der Nutzleistung an der Antriebswelle des Verbrennungsmotors (effektive Leistung P_e), ergibt die Reibleistung P_r .

$$P_r = P_i - P_e$$

Analog zur Reibleistung kann der Reibmitteldruck ermittelt werden. Dazu wird auch die Differenz aus indiziertem und effektivem Mitteldruck gebildet.

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me}$$

Der indizierte Mitteldruck p_{mi} beschreibt die vom Gas an den Kolben abgegebene Arbeit W_i bezogen auf das Hubvolumen V_h . Das Integral $\int p_i dV$, also die innere Arbeit W_i , kann als die eingeschlossene Fläche im p-V-Diagramm dargestellt werden, zu sehen in Abbildung 3.1. Dabei kann der indizierte Druck p_i durch eine Zylinderdruckindizierung gemessen werden.

$$p_{mi} = \frac{\text{innere Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}}$$

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\int p_i dV}{V_h}$$

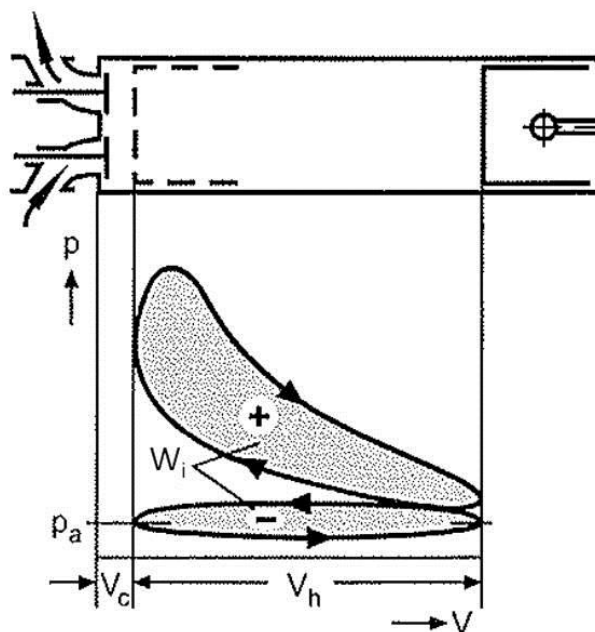


Abbildung 3.1: p-V-Diagramm [13]

Für den effektiven Mitteldruck p_{me} kann die effektive Arbeit W_e auf das Hubvolumen V_h bezogen werden. Die nachstehende Formel für den effektiven Mitteldruck bezieht sich auf einen Viertaktmotor.

$$p_{me} = \frac{\text{effektive Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}}$$

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_h} = \frac{4\pi * M_e}{V_h}$$

Für den effektiven Mitteldruck p_{me} kann die effektive Arbeit W_e für einen Viertaktmotor durch die Formel

$$W_e = 4\pi * M_e$$

errechnet werden. Das effektive Moment M_e wird durch Messung des Drehmoments ermittelt.

Aus den Verlusten der einzelnen Motorkomponenten Triebwerk, Ventiltrieb mit Steuertrieb und den Nebenaggregaten setzt sich die Verlustleistung zusammen. Die Reibleistung bewirkt eine Verminderung der zur Verfügung stehenden Motorleistung und somit auch eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauches. [18]

3.2 Reibungszustände

Im Motor treten an den jeweiligen Reibstellen unterschiedliche Reibungszustände auf, welche nachstehend näher beschrieben werden.

- Festkörperreibung: Diese wird auch Trockenreibung oder Coulombsche Reibung genannt. Dabei kommt es zwischen festen Reibkörpern ohne einen trennenden Schmierfilm zur Reibung. Zu sehen in Abbildung 3.2. [18]

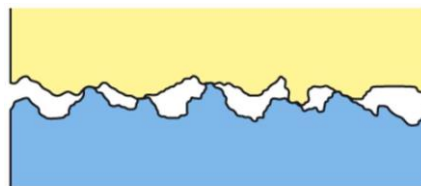


Abbildung 3.2: Festkörperreibung [6]

- Mischreibung: Es handelt sich hierbei zum Teil um Festkörperreibung und um Flüssigkeitsreibung. Die Reibpartner werden nicht vollständig durch die Schmierschicht voneinander getrennt, zu sehen in Abbildung 3.3. [18]



Abbildung 3.3: Mischreibung [6]

- Flüssigkeitsreibung: Auch hydrodynamische Reibung genannt. Bei dieser werden die Reibkörper durch einen Schmierstoff vollständig voneinander getrennt. Dadurch entsteht durch die Bewegung der Reibkörper gegeneinander die hydrodynamische Tragwirkung durch den Zwischenstoff. Dargestellt in Abbildung 3.4. [18]

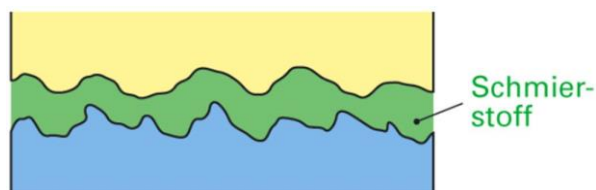


Abbildung 3.4: Flüssigkeitsreibung [6]

Die Lagerung der Nockenwelle und auch der Kurbelwelle erfolgt in den meisten Fällen durch ein hydrodynamisches Gleitlager. Beim Durchfahren des Drehzahlbandes werden verschiedene Reibungszustände durchlaufen. Dies wird in der sogenannten Stribeckkurve (Abbildung 3.5) dargestellt und stellt die Reibungszahl in Abhängigkeit der Drehzahl bei konstanter Temperatur dar. Bei niedrigen Drehzahlen tritt die Festkörperreibung auf. Mit weiter steigender Drehzahl beginnt der Bereich der Mischreibung und die Reibung nimmt auf Grund des aufbauenden Tragfilms immer mehr ab. Der Ausklinkpunkt stellt jenen Punkt dar, in dem die beiden Reibkörper gerade vollständig, durch einen hydrodynamischen Tragfilm, voneinander getrennt sind. Diese Drehzahl wird auch Übergangsdrehzahl genannt. Bei dieser tritt ein Minimum der Reibung auf. Ab dem Ausklinkpunkt kommt man in die Flüssigkeitsreibung, wodurch wegen steigender Schergeschwindigkeiten die Reibung wieder ansteigt.

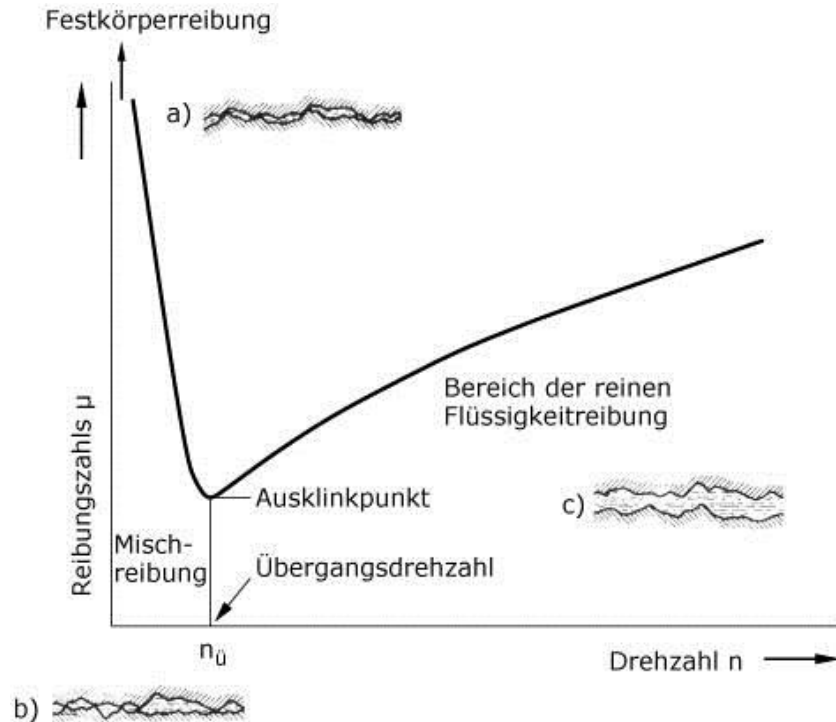


Abbildung 3.5: Stribeckkurve [19]

3.3 Reibungsmessung

Um die durch Reibung entstehenden Verluste messen zu können, gibt es eine Vielzahl unterschiedlicher Methoden.

Verfahren bzw. Methoden zur Reibungsermittlung [18]:

- **Auslaufversuch:** Nach Erreichen des Betriebspunktes wird der Motor abgestellt und die Änderung der Drehzahl in Abhängigkeit der Zeit gemessen. Mit Hilfe der Massenträgheitsmomente der bewegten Massen kann das Reibungsmoment bzw. der Reibmitteldruck berechnet werden
- **Abschaltversuch:** Durch Abschalten der Kraftstoffzufuhr eines Zylinders bei Mehrzylindermotoren, ändert sich die effektive Motorleistung. Durch die Differenz der Motorleistung vor und nach der Änderung der Kraftstoffzufuhr, kann auf die Reibleistung geschlossen werden.
- **Willans-Linien:** Der Kraftstoffverbrauch wird über dem effektiven Mitteldruck bei verschiedenen Drehzahlen ermittelt und in einem Diagramm abgebildet. Die entstandenen Linien werden durch lineare Extrapolation bis zum Kraftstoffverbrauch „Null“ erweitert. Dadurch schneidet die Linie im negativen Bereich die Abszisse. Dieser Schnittpunkt kann näherungsweise als Reibungsmitteldruck für die jeweilige Motordrehzahl angesehen werden.
- **Schleppen:** Hierbei wird der Motor auf einem Prüfstand fremdangetrieben. Die Reibleistung kann nach Abzug der Gaswechselleistung aus der Schleppleistung bestimmt werden.
- **Stripmethode:** Dabei handelt es sich um eine spezielle Methode des Schleppens. Es werden die Komponenten des Motors Schritt für Schritt demontiert, wobei die Reibungsverluste aus der Differenz vor und nach der

Demontage einzelner Komponenten ermittelt werden können. Durch Aufsummieren aller Einzelverluste erhält man die gesamte Reibung. Das Problem dabei ist, dass nach Abbau einer Komponente (z.B. Zylinderkopf) die Arbeitsbedingungen für alle verbleibenden Baugruppen stark verändert werden. Man kann somit die Reibungsverluste (bzw. Differenzen) zwar vergleichen, allerdings nicht unter gleichen, realistischen Bedingungen.

- Indiziermethode: Die Reibung eines gefeuerten Motors kann durch diese Methode bestimmt werden. Es wird mit Hilfe spezieller Sensoren der Mitteldruck im Brennraum (indizierter Mitteldruck) gemessen. Der effektive Mitteldruck, welchen man aus dem effektiven Moment der Antriebswelle berechnen kann, wird vom indizierten Mitteldruck abgezogen. Daraus erhält man den Reibmitteldruck.
- Sondermessverfahren: Es gibt eine weitere Vielzahl von Methoden zur Reibungsmessung, bei der die Reibung über Drehmomentenflansche, für Komponenten welche von Wellen angetrieben werden, gemessen wird.

3.4 Reibungsaufteilung

Ein Verbrennungsmotor verursacht an vielen Stellen im Motor Reibung. Aus diesem Grund bieten sich mehrere Möglichkeiten an, den Wirkungsgrad durch Reduzierung der Reibungspotenziale zu verbessern. Es ist wichtig die einzelnen Reibverluste zu quantifizieren.

In Abbildung 3.6 ist die Aufteilung der Reibanteile des Prüfmotors zu sehen. Es ist zu erkennen, dass die Kolbengruppe (violett) den größten Anteil der Reibverluste beinhaltet. Die Anteile des Ventiltriebs (grün) und der Hauptlager (blau) haben in etwa die gleichen Verlustanteile. Die Pleuellager (rot) haben den geringsten Einfluss. [21, 23]

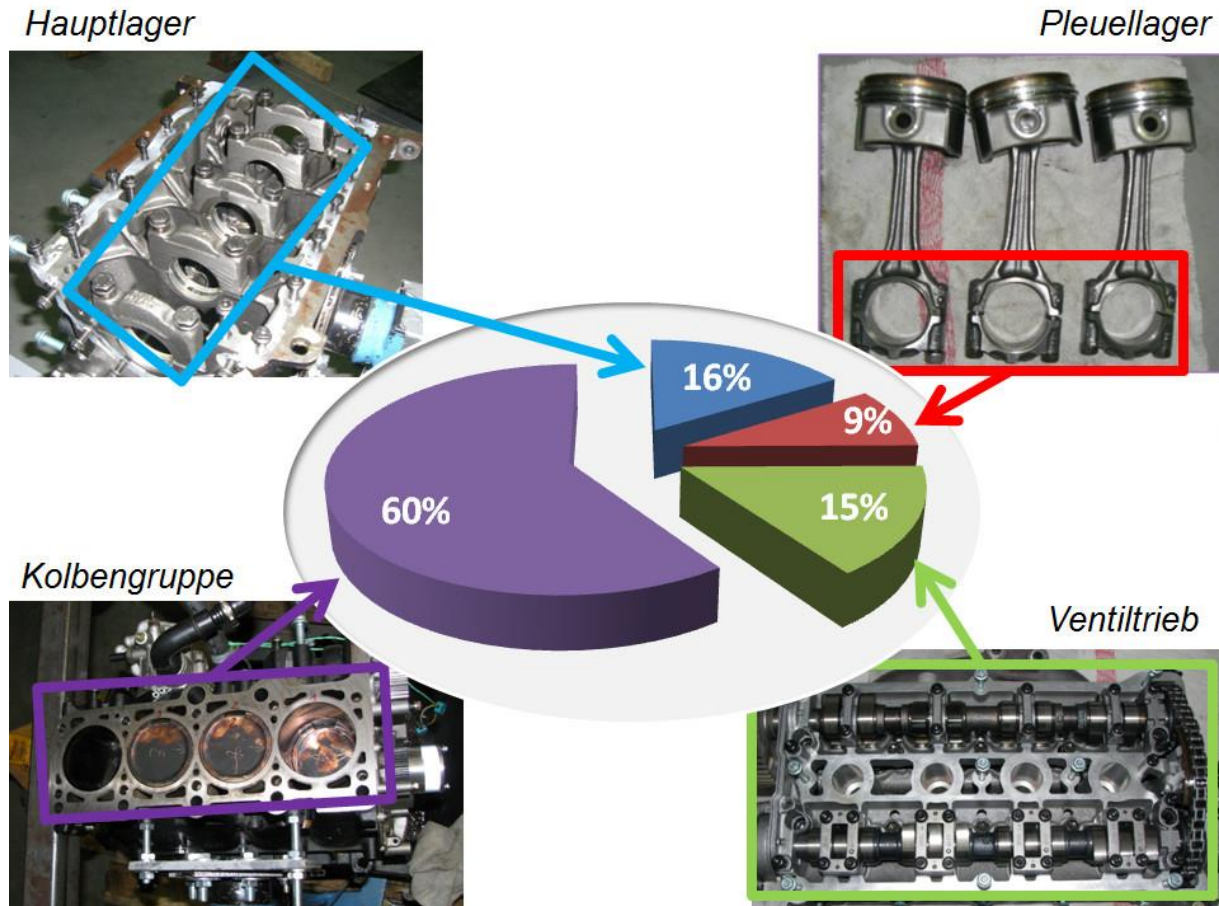


Abbildung 3.6: Reibungsanteile Prüfmotor [21, 23]

Erheblichen Einfluss auf die Reibung hat der Motorbetriebszustand. Dieser wird durch die Parameter Drehzahl und Last beschrieben. Dabei steigen mit zunehmender Last die Bauteiltemperaturen, Schmiermitteltemperaturen, Gasdrücke und dadurch auch die Anpresskräfte der Kolbenringe, um nur einige zu nennen. Die Motordrehzahl hat einen großen Einfluss, da die Reibung mit steigender Drehzahl ebenfalls ansteigt.

Bauteiltemperaturen sowie Temperaturen der Betriebsmittel Öl und Kühlmittel beeinflussen ebenfalls die Reibung. Grund dafür ist eine Änderung des Spiels zwischen Gleitkörpern sowie auch die Änderung der Viskosität des Öls, welche den größeren der beiden Einflüsse darstellt. Dadurch sinkt die Reibung mit zunehmender Öl- bzw. Kühlmitteltemperatur. [18]

Eine Reduzierung der Reibung hätte auch eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge. Im Teillastbereich steigt prozentuell der Anteil der Reibung stark an.

Die Reibung eines Verbrennungsmotors kann in folgende Gruppen eingeteilt werden [18]:

- Triebwerk
 - Kurbelwelle
 - Pleuellager und Kolbengruppe

- Massenausgleich
- Ventilsteuerung
- Nebenaggregate
 - Ölpumpe
 - Kühlmittelpumpe
 - Generator
 - Einspritzpumpe
 - Klimakompressor
 - Kühlerventilator
 - Servolenkungspumpe
 - Vakuumpumpe

Bezugnehmend auf die Aufgabenstellung bzw. auf das erstellte Simulationsmodell wird in der vorliegenden Arbeit nur auf die Reibung der Ventilsteuerung näher eingegangen.

Ventilsteuerung

Abhängig von der Drehzahl beträgt die Reibung im Ventiltrieb 10-30% der gesamten Reibung des Motors.

In Abbildung 3.7 sind die Reibanteile dargestellt, wobei der Anteil des Ventiltriebs gekennzeichnet ist und alle weiteren Anteile die Reibung der Kolbengruppe und der Nebenaggregate repräsentieren.

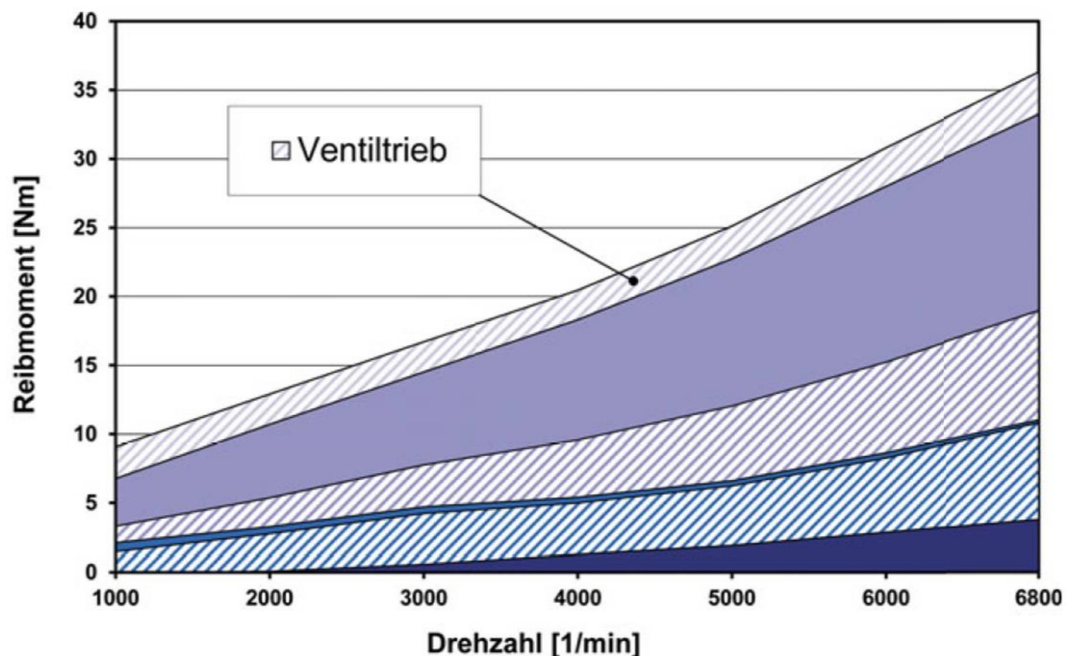


Abbildung 3.7: Reibanteile des Motors [2]

Ein Teil der Reibung des Ventiltriebs entfällt auf die Nockenfolger. Dabei hat ein Rollenabgriff bezüglich der Reibung Vorteile gegenüber dem Gleitabgriff. [18]

Der Unterschied zwischen Rollen- und Gleitabgriff wurde in Kapitel 2.5.6 schon nä-

her beschrieben.

Eine Reduzierung der Reibung könnte durch eine Reduzierung der Kontaktkräfte [2], was durch eine Verringerung der Ventildfederkräfte ermöglicht wird, erfolgen. Dabei müssen aber die Ventildfederkräfte groß genug dimensioniert werden, um bei hohen Drehzahlen ein Abheben der Ventile zu verhindern. Um die Ventildfederkräfte verringern zu können müssen die bewegten Massen ebenfalls verringert werden.

Weitere Reibanteile des Ventiltriebs können in den Gleitlagern der Nockenwelle und den Ventilschaftdichtungen gefunden werden.

4 Datenermittlung

4.1 Ausgangsbasis

4.1.1 Reibleistungsprüfstand

Am Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug“ wurde ein Reibleistungsprüfstand mit dem Namen FRIDA (Friction Dynamometer) entwickelt und aufgebaut (Abbildung 4.1).

Dieser Prüfstand hat im Gegensatz zu den konventionellen Strip-Down Methoden den Vorteil, dass die Verlustanteile unter gleichen Betriebsbedingungen gleichzeitig gemessen werden. Es findet also kein schrittweises Demontieren von Baugruppen statt und damit kommt es zu keiner Beeinflussung der Betriebsbedingungen der restlichen Baugruppen. Durch eine externe Aufladung können Spitzendrücke erreicht werden, wie es bei einem realen Motorbetrieb der Fall sein würde.



Abbildung 4.1: FRIDA Reibleistungsprüfstand

Der auf dem Reibleistungsprüfstand montierte Prüfmotor (in Kapitel 4.1.2 näher beschrieben) mit den dazugehörigen Verkabelungen, Mess- und Konditioniereinrichtungen ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

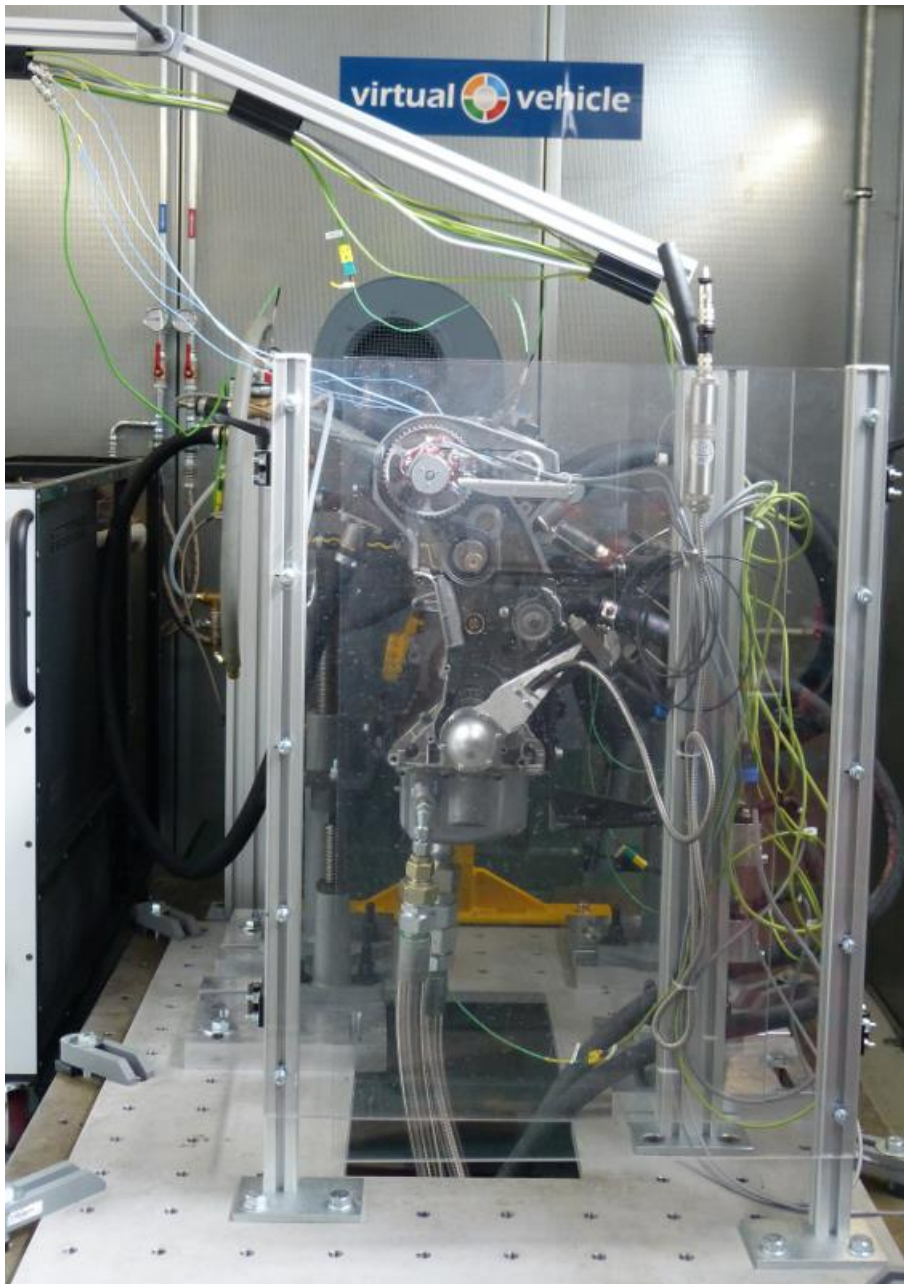


Abbildung 4.2: Prüfmotor am Reibleistungsprüfstand

4.1.2 Prüfmotor

Als Prüfmotor für die Messung der Reibleistung am Prüfstand wurde ein Audi AJQ Motor (Abbildung 4.3) verwendet. Dieser Motor wurde, um den Vergleich zwischen Simulation und Prüfstandsmessung machen zu können, in AVL EXCITE Timing Drive modelliert.



Abbildung 4.3: Prüfmotor Audi AJQ [3]

Dabei handelt es sich um einen 4-Zylinder 5-Ventil-Viertakt Ottomotor mit Abgasurboaufladung, 2 obenliegenden gegossenen Nockenwellen (DOHC) und einer Nennleistung von 132 kW. Der Motor besitzt auf der Auslassnockenwelle 2 Nocken und auf der Einlassnockenwelle 3 Nocken je Zylinder. Es wird die Auslassnockenwelle mit Hilfe einer Riemenscheibe direkt über den Zahnriemen angetrieben. Weiteres treibt die Auslassnockenwelle die Einlassnockenwelle über einen Kettentrieb an. Die Nocken selbst drücken direkt auf einen Hydrostößel welcher in Folge das Ventil spielfrei öffnet. Um die Auslassventile thermisch weniger zu belasten sind diese als Hohlventile ausgeführt und mit Natrium gefüllt.

In Abbildung 4.4 ist der Zylinderkopf des Prüfmotors dargestellt.



Abbildung 4.4: Zylinderkopf Audi AJQ

Weitere Motordaten sind aus Tabelle 2 zu entnehmen.

Bauart	4-Zylinder Reihenmotor mit Abgasturboaufladung
Motorkennbuchstabe	AJQ
Ventile	5 pro Zylinder
Ventilsteuerung	DOHC
Hubraum	1781 cm ³
Bohrung	81mm
Hub	86,4mm
Verdichtungsverhältnis	9,5:1
Drehmoment	235 Nm bei 1950-4700 U/min
Leistung	132 kW / 180 PS bei 5500 U/min
Motormanagement	ME 7.5
Kraftstoff	Super Plus bleifrei 98 ROZ (ROZ 95 mit Einschränkung)

Tabelle 2: Motordaten [3]

4.1.3 Methode zur Reibleistungsmessung

Die Reibleistung des Ventiltriebes wird über die Verformung der Stege der Riemenscheibe gemessen. Dazu wurden an 4 der 6 Stege Dehnmessstreifen (im Weiteren mit DMS abgekürzt) verklebt, zu sehen in Abbildung 4.5.

Diese Methode zur Reibleistungsmessung wurde im Zuge einer Bachelorarbeit am

Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug“ erarbeitet und umgesetzt [5].

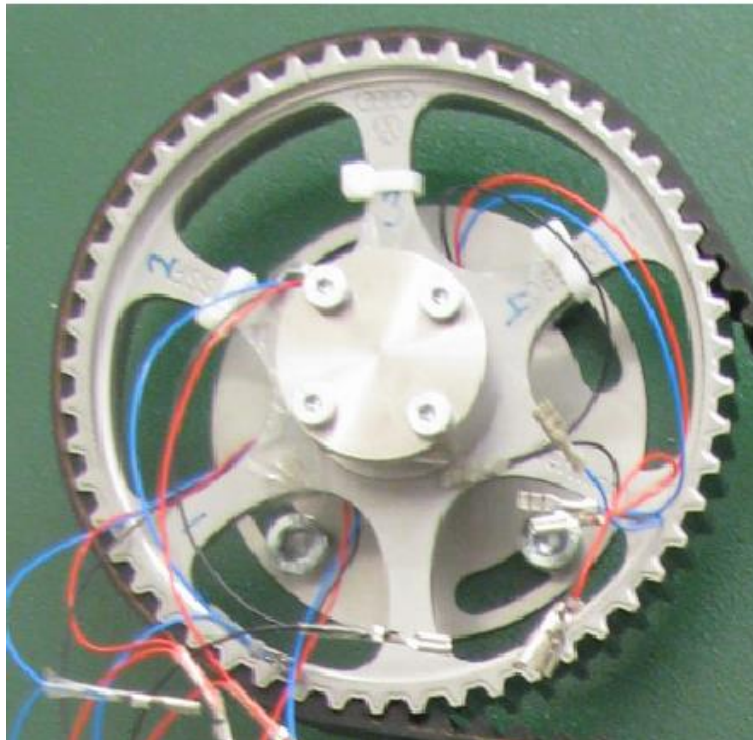


Abbildung 4.5: DMS-Kalibrierung [5]

Es wurde eine statische Kalibrierung des DMS4 durchgeführt. In der Kalibrierposition befindet sich der Steg mit dem DMS4 im rechten Winkel zum Zugtrum des Riemens. Grund für diese gewählte Position ist, dass hier das größte Moment auftritt und somit die Momente der anderen Stege innerhalb des Kalibrierbereiches liegen.

Der komplette Kalibrieraufbau der dem Steuertrieb am Motor nachempfunden ist, ist in Abbildung 4.6 zu sehen. Das für die Kalibrierung der Riemenscheibe benötigte Moment wurde über einen Hebel, welcher mit dem Kurbelwellenritzel verbunden ist, durch Anhängen von Prüfgewichten aufgebracht.

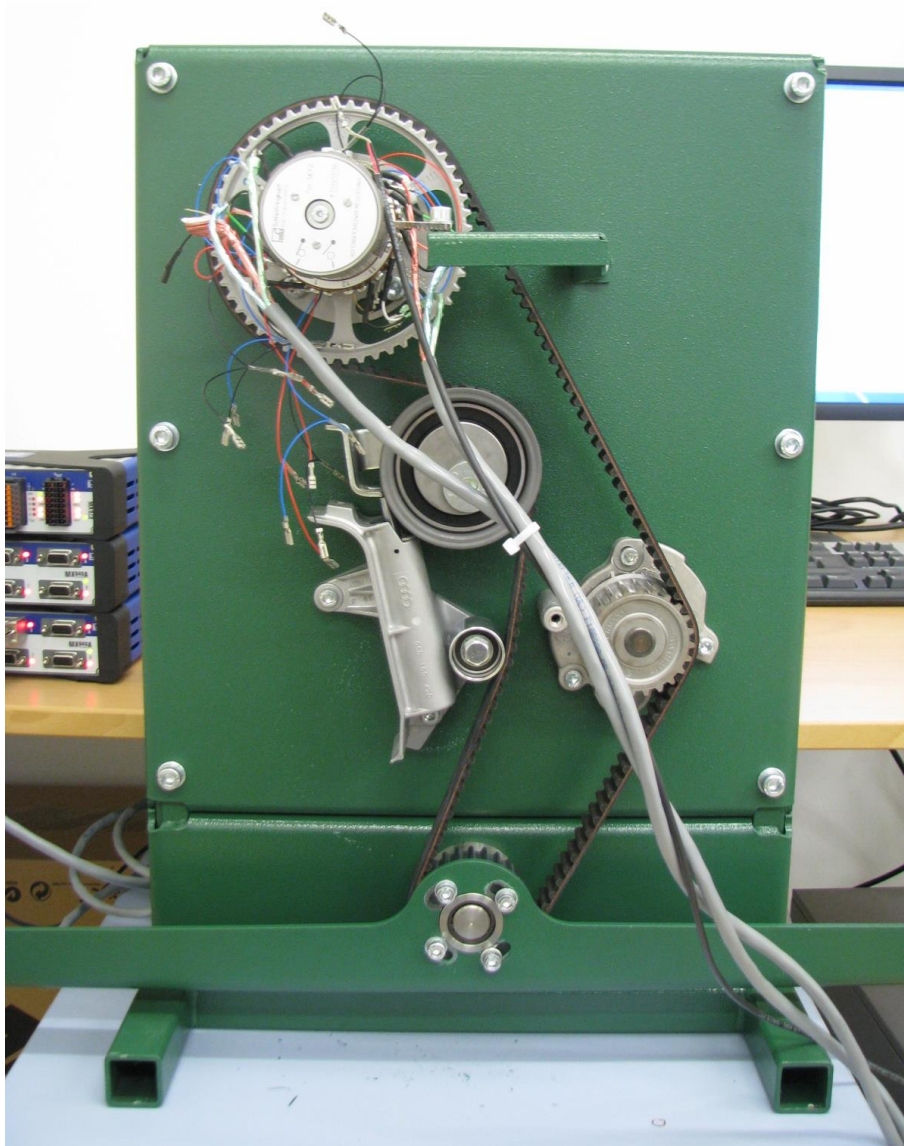


Abbildung 4.6: Kalibrieraufbau

Die an dem Prüfmotor angebrachte Methode zur Reibleistungsmessung ist in Abbildung 4.7 zu sehen.

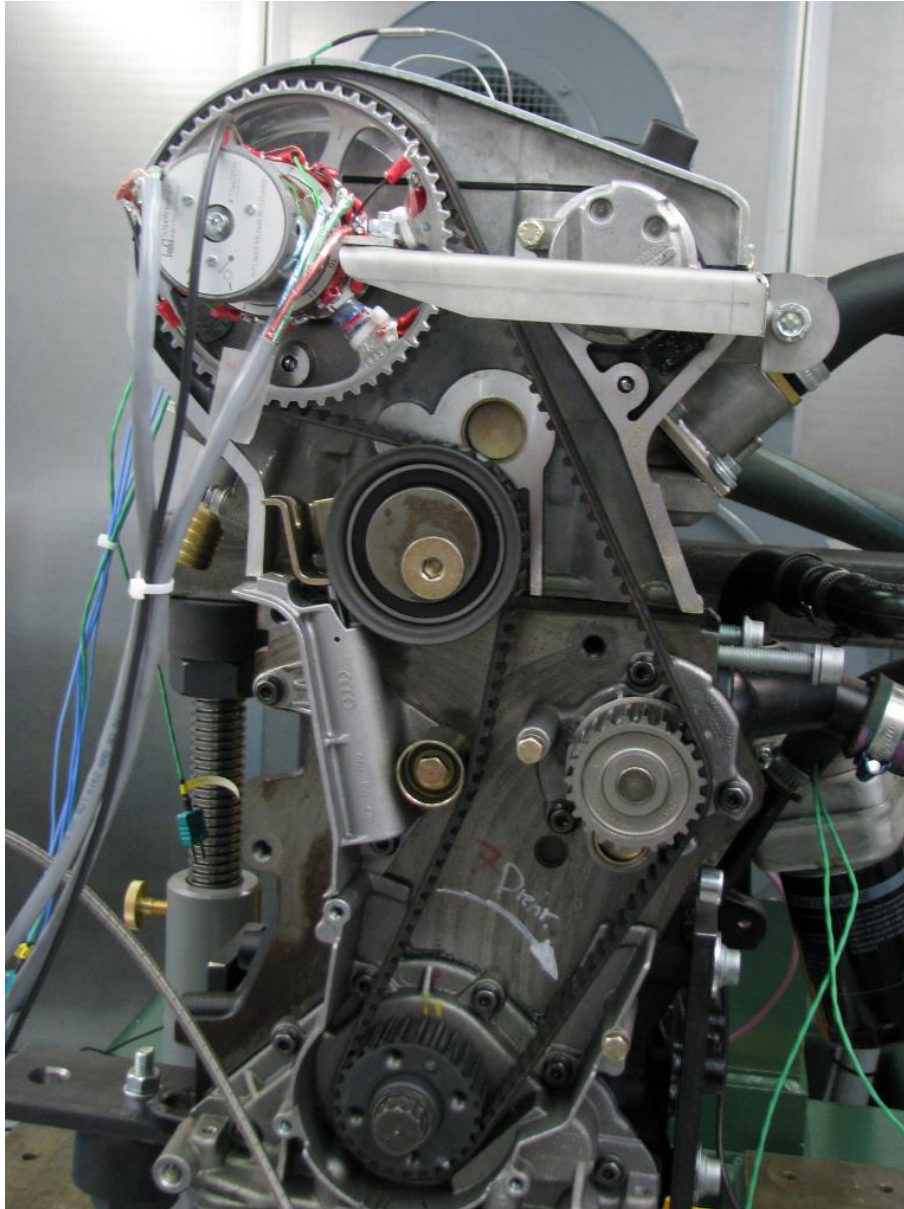


Abbildung 4.7: Reibleistungsmessaufbau am Prüfmotor

4.1.4 Ergebnis Reibleistungsmessung

Der am Reibleistungsprüfstand gemessene Drehmomentverlauf ist in Abbildung 4.8 dargestellt. Die Messung wurde bei einer Öltemperatur von 62°C mit einer Drehzahl von 2000U/min durchgeführt. Es konnte aufgrund des Messaufbaues bei der Messung nur mit dem DMS4 das Drehmoment aufgezeichnet werden. Aus diesem gemessenen Drehmomentverlauf kann das Minimum und das Maximum als Vergleich für die Simulation herangezogen werden. Durch Auswertung des Drehmomentverlaufes kann auf ein mittleres Reibmoment von $13,7 \pm 0,4$ Nm (=3% Fehler) geschlossen werden, welches ebenfalls als Vergleich für die Simulation zur Verfügung steht.

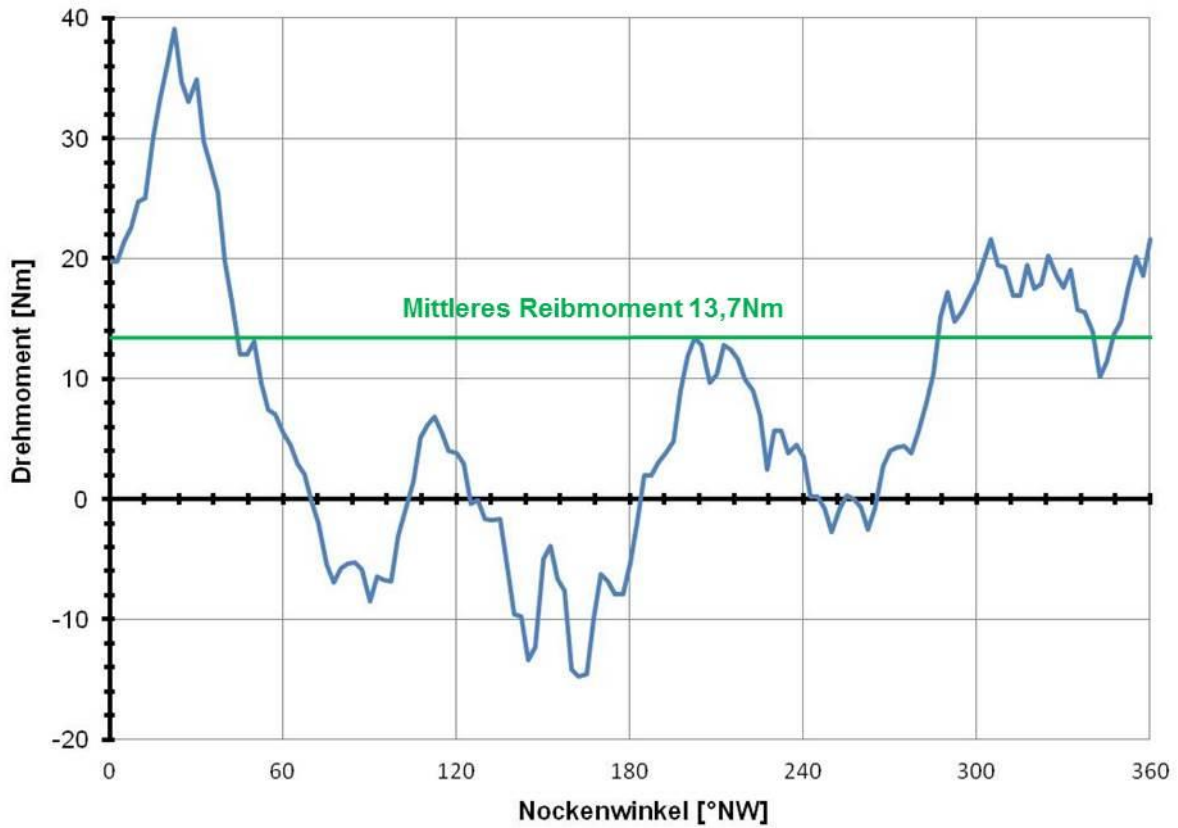


Abbildung 4.8: Drehmomentverlauf DMS4 der Reibleistungsmessung

4.2 Nockenwellenspreizung

Die Spreizung (Abbildung 4.9) beschreibt um wieviel Grad Kurbelwinkel (°KW) die Maxima der Ventilerhebungskurven von Einlass- zu Auslassnockenwelle verschoben sind.

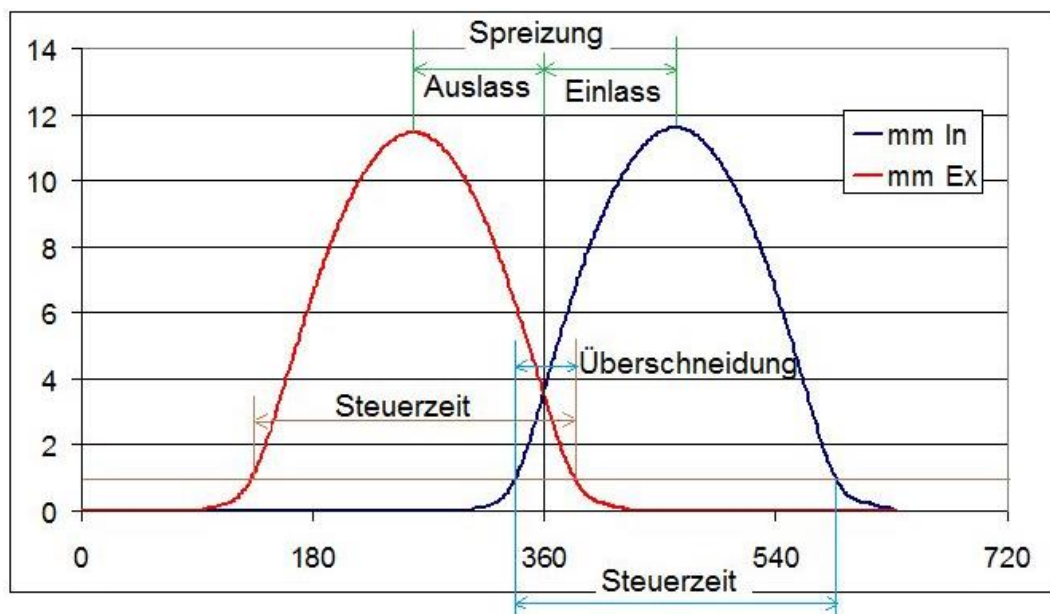


Abbildung 4.9: Spreizung [4]

Für das Modell in AVL Excite sind die Grad Nockenwinkel ($^{\circ}$ NW) von Bedeutung, welche durch die Messung der Grade an der Nockenwelle auch automatisch das Ergebnis sind. Um trotzdem auf Grad Kurbelwinkel zu kommen, müsste man die Grad Nockenwelle verdoppeln.

Mittels eines einfachen Messaufbaus wurde die Spreizung der Nockenwelle gemessen (Abbildung 4.10). An der Auslassnockenwelle wurde eine Gradscheibe angebracht und für die Messung der maximalen Erhebung der Nocke wurde für jede Nockenwelle eine Messuhr verwendet. Durch Drehen der Nockenwelle konnte somit der maximale Ventilhub der Auslassnockenwelle ermittelt werden. Von diesem Punkt an können durch weiteres Drehen bis zum Erreichen des maximalen Ventilhubes der Einlassnockenwelle, die Grade gemessen werden.

Als Ergebnis der Messung für die Spreizung standen somit 70° NW fest.

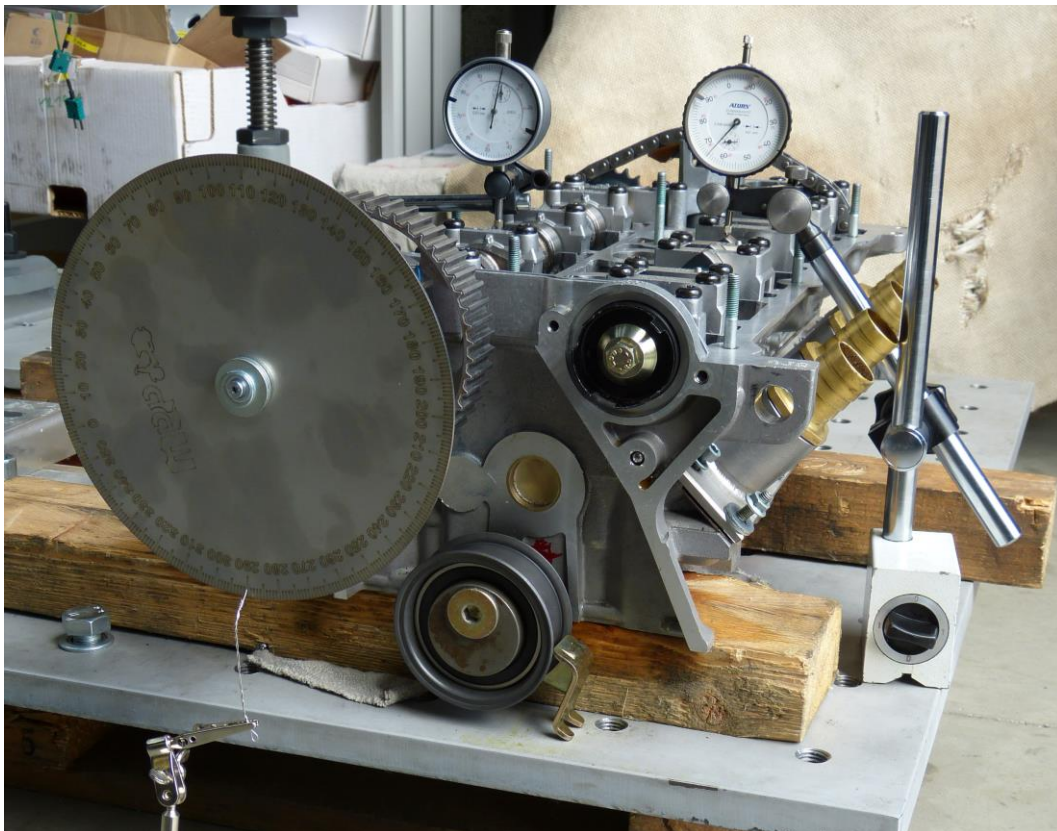


Abbildung 4.10: Messaufbau Spreizung

4.3 Nockenvermessung

Durch die Firma AVL wurden die Nockenkonturen vermessen. Dazu wurden die Nockenwellen wie in Abbildung 4.11 zu sehen am Prüftisch aufgebaut.

Aus den Daten der Messung kann mit Hilfe eines einfachen Textfiles die Nockenkontur in AVL Excite Timing Drive importiert werden. Die Nockenkontur ist für das Modell sehr entscheidend, da diese großen Einfluss auf die Dynamik und Charakteristik des Ventiltriebes hat.

In Abbildung 4.12 ist das Messprotokoll für die Auslassnockenwelle zu sehen. Dabei kann man zwei wichtige Messgrößen entnehmen. Zum einen der maximale Hub der Nocke und zum anderen der Grundkreis der Nocke.



Abbildung 4.11: Vermessung der Nockenkontur (Auslass)

```

*****
*   Projektnummer:   ~
*   Motorzuordnung:  ~
*
*   Pruefteil:       Nockenwelle Exhaust ~
*   Teilenummer:     ~
*   lfde. Nummer:    ~
*
*   Bemerkung:       Vorvermessung
*
*   Pruefer:         Jandl           11:33:25 / JUN 07:2013
*****
    
```

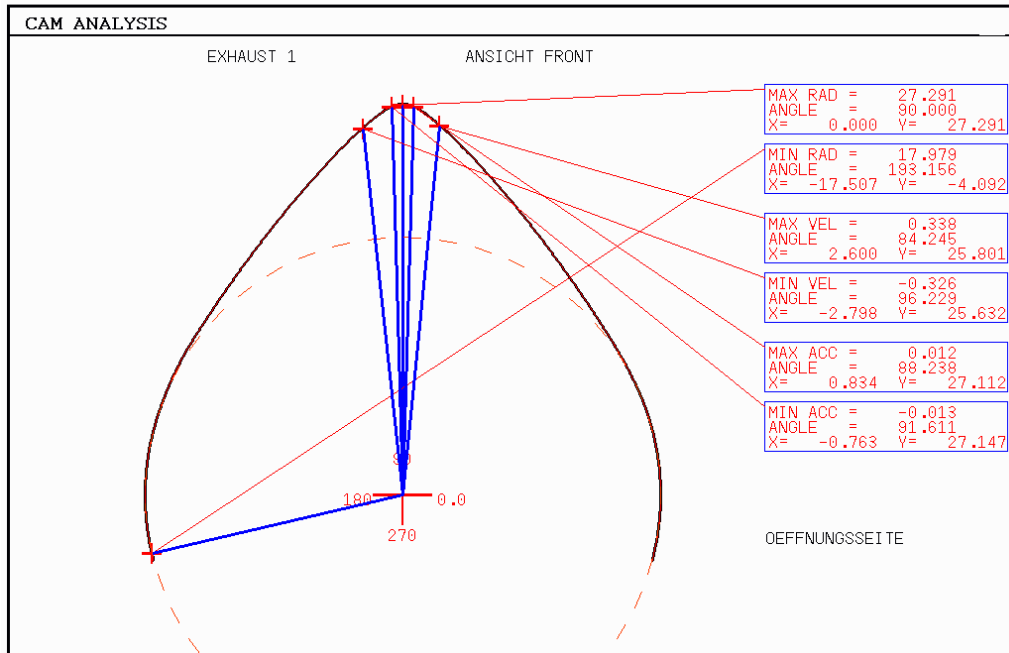


Abbildung 4.12: Messprotokoll Auslassnockenwelle

4.4 Ventilfedermessung

Mit Hilfe einer speziellen Hydraulikpresse mit einer Kraftmessdose konnten die Federn hinsichtlich deren Federsteifigkeiten vermessen werden. Dazu wurden der Weg und die Kraft auf einem Computer aufgezeichnet. Es wurden die Auslassfeder sowie die Einlassfeder vermessen. Bei den Einlassfedern wurde zwischen links/rechts und mitte unterschieden. Die Unterscheidung kommt daher, weil einlassseitig drei Nocken pro Zylinder vorhanden sind. Dabei besitzen die äußeren Nocken (mit links/rechts bezeichnet) denselben, aber einen anderen Nockenhub als die mittlere Nocke.

In Abbildung 4.13 ist die Messung einer Feder im ungespannten und in Abbildung 4.14 im gespannten Zustand zu sehen.

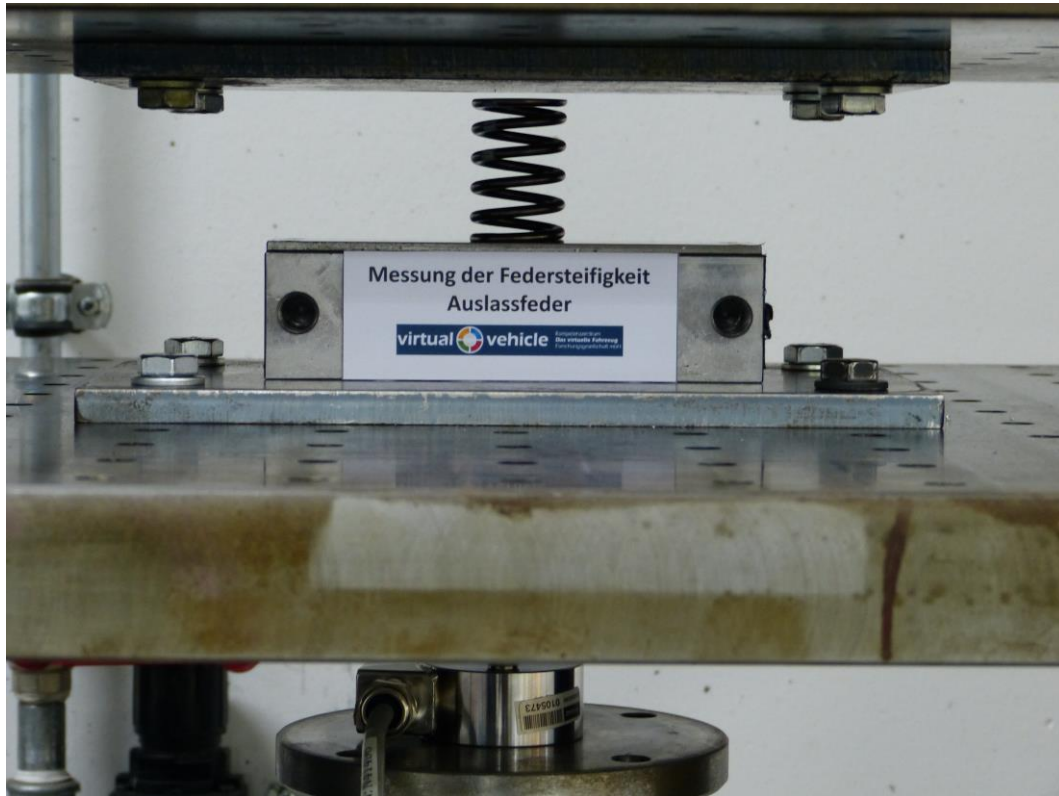


Abbildung 4.13: Messung der Federsteifigkeit im ungespannten Zustand

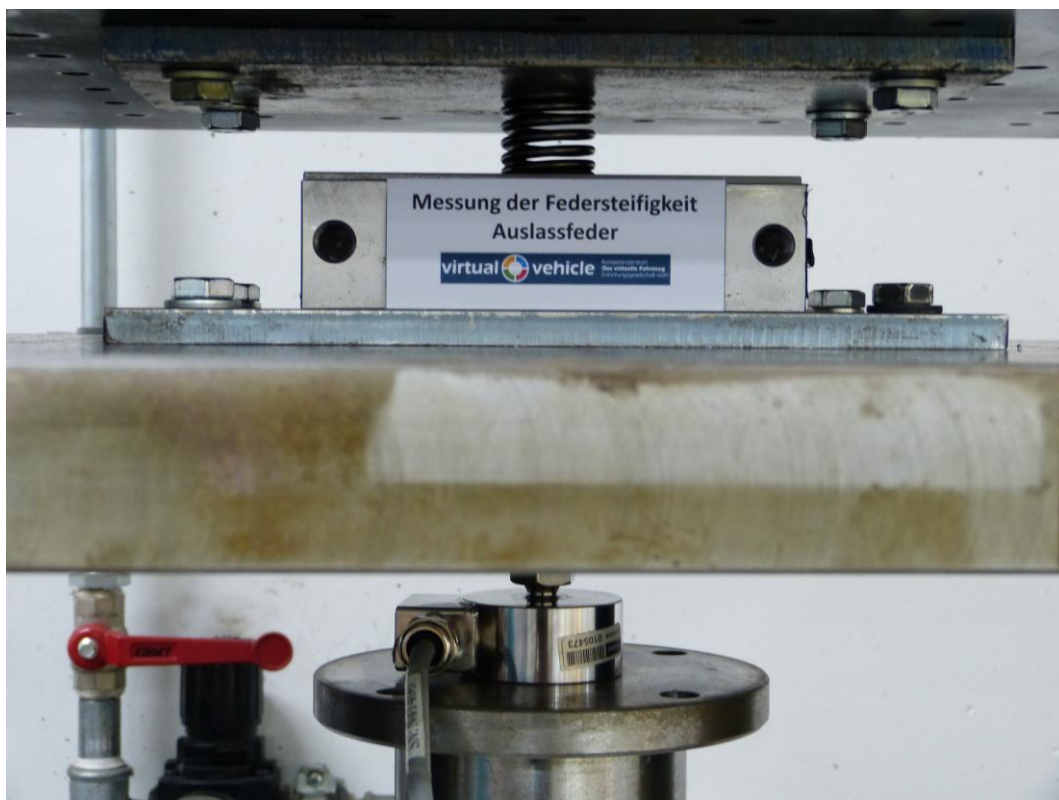


Abbildung 4.14: Messung Federsteifigkeit; gespannter Zustand

Die Auswertung der Messdaten wurde mit dem Programm DIAdem von National In-

struments durchgeführt. Dabei sind in Abbildung 4.15 die Messung der Federsteifigkeit der Auslassfeder und der Wirkungsbereich der Feder zu sehen. Es wurde die Kraft in N über dem Weg in μm aufgetragen. Aufgrund der sehr exakten Messung im μm -Bereich muss die Messkurve weiterbearbeitet werden.

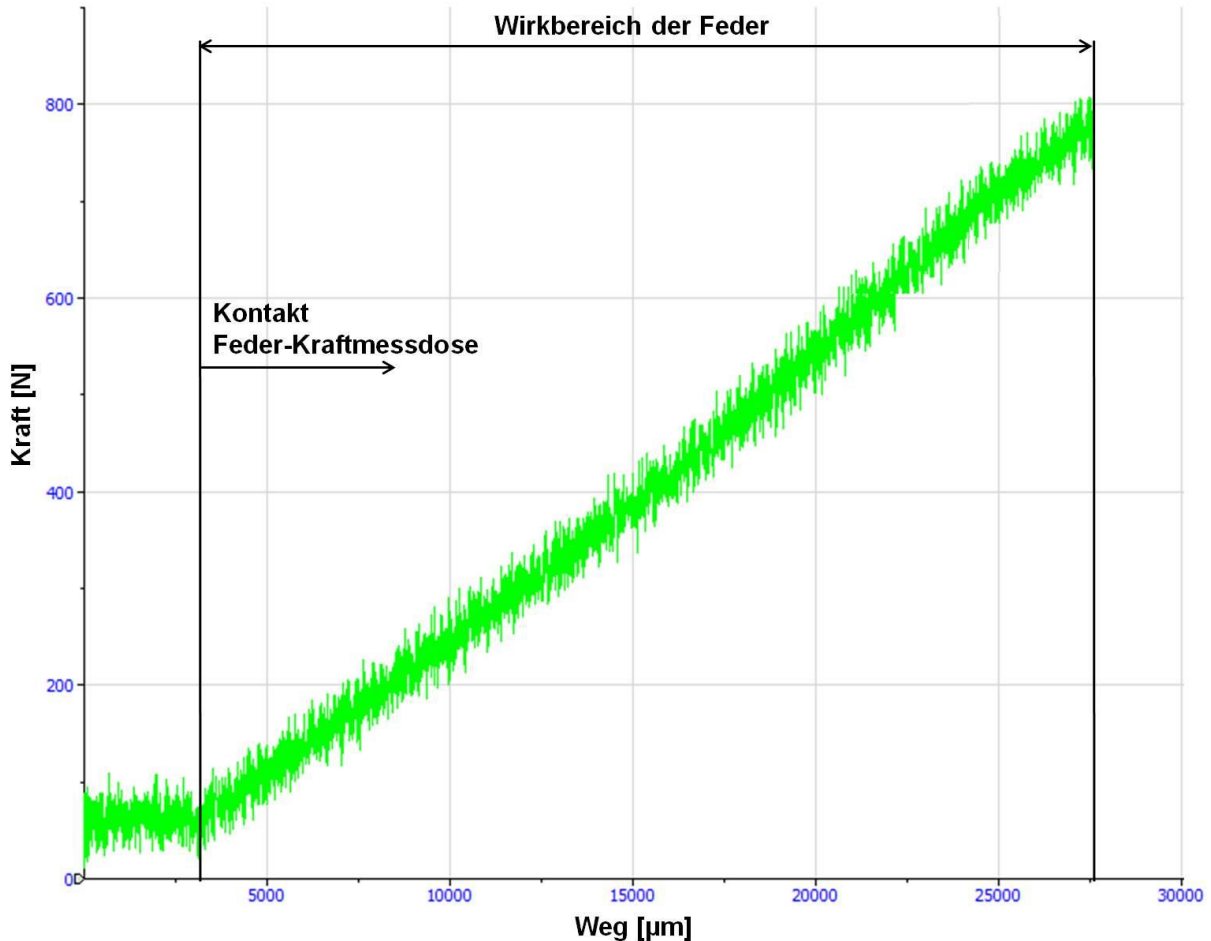


Abbildung 4.15: Federsteifigkeit Auslass unbearbeitet

In Abbildung 4.16 sieht man die Kurve bereits bearbeitet. Dabei wurde die Kurve aus Abbildung 4.15 zuerst geglättet und anschließend um einen Offset von ca. 60 N verschoben. Dieser Offset war notwendig, da die Messung nicht bei 0 beginnt. Grund dafür ist die zu überwindende Reibung in den Führungen der Hydraulikpresse. Der Verlauf der Messkurve beginnt erst nach etwa 3 mm zu steigen. Das kommt daher zustande, da es erst dann einen Kontakt zwischen der Kraftmessdose und der Feder gibt. Somit wurden die ersten 3 mm für ein definiertes Anfahren bis zum Kontakt verwendet, um etwaige Führungsspiele oder dergleichen, durch Änderung der Bewegungsrichtung, auszugleichen. Es sind auch der Wirkungsbereich und der Vorspannbereich der Ventolfeder eingezeichnet.

Man erkennt einen linearen Anstieg der Federsteifigkeit. Dies ließ sich schon durch Betrachten der Feder im ungespannten Zustand erahnen, da es sich um eine zylindrische symmetrische Feder (Kapitel 2.6.7) handelt.

Die Federsteifigkeit lässt sich durch die Beziehung

$$c = \frac{F}{\Delta s}$$

ausdrücken. Dabei ist c die Federkonstante, F die Kraft und Δs die Längenänderung. Mit dieser Beziehung zwischen Kraft und Weg konnte die Federkonstante berechnet, und die Vorspannkraft der Ventilfeeder abgelesen werden. Die Formel stammt aus dem Skriptum Maschinenelemente [22].

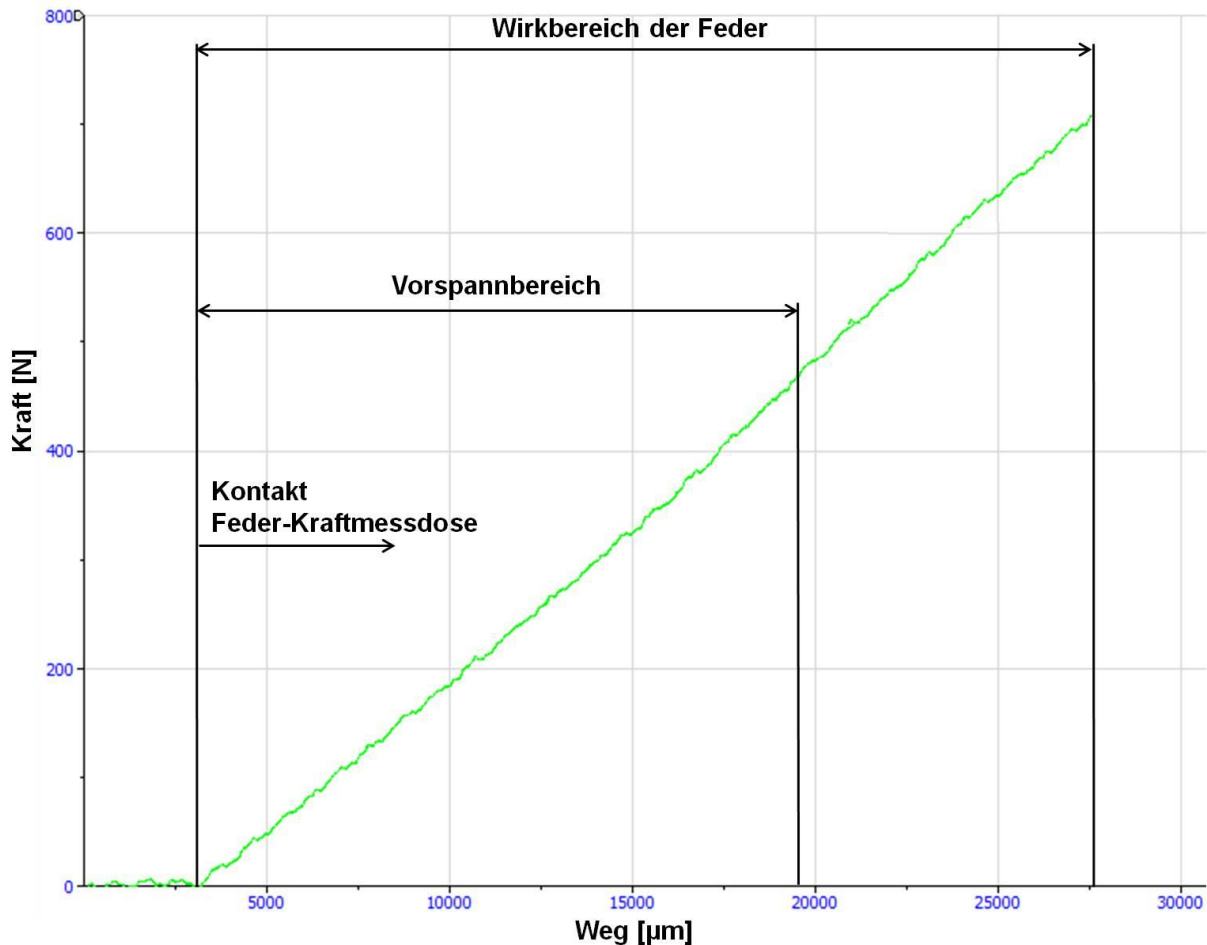


Abbildung 4.16: Federsteifigkeit Auslass bearbeitet

Abbildung 4.17 zeigt die Messung der Einlassfeder links/rechts. Nach dem Glätten und anschließendem Verschieben der Kurve um 60 N, zu sehen in Abbildung 4.18, erkennt man auch wieder einen linearen Verlauf. Dabei beginnt die Kurve erst wieder nach etwa 3mm zu steigen, was dieselbe Ursache hat welche schon bei der Auswertung der Auslassfeder beschrieben wurde. Weiters sind auch der Wirkbereich und der Vorspannbereich der Ventilfeeder eingezeichnet.

Bei den Einlassfedern links/rechts und mitte konnte man bei der Auswertung den nahezu identen Verlauf erkennen. Somit reicht es hier, nur die Auswertung einer Einlassfeder darzustellen.

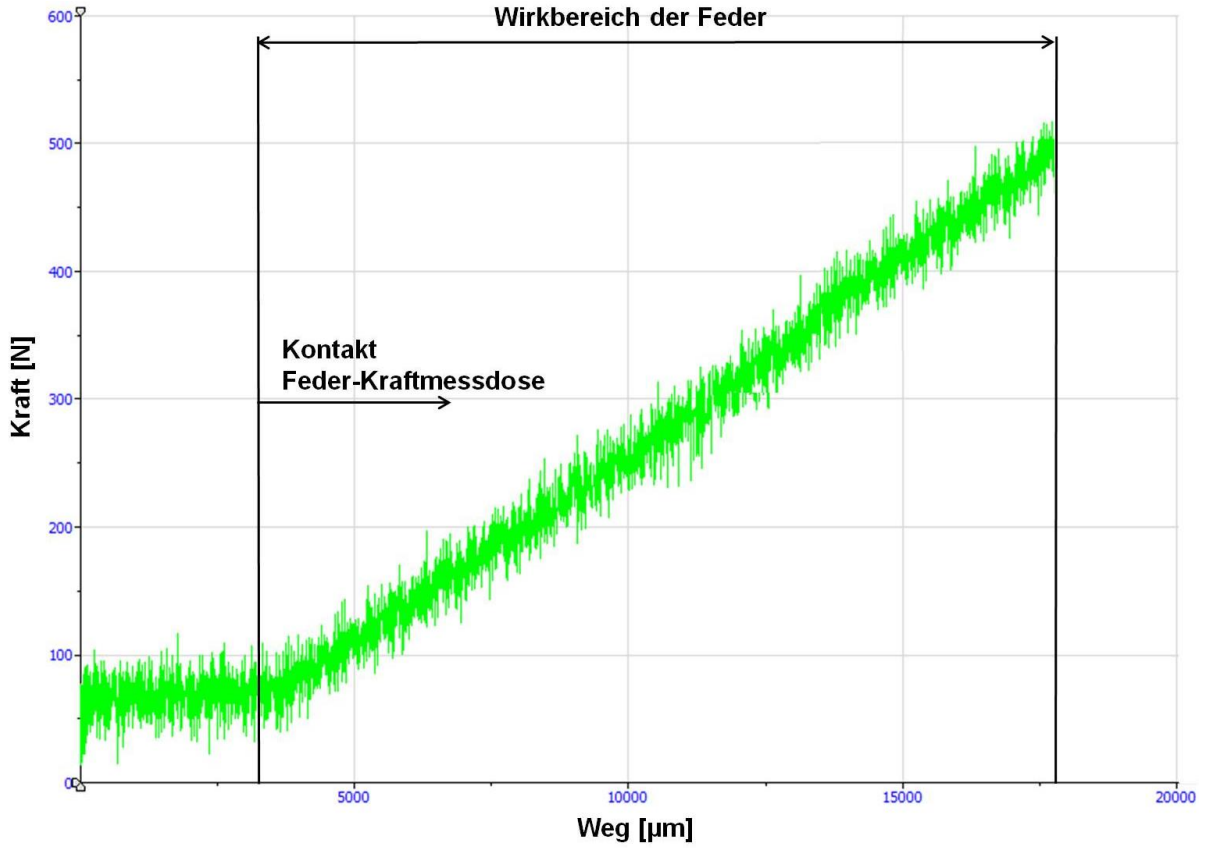


Abbildung 4.17: Federsteifigkeit Einlass links/rechts unbearbeitet

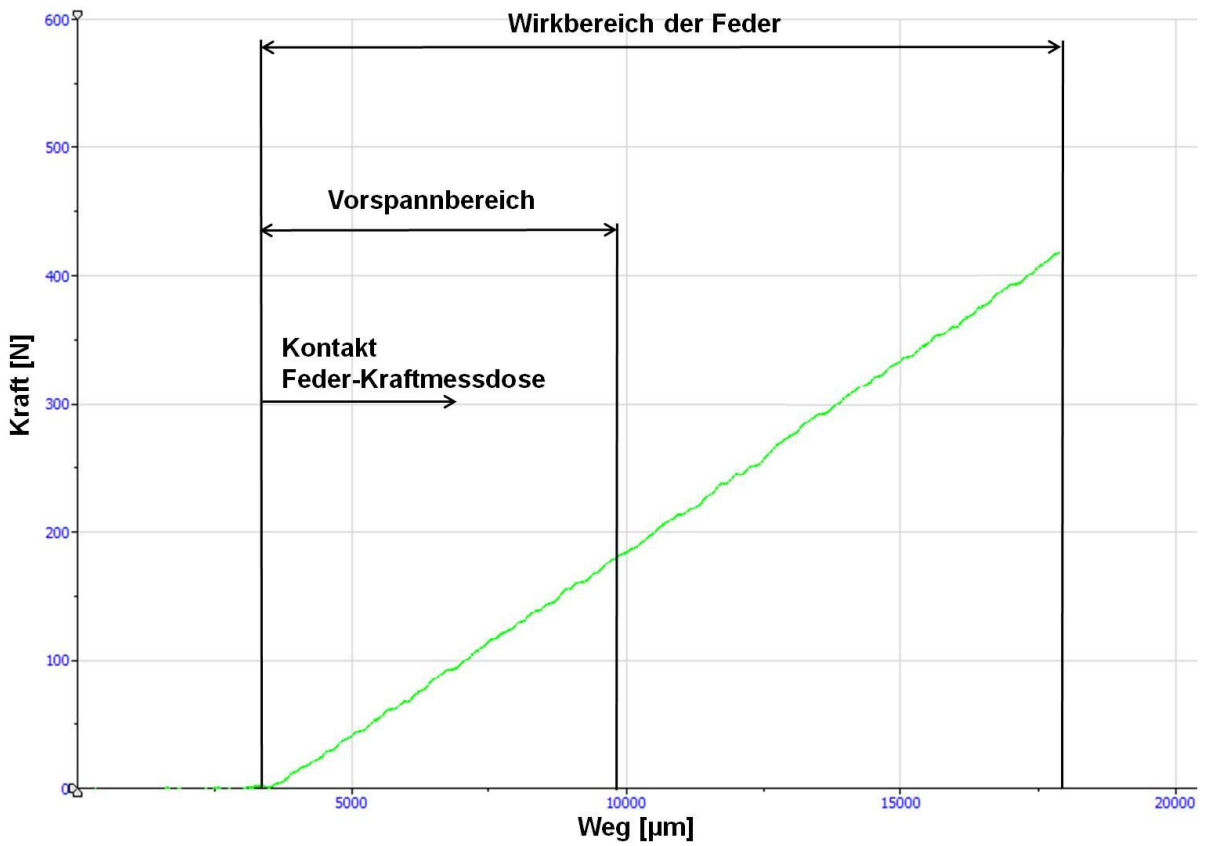


Abbildung 4.18: Federsteifigkeit Einlass links/rechts bearbeitet

Die Messergebnisse aller Ventildedern werden in Tabelle 3 dargestellt.

	Vorspannkraft [N]	Federsteifigkeit [N/mm]
Auslassfeder	467,20	28,50
Einlassfeder links/rechts	180,79	27,03
Einlassfeder mitte	175,83	27,75

Tabelle 3: Ergebnisse der Ventildedermessung

4.5 Trägheitsmoment

Für den Aufbau bzw. die Modellierung der Nockenwellen wurde das Modul Shaft Modeler in AVL EXCITE Timing Drive [24] genutzt. Dabei kann aus verschiedenen Elementen die Nockenwelle zusammengesetzt werden. Dazu müssen die Abmessungen der Nocken, der zylindrischen Schäfte, der Kettenräder und der Riemenscheibe bekannt sein. Bei den Nocken, Kettenrädern und der Riemenscheibe muss auch das Trägheitsmoment und das Gewicht angegeben werden. Dies zu berechnen wäre sehr aufwendig gewesen. Einfacher und schneller war die Methode, mit Hilfe des 3D-CAD Programms CATIA [25], das Trägheitsmoment bzw. das Gewicht auf Grund einer 3D Zeichnung berechnen zu lassen.

4.5.1 Kettenräder

Die Kettenräder (Abbildung 4.19) der Einlass- bzw. Auslassseite haben dieselben Abmessungen und somit auch dasselbe Trägheitsmoment.



Abbildung 4.19: Kettenrad

Um auf das Trägheitsmoment zu kommen, wurden die Kettenräder mit einem Messschieber vermessen und als 3D Modell in CATIA (Abbildung 4.20) konstruiert. Anschließend konnte das Trägheitsmoment bzw. das Gewicht einfach ausgegeben und

im Shaft Modeller eingegeben werden.

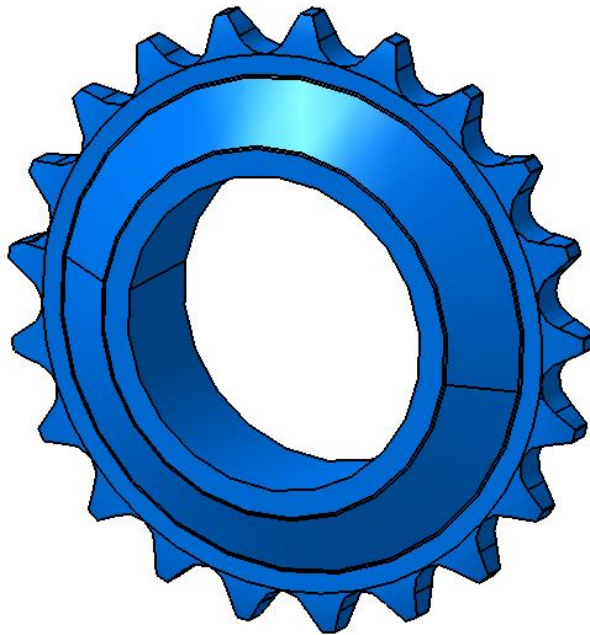


Abbildung 4.20: 3D Modell Kettenrad

4.5.2 Riemenscheibe

Wie auch bei den Kettenrädern wurde von der Riemenscheibe ebenfalls ein 3D Modell erstellt. Somit konnte das Trägheitsmoment und das Gewicht automatisch berechnet werden.

Die Riemenscheibe ist in Abbildung 4.21 und das dazugehörige 3D Modell in Abbildung 4.22 zu sehen.



Abbildung 4.21: Riemenscheibe [14]

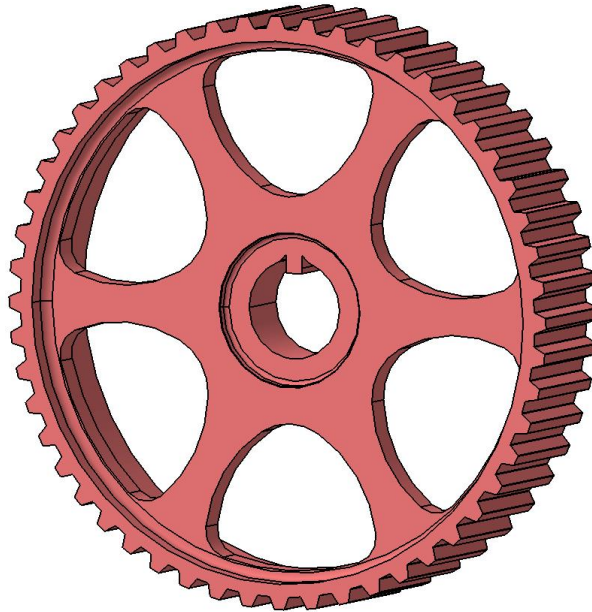


Abbildung 4.22: 3D Modell Riemenscheibe

4.5.3 Nocken

Auch bei den Nocken wurde wieder ein 3D Modell erstellt. Dabei wurden die, aus der Nockenvermessung vorhandenen Daten, mittels eines Text-files in Catia importiert. Um nun aus dieser entstandenen Punktwolke ein Volumenmodell zu erstellen, mussten alle Punkte mit einer Linie verbunden werden. Durch ein selbstprogrammiertes Makro konnte dies vollautomatisiert durchgeführt werden. Das Makro war auf Grund der großen Anzahl an Punkten notwendig.

Die Nockenkonturen von Einlass links/rechts, Einlass mitte und Auslass sind verschieden, wodurch sich auch andere Trägheitsmomente ergeben. Weiters ist die Nockenwelle an manchen Stellen innen hohl, dies ist aber nicht bei jeder Nocke der Fall. Somit musste dies auch berücksichtigt werden, was wiederum eine Änderung des Trägheitsmomentes mit sich zog.

4.5.3.1 Nocke Einlass links/rechts

In Abbildung 4.23 ist das 3D Modell der Einlassnocke links/rechts dargestellt.

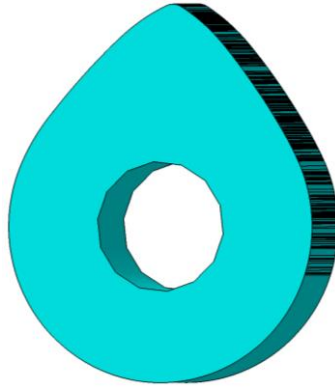


Abbildung 4.23: 3D Modell Einlassnocke links/rechts

4.5.3.2 Nocke Einlass mitte

Das 3D Modell der Einlassnocke mitte ist in Abbildung 4.24 zu sehen.

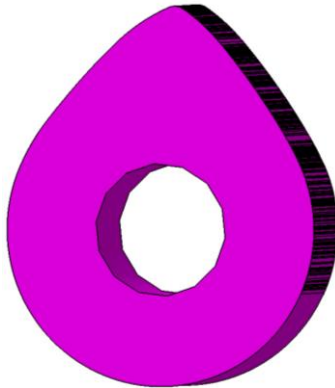


Abbildung 4.24: 3D Modell Einlassnocke mitte

4.5.3.3 Nocke Auslass

Abbildung 4.25 zeigt das 3D Modell der Auslassnocke mit Bohrung und in Abbildung 4.26 wird die Nockenwelle ohne Bohrung dargestellt.

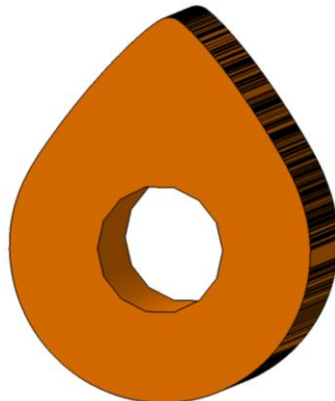


Abbildung 4.25: 3D Modell Auslassnocke mit Bohrung

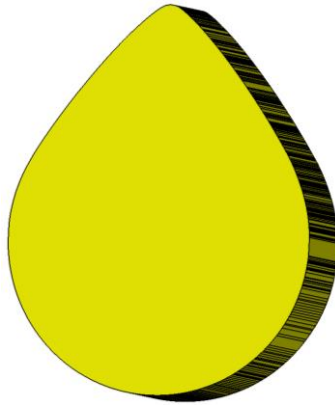


Abbildung 4.26: 3D Modell Auslassnocke ohne Bohrung

4.6 Hydrostößel

Um die benötigten Daten des Hydrostößels zu bekommen, welche von AVL Excite Timing Drive gefordert sind, wurde jeweils ein Hydrostößel der Auslass- und Einlassseite aus dem Prüfmotor ausgebaut und in seine Einzelteile zerlegt (Abbildung 4.27). All jene Daten welche die Geometrie bzw. die Abmessungen betreffen wurden mit einem Messschieber gemessen.

Die Federkraft und die Federsteifigkeit der beiden in einem Hydrostößel verbauten Federn, wurden anhand eines Datenblattes der Firma Schaeffler zur Verfügung gestellt.



Abbildung 4.27: Hydrostößel Einzelteile

4.7 Zylinderdruck

Es wurden am Prüfstand die Messwerte im ungefeuerten Betrieb ermittelt. Dennoch herrschte im Brennraum ein Druck der rein durch die Kompression entsteht. Dieser Druck ist im Modell notwendig, um die Auswirkungen dieser entstehenden Gaskraft auf die einzelnen Bauteile des Ventiltriebes zu berücksichtigen.

Um nun den Kompressionsdruck rechnerisch zu ermitteln, wurden die Annahmen des vereinfachten Vergleichsprozesses herangezogen.

Annahmen vereinfachter Vergleichsprozess [13]:

- Ladung ist ideales Gas mit konstanten Stoffwerten c_p, c_v, R
- Verbrennung mit gegebener Gesetzmäßigkeit
- Wärmedichte Wandungen
- Keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- Reibungsfreie Kompression und Expansion.

Unter diesen stark vereinfachten Annahmen kann mit Hilfe der Formel (diese stammt aus dem Skriptum Thermodynamik [13])

$$p_{(v)} = p_0 * \varepsilon^\kappa$$

ein maximaler Druck für die Kompression aus der Umgebung errechnet werden. Dabei ist p_0 der Ansaugdruck aus der Umgebung (Annahme 1 bar), ε das Verdichtungsverhältnis von 9,5:1 und κ ist der Isentropenexponent, der mit 1,4 angenommen wurde. Setzt man all diese Werte in die oben genannte Gleichung ein, bekommt man einen maximalen Druck von 23,38 bar im oberen Totpunkt.

Um nun einen möglichst realen Zylinderdruckverlauf in das Modell zu integrieren, wurde ein vorhandener Zylinderdruckverlauf auf diese 23,38 bar skaliert. Der Zylinderdruckverlauf ist in Abbildung 4.28 zu sehen.

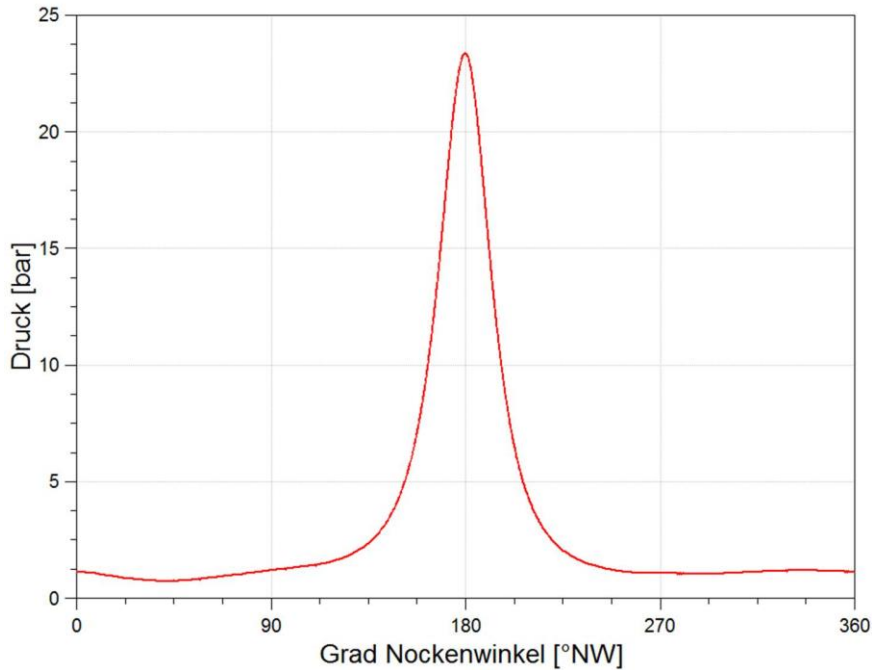


Abbildung 4.28: Zylinderdruckverlauf

4.8 Motoröl

Als Motoröl wurde ein Öl mit der Spezifikation SAE 30 verwendet. Für das Modell sind die Dichte, die Viskosität und die Ölkompressibilität des Öls von Bedeutung. Dabei wurde das Öl während der Reibleistungsmessung am Prüfstand auf eine Temperatur von 62°C konditioniert.

Die Dichte des Öls ist prinzipiell abhängig von Temperatur- und Druck (siehe Abb 4.29). Entsprechend der Messung wird die Dichte bei 62°C und bei 3 bar Versorgungsdruck verwendet.

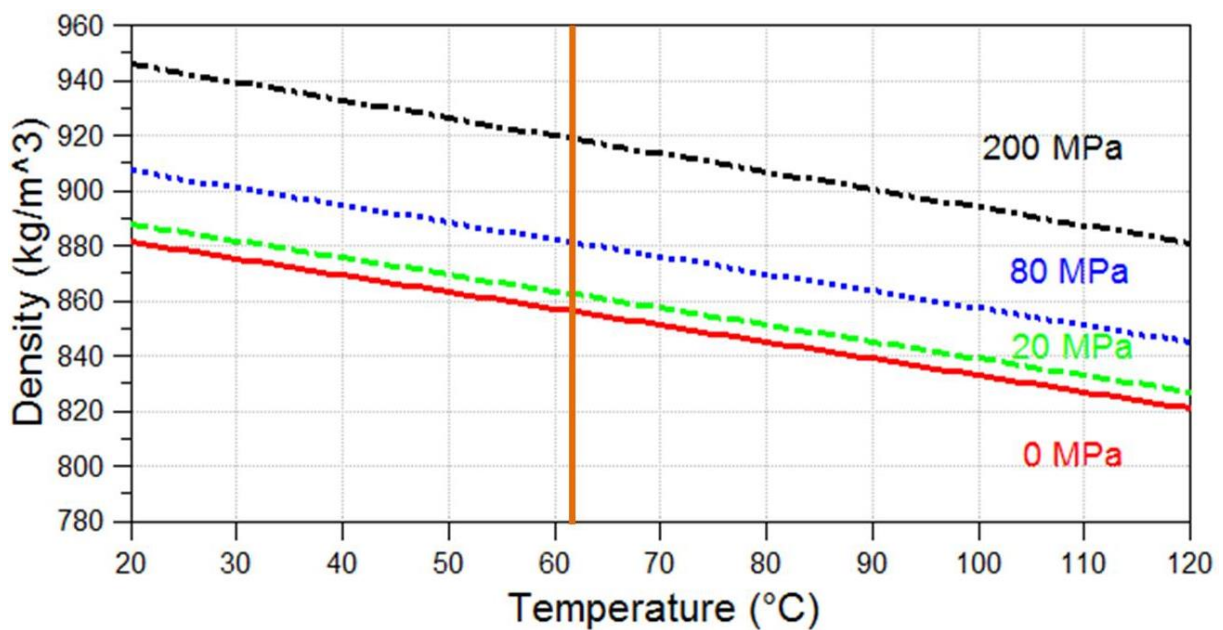


Abbildung 4.29: Dichte des Öls [15]

In Abbildung 4.30 ist die Viskosität über der Temperatur aufgetragen. Es können die selben Randbedingungen wie für die Ermittlung der Dichte verwendet werden (62°C, Versorgungsdruck).

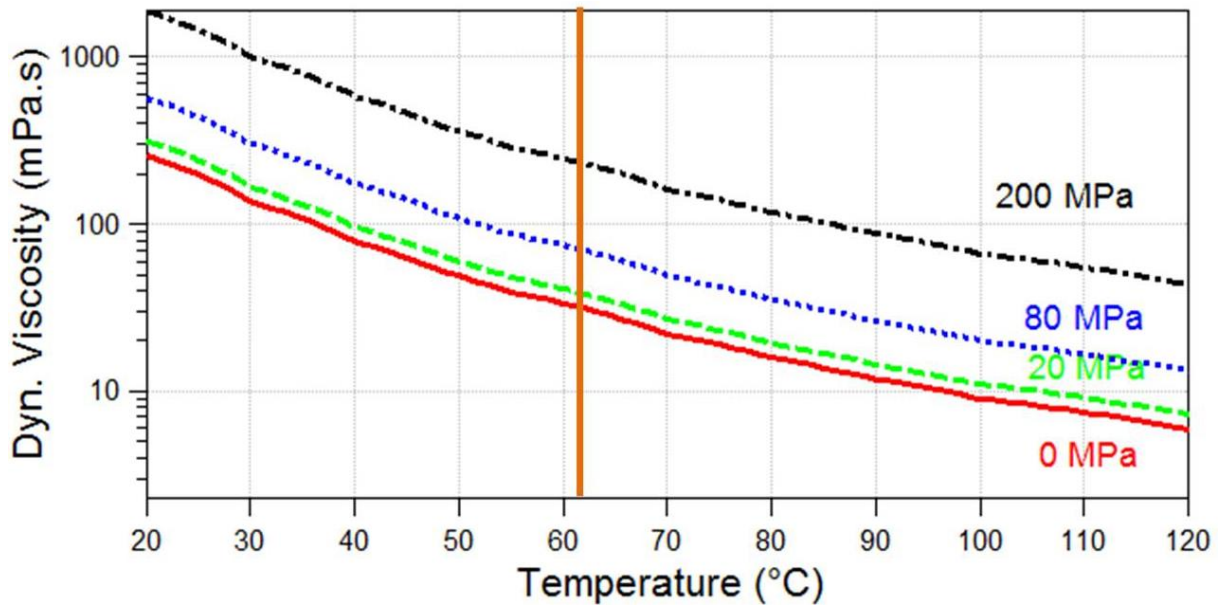


Abbildung 4.30: Viskosität des Öls [15]

Die ÖlkompRESSIBILITÄT kann mit nachstehender Formel [26] errechnet werden. Diese ist besonders für die Modellierung der Hydrostößel wichtig, da bei zu geringer ÖlkompRESSIBILITÄT der Hydrostößel nicht „verhärtet“.

$$E(p, \xi) = E_{\text{öl}} * \frac{1 + \left(\frac{1\text{bar}}{p + 1\text{bar}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} * \xi}{1 + \left(\frac{1\text{bar}}{p + 1\text{bar}}\right)^{\frac{1}{\kappa}} * \xi * \frac{E_{\text{öl}}}{\kappa * (p + 1\text{bar})}}$$

In der Formel wird mit $E_{\text{öl}}$ der E-Modul des Öls, κ der Adiabatenkoeffizient, ξ der Luftgehalt im Öl und mit p der Druck im Hochdruckraum bezeichnet.

In EXCITE Timing Drive ist ein Modul zur Berechnung des Kompressionsmoduls implementiert. Das daraus resultierende Diagramm ist in Abbildung 4.31 dargestellt.

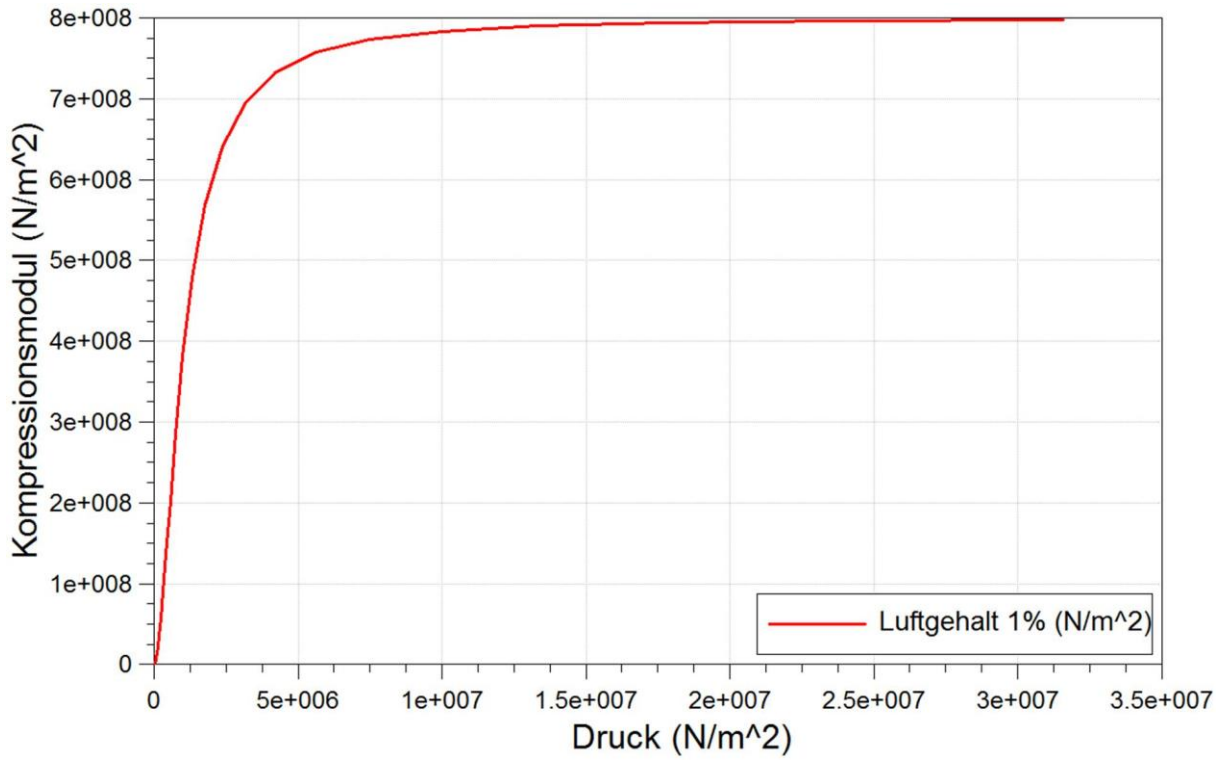


Abbildung 4.31: Ölkompessibilität

5 Modell in EXCITE Timing Drive

Das Modell des Ventiltriebs wurde mit Hilfe des Programms EXCITE Timing Drive von AVL modelliert. Dabei kann mit Hilfe verschiedener, vom Programm selbst zur Verfügung gestellter Elemente, ein einzelner Ventiltrieb oder ein kompletter Ventiltrieb mit mehreren Zylindern und Nockenwellen modelliert werden. Der Ventiltrieb wird als eindimensionales System modelliert.

Bei EXCITE Timing Drive handelt es sich um ein Mehrkörpersimulationsprogramm, welches auf Starrkörpern basiert. Wobei man die Aufteilung eines Körpers als Einzelmasse oder die Aufteilung in mehrere Einzelmassen und Steifigkeitselemente als Starrkörper versteht. Dadurch kann die Torsion und die Biegung von Wellen abgebildet werden. [16]

Mit Hilfe der Simulation können dynamische Probleme wie das Wiederöffnen der Ventile, Kontaktverluste zwischen den Elementen oder Ventildervibrationen untersucht werden.

Resultate der dynamischen Simulation sind [17]:

- Hübe, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aller Elemente
- Kräfte und Momente zwischen den Elementen
- Ventilsitzkräfte
- Ventilkontaktkräfte
- Dynamisches Verhalten von Federn
- Druck in hydraulischen Elementen
- Biege- und Torsionsschwingungen von Wellen
- Dynamische Kräfte in Riemen- und Kettentrieben
- Kräfte und Impulse in Zahnradgetrieben

5.1 Gesamter Ventiltrieb

Dabei ist in Abbildung 5.1 der komplette in EXCITE Timing Drive modellierte Ventiltrieb des Prüfmotors dargestellt. Bei dem Prüfmotor handelt es sich um einen 4-Zylinder Motor mit 5 Ventilen. Die Verbindung von Einlass- und Auslassnockenwelle wird über einen Kettentrieb realisiert.

Es wurde eine Auslassnockenwelle, welche von der Kurbelwelle angetrieben wird, mit jeweils 2 Nocken pro Zylinder modelliert. An der Einlassnockenwelle befinden sich pro Zylinder 3 Nocken. Diese wird über den Kettentrieb von der Auslassnockenwelle angetrieben.

In Abbildung 5.1 ist in blau die Auslassseite, in grün die Einlassseite und in rot der Kettentrieb eingerahmt.

Ventiltrieb

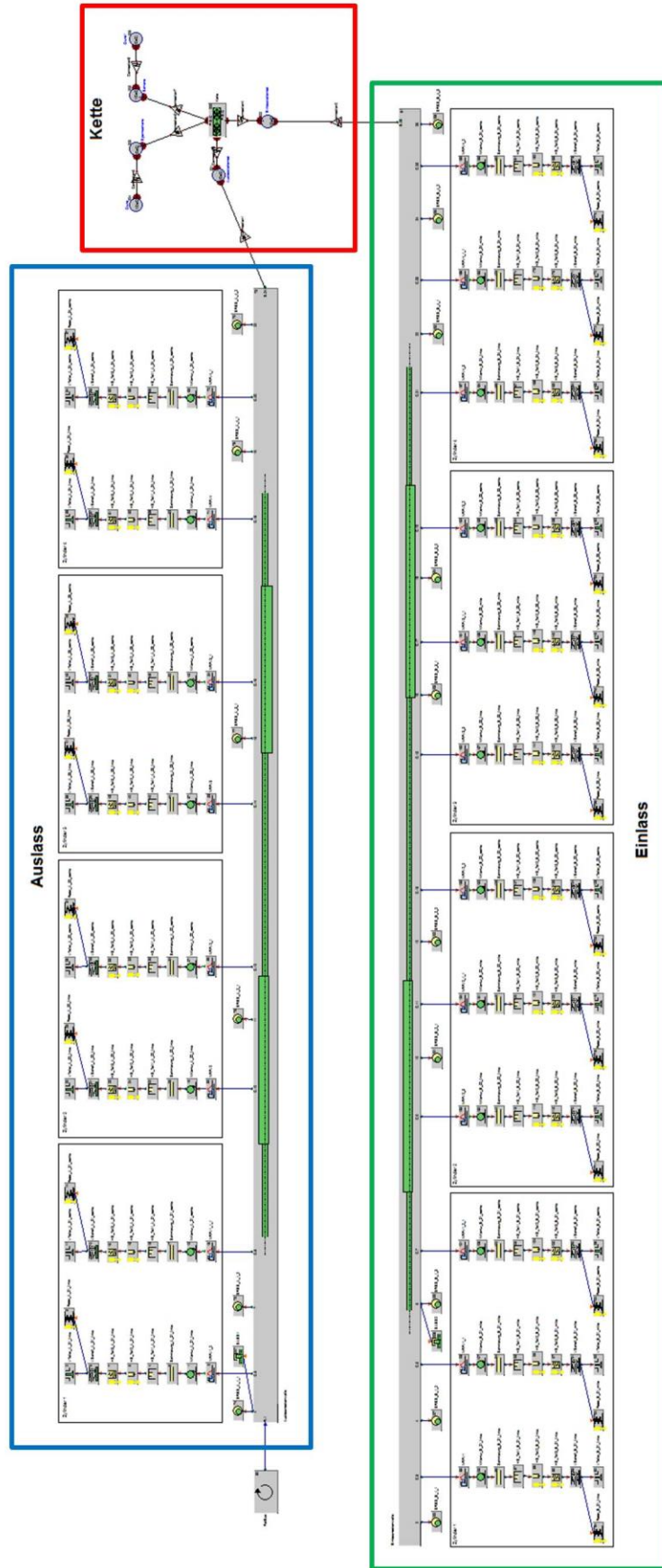


Abbildung 5.1: Gesamter Ventiltrieb

5.2 Nockenwellen

Mit Hilfe des Shaft Modeler konnten die Nockenwellen modelliert werden. Dazu können die Nockenwellen aus einzelnen Elementen zusammengesetzt werden. Es gibt zylindrische, abgesetzte und konische Schäfte, sowie Nocken und diverse Antriebs- bzw. Abtriebs-elemente wie Kettenrad und Riemenscheibe. Es müssen die Abmessungen und Trägheitsmomente sowie Gewichte der Elemente bekannt sein.

In Abbildung 5.2 ist die die modellierte Auslassnockenwelle und in Abbildung 5.3 die Einlassnockenwelle dargestellt.

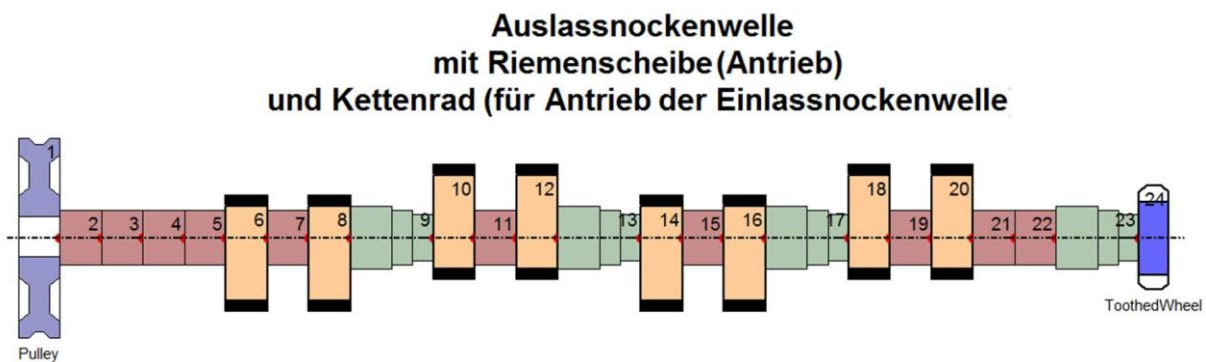


Abbildung 5.2: Auslassnockenwelle

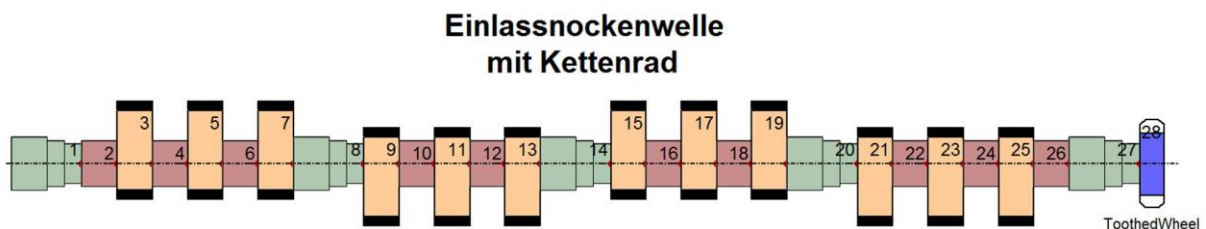


Abbildung 5.3: Einlassnockenwelle

Folgende Elemente wurden für die Modellierung der Nockenwellen verwendet.

5.2.1 Zylindrischer Schaft

Dieses Element stellt einen zylindrischen Schaft dar (Abbildung 5.4), der wahlweise mit einer Bohrung versehen werden kann. Es müssen die Abmessungen hinsichtlich Durchmesser und Länge angegeben werden.

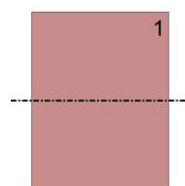


Abbildung 5.4: Zylindrischer Schaft

5.2.2 Abgesetzter Schaft

Anstatt der Aneinanderreihung einzelner zylindrischer Schäfte kann ein abgesetzter Schaft (Abbildung 5.5) als kompaktes einzelnes Element verwendet werden. Dabei sind wieder die Durchmesser und Längen im Element zu hinterlegen.

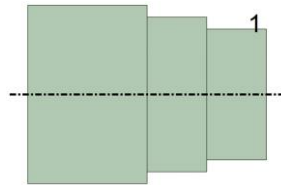


Abbildung 5.5: Abgesetzter Schaft

5.2.3 Nocke

Dieses Element stellt eine Nocke (Abbildung 5.6) dar, wobei der Grundkreisdurchmesser der Nocke, die Kontaktbreite, das Gewicht und das Trägheitsmoment benötigt werden.



Abbildung 5.6: Nockenelement

5.2.4 Riemenrad

Mit diesem Element wird das Riemenrad (Abbildung 5.7) dargestellt. In diesem Modell wird es als Antrieb der Auslassnockenwelle benötigt. Es müssen das Trägheitsmoment und die Masse angegeben werden.

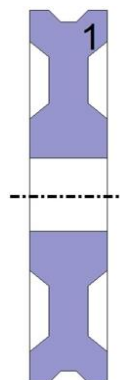


Abbildung 5.7: Riemenrad

5.2.5 Kettenrad

Als letztes Element wurde das Kettenrad verbaut, zu sehen in Abbildung 5.8. Wie auch beim Riemenrad müssen das Trägheitsmoment und die Masse angegeben werden.

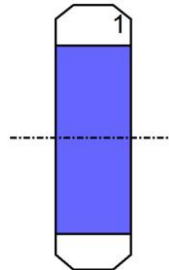


Abbildung 5.8: Kettenrad

5.2.6 Nockenwellenlagerung

Für die Lagerung der Nockenwelle bzw. auch um die Zylinderkopfsteifigkeit im Modell zu integrieren, werden die folgenden Elemente verwendet. Dabei handelt es sich um ein Radiallager (Abbildung 5.9) und ein Axiallager (Abbildung 5.10).



Abbildung 5.9: Radiallager

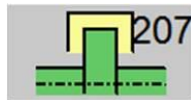


Abbildung 5.10: Axiallager

5.2.7 Antrieb

Mit dem Element Antrieb (Abbildung 5.11) kann der Ventiltrieb bzw. bei diesem Modell das Kettenrad der Auslassnockenwelle angetrieben werden. Dazu benötigt man die Motordrehzahl und das Übersetzungsverhältnis von Nockenwellendrehzahl zu Kurbelwellendrehzahl.



Abbildung 5.11: Antrieb

5.3 Einzelventiltrieb

In Abbildung 5.12 ist ein einzelner Ventiltrieb, in diesem Fall die Einlassseite des Prüfmotors dargestellt. Dabei ist der Einzelventiltrieb für die Einlass- und Auslassseite

te vom Aufbau her ident; dieser unterscheidet sich lediglich durch die Größe einzelner Parameter in den verschiedenen Elementen, z.B. Ventilsteifigkeit, Ventiltellergröße oder Massen verschiedener Bauteile.

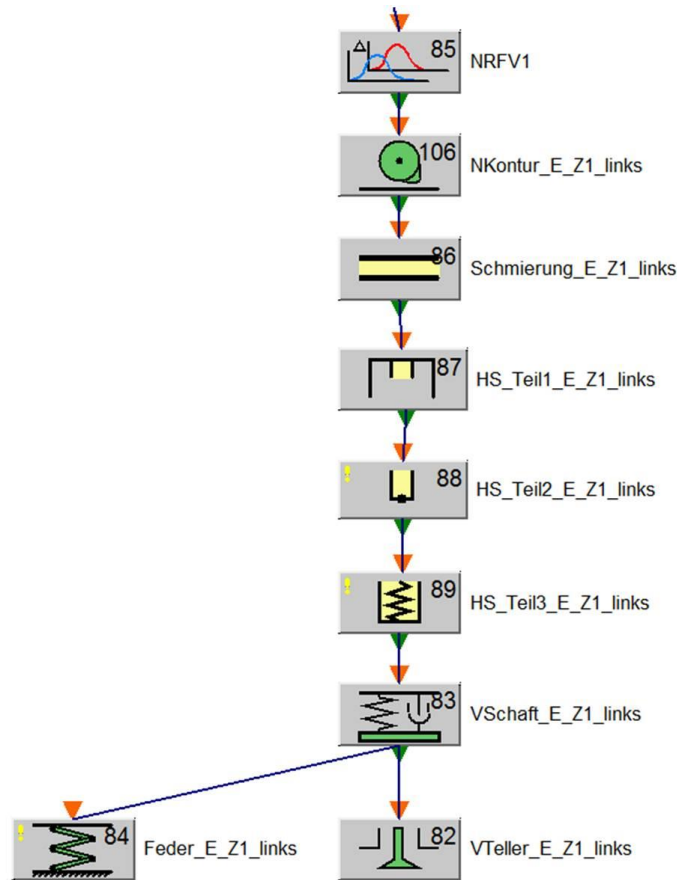


Abbildung 5.12: Einzelventiltrieb

Die verwendeten Elemente und eine kurze Beschreibung dieser Elemente werden in den nachstehenden Unterpunkten erörtert.

5.3.1 Verbindungselement

Dieses wird benötigt, um die Nockenwelle bzw. ein Schaftelement mit dem Ventiltrieb zu verbinden, zu sehen in Abbildung 5.13. Man kann darin die Steuerzeiten des Ventiltriebs hinterlegen.

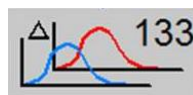


Abbildung 5.13: Verbindungselement

5.3.2 Nockenkontur

In diesem Element (Abbildung 5.14) wird die Kontur der Nocke hinterlegt. Dazu müssen der Grundkreisradius und die exakte Kontur bekannt sein, da diese einen großen Einfluss auf die Dynamik im Ventiltrieb haben.

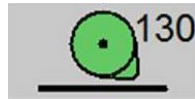


Abbildung 5.14: Nockenkontur

5.3.3 Schmierung

Damit kann Auskunft über die Schmierfilmdicke zwischen Nocke und Nockenfolger, sowie deren Druckkräfte gegeben werden. Es werden dazu Öl-daten, die Art des Nockenfolgers und deren Abmessungen benötigt. Dieses Element ist in Abbildung 5.15 zu sehen.

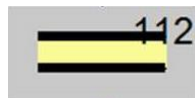


Abbildung 5.15: Schmierung

5.3.4 Hydrostößel

Um einen Hydrostößel zu modellieren werden drei Elemente benötigt, dargestellt in Abbildung 5.16. In diesen Elementen müssen neben der Masse, Steifigkeit und Geometrie des Hydrostößels, auch diverse Öl-daten hinterlegt werden. Bei den Öl-daten ist der Kompressionsmodul des Öls (bulk modulus) sehr wichtig. Des Weiteren müssen die Vorspannung der Federn im Hydrostößel und Parameter für die Reibung angegeben werden.

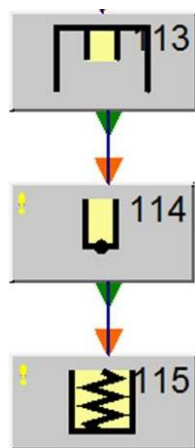


Abbildung 5.16: Hydrostößel

5.3.5 Ventil

Das Ventil wird in zwei Elemente geteilt. Dabei kann je nach Belieben das Ventil län-genmäßig z.B. halbiert werden. Jeweils eine Hälfte des Ventils wird dem Ventilschaft und die andere Hälfte dem Ventilteller zugeordnet.

Dabei wird der Ventilschaft mit Hilfe eines Feder-Dämpfer-Elements (Abbildung 5.17) modelliert. Dazu müssen die Masse und die Steifigkeit angegeben werden. Es können auch Reibungsparameter angegeben werden.



Abbildung 5.17: Ventilschaft

Für die Modellierung des Ventiltellers ist ein Element implementiert, welches in Abbildung 5.18 zu sehen ist. Dabei können die Masse, die Steifigkeit des Ventiltellers und des Ventilsitzes angegeben werden. Reibungsparameter zwischen Ventilsitz und Ventilteller als auch zwischen Ventilteller und z.B. Ventilführung können hinterlegt werden. Weiters kann ein Zylinderdruck, welcher auf das Ventilteller wirkt, gespeichert werden.

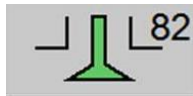


Abbildung 5.18: Ventilteller

5.3.6 Ventilfeeder

Um die Ventilfeeder zu modellieren, wird das in Abbildung 5.19 dargestellte Element benötigt. Es müssen die Vorspannkraft, die Federsteifigkeit und die Masse bekannt sein.

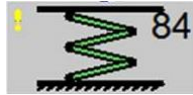


Abbildung 5.19: Ventilfeeder

5.4 Kettentrieb

Die Implementierung eines Kettentriebs war notwendig, da die Auslassnockenwelle die Einlassnockenwelle durch einen Kettentrieb antreibt. Um dies zu realisieren, wurden die Kettenräder von Einlass- und Auslassnockenwelle des Shaft Modelers mit Elementen (Massenpunkte) verbunden, welche den Schwerpunkt dieser Kettenräder darstellen. Diese Elemente sind in Abbildung 5.20 mit Auslass- und Einlasskettenrad in blau geschrieben, dargestellt.

Die beiden Schwerpunkte der Kettenräder können mit dem Element Kette verbunden werden. In dem Element Kette werden alle Kettenrelevanten Daten gespeichert. Dazu müssen die einzelnen Kettenglieder hinsichtlich Abmessungen, Gewichte, Anzahl der Kettenglieder und Trägheitsmoment, um nur einige Parameter zu nennen, bekannt sein bzw. vermessen werden.

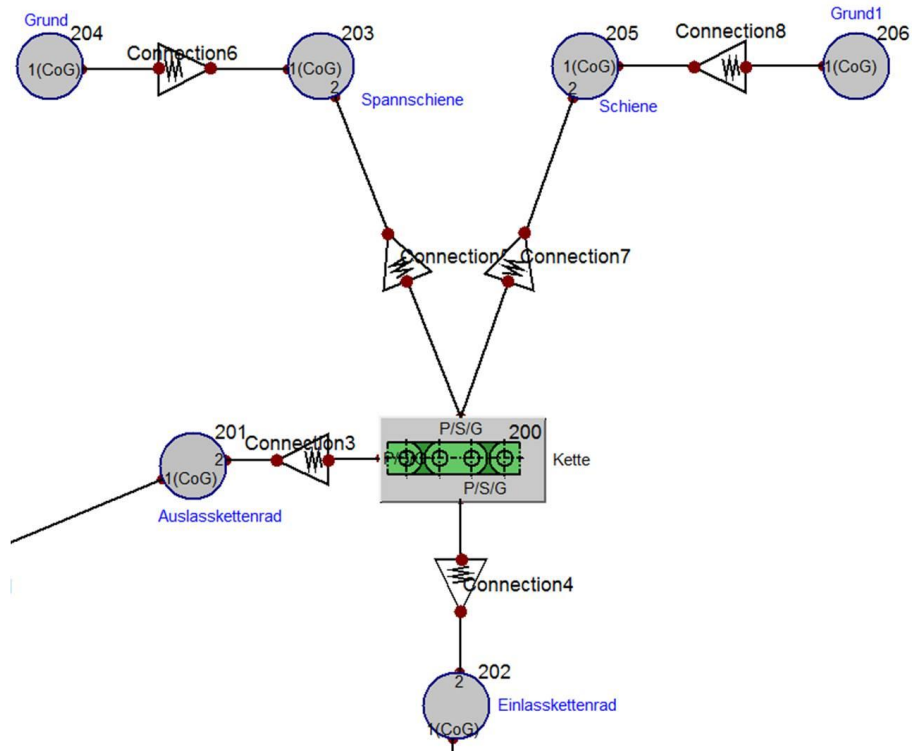


Abbildung 5.20: Kettentrieb EXCITE Timing Drive

Um den Kettenspanner modellieren zu können müssen die Schienen, auf denen die Kette läuft bzw. die die Kette durch Verschiebung unter Spannung halten, hinsichtlich deren Geometrie und Lage bekannt sein. Es können in EXCITE Timing Drive Konturdaten hinterlegt werden und den jeweiligen Massenpunkten, in diesem Modell mit Spannschiene und Schiene in blau geschrieben, zu gewiesen werden.

Nach kompletter und richtiger Bedatung aller Elemente des Kettentriebs kann ein 3D Modell erstellt werden. In Abbildung 5.21 ist der Kettentrieb des Prüfmotors mit den beiden Kettenrädern und den Spannschienen dreidimensional dargestellt.

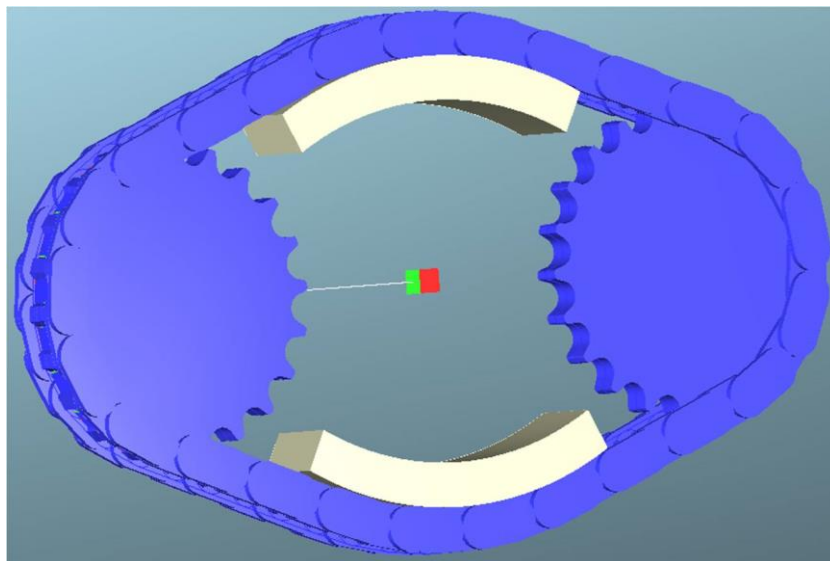


Abbildung 5.21: Kettentrieb 3D Modell

Für die Modellierung des Kettentriebes wurden folgende Elemente verwendet.

5.4.1 Kette

Das Element Kette (Abbildung 5.22) wurde für die Modellierung der Kette verwendet. Dabei müssen die Abmessungen der Kettenglieder sowie deren Trägheitsmomente bekannt sein. Auch werden die Zähnezahlen der Kettenräder, die Vorspannung der Kette und die Anzahl der Kettenglieder hinterlegt.

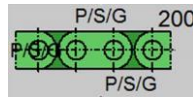


Abbildung 5.22: Kette

5.4.2 Massenpunkt

Dieses Element Massenpunkt (Abbildung 5.23) wurde verwendet, um darin die Konturen der Schiene bzw. Spannschiene zu hinterlegen und sie stellen auch den Schwerpunkt des Kettenrades dar.

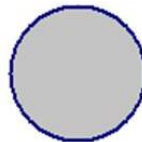


Abbildung 5.23: Massenpunkt

5.5 Ausführungsbeispiele

In den nachstehenden Abbildungen werden verschiedene Arten von Einzelventiltrieben und die dazugehörige Modellierung mit Hilfe von AVL Timing Drive dargestellt.

In Abbildung 5.24 ist ein Ventiltrieb mit obenliegender Nockenwelle und einem mechanischen Stößel dargestellt.

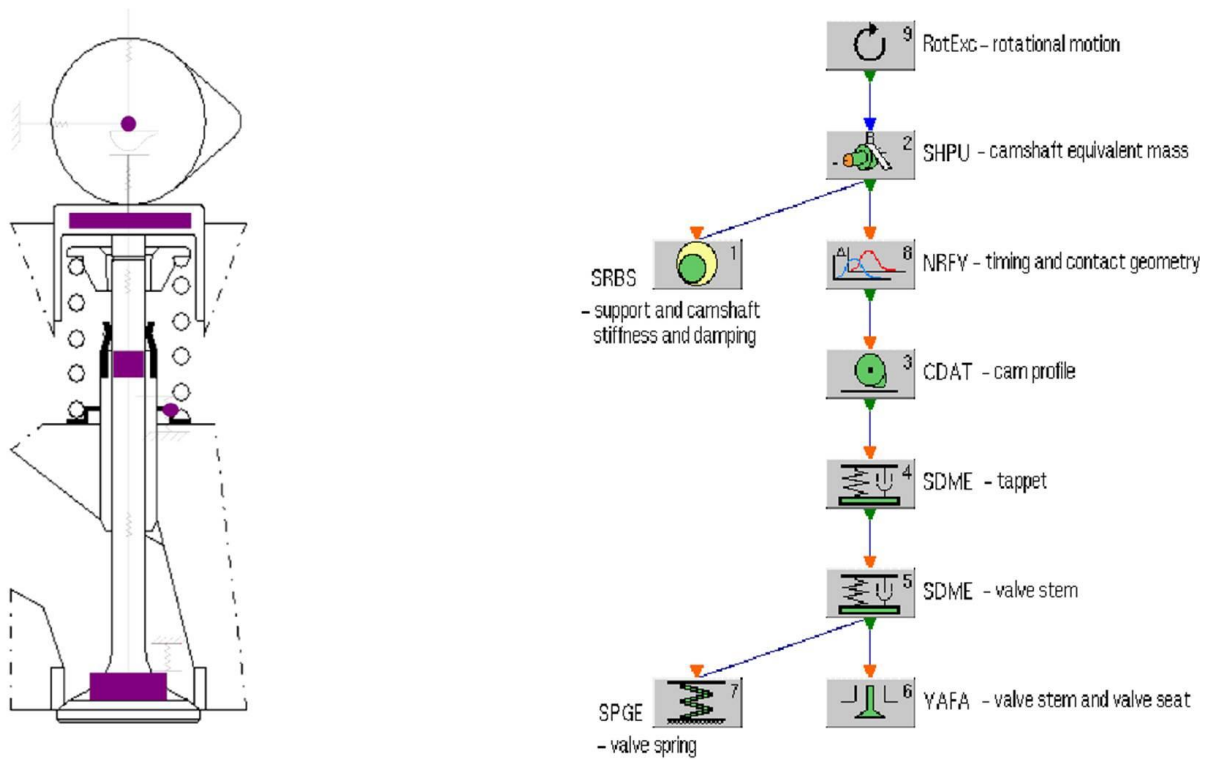


Abbildung 5.24: OHC Ventiltrieb mit Stößel [17]

Ein Ventiltrieb mit obenliegender Nockenwelle und einem Kipphebel ist in Abbildung 5.25 dargestellt.

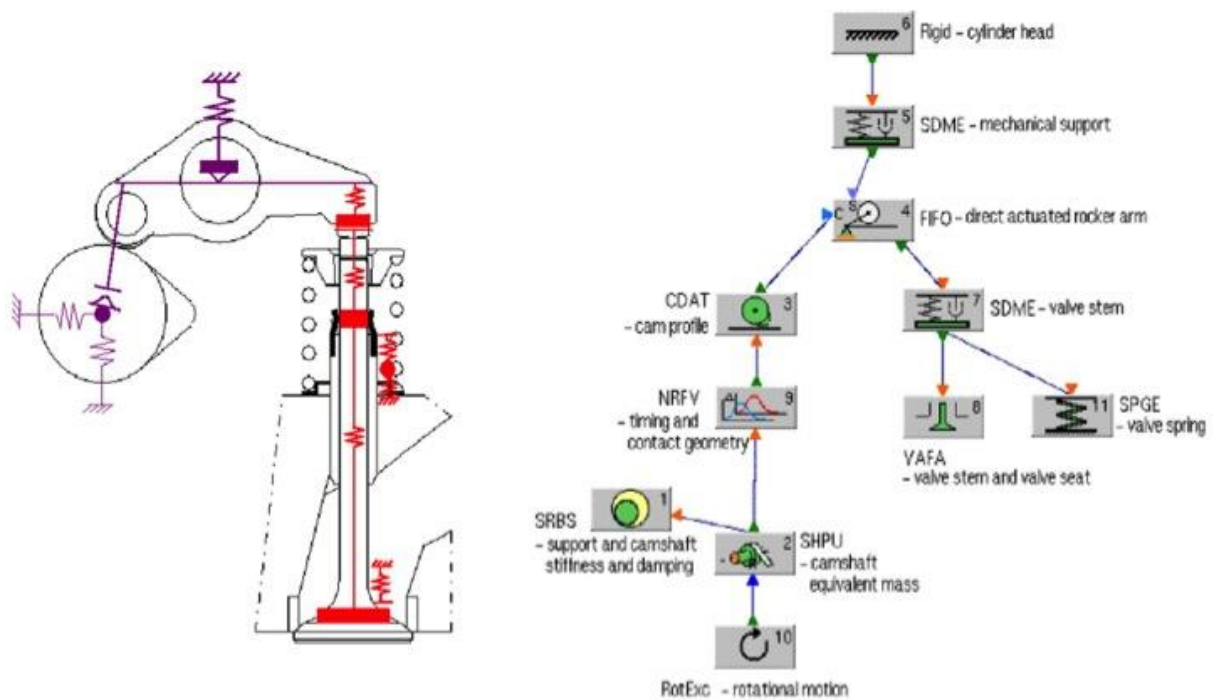


Abbildung 5.25: OHC Ventiltrieb mit Kipphebel [17]

In Abbildung 5.26 ist ein Ventiltrieb mit obenliegender Nockenwelle mit Schleppebel dargestellt. Weiters besitzt dieser Ventiltrieb eine hydraulische Spieleinstellung.

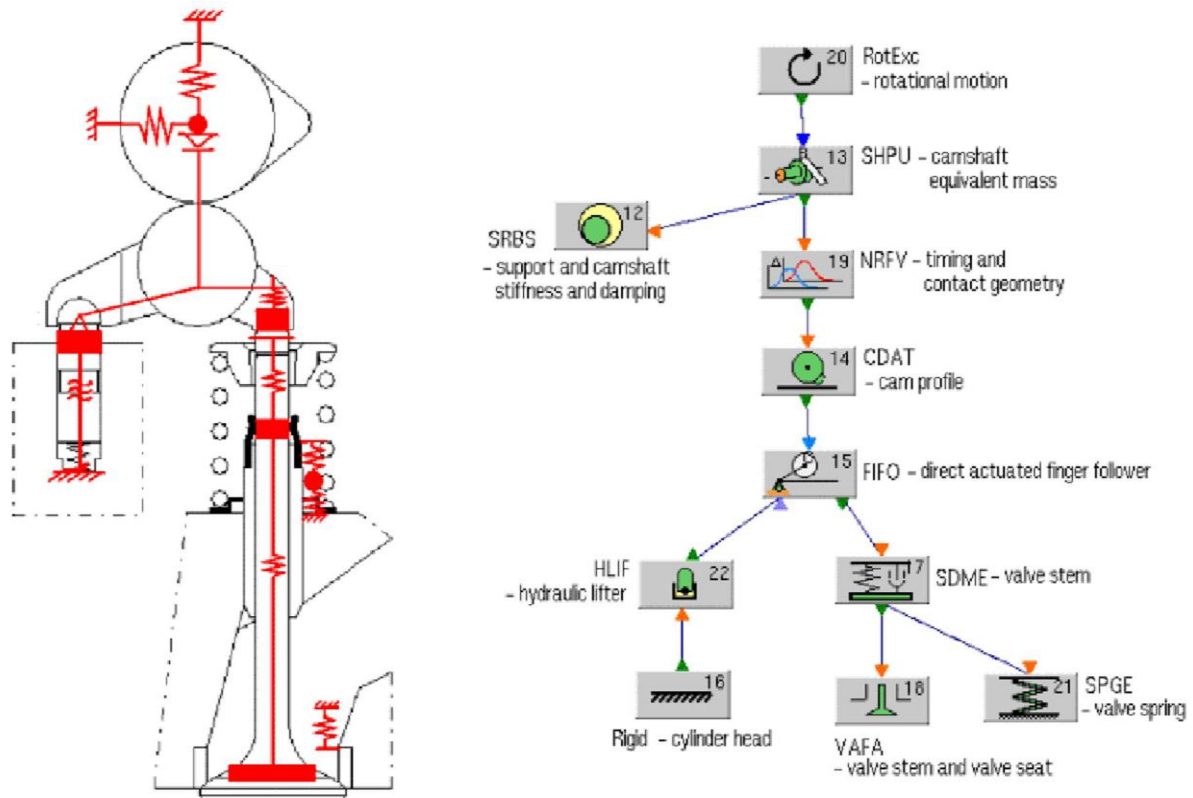


Abbildung 5.26: OHC Ventiltrieb mit Schleppebel [17]

Als letzte Ausführung wird ein Rollenstößel mit Stößelstange und Kipphebel dargestellt, zu sehen in Abbildung 5.27.

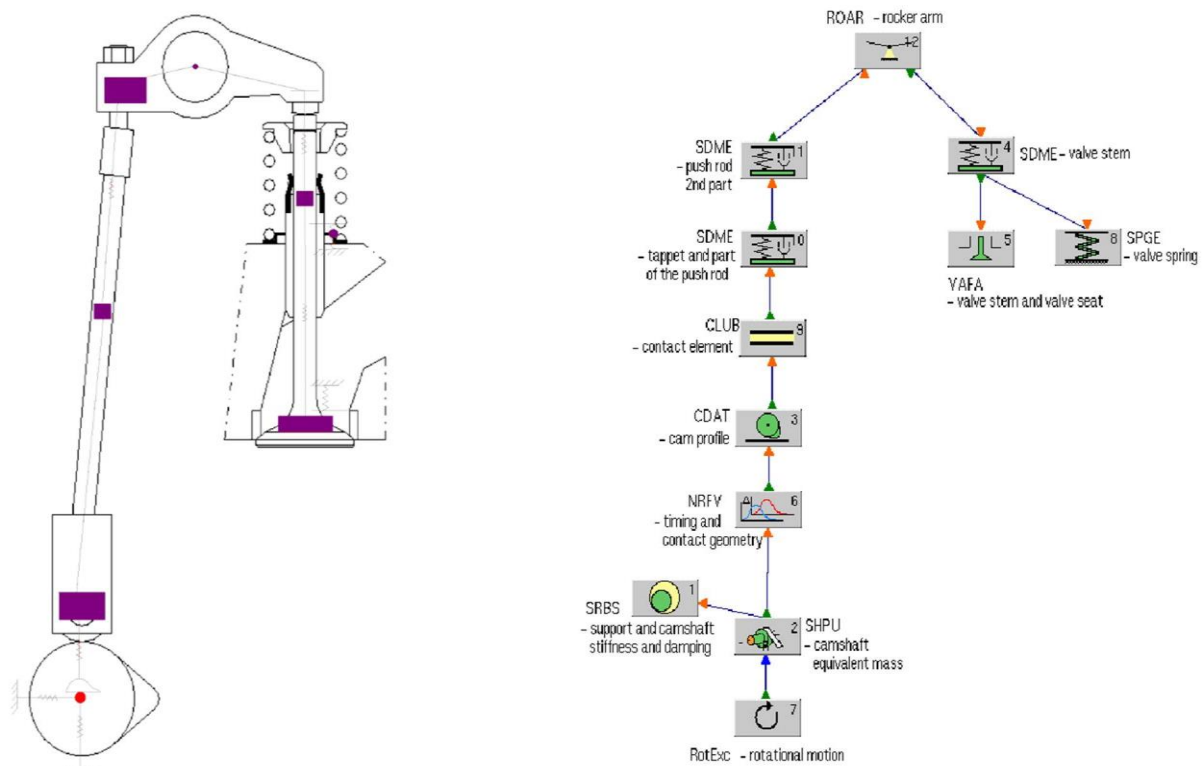


Abbildung 5.27: Ventiltrieb mit Rollenstößel, Stößelstange und Kipphebel [17]

6 Simulationsergebnisse

In allen folgenden Diagrammen in denen das Drehmoment dargestellt ist, wird die Ausgangsbasis immer mit einer roten Kurve dargestellt.

Um numerische Abweichungen durch das Einschwingverhalten der Simulation zu minimieren, wird prinzipiell im Folgenden erst der dritte Zyklus verwendet.

6.1 Ausgangsbasis

In Abbildung 6.1 ist der Drehmomentverlauf der Ausgangsbasis, sprich der Simulation, dargestellt. Dieser Verlauf kann mit dem Drehmomentverlauf der Reibleistungsmessung verglichen werden, welcher in Abbildung 6.2 dargestellt ist. Dabei können auf Grund des Messaufbaus nur die Minima und Maxima sowie das mittlere Reibmoment verglichen werden.

Das mittlere Reibmoment von $13,7 \pm 0,4$ Nm (=3% Fehler) wurde am Prüfstand ermittelt. Die Simulation ergab ein Reibmoment von 13,7203 Nm.

Durch die 4 Peaks lässt sich erkennen, dass es sich um einen 4-Zylinder Motor handelt, also während einer Umdrehung der Nockenwelle entsprechend der Zündreihenfolge sich je ein Zylinder in der Kompressionsphase befindet.

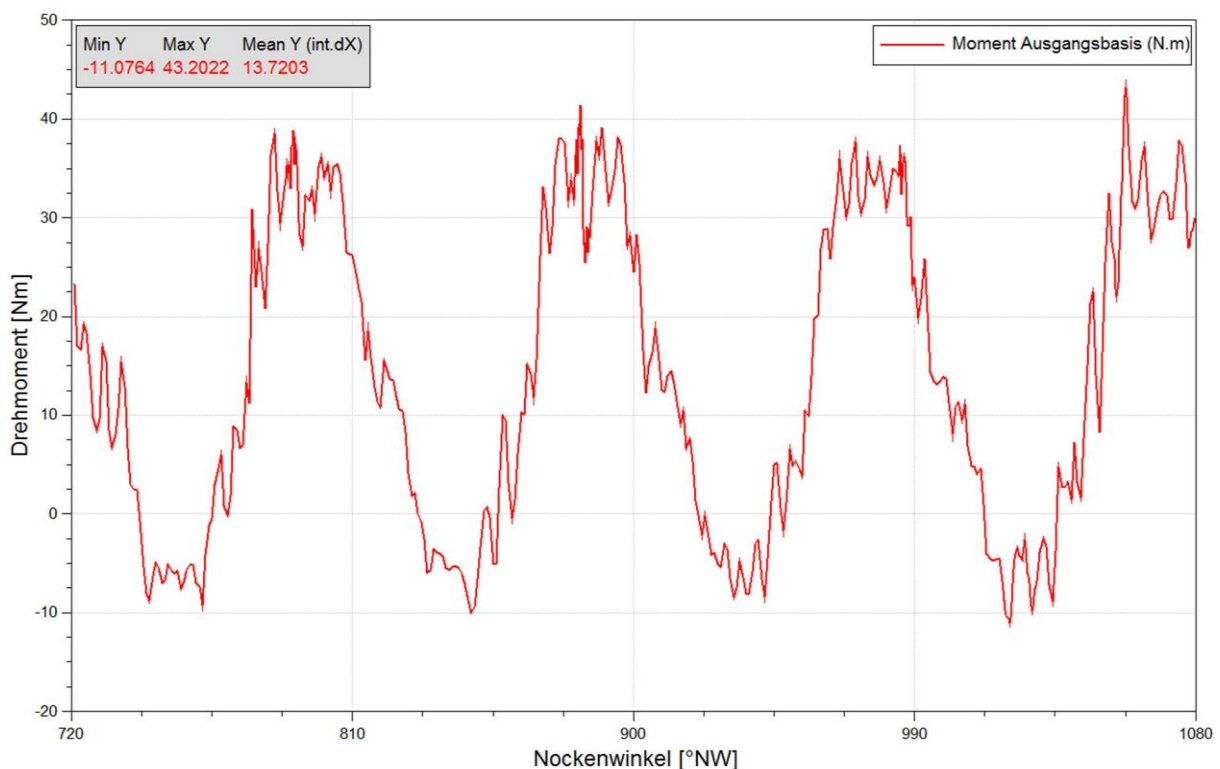


Abbildung 6.1: Drehmomentverlauf Ausgangsbasis

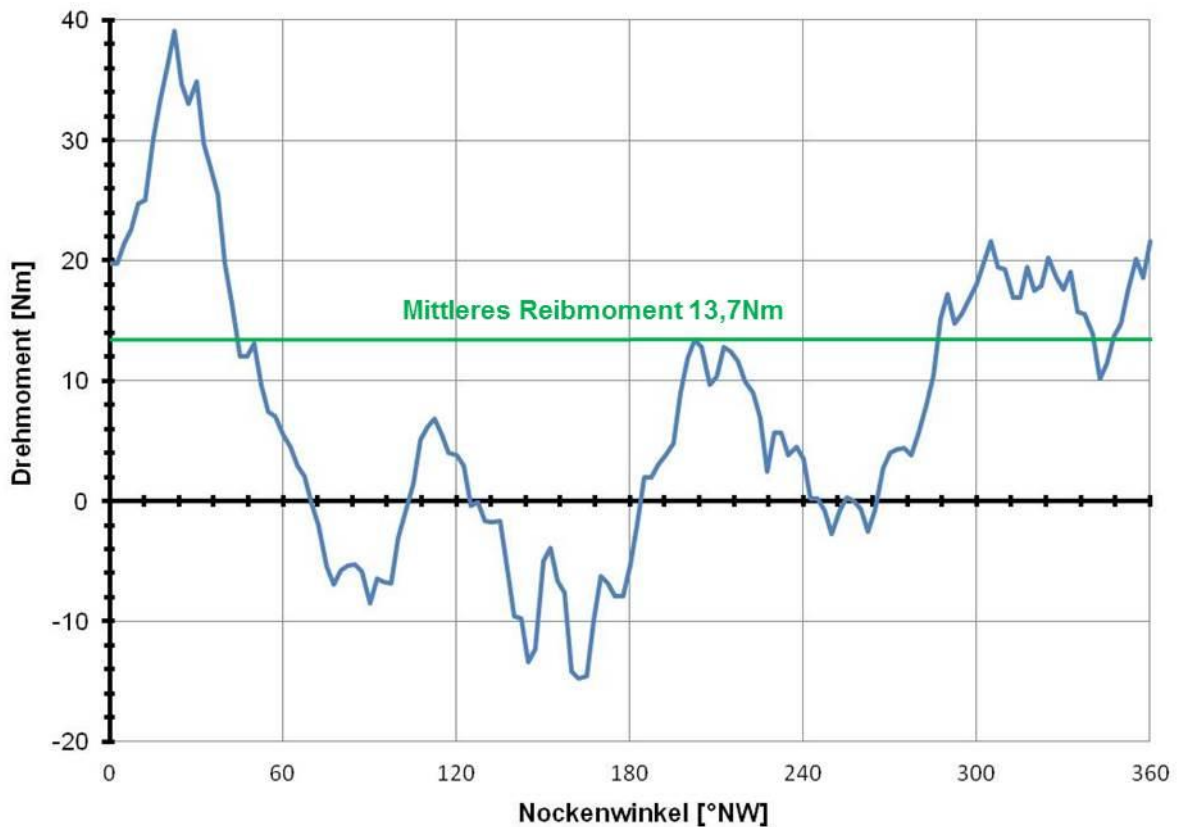


Abbildung 6.2: Drehmomentverlauf Reibleistungsmessung

Um etwas über die Dynamik im Ventiltrieb aussagen zu können, werden die Abbildungen 6.3-6.5 herangezogen. Diese sind auch bei der Auslegung eines Ventiltriebs bzw. bei der Gestaltung der Nockenkontur von Bedeutung.

In Abbildung 6.3 wurde die Kraft im Ventil bzw. die auf den Ventilsitz wirkende Kraft eines Zylinders dargestellt. Um die Abbildung übersichtlich zu halten wurde nur ein Ventil der Auslass- und der Einlassseite in dem Diagramm dargestellt.

Man erkennt einen großen Ausschlag bei 720 bzw. 1080 °NW sowohl für den Einlass (schwarze Linie) als auch für den Auslass (grüne Linie). Dabei handelt es sich um die durch die Kompression entstehende Gaskraft, welche über den Ventilteller in den Ventilsitz eingeleitet wird. Durch die unterschiedlichen Ventildurchmesser zwischen Einlass und Auslass ergeben sich auch unterschiedliche Maxima der in den Ventilsitz eingeleiteten Kraft. Nach dem Öffnen des Ventils, zu erkennen an dem darunterliegenden Diagramm in dem der Ventilhub für Ein- und Auslass dargestellt ist, wird die Ventilsitzkraft Null, da kein Kontakt zwischen Ventilteller und Ventilsitz vorhanden ist. Im Diagramm des Ventilhubes ist auch die zuvor gemessene Spreizung zwischen Ein- und Auslassseite deutlich zu erkennen. Weiters sind die Kräfte im Ventil mit der roten Linie für den Auslass und der blauen Linie für den Einlass dargestellt. Die im geschlossenen Zustand des Ventils auftretende negative Kraft wird durch die Vorspannung der Ventilsitzfedern erzeugt. Sobald das Ventil der entsprechenden Nockenkontur folgt, wird die Kraft positiv und es kommt zu einer Kompression der Ventilsitzfeder.

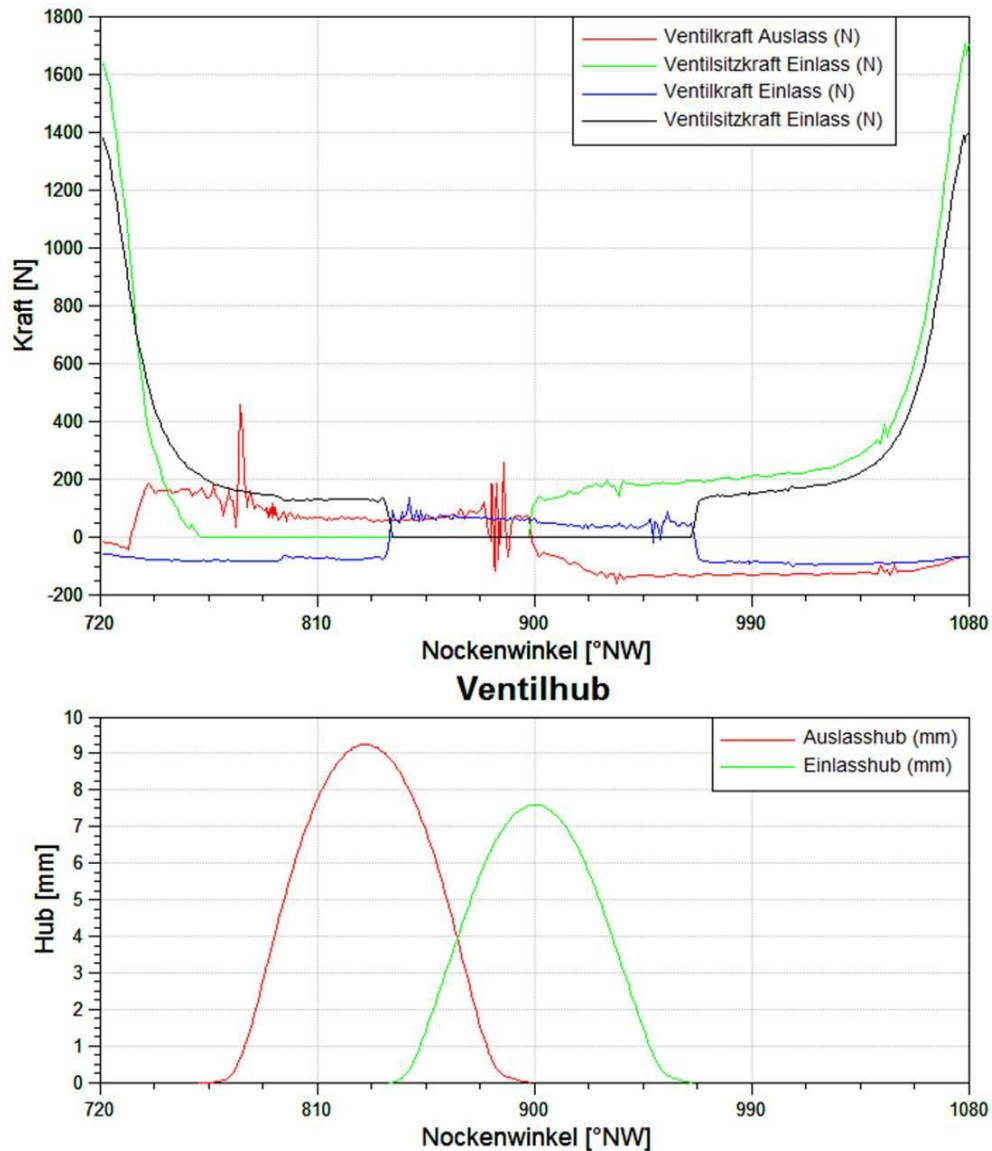


Abbildung 6.3: Ventilsitz- und Ventilkraft

Die Geschwindigkeit des Auslassventils (rote Linie) und des Einlassventils (grüne Linie) sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Abhängig von der Nockenkontur, ergibt sich das Geschwindigkeitsprofil des Ventils. Dabei dürfen Grenzwerte nicht überschritten werden, um ein Abheben des Ventils von der Nocke zu vermeiden. Ein Grenzwert ist die Aufsetzgeschwindigkeit, welche, wenn diese zu hoch ist, zu einem erhöhten Verschleiß führt und ein Wiederöffnen des Ventils zur Folge haben kann.

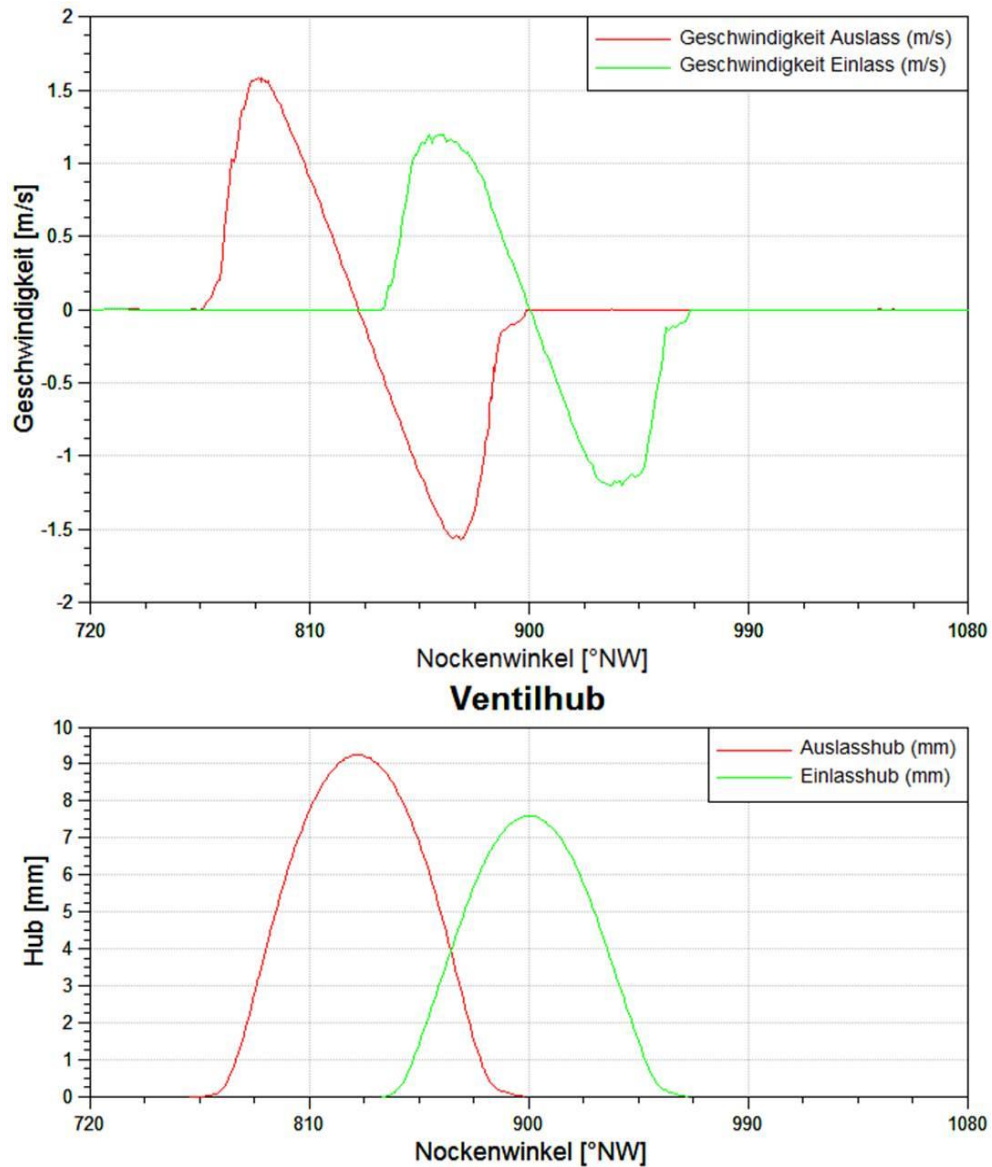


Abbildung 6.4: Ventilgeschwindigkeit

Aus der Geschwindigkeit des Ventils kann durch Differenzieren auf die Beschleunigung geschlossen werden. Es sind starke Beschleunigungen [2] beim Öffnen und Schließen des Ventils zu erkennen, welche durch die Nockenkontur hervorgerufen werden.

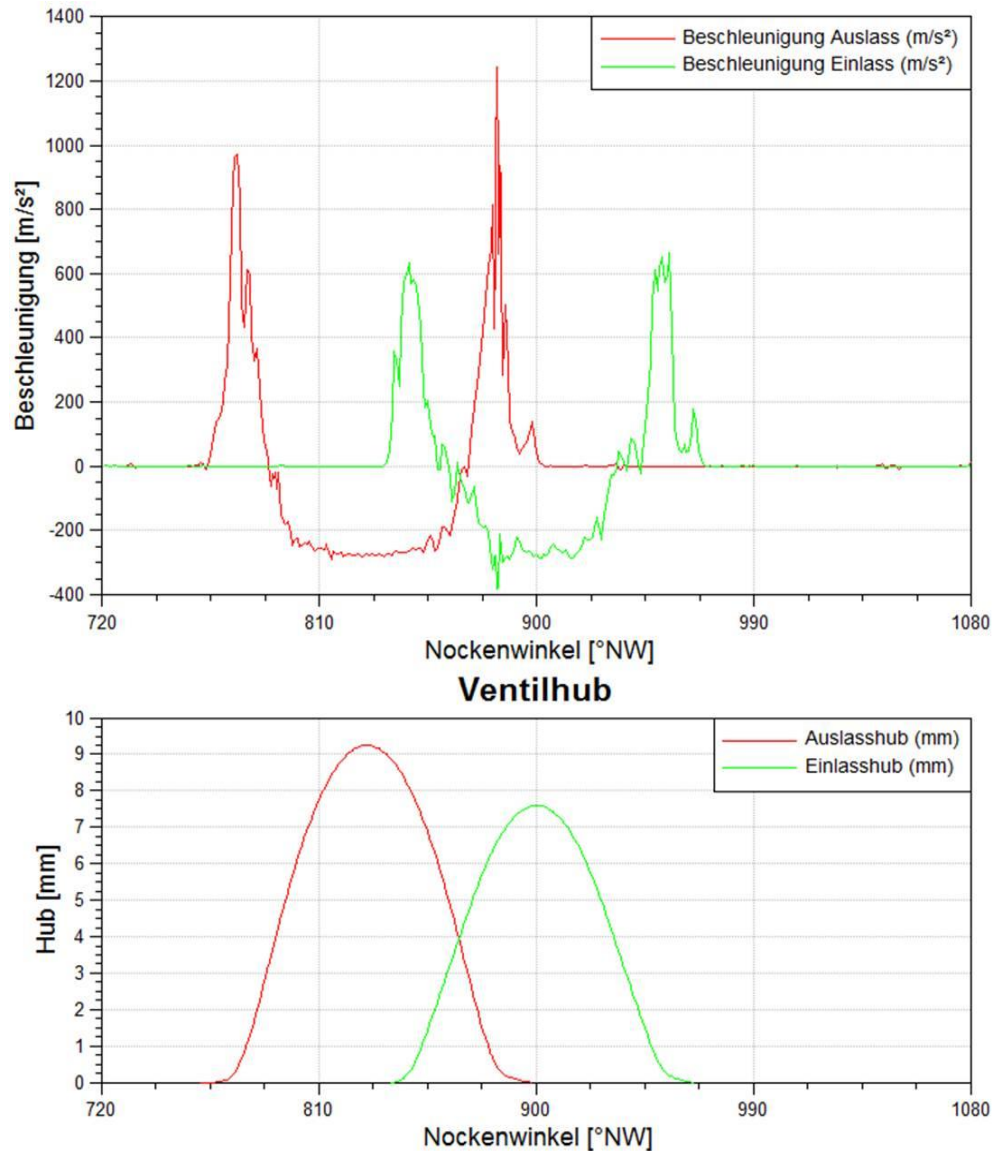


Abbildung 6.5: Ventilbeschleunigung

6.2 Variation einzelner Parameter

Um den Einfluss und die Auswirkung von Parametern zu ermitteln, können diese durch Variation verändert und das gesamte Modell neu simuliert werden. Da das grundsätzliche Simulationsergebnis des Reibmomentes mit der Messung übereinstimmt, kann die Simulation als Ausgangsbasis für die Variation einzelner Parameter herangezogen werden. Dabei wurden die Parameter immer um 15% erhöht und um 15% reduziert. Die daraus resultierenden Drehmomentverläufe wurden mit dem Drehmomentverlauf der Ausgangsbasis verglichen. Somit kann die Auswirkung der Variation prozentuell angegeben werden.

In allen folgenden Diagrammen wird das Moment der Ausgangsbasis in rot, die Parametererhöhung in blau und die Parameterreduzierung in grün dargestellt.

6.2.1 Kontakt Nocke-Hydrostößel

Die Variation des Reibkoeffizienten zwischen der Nocke und dem Nockenfolger, also dem Hydrostößel, ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Man erkennt, dass bei einer Erhöhung der Bauteilreibung das Reibmoment steigt bzw. es sich bei einer Reduzierung umgekehrt verhält. Es kann ein großer Einfluss bzw. eine große Abweichung von der Ausgangsbasis festgestellt werden.

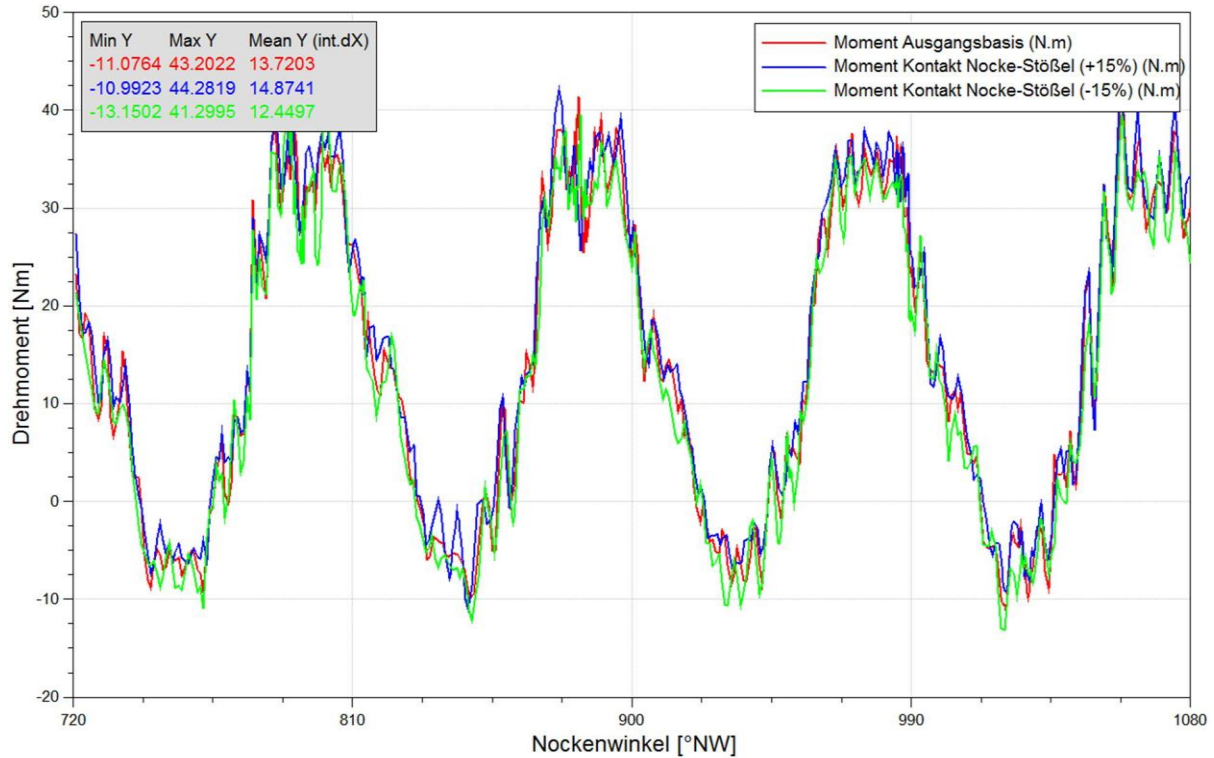


Abbildung 6.6: Reibmoment Kontakt Nocke-Hydrostößel

6.2.2 Hydrostößelführung

Bei der Variation der Hydrostößelführung ist ebenfalls der Reibkoeffizient verändert worden, zu sehen in Abbildung 6.7. Dabei gleitet der Hydrostößel über die Mantelfläche in seiner im Zylinderkopf integrierten Führung und verursacht dadurch Reibung. Es ergibt sich eine Abweichung, die aber im Gegensatz zur Abweichung des im Nocken-Hydrostößels-Kontaktes gering ausfällt.

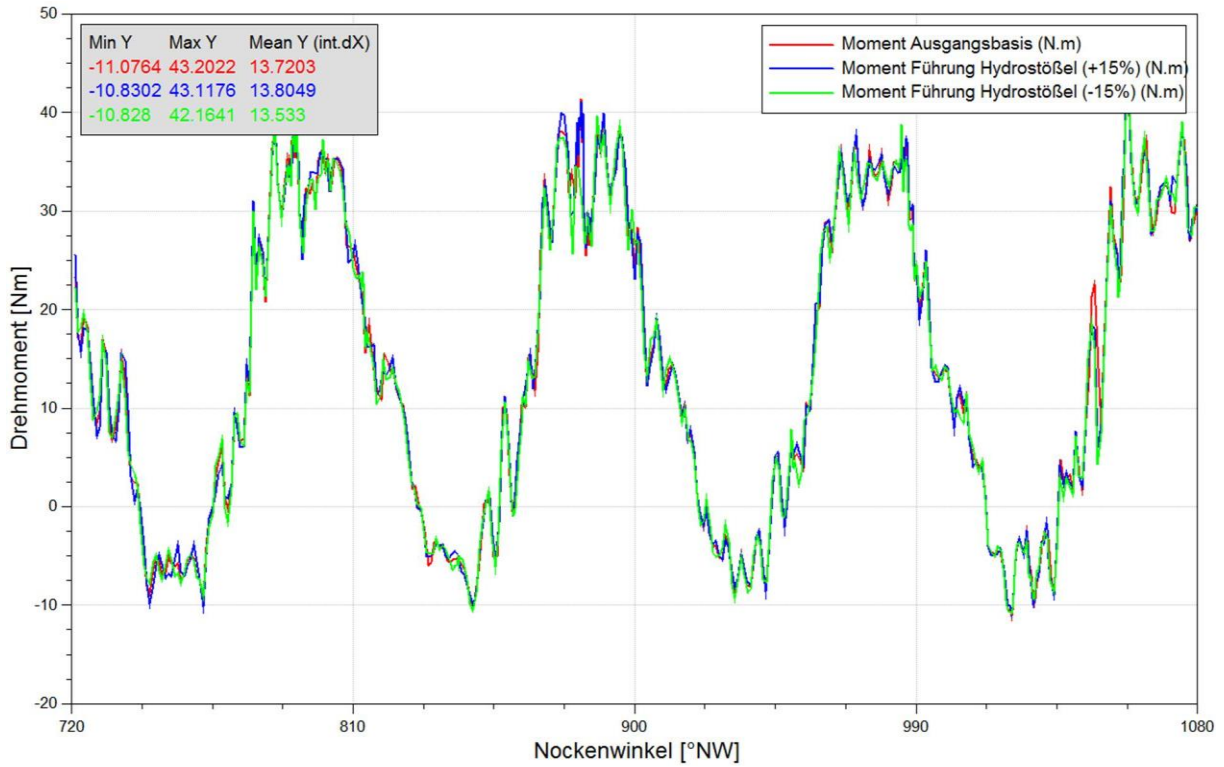


Abbildung 6.7: Reibmoment Hydrostößelführung

6.2.3 Ventilführung

Der sehr kleine Einfluss der Reibung in der Ventilführung, im Speziellen der Ventilschaftdichtung, ist in Abbildung 6.8 dargestellt.

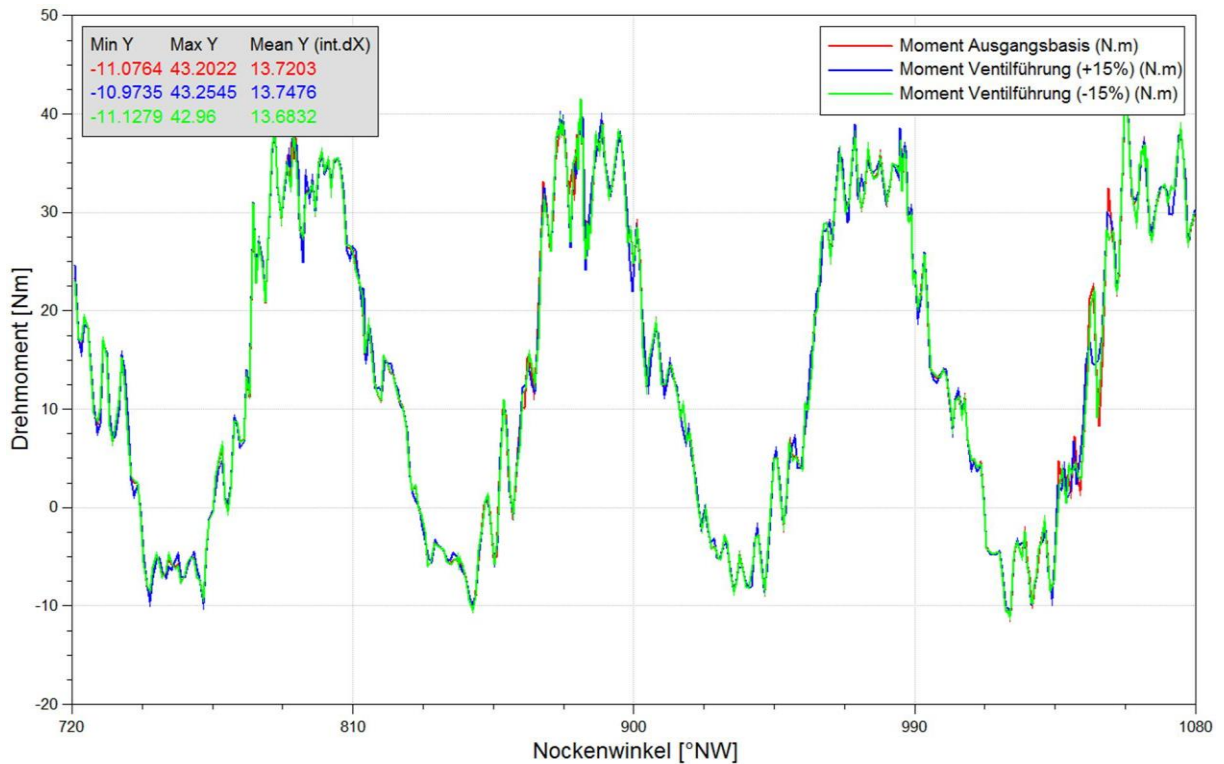


Abbildung 6.8: Reibmoment Ventilführung

6.2.4 Ventilfeder

Es wurde die Vorspannkraft der Feder um $\pm 15\%$ variiert. Dabei kommt es bei einer Erhöhung der Vorspannkraft zu einer Erhöhung des Reibmomentes. Ursache ist die erhöhte Kraft mit der die Feder den Hydrostößel gegen den Nocken drückt. Umgekehrt wirkt es sich bei einer Reduzierung der Vorspannkraft aus. Der Einfluss der Vorspannkraft ist nicht unbedeutend und stellt ein Optimierungspotential dar.

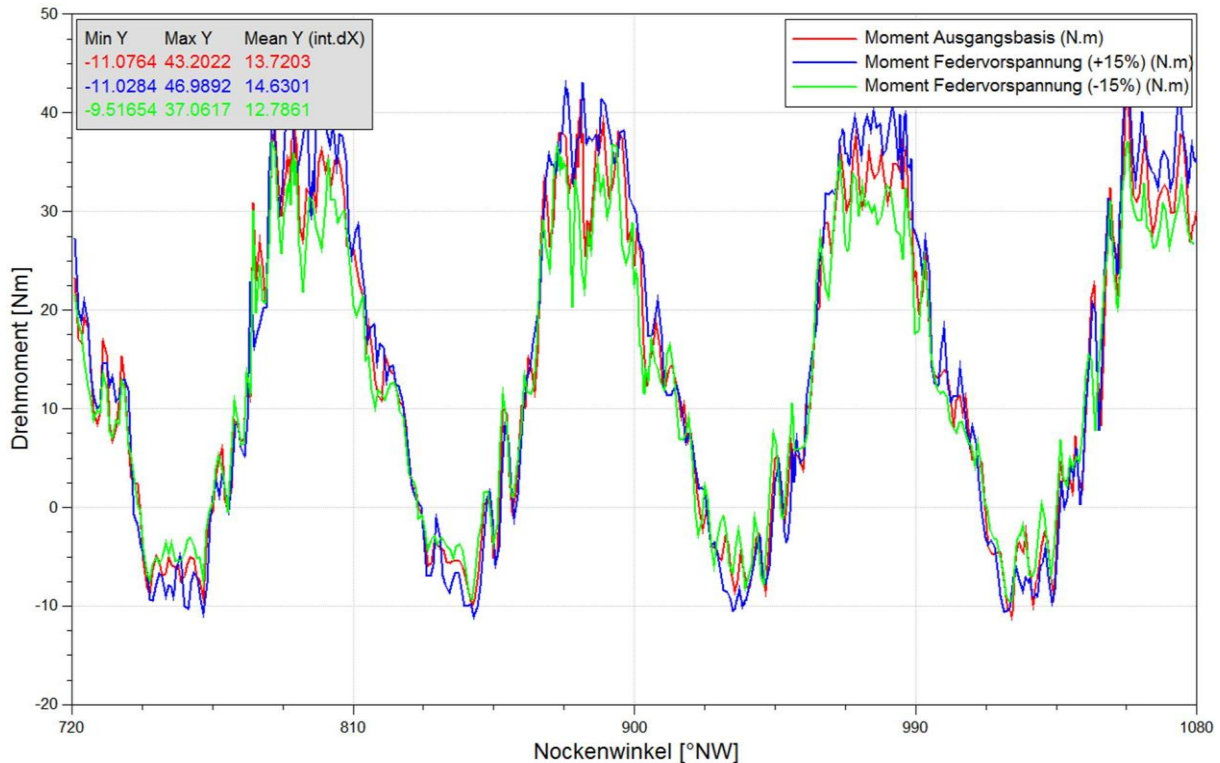


Abbildung 6.9: Reibmoment Ventilfeder

6.2.5 Öl

Durch Änderung der Viskosität des Öls kann das Reibmoment stark beeinflusst werden. Je nach den Randbedingungen Temperatur, Druck und Drehzahl kann die Viskosität unterschiedliche Auswirkungen haben. In diesem Fall verringert sich das Reibmoment bei sinkender Viskosität durch die geringeren Scherkräfte im Schmieröl.

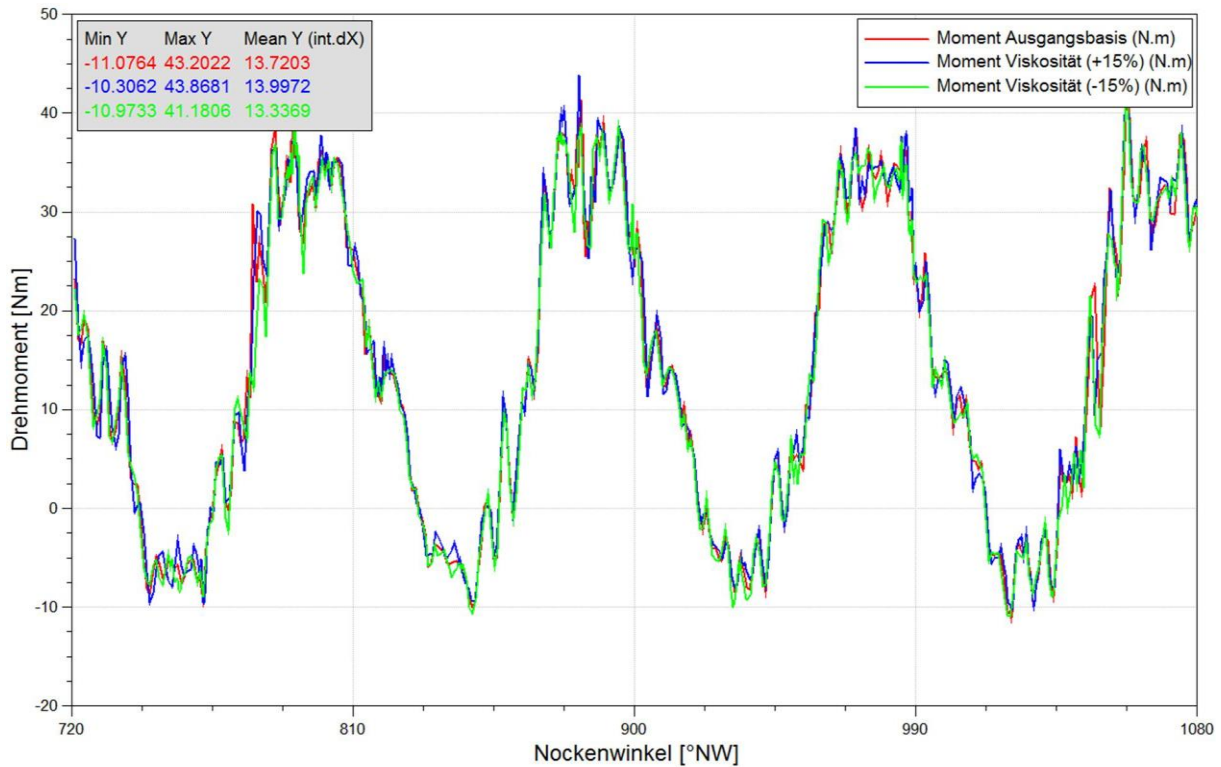


Abbildung 6.10: Reibmoment Öl

6.2.6 Führungsschienen

Da die Auslassnockenwelle die Einlassnockenwelle über einer Kette antreibt, muss diese durch Schienen gespannt bzw. geführt werden. Dabei entsteht im Kontakt Kette und Schiene Reibung. Durch Variation des Reibungskoeffizienten kann die Auswirkung der Reibung in Abbildung 6.11 dargestellt werden.

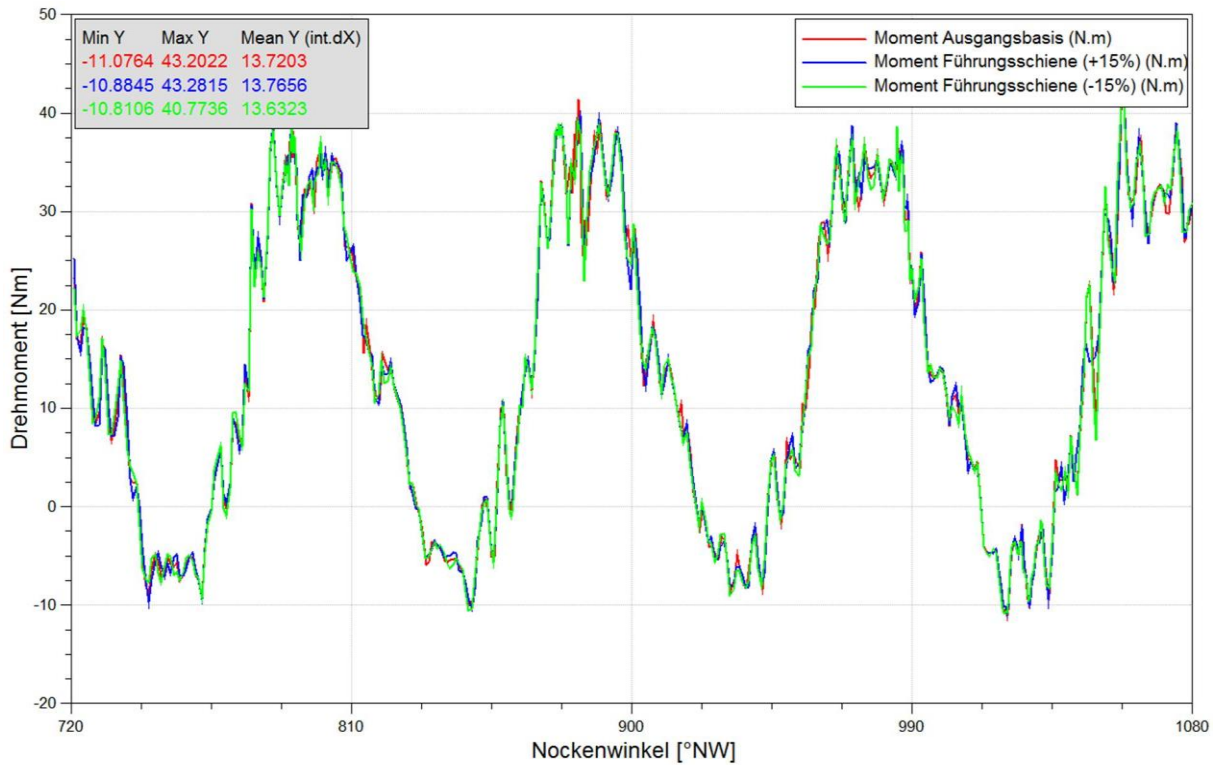


Abbildung 6.11: Reibmoment Führungsschienen

6.3 Zusammenfassung

In Tabelle 4 sind alle Erhöhungen bzw. Reduktionen in Prozent angegeben, um aufzuzeigen, wie sich das Reibmoment von der Ausgangsbasis bei einer 15%-igen Variation eines Parameters ändert.

Es ist klar ersichtlich, dass der Kontakt Nocke-Hydrostößel den größten Einfluss hat. Von weiterer Bedeutung sind die Vorspannkraft der Ventolfeder und die Viskosität des Öls.

		Erhöhung um 15%	Reduzierung um 15%
Kontakt Nocke-Hydrostößel	Reibungskoeffizient	+8,4%	-9,3%
Hydrostößelführung	Reibungskoeffizient	+0,6%	-1,4%
Ventilführung	Reibungskoeffizient	+0,2%	-0,3%
Ventolfeder	Vorspannkraft	+6,6%	-6,8%
Öl	Viskosität	+2%	-2,8%
Führungsschienen	Reibungskoeffizient	+0,3%	-0,6%

Tabelle 4: Zusammenfassung Parametervariation

In Abbildung 6.12 sind die Auswirkungen der Variationsrechnungen durch ein Balkendiagramm auf einen Blick ersichtlich dargestellt.

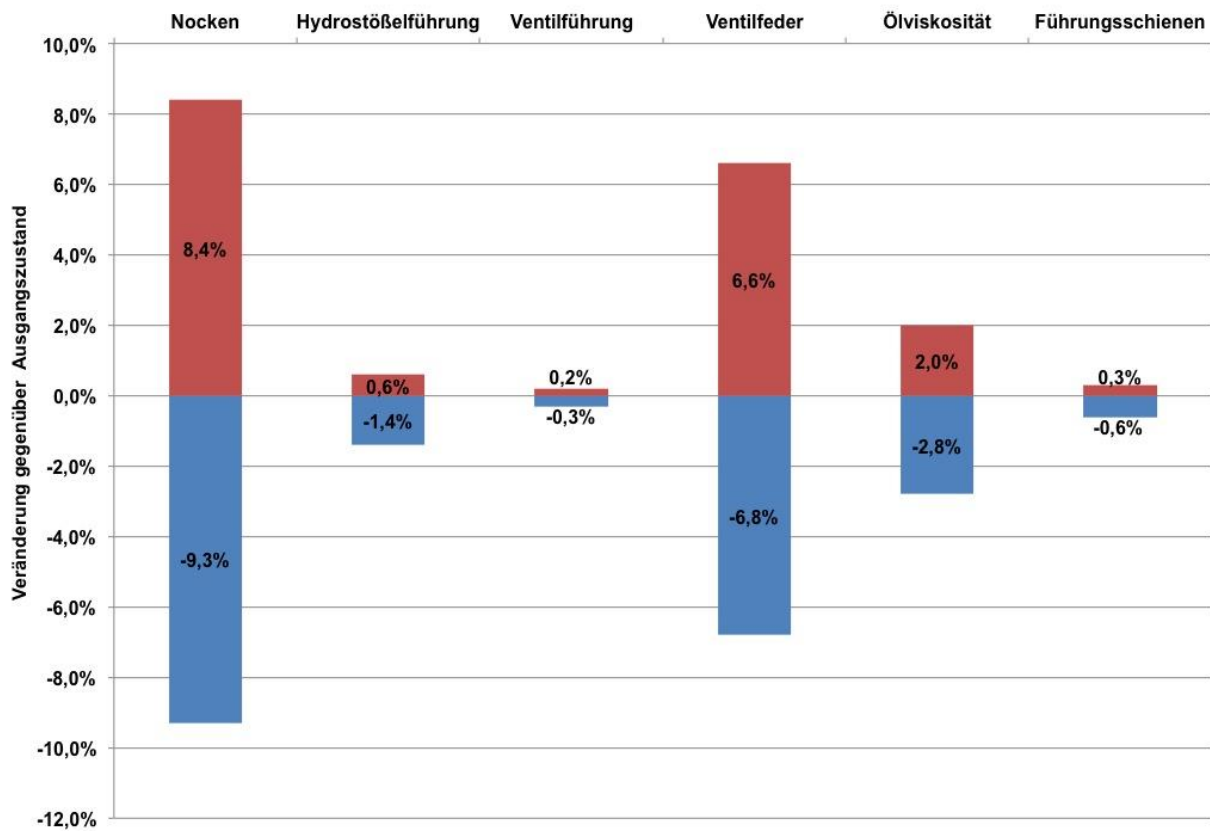


Abbildung 6.12: Variationsergebnisse Balkendiagramm

7 Optimierung

Für die weitere Entwicklung und Optimierung von Verbrennungskraftmaschinen sollte in Zukunft die Reibung stark reduziert werden. Dies zu erreichen ist nicht einfach, kann jedoch durch spezielle Materialien bzw. Beschichtungen realisiert werden.

Wie im vorhergehenden Kapitel zu sehen ist, beinhaltet der Reibungskoeffizient im Kontaktbereich der Nocke und des Nockenfolgers, bei dem Prüfmotor ist der Nockenfolger ein Hydrostößel, großes Verbesserungspotential. Um dieses Potential voll ausschöpfen zu können, kann durch geeignete Maßnahmen die Reibung auf ein Minimum reduziert werden. Dies ist beispielsweise durch eine spezielle Beschichtung möglich.

Als Verbesserungsvorschlag wurde eine DLC-Beschichtung (Diamond-like Carbon) am Hydrostößel, also an der Kontaktfläche zwischen Nocke und Hydrostößel, implementiert. Durch diese Beschichtung kann der Reibungskoeffizient stark reduziert werden. Es handelt sich bei der DLC-Beschichtung um eine amorphe Kohlenstoffschicht welche Reibwerte von 0,02 [21] ermöglicht.

In Abbildung 7.1 ist in rot der Momentenverlauf der Ausgangsbasis und in blau der Momentenverlauf des Ventiltriebs mit einer DLC-Beschichtung der Hydrostößel dargestellt. Durch die Beschichtung kann das mittlere Reibmoment um ca. 43% reduziert werden. Die erreichte Verlustreduzierung bewirkt eine Effizienzsteigerung des Motors.

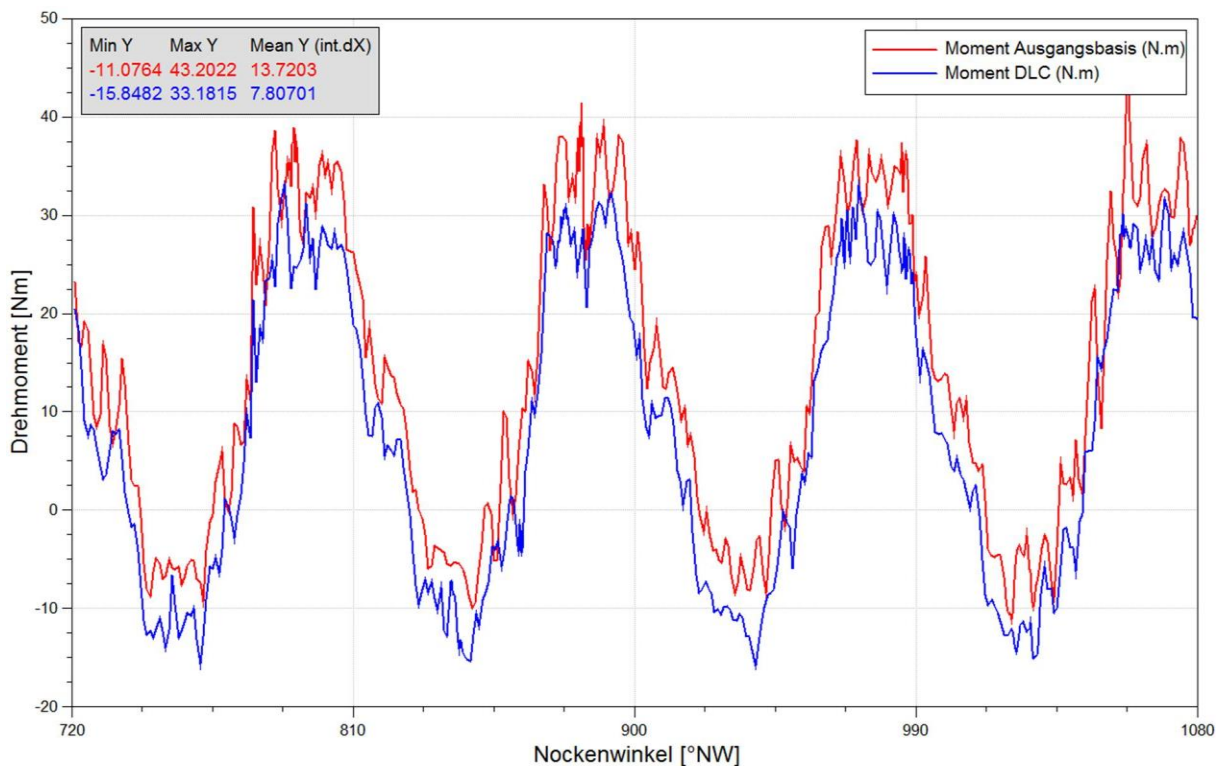


Abbildung 7.1: DLC-Beschichtung

Grund dafür, dass hier eine DLC-Beschichtung so großes Einsparungspotential bie-

tet liegt in dem sehr dünnen Ölfilm im Kontakt Nocke-Hydrostößel. Man befindet sich im Mischreibungsbereich in dem die Vorteile dieser Beschichtung zu tragen kommen. Die Ölfilmdicke ist in Abbildung 7.2 dargestellt.

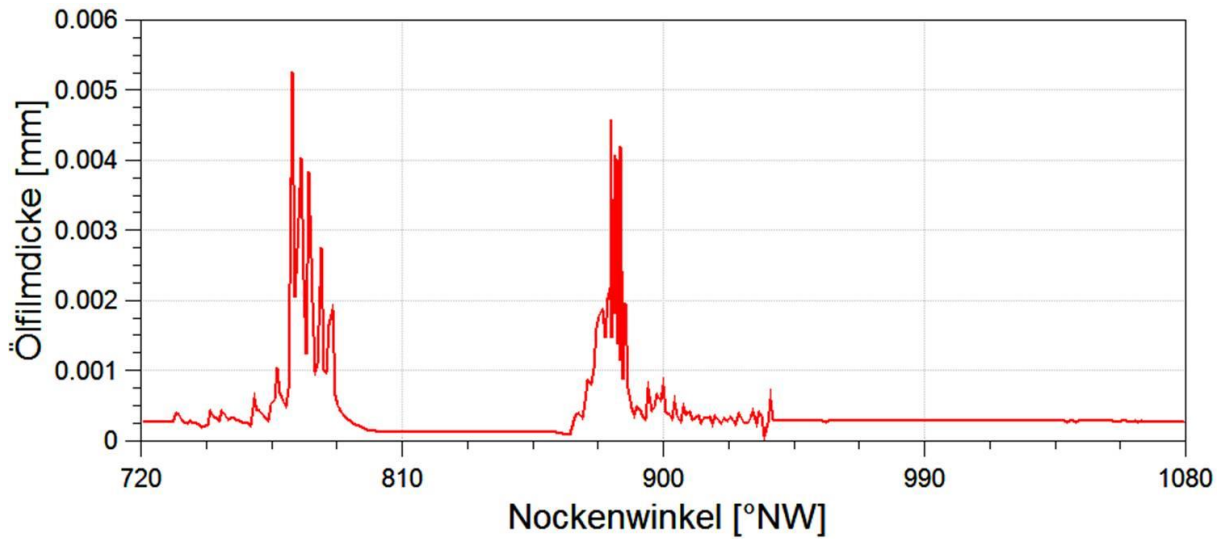


Abbildung 7.2: Ölfilmdicke Kontakt Nocke-Hydrostößel

Als weiteren Optimierungspunkt kann die Ventildedervorspannung in Betracht gezogen werden. Dabei darf die Vorspannung nicht zu gering sein, damit ein Schließen der Federn ermöglicht wird und auch in hochdynamischen Drehzahlsituationen das Ventil geschlossen bleibt. Somit sollte eine genügend große Sicherheit gegen ungewolltes selbstständiges Öffnen bzw. auch gegen Abheben des Ventils gewährleistet werden.

Im Bereich der Ölviskosität besteht ebenfalls Optimierungspotential. Durch eine höhere Viskosität erreicht man eine höhere Tragfähigkeit, was eine größere Schmierfilmdicke zur Folge hat. Somit bewegt man sich im Reibkontakt eher im Bereich der Flüssigkeitsreibung.

8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Reibungsanteile [21, 23]	1
Abbildung 2.1: Massenaufteilung im Ladungswechsels [6]	3
Abbildung 2.2: Kettenantrieb [6]	5
Abbildung 2.3: Zahnriemenantrieb [6].....	6
Abbildung 2.4: Stirnradantrieb	8
Abbildung 2.5: OHV-Anordnung [2]	8
Abbildung 2.6: SOHC-Anordnung [2].....	9
Abbildung 2.7: DOHC-Anordnung [2]	9
Abbildung 2.8: Nockenwellenanordnungen [2]	10
Abbildung 2.9: Tunnellagerung [2].....	10
Abbildung 2.10: Offene Lagerung [2].....	11
Abbildung 2.11: Geschlossener Lagerrahmen [2].....	12
Abbildung 2.12: Profilhohle Nockenwelle [2].....	12
Abbildung 2.13: Gebaute Nockenwelle [2].....	13
Abbildung 2.14: Geschmiedete Nockenwelle [2].....	13
Abbildung 2.15: Gespante Nockenwelle [2]	13
Abbildung 2.16: Bewegliche Nockensegmente [2].....	14
Abbildung 2.17: Kunststoffnockenwelle [2]	14
Abbildung 2.18: 3D Nockenprofil [2]	15
Abbildung 2.19: Verdichtungsverhältnis [6].....	16
Abbildung 2.20: Wirkungsgrade [13].....	17
Abbildung 2.21: 1D Ladungswechselbewegung [2]	18
Abbildung 2.22: Brennraum mit senkrecht stehendem Ventil [2].....	19
Abbildung 2.23: Dachförmiger Brennraum mit vier Ventilen [2].....	19
Abbildung 2.24: Drall [7]	20
Abbildung 2.25: Tumble [7].....	20
Abbildung 2.26: Zylinderkopf mit Nockenwellenlagern [2].....	22
Abbildung 2.27: Einteilung von Nockenfolgern nach unterschiedlichen Kriterien [2] ..	22
Abbildung 2.28: Kipphebel [2].....	23
Abbildung 2.29: Rollenschlepphebel [6]	23
Abbildung 2.30: Hydrostößel [6]	24
Abbildung 2.31: Teller- oder Pilzstößel [2]	25
Abbildung 2.32: Rollenstößel [2].....	25
Abbildung 2.33: Vergleichsmessung für Gleit- und Rollenabgriff [2]	26
Abbildung 2.34: Hydraulischer Ventilspielausgleich [6].....	26
Abbildung 2.35: Desmodromik [2].....	27
Abbildung 2.36: Ventilkomponenten [2]	28
Abbildung 2.37: Bimetallventil [2]	28
Abbildung 2.38: Ein- und dreirilliges Ventilschaftende [2]	29
Abbildung 2.39: Hohlventil [2].....	29
Abbildung 2.40: Belastungen Ventil/Ventilsitz [2].....	30
Abbildung 2.41: Thermohaushalt Zylinderkopf [2].....	31
Abbildung 2.42: Ventilschaftdichtung [2].....	32
Abbildung 2.43: Oberer Federteller [2]	32
Abbildung 2.44: Ventilkeile [2]	33
Abbildung 2.45: Bauformen von Ventilsfedern [2].....	34
Abbildung 2.46: Audi Nockenwellenverstellungssystem [2]	35

Abbildung 2.47: Vollvariabler Ventiltrieb [12]	35
Abbildung 2.48: Ladungswechselschleife gedrosselt / ungedrosselt [12].....	36
Abbildung 2.49: Valvetronic II von BMW [11].....	37
Abbildung 3.1: p-V-Diagramm [13]	38
Abbildung 3.2: Festkörperreibung [6].....	39
Abbildung 3.3: Mischreibung [6]	40
Abbildung 3.4: Flüssigkeitsreibung [6]	40
Abbildung 3.5: Stribeckkurve [19]	41
Abbildung 3.6: Reibungsanteile Prüfmotor [21, 23].....	43
Abbildung 3.7: Reibanteile des Motors [2]	44
Abbildung 4.1: FRIDA Reibleistungsprüfstand.....	46
Abbildung 4.2: Prüfmotor am Reibleistungsprüfstand.....	47
Abbildung 4.3: Prüfmotor Audi AJQ [3]	48
Abbildung 4.4: Zylinderkopf Audi AJQ	49
Abbildung 4.5: DMS-Kalibrierung [5]	50
Abbildung 4.6: Kalibrieraufbau	51
Abbildung 4.7: Reibleistungsmessaufbau am Prüfmotor	52
Abbildung 4.8: Drehmomentverlauf DMS4 der Reibleistungsmessung.....	53
Abbildung 4.9: Spreizung [4]	53
Abbildung 4.10: Messaufbau Spreizung	54
Abbildung 4.11: Vermessung der Nockenkontur (Auslass)	55
Abbildung 4.12: Messprotokoll Auslassnockenwelle.....	56
Abbildung 4.13: Messung der Federsteifigkeit im ungespannten Zustand	57
Abbildung 4.14: Messung Federsteifigkeit; gespannter Zustand.....	57
Abbildung 4.15: Federsteifigkeit Auslass unbearbeitet	58
Abbildung 4.16: Federsteifigkeit Auslass bearbeitet	59
Abbildung 4.17: Federsteifigkeit Einlass links/rechts unbearbeitet.....	60
Abbildung 4.18: Federsteifigkeit Einlass links/rechts bearbeitet.....	60
Abbildung 4.19: Kettenrad	61
Abbildung 4.20: 3D Modell Kettenrad	62
Abbildung 4.21: Riemenscheibe [14]	62
Abbildung 4.22: 3D Modell Riemenscheibe	63
Abbildung 4.23: 3D Modell Einlassnocke links/rechts	64
Abbildung 4.24: 3D Modell Einlassnocke mitte	64
Abbildung 4.25: 3D Modell Auslassnocke mit Bohrung.....	64
Abbildung 4.26: 3D Modell Auslassnocke ohne Bohrung	65
Abbildung 4.27: Hydrostößel Einzelteile	65
Abbildung 4.28: Zylinderdruckverlauf	67
Abbildung 4.29: Dichte des Öls [15]	67
Abbildung 4.30: Viskosität des Öls [15]	68
Abbildung 4.31: ÖlkompRESSIBILITÄT	69
Abbildung 5.1: Gesamter Ventiltrieb	71
Abbildung 5.2: Auslassnockenwelle	72
Abbildung 5.3: Einlassnockenwelle	72
Abbildung 5.4: Zylindrischer Schaft	72
Abbildung 5.5: Abgesetzter Schaft	73
Abbildung 5.6: Nockenelement.....	73
Abbildung 5.7: Riemenrad	73
Abbildung 5.8: Kettenrad	74
Abbildung 5.9: Radiallager	74

Abbildung 5.10: Axiallager	74
Abbildung 5.11: Antrieb	74
Abbildung 5.12: Einzelventiltrieb	75
Abbildung 5.13: Verbindungselement	75
Abbildung 5.14: Nockenkontur	76
Abbildung 5.15: Schmierung	76
Abbildung 5.16: Hydrostößel	76
Abbildung 5.17: Ventilschaft	77
Abbildung 5.18: Ventilteller	77
Abbildung 5.19: Ventolfeder	77
Abbildung 5.20: Kettentrieb EXCITE Timing Drive	78
Abbildung 5.21: Kettentrieb 3D Modell	78
Abbildung 5.22: Kette	79
Abbildung 5.23: Massenpunkt	79
Abbildung 5.24: OHC Ventiltrieb mit Stößel [17]	80
Abbildung 5.25: OHC Ventiltrieb mit Kipphebel [17]	80
Abbildung 5.26: OHC Ventiltrieb mit Schleppebel [17]	81
Abbildung 5.27: Ventiltrieb mit Rollenstößel, Stößelstange und Kipphebel [17]	81
Abbildung 6.1: Drehmomentverlauf Ausgangsbasis	82
Abbildung 6.2: Drehmomentverlauf Reibleistungsmessung	83
Abbildung 6.3: Ventilsitz- und Ventilkraft	84
Abbildung 6.4: Ventilgeschwindigkeit	85
Abbildung 6.5: Ventilbeschleunigung	86
Abbildung 6.6: Reibmoment Kontakt Nocke-Hydrostößel	87
Abbildung 6.7: Reibmoment Hydrostößelführung	88
Abbildung 6.8: Reibmoment Ventilführung	88
Abbildung 6.9: Reibmoment Ventolfeder	89
Abbildung 6.10: Reibmoment Öl	90
Abbildung 6.11: Reibmoment Führungsschienen	91
Abbildung 6.12: Variationsergebnisse Balkendiagramm	92
Abbildung 7.1: DLC-Beschichtung	93
Abbildung 7.2: Ölfilmstärke Kontakt Nocke-Hydrostößel	94

9 Quellenverzeichnis

- [1] EICHLSEDER, H.: Verbrennungskraftmaschinen, Skriptum, TU Graz, 2012
- [2] MAHLE GmbH: Ventiltrieb Systeme und Komponenten, Stuttgart: Springer Vieweg 2013
- [3] <http://forums.vwvortex.com/showthread.php?5417830>, Februar 2014
- [4] <http://postimg.org/image/455rdsn65/>, Februar 2014
- [5] RINNER, A.: Auslegung und Realisierung einer Messung der Ventilreibung, Bachelorarbeit, Kompetenzzentrum „Das virtuelle Fahrzeug“, 2013
- [6] EUROPA-LEHRMITTEL: Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik, 29. Auflage, Europa-Lehrmittel, Haan-Gruiten, 2009
- [7] KÖHLER, E.; FIERL, R.: Verbrennungsmotoren, 4. Auflage Vieweg, Wiesbaden, 2006
- [8] KREHL D.: Riementrieb versus Kettentrieb, Springer Automotive Media, Wiesbaden, Volume 74, Issue 12, Dezember 2013
- [9] <http://www.motorlexikon.de/>, März 2014
- [10] BORGMANN, K.; HOFMANN, R.; MELCHER, Th.; LIEBL, J.: Der BMW 4-Zylinder Ottomotor, 22. Intern. Wiener Motorensymposium 2001, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr.455
- [11] http://s2.blomedia.pl/autokult.pl/images/2011/06/bmw_valvetronic.jpg, März 2014
- [12] KLÜTING, M.; FLIERL, R.; GRUDNO, A.; LUTTERMANN, C.: Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventiltrieben, Vieweg Verlag, Volume 60, Issue 7-8, 1999
- [13] EICHLSEDER, H.: Thermodynamik, Skriptum, TU Graz, 2005
- [14] [http://i.ebayimg.com/t/VW-PASSAT-GOLF-3B-AUDI-A3-A4-ZAHNRIEMENRAD-NOCKENWELLENRAD-1-8-ADR-027109111H-/00/s/MTM2MFgxMzY1/z/pUoAAOxyA4FR6ASg/\\$T2eC16VHJHIFfhc%28iE+pBR6!Sf2Gcg~~60_35.JPG](http://i.ebayimg.com/t/VW-PASSAT-GOLF-3B-AUDI-A3-A4-ZAHNRIEMENRAD-NOCKENWELLENRAD-1-8-ADR-027109111H-/00/s/MTM2MFgxMzY1/z/pUoAAOxyA4FR6ASg/$T2eC16VHJHIFfhc%28iE+pBR6!Sf2Gcg~~60_35.JPG), März 2014
- [15] ALLMAIER, H.; PRIESTNER, C.; SIX, C.; PRIEBSCHE, H.H.; FORSTNER, C.; NOVOTNY-FARKAS, F.: Predicting friction reliably and accurately in journal bearings - A systematic validation of simulation results with experimental measurements, Tribology International, 44(10), 1151-1160, 2011
- [16] AVL List GmbH: EXCITE Timing Drive Users Guide, Version 7.0.1

- [17] AVL List GmbH: EXCITE Timing Drive Basic Training Course – Single Valve Train
- [18] VAN BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F.: Handbuch Verbrennungsmotor, 4. aktualisierte und erweiterte Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2007
- [19] http://diglib.ethz.ch/system/temporary/get_lag.ind45.de.htm, März 2014
- [20] KANO, M.: Super low friction of DLC applied to engine cam follower lubricated with ester-containing oil, Tribology International, 39(12), 1682-1685, 2006
- [21] ALLMAIER, H.; PRIESTNER, C.; SANDER, D.E.; REICH, F.M.: Friction in Automotive Engineering, Kapitel im Buch Tribology in Engineering, 149-184, Verlag InTech, 2013
- [22] JUERGENS, G.: Maschinenelemente 1, Skriptum, TU Graz, 2012
- [23] SANDER, D.E., ALLMAIER, H.; REICH, F.M.: Determination of friction losses in combustion engines - Combination of measurement and validated EHD journal bearing simulation, Proceedings of the VDI congress on journal and roller bearings, April 2013
- [24] <https://www.avl.com/web/ast/home>, März 2014
- [25] <http://www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/>, März 2014
- [26] <http://fluidsengineering.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1440094>, April 2014

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Zahnriemen vs. Kette (eigene Darstellung) [8]	7
Tabelle 2: Motordaten [3]	49
Tabelle 3: Ergebnisse der Ventildfedermessung	61
Tabelle 4: Zusammenfassung Parametervariation	91