



Technische Universität Graz



AVL List GmbH Graz

Walter Lettmayer

Automatisierte Optimierung am Beispiel Kurbeltriebdimensionierung und Drehschwingungssystem

Masterarbeit zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Science

Technische Universität Graz

Institut für Leichtbau

Betreuer:

Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christian Moser (TU Graz)

DI (FH) Mario Brunner (AVL List GmbH Graz)

Graz, Jänner 2014

Danksagung

Diese Masterarbeit wurde in Zusammenarbeit mit der Abteilung für mechanische Simulation, der AVL-List GmbH in Graz durchgeführt. An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn DI (FH) Mario Brunner für die Bereitstellung dieser Masterarbeit bedanken. Besonders möchte ich mich bei Herrn DI Dr. Heinz-Georg Flesch, meinen Betreuer seitens der AVL-List GmbH für die hervorragende fachliche Unterstützung bedanken.

Für die Betreuung von Seiten der Technischen Universität Graz, am Institut für Leichtbau möchte ich mich besonders bei Herrn Ass. Prof Dipl-Ing. Dr. techn. Christian Moser bedanken.

Für die Unterstützung jeglicher Problemstellung möchte ich mich bei der gesamten Abteilung DAM der AVL-List GmbH bedanken. Weiteres möchte ich mich noch bei Herrn MMag. Dr. Bernhard Brunnsteiner für die Unterstützung in Bezug auf die Optimierung bedanken. Ein Weiterer Dank gilt noch meinen Studienkollegen und Freunden die mir bei alltäglichen Problemen stets zur Seite gestanden sind.

Der größte Dank gebührt aber meiner Familie für die emotionale wie auch finanzielle Unterstützung. Besonders möchte ich mich bei meiner Mutter für die finanzielle Unterstützung danke, ohne die eine Ausbildung in dieser Form niemals möglich gewesen wäre.

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

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, am

.....

Walter Lettmayer

Englische Fassung:

Satutory Declaration

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

Graz,

.....

date

Walter Lettmayer

Kurzfassung

Durch die automatisierte Optimierung des Kurbeltriebs in der Konzeptphase wird die Auslegung des Drehschwingungssystems und somit die Dämpfer- und die Schwungraddimensionierung verbessert. Die Konzeptphase hat eine geringe Anzahl an Eingabedaten und kurze Rechenzeiten, daher ist diese frühe Phase in Projekten sehr gut für die Einführung einer Optimierung geeignet. Die zurzeit eingesetzte Variantenrechnung wird durch die neu entwickelte Methode mit der Unterstützung von der statistischen Versuchsplanung (DoE) ersetzt und der Arbeitsablauf wird dadurch schneller und vor allem aber weniger von der Erfahrung des Berechnungsingenieurs abhängig, um optimierte Ergebnisse zu errechnen.

In dieser Arbeit wurde neben der Methodik für die automatisierte Optimierung der Drehschwingungsauslegung, auch eine Dimensionsoptimierung für die Lagerauslegung durchgeführt. Die Lagerdimensionierung konnte nur mit Einschränkungen durchgeführt werden, da das Design der Kurbelwelle nicht verändert werden konnte und dadurch die Lager nur in sehr kleinen Grenzen variiert werden konnte. Hingegen wurden bei der automatisierten Drehschwingungsauslegung Verbesserungen hinsichtlich der Auslegungsdauer und dem Ergebnis in Bezug auf NVH Belastung erzielt. Die durchgeführten Optimierungen erfolgten mit Hilfe einer statistischen Versuchsplanung, in Kombination mit einem D-optimalen Versuchsplan. Es wurden dazu die durchzuführenden Simulationen innerhalb des Variationsraumes so platziert, dass im Anschluss ein mathematisch berechnetes Modell den gesamten zu überprüfenden Parameterraum beschreibt. Mit den festgelegten Grenzwerten und gegebenen Falles den Einschränkungen, welche durch den Hersteller oder Kunden gefordert werden, konnten für die jeweiligen Ergebnisse mit dem berechneten Modell die optimalen Dimensionen für die entsprechenden Komponenten berechnet werden. Die errechneten Ergebnisse wurden durch eine Verifikationsrechnung überprüft, um zu beweisen dass das Optimierungsmodell auch tatsächlich den wirklichen Parameterverlauf abbildet.

Für die Drehschwingungsoptimierung wurden die Massenträgheiten von den Dämpferkomponenten sowie vom Schwungrad und auch die Dämpfung und Steifigkeit des Dämpfers für die automatisierte Auslegungen herangezogen. Bei den Ergebnissen waren vor allem die Scherbeanspruchungen in den Kurbelzapfen, Schwingungsausschläge am Dämpfergehäuse, sowie die abgegebene Wärmeleistung und Drehmomentbelastungen beim Dämpfer und Schwungrad von Bedeutung. Bei den Lagerdimensionen wurden die Lagerbreite, der Lagerdurchmesser und die Massen der Gegengewichte für eine Optimierung herangezogen. Die wichtigsten zu optimierenden Ergebnisse waren die Lagerlasten und die minimalen Ölfilmstärken bei verschiedenen Drehzahlen.

Dargestellt wurden die jeweiligen Ergebnisse immer in Abhängigkeit von der Drehzahl. Bei der Lageroptimierung kam es trotz durchgeführter Optimierung zu keinem Ergebnis innerhalb der Grenzwerte, trotzdem ergibt sich durch das durchgeführte DoE der Vorteil, dass die kritischen Ergebnisse mit den entsprechenden Grenzwerte übersichtlich dargestellt werden konnten. Es können damit dem Kunden die bestmöglichen Ergebnisse mit dieser Kurbeltriebausführung grafisch dargestellt übermittelt werden.

Schlussendlich wurden noch die Ergebnisse der optimierten Lagerauslegung mit jenen vor der durchgeführten Optimierung gegenübergestellt. Außerdem wurden die Dämpfer, welche mit der automatisierten Drehschwingungsberechnung ausgelegt wurden, den Systemen ohne Dämpfer gegenübergestellt.

Abstract

The automated optimization of the cranktrain should reduce the time and the costs for the calculation of the torsional system and the bearing dimension in the concept phase development. In the concept phase only a small number of input parameter is known and simulation time is short as well, therefore it is useful to integrate the optimization in this phase of the project. Currently the selection of the damper for the cranktrain is done by a method which is also being known as “one factor at the time variation”. The automated optimization gives the best result for the torsional vibration system with less amount of work. Another advantage is that the recommendation for damper and flywheel is not depending on the level of experience of the analysis engineer.

In this project an automated optimization method for the torsional vibration system and an optimization method for the bearing dimensions have been designed. It was not possible to change the rough crankshaft design and so the dimensions of the bearing could only be varied in a small range. The invested time for the calculation of the damper and the flywheel could be reduced and also the results are improved. The optimization was done with a Design of Experiments (DoE) method with the optimization tool CAMEO. The number of cases for the simulation was placed with a D-optimal layout. After the simulation of the cases and the definition of the responses the optimization models have been calculated with respect to the manufacturer and customer requirements. In the next step the limits and the target for the optimization were defined. With the limits, the target and the calculated models the optimized dimension of the components could be calculated. The optimized results had to be checked with a verification simulation and compared to the results of the models from optimization.

The inertias of the flywheel and inertia, damping and stiffness of the damper are used for the definition of responses in the optimization. The most important results of the torsional vibration system were the vibration amplitudes at the damper hub, the dissipated power of the damper, the dynamic stress amplitude, the flywheel and damper speed irregularity and maximum angular acceleration. In the calculation of the bearings the most important results were the maximum unit load and the minimum oil film thickness at different speeds.

The results of the bearings and the torsional vibration system are shown in diagrams versus speed of the crankshaft. The result of the bearing optimization is better than the base result, but they do not meet the limits. Anyway with the optimization the best possible results could be shown to the customer and the design of the crankshaft can be reviewed and upgraded.

Finally the results of the optimized dimensions of the bearings are shown in comparison to the base results. The results of the different dampers were shown in comparison to the results of the cranktrain without a damper or with not optimized damper.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Motivation	1
1.2	Arbeitsablauf	3
2	Optimierung	5
2.1	Allgemein	5
2.2	DoE - Design of Experiments (Statistische Versuchsplanung).....	5
2.2.1	Vorteile von DoE.....	7
2.2.2	Vorgehensweise bei der statistischen Versuchsplanung.....	8
2.2.3	Versuchspläne	8
2.2.4	Versuchsplanung	8
2.2.4.1	Vollfaktorielle Versuchspläne	8
2.2.4.2	Teilfaktorielle Versuchspläne.....	9
2.2.4.3	Box-Behnken Versuchspläne	9
2.2.4.4	Zentral zusammengesetzte Versuchspläne	10
2.2.4.5	D-Optimale Versuchspläne	11
2.2.5	Modellbildung	12
3	Kurbeltriebauslegung in der Konzeptphase.....	15
3.1	Allgemein	15
3.2	Modellaufbau	15
3.3	Lagerauslegung.....	17
3.4	Drehschwingungssystem	18
3.4.1	Eigenfrequenz.....	19
3.4.2	Dämpfer.....	20
3.4.2.1	Gummidämpfer	20
3.4.2.2	Viskositätsdämpfer	21
3.4.2.3	Geislingerdämpfer	22
3.4.2.4	Dämpferauslegung.....	23
4	Workflow.....	24

5	Modellaufbau und Simulation.....	28
5.1	Allgemein	28
5.2	Herausforderung	28
5.3	Modellaufbau	29
5.4	Parametrisierung	30
5.4.1	Lager	30
5.4.2	Drehschwingungssystem.....	31
5.5	Berechnung.....	33
5.6	Ergebnisse und deren Darstellung.....	34
5.6.1	Lager	34
5.6.2	Drehschwingungssystem.....	36
5.6.2.1	Gummidämpfer	37
5.6.2.2	Viskositätsdämpfer	39
5.6.2.3	Geislingerdämpfer	40
6	Optimierungsablauf.....	43
6.1	Allgemein	43
6.2	Problemstellung.....	43
6.3	Ablauf.....	43
6.4	Variationsparameter.....	44
6.4.1	Lager	44
6.4.2	Drehschwingungssystem.....	47
6.5	Zielgrößen	52
6.5.1	Lager	52
6.5.2	Drehschwingungssystem.....	53
6.6	Optimierung.....	56
6.6.1	Lager	56
6.6.2	Gummidämpfer	57
6.6.3	Viskositätsdämpfer.....	57
6.6.4	Geislingerdämpfer.....	58
6.7	Darstellung der Optimierten Ergebnisse.....	59

7	Ergebnisse und Diskussion	61
7.1	Lager	61
7.2	Drehschwingungssystem	64
7.2.1	Gummidämpfer	64
7.2.2	Viskositätsdämpfer.....	65
7.2.3	Geislingerdämpfer.....	67
8	Zusammenfassung.....	71
8.1	Allgemein	71
8.2	Lager	71
8.3	Drehschwingungssystem	72
8.4	Darstellung.....	72
9	Ausblick	73
9.1	Erweiterungen in der Methodik für die Konzeptphase.....	73
9.2	Geforderte Optimierungsmethoden in weiteren Entwicklungsphasen.....	73
9.3	Schnittstelle	73
	Abkürzungen	74
	Abbildungsverzeichnis.....	75
	Tabellenverzeichnis	78
	Literaturverzeichnis.....	79
	Anhang	81

1 Einleitung

Bei der Optimierung von Motoren wurde anfänglich mit einer sogenannten „Ein-Größen-Optimierung“ gearbeitet. Dabei wird ein Parameter optimiert, anschließend wird dieser konstant gehalten und der nächste Parameter optimiert. Diese Methode kann eher mit einer Variantenrechnung verglichen werden bei der auch nur in Ausnahmefällen das globale Optimum gefunden wird. Die statistische Versuchsplanung besteht aus Versuchsplanerstellung, Modellaufbau und schlussendlich der Optimierung. [Dr. Karsten Röpke und Andere, 2005]

Die Rasterung des Versuchsraums ermöglicht zwar eine Optimierung, allerdings ist bei höherer Anzahl an Einflussgrößen der erforderliche Mess- oder Simulationsaufwand zu hoch. In der Entwicklung stehen weder die Zeit noch die Kapazitäten für die Rasterung des gesamten Versuchsraums zur Verfügung, deshalb wurde die sogenannte statistische Versuchsplanung eingeführt. [Dr. Koegeler, 2012]

1.1 Motivation

Um einen Innovationsvorsprung gegenüber der nationalen wie auch internationalen Konkurrenz zu haben, strebt die AVL-List GmbH ständig nach neuen verbesserten Berechnungs- und Simulationsmethoden. Daher ist auch der Weg zur automatisierten Optimierung in der Berechnung unumgänglich. Die Anwendung in der Konzeptphase hat den Vorteil sehr früh in der Entwicklung neuer Motoren gute Drehschwingungsergebnisse und Lagerdimensionierungen zu erzielen. Des Weiteren sind die Möglichkeit der grafischen Darstellung und der Nachweis der Richtigkeit der Ergebnisse dem Kunden gegenüber wichtig.

Die Lager- und Drehschwingungsberechnungen wurden zur Entwicklung der automatisierten Optimierung herangezogen. Bei der Dämpferauswahl wird gerade in der Konzeptphase großes Verbesserungspotenzial gefordert, weil zurzeit noch die Variantenrechnung angewendet wird. Zusätzlich werden aufgrund des vorgegeben Bauraumes häufig keine guten Ergebnisse erzielt, sodass die nächste Projektphase nicht freigegeben werden kann. Diese Ergebnisse sind durch diese automatisierte Optimierung zu belegen. Die Lagerdimensionierung eignet sich vor allem wegen der geringen Anzahl an Einflussparametern aber Wichtigkeit vor allem in Bezug auf die minimalen Ölfilmdicken. Ein großer Vorteil besteht hier in frühzeitigem Erkennen von nicht ausreichenden Lagerdimensionen und daher kann der Konstruktion eine Designänderung vorgeschlagen werden.

Da die Variantenrechnung nicht effektiv ist und von der Erfahrung des Versuchingenieurs abhängt, wurde von seitens der AVL-List GmbH die Einführung der automatisierten Optimierung in der Berechnung bei der Konzeptphase gefordert. Die Einführung der Optimierung in der Konzeptphase bietet den Vorteil der kurzen Berechnungszeiten und kann daher auch für eine größere Anzahl an Variationsparametern angewendet werden. Diese Optimierung bietet außerdem den Vorteil den Kunden für Zulieferergespräche in einer sehr frühen Phase zu unterstützen und verbesserte Ausgangswerte für die weiteren Berechnungen des Kurbeltriebs mit den entsprechenden Dämpfern zu ermöglichen.

In Abbildung 1-1 ist der Vergleich der Variantenrechnung mit der statistischen Versuchsplanung gegenübergestellt. Ersichtlich ist das mit der Variantenrechnung nicht unbedingt das Optimum gefunden wird, hingegen bei der versuchsplanbasierten Optimierung tatsächlich das globale Optimum gefunden wird.

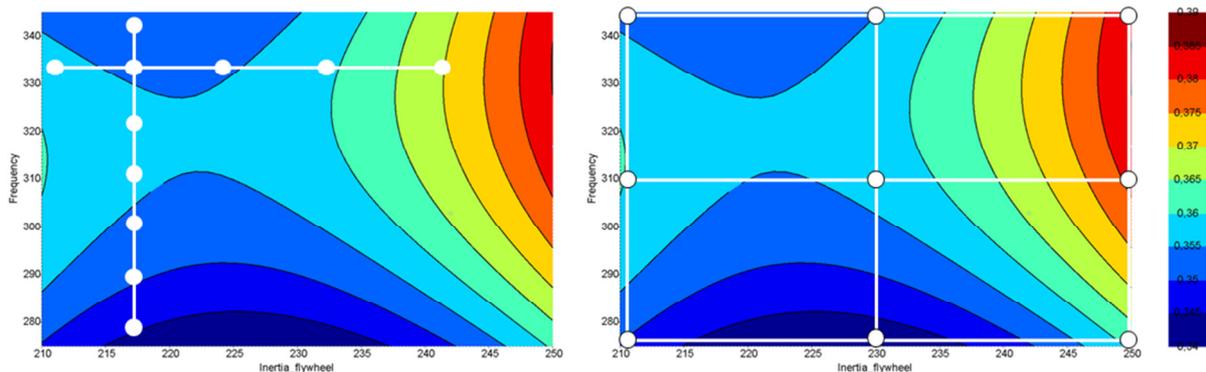


Abbildung 1-1: Vergleich der Variantenrechnung (links) mit der versuchsplanbasierten Optimierung (rechts)

Mit der Einführung der Optimierung sollen zusätzlich auch die Berechnungszeiten und somit die Kosten der Berechnung gesenkt werden.

Wie in Abbildung 1-2 dargestellt nimmt der Berechnungs- und Simulationsaufwand mit steigender Anzahl an Parametern stark zu. Da die Zeit die für die Entwicklung zur Verfügung steht ständig abnimmt, ist eine Optimierung mit geringerer Anzahl an Versuchspunkten unumgänglich. Deshalb wurde in dieser Arbeit darauf geachtet die Anzahl der Simulationspunkte so gering als möglich zu halten.

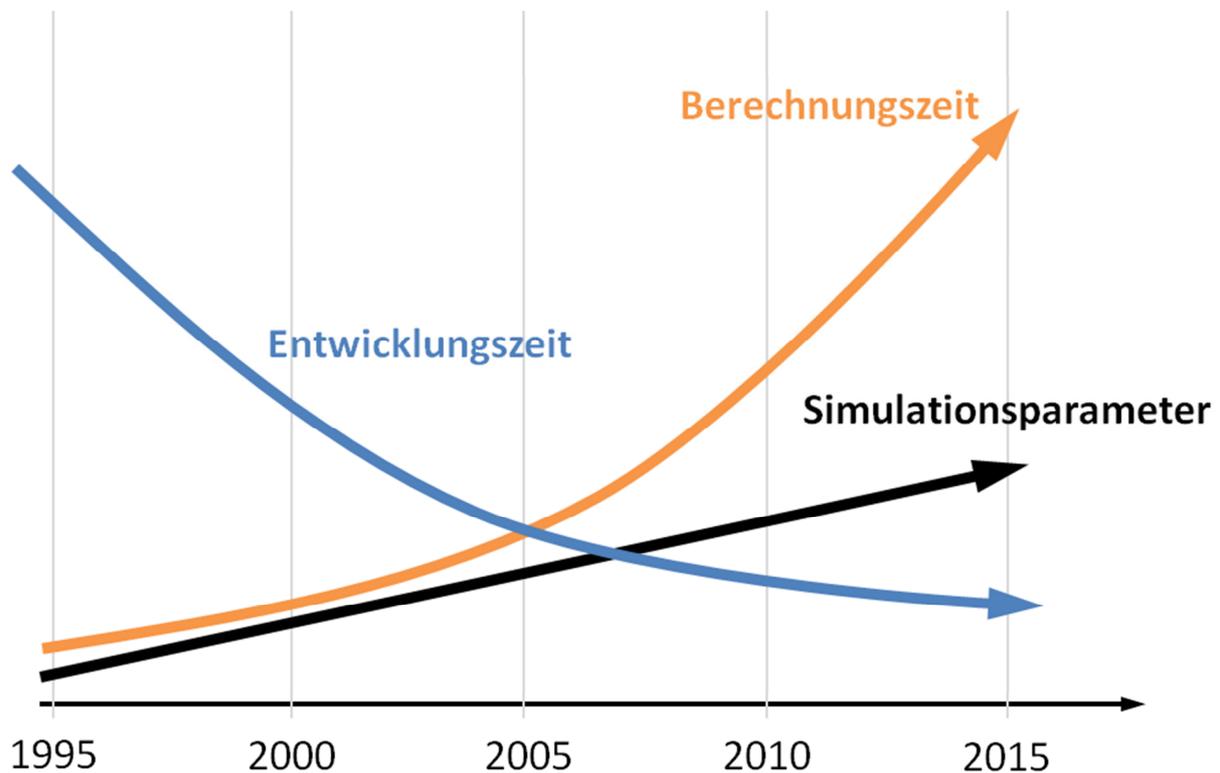


Abbildung 1-2: Berechnungszeit in Abhängigkeit von den Simulationsparameter mit zusätzlich sinkender Entwicklungszeit

1.2 Arbeitsablauf

Zu Beginn wurden Überlegungen gemacht, welche Berechnungen in der Konzeptphase für eine Optimierung sinnvoll sind und auch wirklich umgesetzt werden können. Es wurden die Motoren ausgewählt an denen die einzelnen Optimierungen durchgeführt werden sollen. Zusätzlich standen anfangs noch zwei Optimierungsprogramme, welche zur Unterstützung der statistischen Versuchsplanung dienen, zur Auswahl. Da der AST Design Explorer für unseren Anwendungsfall nicht allen Anforderungen gerecht war, fiel die Entscheidung auf das Optimierungsprogramm CAMEO.

Der Mehrkörpermodellenaufbau für die Simulation erfolgte mit Unterstützung von der AVL eigenen Software Excite Designer. Dieser Modellenaufbau wurde anhand von im Vorhinein gesammelten Daten der Konstruktion und aus Kundenprojekten durchgeführt. Es wurde im Vorfeld untersucht welche Parameter der zu optimierenden Komponenten für die automatisierte Optimierung relevant sind. Diese relevanten Parameter wurden entsprechend dem festgelegten Versuchsraum variiert. Mit diesen berechneten Punkten des Variationsraumes und deren für die Optimierung benötigten Ergebnissen wurden die entsprechenden Modelle berechnet, mit Hilfe der die automatisierten Optimierungen durchgeführt wurden. Die Beurteilung der Berechnungsergebnisse, sowie die Festlegung der

Grenzwerte erfolgten nach den AVL-Internen Richtlinien. [AVL Internal PTE Assessment Guidelines, 2013]

Die statistische Versuchsplanung und schlussendlich auch die Optimierung der Lager und des Drehschwingungssystems wurden wie auch oben schon genannt mit der Unterstützung von CAMEO durchgeführt. Wobei auf die grafische Darstellung der Optimierungsergebnisse besonderes Augenmerk gelegt wurde, um die durchgeführten Berechnungen auch auf Richtigkeit dem Auftraggeber gegenüber belegen zu können.

Der gesamte Optimierungsablauf wurde zum Schluss als Workflow mit entsprechenden Vorlagen als sozusagen automatisierter Optimierungsverlauf schriftlich festgehalten.

In Abbildung 1-3 ist grafisch der Arbeitsablauf wiedergegeben. Es wurde zu Beginn definiert welche Komponenten für eine automatisierte Optimierung herangezogen werden. Die Theorie wurde hinsichtlich der Schwingungsauslegung und Lagerdimensionierung sowie der Optimierung ausgearbeitet. Als Hauptbestandteil dieser Arbeit wurden dann die einzelnen Arbeitsläufe durchgeführt, diese sind in Kapitel 4 detailliert erklärt.

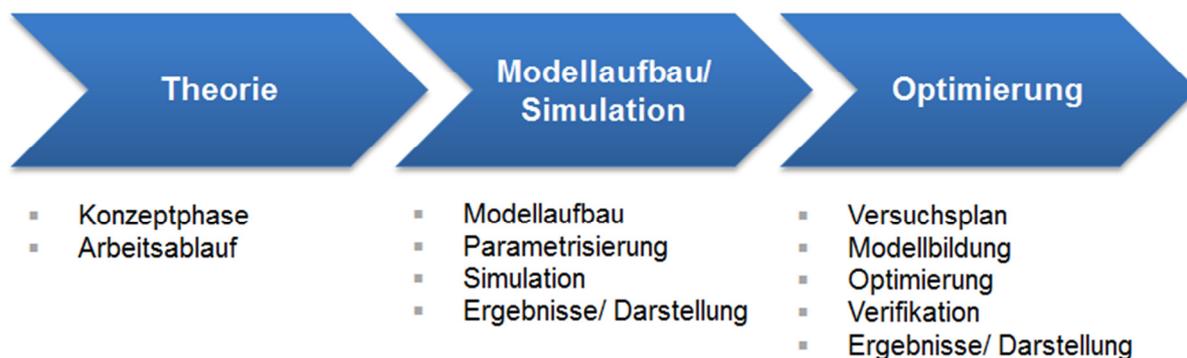


Abbildung 1-3: Arbeitsablauf

2 Optimierung

In diesem Kapitel wird auf den Ablauf und die Kernelemente der Optimierung, welche für den Ablauf dieser Arbeit benötigt werden, eingegangen.

2.1 Allgemein

Die Anzahl der Einzelversuche sollte immer möglichst gering gehalten werden, da diese Versuche Zeit und Geld kosten. Eine zu kleine Anzahl kann aber dazu führen, dass man relevante Unterschiede nicht mehr erkennt. Daher muss bei der Versuchsplanung zuerst, der richtige Versuchsumfang gefunden werden. [Kleppmann, 2003]

Eine Möglichkeit zur Findung des globalen Optimums ist die Rastermessung, dabei werden mit einem festgelegten Raster alle Kombinationen der Eingangsgrößen vermessen. Mit steigender Zahl an zu optimierenden Parametern steigt bei dieser Methode jedoch die Anzahl an Mess- oder Simulationspunkten sehr stark an, daher ist diese Methode bei heutigen Simulationen nicht mehr anwendbar. Als Alternative zur Rastermessung gibt es die modellbasierte Optimierung mit der statistischen Versuchsplanung, bei der nur bestimmte Punkte simuliert oder gemessen werden. Aus diesen Punkten wird ein statistisches Modell gebildet, deren Funktion im einfachsten Fall ein Polynom ist. Des Weiteren eignen sich auch noch neuronale Netze und Radial-Basis-Funktionen um den Funktionsverlauf zu interpolieren. Die Interpolation hat so zu erfolgen, dass die Schätzungen möglichst genau mit den Messungen übereinstimmen. Im Anschluss an die Modellberechnung kann dann eine automatische Optimierung durchgeführt werden. [Dr. Karsten Röpke und Andere, 2005]

2.2 DoE - Design of Experiments (Statistische Versuchsplanung)

Die statistische Versuchsplanung wird zur Entwicklung und Optimierung von Produkten und Prozessen eingesetzt. [Dr. Koegeler, 2012] Damit kann mit statistischen Methoden ein Test oder eine Simulation geplant werden, sodass nur eine geringe Anzahl an Mess- bzw. Simulationspunkten benötigt wird, um optimale Ergebnisse zu erhalten. [AVL CAMEO, 2013]

Mit einer optimierten Anzahl an Variationspunkten wird bei der statistischen Versuchsplanung mit einem mathematischen Modell der Variationsraum beschrieben. Die Platzierung dieser Punkte erfolgt mithilfe von Grenzwerten und in Abhängigkeit vom Modellverhalten. [AVL CAMEO, 2013]

Die statistische Versuchsplanung reduziert die Zeit, um eine optimale Kombination der Einflussgrößen zu finden. Vor allem wenn mehrere Einflussgrößen die Ergebnisse beeinflussen, ist diese Methode hilfreich. Sie hilft außerdem, bei Ergebnissen von Simulationen oder Versuchen die von mehreren Einflussfaktoren abhängen, in relativ kurzer

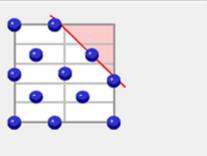
Zeit eine optimale Kombination der Einflussgrößen zu finden. Außerdem besitzt die Versuchsplanung folgende Elemente, welche bei dieser Arbeit alle durchgeführt werden: [Dr. Koegeler, 2012]

- Aufgabendefinition
- Simulationsplanung
- Simulationsdurchführung
- Modellbildung
- Optimierung und
- Verifikation

In Abbildung 2-1 ist der Ablauf der gesamten statistischen Versuchsplanung schematisch dargestellt. Zu Beginn wird ausgewählt welcher Versuchsplan für die durchzuführende Optimierung gewählt wird. Danach werden die jeweiligen Parameterbereiche, die Ordnungen der Abhängigkeit und der Level angegeben. Als Level werden die Faktorstufen bezeichnet, das sind die Werte welche die Versuchs- oder Simulationspunkte annehmen können. Im dritten Abschnitt zur Versuchsplanerstellung werden die Bereiche angegeben in welchen keine Versuchspunkte benötigt werden. Das sind jene Bereiche in denen schon vorab bekannt ist, dass dort kein Optimum erreicht werden kann oder welcher Bereich konstruktionstechnisch nicht möglich ist. Im letzten Schritt werden die Anzahl der Verifikationsrechnungen und falls gewünscht eine zusätzliche Anzahl an Versuchspunkten ausgewählt. Der Versuchsplan ist vor der Durchführung der Simulationen noch auf Plausibilität zu überprüfen, um die Versuchspunkte des Versuchsplans im Anschluss zu berechnen.

1 Versuchsplan definieren

Central Composite Design
 Box Behnen Design
 D-Optimal Design
 Latin Hypercube Sampling Design
 S-Optimal Design



2 Variationsbereich der Parameter festlegen

Variation	From	To	Start	Order	Level	
1	bearing_width	15	20	15	2	3
2	bearing_diam	50	60	50	2	3
3	MassCIV	0.4	0.5	0.4	2	3
4	Frequency	275	345	310	2	3
5	Inertia_Hub	2.03	2.43	2.23	2	3
6	Inertia_Ring	3.46	3.86	3.66	2	3
7	Inertia_flywheel	210	250	230	2	3

3 Define the constrains

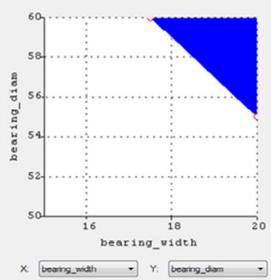
Constraints:

Color	Type	Limit	Details
1	Line	Upper Limit	$r_2 \text{ diam} = 2 * \text{bearing_width} + 95$

Update graphic after selecting a constraint

Line Definition

Point 1	bearing_width	bearing_diam
Point 1	20	55
Point 2	17.5	60



4 Überprüfung der Simulationspunkte

DoE List Graphic

Design Points:

	bearing_width	bearing_diam	MassCIV	Frequency	Inertia_Hub	Inertia_Ring	Ir
1	15	50	0.4	310	2.23	3.66	
2	15	50	0.5	310	2.43	3.86	
3	17.5	60	0.4	310	2.03	3.46	
4	15	60	0.45	345	2.03	3.46	
5	17.5	60	0.5	275	2.43	3.46	
6	20	50	0.4	310	2.43	3.86	
7	20	50	0.5	275	2.43	3.66	
8	15	50	0.45	275	2.43	3.46	
9	15	50	0.4	345	2.43	3.86	
10	15	60	0.4	275	2.23	3.46	
11	15	60	0.4	345	2.03	3.86	
12	17.5	60	0.5	275	2.03	3.66	
13	20	50	0.5	345	2.03	3.86	
14	20	50	0.4	275	2.03	3.46	
15	17.5	60	0.5	310	2.23	3.86	
16	20	60	0.5	275	2.03	3.46	
17	15	55	0.5	345	2.23	3.46	
18	20	50	0.4	345	2.23	3.86	
19	20	55	0.5	345	2.43	3.86	
20	20	55	0.5	345	2.43	3.46	
21	17.5	60	0.4	345	2.23	3.86	
22	15	60	0.45	275	2.23	3.66	
23	15	60	0.5	275	2.43	3.86	
24	15	50	0.5	275	2.23	3.46	

Abbildung 2-1: DoE – Arbeitsablauf

2.2.1 Vorteile von DoE

Aus folgenden Gründen wurde in dieser Arbeit die statistischen Versuchsplanung bei einer Parameteroptimierung angewendet: [Dr. Koegeler, 2012]

- Weniger Messungen werden benötigt
- Gesamter Versuchsraum wird mit dem Modell abgebildet, daher können sehr gute Optimierungen durchgeführt werden
- Resultate können grafisch in beliebigen Kombinationen zueinander und in unterschiedlichen grafischen Darstellungen übersichtlich dargestellt werden
- Besserer Einblick in die variablen Interaktion und schnellerer Gewinn von Expertise und daher gut nachvollziehbar

Um diese Methodik in der Simulation sinnvoll einzusetzen ist ein grundlegendes Wissen über die Zusammenhänge der Verstell- und Zielgrößen von Vorteil, da man sonst Modelle höherer Ordnung generieren muss. [Dr. Koegeler, 2012]

2.2.2 Vorgehensweise bei der statistischen Versuchsplanung

Der Ablauf der statistischen Versuchsplanung erfolgt in folgender Weise: [Dr. Koegeler, 2012]

- Versuchsplan erstellen
- Versuchsdurchführung (Simulation)
- Modellbildung
- Optimierung mit festgelegten Grenz- und Zielwerten
- Kalibrierung und Verifikationsrechnung

Ziel des Ablaufes ist es, am Ende Kennfelder und Kennlinien oder auch Einzelwerte in optimierter Form zu erhalten. [Dr. Koegeler, 2012]

2.2.3 Versuchspläne

Ziel des Versuchsplanes ist es aus den Ergebnissen der Simulationen, welche nach dem Versuchsplan abgelaufen sind, empirische Modelle ermitteln zu können. Dabei sollen die Koeffizienten eines empirischen Modells mit möglichst wenigen, für die Identifikation dieser Koeffizienten richtig positionierten Simulationspunkten im Variationsraum und mit statistisch definierter Sicherheit bestimmbar sein. [Dr. Koegeler, 2012]

2.2.4 Versuchsplanung

Die Versuchsplanung wird in

- Zieldefinition,
- Definition der Variationsparameter,
- Definition der Antwortgrößen,
- Expertenwissen, Vorwissen und
- Statistische Versuchsplanerstellung

unterteilt. Ausgangspunkt zur Wahl des geeigneten Versuchsplanes ist daher die grobe Form der Antwortgrößen, welche vom Simulationsingenieur erwartet werden. [Dr. Koegeler, 2012]

2.2.4.1 Vollfaktorielle Versuchspläne

Wie in Abbildung 2-2 dargestellt ist, hat ein vollfaktorieller Versuchsplan in alle Ecken Versuchs- oder Simulationspunkte. Daraus resultiert eine sehr hohe Anzahl an Punkten für die jeweiligen Berechnungen oder Versuche und deshalb ist dieser Versuchsplan auch nur

für eine geringe Anzahl an Variationsparametern einsetzbar. Die Modellordnung ist immer um eins kleiner als die Anzahl der Faktorstufen. [Dr. Koegeler, 2012]

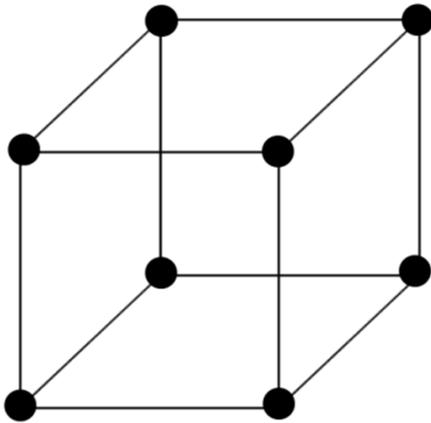


Abbildung 2-2: Vollfaktorieller Versuchsplan

2.2.4.2 Teilfaktorielle Versuchspläne

In Abbildung 2-3 ist ein teilfaktorieller Versuchsplan dargestellt. Dieser basiert auf einem vollfaktoriellen Versuchsplan mit einer reduzierten Anzahl an Versuchs- oder Simulationspunkten. Dieser Versuchsplan dient zur Voruntersuchung von symmetrischen Versuchsräumen. Die Modelle dienen für lineare Effekte und Wechselwirkungen, wobei je nach Auflösung diese irgendwann nicht mehr unterscheidbar sind. [Dr. Koegeler, 2012]

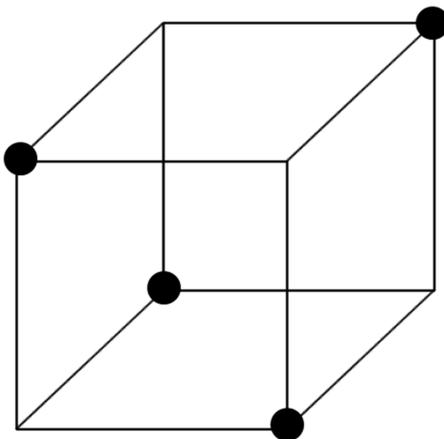


Abbildung 2-3: Teilfaktorieller Versuchsplan

2.2.4.3 Box-Behnken Versuchspläne

Dieser Versuchsplan, wie er in Abbildung 2-4 dargestellt ist, basiert auf einem vollfaktoriellen Versuchsplan mit drei Faktorstufen ohne Eckpunkte und ohne Flächenmittelpunkte, aber mit globalem Mittelpunkt. Angewendet wird dieser Versuchsplan, wenn die Eckpunkte keine große Bedeutung haben und die Anzahl an Variationsparametern nicht größer als vier ist, da

sonst die Anzahl an Versuchs- oder Simulationspunkten zu groß wird. [Prabhu Santiago, 2013]

Der Vertrauensbereich ist größer als bei den vergleichbaren zentral zusammengesetzten Versuchsplänen und dient zur Untersuchung von symmetrischen Versuchsräumen. Als Modelle werden Quadratische mit beschränkt bestimmbarer Wechselwirkung verwendet. [Dr. Koegeler, 2012]

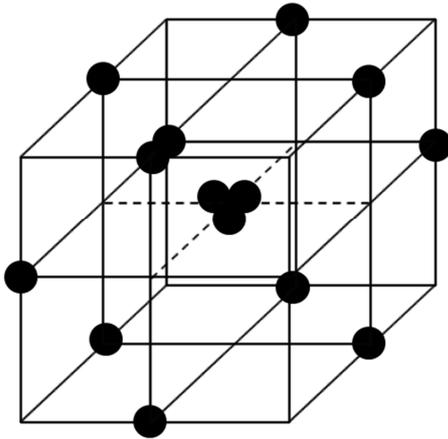


Abbildung 2-4: Box Behnken Versuchsplan

2.2.4.4 Zentral zusammengesetzte Versuchspläne

Die zentral zusammengesetzten Versuchspläne sind in Abbildung 2-5 dargestellt. Diese Versuchspläne bauen auf den zweistufigen Versuchsplänen auf, die bei Bedarf um die fehlenden Versuchsläufe der Simulation ergänzt werden. [Karl Siebertz und Andere, 2010] Diese Versuchspläne bestehen aus bis zu fünf Faktorstufen und haben weniger Versuchs- oder Simulationspunkte als die vollfaktoriellen Versuchspläne. Die Versuchsräume müssen symmetrisch und unbeschränkt sein und es werden quadratische Modelle angewendet. [Dr. Koegeler, 2012]

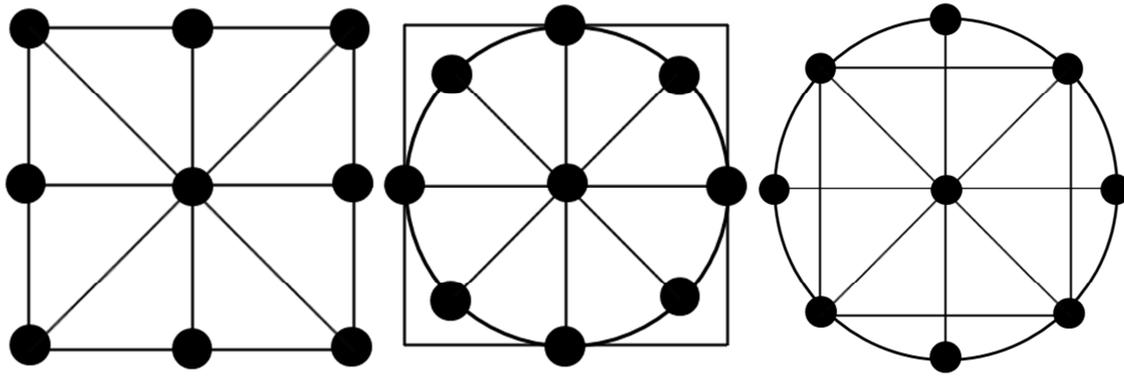


Abbildung 2-5: Zentral zusammengesetzter Versuchsplan

2.2.4.5 D-Optimale Versuchspläne

Mit diesem Modell soll mit minimalem Aufwand ein optimaler Versuchsplan erstellt werden. Dieser Versuchsplan bildet die gewünschten Wechselwirkungen und Effekte eindeutig ab. Ein D-optimaler Versuchsplan hat folgende Vorteile: [CRGraph, 2013]

- Für jeden Faktor kann individuell die Anzahl der Faktorstufen festgelegt werden
- Die Stufenabstände können beliebig gewählt werden und müssen nicht alle gleich groß sein
- Es können beliebig viele Zusatzpunkte gefordert werden
- Durch neue Einflussfaktoren bestehen Erweiterungsmöglichkeiten
- Bestimmte nicht erreichbare Bereiche des Versuchsfeldes können vorab ausgeschlossen werden
- Beliebige Wahl des mathematischen Modells

Der D-Optimale Versuchsplan wurde aufgrund dieser Vorteile, wie später noch beschrieben in dieser Arbeit verwendet.

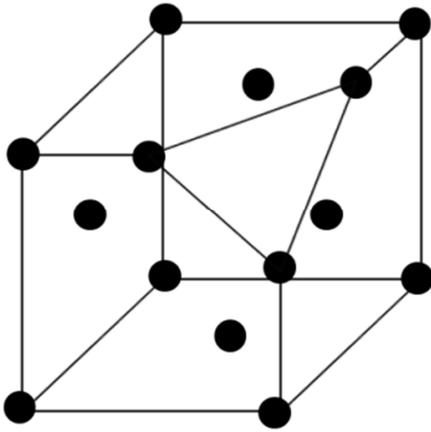


Abbildung 2-6: D-optimaler Versuchsplan

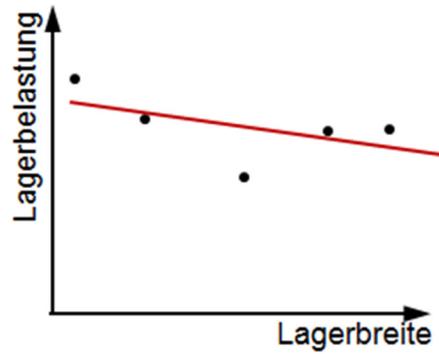
2.2.5 Modellbildung

Anhand eines Versuchsplanes soll am Ende ein Modell erstellt werden, das heißt aus dem bei der Simulation entstandenen Ergebnissen soll so ein Modell empirisch erstellt werden können. Dabei soll mit möglichst wenigen, aber richtig positionierten Simulationspunkten im Variationsraum das Modell erstellt werden können. In Abbildung 2-7 ist dargestellt das ein Modell mit höherer Ordnung den Messergebnissen mit geringerem Abstand folgen kann.

[Dr. Koegeler, 2012]

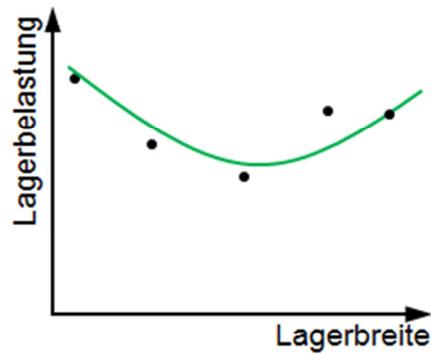
Linear:

$$y = k \cdot x + d$$



Quadratisch:

$$y = a \cdot x^2 + k \cdot x + d$$



Höhere Ordnung:

$$y = b \cdot x^3 + a \cdot x^2 + k \cdot x + d$$

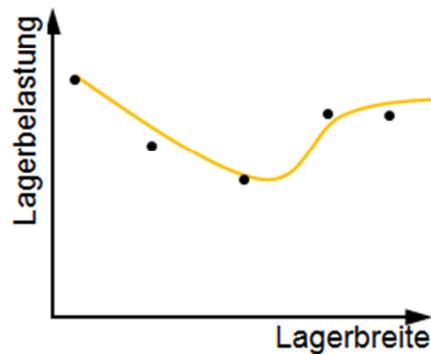


Abbildung 2-7: Modellordnung und mögliche Modellform

Es ist daher wichtig, im Vorfeld die Abhängigkeiten der Einflussgrößen von den Variationsparametern zu kennen, um die Ordnung des Modells bestimmen zu können und die berechneten Modelle tatsächlich die Ergebnisse ohne großen Abweichungen wiedergeben.

In dieser Arbeit wurde ausschließlich das Freie Polynommodell verwendet. Bei diesem Modelltyp kann die Modellordnung freigewählt werden. Als Beispiel für ein Polynommodell zeigt folgende Gleichung ein Modell in Abhängigkeit von drei Variablen: [Dr. Koegeler, 2012]

$$A = a_0 + a_1 \cdot F + a_2 \cdot F^2 + b_1 \cdot I_{Ring} + b_2 \cdot I_{Ring}^2 + c_1 \cdot I_{Hub} + c_2 \cdot I_{Hub}^2 + d_1 \cdot F \cdot I_{Ring} + d_2 \cdot I_{Ring} \cdot I_{Hub} + d_3 \cdot F \cdot I_{Hub} \quad (2-1)$$

A ... Drehschwingungsausschlag am Dämpfer [-]

F ... Frequenz [Hz]

I_{Ring} ... Massenträgheit Dämpferring [kg·m²]

I_{Hub} ... Massenträgheit Dämpfergehäuse [kg·m²]

a, b, c, d ... Konstanten [-]

In der ersten Zeile stehen die Variationsparameter die direkten Einfluss aufeinander haben und in der zweiten Zeile stehen die Wechselwirkungsterme. [Dr. Koegeler, 2012]

3 Kurbeltriebauslegung in der Konzeptphase

3.1 Allgemein

In dieser Arbeit wurde die Konzeptphase der Motorenberechnung für die Optimierung bestimmter Komponenten herangezogen, da es von Vorteil ist in einer frühen Projektphase die Komponenten bestmöglich auszulegen. Ansonsten könnten in späteren Entwicklungsphasen die Kosten steigen und schlimmstenfalls die Freigabe des Motors verzögert werden.

In der Konzeptphase ist ein weiterer Vorteil, dass ein stark vereinfachtes eindimensionales Modell nur wenige Eingabedaten des Motors benötigt. Daraus folgen auch kurze Berechnungszeiten und damit können gut aufgebaut Versuchspläne zu guten Optimierungsergebnissen führen.

3.2 Modellaufbau

Mittels der Unterstützung von Excite Designer können Kurbeltriebberechnungen in der Konzeptphase durchgeführt werden. Dazu dienen unterschiedliche Module um die einzelnen Berechnungsaufgaben während der Designphase abzudecken. In dieser Phase sind die kurzen Berechnungszeiten und eine geringe Anzahl an Auslegungsparameter von Vorteil. Aus den genannten Gründen können ohne größeren Aufwand mehrere Varianten gerechnet werden, um den Motor vorab auszulegen. [AVL Excite Designer, 2011]

Die Modelle sind Mehrkörpermodelle und bestehen aus Kurbeltriebkomponenten verbunden mit Gleitlager- und Übertragungsverbindungen. Es gibt unterschiedliche Übertragungsverbindungen: [AVL Excite Designer, 2011]

- Gleitlager zur Aufnahme der radialen Kräfte
- Axialhauptlager zur Aufnahme von radialen und axialen Kräften
- Transmission-Übertragungsverbindung

Alle Berechnungen basieren auf einem statisch bestimmten System des Kurbeltriebs. Alle Körper sind steif ausgeführt, nur die Kurbelwelle hat Verbindungen bei jeder Kurbelkröpfung. Der einzige Unterschied ist die Berechnung der Drehschwingungen, dort wird die Torsionssteifigkeit von den Kurbelwellenteilen mitberücksichtigt. [AVL Excite Designer, 2011]

Mehrzylindermotoren aufgrund der Biegemomente der Kurbelwelle, welche durch die Kraft an der Kurbelkröpfung entsteht. [**Kurt Löhner**, 1948]

Durch die sich wechselnde Kraft entsteht eine Verlagerung des Wellenmittelpunktes und somit eine Exzentrizität. Der Schmierfilm dämpft die Radialbewegung, sodass es zu Stoßbelastungen des Gleitlagers kommt. Aufgrund der Einflüsse von Breiten- zu Durchmesser Verhältnis, Ölviskosität, Lastcharakteristik, Lagerspiel und konstruktiven Einflüssen, muss eine Berechnung der Lagerdimensionen schon in der Konzeptphase stattfinden. [**Richard van Basshuysen, Schäfer**, 2002]

Die Lagerdimensionierung ist größtenteils durch die Motorkonstruktion vorgegeben wobei die Lagerbreite und Lagerdurchmesser in einen Verhältnis von rund 0.25 bis 0.35 zueinander stehen und dadurch die spezifische Lagerbelastung beeinflussen lässt. [**Richard van Basshuysen, Schäfer**, 2002]

3.4 Drehschwingungssystem

Das Triebwerk ist ein Feder-Massen-System und wird durch periodisch wirkende Drehkräfte zu Schwingungen angeregt. Diese Schwingungen überlagern sich der eigentlichen Drehbewegung der Kurbelwelle und den daraus folgenden drei Anteilen der Drehbewegungen: [**Richard van Basshuysen, Schäfer**, 2002]

- durch den ungleichmäßigen Drehkraftverlauf kommt es zu Drehzahlschwankungen,
- gleichmäßige Drehung entsprechend der Drehzahl und
- Schwingung um den Verschiebungswinkel, welcher durch die Drehkraft hervorgerufen wird.

Durch den Verdrehwinkel der Drehmassen gegenüber der Ausgangslage kann die Bewegung des Systems beschrieben werden.

Die Schwingungsform erhält man indem man die Schwingungsausschläge der einzelnen Massen über die Länge der Kurbelwelle darstellt. Zwei benachbarte Massen, die durch einen Nulldurchgang die sogenannten Schwingungsknoten getrennt sind, schwingen in entgegengesetzte Richtungen. An diesen Schwingungsknoten treten Schwingungsbeanspruchungen aber keine Schwingungsbewegungen auf. [**Richard van Basshuysen, Schäfer**, 2002]

Bei jeder Schwingungsform welche auftreten kann, ist je eine Eigenfrequenz vorhanden. Diese Eigenfrequenzen können freie Schwingungen ausführen und hängen von der Größe und Verteilung der Drehsteifigkeiten und den Drehmassen im System ab. [**Richard van Basshuysen, Schäfer**, 2002]

Bei Kurbelwellen kann es zu gefährlichen Drehmomentstößen kommen wenn die Erregerfrequenz mit der Eigenfrequenz übereinstimmt. Diese Drehschwingungsresonanzen können vor allem beim konstruktiv schlecht ausgelegten Antriebssträngen vorkommen, wenn diese bei einer bestimmten Drehzahl in Schwingungen geraten und sich weiter auf die angrenzenden Maschinenteile übertragen. Die Erregerdrehzahlen hängen von der Anzahl der Zündungen pro Umdrehung und somit von der Zylinderanzahl ab. [Wilhelm Matek und Andere, 2001]

Als Beispiel für einen 4-Zylinder Viertaktmotor, das bedeutet 2 Zündungen pro Umdrehung und mit der Drehzahl n wären die Erregerfrequenzen $2 \cdot n$, $4 \cdot n$ und so weiter. [Wilhelm Matek und Andere, 2001]

3.4.1 Eigenfrequenz

Ein Triebwerk besteht aus Drehmassen und Drehsteifigkeiten die miteinander gekoppelt sind. Diese Drehmassen beeinflussen sich in ihren Schwingungsverhalten gegenseitig und können durch die folgende Differenzialgleichung beschrieben werden: [Richard van Basshuysen, Schäfer, 2002]

$$I_K \cdot \ddot{\varphi} + c_{k-1} \cdot (\varphi_k - \varphi_{k-1}) + c_k \cdot (\varphi_k - \varphi_{k+1}) = 0 \quad (3-1)$$

I ... Massenträgheitsmoment der Drehmasse

φ ... Verdrehwinkel der Drehmasse

c ... Drehsteifigkeit des Wellenstücks

k ... Zähler für die Drehmassen

Das Gleichgewicht zwischen Beschleunigungsmomenten und Rückstellmomenten wird somit mit homogen gekoppelten linearen Differentialgleichungen beschrieben. Die Bestimmung der Eigenfrequenz erfolgt durch Integration der Gleichung (3-1), wobei die Dämpfung vernachlässigt werden kann, da diese nur geringen Einfluss auf die Eigenfrequenz hat. [Richard van Basshuysen, Schäfer, 2002]

In der Praxis erfolgt die Bestimmung der Eigenfrequenz oder auch Kennfeldfrequenz genannt des Systems mit Formel (3-2). Für die Bestimmung der Eigenfrequenz wird die Massenträgheit des Dämpfergehäuses, die halbe Massenträgheit des Dämpferrings benötigt. Das System selbst wird steif ausgeführt und die Dämpfung wird Null gesetzt. Nach der Simulation kann aus der Drehzahl bei der maximalen Schwingungsamplitude und der dazugehörigen Ordnung die Eigenfrequenz des Systems berechnet werden.

Die Resonanzfrequenz des Systems wäre eigentlich unendlich, da aber immer eine gewisse Dämpfung im System selbst vorhanden ist, tritt ein endlicher Schwingungsausschlag auf. [Otto Kaemer, 1963]

$$f_0 = n \cdot O \quad (3-2)$$

f_0 ... Eigenfrequenz [vibr./min]

O ... Ordnung der entsprechenden Schwingung

n ... Drehzahl bei maximalen Schwingungsausschlag[U/min]

3.4.2 Dämpfer

Die immer vorhandene Dämpfung, welche durch den Werkstoff, die Reibung und den Schmierfilm vorhanden ist, reicht in der Praxis nicht aus um bei heutigen Triebwerken gefährliche Drehschwingungen zu verhindern. Es besteht zwar die Möglichkeit die Massenträgheit des Schwungrades zu erhöhen, dadurch wird aber zusätzlich zur Senkung der Eigenfrequenz der Schwingungsknoten in Richtung des Schwungrades verschoben. Aus diesem Grund bleibt nur die Möglichkeit der Dämpfung und Tilgung, um die Drehschwingungen auf ein ungefährliches Maß zu verringern. [Richard van Basshuysen, Schäfer, 2002]

Da in dieser Arbeit das Hauptkriterium auf die Dämpfung gelegt wurde, wird auch nur auf diese näher eingegangen. Bei der Dämpfung wird die Schwingungsenergie in Wärme umgewandelt und an die Umgebung abgegeben. Mit steigendem Dämpfungsmoment sinken die Schwingungsausschläge, da zwischen dem Moment der Massenträgheit, der Dämpfung der Rückstellkraft und der Erregung bei stationären erzwungenen Schwingungen ein Gleichgewicht herrscht. [Richard van Basshuysen, Schäfer, 2002]

3.4.2.1 Gummidämpfer

Gummidämpfer werden häufig bei PKW-Motoren eingesetzt. Diese bestehen aus einem Primärteil, dem Dämpferring und einem Sekundärteil, dem Dämpfergehäuse. Diese beiden Komponenten sind über eine aufvulkanisierte Gummischicht elastisch miteinander verbunden. Der Sekundärteil ist kreisringförmig und der Primärteil ist eine L förmige Mitnehmerscheibe. Bei diesem Dämpfer wird die Resonanzspitze gedämpft, nachdem sie in zwei Resonanzen aufgeteilt wurde. [Richard van Basshuysen, Schäfer, 2002]

In Abbildung 3-3 ist ein Gummidämpfer mit den oben beschriebenen Komponenten schematisch abgebildet.

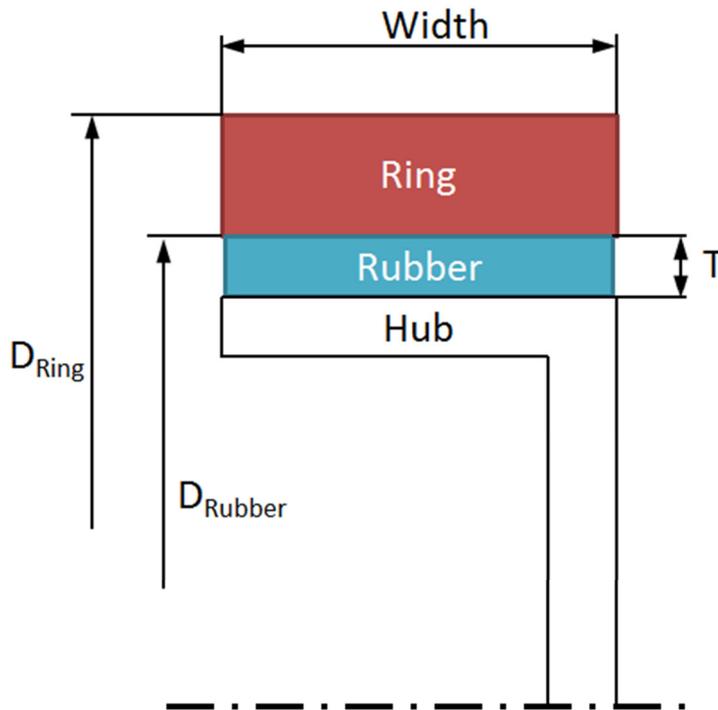


Abbildung 3-3: Schematische Darstellung eines Gummidämpfers

3.4.2.2 Viskositätsdämpfer

Viskositätsdämpfer werden heute mittlerweile auch bei den PKW-Triebwerken eingesetzt. [Richard van Basshuysen, Schäfer, 2002]

Der Viskositätsdämpfer besteht aus einem Dämpfergehäuse und einem Dämpfering, welche mit Lagerelementen geführt sind. Ein enger Scherspalt, gefüllt mit hochviskosem Silikonöl, verbindet die beiden Dämpferelemente miteinander. Beim Viskositätsdämpfer können die Massenträgheiten, Torsionssteifigkeit und die Dämpfung zur Anpassung an den jeweiligen Kurbeltrieb variiert werden. [Geislinger VDAMP, 2013]

In Abbildung 3-4 ist ein Viskositätsdämpfer mit seinen Hauptkomponenten im Schnitt abgebildet. Das Dämpfergehäuse ist fix mit dem freien Kurbelwellenende verbunden. Bei auftretenden Schwingungen bewegt sich das Dämpfergehäuse relativ zum Dämpfering, wodurch Scherung des Silikonöls im Spalt entsteht. Diese Scherung verzögert die Bewegung der beiden Dämpferkomponenten zueinander und erzeugt somit die Dämpfung. [Geislinger VDAMP, 2013]

Außerdem ist in Abbildung 3-4 als Beispiel der Steifigkeits- und Dämpfungsverlauf für ein Silikonöl mit der Viskosität von $200000 \text{ mm}^2/\text{s}$ über der Frequenz mit der Einheit Vibrationen pro Minute für verschiedene Temperaturen dargestellt.

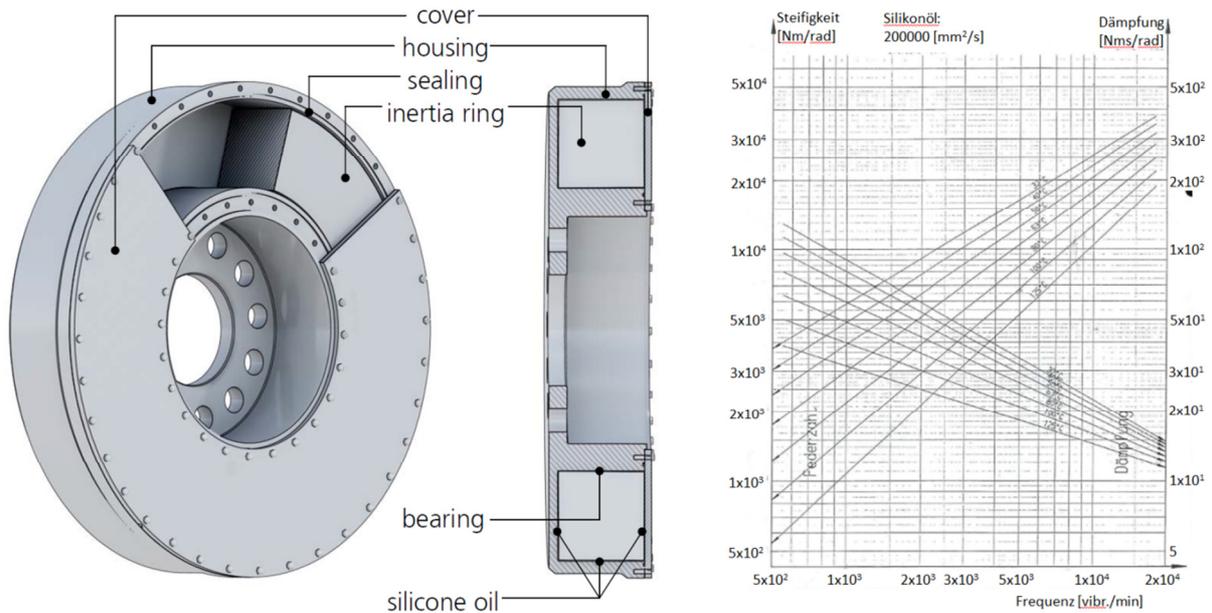


Abbildung 3-4: Geislinger Viskositätsdämpfer (links) [Geislinger VDAMP, 2013] und die entsprechenden Silikonölkennlinie (rechts) [Hesse & Werde, 2013]

3.4.2.3 Geislingerdämpfer

Der Geislingerdämpfer ist ein Drehschwingungsdämpfer und nach seinen Hersteller benannt, welcher mit Stahlfedern und hydrodynamischen Öl die Dämpfung erzeugt. Die Kombination von den beiden zuvor genannten Dämpfungsmedien verschiebt die motorkritische Drehzahl aus den Arbeitsbereich des Motors, wodurch sich geringer Schwingungsamplituden ergeben. Durch die Stahlfedern kann unabhängig von der erforderlichen Dämpfung ein beliebiger Grad an Steifigkeit erreicht werden. [Geislinger Damper, 2013]

In Abbildung 3-5 ist der Geislingerdämpfer mit seinen Hauptbestandteilen im Schnitt dargestellt. Der Dämpfering ist klein ausgeführt und mit dem freien Wellenende der Kurbelwelle verschraubt. Dadurch steht für das wirksame Dämpfergehäuse mehr Platz zur Verfügung und es kann dadurch einen größere Massenträgheit erreicht werden. [Geislinger Damper, 2013]

Die benötigten Dämpfergrößen bei entsprechenden Drehmomenten und die dafür benötigte Dämpfung ist in Abbildung 3-5 dargestellt.

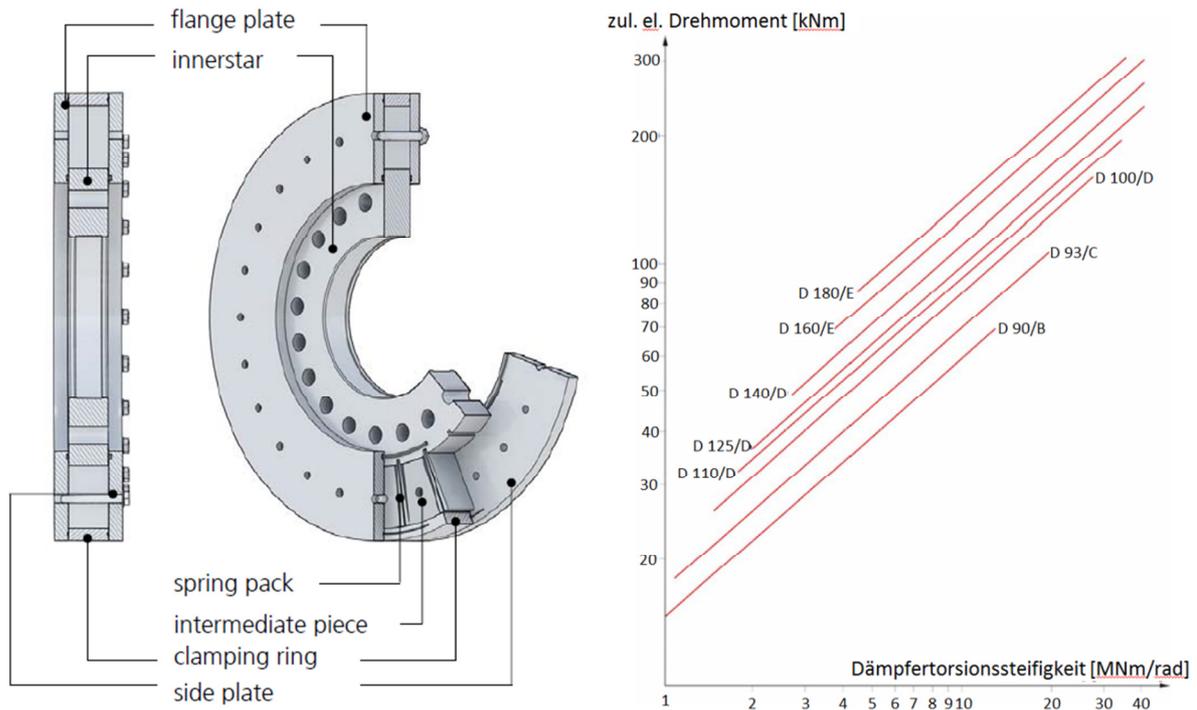


Abbildung 3-5: Geislingerdämpfer und die Dämpfung unterschiedlicher Dämpferausführungen bei verschiedenen Drehmomenten [Geislinger Damper, 2013]

3.4.2.4 Dämpferauslegung

Bei der Auslegung der Dämpfer sind die Steifigkeit und die Dämpfung von der jeweiligen Dämpferausführung von Bedeutung. Die Berechnung dieser beiden Eigenschaften erfolgt mit den folgenden Formeln:

Dämpfersteifigkeit: [AVL Workflow, 2013]

$$C = \frac{1}{1.3} \cdot I_{Ring} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \quad (3-3)$$

C ... Dämpfersteifigkeit [Nm/rad]

I_{Ring} ... Massenträgheit Dämpferring [$kg \cdot m^2$]

f ... Frequenz [Hz]

Dämpfungskonstante: [AVL Workflow, 2013]

$$D = \frac{C}{2 \cdot \pi \cdot f} \quad (3-4)$$

D ... Dämpfung vom Dämpfer [Nms/rad]

C ... Dämpfersteifigkeit [Nm/rad]

κ ... Konstante [-]

f ... Frequenz [Hz]

4 Workflow

Die Ausarbeitung des gesamten Optimierungsablaufes war Hauptaufgabe dieser Arbeit und auch das Ziel der AVL-List GmbH bei der Beauftragung dieser Arbeit. Der Ablauf wurde im folgenden Abschnitt grafisch übersichtlich dargestellt.

In Abbildung 4-1 ist der Ablauf des gesamten Optimierungsablaufes ohne Modellerstellung, da diese in dieser Arbeit nur untergeordnete Priorität hat, dargestellt. Die Gelben ovalen Kästchen stellen den Start- und Endpunkt dar. Die grauen Rechtecke stehen für Eingabedaten oder Ergebnisse und die weißen Rechtecke bedeuten Tätigkeiten oder einen Prozess.

Das nachfolgende Flussdiagramm wurde in 7 Ebenen unterteilt, damit diese im Anschluss detaillierter beschrieben werden können.

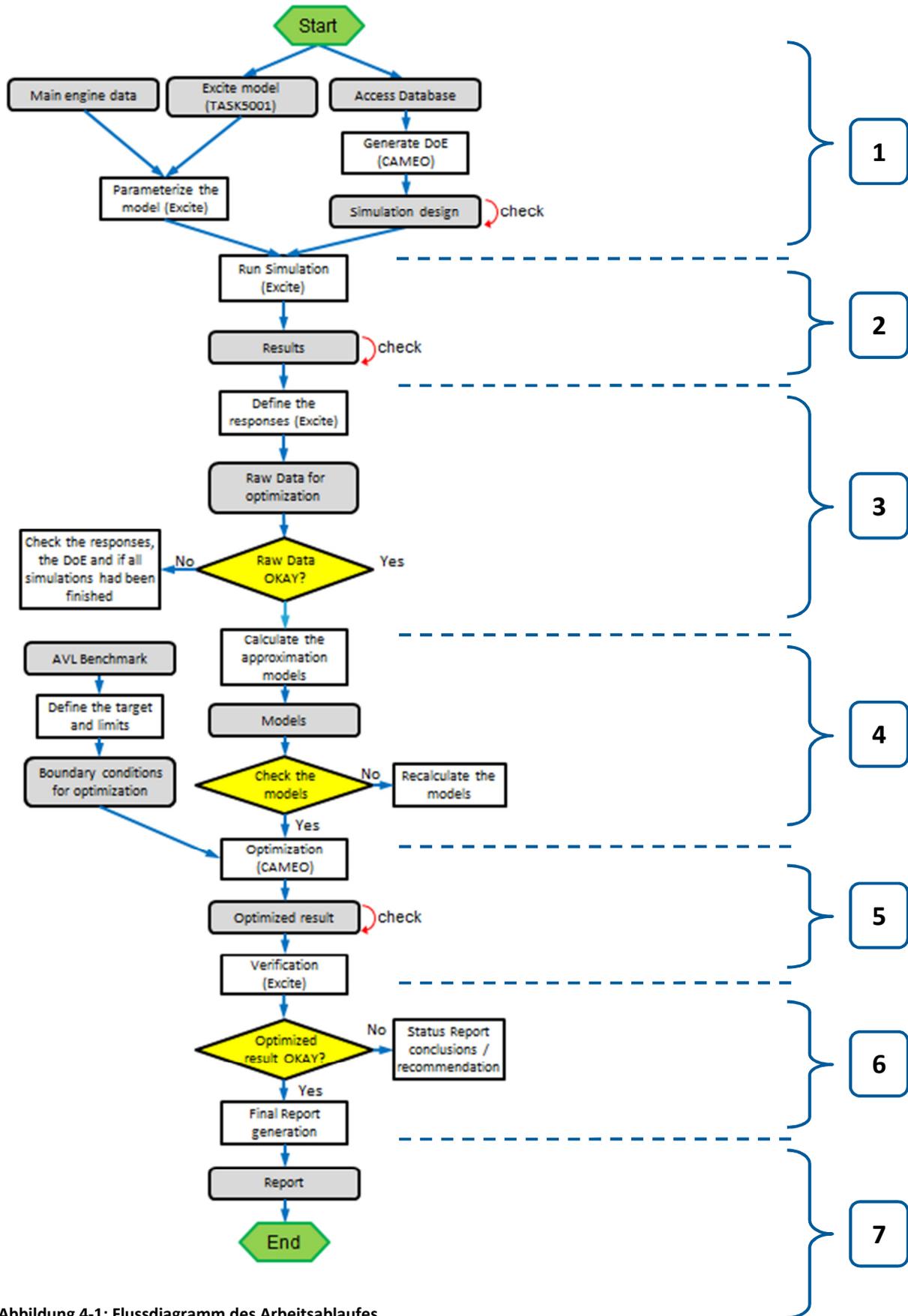


Abbildung 4-1: Flussdiagramm des Arbeitsablaufes

Im Folgenden werden die einzelnen Ebenen aus Abbildung 4-1 näher erklärt:

1. Es werden Daten aus der Konstruktion, vom Auftraggeber und von der Berechnung zusammengesammelt. Das Mehrkörpermodell wird entsprechend parametrisiert, um die Variationsparameter im Anschluss in den Versuchsplan zu integrieren. Außerdem wird für die Optimierungsdaten eine neue Access Datenbank erstellt. Es wird der Versuchsplan für die statistische Versuchsplanung erstellt, welcher zusätzlich Verifikationspunkte, um eine spätere Überprüfung der optimierten Ergebnisse zu ermöglichen, enthält. Falls mehr Versuchspunkte generiert werden, als für den D-Optimalen Versuchsplan mindesten gefordert werden, sind diese auf deren Verteilung im Versuchsraum zu überprüfen.
2. Die Simulation wird gestartet und nach Beendigung aller Simulationsfälle erfolgt eine Überprüfung der Ergebnisse, ob alle Simulationsfälle vollständig ohne Fehler durchgeführt wurden. Diese Überprüfung erfolgt mittels grafischer Darstellung der jeweiligen Parameter über der Drehzahl. Damit können etwaige Probleme in Bezug auf die Dämpferoptimierung minimiert werden.
3. Die Ergebnisse, welche für die Optimierung benötigt werden, werden definiert und anschließend werden die gesamten Rohdaten auf Plausibilität überprüft. Falls bei den Rohdaten Fehler in den Ergebnisse zu erkennen sind oder keine Werte vorhanden sind, müssen die statistische Versuchsplanung und die Simulationsergebnisse noch einmal überprüft werden. Die Daten können nämlich nur verwendet werden wenn alle Simulationspunkte für den Versuchsplan vollständig durchgerechnet worden sind. Zusätzlich müssen die Verifikationsfälle bei den Rohdaten ausgeblendet werden, da sonst kein Modell erstellt werden kann. Diese Verifikationspunkte dienen nämlich bei der Optimierungsdurchführung lediglich als Platzhalter für die im Anschluss benötigten Punkte zur Nachprüfung der Ergebnisse und würden somit zu schlechten Modellen führen, da alle die Verifikationsergebnisse alle dieselben sind und daher mehrere Punkte aufeinander liegen.
4. Die Modelle werden anhand der Rohdaten mit den entsprechenden Definitionen, wie Ordnung des Modells und Modelltyp berechnet. Diese Modelle werden hinsichtlich der Abweichungen zu den Simulationspunkten mit bestimmten Bewertungskriterien, wie zum Beispiel der Summe der Abstände von den Simulationspunkten zu dem Modellverlauf, beurteilt. Sollten die Modelle nicht ausreichend genau sein, müssen die Rohdaten nochmals überprüft werden. Falls die Rohdaten keine Fehler aufweisen ist die statistische Versuchsplanung mit höherer Ordnung erneut durchzuführen. Daraus folgt auch, dass die Ordnung für die einzelnen Variationsparameter im Vorfeld genau überlegt und festgelegt werden muss.
Parallel dazu sind die Zielwerte und die Grenzwerte aus AVL-Bewertungen aus Motoren ähnlicher Baugröße und Motordaten zu definieren.

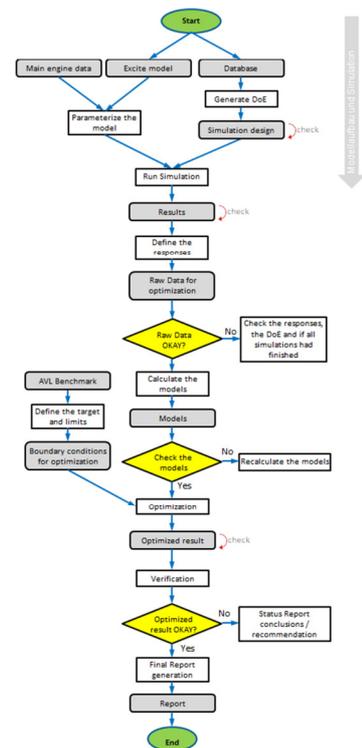
5. Die Optimierung ist Anhand der zuvor festgelegten Grenzwerten und Zielwerten durchzuführen. Bei der automatisierten Drehschwingungsauslegung sind im Bezug auf die vom Hersteller vorgegebenen Einschränkungen in Bezug auf die jeweiligen Baugrößen die entsprechenden Werte festzulegen. Die Ergebnisse müssen auf Plausibilität überprüft werden. Falls diese nicht den Wünschen entsprechen, sind die Grenzwerte und Zielwerte anzupassen.
6. Der oder die optimierten Punkte sind mittels Verifikationssimulation auf deren Richtigkeit nachzuprüfen. Das bedeutet die optimierten Werte werden in die dafür vorgesehenen Verifikationspunkte im Versuchsplan eingetragen und simuliert. Nach abgeschlossener Simulation werden die Ergebnisse zu den bestehenden Modellen hinzugefügt, wodurch die Abweichungen dargestellt werden können.
7. Die gesamte Berechnung mit den nicht optimierten und auch deren optimiertem Ergebnis ist in einen Bericht niederzuschreiben. Zusätzlich wird die Optimierung festgehalten, speziell von den kritischen Ergebnissen. Falls die optimierten Ergebnisse nicht in Ordnung sind, wird ein Statusbericht gemacht, indem alle vorzunehmen Änderungsvorschläge in Bezug auf das Design der Kurbelwelle und anderen Komponenten beschrieben ist.

5 Modellaufbau und Simulation

Die Modelle der verwendeten Motoren wurden wie in Kapitel 3.2 beschrieben als Mehrkörpermodelle aufgebaut und entsprechend parametrisiert.

5.1 Allgemein

Die Optimierungen der Lager und der Torsionsschwingungssysteme wurden anhand eines PKW 4-Zylinder Reihenmotors, eines 6-Zylinder Reihenmotors und eines 12-Zylinder V-Motors aus der ersten Design Phase durchgeführt. Der 4-Zylinder Reihenmotor erfüllte in dieser Stufe der Entwicklung die AVL-Kriterien noch nicht vollständig und musste somit hinsichtlich Erfüllungskriterien optimiert werden. Im Gegensatz dazu wurden beim 6- und 12-Zylinder Motor hinsichtlich automatisierter Optimierung für die entsprechende Dämpferauswahl Konzepte entwickelt. Vom 4-Zylinder Reihenmotor wurde ein Mehrkörpermodell des Kurbeltriebs erstellt und vorab eine vollständige Auswertung hinsichtlich Lagerdimensionierung und Drehschwingungsberechnung vorgenommen, um im Anschluss an die Optimierung eine Gegenüberstellung nicht optimierter zu den optimierten Ergebnissen erstellen zu können. Von den beiden anderen Motoren wurde ein Mehrkörpermodell erstellt und anschließend ein Ablauf für die Drehschwingungsauslegung entwickelt, um danach hinsichtlich der jeweiligen Dämpfer eine Parametrisierung des Modells vorzunehmen.



Als Dämpfer wurden ein Gummidämpfer für den 4-Zylinder Reihenmotor, ein Viskositätsdämpfer für den 6-Zylinder Reihenmotor und ein Geislingerdämpfer für den 12-Zylinder V-Motor ausgewählt.

5.2 Herausforderung

Die Probleme bei der Erstellung der Modelle bestanden in der Parametrisierung. Die Parameter werden für die spätere durchgeführte statistische Versuchsplanung benötigt. Bei falscher oder nicht gut überlegter Festlegung der Variationsparameter beim Modell, kann eine unnötig hohe Anzahl von Simulationspunkten entstehen. Dies würde zu einem höheren Zeitaufwand führen. Es sollten daher so wenig Parameter wie möglich, aber alle benötigten für eine entsprechende Dämpferauslegung verwendet werden. Welche und wie viele Parameter für die einzelnen Problemstellungen festgelegt wurden, zeigen die nachfolgenden

Dimensionen festgelegt. Daraus resultierte der Variationsraum der Lager hinsichtlich Breite und Durchmesser.

Für die Drehschwingungsauslegung werden Anhand der Kundenvorgaben sowie des vorhandenen Platzes die möglichen Dämpfergrößen ausgewählt. Diese Vorauswahl dient dann zur Festlegung der Parameter und zur Definition des Parameterraumes. Das Schwungrad wird bei dieser Drehschwingungsberechnung auf die entsprechende optimale Massenträgheit hin ausgelegt.

5.4 Parametrisierung

Für jedes der drei Modelle wurde im Vorfeld genau überlegt welche Werte für eine vernünftige Optimierung des Systems definiert werden müssen. Einerseits soll die Optimierung weitgehend einfach und automatisiert ablaufen, andererseits müssen aber alle Einschränkungen von Herstellern oder auch firmeninterne Auslegungskriterien mitberücksichtigt werden. Dies wird gefordert, um durch die Optimierung nicht nur den theoretisch optimalen Dämpfer zu erhalten, der vom Hersteller aber nicht geliefert werden kann. Außerdem soll die Anzahl der Simulationspunkte möglichst gering gehalten werden, um die Berechnungszeiten zu minimieren.

Wie die Auswahl der Parameter für die unterschiedlichen Optimierungen erfolgte, wird in den folgenden Kapiteln im Detail erläutert.

5.4.1 Lager

Es wurde vorab untersucht, welche Parameter die entsprechenden Lagerbeanspruchungen beeinflussen und somit sinnvoll für eine Variation sind. Zu den für die Auslegung relevanten Kriterien gehören die Lagerbelastung und der minimale Ölfilmstärke in den Lagerschalen. Berücksichtigt werden jeweils die Unter- und Oberschale des Lagers, bei den entscheidenden Drehzahlen, wie Nenndrehzahl, Überdrehzahl und Drehzahl beim maximalen Drehmoment.

Die nachfolgenden Eigenschaften der Lager wurden als Parameter festgelegt:

- Lagerbreite und Lagerdurchmesser mit Rücksicht auf die Konstruktion
- Massen der Gegengewichte

In der Abbildung 5-2 sind die Abhängigkeiten der Lagerergebnissen von den Lagerdimensionen und des Massenfaktors der Gegengewichte dargestellt. Es werden somit die Annahmen bestätigt, dass größere Lager die Belastungen senken und die minimalen Öldicken erhöhen. Allerdings sind große Lager auch teurer und schwerer, daher hat die Optimierung den Sinn die Lager so zu dimensionieren, dass einerseits keine Grenzwerte

überschritten werden und andererseits wenn nicht unbedingt nötig keine Konstruktionsänderungen vorgenommen werden müssen.

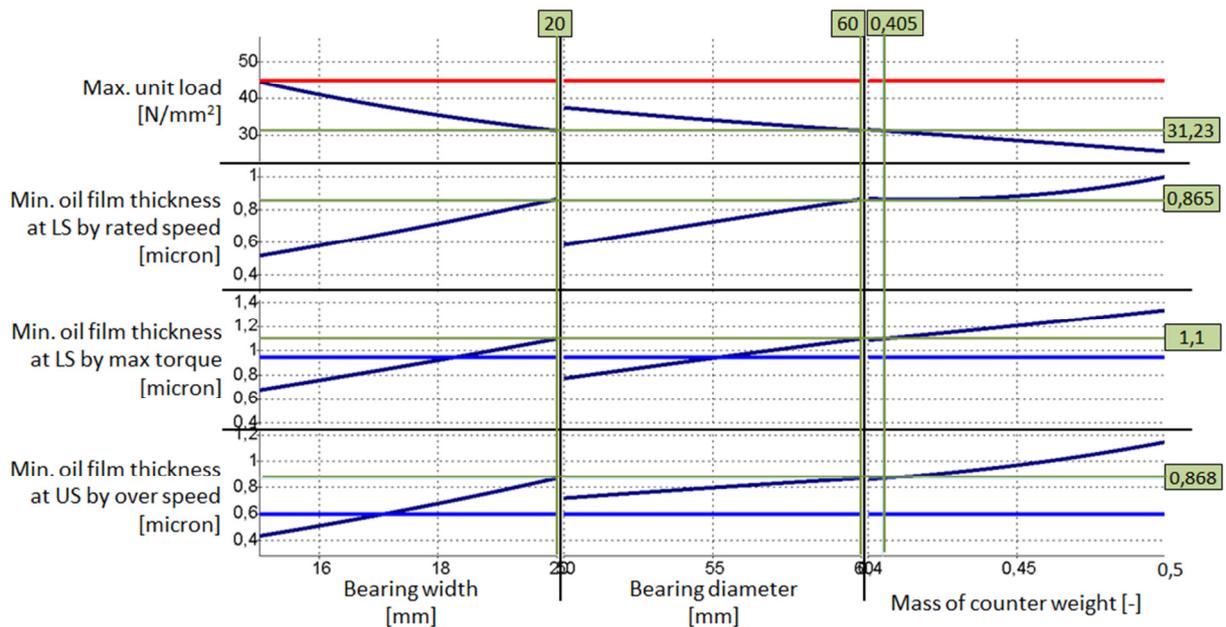


Abbildung 5-2: Abhängigkeiten der Ergebnisse der Lagerberechnung von den Lagerdimensionen am Beispiel des 3 Hauptlagers

5.4.2 Drehschwingungssystem

Beim Drehschwingungssystem wurde je nach Dämpferauswahl unterschiedliche Parameter für die Variation herangezogen. Im nachfolgenden ist für jeden der drei verwendeten Dämpfer die Parametrisierung beschrieben.

Beim Gummidämpfer werden die Massenträgheiten vom Dämpferring und vom Dämpfergehäuse sowie die Massenträgheit vom Schwungrad als Parameter festgelegt. Weiteres wird die Dämpfung und Steifigkeit, sowie auch im Folgenden beim Geislingerdämpfer beschrieben, über die Frequenz bestimmt.

Beim Geislingerdämpfer wird anhand des im Zylinderblockgehäuse vorhandenen Bauraumes über den maximal möglichen Durchmesser für den Dämpfer die Auslegung durchgeführt. Anhand des Durchmessers können aus Tabellen von Herstellern die entsprechenden Massenträgheiten für den Dämpferring und Dämpfergehäuse abgelesen werden. Parametrisiert werden die Massenträgheiten des Dämpfers, die Massenträgheiten des Schwungrades und die Eigenfrequenz. Die Dämpfersteifigkeit wird mit der Formel (5-1) und die Dämpfung wird mit der Formel (5-2) über die Frequenz berechnet. Wobei die Dämpfersteifigkeit mit einem Faktor laut Hersteller von 0.7 bis 1.3 multipliziert werden kann.

Gelöst wurde dies mit einen Faktor C^* der zusätzlich in die Formel für die Dämpfersteifigkeit integriert wurde:

$$C = C^* \cdot \frac{1}{1.3} \cdot I_{Ring} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \quad (5-1)$$

C ... Dämpfersteifigkeit [Nm/rad]

C^* ... Variationskonstante [-]

I_{Ring} ... Massenträgheit Dämpferring [$kg \cdot m^2$]

f ... Frequenz [Hz]

Für die Berechnung der Dämpfungskonstante wird noch zusätzlich eine Variation der Konstante κ benötigt.

$$D = \kappa \cdot \frac{C}{2 \cdot \pi \cdot f} \quad \text{mit } \kappa = 0.2 - 0.45 \quad (5-2)$$

D ... Dämpfung vom Dämpfer [Nm·s/rad]

C ... Dämpfersteifigkeit [Nm/rad]

κ ... Variationskonstante [-]

f ... Frequenz [Hz]

Daraus folgen die Werte die parametrisiert werden müssen bei der Anwendung des Geislingerdämpfers, welcher mit Federn und einer viskosen Flüssigkeit die Dämpfung erzeugt.

- Frequenz
- Massenträgheit Dämpfergehäuse
- Massenträgheit Dämpferring
- Massenträgheit Schwungrad
- Kappa
- C^*

Beim Gummidämpfer werden die Frequenz und die Massenträgheit von Dämpferring, Dämpfergehäuse und die Massenträgheit vom Schwungrad parametrisiert. Über die Eigenfrequenz kann dann die entsprechende Steifigkeit des Gummielementes wie folgt ausgerechnet werden:

$$k = (f_0 \cdot 2 \cdot \pi)^2 \cdot I_{Ring} \quad (5-3)$$

k ... Steifigkeit des Gummielements [Nm/rad]

I_{Ring} ... Massenträgheit Dämpferring [$kg \cdot m^2$]

f_0 ... Eigenfrequenz [Hz]

Als Beispiel für die Bestimmung der Eigenfrequenz ist in Abbildung 5-3 ersichtlich, dass für die Schwingungsamplitude der 6. Ordnung bei 2000 U/min den maximalen Ausschlag hat. Daraus folgt, dass die Eigenfrequenz des Systems 12000 vibr./min oder 200 Hz ist.

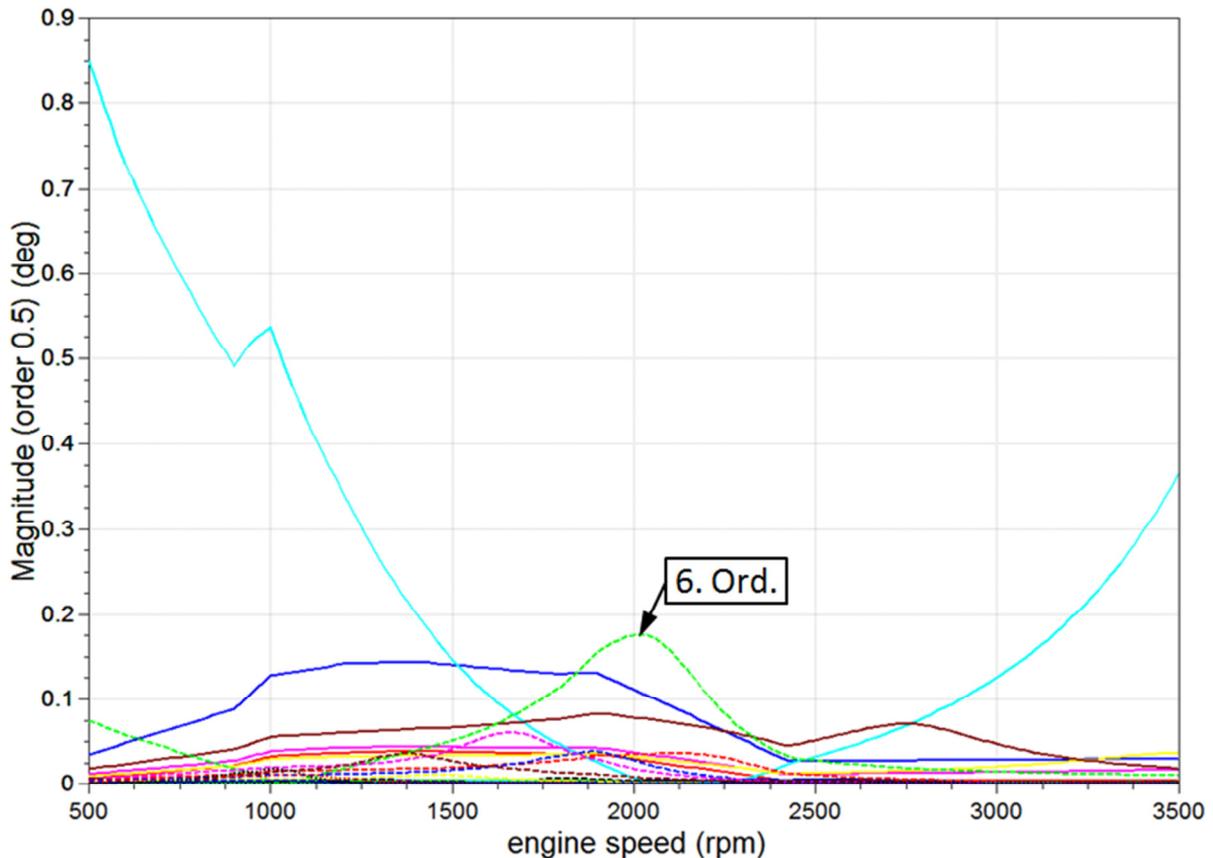


Abbildung 5-3: Schwingungsamplituden beim Dämpfergehäuse des 6-Zylinder Reihenmotors zur Bestimmung der Eigenfrequenz

Beim Viskositätsdämpfer werden wie auch schon beim Geislingerdämpfer beschrieben die Eigenfrequenz berechnet und dann aus dem entsprechenden Diagramm die Steifigkeit und Dämpfung gelesen. Weiteres werden auch hier die Massenträgheiten vom Dämpferring und vom Dämpfergehäuse und die Massenträgheit vom Schwungrad parametrisiert.

5.5 Berechnung

Die Berechnung der Lagerdimensionierung und der Drehschwingungssysteme wurden wie in Kapitel 3 beschrieben mit Unterstützung von Excite Designer bei den einzelnen Motoren in dieser Arbeit durchgeführt. Damit die Ergebnisse dieser Berechnungen für die Optimierung der Lager und der Dämpfer verwendet werden können, mussten zuerst alle für den Versuchsplan der statistischen Versuchsplanung geforderten Berechnungen durchgeführt werden. Bevor jedoch die Berechnung durchgeführt wurde, musste noch die Schrittweite der Drehzahl definiert werden. Diese Schrittweite bedeutet bei welchen Drehzahlen

Berechnungsergebnisse im Anschluss an die Berechnung vorliegen und davon hängt entscheidend die Dauer der Simulation ab. Aus diesem Grund ist es sinnvoll bei der Optimierung eine größere Schrittweite zu wählen, da sonst aufgrund der vielen Fälle die Berechnungszeit sehr stark ansteigt. Im Anschluss an die Optimierung wurde bei der Verifikationsrechnung eine kleinere Schrittweite gewählt, damit sich glattere Verläufe bei den Endergebnissen über die Drehzahl dargestellt ergeben.

Die Berechnungen der Lager und Dämpfer erfolgte wie schon in Kapitel 3.3 und 3.4 beschrieben.

5.6 Ergebnisse und deren Darstellung

Die Darstellung der jeweiligen Ergebnisse erfolgte über den Drehzahlbereich oder über den Kurbelwinkel. Der Drehzahlbereich wird für jeden Fall automatisch in der vorgegeben Schrittweite simuliert. In der Ergebnisdarstellung wurden auch die Grenzwerte integriert. Einige Ergebnisse für die Lager- und Drehschwingungsauswertung sind in den folgenden Kapiteln dargestellt.

5.6.1 Lager

Bei dem Lager sind folgende Auslegungskriterien von Bedeutung:

- Maximale Lagerbelastung in Ober- und Unterschale im Hauptlager sowie auch im Pleuellager
- Minimale Ölfilmdicke in Unterschale bei Nenndrehzahl und Drehzahl bei maximalerem Drehmoment
- Minimale Ölfilmdicke in Oberschale bei Überdrehzahl

In den nächsten 4 Abbildungen ist jeweils links mit der Ausgangslagerbreite von 17 mm und den Ausgangslagerdurchmesser von 55 mm gerechnet worden und rechts mit maximal möglicher Breite von 20 mm sowie größt möglichem Durchmesser von 60 mm, der aber noch von den Lagerdimensionen herstellertechnisch möglich ist. Diese Auswertungen verdeutlichen den Einfluss der Dimensionen des Lagers auf die Bewertungskriterien.

Maximale Lagerbelastung über die Drehzahl in der Unterschale ist in der Abbildung 5-4 dargestellte. Als Limit, welches über die entsprechenden AVL-Richtlinien festgelegt wurde, gilt ein oberer Grenzwert von 45 N/mm^2 .

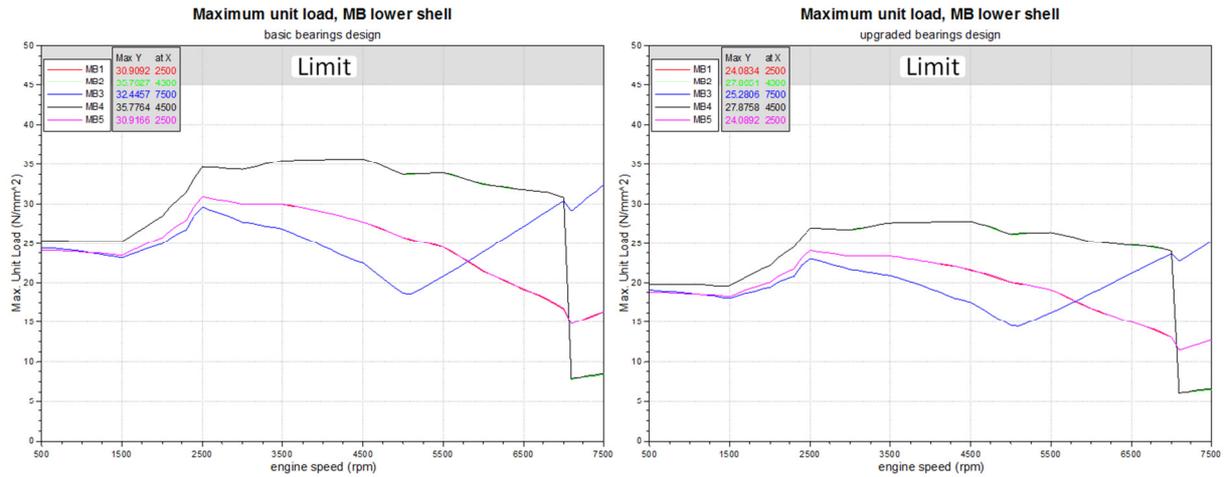


Abbildung 5-4: Maximale Last über der Drehzahl in der Unterschale vom Hauptlager

In der Abbildung 5-5 ist die maximale Lagerbelastung über die Drehzahl in der Oberschale des Hauptlagers dargestellt. Der obere Grenzwert ist hier ebenfalls mit 45 N/mm^2 festgelegt. Es ist auch zu erkennen, dass mit den Ausgangsdimensionen die Last im Lager 3 ab der Drehzahl von 7000 Umdrehungen pro Minute über dem Grenzwert liegt. Bei der Darstellung der optimierten Ergebnisse sind dagegen alle Verläufe unter den Grenzwert von 45 N/mm^2 .

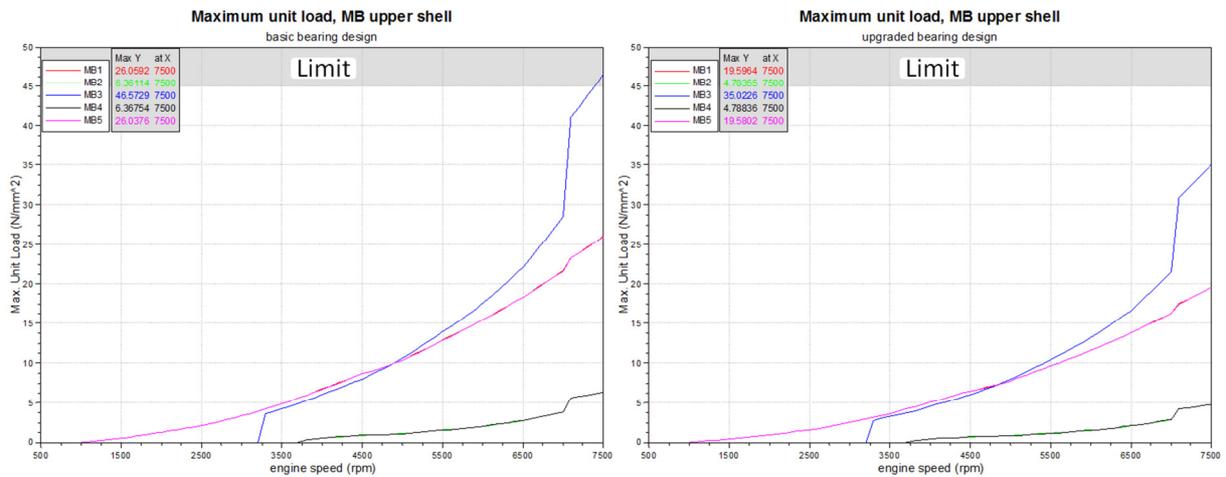


Abbildung 5-5: Maximale Last über der Drehzahl in der Oberschale vom Hauptlager

In der Abbildung 5-6 ist die minimale Ölfilmdicke über die Drehzahl in der Unterschale aufgetragen. Das Hauptlager hat einen Grenzwert von $1.1 \mu\text{m}$ bei der Nenndrehzahl von 6500 Umdrehungen pro Minute und $0.95 \mu\text{m}$ bei der Drehzahl bei maximalem Drehmoment, welche 2500 Umdrehungen pro Minute ist. Während links bei dem vom Kunden geforderten Dimensionen die Grenzwerte nicht erreicht wurden, werden durch die Lagervergrößerung die Grenzwerte erreicht.

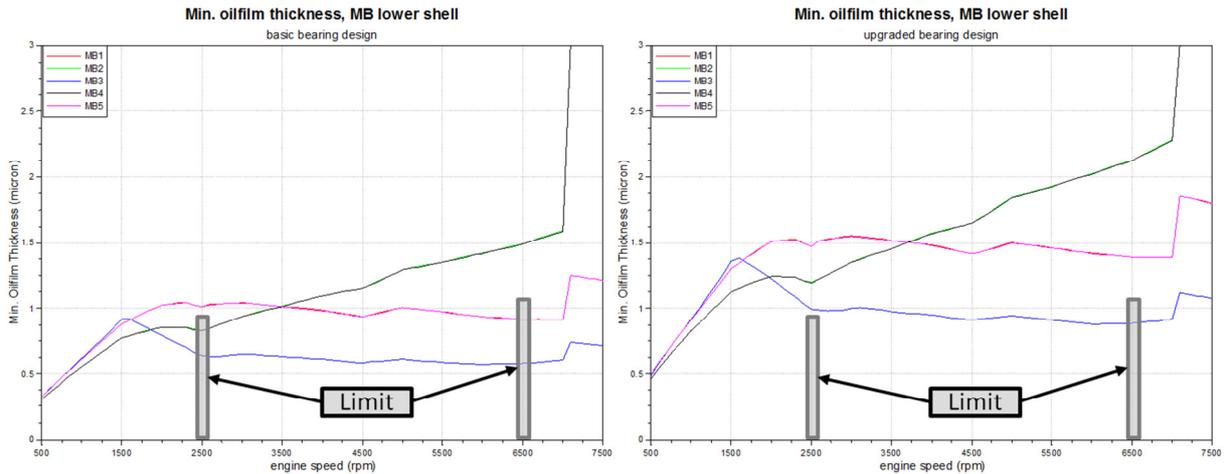


Abbildung 5-6: Minimale Ölfilmdicke über der Drehzahl in der Unterschale vom Hauptlager bei definierten Drehzahlen

In der Abbildung 5-7 ist die minimale Ölfilmdicke über der Drehzahl in der Oberschale des Hauptlagers dargestellt. Als Grenzwert gilt hier $0.6 \mu\text{m}$ bei Überdrehzahl, welche 7000 Umdrehungen pro Minute ist. Es sind deutliche Verbesserungen mit Hilfe der durchgeführten Optimierung zu erkennen.

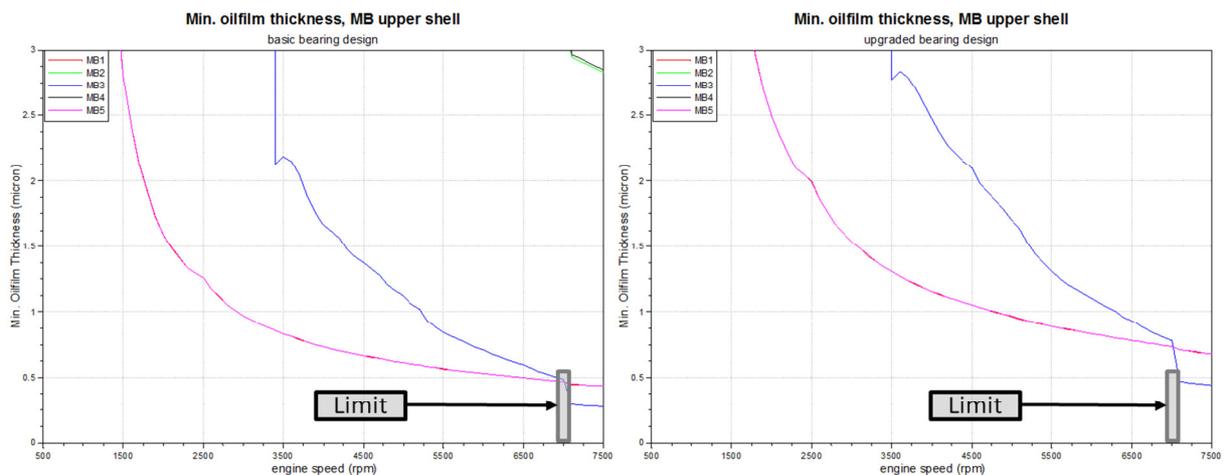


Abbildung 5-7: Minimale Ölfilmdicke über der Drehzahl an der Oberschale bei Hauptlager bei definierten Drehzahlen

Die Lagerbreite und der Lagerdurchmesser sind daher für eine Optimierung sehr wichtig und es sollten vorab gutüberlegt die Variationsbereiche festgelegt werden.

5.6.2 Drehschwingungssystem

Bei der Drehschwingungsauswertung werden bei allen Dämpferausführungen folgende Kriterien herangezogen:

- Belastung in den Pleuellzapfen

- Drehschwingungsausschläge aller Ordnung und deren Summe sollen kleiner als die NVH Grenze sein, um einen ruhigen Lauf der Kurbelwelle zu garantieren.
- Im Gegensatz zum NVH Grenzwert müssen die Drehschwingungsausschläge aller Ordnung kleiner als die für die Festigkeit gesetzte Grenze sein, damit kein Bruch der Kurbelwelle auftritt.
- Winkelbeschleunigung beim Schwungrad und Dämpfer
- Drehungleichförmigkeiten beim Schwungrad und Dämpfer
- Abzuführende Wärme des Dämpfers
- Maximales Drehmoment am vorderen Kurbelwellenende beim Dämpfer
- Maximales Drehmoment am hinteren Kurbelwellenende beim Schwungrad
- Scherwinkel beim Dämpfer

Im Folgenden sind für die jeweiligen Dämpferausführungen als Beispiel einige Ergebnisse für nicht optimal ausgelegte Dämpfer mit denen auf die Eigenfrequenz abgestimmten Dämpfer für Drehschwingungsauswertungen gegenübergestellt. Dies soll verdeutlichen das eine optimale Auslegung der Dämpfer sehr wichtig ist und daher die automatisierte Drehschwingungsauslegung von hoher Bedeutung ist.

5.6.2.1 Gummidämpfer

Die den folgenden Abbildungen sind jeweils links mit einer Frequenz von 310 Hz, einer Lagerbreite von 55 mm, Lagerdurchmesser von 20 mm, Massenträgheit Dämpfergehäuse ist $2.23 \text{ t}\cdot\text{mm}^2$, Massenträgheit Dämpferring von $3.66 \text{ t}\cdot\text{mm}^2$ und Massenträgheit beim Schwungrad von $230.6 \text{ t}\cdot\text{mm}^2$ die Berechnungen durchgeführt worden. Die rechten Abbildungen unterscheiden sich nur in der Frequenz, welche hier 279 Hz ist. Wobei 310 Hz die abgestimmte Frequenz entspricht und 279 Hz der Fertigungstoleranz in die negative Richtung, welche von Hersteller angegeben wird. Dies soll die starke Frequenzabhängigkeit bei der Drehschwingungsauslegung innerhalb der Fertigungstoleranzen verdeutlichen.

In der Abbildung 5-8 sind die Schwingungsausschläge am Dämpfergehäuse bei den verschiedenen Ordnungen über die Drehzahl dargestellt. Zusätzlich ist noch die Summe dieser Schwingungsausschläge abgebildet. Die Grenzwerte sind zu unterteilen in 0.2 grad für den NVH Grenzwert, 0.4 grad ist der Grenzwert bezogen auf die Festigkeit und mit 0.6 grad ist der Grenzwert für die Summe aller Schwingungsausschläge festgelegt. Es ist deutlich zu erkennen, dass durch eine gute Frequenzabstimmung die Ausschläge deutlich sinken, ohne Veränderungen bei den Massenträgheiten vorzunehmen. Für alle Massenträgheitsänderungen muss allerdings die Frequenz wieder neu an die Eigenfrequenz des Systems angepasst werden.

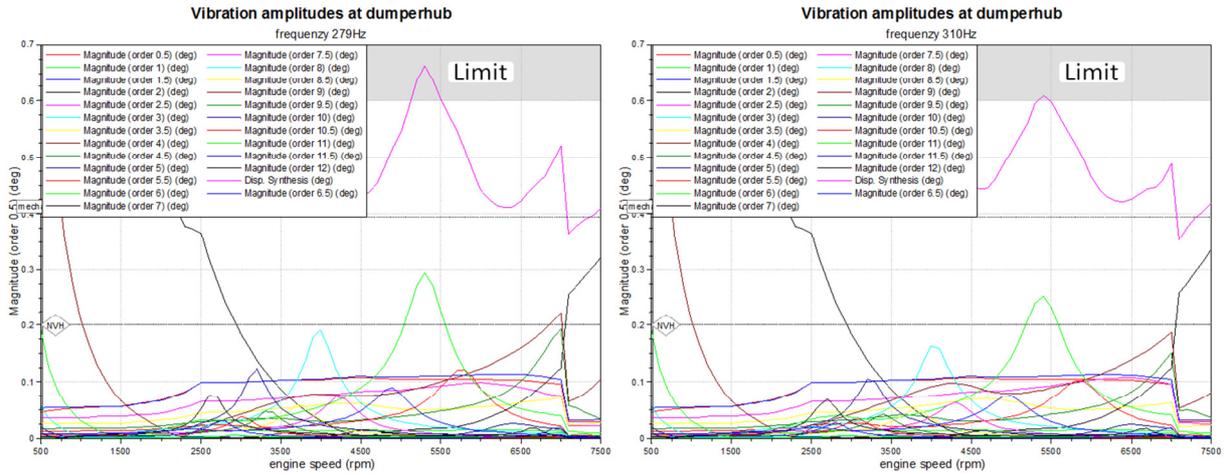


Abbildung 5-8: Schwingungsauslässe über der Drehzahl beim Dämpfergehäuse aller Ordnungen des Gummidämpfer

In der Abbildung 5-9 sind die Drehschwingungsspannungen in den Stegen und somit auch in den Pleuellzapfen dargestellt. Als Grenzwert gelten hier 65 MPa. Es sind auch hier klarerweise durch eine gute Frequenzbestimmung bessere Ergebnisse zu erzielen.

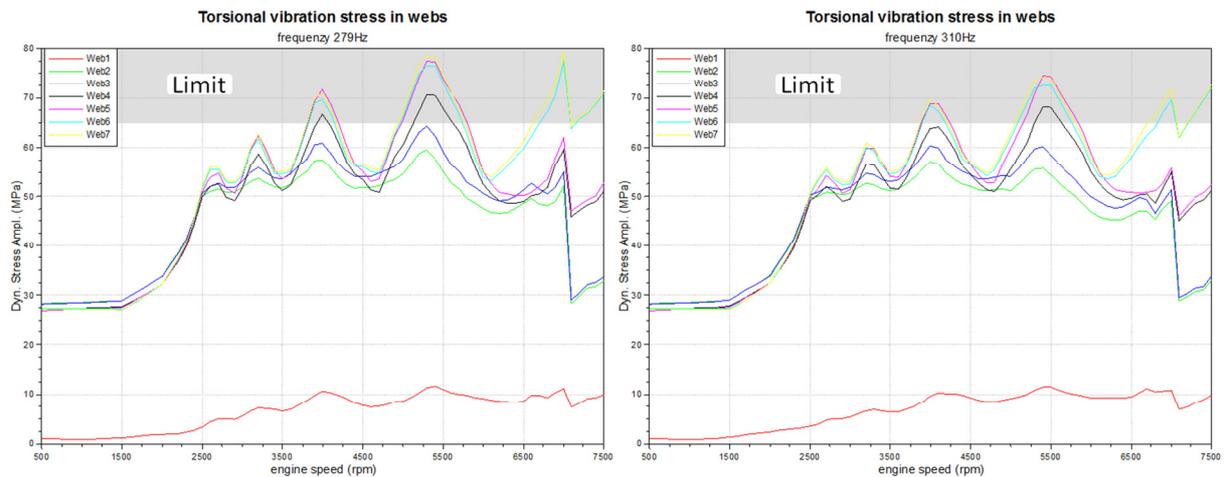


Abbildung 5-9: Drehschwingungsspannungen über der Drehzahl in den Pleuellzapfen mit einem Gummidämpfer

In Abbildung 5-10 ist die abzuführende Wärmeenergie, welche durch den Dämpfer erzeugt wird, dargestellt. Es zeigt sich das bei der abgestimmten Frequenz von 310 Hz eine höhere abzuführende Energie ergibt, das bestätigt die oben gezeigten besseren Verläufe durch höhere Dämpfung und dadurch höherer entstandener Energie.

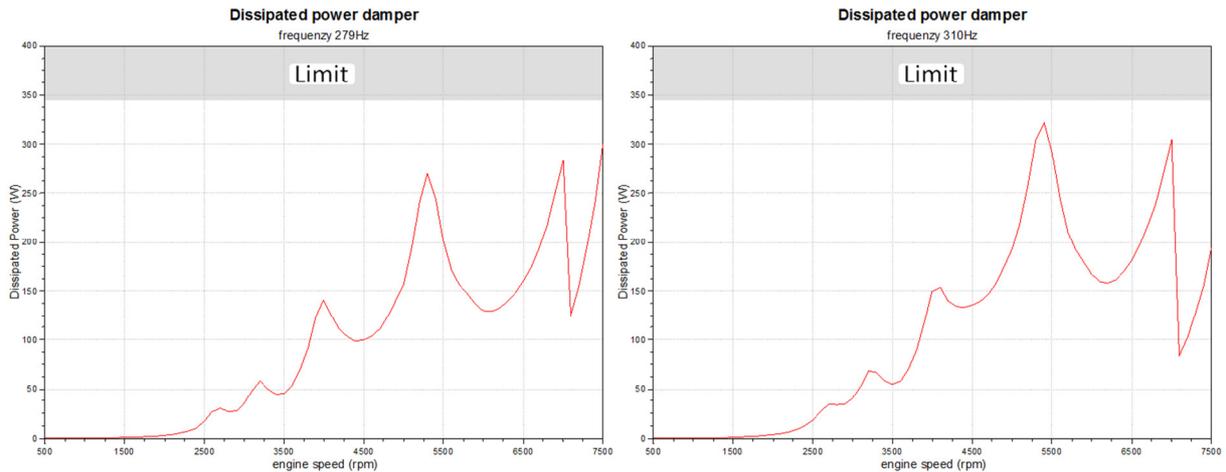


Abbildung 5-10: Die abzuführende Wärmeenergie des Gummidämpfer

5.6.2.2 Viskositätsdämpfer

In diesen Kapitel sind einige Ergebnisse des Viskositätsdämpfers dargestellt, wobei jeweils links ein hinsichtlich der Eigenfrequenz nicht abgestimmter Dämpfer und rechts ein gut optimal abgestimmter Dämpfer gegenübergestellt sind. Die Dämpfer sind bei beiden Auswertungen dieselben mit einem Durchmesser von 330 mm und einer Breite von 37 mm, die beiden Auswertungen unterscheiden sich aufgrund der Eigenfrequenz in der Dämpfung und der Steifigkeit. Wobei der nicht optimierte Dämpfer eine Dämpfung von 267.93 Nm-s/rad und eine Steifigkeit von 59747.7 Nm/rad hat. Der auf die Eigenfrequenz hin optimierte hat eine Dämpfung von 74.5 Nm-s /rad und eine Steifigkeit von 96460 Nm/rad.

Abbildung 5-11 zeigt die Drehschwingungsausschläge aller Ordnungen dargestellt über der Drehzahl. Außerdem ist auch noch die Summe aller Drehschwingungsausschläge mit einem Grenzwert von 0.5 grad dargestellt. Der NVH Grenzwert ist für die einzelnen Schwingungsausschläge beträgt 0.18 grad. Es ist zu erkennen, dass ohne abgestimmten Dämpfer im höheren Drehzahlbereich vor allem bei der 3 Ordnung ein deutlicher Anstieg zu verzeichnen ist. Dadurch ergibt sich auch eine Überschreitung des Grenzwertes auf bis zu 0.5 grad. Im Gegensatz dazu wird bei gut abgestimmtem Dämpfer der Grenzwert erst ab der Überdrehzahl Drehzahl auf bis zu 0.26 überschritten, sodass der mechanische Grenzwert noch eingehalten werden kann.

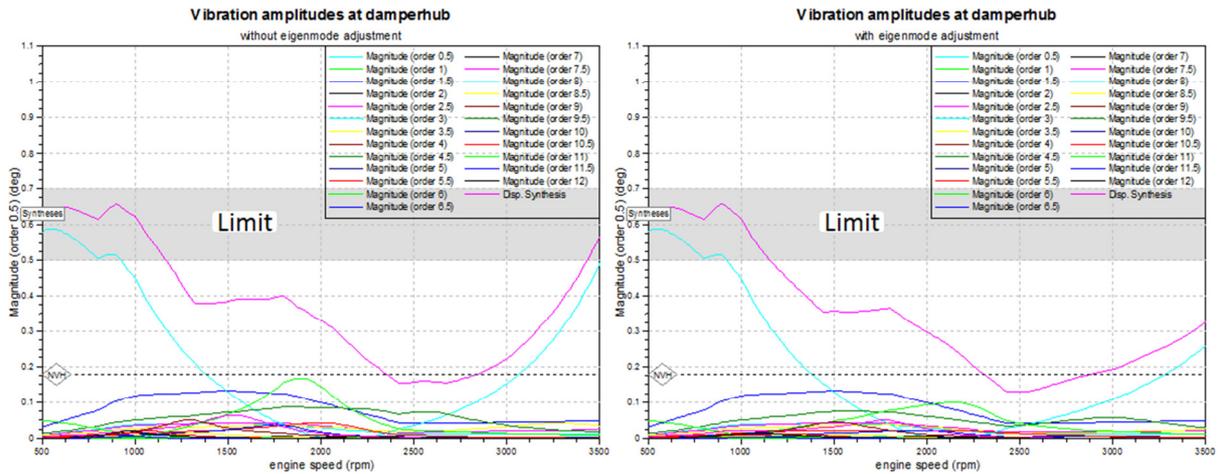


Abbildung 5-11: Schwingungsausschläge über der Drehzahl am Dämpfergehäuse aller Ordnungen beim Viskositätsdämpfer

Wie in Abbildung 5-12 dargestellt ist, verbessert sich durch die optimale Dämpferabstimmung auch die Winkelbeschleunigungen auf das Schwungrad von 2150 rad/s^2 auf 1750 rad/s^2 . Es tritt somit mit dem optimal abgestimmten Dämpfer keine Grenzwertüberschreitung mehr auf. Es wird somit deutlich, dass die Frequenz auch für die Schwungradbelastungen wichtig ist.

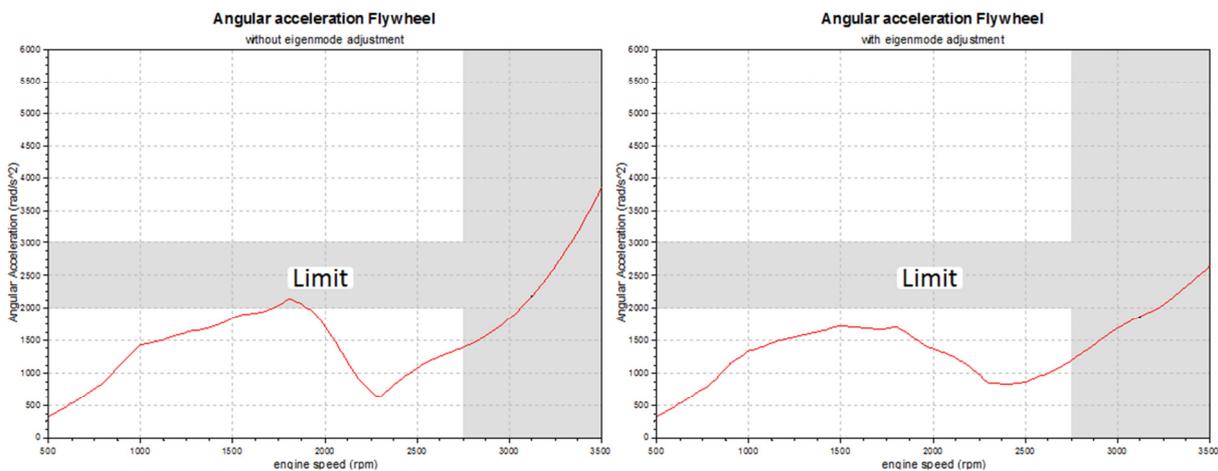


Abbildung 5-12: Winkelbeschleunigung beim Schwungrad des 6-Zylinder Reihenmotors

5.6.2.3 Geislingerdämpfer

In diesem Kapitel werden einige Ergebnisse des Geislingerdämpfers mit und ohne Dämpferabstimmung in Bezug auf die Eigenfrequenz gegenübergestellt. Wobei wie auch beim Viskositätsdämpfer die Dämpferdimensionen bei beiden Auswertung gleich sind und sich nur die Frequenz ändert. In folgenden Abbildungen sind links die Ergebnisse mit nicht auf die Eigenfrequenz abgestimmtem Dämpfer und rechts mit optimal ausgelegtem Dämpfer gegenübergestellt. Der für diese Auswertung verwendete Dämpfer hat einen Durchmesser

von 410 mm und eine Breite von 75 mm. Die Massenträgheit vom Dämpfering ist $1.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ und die vom Dämpfungsgehäuse ist $0.07 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ und das Schwungrad hat eine Massenträgheit von $4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. Die Frequenz von der nicht optimierten Auswertung sind 109 Hz und jene von der automatisierten Optimierung ist 83.6 Hz. Ziel bei der Abstimmung ist es in einem großen Drehzahlbereich einen möglichst konstanten Verlauf zu erhalten. Die Dämpfung und Steifigkeit des Geislingerdämpfers werden, wie in Kapitel 3.4.2 beschrieben, berechnet.

In Abbildung 5-13 sind die Drehschwingungsausschläge beim Dämpfergehäuse aller Ordnungen und der Summe aller Ordnungen über der Drehzahl dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich durch die automatische Auslegung einerseits ein kontinuierlicher Schwingungsausschlag über den Drehzahlbereich von 1400 U/min bis 1600 U/min ergibt und andererseits auch ein niedrigerer maximaler Wert der Drehschwingungsausschläge ergibt. Außerdem wird durch die optimierte Ausführung der NVH Grenzwert bei der 3. Ordnung nicht mehr überschritten.

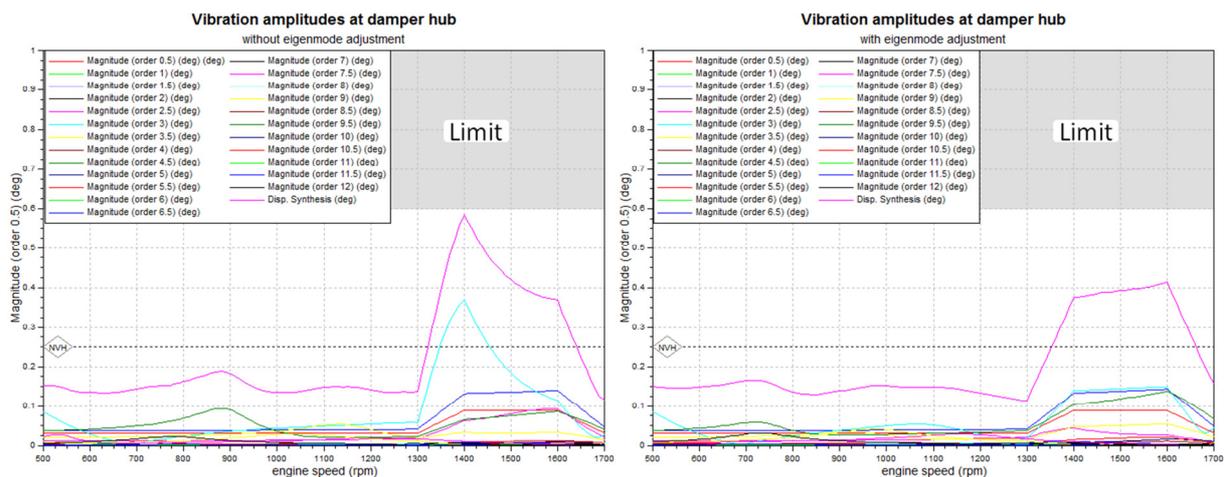


Abbildung 5-13: Schwingungsausschläge über der Drehzahl am Dämpfergehäuse aller Ordnungen beim Geislingerdämpfer

Abbildung 5-14 stellt die Drehschwingungsspannungen in den Stegen und somit in den Kurbelzapfen dar. Auch hier ist eine deutliche Verbesserung im Verlauf hinsichtlich konstanter Spannung und Verringerung der maximalen Drehschwingungsspannung zu erkennen.

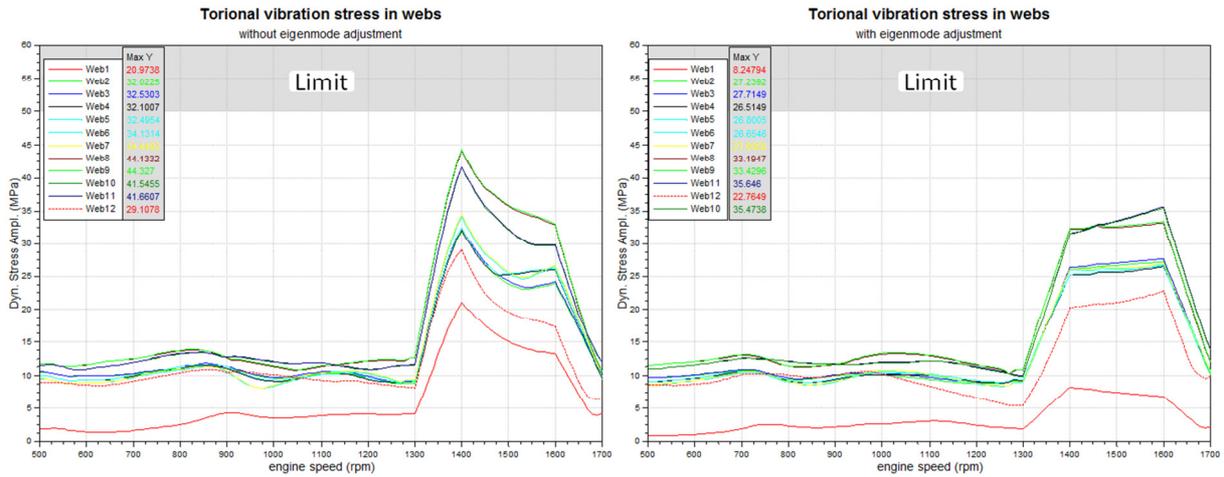


Abbildung 5-14: Drehschwingungsspannungen über der Drehzahl in den Kurbelzapfen mit einem Geislingerdämpfer

Der Verlauf des maximalen Drehmoments im vorderen Kurbelwellenende über der Drehzahl, das ist jenes Ende an dem der Dämpfer befestigt wird, ist in Abbildung 5-15 dargestellt. Wie in den vorigen Verläufen ist auch hier eine deutliche Verbesserung durch die Auslegung des Dämpfers auf die Eigenfrequenz zu erkennen. Der Verlauf beim optimal ausgelegten Drehschwingungssystem im Bereich von 1400 U/min bis 1600 U/min ist konstanter und das maximale Drehmoment ist geringer als bei dem nicht auf die Eigenfrequenz ausgelegten System

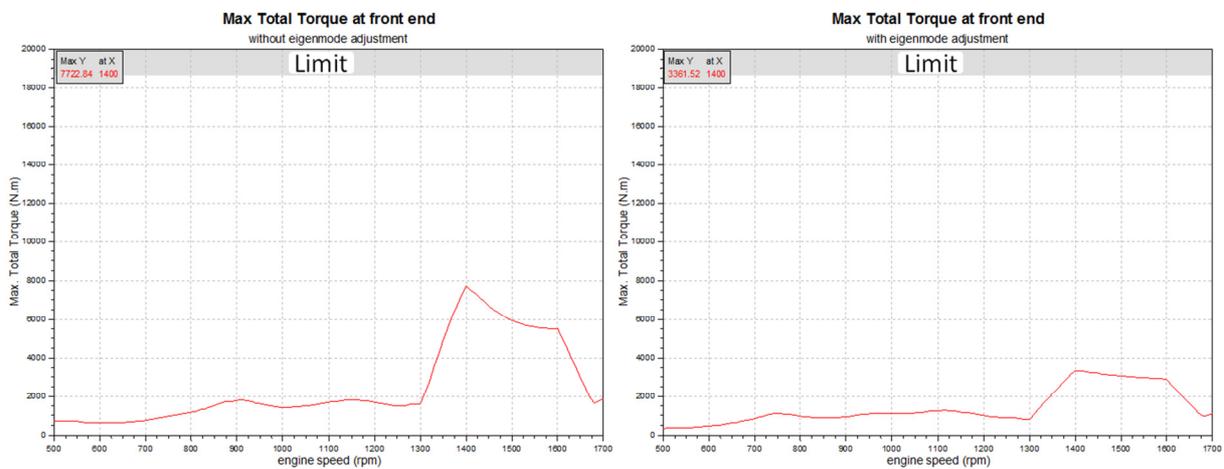


Abbildung 5-15: Maximales Drehmoment am vorderen Kurbelwellenende (dämpferseitig) des 12-Zylinder V-Motors

6 Optimierungsablauf

In dem folgenden Kapitel ist der Ablauf der durchgeführten Optimierung der Kurbeltriebdimensionen und der automatisierten Optimierung unterschiedlicher Drehschwingungssysteme erklärt.

6.1 Allgemein

In dieser Arbeit wurde eine Lageroptimierung durchgeführt und mehrere Drehschwingungsoptimierungen anhand verschiedener Dämpferausführungen. Es wurde ein Gummidämpfer anhand eines 4-Zylinder Reihenmotor, ein Viskositätsdämpfer bei einem 6-Zylinder Reihenmotor und ein Geislingerdämpfer bei einem 12-Zylinder V-Motor für die automatisierte Optimierung herangezogen.

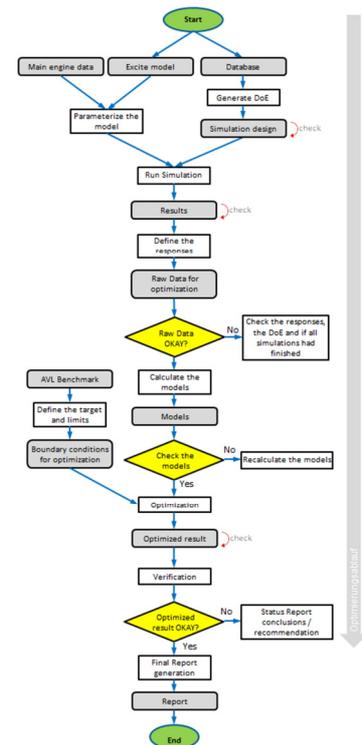
6.2 Problemstellung

Probleme ergaben sich hinsichtlich Optimierung selbst und der Darstellung der optimierten Ergebnisse. Hinsichtlich der Modellberechnung der statistischen Versuchsplanung gab es in dieser Arbeit keine Probleme, da die Simulationen den erstellten Versuchsplans ohne Abweichungen folgen kann, ganz im Gegensatz zu Messungen bei Prüfstandversuchen. Das Problem bei der Optimierung war die Definition einer oder mehrerer Zielgrößen als Anpassung an die jeweilige Problemstellung, da bei Definition eines nicht optimal geeigneten Zielparameters das globale Optimum nicht gefunden wird. Außerdem muss vorab definiert werden ob auf die Drehschwingungsausschläge oder auf die Drehschwingungsspannungen am Kurbelzapfen hin optimiert wird.

Bei der Darstellung der optimierten Ergebnisse wurde gefordert, dass die Verbesserung der Ergebnisse durch die Optimierung und andererseits die Verläufe der kritischen Parameter übersichtlich in einen Bericht dem Kunden übermittelt werden können. Die kritischen Parameterverläufe wurden gefordert, um zu widerlegen dass bei Zwischenwerten, welche nicht berechnet wurden, keine besserer Ergebnisse erzielt werden können.

6.3 Ablauf

Die Optimierung der Zielgrößen für die Lagerdimensionierung und Drehschwingungsauslegung wurde wie in Kapitel 2 beschrieben durchgeführt. Es wurde ein D-optimaler Versuchsplan erstellt, dessen geforderte Punkte simuliert wurden. Aus diesen



berechneten Punkten und den entsprechenden Ergebnissen wurden die zugehörigen Modelle berechnet. Diese Modelle spiegeln die Ergebnisverläufe wieder und dienen somit als Grundlage für die Optimierung. Nach dem diese Modelle berechnet worden waren, konnte eine manuelle Voroptimierung anhand der grafisch dargestellten Verläufe durchgeführt werden. Dies hat den Vorteil im Vorfeld Einschätzung in Bezug auf die Ergebnisse zu treffen und die Zielparameter festlegen zu können. Dadurch konnten nun auch schon mögliche Designänderungen für das Modell oder die Konstruktion festgestellt werden. Im Anschluss wurden die Grenzwerte anhand der AVL-Internen Kriterien definiert und ein oder mehrere Zielwerte festgelegt. Nach durchgeführter Optimierung wurden die Ergebnisse überprüft und im Anschluss erfolgte die grafische Darstellung aller Ergebnisse von der Simulation und von den kritischen Ergebnissen werden die entsprechenden Optimierungsergebnisse dargestellt.

6.4 Variationsparameter

Als Variationsparameter wurden die Variablen, welche im Modell wie in Kapitel 5.4 beschrieben als Parameter festgelegt worden sind, gewählt.

Die Grenzen wurden entsprechend den Voruntersuchungen festgelegt, sodass diese den technisch relevanten Versuchsraum optimal abdecken. Es ist darauf zu achten, dass wenn man über den untersuchten Bereich hinaus anschließend beim berechneten Modell Analysen macht diese aufgrund der Extrapolation sehr ungenau werden können, daher sind solche Abschätzungen nur bei genauer Kenntnis über den weiteren Verlauf zu machen.

In den nachfolgenden Kapiteln sind die einzelnen Voruntersuchungen für die jeweiligen Variationseinschränkungen der einzelnen Parameter erklärt.

6.4.1 Lager

Im Folgenden wird erläutert wie die Bereiche in denen die jeweiligen Parameter, welche in Kapitel 5.4.1 definiert wurden, variiert worden sind. Außerdem wird noch beschrieben wie diese Bereiche definiert wurden und auf welche Art die Voruntersuchungen stattgefunden haben.

Die Massen der Gegengewichte wurden auf einen Faktor umgerechnet, damit nicht jedes Gegengewicht einzeln variiert werden musste. Dies würde zu einem zu hohen Simulationsaufwand bei Mehrzylindermotoren führen. Die Berechnung des Faktors wurde mittels folgender Formel durchgeführt:

$$f_i = \frac{m_i}{m_1} \quad (6-1)$$

f_i ... Massenfaktor [-]

m_i ... Masse vom i -ten Gegengewicht [kg]

m_1 ... Masse des ersten Gegengewichtes [kg]

Dies ist vor allem bei der höheren Zylinderanzahl von Bedeutung, um die Simulationszeit minimal zu halten, da sonst die Anzahl an Versuchspunkten zu hoch werden würde. Somit wurden die Gegengewichte immer im gleichen Maße zueinander verändert. Vorab wurde untersucht zwischen welchen Grenzen sich der Massenfaktor bewegen kann, um nicht den Massenausgleichsgrad der Kurbelwelle auf unter 80% zu senken. Dazu werden die Schwerpunktlagen und die oszillierenden Massen der einzelnen Stege und Gegenmassen aus der CAD Zeichnung benötigt. Für diese Voruntersuchung wurde nur eine Näherungsrechnung gemacht, da im Idealfall die Gegenmassen unverändert bleiben sollten und nur wenn anders nicht lösbar verändert werden sollen. In dieser Arbeit wurden die Gegenmassen schlussendlich nicht verändert. Sollte dies jedoch gemacht werden müsste im Anschluss eine Designänderung der Kurbelwelle gemacht werden und die Berechnungen von neuen gestartet werden.

In Tabelle 6-1 sind die Variationsparameter sowie deren Variationsbereich angegeben. Des Weiteren ist auch noch die Ordnung für die Abhängigkeit des jeweiligen Parameters für die Erstellung des Versuchsplanes angeführt.

Tabelle 6-1: Variationsparameter für die Lageroptimierung anhand des 4-Zylinder Motors

Lager	Variationsbereich						
	Name	Einheit	nicht optimiert	Optimiert			
			Ausgangswert	von	bis	Startwert	Ordnung
	Lagerbreite	mm	20	15	20	15	2
	Lagerdurchmesser	mm	55	50	60	50	2
	Massenfaktor Gegengewichte	-	0.405	0.4	0.5	0.4	2

Für die Lagerdimensionierung sind die Ausgangswerte von der Konstruktion vorgegeben und mit diesen wurde vorab eine Simulation durchgeführt. Mit Hilfe dieser Ergebnisse wurde untersucht ob die Lager alle Kriterien erfüllen. Da dies hier nicht der Fall war, wurden die Variationsbereiche festgelegt. Dies erfolgte einerseits über Herstellerangaben und andererseits angepasst an die Konstruktion der Kurbelwelle, welche unverändert blieb.

Die Grenzen wurden vorab durch Kundenwünsche, Konstruktionsvorgaben und mit Hilfe von Vorauslegungen festgelegt. Die Lagerbreite konnte wie in Abbildung 6-1 dargestellt nur entsprechend des Kurbelwellendesigns verändert werden. Außerdem war die

Dimensionsänderungen bei der Kurbelwelle nicht Teil dieser Arbeit und automatisiert ist dies in diesem Berechnungsumfang auch nicht möglich. Es wurde deshalb das Lager hinsichtlich der Breite nicht vergrößert sondern nur hinsichtlich des Durchmessers. Die Verkleinerung der Lagerbreite wurde für die Ergebnisdarstellung in der Präsentation miteinbezogen, da im Vorhinein schon bekannt war, dass dadurch keine Verbesserung erzielt werden kann. Bei dem Lagerdurchmesser ist eine Vergrößerung wie auch Verkleinerung möglich, wenn dabei auch darauf geachtet wird, dass bei Veränderungen des Kurbelzapfendurchmessers sich die Steifigkeit in den Zapfen ändert. Diese Steifigkeitsänderungen sind im Modell nicht abbildbar. Es wurden daher die Lagerdimensionen in einem kleinen Bereich variiert, um möglichst geringe Verfälschungen der Ergebnisse zu erlangen. Bei einer Querschnittsänderung ändert sich auch die Biegesteifigkeit, da:

$$\sigma = E \cdot I \quad (6-2)$$

σ ... Biegesteifigkeit [$N \cdot mm^2$]

E ... Elastizitätsmodul [N/mm^2]

I ... Flächenträgheitsmoment [mm^4]

Das Flächenträgheitsmoment ist vom Querschnitt des Kurbelzapfens, welcher unverändert bleibt, abhängig.

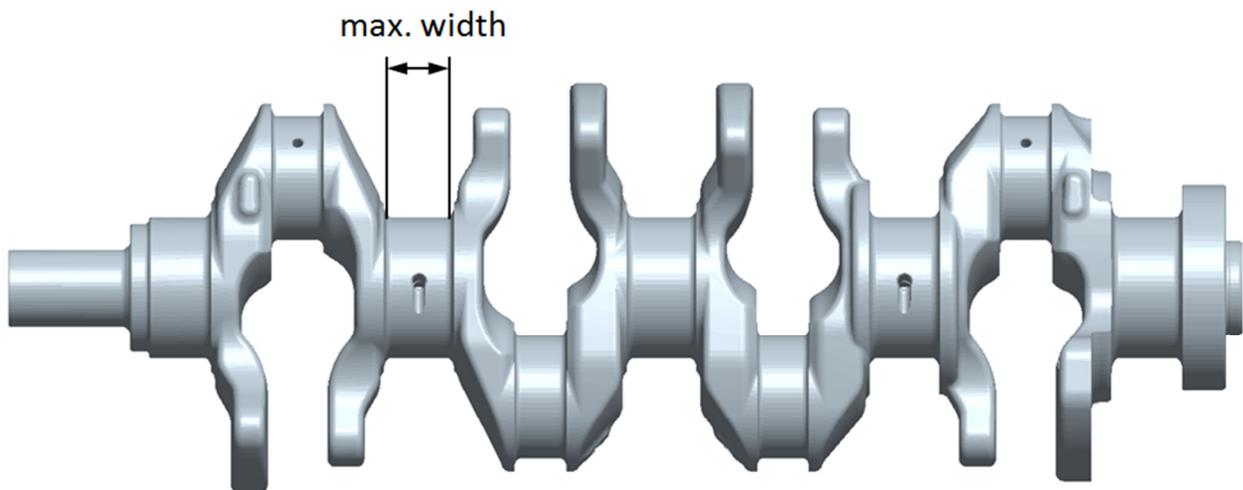


Abbildung 6-1: Kurbelwelle mit Darstellung der maximalen Lagerbreite

In Abbildung 6-2 ist in den dunkel blauen Verläufen dargestellt, dass die Abhängigkeiten zwischen der Lagerbreite, des Lagerdurchmessers und des Massenfaktor und den jeweiligen Ergebnissen in 2ter Ordnung zueinander sind. Daher wurde auch für die Erstellung des statistischen Versuchsplans für die einzelnen Parameter jeweils die 2te Ordnung gewählt. Außerdem ist der starke Einfluss der Lagerbreite ersichtlich, daraus folgt das eine Vergrößerung trotz Designänderung sinnvoll ist.

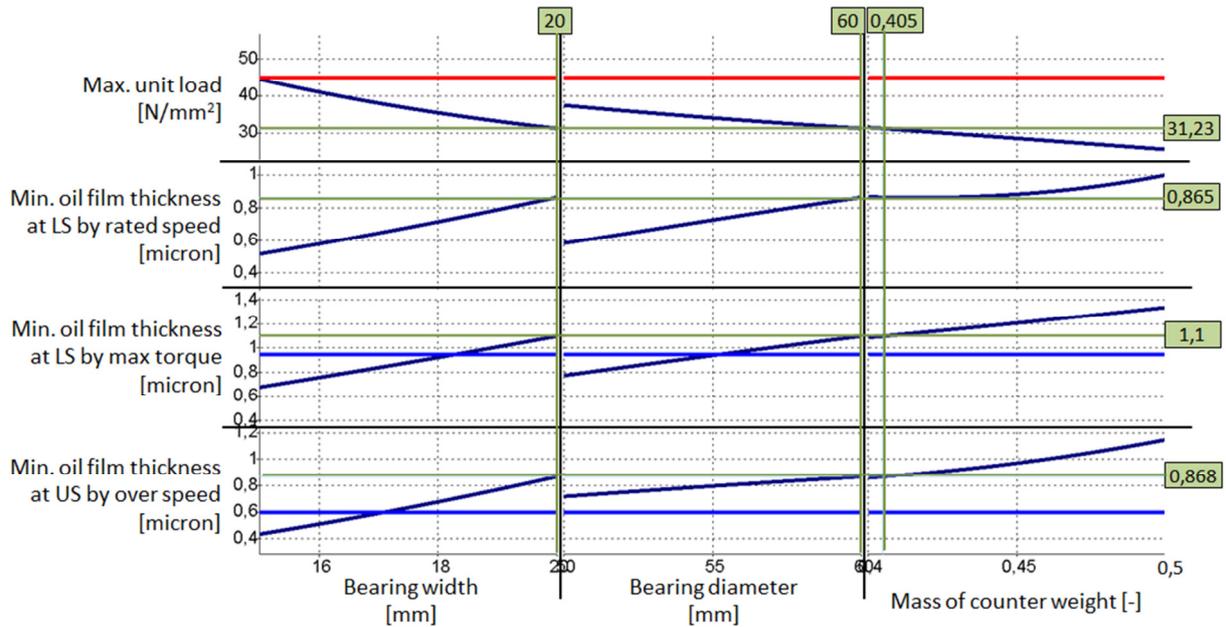


Abbildung 6-2: Abhängigkeiten der Lagerdimensionen von den Ergebnissen

Mit diesen Werten wurde ein statistischer D-Optimaler Versuchsplan wie in Kapitel 2.2 beschrieben, erstellt. Ein D-Optimaler Versuchsplan wurde gewählt, da nicht der gesamte Versuchsbereich simuliert wurde. Es wurden Breiten- zu Durchmesserverhältnisse welche Konstruktionstechnisch nicht möglich waren ausgeschlossen. Nachdem für alle Versuchspunkte die Simulationen abgeschlossen waren und die entsprechenden Ergebnisse für die Lagerauswertung vorhanden waren, wurden die Rohdaten überprüft. Dann wurde wie in Kapitel 2.2.5 beschrieben, die Modellbildung anhand der Simulationspunkte und deren Ergebnissen durchgeführt.

6.4.2 Drehschwingungssystem

Bei der Optimierung des Drehschwingungssystems waren die Massenträgheiten von Dämpfer und Schwungrad, die Frequenz und damit die Steifigkeit und die Dämpfung vom Dämpfer entscheidend für die Auslegung der verschiedenen Ausführungen.

In Abbildung 6-3 ist dargestellt, dass die Abhängigkeiten zwischen der Summe der Schwingungsausschläge aller Ordnungen beim Dämpfer den jeweiligen Ergebnissen in maximal 2ter Ordnung zueinander sind. Daher wurde auch für die Erstellung des statistischen Versuchsplans für die einzelnen Parameter die 2te Ordnung gewählt. Außerdem ist noch zu erkennen, dass die Schwingungsausschläge sehr stark von der Frequenz abhängen. Da Frequenz für die Berechnung der Dämpfung und Steifigkeit des Dämpfers herangezogen wird, ist dieser Zusammenhang logisch.

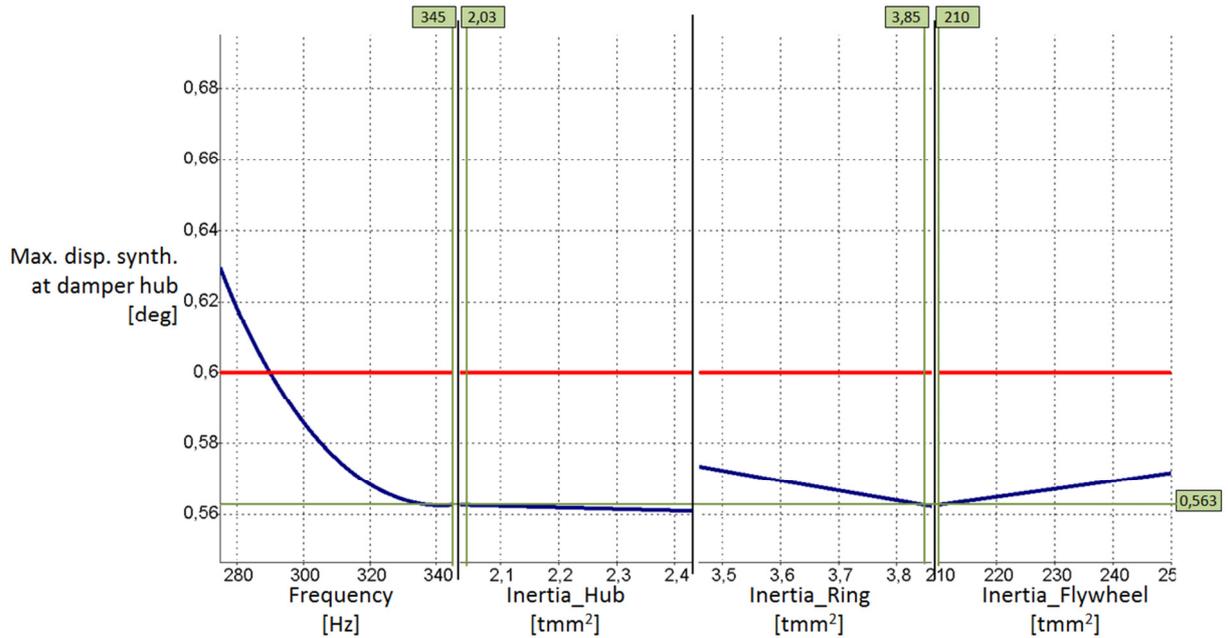


Abbildung 6-3: Abhängigkeit der Summe aller Schwingungsausschläge beim über von der Frequenz und der Massenträgheiten

Die Abhängigkeiten der maximalen Drehungleichförmigkeiten sowie der maximalen Winkelbeschleunigung am Schwungrad von der Frequenz, den Massenträgheiten am Dämpfer und der Massenträgheit am Schwungrad sind in Abbildung 6-4 dargestellt. Klarerweise ist hier eine starke Abhängigkeit von der Massenträgheit Schwungrad zu erkennen. Da der Dämpfer auf der gegenüberliegenden Seite der Kurbelwelle montiert ist, hat dessen Massenträgheiten auf das Schwungrad kaum Einfluss.

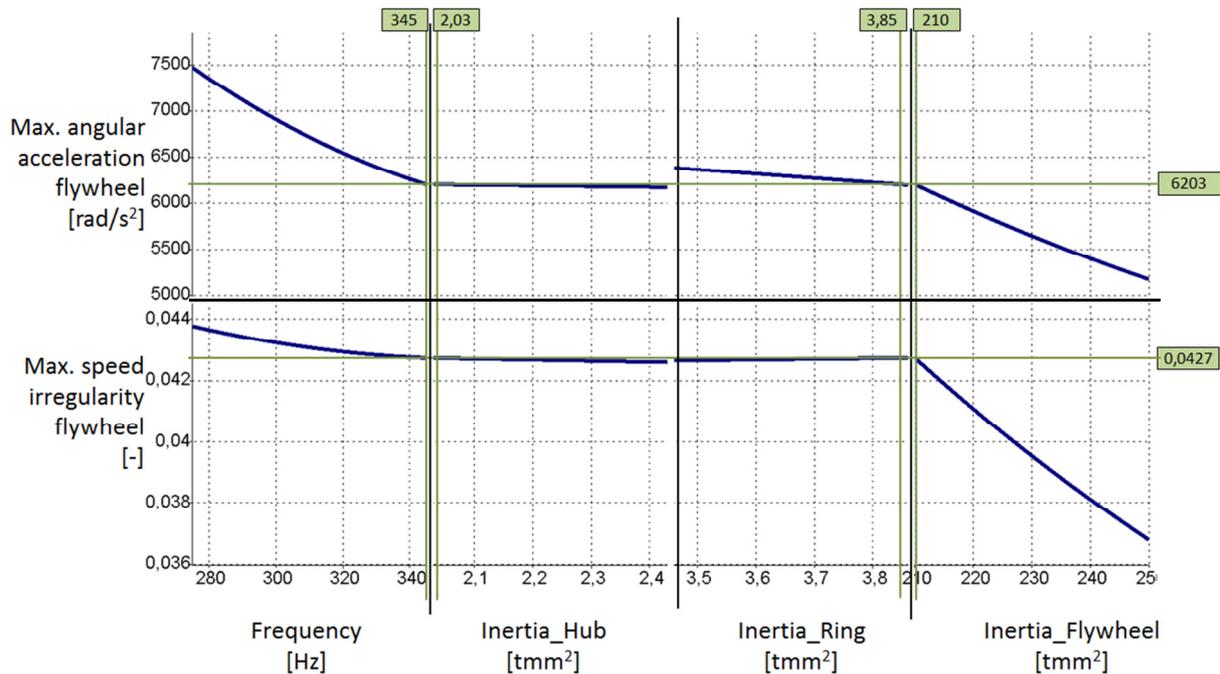


Abbildung 6-4: Abhängigkeit von der Drehungleichförmigkeit und maximalen Winkelbeschleunigung beim Schwungrad über von der Frequenz und der Massenträgheiten

In Tabelle 6-2 bis Tabelle 6-4 sind die Variationsbereiche der unterschiedlichen Dämpfervarianten angeführt. Hinsichtlich der Auslegungskriterien unterscheiden sich die Dämpferausführungen, da diese unterschiedliche Dämpfungselemente zur Dämpfung des Systems heranziehen.

Im ersten Schritt wurde überprüft zwischen welchen Grenzen Variationen der Massenträgheiten vom Ring und vom Gehäuse des Dämpfers sinnvoll sind. Die Auslegung der Massenträgheiten erfolgt über den Durchmesser und die Breite, welche sich aus der Massen und den Schwerpunktabstand ergeben, des Dämpfers mit:

$$I = \frac{m \cdot r^2}{2} \quad (6-3)$$

I ... Massenträgheit [kg·mm²]

m ... Masse [kg]

r ... Abstand von der Drehachse zum Schwerpunkt [mm]

Die Frequenz für den Dämpfer wurde mittels der Eigenfrequenz des Kurbeltriebes festgelegt. Es wurden daher im Vorfeld die Eigenfrequenzen für die in Betracht gezogenen Dämpfer herangenommen und diese für die Grenzen des statistischen Versuchsplan berücksichtigt. Die Ermittlung der Eigenfrequenzen ist in Kapitel 3.4.1 beschrieben.

Zusätzlich ist bei der Frequenz die Fertigungstoleranz in den Grenzen von plus und minus 10% zu berücksichtigen. Die Frequenz wird über die Massenträgheit des Dämpferrings und der Torsionsgummisteifigkeit wie folgt berechnet:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{I_{Ring}}} \quad (6-4)$$

f ... Frequenz [Hz]

k ... Torsionsgummisteifigkeit [Nm/rad]

I_{Ring} ... Massenträgheit Dämpferring [$kg \cdot m^2$]

In Tabelle 6-2 sind die Variationsparameter des 4-Zylinder Reihenmotors für die Gummidämpferoptimierung dargestellt.

Die Grenzen der Massenträgheiten für den Dämpfer wurden aus dem ausgewählten Dämpfer festgelegt. Die Grenzen für die Massenträgheit des Schwungrads wurden ebenfalls der Dämpfer aufgrund des vorhandenen Einbauraumes festgelegt. Für den statistischen Versuchsplan wurde auch bei der Drehschwingungsoptimierung wie bei der Lagerdimensionierung die 2te Ordnung, aufgrund der Abhängigkeiten der Massenträgheiten und Frequenz zu den Ergebnissen, gewählt.

Tabelle 6-2: Variationsparameter für die Drehschwingungsoptimierung des Gummidämpfers

Drehschwingungssystem	Variationsbereich						
	Name	Einheit	nicht optimiert	Optimiert			
			Ausgangswert	von	bis	Startwert	Ordnung
	Frequenz	Hz	310	280	340	280	2
	Massenträgheit von der Dämpferbüchse	t·mm ²	2.23	2.03	2.43	2.03	2
	Massenträgheit vom Dämpferring	t·mm ²	3.66	3.46	3.86	3.46	2
	Massenträgheit vom Schwungrad	t·mm ²	230.6	210	250	210	2

Anhand der in Tabelle 6-3 dargestellten Variationsparameter des 6-Zylindermotors wurde die automatisierte Dämpferauswahl des Viskositätsdämpfers mithilfe von CAMEO durchgeführt. Es wurden vorab aufgrund des vorhandenen Bauraumes und aus bereits durchgeführten Projekten mit ähnlichen Kurbeltrieb Dimensionen eine Auswahl für einen Dämpfer mit einem Durchmesser von 340 mm und einer Breite von 45mm ausgewählt. Daraus wurden dann 4 Mögliche Dämpfer mithilfe von den Herstellerkatalogen ausgewählt und mit denen wurden die Variationsbereiche festgelegt. Die Massenträgheiten von Dämpferring und Dämpfergehäuse wurden nach den Herstellerangaben festgelegt und die

Eigenfrequenzen wurden für alle 4 Systeme im Vorhinein bestimmt. Schlussendlich wurde noch der Variationsbereich vom Schwungrad anhand vom zur Verfügung stehenden Bauraumes und Werten von bereits abgeschlossenen Projekten festgelegt.

Tabelle 6-3: Variationsparameter für die Optimierung des Viskodämpfers

Drehschwingungssystem	Variationsbereich					
	Name	Einheit	Optimiert			
			von	bis	Startwert	Ordnung
	Massenträgheit vom Dämpfergehäuse	kg·m ²	0.08656	0.1884	0.08656	2
	Massenträgheit vom Dämpferring	kg·m ²	0.134	0.204	0.134	2
	Massenträgheit vom Schwungrad	kg·m ²	1.7	2.73	1.7	2
	Steifigkeit	Nm/rad	50839	232320	50839	3
	Dämpfung	Nm·s/rad	58.849	267.93	58.849	3

In Tabelle 6-4 sind die Variationsparameter 12-Zylindermotors mit dem Geislingerdämpfer für die Drehschwingungsoptimierung dargestellt. Aus den AVL-Internen Bezugsgrößen von ähnlich dimensionierten Motoren ergab sich eine Dämpferausführung mit einem Durchmesser von 460 mm. Mit diesem Dämpfer wurde eine Rechnung durchgeführt um die Drehschwingungsverläufe und die Belastungen in den Stegen zu überprüfen. Diese Überprüfung ergab, dass dieser Dämpfer überdimensioniert ist und daher wurden für die automatisierte Drehschwingungsauslegung 6 Dämpferausführungen mit den Durchmessern 450 mm und 410 mm mit jeweils unterschiedlichen Breiten herangenommen.

Anhand der oben erwähnten 6 Dämpferausführungen wurden die Eigenfrequenzen der Systeme berechnet. Mit diesen Frequenzen wurde dann die Steifigkeit und die Dämpfung über die Formel (3-3) und (3-4) berechnet. Der Variationsraum der Frequenz wurde vorab aus den Eigenfrequenzen der Systeme mit den unterschiedlichen Dämpferdimensionen, welche für diesen Motor mit Hilfe von Erfahrungswerten in Betracht gezogen werden, berechnet. Die Massenträgheitsbereiche vom Dämpfer und vom Schwungrad ergeben sich ebenfalls aus diesen Recherchen. Die Konstante Kappa und der Steifigkeitsfaktor sind von Hersteller angeben.

Tabelle 6-4: Variationsparameter für die Optimierung des Geislingerdämpfers

Drehschwingungssystem	Variationsbereich					
	Name	Einheit	Optimiert			
			von	bis	Startwert	Ordnung
	Frequenz	Hz	83.42	117.15	83.42	3
	Massenträgheit von der Dämpferbüchse	kg·m ²	0.03	0.14	0.03	3
	Massenträgheit vom Dämpferring	kg·m ²	0.9	3.0	0.9	3
	Massenträgheit vom Schwungrad	kg·m ²	1.686	3.372	1.686	3
	Kappa	-	0.2	0.45	0.2	3
	Steifigkeitsfaktor	-	0.7	1.3	1	3

6.5 Zielgrößen

Die Grenzwerte für die Lagerdimensionierung und Drehschwingungsauslegung sind in den nachfolgenden Kapiteln erläutert. Diese Grenzwerte sind AVL-Intern festgelegt worden und beruhen auf der Kombination von Berechnung und Simulationen bereits durchgeführter Projekte bei denen Motoren mit ähnlichen Dimensionen zum Einsatz kamen. Die Zielgrößen müssen also je nach Type entweder größer oder kleiner sein. Wie den nachfolgenden Ergebnissen zu entnehmen ist, wurden diese nach der automatisierten Optimierung auch größtenteils erfüllt. Mit diesem Ergebnis kann dann der Motor für die Layoutphase freigegeben werden. Zusätzlich musste ein oder mehrere Zielwerte für die Optimierung festgelegt werden, auf diesen Zielwert wurde dann die Optimierung hin durchgeführt. Die Zielwerte könnten entweder minimiert, maximiert oder genau auf einen Grenzwert hin optimiert werden. Wie die einzelnen Werte und mit welchen Grenzwerten diese definiert wurden, wird in den nachfolgenden Kapiteln beschrieben.

6.5.1 Lager

Bei der Lagerdimensionierung sind die Grenzwerte, wie aus Tabelle 6-5 zu entnehmen ist, von für die Lagerlasten und die minimalen Ölfilmdicken von Interesse. Für die Lagerlasten beim 4-Zylinder Reihenmotor wurde als oberer Grenzwert 45 N/mm² und für die Lager je nach Drehzahl 1.1 µm, 0.95 µm oder 0.6 µm festgelegt. Als Zielwert wurde die Belastung im Lager 3 minimiert, da diese die größte auftretende Lagerbelastung, welche auch über den Grenzwert stieg, war.

Tabelle 6-5: Zielgrößen und deren Grenzwerte für die Lagerauslegung des 4-Zylinder Reihenmotors

Zielgrößen				
	Name	Type	Grenzwert	Einheit
Lager	Max. Einheitsladung an der unteren Lagerschale	oberer	45	N/mm ²
	Max. Einheitsladung an der oberen Lagerschale	oberer	45	N/mm ²
	Min. Ölfilmdicke bei der unteren Lagerschale bei Nenndrehzahl (6500U/min)	unterer	1.1	µm
	Min. Ölfilmdicke bei der unteren Lagerschale bei max. Drehmoment (2500U/min)	unterer	0.95	µm
	Min. Ölfilmdicke bei der ober Lagerschale bei Überdrehzahl (7000U/min)	unterer	0.6	µm

6.5.2 Drehschwingungssystem

Die Festlegung der Grenzwerte für die Drehschwingungsberechnung sind für die unterschiedlichen Motoren und Dämpferausführungen in den Tabelle 6-6 bis Tabelle 6-8 zu entnehmen. Diese Grenzwerte wurden wie auch bei den Lagern aus AVL-internen Richtlinien oder Erfahrungswerten entnommen.

In Tabelle 6-6 sind die Grenzwerte für die Gummidämpferauslegung des 4-Zylinder Reihenmotors angeführt. Als Zielwert wurde bei dieser Optimierung die 6 Ordnung des maximalen Drehschwingungsausschlags am Dämpfer auf 0.2 grad festgelegt. Die 6 Ordnung wurde gewählt da diese wie in der Abbildung 6-5 zu sehen ist den höchsten Ausschlag hat und über den Grenzwert ist.

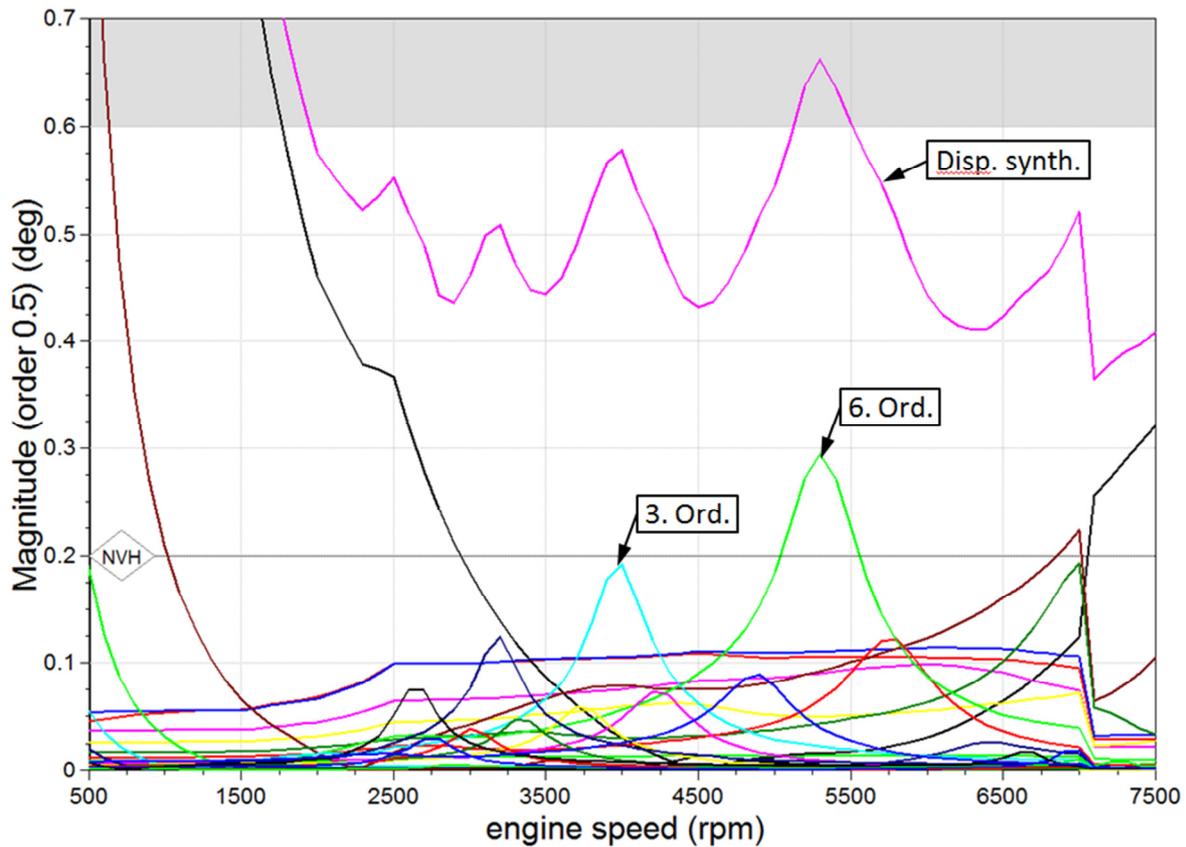


Abbildung 6-5: maximale Schwingungsauslässe über der Drehzahl aller Ordnungen am Dämpfergehäuse

Die Grenzwerte für die Gummidämpferoptimierung zeigt Tabelle 6-6. Es wurde beim Drehschwingungssystem einerseits auf einen ruhigen Lauf geachtet, dazu dienen die Grenzwerte für die maximalen Drehschwingungsauslässe am Dämpfergehäuse. Andererseits wurde auch auf eine möglichst geringe Belastung in den Pleuellager Wert gelegt. Zuletzt wurde auch auf die Auslegung des Dämpfers geachtet, dass dabei keine Überlasten auftreten.

Tabelle 6-6: Grenzwerte für die Gummidämpferauslegung des 4-Zylinder Reihenmotors

Grenzwerte				
Drehschwingungssystem	Name	Type	Grenzwert	Einheit
	Max. Drehschwingungsausschlag am Dämpfer (NVH Grenzwert)	oberer	0.1	Grad
	Max. Drehschwingungsausschlag am Dämpfer (mechanischer Grenzwert)	oberer	0.2	Grad
	Summe der maximalen Drehschwingungsausschläge am Dämpfer	oberer	0.6	Grad
	Drehschwingungsbeanspruchungen im Kurbelzapfen	oberer	65	MPa
	Max. Winkelbeschleunigung im Schwungrad	oberer	8000	rad/s ²
	Max. abgeführte Energie am Dämpfer (für Standarddämpfer)	oberer	291	W
	Max. abgeführte Energie am Dämpfer (für verbesserten Dämpfer)	oberer	345	W
	Max. Drehmomenten Grenzwert am Gummidämpfer (aufgepresst)	oberer	283	Nm
	Max. Drehmomenten Grenzwert am Gummidämpfer (aufgeklebt)	oberer	425	Nm
Drehzahlunregelmäßigkeiten beim Schwungrad	oberer	0.15	-	

In Tabelle 6-7 sind die Grenzwerte des 6-Zylinder Reihenmotors für die Viskositätsdämpferauslegung abgebildet. Auch hier wurde wieder auf einen ruhigen Lauf und keine zu hohe Belastung in den Kurbelzapfen geachtet.

Tabelle 6-7: Grenzwerte für die Viskositätsdämpferauslegung des 6-Zylinder Reihenmotors

Grenzwerte				
Drehschwingungssystem	Name	Type	Grenzwert	Einheit
	Max. Drehschwingungsausschlag am Dämpfer (NVH Grenzwert)	oberer	0.18	Grad
	Summe der maximalen Drehschwingungsausschläge am Dämpfer	oberer	0.5	Grad
	Drehschwingungsbeanspruchungen im Kurbelzapfen	oberer	60	MPa
	Max. Winkelbeschleunigung im Schwungrad	oberer	2000	rad/s ²
	Max. Winkelbeschleunigung im Dämpfer	oberer	10000	rad/s ²
	Geschwindigkeitsunregelmäßigkeiten im Schwungrad	oberer	0.072	-

In Tabelle 6-8 sind die Grenzwerte für den in dieser Arbeit verwendeten 12-Zylinder V-Motor für die Auslegung des Drehschwingungssystems angeführt. Gleich wie bei den beiden anderen Dämpferausführungen wurden auch hier die Grenzwerte nach AVL-Kriterien angenommen.

Tabelle 6-8: Grenzwerte für die Geislingerdämpferauslegung des 12-Zylinder V-Motors

Grenzwerte				
Drehschwingungssystem	Name	Type	Grenzwert	Einheit
	Max. Drehschwingungsausschlag am Dämpfer (NVH Grenzwert)	oberer	0.25	Grad
	Summe der maximalen Drehschwingungsausschläge am Dämpfer	oberer	0.6	Grad
	Drehschwingungsbeanspruchungen im Kurbelzapfen	oberer	50	MPa
	Max. abgeführte Energie am Dämpfer	oberer	6000	W
	Max. Drehmoment am hinteren Ende (schwungradseitig)	oberer	32000	Nm
	Max. Drehmoment vorderes Ende (dämpferseitig)	oberer	18700	Nm
	Max. Winkelbeschleunigung im Schwungrad	oberer	2500	rad/s ²

6.6 Optimierung

Bei der Optimierung wurde ein D-Optimaler Versuchsplan gewählt. Wie dieser Versuchsplan im Detail aussieht ist in Kapitel 2.2.4.5 beschrieben. Es wurde deshalb dieser Versuchsplan gewählt, da kein symmetrischer Versuchsplan erstellt wurde und der D-Optimale Versuchsplan dafür die benötigten Kriterien erfüllte. Es wurden außerdem bei der Lageroptimierung wie bereits erwähnt bestimmte Bereiche aus dem Versuchsplan ausgeschlossen, da dort keine zulässige Kombination von Lagerbreite und Lagerdurchmesser vom Hersteller zur Verfügung steht. Bei der Modellbildung wurde das Freie Polynommodell gewählt. Für die Optimierung selbst wurde eine Zielgröße und die entsprechenden Grenzwerte wie in Tabelle 6-5 bis Tabelle 6-8 aufgelistet definiert. Anschließend wurde die Optimierung durchgeführt, bei dieser wird Rücksicht auf alle Grenzwerte genommen und alle Ergebnisse bestmöglich auf die Zielwert hin abgestimmt. Bei nicht einhalten aller Grenzwerte müsste die Optimierung mit Rücksicht auf diese Überschreitungen erneut durchgeführt werden.

6.6.1 Lager

Die Lager wurden auf alle drei Einflussparameter eine automatisierte Optimierung durchgeführt. Als Zielwert wurde die Maximierung der minimalen Ölfilmdicken im Lager 3 definiert. Das Ergebnis war, dass die Grenzwerte nicht alle erreicht werden konnten und die optimierten Ergebnisse in einen Statusbericht dokumentiert wurden. Zusätzlich wurde die weitere Vorgehensweise, wie vergrößern der Lagerbreite, zur Erreichung der Grenzwerte beschrieben.

6.6.2 Gummidämpfer

Beim Gummidämpfer wurde wie schon in Kapitel 6.4.2 beschrieben die Variationsparameter bestimmt. Bei der Optimierung wurde als Zielwert der maximale Drehschwingungsaussschlag der 6. Ordnung herangezogen und auf einen Wert von 0.2 Grad hin optimiert. Als Ergebnis könnten die Grenzwerte nicht vollständig erreicht werden, daher wurde mithilfe der grafischen Darstellung, das beste Mögliche Ergebnis dieses Systems in einen Statusbericht festgehalten.

6.6.3 Viskositätsdämpfer

Beim Viskositätsdämpfer lag wie schon oben beschrieben das Kriterium in der Dämpferfindung. Zuerst wurden die möglichen Dämpferdimensionen aufgrund des zur Verfügung stehenden Einbauraumes ausgewählt. Dadurch ergab sich ein maximaler Durchmesser von 340 mm und einer maximalen Breite von 45 mm. Es wurden dann 4 Dämpferausführungen in Betracht gezogen, von denen die Massenträgheiten von Dämpfering und Dämpfergehäuse in Tabelle 6-9 dargestellt sind.

Tabelle 6-9: Massenträgheiten der Viskositätsdämpferausführungen

Dämpferausführung	Massenträgheit Dämpfering	Massenträgheit Dämpfergehäuse
	kg·m ²	kg·m ²
TVD280x45	0.134	0.089
TVD320x37	0.1672	0.08656
TVD330x40	0.204	0.1884
TVD340x32	0.182	0.167

Nachdem die Variationsbereiche der einzelnen Parameter festgelegt waren, wurde der statistische Versuchsplan erstellt. Anhand dieses Versuchsplanes wurde dann die automatisierte Optimierung in folgende Schritte unterteilt:

- 1.) Die Grenzwerte wurden wie in Tabelle 6-7 festgelegt und als Zielgröße wurde der maximale Drehschwingungsaussschlag in der 6. Ordnung minimiert, wobei die Massenträgheit des Schwungrades konstant mit 2.73 kg·m² gehalten wurde. Diese Zielgröße wurde gewählt, da diese Ordnung die größte Grenzwertverletzung ohne Dämpfung hatte. Mittels dieser Optimierung ergab sich für die Massenträgheit vom Dämpfergehäuse ein Wert von 0.10704 kg·m² und für den Dämpfering 0.16312 kg·m². Es wurde daher der Drehschwingungsdämpfer mit einem Durchmesser von 320

mm und einer Breite von 37 mm ausgewählt, da dieser den Ergebnissen mit guter Näherung entsprach.

- 2.) In diesem Schritt wurden wie in Kapitel 3.4.1 beschrieben, die Eigenfrequenz des Systems mit dessen Dämpferausführung berechnet. Mit der Berechneten Eigenfrequenz konnte im Anschluss aus den entsprechenden Diagrammen der unterschiedlichen Silikonöle die dazugehörigen Dämpfungs- und Steifigkeitswerte gelesen werden.
- 3.) Mit konstanter Massenträgheit aller Komponenten ergab eine erneute Berechnung des optimalen Dämpfers die Auswahl des Öl Typs mit einer Viskosität von 200000 mm²/s. Somit wurde für den Dämpfer eine Steifigkeit von 96460 Nm/rad und eine Dämpfung von 74.5 Nm·s/rad berechnet.
- 4.) Als letzter Punkt wurden die Dämpferparameter konstant gehalten und die optimale Massenträgheit für das Schwungrad mit 2.65 kg·m² aus den Modellen errechnet.

Diese Ergebnisse wurden im Anschluss auf Plausibilität überprüft und für in den entsprechenden Diagrammen ausgewertet.

6.6.4 Geislingerdämpfer

Der Geislingerdämpfer wurde wie bereits im Kapitel 6.4.2 erwähnt über Richtgrößen von ähnlichen Motoren eine Erstausslegung des Dämpfers gemacht. Im Anschluss wurden die in Tabelle 6-1 angegebenen Dämpfer für die automatisierte Drehschwingungsauslegung in Betracht gezogen. Es sind auch für die einzelnen Kurbeltriebe die Eigenfrequenzen, die vorab ermittelt wurden, angegeben

Tabelle 6-10: Massenträgheiten der Geislingerdämpferausführungen

Dämpferausführung	Massenträgheit Dämpferring	Massenträgheit Dämpfergehäuse	Eigenfrequenz
	kg·m ²	kg·m ²	Hz
410 x 45	0.9	0.03	117.15
410 x 75	1.5	0.07	104.85
410 x 105	2.1	0.10	93.94
450 x 45	1.3	0.05	108.14
450 x 75	2.1	0.10	93.92
450 x 105	3.0	0.14	83.42

Die durchgeführten Punkte für die Optimierung der Drehschwingungsauslegung für Geislingerdämpfer werden im Folgenden beschrieben:

- 1.) Die Grenzwerte wurden, wie in Tabelle 6-8 angeführt, festgelegt. Als Zielwert wurde die 3. Ordnung der Schwingungsamplitude beim Dämpfergehäuse ausgewählt. Dieser wurde gewählt, da diese Ordnung die kritische war und das Optimierungskriterium auf die Drehschwingungen gelegt wurde. Es besteht auch die Möglichkeit, auf die Kurbelzapfenbelastungen hin zu optimieren.
- 2.) Nach dem ersten Optimierungsablauf wurde nach den Ergebnissen entsprechend der Dämpfer mit dem Durchmesser 410 mm und einer Breite von 75 mm ausgewählt.
- 3.) Im nächsten Schritt wurden die Dämpferdimensionen konstant gehalten und in Bezug auf die Konstante κ , den Steifigkeitsfaktor und die Frequenz hin optimiert. Die Optimierung ergab für κ einen Wert von 0.25, für den Steifigkeitsfaktor einen Wert von 0.7 und schlussendlich eine Frequenz von 83.6 Hz.
- 4.) Im letzten Schritt wurden die Parameter für den Dämpfer konstant gehalten und die Massenträgheit J optimiert. Das Ergebnis war eine Massenträgheit von $4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.
- 5.) Die Ergebnisse wurden anhand einer Verifikationsrechnung auf Richtigkeit überprüft und für den Bericht entsprechend ausgewertet.

6.7 Darstellung der Optimierten Ergebnisse

Die Darstellung der optimierten Ergebnisse war, wie schon in Kapitel 6.2 beschrieben, ein problematischer Teil dieser Arbeit. Das Problem bestand darin, dass mehrere Parameter, die untereinander voneinander abhängen, übersichtlich dargestellt werden sollen.

In Abbildung 6-6 ist schematisch solch eine Darstellung für zwei Ergebnisse über die Abhängigkeit von zwei zusätzlichen Parametern dargestellt. Die Darstellung ist sehr einfach, ermöglicht es aber dem Kunden anschaulich das komplexe Ergebnis selbsterklärend zu übermitteln.

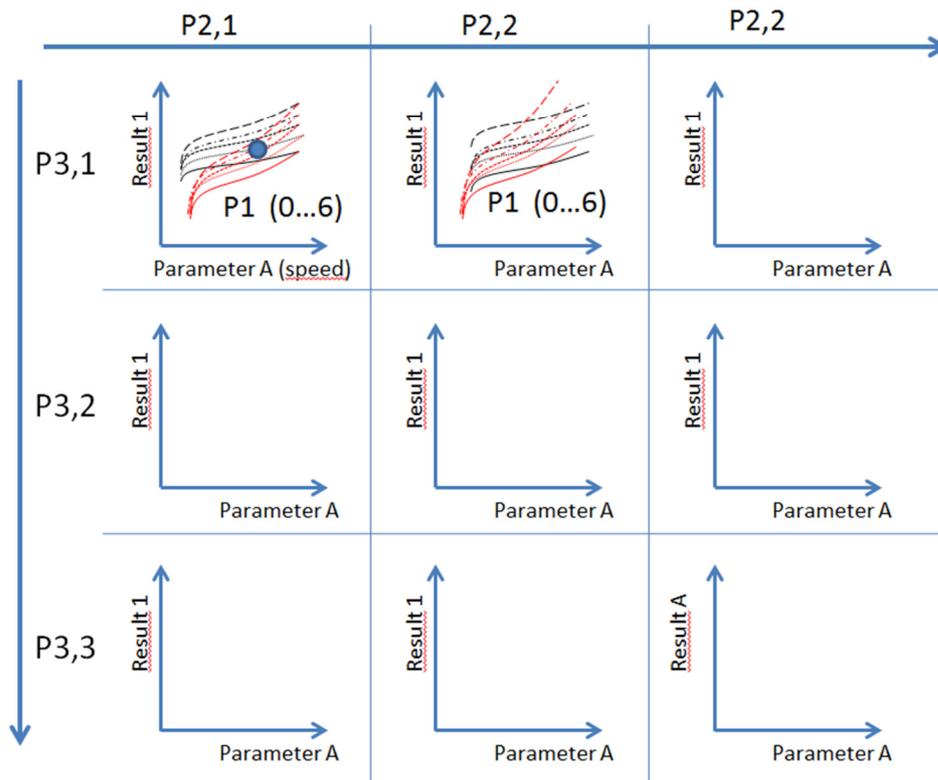


Abbildung 6-6: Darstellung der optimierten Ergebnisse bei der Abhängigkeit von mehrere Einflussparametern

Eine weiter Darstellung für optimierte Parameter in Abhängigkeit von zwei seiner Variationsparametern ist in Abbildung 6-7 dargestellt. Diese 3-D Darstellung zeigt als Beispiel die Abhängigkeiten des maximalen Drehmomentes beim Gummidämpfer von den Massenträgheiten vom Dämpfergehäuse und vom Dämpferring. Als rote Ebene ist der Grenzwert eingezeichnet, somit kann übersichtlich gezeigt werden in welchen Bereichen sich die Massenträgheiten bewegen können, um den Grenzwert nicht zu überschreiten.

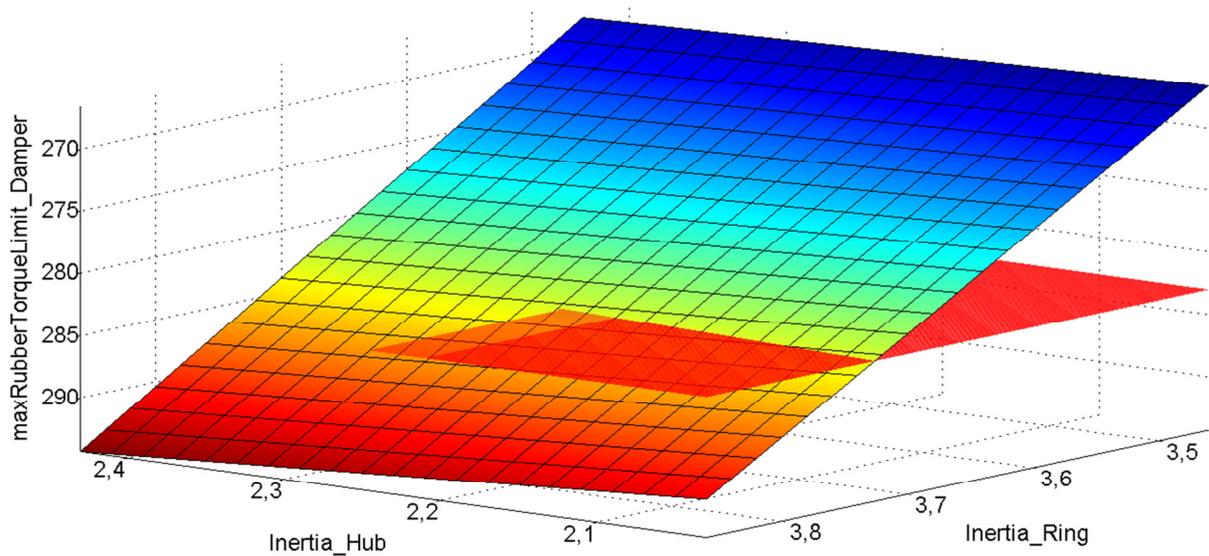
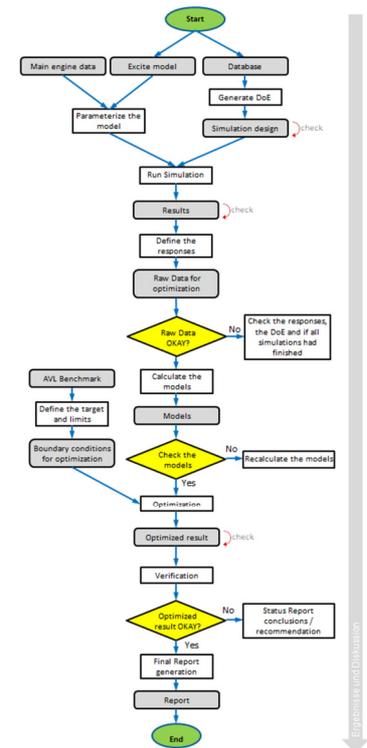


Abbildung 6-7: 3-D Darstellung vom maximalen Drehmoment am Dämpfer in Abhängigkeit von den Massenträgheiten

7 Ergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel wird die Gegenüberstellung der relevanten Ergebnisse von der Lagerdimensionsoptimierung und der durchgeführten automatisierten Optimierungen der unterschiedlichen Drehschwingungssysteme. Gegenübergestellt werden beim 4-Zylinder Reihenmotor die nicht optimierten Ergebnisse von den Lagern und dem Gummidämpfer mit den Ergebnissen, welche durch die durchgeführte Optimierung erreicht wurden. Im Falle der automatisierten Drehschwingungsauslegung, wie diese beim Viskositätsdämpfer und Geislingerdämpfer durchgeführt wurde, werden die nicht ausgelegten Drehschwingungssysteme mit jenen Systemen mit ausgelegten Dämpfern gegenübergestellt.

Die Grenzwerte für die jeweiligen Auswertungen sind aus AVL-Internen Quellen, wie bereits durchgeführte Berechnungen von Motoren mit ähnlichen Dimensionen.



7.1 Lager

Die Lageroptimierung wurde ausschließlich am 4-Zylinder Reihenmotor durchgeführt. Die Vorgehensweise ist bei allen Kurbeltrieb Ausführungen aber immer dieselbe. In den nachfolgenden Ergebnisdarstellungen sind immer links die nicht optimierten Ergebnisse und rechts die optimierten Ergebnisse gegenübergestellt.

In Abbildung 7-1 ist die maximale Lagerbelastung in der Unterschale vor und nach der Optimierung gegenübergestellt. Durch die Optimierung ergab sich eine Reduktion von rund 3 N/mm^2 . Es war bei der Lagerbelastung keine Verbesserung gefordert. Die Probleme bei diesem Motor lagen bei der minimalen Ölfilmdicken in der Ober- und der Unterschale.

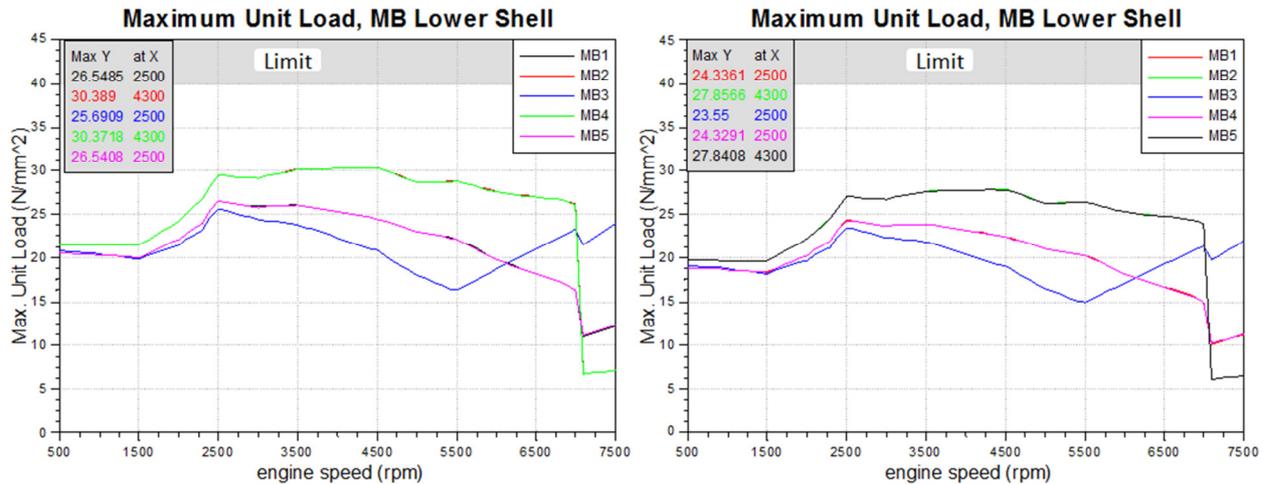


Abbildung 7-1: Maximale Lagerbelastung in der Unterschale vor (links) und nach (rechts) der Optimierung

In Abbildung 7-2 ist die maximale Lagerbelastung in der Unterschale vor und nach der Optimierung gegenübergestellt. Auch hier ist durch die Optimierung eine Reduktion von zirka 3 N/mm^2 zu erkennen.

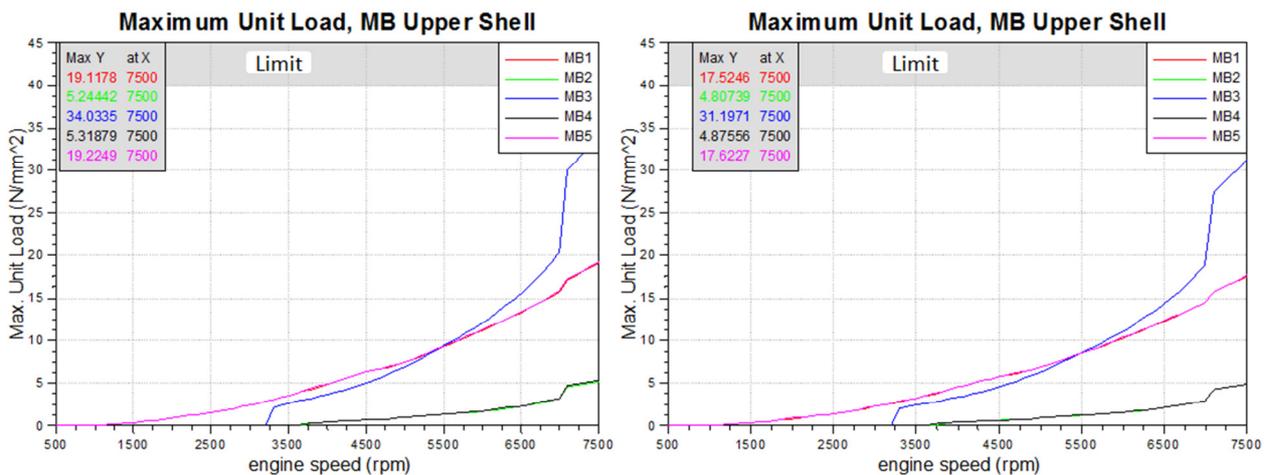


Abbildung 7-2: Maximale Lagerbelastung in der Oberschale vor (links) und nach (rechts) der Optimierung

Die Problemstellung lag jedoch in den nächsten Auswertungen. Wie der Abbildung 7-3 zu entnehmen ist, erfüllten die Lager weder bei Nenndrehzahl von 6500 U/min noch bei Drehzahl beim maximalen Drehmoment von 2500 U/min die geforderten Werte. Durch die Optimierung ergab sich eine deutliche Verbesserung der Ölfilmdicke in der Unterschale, jedoch konnte im Lager 3 bei der Nenndrehzahl nicht der geforderte Wert von $1.1 \mu\text{m}$ erfüllt werden. Trotz des Optimierungsziels der Maximierung der Ölfilmdicke bei der geforderten Drehzahl von 6500 U/min wurde der Grenzwert nicht erreicht. In solchen Fall ist die Darstellung der Ergebnisse sowie die durchgeführten Optimierungen besonders wichtig, um gegenüber dem Kunden die entsprechenden Ergebnisse beweisen zu können und die durchzuführenden Designänderungen zu belegen.

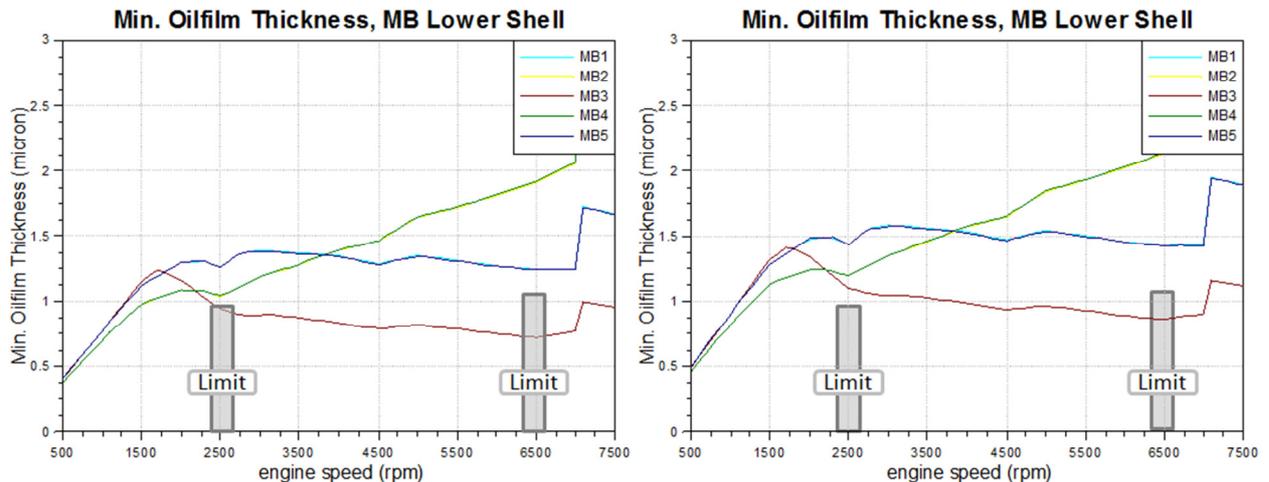


Abbildung 7-3: Minimale Ölfilmstärke in der Unterschale vor (links) und nach (rechts) der Optimierung

In Abbildung 7-4 wird gezeigt, dass dieser Grenzwert mit diesem Öl-Typ nicht erreicht werden kann. Denn selbst bei der maximalen Lagerbreite von 20 mm und dem maximal möglichen Lagerdurchmesser von 60 mm würde der Grenzwert nicht einmal erreicht werden wenn die Gegenmassen auf ihren maximal zulässigen Wert erhöht werden würden.

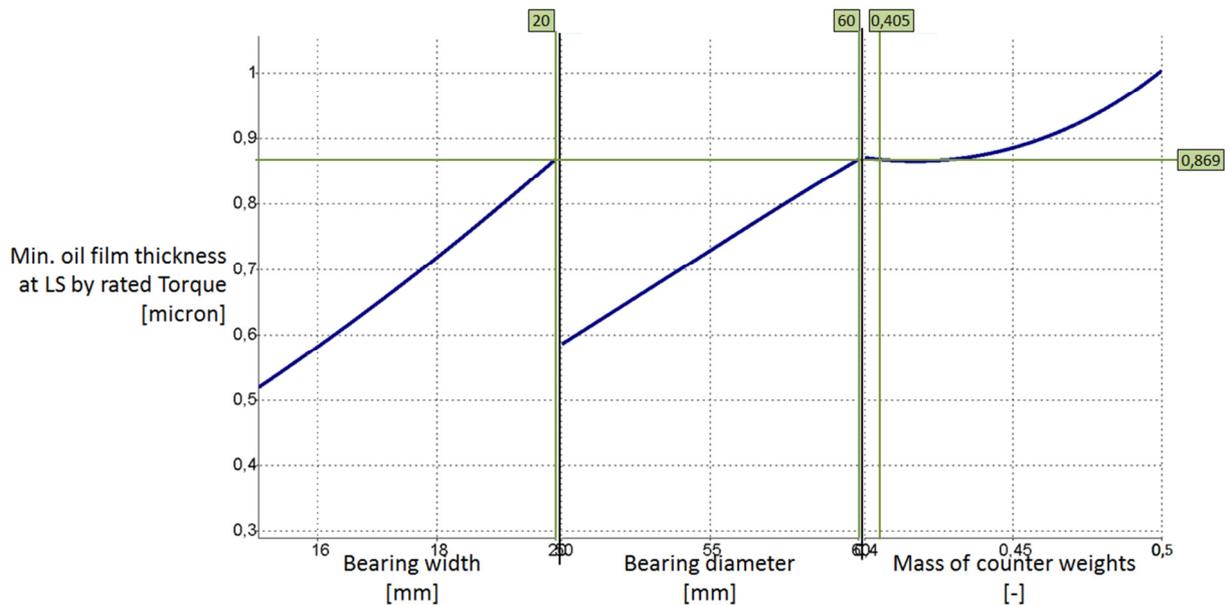


Abbildung 7-4: Abhängigkeit der Minimalen Ölfilmstärke in der Unterschale bei Nenndrehzahl von den Lagerdimensionen

Die minimale Ölfilmstärke in der Oberschale ist in Abbildung 7-5 dargestellt. Ersichtlich ist das vor der Optimierung eine Grenzwertverletzung aufgetreten ist. Die minimale Ölfilmstärke im Lager 3 konnte jedoch durch die durchgeführte Optimierung verbessert werden, sodass der Wert über den geforderten 0.6 μm ist.

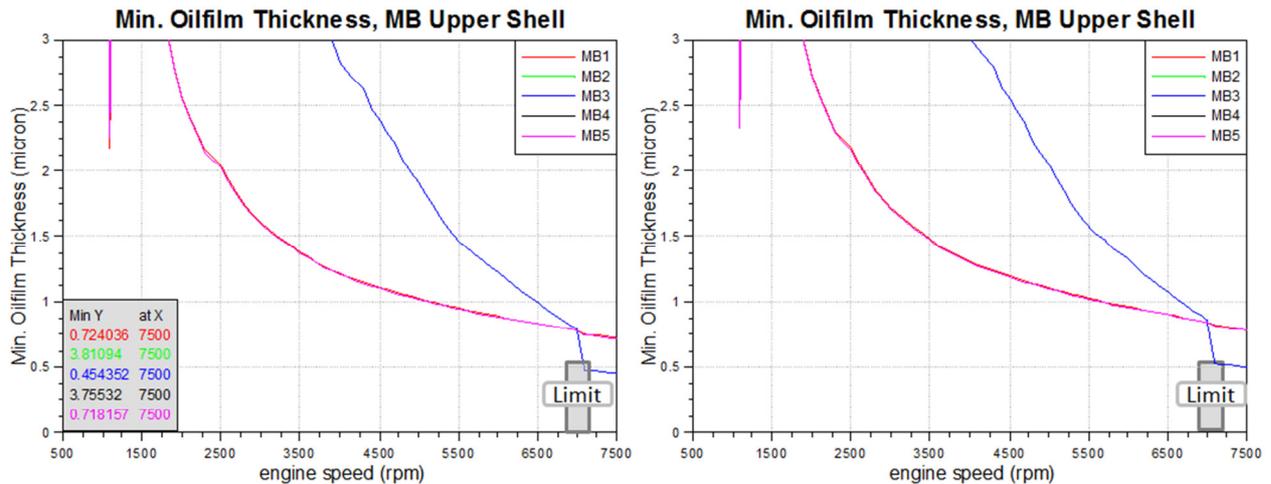


Abbildung 7-5: Minimale Ölfilmdicke in der Oberschale vor (links) und nach (rechts) der Optimierung

Da beim Lager 3 die minimale Ölfilmdicke in der Unterschale nicht die Grenzwerte erreicht werden konnten, müssten die Lagerbreite noch weiter erhöht werden. Dazu müsste allerdings mit der Konstruktion eine Designänderung vorgenommen werden. Als weitere Untersuchung könnte noch zuvor überprüft werden ob die Erhöhung der Viskosität des Öltyps zu der Erreichung der Grenzwerte führt.

7.2 Drehschwingungssystem

In den nächsten Kapiteln werden die Ergebnisse der Drehschwingungsauswertung für die verschiedenen Dämpferausführungen beschrieben. Beim Gummidämpfer war das Kriterium die Ausgangswerte durch die Optimierung zu verbessern. Für den Viskositäts- und Geislingerdämpfer bestand jedoch die Aufgabe, der automatisierten Drehschwingungsauslegung, das heißt den optimalen Dämpfer für den entsprechenden Motor mit der entwickelten Methodik automatisiert zu finden.

7.2.1 Gummidämpfer

In den folgenden Abbildungen sind wie auch bei der Lagerauswertung links die nicht optimierten und rechts die optimierten Ergebnisse dargestellt.

In Abbildung 7-6 sind die maximalen Drehschwingungsausschläge aller Ordnungen über die Drehzahl dargestellt. Eine Reduktion der Drehschwingungsausschläge durch die Optimierung ist zu erkennen. Es wurde des Weiteren aber auch die maximale Drehzahl von 7500 U/min auf 7000 U/min reduziert. Zusätzlich sieht man, dass sich die Summe der Ausschläge auch verkleinert hat.

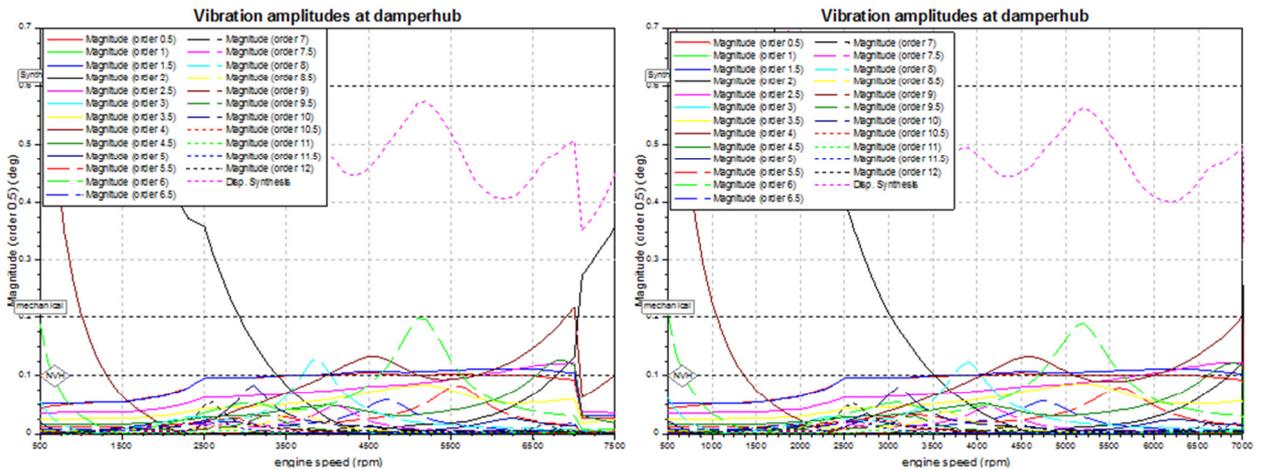


Abbildung 7-6: Maximale Schwingungsauslässe aller Ordnungen vor (links) und nach (rechts) der Optimierung

Die Drehschwingungsbeanspruchung in den Kurbelzapfen über der Drehzahl ist in Abbildung 7-7 dargestellt. Die Grenzwertverletzung im Lager 3 und 4 konnte durch die Optimierung auf einen gerade noch vertretbaren Wert reduziert werden.

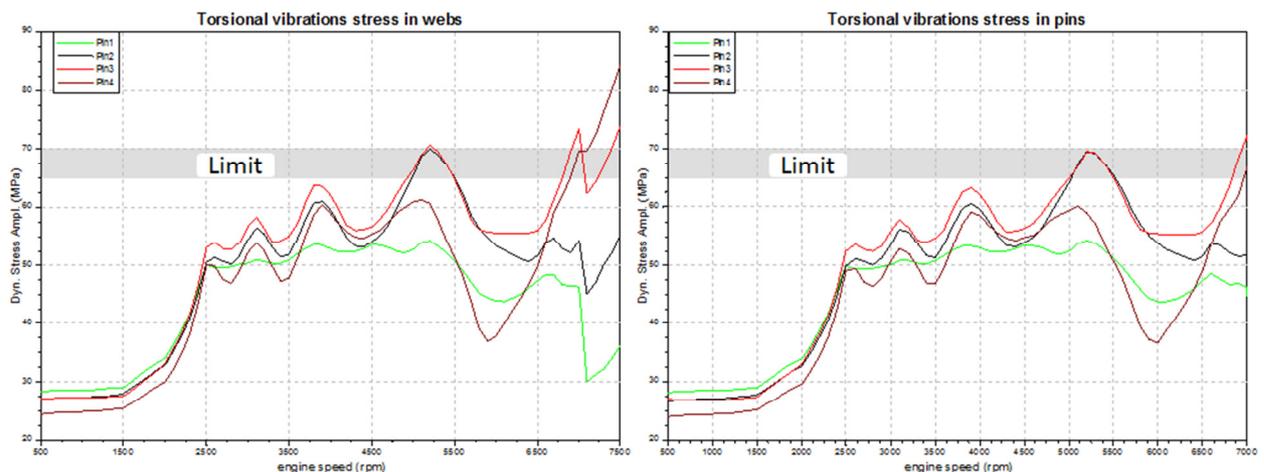


Abbildung 7-7: Drehschwingungsbeanspruchungen in den Kurbelzapfen vor (links) und nach (rechts) der Optimierung

7.2.2 Viskositätsdämpfer

Bei den folgenden Ergebnissen handelt es sich um die automatisierte Drehschwingungsauslegung für einen Viskositätsdämpfer des 6-Zylinder Reihenmotors. In den Abbildung 7-8 bis Abbildung 7-11 sind jeweils links die Ergebnisse ohne Dämpfung und rechts mit ausgelegten Dämpfer gegenübergestellt. Wie die Auslegung im Detail erfolgt ist wurde bereits in Kapitel 6.6 erläutert.

In Abbildung 7-8 sind die Schwingungsamplituden am Dämpfergehäuse mit und ohne Dämpfung dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass ohne Dämpfer das Drehschwingungssystem die mechanischen Grenzwerte speziell in der sechsten Ordnung

überschreitet, daher würde in diese Fall die Kurbelwelle brechen. Nach der durchgeführten automatisierten Optimierung für den Dämpfer sind die Schwingungsausschläge mechanisch wie auch geräusch- und vibrationstechnisch unter den entsprechenden Grenzwerten und ergeben somit einen ruhigen Lauf des Motors.

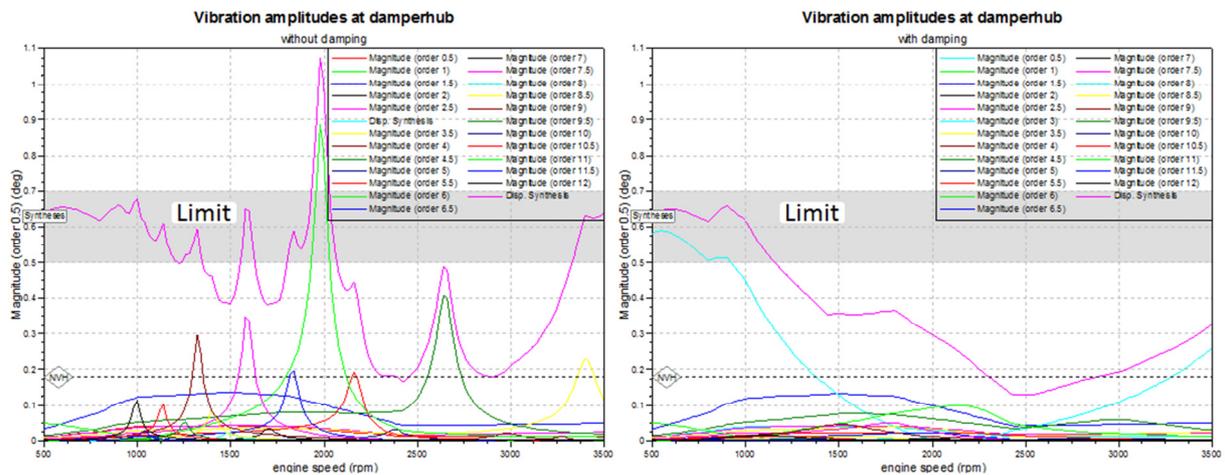


Abbildung 7-8: Schwingungsausschläge beim Viskositätsdämpfer mit und ohne Dämpfung am Dämpfergehäuse

Die Drehschwingsbeanspruchungen in den Stegen und somit auch in den Kurbelzapfen sind in Abbildung 7-9 dargestellt. Auch hier sind die entsprechenden Verbesserungen mit einem optimal ausgelegten Drehschwingungssystem deutlich erkennbar.

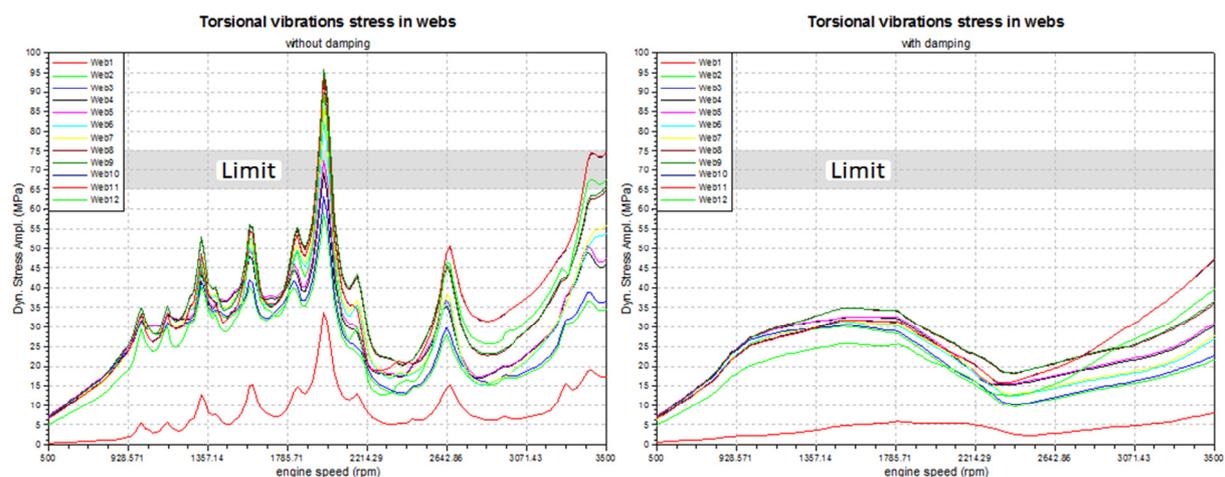


Abbildung 7-9: Drehschwingsbeanspruchungen beim Viskositätsdämpfer mit und ohne Dämpfung in den Stegen

Abbildung 7-10 zeigt die Winkelbeschleunigung beim Schwungrad dargestellt über der Drehzahl. Als Grenzwerte ist hier eine maximale Winkelbeschleunigung von 2000 rad/s^2 festgelegt, wobei nur der Geschwindigkeitsbereich von 500 U/min bis 2750 U/min betrachtet wird.

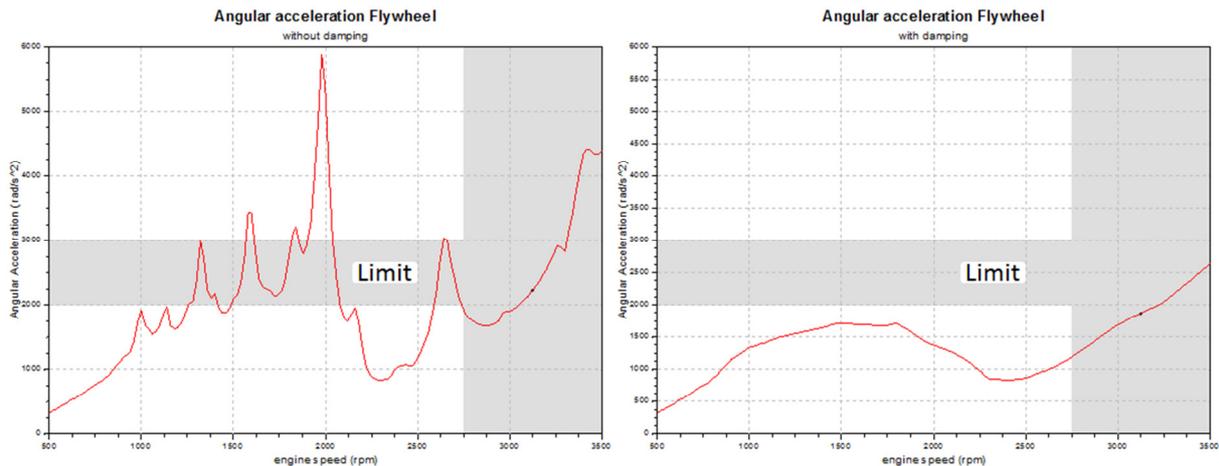


Abbildung 7-10: Winkelbeschleunigung beim Viskodämpfer mit und ohne Dämpfung beim Schwungrad

Wie in Abbildung 7-11 zu erkennen ist wurde durch die Drehschwingungsoptimierung auch die Geschwindigkeitsunregelmäßigkeiten beim Schwungrad unter den entsprechenden Grenzwert von 0.072 gehalten. Wobei hier nur geringfügige Verbesserungen aufgetreten sind, da sich das Schwungrad auf der gegenüberliegenden Seite der Kurbelwelle befindet und daher durch eine Optimierung des Dämpfers keinen großen Einfluss erfährt.

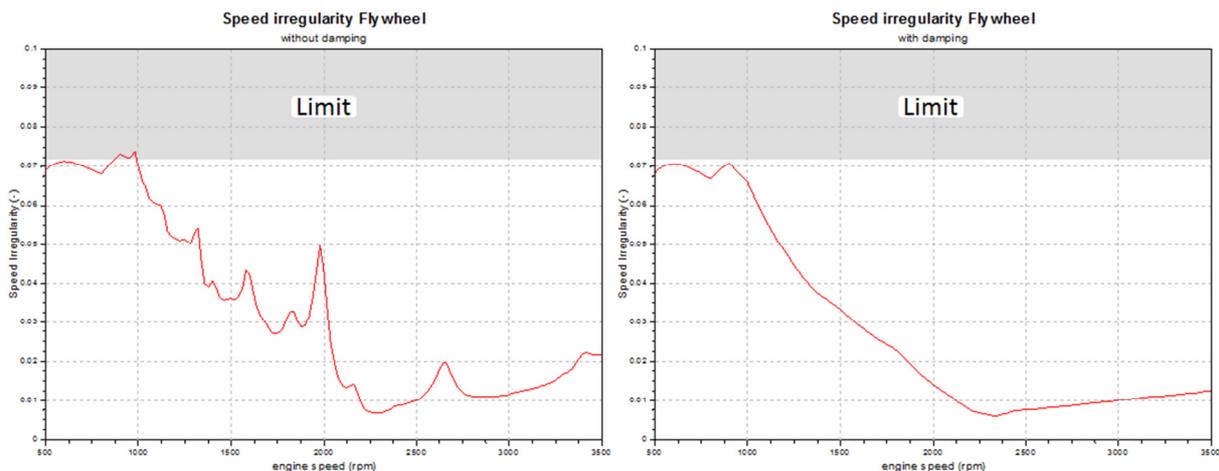


Abbildung 7-11: Geschwindigkeitsunregelmäßigkeiten beim Viskositätsdämpfer mit und ohne Dämpfung beim Schwungrad über der Drehzahl

7.2.3 Geislingerdämpfer

In diesem Abschnitt sind die Ergebnisse vom Geislingerdämpfer, das ist eine Drehschwingungsdämpfer mit Stahlfedern und hydrodynamischen Öl als Dämpfungskomponenten, dargestellt. In den folgenden Abbildungen sind jeweils links die Drehschwingungsberechnungen ohne Dämpfer und rechts mit Dämpfer dargestellt.

In Abbildung 7-12 sind die maximalen Drehschwingungsausschläge am Dämpfergehäuse dargestellt. Ohne Dämpfer können die Grenzwerte nicht erreicht werden, außerdem zeigt sich ein sehr unruhiger Lauf. Mit dem ausgelegten Dämpfer konnten dann sehr gute und akzeptable Ergebnisse erzielt werden.

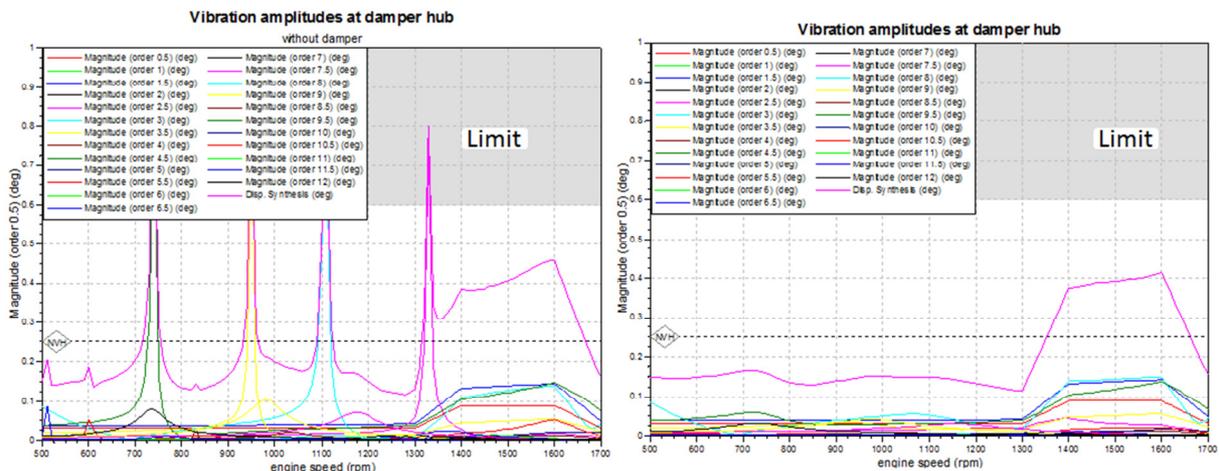


Abbildung 7-12: Schwingungsausschläge beim Geislingerdämpfer mit und ohne Dämpfung am Dämpfergehäuse

Die Scherbeanspruchung in den Stegen der Kurbelwelle aufgrund von den auftretenden Drehschwingungen sind in Abbildung 7-13 dargestellt. Durch den Einsatz des Geislingerdämpfers, welcher mittels automatisierter Optimierung ausgelegt wurde, sinken die maximalen Belastungen deutlich unter den entsprechenden AVL-Grenzwerten.

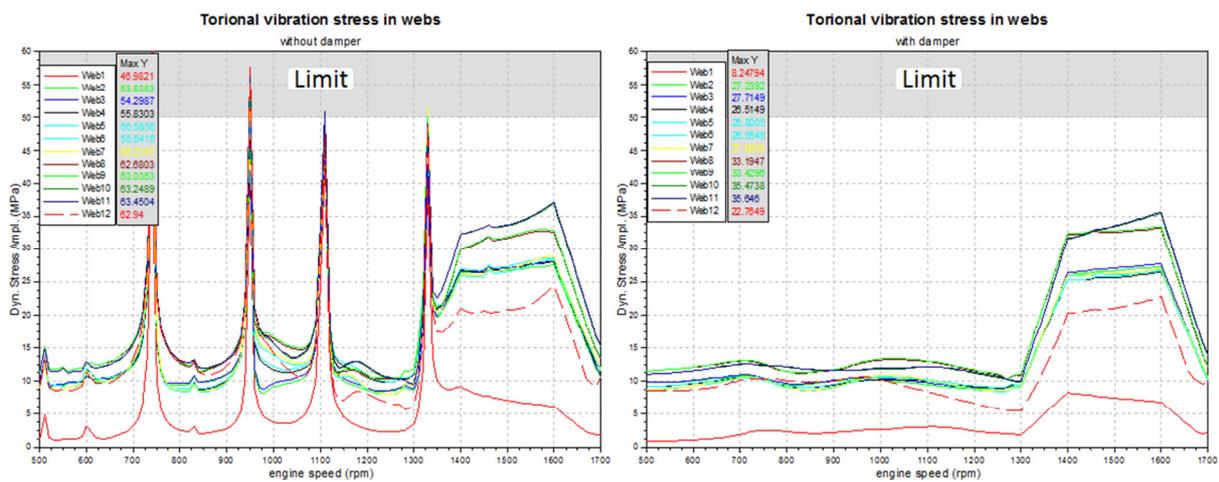


Abbildung 7-13: Drehschwingungsbeanspruchungen beim Geislingerdämpfer mit und ohne Dämpfung in den Stegen

Der Grenzwert für die Winkelbeschleunigung über der Drehzahl am Schwungrad wird wie in Abbildung 7-14 dargestellt auch ohne Dämpfer nicht überschritten. Der Verlauf ist aber auch hier mit Dämpfer deutlich besser, da keine plötzlichen Beschleunigungen auftreten.

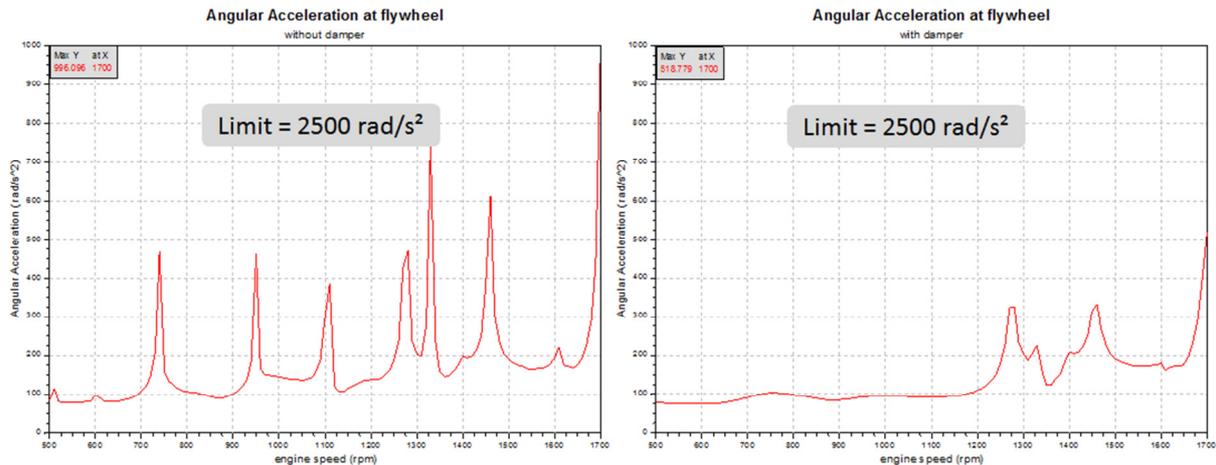


Abbildung 7-14: Winkelbeschleunigung beim Geislingerdämpfer mit und ohne Dämpfung beim Schwungrad

Abbildung 7-15 zeigt die maximale Drehmomenten Belastung über der Drehzahl am vorderen Ende der Kurbelwelle. Als vorderes Ende der Kurbelwelle wird jene Seite bezeichnet an der sich der Dämpfer befindet. Es werden zwar keine Grenzwerte überschritten trotzdem sind diese Drehmomentenausschläge zu minimieren, dies gelingt auch mit dem optimal ausgelegten Dämpfer.

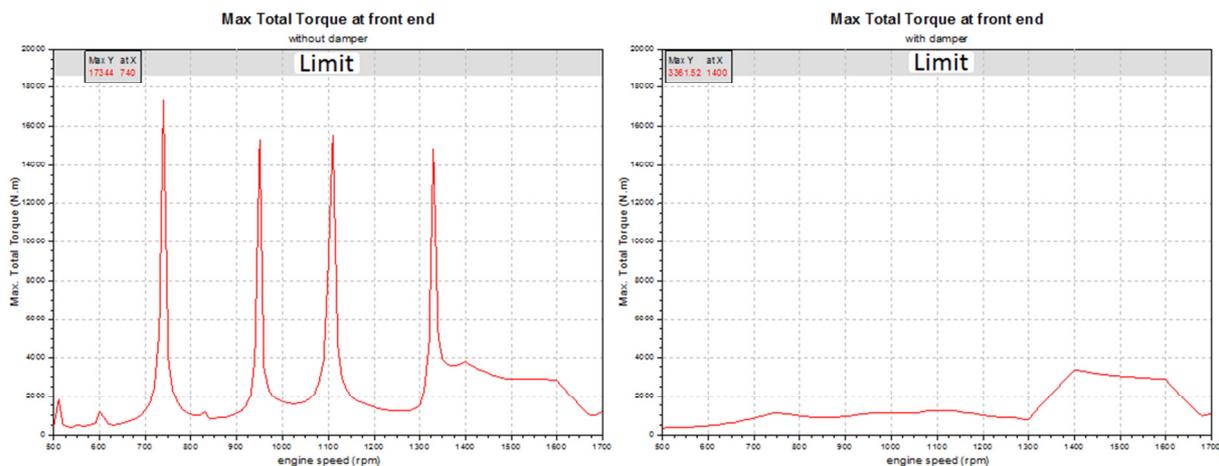


Abbildung 7-15: Maximales Drehmoment beim Geislingerdämpfer am vorderen Wellenende

Wie auch in der vorigen Abbildung sind auch in Abbildung 7-16 die Drehmomente über der Drehzahl am Kurbelwellenende dargestellt. Hier sind allerdings jene am hinteren Ende, das ist die Seite an der das Schwungrad montiert ist, abgebildet. Es zeigen sich auch hier keine Grenzwertverletzungen, doch deutliche Verbesserungen hinsichtlich Drehmomentenausschläge.

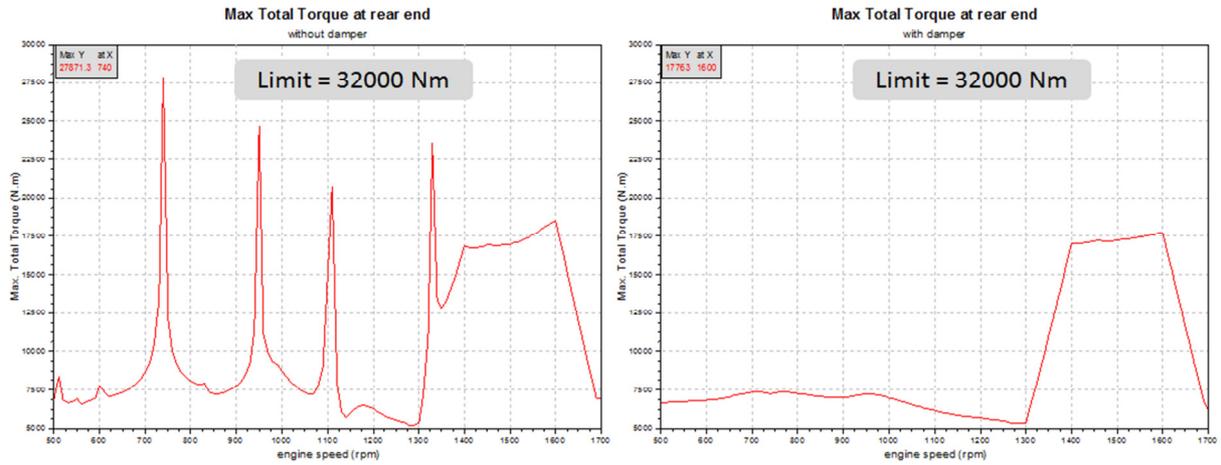


Abbildung 7-16: Maximales Drehmoment beim Geislingerdämpfer am hinteren Wellenende

8 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden kurz die in dieser Arbeit durchgeführten Arbeitsabläufe sowie die Ergebnisse der durchgeführten Optimierungen zusammengefasst.

8.1 Allgemein

In dieser Arbeit wurde zu Beginn die Theorie hinsichtlich Parameteroptimierung, Lagerdimensionierung und Drehschwingungsauslegung in den für die hier benötigten Punkten recherchiert. Anschließend wurde noch zur Einarbeitung eine Lagerdimensionierung durchgeführt und beim selben Motor das Drehschwingungssystem hinsichtlich Dämpfer und Schwungrad ausgelegt. Im Hauptteil dieser Arbeit wurden die Methodiken für die Optimierung der Lagerdimensionen und für die automatisierte Auslegung des Drehschwingungssystems in Bezug auf unterschiedliche Dämpferausführungen entwickelt und durchgearbeitet. Diese Methodiken wurden in einem sogenannten Workflow dargestellt und auch auf Richtigkeit, anhand einer bereits durchgeführten Variantenrechnung, überprüft.

Zum Beginn wurde überprüft, welche Komponenten des Kurbeltriebs, die bei der Konzeptphase ausgelegt werden, für eine automatisierte Auslegung oder eine Optimierung geeignet sind. Außerdem wurde vor allem auf die Komponenten Wert gelegt, bei denen ein Verbesserungspotential gefordert ist. Im Anschluss wurden für die jeweiligen Komponenten die Parameter, auf welche hin die Variationsbereiche erarbeitet wurden, festgelegt. Die durchgeführten Variationen wurden als statistischer Versuchsplan entwickelt, mit Unterstützung des Programms CAMEO.

8.2 Lager

Hinsichtlich der Lager konnte nur vereinfacht eine Optimierung durchgeführt werden, da auf die Geometrie der Kurbelwelle nicht zugegriffen werden konnte. Daher wurden die Variationsbereiche sehr klein vom Ausgangswert gesetzt, um die Verbesserungspotentiale zu erkennen, sowie die Konstruktion hinsichtlich Designänderungen frühzeitig zu informieren. Variiert wurden bei der Lageroptimierung der Lagerdurchmesser, die Lagerbreite und die Massen der Gegengewichte, wobei diese auf einen gemeinsamen Faktor reduziert wurden um die Rechenzeiten möglichst kurz zu halten.

Die Ergebnisse der Lager zeigten Verbesserungen, jedoch nur in geringen Grenzen aufgrund der obengenannten Problemstellung in Bezug auf das Kurbelwellendesign. Es wurden bei der durchgeführten Lagerdimensionsoptimierung keine akzeptablen Ergebnisse erzielt. Doch es konnte mit Hilfe der berechneten Modelle dargestellt werden, warum die Grenzwerte nicht

erreicht wurden und welche Änderungen bei dem Design der Kurbelwelle gemacht werden müssten.

8.3 Drehschwingungssystem

Bei den Dämpfern bestand weit höheres Potential. Hier wurde bei einem Gummidämpfer, einem Viskositätsdämpfer und einem sogenannten Geislingerdämpfer, welcher mit Hilfe von Stahlfedern und viskosen Flüssigkeiten dämpft, jeweils eine Methodik für eine automatisierte Drehschwingungsauslegung entwickelt. Variiert wurden bei der Drehschwingungsauslegung die Massenträgheit vom Dämpfergehäuse und vom Dämpferring, sowie der Massenträgheit vom Schwungrad. Weiteres wurde beim Gummi- und Geislingerdämpfer die Frequenz verändert und mit dieser wurde auf die Steifigkeit und Dämpfung des jeweiligen Dämpfers eingegriffen. Beim Viskositätsdämpfer war die Durchführung weitaus komplizierter, da keine Dämpfungs- und Steifigkeitsverläufe vom Hersteller vorhanden waren. Es musste also vorab die Massenträgheit von den beiden Komponenten des Dämpfers und im Anschluss der jeweilige Öltyp ermittelt werden.

Bei den automatisierten Drehschwingungsauslegungen wurde jeweils ein gutes Resultat erzielt, welches auch jeweils nachgeprüft und bestätigt wurde. Da man bei dieser Auslegung auf bessere Ergebnisse kam, als bei einer durchgeführten Variantenrechnung. Außerdem ergab die durchgeführten Drehschwingungsauslegungen, nachdem die Methodik entwickelt war, eine deutliche Reduktion in der Auslegungszeit.

8.4 Darstellung

Als letzter Punkt dieser Arbeit, bestand die Aufgabe einer vernünftigen Darstellung der kritischen optimierten Parameter für den Kundenbericht. Es wurden alle Ergebnisse über der Drehzahl dargestellt. Des Weiteren wurde für die kritischen Ergebnisse in Abhängigkeit zu den Einflussparametern eine vernünftige Darstellung erarbeitet. Bei dieser Darstellung wurde darauf geachtet, dass diese einerseits nicht zu kompliziert ist, aber trotzdem alle relevanten Einflüsse übersichtlich darstellt. Es wurde somit eine Darstellung für jeden kritischen Parameter und den entsprechenden Einflussparametern erarbeitet, die dem Kunden gegenüber selbsterklärend sein sollte.

9 Ausblick

Dieses Kapitel beschreibt die weiteren Entwicklungsschritte bei der Optimierung in der Konzeptphase, sowie in weiteren Entwicklungsphasen und geforderte Erweiterungen für die Schnittstelle zur Optimierungsanwendung.

9.1 Erweiterungen in der Methodik für die Konzeptphase

Es bestehen noch jede Menge Erweiterungsmöglichkeiten bei der Optimierung und der automatisierten Komponentenauslegung beim Verbrennungsmotor. In Bezug auf den Kolben und die Kolbenbolzen wird in naher Zukunft ebenfalls eine Methodik für die Durchführung einer Optimierung entwickelt. Außerdem würde in Bezug auf die Lageroptimierung ein Eingriff auf die Kurbelwellengeometrie zu einer wesentlichen Verbesserung beitragen. Beim Viskositätsdämpfer besteht wesentliches Verbesserungspotential wenn anstatt über die Eigenfrequenz die Berechnung der Dämpfung und Steifigkeit des Dämpfers, direkt aus den jeweiligen Verläufen ermittelt werden. Diese Verläufe müssten allerdings größtenteils selbst erstellt werden, da die Hersteller diese nur sehr selten zur Verfügung stellen.

9.2 Geforderte Optimierungsmethoden in weiteren Entwicklungsphasen

Im Ausblick auf weitere Anwendungen der Optimierung beim Verbrennungsmotor wird in der Konzeptphase die Zündreihenfolge von Großmotoren gefordert. Diese Methodik ist allerdings sehr komplex aufgrund der vielen unterschiedlichen Möglichkeiten und dadurch sehr hohen Anzahl an Parametern, dies wiederum führt zu sehr langen Berechnungszeiten wegen der großen Anzahl an Versuchspunkten. Außerdem wird in Zukunft die Optimierung der Lager und des Drehschwingungssystems auf die späteren Entwicklungsphasen gefordert werden, um gegen die Konkurrenz einen Entwicklungsvorteil zu erlangen.

9.3 Schnittstelle

Es wird auch die Verknüpfung zwischen dem Berechnungsprogramm Excite Designer und den Optimierungsprogramm CAMEO weiter verbessert werden, um den Ablauf zu beschleunigen und zu vereinfachen.

In Bezug auf die Optimierungsdarstellung wird eine teilautomatisierte Erstellung der entsprechenden Ergebnisse gefordert, um diese zu vereinheitlichen und unabhängig vom Entwicklungsingenieur zu ermöglichen.

Abkürzungen

DoE	Design of Experiments – statistischer Versuchsplan
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
AST	Advanced Simulation Technologies
NVH	Noise Vibration Harshness
CAD	Computer Aided Design
MB	Main Bearing
CW	Counter Weights
LS	Lower Shell
US	Upper Shell

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Vergleich der Variantenrechnung (links) mit der versuchsplanbasierten Optimierung (rechts).....	2
Abbildung 1-2: Berechnungszeit in Abhängigkeit von den Simulationsparameter mit zusätzlich sinkender Entwicklungszeit	3
Abbildung 1-3: Arbeitsablauf	4
Abbildung 2-1: DoE – Arbeitsablauf	7
Abbildung 2-2: Vollfaktorieller Versuchsplan	9
Abbildung 2-3: Teilfaktorieller Versuchsplan.....	9
Abbildung 2-4: Box Behnken Versuchsplan	10
Abbildung 2-5: Zentral zusammengesetzter Versuchsplan	11
Abbildung 2-6: D-optimaler Versuchsplan	12
Abbildung 2-7: Modellordnung und mögliche Modellform.....	13
Abbildung 3-1: Mehrkörper Modell von einem 4-Zylinder Reihenmotor	16
Abbildung 3-2: Polardiagramm des Kurbelwellenlagers [Kurt Löhner, 1948]	17
Abbildung 3-3: Schematische Darstellung eines Gummidämpfer	21
Abbildung 3-4: Geislinger Viskositätsdämpfer (links) [Geislinger VDAMP, 2013] und die entsprechenden Silikonölkennlinie (rechts) [Hesse & Werde, 2013]	22
Abbildung 3-5: Geislingerdämpfer und die Dämpfung unterschiedlicher Dämpferausführungen bei verschiedenen Drehmomenten [Geislinger Damper, 2013]	23
Abbildung 4-1: Flussdiagramm des Arbeitsablaufes.....	25
Abbildung 5-1: Mehrkörpermodell des 4-Zylinder Reihenmotors und Kurbelwellenmodellierung mit Dämpfer und Schwungrad	29
Abbildung 5-2: Abhängigkeiten der Ergebnisse der Lagerberechnung von den Lagerdimensionen am Beispiel des 3 Hauptlagers	31
Abbildung 5-3: Schwingungsamplituden beim Dämpfergehäuse des 6-Zylinder Reihenmotors zur Bestimmung der Eigenfrequenz.....	33
Abbildung 5-4: Maximale Last über der Drehzahl in der Unterschale vom Hauptlager.....	35
Abbildung 5-5: Maximale Last über der Drehzahl in der Oberschale vom Hauptlager.....	35
Abbildung 5-6: Minimale Ölfilmdicke über der Drehzahl in der Unterschale vom Hauptlager bei definierten Drehzahlen	36
Abbildung 5-7: Minimale Ölfilmdicke über der Drehzahl an der Oberschale bei Hauptlager bei definierten Drehzahlen	36
Abbildung 5-8: Schwingungsausschläge über der Drehzahl beim Dämpfergehäuse aller Ordnungen des Gummidämpfer	38
Abbildung 5-9: Drehschwingungsspannungen über der Drehzahl in den Kurbelzapfen mit einem Gummidämpfer.....	38
Abbildung 5-10: Die abzuführende Wärmeenergie des Gummidämpfer.....	39

Abbildung 5-11: Schwingungsausschläge über der Drehzahl am Dämpfergehäuse aller Ordnungen beim Viskositätsdämpfer	40
Abbildung 5-12: Winkelbeschleunigung beim Schwungrad des 6-Zylinder Reihenmotors.....	40
Abbildung 5-13: Schwingungsausschläge über der Drehzahl am Dämpfergehäuse aller Ordnungen beim Geislingerdämpfer	41
Abbildung 5-14: Drehschwingungsspannungen über der Drehzahl in den Pleuellagerzapfen mit einem Geislingerdämpfer	42
Abbildung 5-15: Maximales Drehmoment am vorderen Pleuellagerende (dämpferseitig) des 12-Zylinder V-Motors.....	42
Abbildung 6-1: Pleuellager mit Darstellung der maximalen Pleuellagerbreite	46
Abbildung 6-2: Abhängigkeiten der Pleuellagerdimensionen von den Ergebnissen	47
Abbildung 6-3: Abhängigkeit der Summe aller Schwingungsausschläge beim über von der Frequenz und der Massenträgheiten	48
Abbildung 6-4: Abhängigkeit von der Drehungleichförmigkeit und maximalen Winkelbeschleunigung beim Schwungrad über von der Frequenz und der Massenträgheiten	49
Abbildung 6-5: maximale Schwingungsausschläge über der Drehzahl aller Ordnungen am Dämpfergehäuse	54
Abbildung 6-6: Darstellung der optimierten Ergebnisse bei der Abhängigkeit von mehreren Einflussparametern	60
Abbildung 6-7: 3-D Darstellung vom maximalen Drehmoment am Dämpfer in Abhängigkeit von den Massenträgheiten	60
Abbildung 7-1: Maximale Pleuellagerbelastung in der Pleuellagerunterseite vor (links) und nach (rechts) der Optimierung.....	62
Abbildung 7-2: Maximale Pleuellagerbelastung in der Pleuellageroberseite vor (links) und nach (rechts) der Optimierung.....	62
Abbildung 7-3: Minimale Ölfilmdicke in der Pleuellagerunterseite vor (links) und nach (rechts) der Optimierung	63
Abbildung 7-4: Abhängigkeit der Minimalen Ölfilmdicke in der Pleuellagerunterseite bei Nenndrehzahl von den Pleuellagerdimensionen	63
Abbildung 7-5: Minimale Ölfilmdicke in der Pleuellageroberseite vor (links) und nach (rechts) der Optimierung	64
Abbildung 7-6: Maximale Schwingungsausschläge aller Ordnungen vor (links) und nach (rechts) der Optimierung	65
Abbildung 7-7: Drehschwingungsbeanspruchungen in den Pleuellagerzapfen vor (links) und nach (rechts) der Optimierung.....	65
Abbildung 7-8: Schwingungsausschläge beim Viskositätsdämpfer mit und ohne Dämpfung am Dämpfergehäuse	66

Abbildung 7-9: Drehschwingungsbeanspruchungen beim Viskositätsdämpfer mit und ohne Dämpfung in den Stegen.....	66
Abbildung 7-10: Winkelbeschleunigung beim Viskodämpfer mit und ohne Dämpfung beim Schwungrad.....	67
Abbildung 7-11: Geschwindigkeitsunregelmäßigkeiten beim Viskositätsdämpfer mit und ohne Dämpfung beim Schwungrad über der Drehzahl	67
Abbildung 7-12: Schwingungsausschläge beim Geislingerdämpfer mit und ohne Dämpfung am Dämpfergehäuse	68
Abbildung 7-13: Drehschwingungsbeanspruchungen beim Geislingerdämpfer mit und ohne Dämpfung in den Stegen.....	68
Abbildung 7-14: Winkelbeschleunigung beim Geislingerdämpfer mit und ohne Dämpfung beim Schwungrad	69
Abbildung 7-15: Maximales Drehmoment beim Geislingerdämpfer am vorderen Wellenende	69
Abbildung 7-16: Maximales Drehmoment beim Geislingerdämpfer am hinteren Wellenende	70
Abbildung 0-1: Mehrkörpermodell des 4-Zylinder Reihenmotors in Excite Designer.....	81
Abbildung 0-2: Mehrkörpermodell des 6-Zylinder Reihenmotors in Excite Designer.....	82
Abbildung 0-3: Excite Designer Modell des 12-Zylinder V-Motors in Excite Designer	83

Tabellenverzeichnis

Tabelle 6-1: Variationsparameter für die Lageroptimierung anhand des 4-Zylinder Motors .	45
Tabelle 6-2: Variationsparameter für die Drehschwingungsoptimierung des Gummidämpfers	50
Tabelle 6-3: Variationsparameter für die Optimierung des Viskodämpfers.....	51
Tabelle 6-4: Variationsparameter für die Optimierung des Geislingerdämpfers	52
Tabelle 6-5: Zielgrößen und deren Grenzwerte für die Lagerauslegung des 4-Zylinder Reihenmotors.....	53
Tabelle 6-6: Grenzwerte für die Gummidämpferauslegung des 4-Zylinder Reihenmotors	55
Tabelle 6-7: Grenzwerte für die Viskositätsdämpferauslegung des 6-Zylinder Reihenmotors.....	55
Tabelle 6-8: Grenzwerte für die Geislingerdämpferauslegung des 12-Zylinder V-Motors.....	56
Tabelle 6-9: Massenträgheiten der Viskositätsdämpferausführungen	57
Tabelle 6-10: Massenträgheiten der Geislingerdämpferausführungen	58
Tabelle 0-1: Daten vom 4 Zylinder Reihenmotor	81
Tabelle 0-2: Daten vom 6 Zylinder Reihenmotor	82
Tabelle 0-3: Daten vom 12 Zylinder V-Motor	83

Literaturverzeichnis

Dr. Karsten Röpke und Andere, *DoE – Design of Experiments, Methoden und Anwendungen in der Motorenentwicklung*, Verlag moderne Industrie, Die Bibliothek der Technik Band 272, 2005

Dr. Koegeler, *Skript: VKM-Funktionsentwicklung und Antriebskonzepte*, TU Graz, 2012

Prabhu Santiago, *CAMEO Offline Workshop*, AVL List GMBH, Graz, 2013

CRGraph, *Versuchsplanung*, <http://www.crgraph.de/D-Optimal.pdf>, 12.09.2013

AVL Internal PTE Assessment Guidelines, *AVL Internal PTE Assessment Guidelines*, AVL-List GmbH Intranet, Graz, 2013

Kleppmann, *Taschenbuch Versuchsplanung*, , Carl Hanser Verlag München Wien, 3 Auflage, 2003

AVL CAMEO, *AVL Cameo 2013 Application Guide*, AVL-List GmbH, Graz, 2013

AVL Excite Designer, *AVL Excite Designer v2011.2 User Guide*, AVL-List GmbH, Graz, 2011

AVL Workflow, *AVL Internal Workflow*, AVL-List GmbH Intranet, Graz, 13.06.2013

Wilhelm Matek und Andere, *Roloff/Matek Maschinenelemente*, 15. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2001

Kurt Löhner, *Kurbeltrieb und Schwungradberechnung*, Wölfenbütteler Verlagsanstalt G.m.b.H, Wölfenbüttel und Hannover, 1948

Richard van Basshuysen, Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor*, 2. Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 2002

Geislinger VDAMP, http://www.geislinger.com/fileadmin/pdf/Geislinger_Vdamp/Vdamp_1.4.pdf, 8.10.2013

Hesse & Werde, *Viscouse torsional vibration damper data sheet*, unveröffentlicht, Berlin, 19.09.2013

Geislinger Damper,

http://www.geislinger.com/fileadmin/pdf/Geislinger_Damper/Damper_15.6.pdf, 8.10.2013

Karl Siebertz und Andere, *Statistische Versuchsplanung*, Springer-Verlag,

Berlin/Göttingen/Heidelberg, 2010

Otto Kaemer, *Bau und Berechnung der Verbrennungsmotoren*, 4. Auflage, Springer-Verlag,

Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1963

Anhang

Tabelle 0-1: Daten vom 4 Zylinder Reihenmotor

Properties	Unit	Value
Zylinderbohrung	mm	86.0
Zylinderhub	mm	85.9
Anzahl der Zylinder	-	4
Ausführung	-	Reihenmotor
Aufladung	-	Turbolader
Kraftstoffeinspritzsystem	-	GDI
Spitzenverbrennungsdruck (Grenzwert)	bar	123
Zylindervolumen	L	0.50
Hubvolumen	L	2.00
Nennleistung	kW	235
Nenngeschwindigkeit	1/min	6500
Mitteldruck	bar	21.74
Spezifische Leistung	kW/l	117.74
Maximales Drehmoment	Nm	400
Geschwindigkeit bei maximalen Drehmoment	1/min	2500
Kraftstoff	-	Benzin

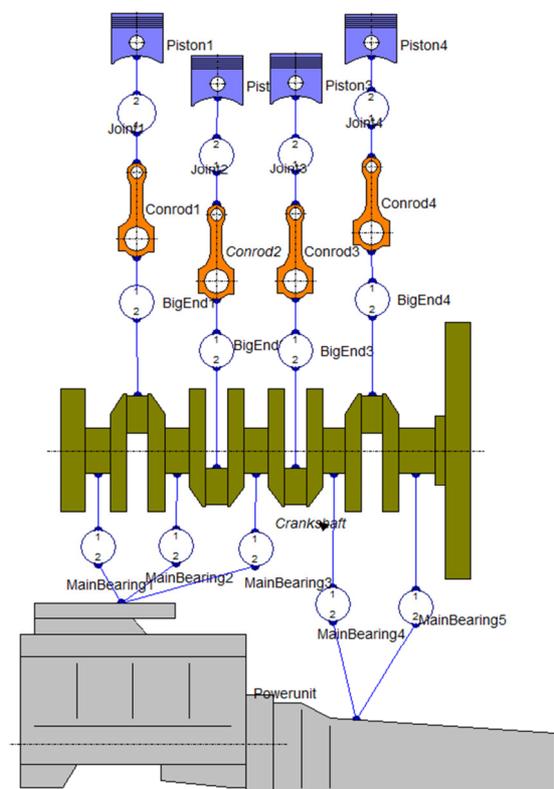


Abbildung 0-1: Mehrkörpermodell des 4-Zylinder Reihenmotors in Excite Designer

Tabelle 0-2: Daten vom 6 Zylinder Reihenmotor

Bezeichnung	Einheit	Wert
Zylinderbohrung	mm	131
Zylinderhub	mm	150
Anzahl der Zylinder	-	6
Ausführung	-	Reihenmotor
Aufladung	-	Turbolader
Kraftstoffeinspritzsystem	-	Common Rail
Spitzenverbrennungsdruck (Grenzwert)	bar	200
Zylindervolumen	L	2.022
Hubvolumen	L	12.13
Nennleistung	kW	345
Nenngeschwindigkeit	1/min	1800
Mitteldruck	bar	18.96
Spezifische Leistung	kW/l	28.44
Maximales Drehmoment	Nm	2380
Geschwindigkeit bei maximalen Drehmoment	1/min	-
Kraftstoff	-	Diesel

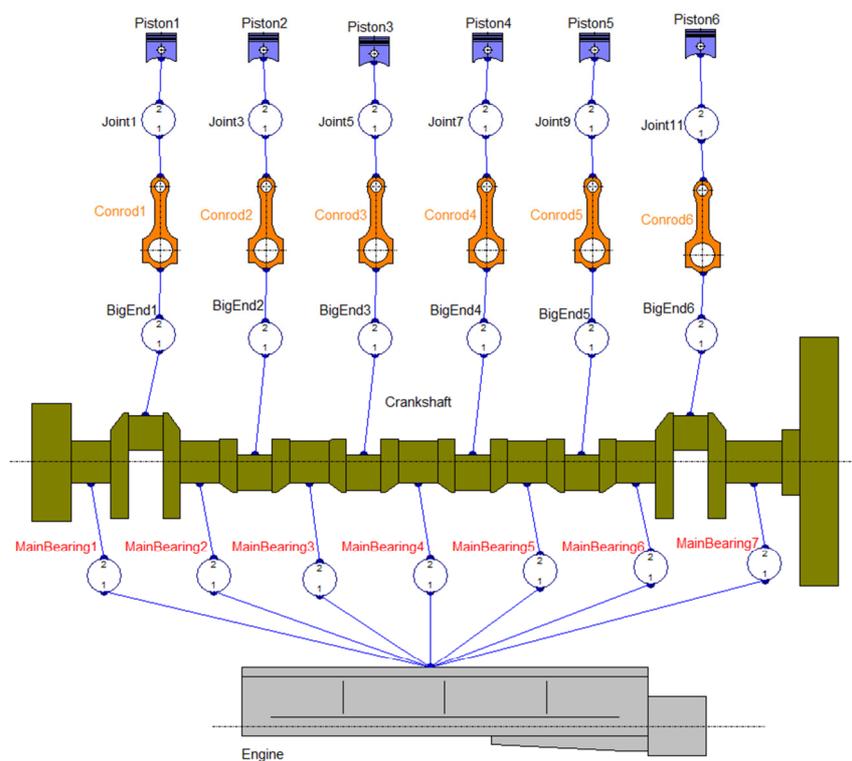


Abbildung 0-2: Mehrkörpermodell des 6-Zylinder Reihenmotors in Excite Designer

Tabelle 0-3: Daten vom 12 Zylinder V-Motor

Bezeichnung	Einheit	Wert
Zylinderbohrung	mm	150
Zylinderhub	mm	175
Anzahl der Zylinder	-	12
Ausführung	-	V
Aufladung	-	Turbolader
Kraftstoffeinspritzsystem	-	Common Rail
Spitzenverbrennungsdruck (Grenzwert)	bar	200
Zylindervolumen	L	3.09
Hubvolumen	L	37.11
Nennleistung	kW	1000
Nenngeschwindigkeit	1/min	1500
Mitteldruck	bar	21.56
Spezifische Leistung	kW/l	26.95
Maximales Drehmoment	Nm	6366
Geschwindigkeit bei maximalen Drehmoment	1/min	1500
Kraftstoff	-	Diesel

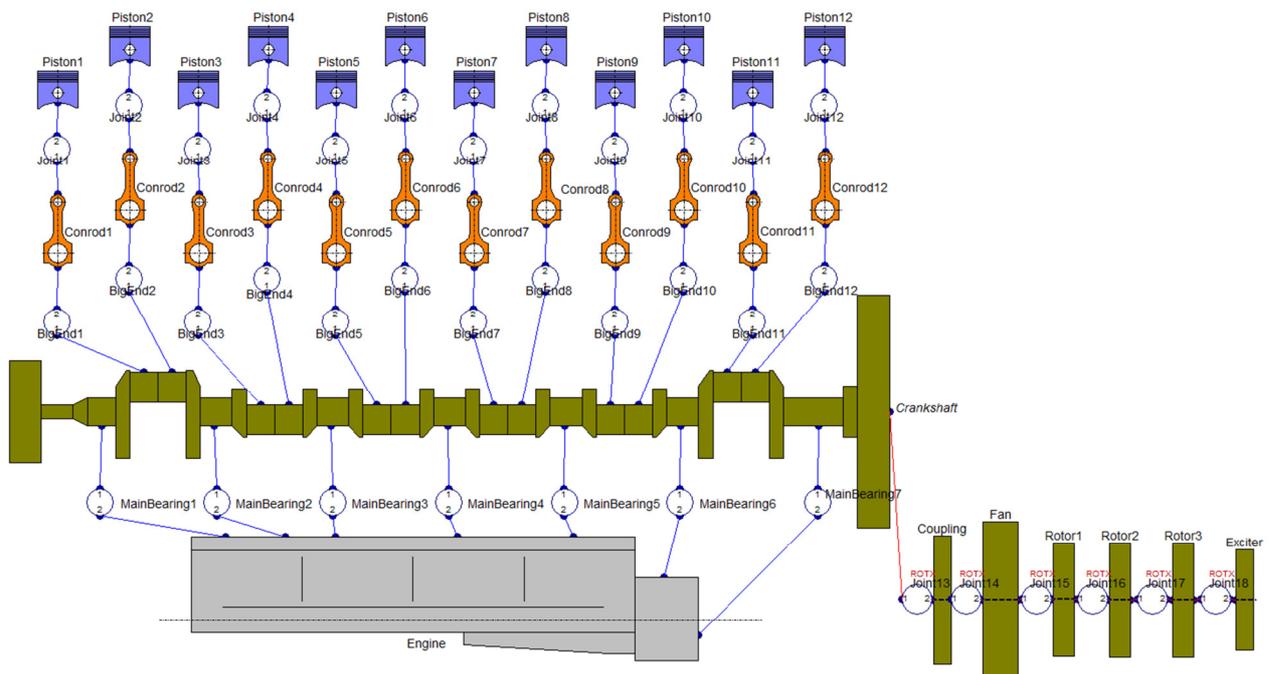


Abbildung 0-3: Excite Designer Modell des 12-Zylinder V-Motors in Excite Designer