



Sebastian Pöschl, BSc

# **Betriebsfestigkeitsuntersuchung von Motorkomponenten durch Versuch und Simulation**

## **MASTERARBEIT**

Zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

Eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer der TuGraz:

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Moser

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik -  
Arbeitsgruppe Betriebsfestigkeit und Schienenfahrzeugtechnik

Betreuer bei KTM:

Dr.-Ing. Felix Koch

Dipl.-Ing. Marten Giese

Graz, April 2017

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

### ***AFFIDAVIT***

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature

## **Kurzfassung**

Mit Hilfe der Betriebsfestigkeitsrechnung kann die Lebensdauer von dynamisch belasteten Komponenten berechnet werden. Dazu sind viele Eingangsdaten und die Wahl der für das jeweilige Bauteil und des jeweiligen Werkstoffs passenden Berechnungsmethode entscheidend. Um die Ergebnisse einer Betriebsfestigkeitsbewertung abzusichern, müssen diese mit Hilfe eines Betriebsfestigkeitsversuchs validiert werden.

In dieser Arbeit sind die Beanspruchungen von Kurbelwellen beschrieben. Am Beispiel der Kurbelwelle der KTM 390 Duke werden die Betriebslasten und die dadurch entstehenden Spannungen und Schnittmomente ermittelt. Ausgehend von diesen Untersuchungen, wird ein Lastenheft für einen Prüfaufbau für Kurbelwellen-Versuche erstellt.

Dieser Prüfaufbau muss eine Kombination aus einer Biege- und Torsionsbelastung in der Kurbelwelle ermöglichen und muss auf einer einachsigen Resonanzprüfmaschine aufgebaut werden können. In dieser Arbeit wird ein Prüfaufbau am Beispiel der Kurbelwelle der 390 Duke konstruiert, welcher diese Anforderungen erfüllt.

Zur Funktionsüberprüfung des Aufbaus, werden Betriebsfestigkeitsversuche mit Kurbelwellen der 390 Duke durchgeführt. Es wird nachgewiesen, dass das Schwingverhalten und die Spannungen an den Kurbelwellen bei den Versuchen, mit der Berechnung übereinstimmen.

## **Abstract**

The lifetime of a component under dynamic loads can be evaluated with fatigue strength calculation. Extensive data is needed, and the most appropriate calculation methods chosen, for each particular part and material. In order to ensure the quality of the results of a fatigue strength calculation, a validation including a fatigue test are necessary.

In this thesis, the loads of crankshafts are analyzed. Using the KTM 390 Duke crankshaft as an example, the loads and the resulting stresses and cutting moments are calculated. Based on these investigations, the technical specifications for the testing setup for crankshafts are defined.

The testing setup needs to enable a combination of a bending and a torsion load on the crankshafts and must be operable on a single axis resonance testing facility. In this thesis, such a testing setup is designed for the 390 Duke crankshaft, as an example.

For the functional testing of the testing setup developed, fatigue tests with 390 Duke crankshafts are performed. The functionality of the testing setup can be confirmed, as the oscillating behavior and the stresses on the crankshafts during the tests, are in line with the calculations.

# Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung.....	1
1.1. Die KTM Group.....	1
1.2. Motivation .....	1
1.3. Aufgabenstellung .....	2
1.4. 390 Duke .....	3
2. Grundlagen zur Kurbelwelle .....	5
2.1. Aufbau und Anbauteile der Kurbelwelle .....	5
2.2. Funktionen.....	6
2.3. Beanspruchung der Kurbelwelle .....	6
2.3.1. Beanspruchung der Kurbelwelle durch die Gaskraft.....	7
2.3.2. Beanspruchung der Kurbelwelle durch Massenkräfte.....	7
2.3.3. Beanspruchung der Kurbelwelle durch dynamische Effekte .....	9
2.4. Schnittkräfte und Momente der Kurbelwelle .....	9
2.4.1. Biegemoment durch die Radialkraft.....	9
2.4.2. Biegung und Torsion durch Tangentialkraft .....	10
2.4.3. Biegung durch rotierende Massenkräfte der Kurbelwelle.....	11
2.5. Stark beanspruchte Bereiche bei Kurbelwellen .....	11
2.6. Kurbelwellenwerkstoffe .....	12
3. Betriebslasten der Kurbelwelle der 390 Duke.....	14
3.1. Excel Vorlage zur Kurbelwellen-Berechnung .....	15
3.2. FE-Modell der Kurbelwelle .....	17
3.2.1. Element-Typen.....	18
3.2.2. Aufbereiten der Geometrie der Kurbelwelle.....	20
3.2.3. FE-Netz der Kurbelwelle und Materialdaten .....	21
3.2.4. Randbedingungen, Kräfte und Anbauteile des Kurbelwellen Modells ...	22
3.3. Ergebnisse aus der Betriebslasten Untersuchung der Kurbelwelle .....	24
4. Konstruktion einer Prüfvorrichtung .....	29
4.1. Kurbelwellen Prüfkonzepte anderer Hersteller .....	29
4.1.1. Prisma Resonanz-Kurbelwellenprüfstand PPO 130+75 .....	29
4.1.2. BMW Prüfkonzepte .....	30
4.1.3. SincoTec.....	30
4.2. Kurbelwellen Prüfkonzepte bei KTM .....	31

4.3.	Merkmale der erarbeiteten Prüfvorrichtung .....	32
4.3.1.	Aufbau der Prüfvorrichtung auf der SincoTec-Resonanzprüfmaschine.....	32
4.3.2.	Frei wählbare Kombination aus Biege- und Torsionsbelastung .....	33
4.3.3.	Anwendbarkeit der Prüfvorrichtung für verschiedene Kurbelwellen .....	36
4.3.4.	Verhindern von Momenten an der Kraftmessdose.....	37
4.4.	Auslegung des Prüfaufbaus .....	39
4.4.1.	Werkstoff der Prüfvorrichtung .....	39
4.4.2.	FE-Modell des Prüfaufbaus .....	39
4.4.3.	Modalanalyse des Prüfaufbaus .....	44
4.4.4.	Schraubenbewertung .....	48
4.4.5.	Auslegung der Zug-Druck-Platten .....	51
5.	Kurbelwellen Versuch.....	54
5.1.	Vorbereiten der Versuche .....	54
5.1.1.	DMS Applikation der Prüflinge.....	54
5.1.2.	Kalibrieren der DMS-applizierten Kurbelwellen.....	57
5.2.	Abgleich der Dehnungen aus Berechnung und Versuch .....	59
5.3.	Abgleich der dynamischen mit den statischen Lasten. ....	62
5.4.	Kontrolle der Schwingform und der Prüffrequenz.....	63
5.5.	Anriss-Positionen der Kurbelwellen.....	64
6.	Zusammenfassung und Ausblick.....	69
6.1.	Zusammenfassung .....	69
6.2.	Ausblick .....	69
	Literaturverzeichnis .....	71
	Abbildungsverzeichnis .....	73
	Tabellenverzeichnis .....	77

## Abkürzungen und Formelzeichen

CAx	Computer- <b>A</b> ided <b>x</b> (x ist dabei ein Platzhalter. CAx umfasst sämtliche rechnerunterstützten Anwendungen)
DMS	Dehnmessstreifen
EMS	Engine <b>M</b> anagement <b>S</b> ystems
FE	Finite <b>E</b> lemente
FEM	Finite <b>E</b> lemente <b>M</b> ethode
KTM	Kronreif Trunkenpolz <b>M</b> attighofen
KW	Kurbelwelle
LWOT	Ladungswechsel <b>o</b> berer Totpunkt
MKS	Mehr <b>K</b> örper <b>S</b> imulation
OT	<b>O</b> berer Totpunkt
PASC	Power <b>A</b> ssist <b>S</b> lipper <b>C</b> lutch
RF	Reaction <b>F</b> orce
Rx, Ry, Rz	Rotation um die <b>x</b> -, <b>y</b> - und <b>z</b> -Achse
ZOT	Zünd <b>o</b> berer Totpunkt

## 1. Einleitung

### 1.1. Die KTM Group

Gegründet wurde KTM 1953 als reiner Offroad-Motorradhersteller. Seit damals hat sich die KTM Gruppe zu einem innovativen Hersteller von Offroad-, Straßen-Motorrädern und Premiumsportwagen entwickelt. Heute, 60 Jahre später ist KTM der größte europäische Hersteller von Motorrädern. Abbildung 1 zeigt ein Produktionsgebäude von KTM in Mattighofen.



Abbildung 1: Firmengebäude von KTM [8]

Das Produktportfolio von KTM umfasst im Offroadbereich eine große Auswahl an Motocross und Enduro Motorrädern und im Straßenbereich ein umfangreiches Angebot an Naked-Bikes, Travel Motorrädern, Sports Tourer, Supermotos, und Supersport Motorrädern. Seit dem Jahr 2008 hat KTM mit der Einführung des X-Bow einen Premiumsportwagen im Angebot.

### 1.2. Motivation

Bei der Entwicklung und der Produktion von Komponenten in der modernen Fahrzeugindustrie haben sogenannte CAx-Systeme eine immer größer werdende Bedeutung. Ohne den Einsatz an vielfältigen CAx-Anwendungen ist es nicht mehr möglich, Produkte zu der vom Markt vorgegebenen kurzen Zeit, der hohen Qualität und den geringen Kosten zu produzieren. Die Anwendung von CAx-Systemen umfasst dabei den gesamten Produkt-Lebens-Zyklus. [vgl. 2 (S.3 ff)]

Auch im Bereich der Betriebsfestigkeitsbewertung, welche einen wesentlichen Teil bei der Auslegung von Fahrzeugkomponenten darstellt, ist der Einsatz von computergestützten Simulationen Stand der Technik. Zur Absicherung und Verbesserung der Genauigkeit der Berechnungsergebnisse aus diesen Simulationen ist ein Abgleich mit geeigneten experimentellen Daten erforderlich.

Die Motivation von KTM ist es, die Effizienz und die Genauigkeit von Betriebsfestigkeitssimulationen zu erhöhen, um sowohl in der Entwicklung als auch in der Performanz der Produkte (z.B. Leichtbau) weitere Verbesserungen erreichen zu können.

### **1.3. Aufgabenstellung**

Um einen Abgleich aus Simulation und Versuch bei Kurbelwellen zu schaffen, soll ein Prüfaufbau für Kurbelwellen konstruiert werden.

Damit ein Prüfaufbau konstruiert werden kann, der eine realitätsnahe Belastung der Kurbelwellen abbildet, müssen einige Grundlagen von Kurbelwellen und deren Belastung erarbeitet werden.

Für die Bewertung des Prüfaufbaus müssen Versuche durchgeführt werden. Dabei sollen die Dehnungen an den Prüflingen gemessen und mit der Berechnung abgeglichen werden.

Im Einzelnen beinhaltet diese Arbeit folgende Teilaufgaben:

- Einarbeiten in die Finite-Elemente-Methode (FEM) anhand der Software ABAQUS (Version 6.14-2)
- Einarbeiten in die Grundlagen zu Kurbelwellen und deren Betriebslasten am Beispiel der 390 Duke.
- Konstruktion eines Prüfaufbaus für Betriebsfestigkeitsversuche von Kurbelwellen.
- Durchführen von Pulsversuchen mit Kurbelwellen der 390 Duke.
- Bewerten des Prüfaufbaus
- Abgleich der Simulation mit dem Versuch

Da sich diese Arbeit vorrangig auf die Kurbelwelle der 390 Duke bezieht, wird das Motorrad nachfolgend beschrieben.

#### 1.4. 390 Duke

Die 390 Duke (Abbildung 2) gehört zu der Gruppe der Naked-Bikes. Ziel der 390 Duke ist es maximalen Fahrspaß mit optimalem Nutzwert zu kombinieren. Das Motorrad soll sich durch ein besonders agiles Handling, geringes Gewicht und einen kräftigen Motor auszeichnen. Außerdem spielt das Preis-Leistungsverhältnis bei dieser Motorradklasse eine entscheidende Rolle.



*Abbildung 2: 390 Duke [9]*

Angetrieben wird die 390 Duke von einem 375 cm<sup>3</sup> großen, 4-Takt Einzylinder Motor mit Wasserkühlung (Abbildung 3).



*Abbildung 3: Motor der 390 Duke [9]*

Einige technische Daten des Motors sind in Tabelle 1 aufgelistet.

*Tabelle 1: Technische Daten der 390 Duke [vgl. 9]*

<b>Bauart</b>	1-Zylinder, 4-Takt Motor
<b>Ventile</b>	4 Ventile mit zwei oben liegenden Nockenwellen über Schleppebel betätigt
<b>Hubraum</b>	373,2 cm <sup>2</sup>
<b>Bohrung</b>	89 mm
<b>Hub</b>	60 mm
<b>Leistung</b>	32 kW / 44PS
<b>Schmierung</b>	Druckumlaufschmierung mit 2 Ölpumpen
<b>Kühlung</b>	Flüssigkeitskühlung
<b>Kupplung</b>	PASC™ Antihopping-Kupplung mechanisch betätigt
<b>EMS</b>	Bosch EMS
<b>Gewicht</b>	36 kg

## 2. Grundlagen zur Kurbelwelle

Damit ein zielführender Prüfaufbau für Kurbelwellen konstruiert werden kann, werden in diesem Kapitel einige allgemeine Grundlagen zur Kurbelwelle angeführt.

### 2.1. Aufbau und Anbauteile der Kurbelwelle

Eine Kurbelwelle lässt sich, wie Abbildung 4 (a) zeigt, in folgende Bereiche unterteilen: a) Hubzapfen, b) Kurbelwangen, c) Gegengewichte und d) Grundzapfen.

Die Grundzapfen sind die Lagerstellen der Kurbelwelle (Hauptlager). Am Hubzapfen ist das Pleuel gelagert. Für die Ölversorgung vom Gleitlager des Pleuels sind Bohrungen durch die Kurbelwelle vorgesehen. Die Seite der Kurbelwelle, an welcher das Primärrad befestigt ist, wird als Kupplungsseite und die gegenüberliegende Seite, an welcher der Rotor befestigt ist, als Rotorseite bezeichnet. Über das Primärrad wird das Motormoment an die Kupplung geleitet. In Abbildung 4 (b) sind alle Anbauteile der Kurbelwelle abgebildet: 1) Primärrad (Kraftübertragung zu Kupplung), 2) Rotor der Lichtmaschine, 3) Pleuel, 4) Gleitlagerschalen, 5) Antriebsrad für den Ventiltrieb, 6) Antriebsrad für die Ausgleichswelle und 7) Dichtring.

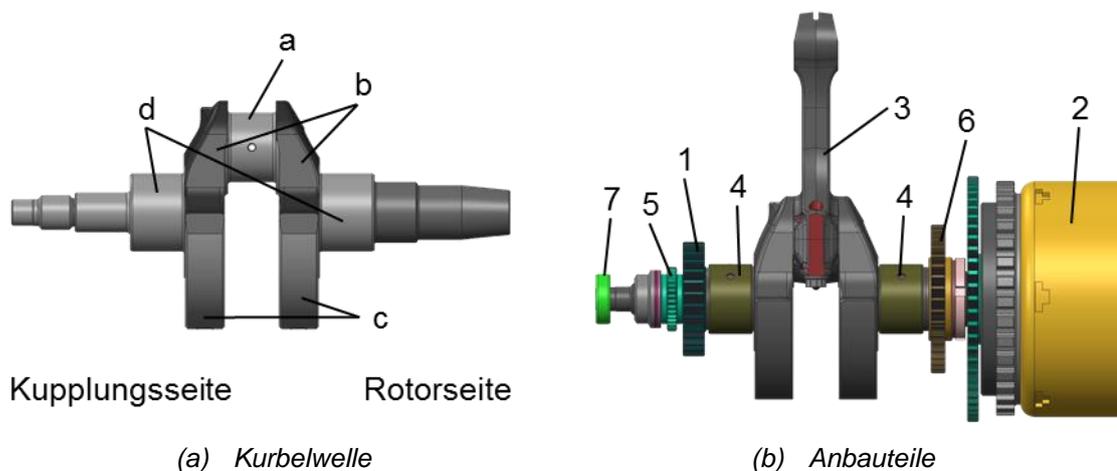


Abbildung 4: Kurbelwelle und Anbauteile der 390 Duke

## 2.2. Funktionen

Die Kurbelwelle gehört neben Pleuel und Kolben sowie Kolbenbolzen zu den Komponenten vom Kurbeltrieb. (Abbildung 5)



Abbildung 5: Kurbeltrieb der 390 Duke

Die Aufgabe vom Kurbeltrieb ist die Umwandlung einer oszillierenden translatorischen Bewegung in eine rotatorische Bewegung. Dafür muss die Kurbelwelle folgende zentrale Funktionen erfüllen: [vgl. 3 (S. 164)]

- Umwandlung einer translatorischen Hubbewegung in eine Drehbewegung,
- Aufnahme der Stangenkraft des Pleuels,
- Umwandlung der Tangentialkraft am Hubzapfen in ein Drehmoment,
- Massenausgleich bzw. Teilmassenausgleich des Kurbeltriebs,
- Antrieb für den Ventiltrieb, die Ölpumpe, die Ausgleichswelle, Nebenaggregate, den Rotor der Lichtmaschine und eventuell andere Komponenten.

## 2.3. Beanspruchung der Kurbelwelle

Die Kurbelwelle wird hauptsächlich durch die Gaskraft des Motors und die Massenkräfte des Kurbeltriebes beansprucht. Hinzu kommt die Beanspruchung durch dynamische Effekte wie z.B. Schwingungen.

### 2.3.1. Beanspruchung der Kurbelwelle durch die Gaskraft

Durch die Kompression und die Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches ergibt sich ein periodischer Druckverlauf im Brennraum in Abh. vom Kurbelwinkel. In Abbildung 6 ist der Druckverlauf der 390 Duke bei 7000 U/min und Volllast abgebildet. Dieser Gasdruck verursacht eine Kraft auf den Kolben, welche über das Pleuel an die Kurbelwelle weitergeleitet wird.

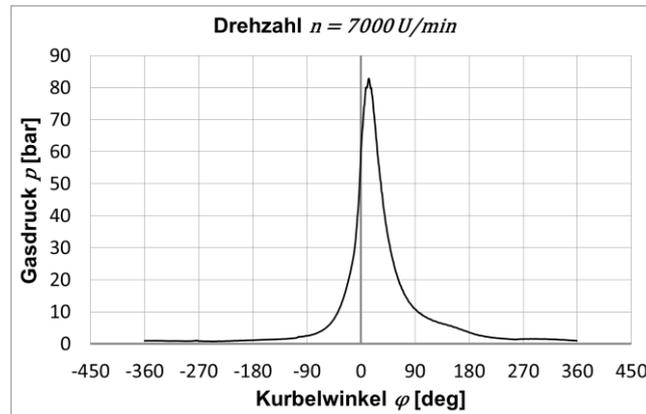


Abbildung 6: Druckverlauf bei 7000U/min und Volllast

Der höchste Gasdruck ergibt sich in der Regel bei einem Kurbelwinkel von  $\varphi \sim 10^\circ$  nach dem ZOT.

### 2.3.2. Beanspruchung der Kurbelwelle durch Massenkräfte

Die Massenkräfte des Kurbeltriebes lassen sich in oszillierend translatorische und rotatorische Anteile aufteilen. Der Kolben verursacht eine oszillierend translatorische Massenkraft. Die Bewegung des Pleuels ist eine Kombination aus einer rotatorischen und einer oszillierend translatorischen Bewegung. Die Masse des Pleuels wird daher vereinfacht in einen rotatorischen und einen oszillierend translatorischen Teil aufgeteilt.

Kurbel-, Gegengewichtsmassen und die rotatorische Masse des Pleuels ergeben die rotatorischen Massenkräfte, welche als Fliehkräfte wirken.

In Abbildung 7 sind der Kolben, das Pleuel und die Kurbelwelle freigeschnitten und alle Kräfte gemäß Gl 2-1 bis 2-5 eingezeichnet.

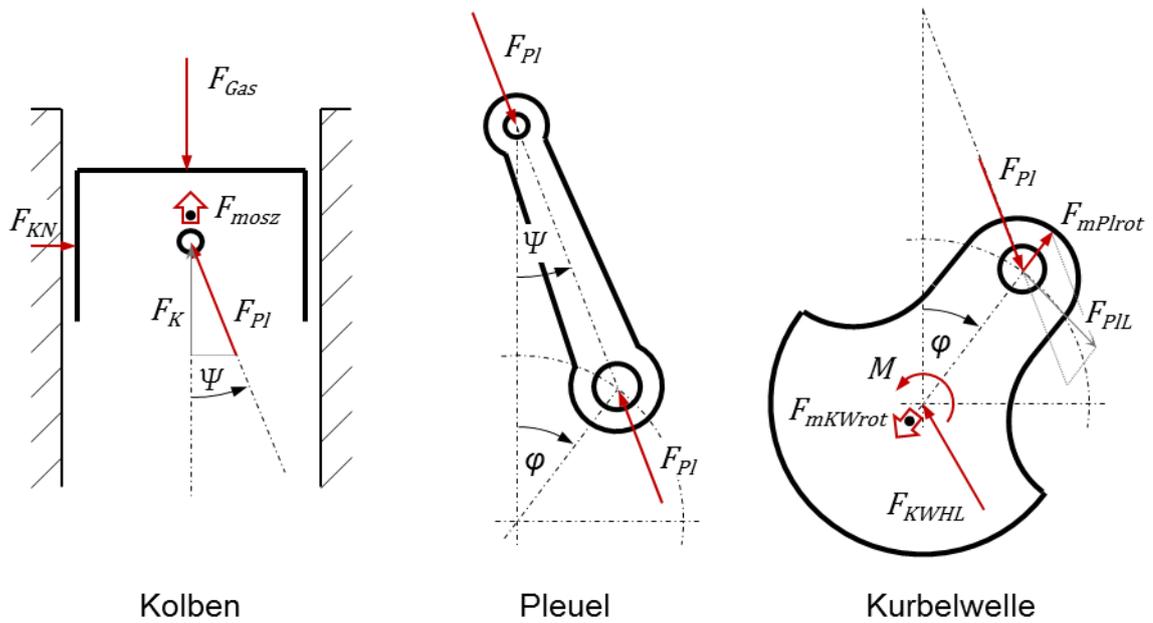


Abbildung 7: Pleueltriebs-Kräfte

- Pleuelkraft  $F_K$

$$F_K = F_{Gas} - F_{mosz} \quad (2-1)$$

$F_{Gas}$  ist die Pleuelkraft, welche sich aus dem Pleueldruck und der Pleuelfläche ergibt und  $F_{mosz}$  die Summe der oszillierenden Pleuelkräfte.

- Pleuelstangenkraft  $F_{Pl}$

$$F_{Pl} = \frac{F_K}{\cos \Psi} \quad (2-2)$$

$\Psi$  ist der Pleuelschwenkwinkel.

Die Pleulseitenkraft  $F_{KN}$  ergibt sich aus der Pleuelkraft multipliziert mit dem Tangens des Pleuelschwenkwinkels.

- Pleuellagerkraft  $F_{PIL}$

$$\vec{F}_{PIL} = \vec{F}_{Pl} + \vec{F}_{mPlrot} \quad (2-3)$$

$F_{mPlrot}$  ist die rotatorische Pleuelkraft des Pleuels.

- Hauptlagerkraft  $F_{KWHL}$

$$\vec{F}_{KWHL} = \vec{F}_{PIL} + \vec{F}_{mKWrot} \quad (2-4)$$

$F_{mKWrot}$  ist die rotatorische Massenkraft der Kurbelwelle

- Drehmoment  $M$

$$M = F_{PIL_T} \cdot r \quad (2-5)$$

$F_{PIL_T}$  ist der tangentielle Anteil der Pleuellagerkraft  $F_{PIL}$  und  $r$  der Kurbelradius.

### 2.3.3. Beanspruchung der Kurbelwelle durch dynamische Effekte

An der Kurbelwelle verursachen die Gas- und Massenkräfte auch dynamische Effekte. Durch den raschen Anstieg des Zylinderdrucks kommt es infolge der Massenträgheiten und der Elastizität der Kurbelwelle zu Drehschwingungen. Derartige dynamische Effekte und die resultierenden KW-Beanspruchung kann mit MKS Modellen abgebildet werden.

## 2.4. Schnittkräfte und Momente der Kurbelwelle

Durch die angeführten Beanspruchungen der Kurbelwelle entstehen folgende Schnittkräfte und Momente in der Kurbelwelle. [vgl. 3 (S.170 f)]

### 2.4.1. Biegemoment durch die Radialkraft

Der radiale Anteil der Pleuellagerkraft  $F_{PIL_R}$  verursacht ein Biegemoment  $M_{bz}$ , dessen Verlauf in Abbildung 8 dargestellt ist. Die Einspannmomente an den Lagerstellen der Kurbelwelle hängen von der Ausführung der Lagerungen ab, sind aber meist klein und werden daher in Abbildung 8 vernachlässigt.  $F_{Ky'}$  und  $F_{Ry'}$  sind die Lagerkräfte in y-Richtung auf der Kupplungs- und Rotorseite. Aufsummiert ergeben sie die Hauptlagerkraft  $F_{KWHLy'}$  in y-Richtung. Das maximale Biegemoment tritt um den ZOT auf.

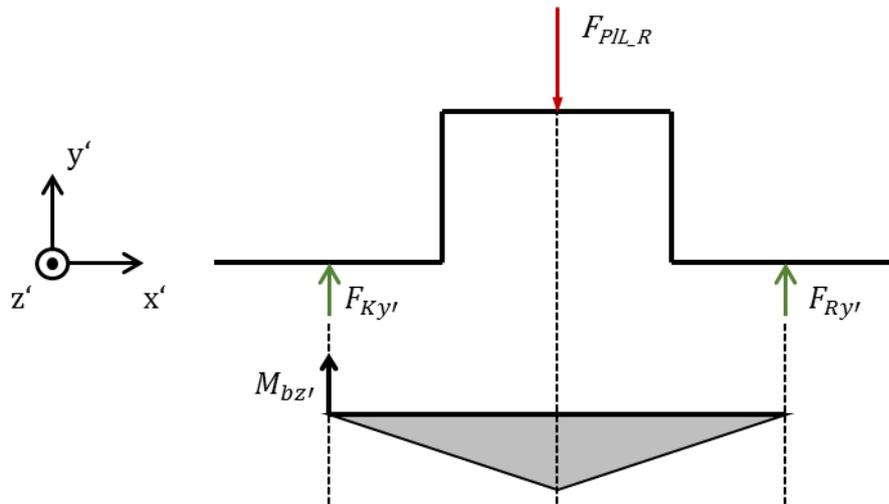


Abbildung 8: Biegemoment infolge der Radialkraft [vgl. 3 [S.170]]

#### 2.4.2. Biegung und Torsion durch Tangentialkraft

Der tangentielle Anteil der Pleuellagerkraft  $F_{PIL,T}$  verursacht analog zum radialen Anteil ein Biegemoment im Hubzapfen und in den Grundzapfen. Die Pleuellagerflächen zwischen Hub- und Grundzapfen werden dabei tordiert. Der tangentielle Anteil der Pleuellagerkraft verursacht durch den Pleuellagerradius zusätzlich ein Drehmoment. Das Maximum dieser Tangentialkraft wird während der Expansion  $\sim 30^\circ$  bis  $40^\circ$  nach ZOT erreicht. Vereinfacht wird hier angenommen, dass sich das Drehmoment an der Pleuellagerseite durch ein Ersatzmoment abstützt. Die Momente, welche an der Pleuellagerseite auftreten (z.B. Antrieb des Rotors), werden vernachlässigt. Der Pleuellager auf der Pleuellagerseite ist unter dieser Annahme also torsionsfrei. Die Biege- und Torsionsverläufe, welche durch den tangentialen Anteil der Pleuellagerkraft verursacht werden, sind in Abbildung 9 dargestellt.

Es wird hier von einer Pleuellagerwelle mit nur einer Pleuellagerkröpfung ausgegangen, wie sie zum Beispiel bei der 390 Duke eingesetzt wird. Bei den meisten Pleuellagermotoren kommen Pleuellagerwellen mit mehreren Pleuellagerkröpfungen zum Einsatz. Bei diesen Pleuellagerwellen muss das Torsionsmoment der benachbarten Pleuellagerkröpfung mitberücksichtigt werden.





Tabelle 2: Werkstoffdaten (FKM 2002) [vgl. 1 (S.1 ff)]

<b>Werkstoff</b>	<b>z.B. EN-GJS-800-2 (Sphäroguss)</b>	<b>z.B. 34CrMo4 (Vergütungsstahl)</b>
Dichte $\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	7,2	7,85
Elastizitätsmodul $E$ [GPa]	176	211
Poissonzahl $\nu$ [-]	0,28	0,28
Zugfestigkeit $R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	800	1000
Dehngrenze $R_{p\ 0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	480	800
Bruchdehnung $A$ [%]	2	11,5
Zug-Druck- Wechselfestigkeit $\sigma_{zdW}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	270	450
Biege- Wechselfestigkeit $\sigma_{bW}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	340	780

### 3. Betriebslasten der Kurbelwelle der 390 Duke

Für die Dimensionierung und die Auslegung der Prüfvorrichtung werden Betriebs-Schnittmomente und Spannungen für die Kurbelwelle der 390 Duke berechnet. Diese können später mit den Schnittmomenten und Spannungen im Prüfaufbau verglichen und z.B. die notwendigen Prüfkräfte ermittelt werden.

Es werden zwei Betriebspunkte betrachtet. Der Betriebspunkt mit dem maximalen Zylinderdruck und der Betriebspunkt mit der maximalen Drehzahl.

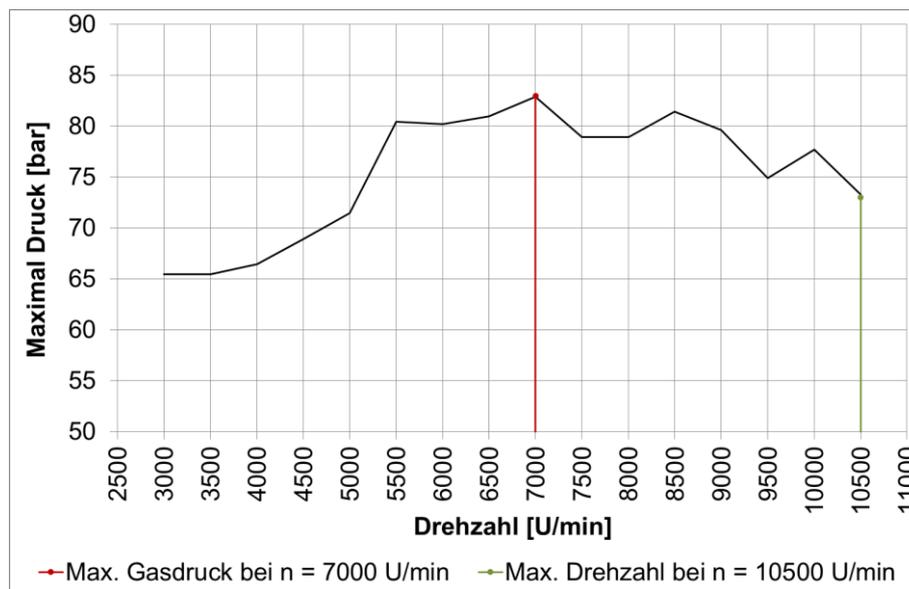


Abbildung 11: Kennfeld der 390 Duke

In Abbildung 12 ist die Kurbelwelle vereinfacht mit allen angreifenden Kräften dargestellt.

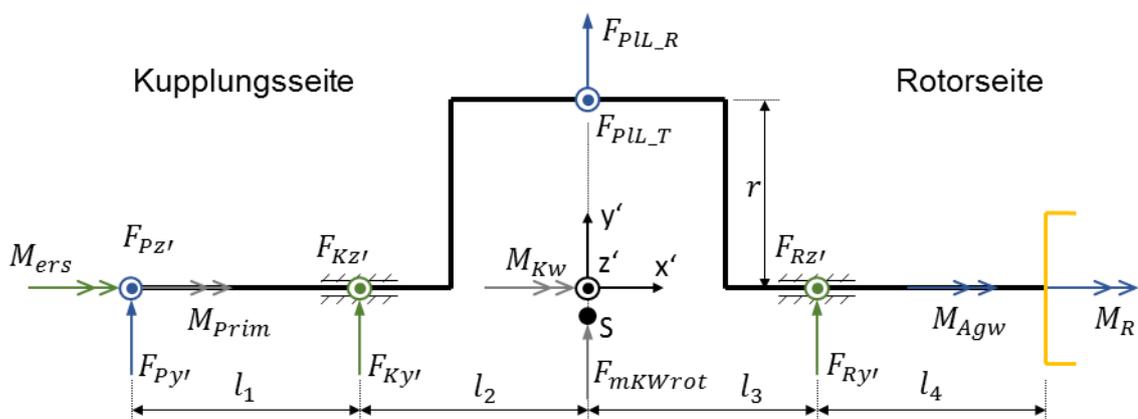


Abbildung 12: Kräfte und Momente an der Kurbelwelle

Zur Ermittlung dieser, an der Kurbelwelle angreifenden Kräfte und schließlich der Schnittmomente und Spannungen an der Kurbelwelle, wird nach dem in Abbildung 13 dargestellten Schema vorgegangen.

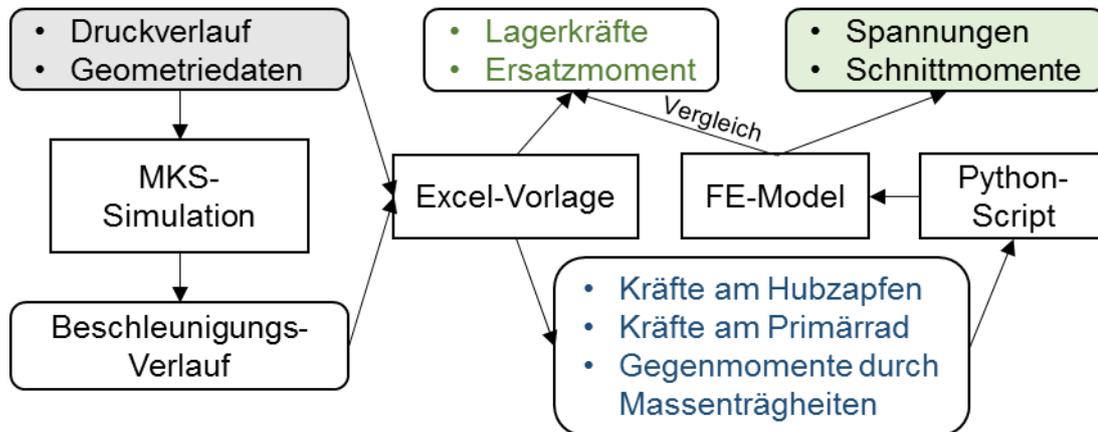


Abbildung 13: Schema zur Betriebslasten-Rechnung der Kurbelwelle

Die Geometriedaten der Kurbelwelle sind bekannt. Der Druckverlauf wird durch Druckindizieren am Motorenprüfstand ermittelt. Mit Hilfe einer Mehrkörper Simulation wird mit diesen Daten der Winkelbeschleunigungsverlauf für die Kurbelwelle beim Hubzapfen berechnet. Mit einer Excel-Vorlage werden daraus die in Abbildung 12 eingezeichneten Kräfte in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel ermittelt. Die blau eingezeichneten Kräfte werden mit einem Python-Script für ausgewählte Kurbelwinkel  $\varphi$  an ein FE-Modell übergeben. Aus den Ergebnissen der FE-Rechnungen für die jeweiligen Kurbelwinkel können die Spannungen und Schnittmomente ermittelt werden. Zur Kontrolle werden die Lagerkräfte und das Ersatzmoment (in Abbildung 12 grün eingezeichnet) aus der FE-Analyse mit den Ergebnissen aus der Excel Vorlage verglichen.

### 3.1. Excel Vorlage zur Kurbelwellen-Berechnung

In der Excel-Vorlage sind alle analytischen Formeln für die Berechnung der Kräfte und Momente an der Kurbelwelle hinterlegt. Mit einem Visual Basic Script können damit die Kräfte für jeden Kurbelwinkel  $\varphi$  und Diagramme der Kräfte über den Kurbelwinkel  $\varphi$  erstellt werden.

Die Formeln für die Berechnung der Pleuellagerkräfte  $F_{PIL_R}$  und  $F_{PIL_T}$  sind mit Gl. 2-1 bis 2-5 im Kapitel 2.3 angeführt.

$M_{ers}$  ist das vom Primärrad an die Kupplung übertragene Moment. Es berechnet sich gemäß Gl. 3-1 aus dem Moment, welches durch den tangentialen Anteil der Pleuellagerkraft eingeleitet wird, abzüglich den Massenträgheitsmomenten der Kurbelwelle  $M_{Kw}$ , des Rotors  $M_R$  und der Ausgleichswelle  $M_{AGW}$ .

$$M_{ers} = -(F_{PIL_T} \cdot r) - M_{Kw} - M_R - M_{AGW} \quad (3-1)$$

Die Primärrad Kräfte  $F_{Pz'}$  und  $F_{Py'}$  sind die auf das körperfeste Koordinatensystem der Kurbelwelle bezogenen Reaktionskräfte des Zahneingriffes  $F_{R_Pto}$  und  $F_{T_Pto}$  (Abbildung 14). Sie werden nach Gleichung (3-2) bis (3-5) berechnet.

$$F_{T_Pto} = -\frac{M_{ers}}{r_{prim}} \quad (3-2)$$

$$F_{R_Pto} = F_{T_Pto} \cdot \tan \beta_N \quad (3-3)$$

Dabei ist  $\beta_N$  der Normaleingriffswinkel.

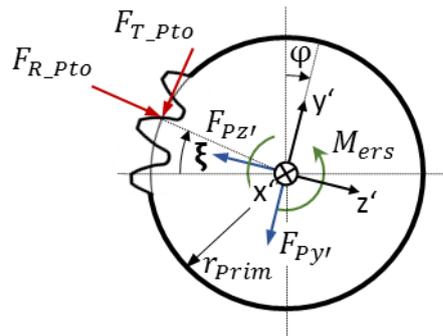


Abbildung 14: Primärrad

$$F_{Pz'} = F_{R_Pto} \cdot \cos(\xi - \varphi) - F_{T_Pto} \cdot \sin(\xi - \varphi) \quad (3-4)$$

$$F_{Py'} = -F_{R_Pto} \cdot \sin(\xi - \varphi) - F_{T_Pto} \cdot \cos(\xi - \varphi) \quad (3-5)$$



werden, müssen folgende Punkte beim Erstellen des FE-Modells berücksichtigt werden.

- Realitätsnahe Randbedingungen sind eine Voraussetzung für eine realistische Spannungsverteilung und richtige Auflagerreaktionen.
- Nur mit der Auswahl geeigneter Elemente, können die Reaktionen des Bauteils und damit auch die Spannungsverteilung im Bauteil ausreichend genau wiedergegeben werden.
- Bei zu starken Geometrievereinfachungen kann es zu unrealistischen Spannungsspitzen kommen.
- Nur mit einer geeigneten Netzfeinheit können hinreichend genaue Ergebnisse bei vertretbaren Rechenzeiten erwartet werden.

### 3.2.1. Element-Typen

FEM Programme bieten eine Vielzahl verschiedener Element-Typen an. Sie können in Stab-, Balken-, Scheiben-, Platten-, Schalen-, Volumen- und Kreisring-Elemente unterteilt werden.

Zur Modellierung der Kurbelwelle werden Volumen-Elemente verwendet. Dazu zählen Tetraeder-Elemente, Quader-Elemente und Prisma-Elemente, die in Abbildung 16 dargestellt sind.

Die Anzahl an Knoten hängt von der Ordnung des Verschiebungsansatzes ab. In Abbildung 16 sind jeweils diese drei Volumen-Elemente mit einem quadratischen Verschiebungsansatz abgebildet. Die Knoten sind nummeriert.

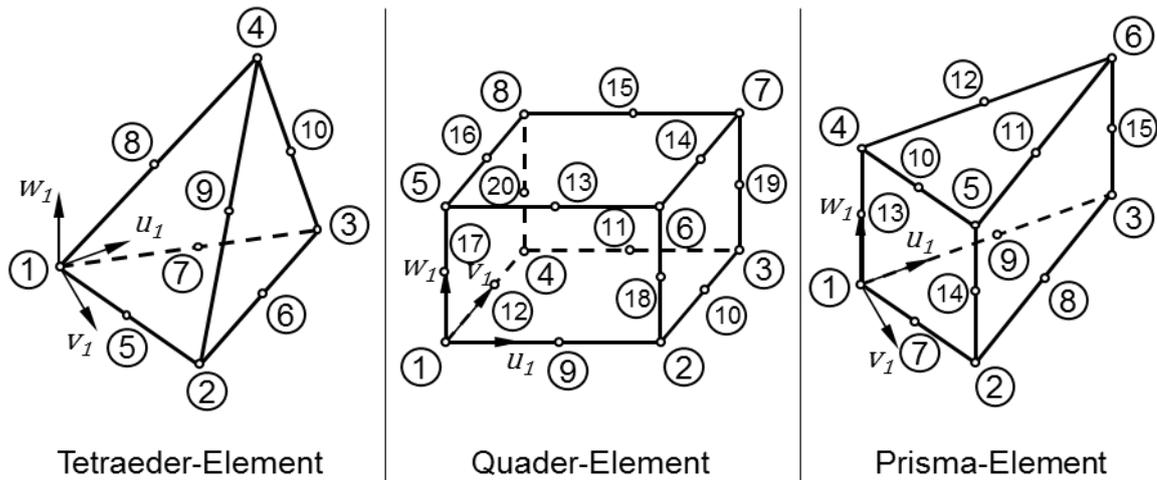


Abbildung 16: Volumen-Elemente mit quadratischem Verschiebungsansatz [vgl. 5 (S.169 ff)]

Bei Volumen-Elementen mit einem linearen Verschiebungsansatz gibt es nur die Eckknoten. Ein lineares Tetraeder-Element besitzt damit vier Knoten. Die Rechenzeit ist daher bei Volumen-Elementen mit quadratischem Verschiebungsansatz länger als bei Volumen-Elementen mit linearem Verschiebungsansatz.

Für die Modellierung der Kurbelwelle mit der FE-Software Abaqus werden sogenannte „C3D10I“ Elemente verwendet. Der Name dieser Elemente ergibt sich wie folgt: [12]

- C... continuum stress/displacement
- 3D... three-dimensional
- 10... number of nodes
- I... improved surface stress formulation

Es handelt sich um Tetraeder-Volumen-Elemente mit einem quadratischem Verschiebungsansatz. Diese Elemente eignen sich gut um die Geometrie der Kurbelwelle mit Vernetzungsalgorithmen zu vernetzen und führen auch zu hinreichend genauen Ergebnissen, wenn die Netzgröße entsprechend fein gewählt wird.

### 3.2.2. Aufbereiten der Geometrie der Kurbelwelle

Damit die Kurbelwelle vernetzt und später Rechenzeit gespart werden kann, wird die Geometrie an spannungsirrelevanten Stellen vereinfacht. Außerdem werden überflüssige Kanten und Punkte entfernt (Abbildung 17), um zu verhindern, dass z.B. Elemente mit einem zu spitzen Winkel entstehen.

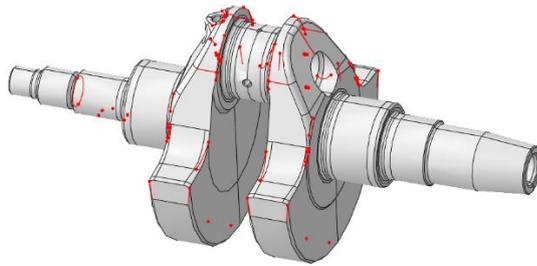


Abbildung 17: Irrelevante Geometrien

Durch das Aufteilen der Geometrie in mehrere „Cells“ bzw. mehrere Bereiche können später unterschiedliche Materialien zugewiesen werden (z.B. die gehärteten Bereiche in den Übergangsradien) und die Größe der Elemente kann besser angepasst werden. Besonders in den Übergangsradien ist ein Netz mit kleinen Elementen wichtig, um auch in diesen Bereichen Aussagen über die auftretenden Spannungen treffen zu können. In Bereichen wie den Gegengewichten kann mit großen Elementen vernetzt werden, um Rechenzeit zu sparen. Um später die Möglichkeit zu haben, Schnittkräfte und Momente auswerten zu können, werden zusätzliche Schnittebenen eingeführt (z.B. in der Mitte des Hubzapfens). Die Aufteilung der Kurbelwelle in die unterschiedlichen „Cells“ ist in Abbildung 18 zu sehen.

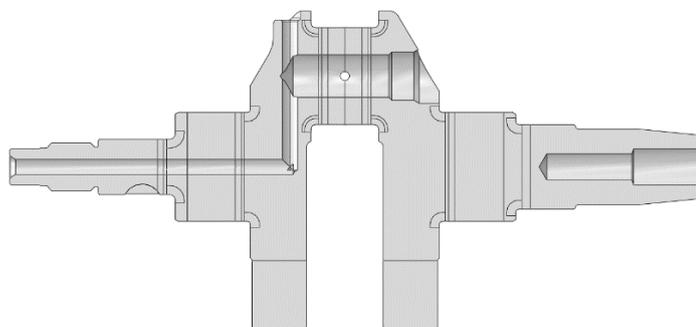


Abbildung 18: "Cells" der Kurbelwelle

### 3.2.3. FE-Netz der Kurbelwelle und Materialdaten

Mit der Abaqus Funktion „Seed Edges“ wird die „Netz-Feinheit“ über Netz-Knotenpunkte an den Kanten definiert. So werden zum Beispiel 6 Knotenpunkte (entspricht 5 Elementen) pro Übergangsradius gesetzt, um in diesen Bereichen ein feines Netz zu bekommen. Durch das Halbieren der Knotenanzahl von einer Kante zur nächsten, kann das Netz effizient vergrößert werden, um die Gesamtanzahl an Elementen nicht unnötig zu erhöhen. In Abbildung 19 ist das so generierte FE-Netz mit den vorgegebenen Netz-Knotenpunkten abgebildet. Die zugehörigen Netzdaten sind in Tabelle 3 aufgelistet.

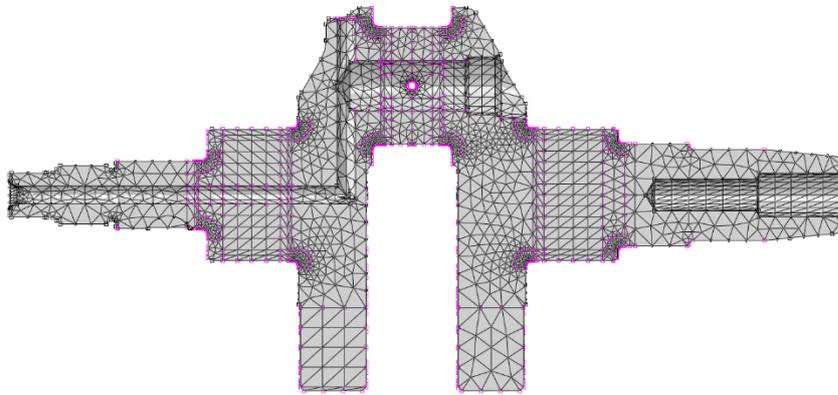


Abbildung 19: FE-Netz und Netz-Knotenpunkte

Tabelle 3: Daten des FE-Netz der Kurbelwelle

Element Typ	C3D10I
Anzahl an Elementen	281.298
Element Warnungen	149 (0,05297%)
Element Errors	0 (0%)

Element Warnungen entstehen z.B. durch zu spitze oder zu flache Elemente. Da prozentuell nur sehr wenige Elemente Warnungen verursachen und diese in Bereichen auftreten, bei denen die Spannungen nicht ausgewertet werden, ist das Netz für die FE-Berechnung geeignet.

Bei der Kurbelwelle sind keine plastischen, sondern nur elastische Verformungen zu erwarten, es werden daher folgende Werkstoffdaten aus Kapitel 2.6 für das FE-Modell verwendet.

Tabelle 4: Werkstoffdaten der Kurbelwelle

Dichte $\rho$	$7,85 \cdot 10^{-9} \text{ T/mm}^3$
Elastizität-Modul $E$	$210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
Poissonzahl $\nu$	0,28

### 3.2.4. Randbedingungen, Kräfte und Anbauteile des Kurbelwellen Modells

Folgend Anbauteile werden in der Baugruppe des Kurbelwellen Modells berücksichtigt: 1. Die zwei Hauptlager, 2. Das Pleuellager, 3. Ein Ersatzmodell des Primärrades, 4. Die Mutter für die Primärrad-Verschraubung (Abbildung 20).

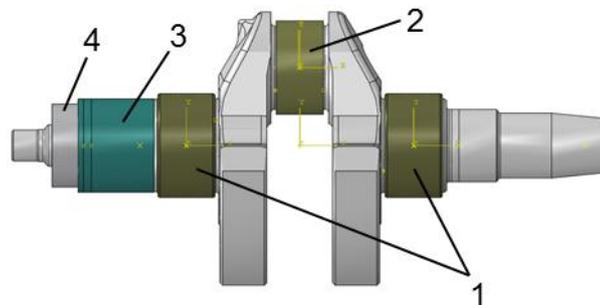


Abbildung 20: Baugruppe KW FE-Modell

Alle anderen Anbaukomponenten werden durch Ersatz-Kräfte oder Momente abgebildet, um die Rechenzeit zu reduzieren.

Zwischen all diesen Komponenten müssen Kontakte definiert werden. Bei dem Hauptlager und dem Pleuellager handelt es sich um Gleitlager. Die Druckverteilung in diesen Lagern wird von vielen Faktoren beeinflusst. Sie ist u.a. abhängig von der Drehzahl, dem Abstand zwischen den Lagerschalen und der Kurbelwelle und der Ölviskosität. Vereinfacht wird der Kontakt zwischen Lagerschale und Kurbelwelle durch eine Druck-Abstands Formulierung gemäß Gl (3-10) abgebildet.

$$P_{kont} = \frac{1000}{e^1 - 1} \cdot \left( \frac{a}{-0,0345} + 1 \right) \cdot \left( e^{-\frac{a}{-0,0345} + 1} - 1 \right) \quad (3-10)$$

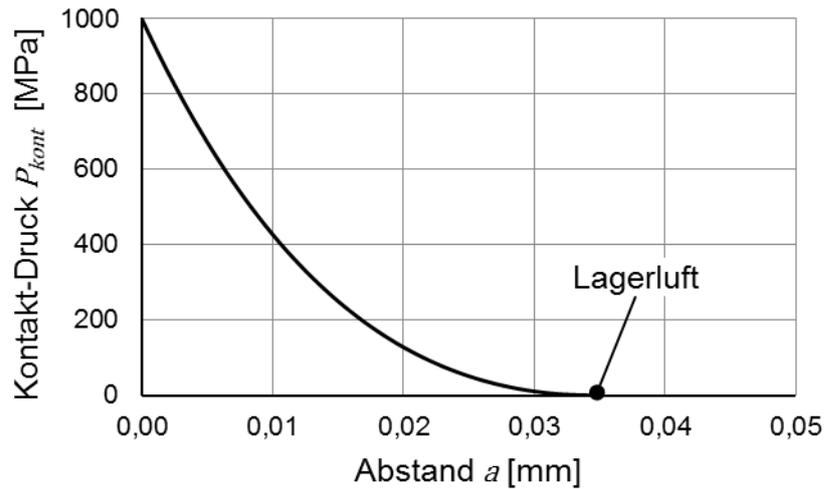


Abbildung 21: Kontakt-Druck im Gleitlager

Der große Vorteil dieses Lagermodells ist, dass sich die Kurbelwelle in Bezug auf die Lagerschalen realitätsnah verkippen kann.

Das Ersatzmodell des Primärrades ist über zwei „Tie-Connection“ einmal fest mit der Mutter und auf der anderen Seite mit der Kurbelwelle verbunden. Die Mutter ist an der Gewindefläche mit der Kurbelwelle über eine „Tie-Connection“ fest verbunden. Eine "Tie-Connection" ist zwar eine starke Vereinfachung des Kontakts, da die Spannungen im Bereich des Kontaktes aber nicht ausgewertet werden ist dies legitim.

Für das Aufbringen der Kräfte und die Definition der Randbedingungen, werden Referenzpunkte mit den jeweiligen Flächen über „Couplings“ verbunden (Abbildung 22).

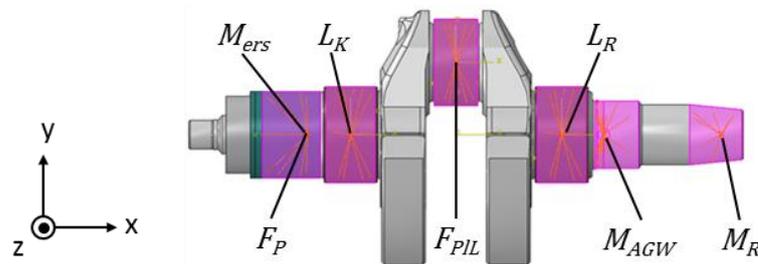


Abbildung 22: Couplings Die Richtungen beziehen sich auf das Koordinatensystem aus Abbildung 22.

Tabelle 5 enthält die Randbedingungen für das FE-Modell. Die Richtungen beziehen sich auf das Koordinatensystem aus Abbildung 22.

Tabelle 5: Randbedingungen

Position	Gesperrte Freiheitsgrade
Lager Rotorseite $L_R$	$y = z = R_x = R_y = R_z = 0$
Lager Kupplungsseite $L_K$	$x = y = z = R_x = R_y = R_z = 0$
Primärrad $M_{ers}$	$R_x = 0$

Zusätzlich zu den in der Excel-Vorlage berechneten Kräften (Pleuellagerkraft  $F_{PIL}$ , Primärradkraft  $F_P$ , Massenträgheitsmoment der Ausgleichswelle  $M_{AGW}$  und des Rotors  $M_R$ ) werden eine Beschleunigungs- und eine Zentrifugalkraft auf die Kurbelwelle aufgebracht. Die Vorspannkraft der Primärrad-Mutter wird mit einer „Bolt-Load“ simuliert (Standard Vorgehensweise in Abaqus).

### 3.3. Ergebnisse aus der Betriebslasten Untersuchung der Kurbelwelle

Mit der Excel-Vorlage werden die für das FE-Modell benötigten Kräfte berechnet. In Abbildung 23 ist z.B. die radiale- und die tangential-Pleuellagerkraft ( $F_{PIL,R}$  und  $F_{PIL,T}$ ) für  $n=7000U/min$  über den Kurbelwinkel dargestellt. Die Punkte stellen die an Abaqus übergebenen Werte dar, zu welchen in Abaqus eine Rechnung durchgeführt wird. Es werden also für ein Arbeitsspiel mehrere Kurbelwinkel-Positionen gerechnet.

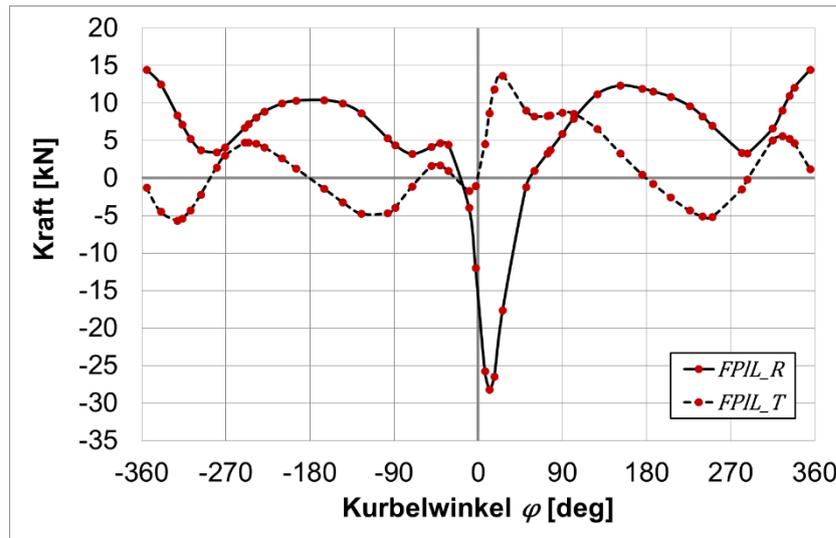


Abbildung 23: Pleuellagerkräfte

Zur Überprüfung des FE-Modells, werden die Reaktionskräfte der Randbedingungen aus den Ergebnis-Files (pro berechneten Kurbelwinkel ein Ergebnis-File) der FE-Analyse ausgelesen und mit den analytisch berechneten Lagerkräften (gemäß Excel-Vorlage) verglichen. Die Lagerkräfte  $F_{Ky}$  und  $F_{Ry}$  bei  $n=7000 \text{ U/min}$  sind in Abbildung 24 dargestellt.

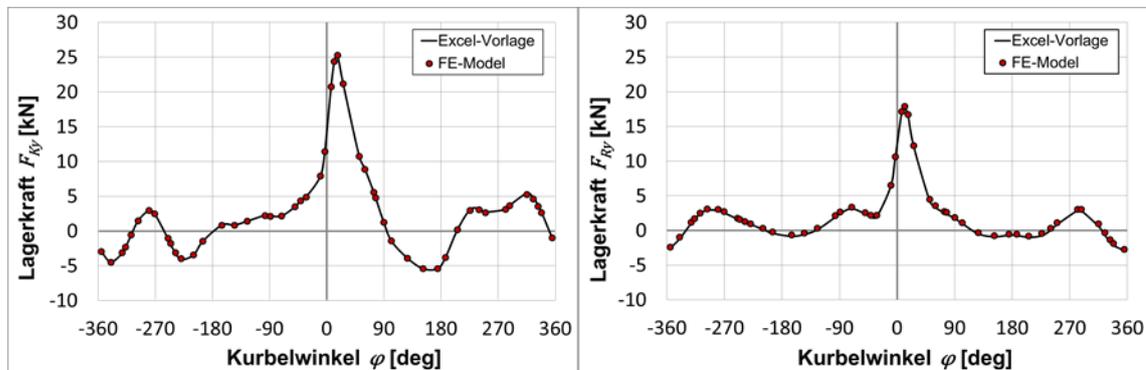


Abbildung 24: Lagerkräfte bei  $n=7000 \text{ U/min}$

Die Abweichung der Ergebnisse ist sehr gering und kann durch die genauere Abbildung der Lager, sowie der Massenkräfte (Beschleunigungskraft und Rotationskraft) im FE-Modell erklärt werden.

Nach dieser Überprüfung des FE-Modells werden sowohl die Spannungen (Mises Spannungen) in den Übergangsradien als auch die Schnittmomente am Hubzapfen aus den Ergebnis-Files der FE-Analyse ausgewertet. Mises

Spannungen sind Vergleichsspannungen also fiktive einachsige Spannungen. Zug bzw. Druckspannungen können nicht unterschieden werden. Mit Hilfe der Schnittmomente können diese Spannungen interpretiert werden.

In den Abbildungen 26 bis 29 sind die Spannungen in den Übergangsradien von Hubzapfen zu den Kurbelwangen ( $RH_R$  und  $RH_K$ ) und die Schnittmomente am Hubzapfen ( $SM_{Hx}$ ,  $SM_{Hy}$  und  $SM_{Hz}$ ) für  $n=7000 \text{ U/min}$  und  $n=10500 \text{ U/min}$  abgebildet.

Die höchsten Mises Spannungen für  $7000 \text{ U/min}$  treten in dem Übergangsradius am Hubzapfen auf der Rotorseite  $RH_R$  bei einem Kurbelwinkel von  $\varphi = 12^\circ$  nach ZOT auf, mit  $\sigma_{Mises} = 426 \text{ N/mm}^2$ . Dabei ist das Schnittmoment am Hubzapfen um die z-Achse  $SM_{Hz}$  mit  $412 \text{ Nm}$  am höchsten.

Für die größte Spreizung zwischen einer Ober- und Unterlast, wird noch das kleinste Schnittmoment am Hubzapfen um die z-Achse benötigt. Dieses tritt bei  $10500 \text{ U/min}$  beim LWOT auf und beträgt  $-350 \text{ Nm}$ . (Abbildung 28)

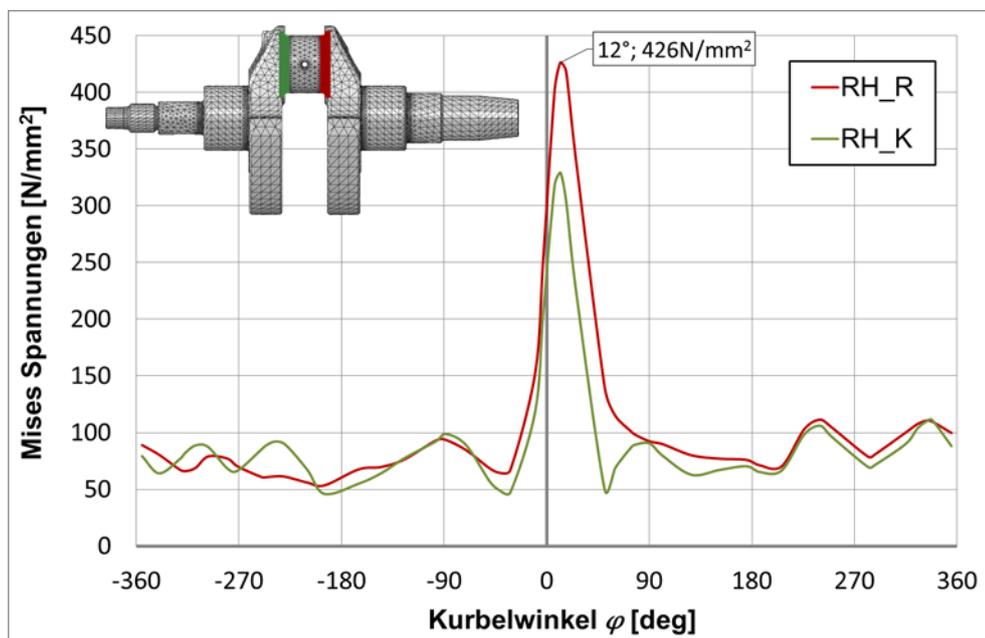


Abbildung 25: Spannungen an den Übergangsradien ( $n=7000 \text{ U/min}$ )

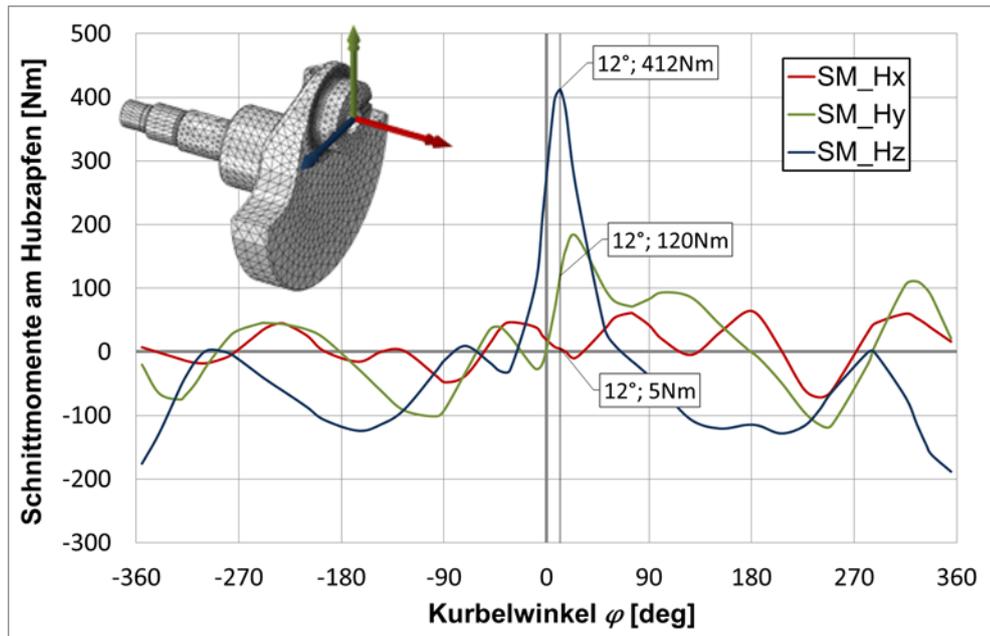


Abbildung 26: Schnittmomente am Hubzapfen ( $n=7000$  U/min)

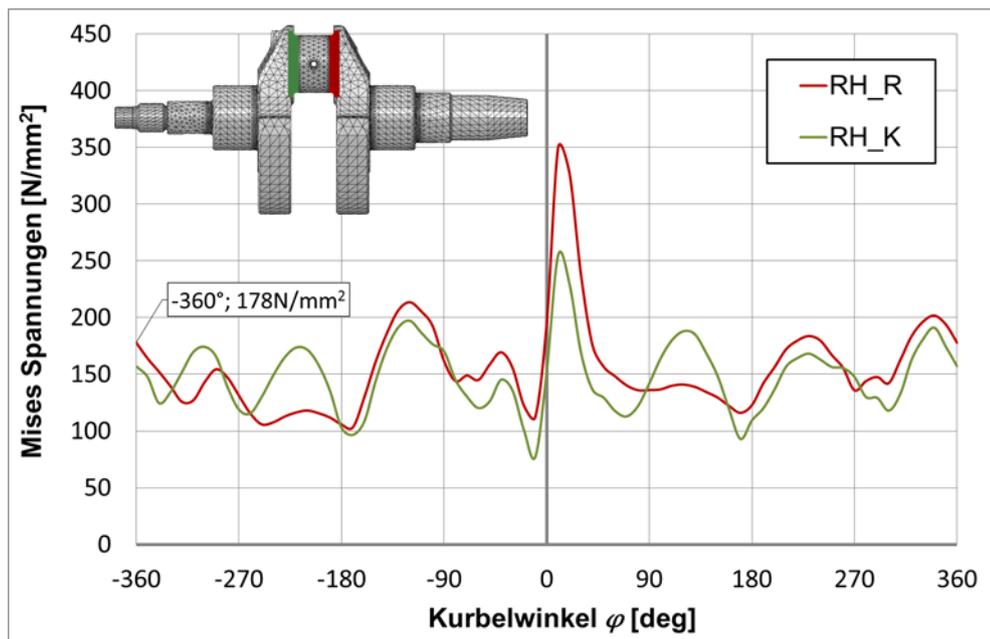


Abbildung 27: Spannungen an den Übergangsradien ( $n=10500$  U/min)

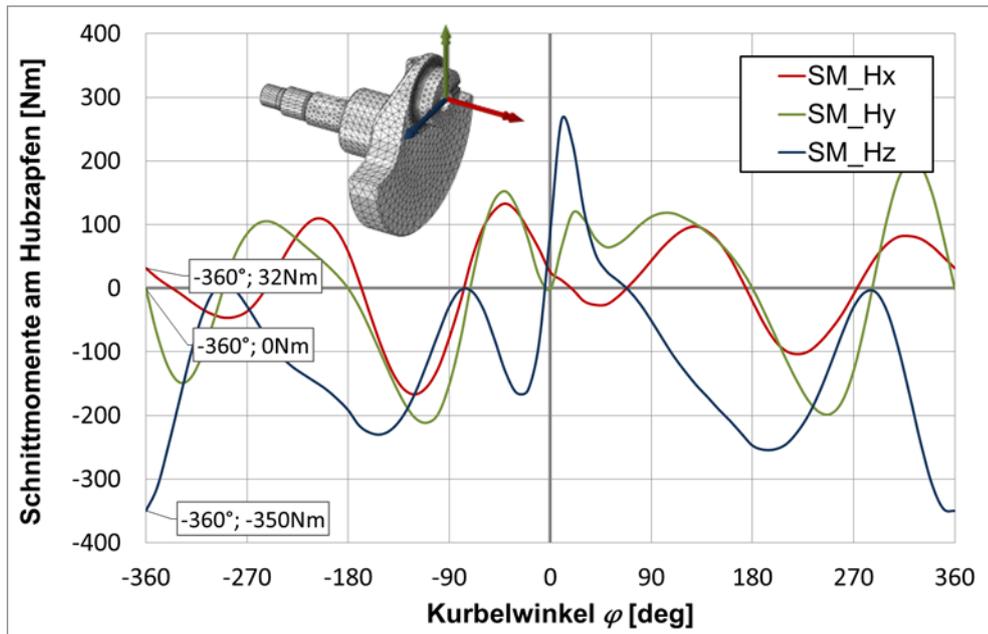


Abbildung 28: Schnittmomente am Hubzapfen ( $n=10500$  U/min)

Die Kombination dieser beiden Lastfälle ergibt die höchste Schädigung der Kurbelwelle im Bereich des Hubzapfens. Um die Betriebsfestigkeit der Kurbelwelle in einem Versuch überprüfen zu können, müssen diese beiden Lastfälle abgebildet werden.

## 4. Konstruktion einer Prüfvorrichtung

Folgendes Lastenheft für die Prüfvorrichtung wird definiert.

- Die Prüfvorrichtung muss auf der einachsigen SincoTec Resonanzprüfmaschine Power Swing MOT von KTM aufgebaut werden können. (Bauraum und Anschlussstellen)
- Die Kurbelwelle muss mit einer frei wählbaren Kombination aus einer Biege- und einer Torsionsbelastung geprüft werden können.
- Die Prüfvorrichtung muss, durch das Austauschen weniger Teile für verschiedene Kurbelwellen verwendbar sein.
- Es dürfen keine Momente in die Kraftmessdose der Prüfmaschine eingeleitet werden.

### 4.1. Kurbelwellen Prüfkonzepte anderer Hersteller

Es gibt viele Möglichkeiten, wie eine Kurbelwellen-Prüfvorrichtung aufgebaut werden kann. Einige Beispiele werden kurz gezeigt.

#### 4.1.1. Prisma Resonanz-Kurbelwellenprüfstand PPO 130+75

Der Resonanz-Kurbelwellenprüfstand von Prisma kann ein Torsionsmoment von  $\pm 130 \text{ kNm}$  bei  $75 \text{ Hz}$  aufbringen. Der Prüfstand ist in Abbildung 29 dargestellt.



Abbildung 29: Prisma Resonanz-Kurbelwellenprüfstand [10]

#### 4.1.2. BMW Prüfkonzepte

In Abbildung 30 sind zwei Prüfvorrichtungs-Modelle von BMW dargestellt. Torsion und Biegung lassen sich mit diesen beiden Prüfvorrichtungen getrennt voneinander prüfen.

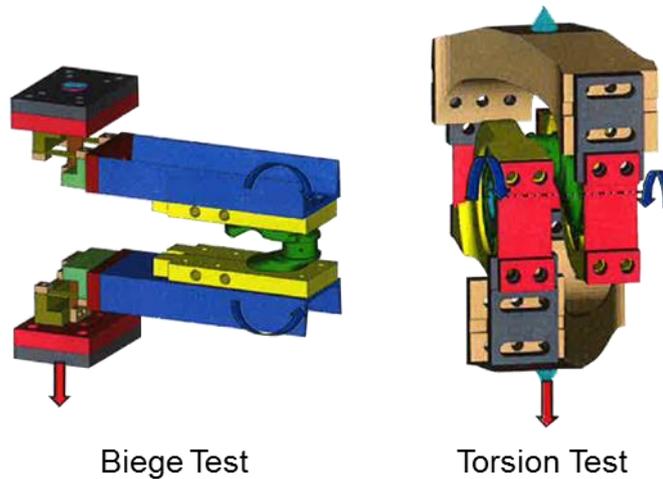


Abbildung 30: BMW Prüfvorrichtungs-Modelle [7]

#### 4.1.3. SincoTec

Für unterschiedliche R-Verhältnisse setzt SincoTec auch den Universalpulsler Power Swing MOT ein.

SincoTec bietet aber auch spezielle Lösungen an, wie z.B. die in Abbildung 31 dargestellte Biege-Resonanzprüfmaschine oder für überlagerte Biege- und Torsionsbelastung zweiaxiale Resonanzprüfsysteme.



Abbildung 31: SincoTec Biege Resonanzprüfmaschine [11]

## 4.2. Kurbelwellen Prüfkonzepte bei KTM

Bei KTM gibt es eine Prüfvorrichtung mit der Kurbelwellen auf Biegung geprüft werden können (Abbildung 32).

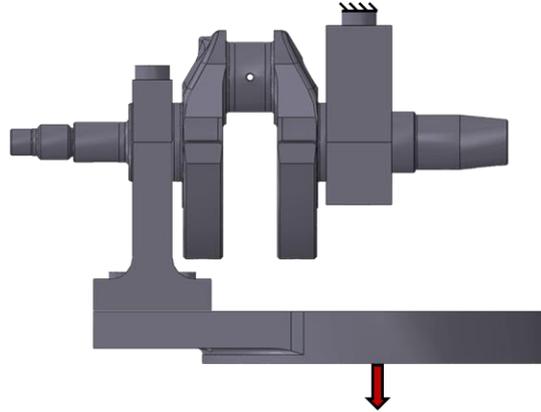


Abbildung 32: Prüfvorrichtung von KTM

Diese Prüfvorrichtung erfüllt die Forderung, dass Kurbelwellen auch auf Torsion geprüft werden können nicht.

Es wurde von Ölsch Erik ein Konzept erarbeitet, welches die Kombination aus biege- und torsions-Belastung ermöglicht (Abbildung 33).

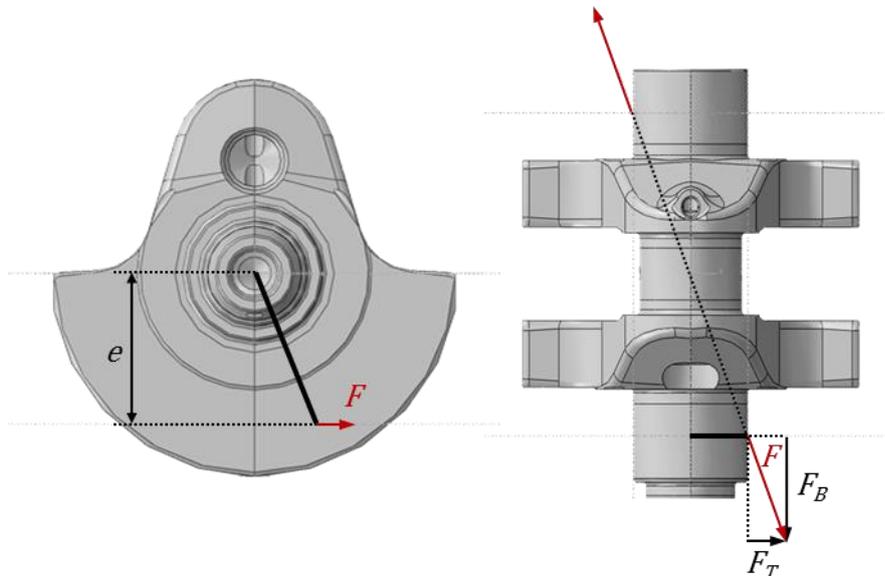


Abbildung 33: Prüfkonzept von Ölsch Erik

Bei diesem Konzept wird die Prüfkraft  $F$  mit dem Abstand  $e$  von der Drehachse der Kurbelwelle über die Hauptlager eingeleitet. Die Richtung der Kraft ist variabel. Das Verhältnis von  $F_B$  zu  $F_T$  ( $F_B$  verursacht eine Biege- und  $F_T$  eine Torsionsbelastung) lässt sich dadurch verändern.

#### 4.3. Merkmale der erarbeiteten Prüfvorrichtung

Die im Zuge dieser Arbeit konstruierte Prüfvorrichtung (Abbildung 34) wird nachfolgend anhand der Punkte aus dem Lastenheft beschrieben.

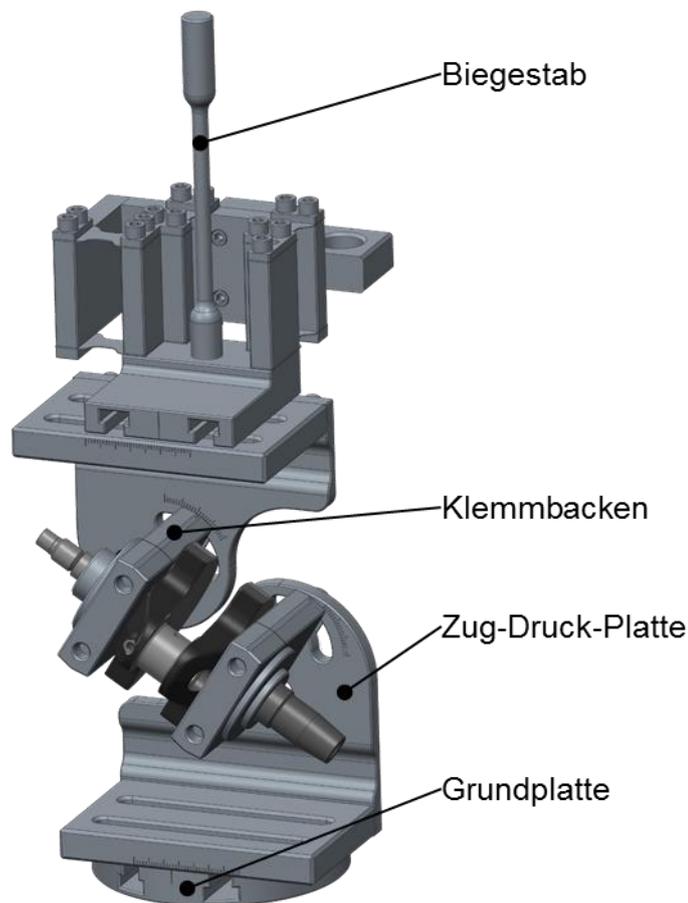


Abbildung 34: Kurbelwellen Prüfvorrichtung

##### 4.3.1. Aufbau der Prüfvorrichtung auf der SincoTec-Resonanzprüfmaschine

KTM verfügt über eine einachsige Resonanzprüfmaschine von SincoTec. Damit die Kurbelwellen-Prüfungen intern durchgeführt werden können, muss die Prüfvorrichtung auf dieser Prüfmaschine montiert werden können. Es handelt

sich um einen Power Swing MAG 150 Pulser (Abbildung 35). Die wichtigsten Daten dieses Pulsers sind in Tabelle 6 zusammengefasst.

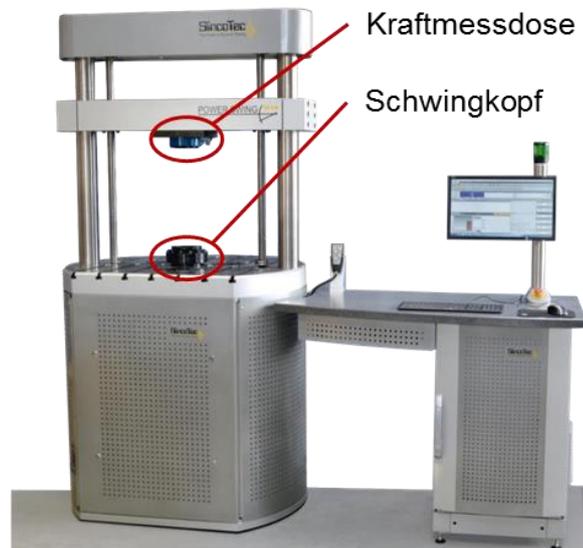


Abbildung 35: POWER SWING MAG

Tabelle 6: Technische Daten des SincoTec Pulsers

Statische Kraft [kN]	$\pm 150$
Max. dyn. Kraftamplitude [kN]	75
Frequenz Bereich [Hz]	30 - 300
Max. Probenlänge [mm]	660

Die Prüfvorrichtung wird zwischen dem Schwingkopf und der Kraftmessdose eingespannt. Über eine Unwuchterregung und Erregerfedern wird der Schwingkopf in eine vertikale Schwingung versetzt. Diese vertikale Schwingung wird in die Prüfvorrichtung eingeleitet. Mit der Kraftmessdose werden die Prüfkräfte gemessen und der Prüfstand geregelt.

An dem Schwingkopf wird die Grundplatte der Prüfvorrichtung mit zehn M10-Schrauben festgeschraubt. Der Biegestab wird über einen Adapter an dem Gewinde der Kraftmessdose befestigt.

#### 4.3.2. Frei wählbare Kombination aus Biege- und Torsionsbelastung

Obwohl es sich bei dem SincoTec Pulser um eine einachsige Resonanzprüfmaschine handelt, ist es möglich eine beliebige Kombination aus

einer Biege- und einer Torsions-Belastung an der Kurbelwelle darzustellen. Dies wird durch ein Verdrehen der Kurbelwelle in der Prüfvorrichtung um den Winkel  $\alpha$  von  $0^\circ$  bis  $90^\circ$  ermöglicht (Abbildung 36).

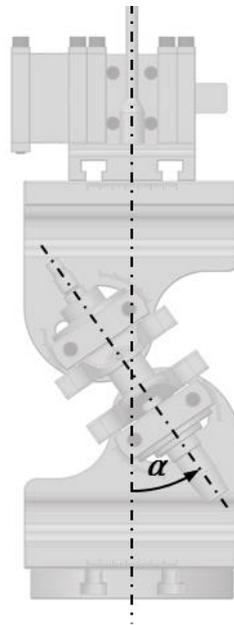


Abbildung 36: Verdreh-Winkel  $\alpha$  der Kurbelwelle in der Prüfvorrichtung

Bei dem Winkel  $\alpha=0^\circ$  wird die Kurbelwelle nur auf Biegung belastet. Bei  $\alpha=90^\circ$  nur auf Torsion. Diese beiden Fälle sind in Abbildung 37 schematisch dargestellt.

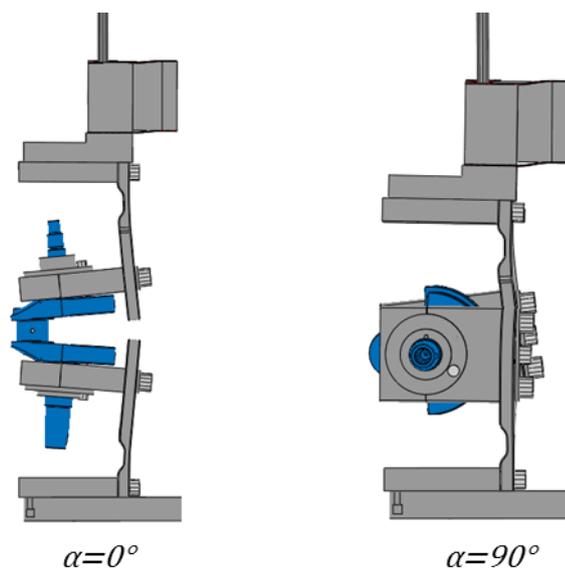


Abbildung 37: Verformung bei  $\alpha=0^\circ$  und  $\alpha=90^\circ$

In Abhängigkeit von  $\alpha$  kann jedes Verhältnis von Biege- zu Torsionsbelastung eingestellt werden. Zum Darstellen des Zusammenhanges von  $\alpha$  und dem Biege- und Torsionsschnittmoment ( $SM_{Hz}$  und  $SM_{Hx}$ ), wird eine FE-Analyse der Prüfvorrichtung mit Winkel  $\alpha=0^\circ$  bis  $\alpha=90^\circ$  in  $5^\circ$  Schritten durchgeführt. Der Aufbau des FE-Modells der Prüfvorrichtung wird in Kap. 4.4 beschrieben. Die normierten (auf den max. Betrag des Torsionsschnittmomentes) Schnittmomente am Hubzapfen aus dieser Analyse sind in Abbildung 38 dargestellt.

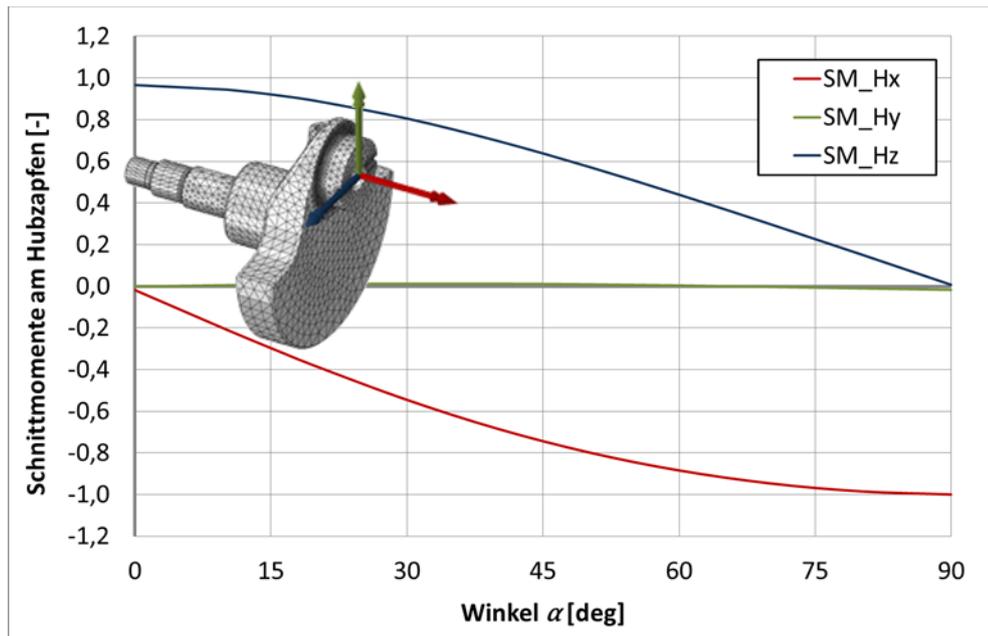


Abbildung 38: Schnittmomente am Hubzapfen über den Winkel  $\alpha$

Konstruktiv wird die Einstellmöglichkeit des Winkels  $\alpha$  wie in Abbildung 39 gezeigt umgesetzt.

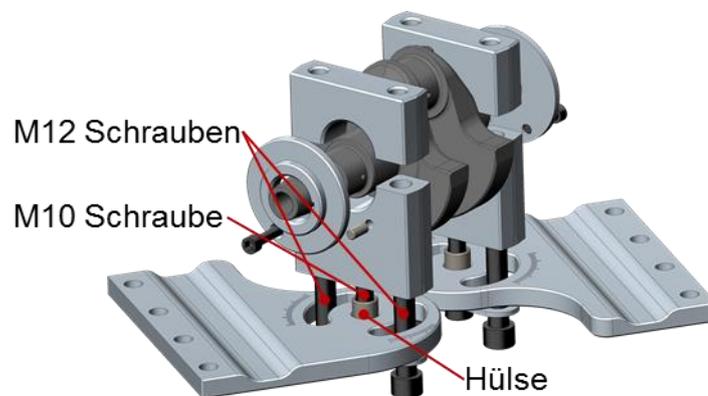


Abbildung 39: Konstruktive Umsetzung für einstellbaren Winkel  $\alpha$

Die unteren Klemmbacken lassen sich um die zwei Hülsen drehen, welche mit Übermaßpassungen an den Zug-Druck-Platten befestigt sind. Mit den M10 Schrauben in der Mitte, können die unteren Klemmbacken fixiert werden, damit sich auch beim Lösen der äußeren M12 Schrauben zum Wechseln der Kurbelwelle, der eingestellte Winkel  $\alpha$  nicht verstellen kann. Zum Einstellen des Winkels  $\alpha$  sind an den Zug-Druck-Platten Markierungen (Winkeleinteilung) vorgesehen.

#### 4.3.3. Anwendbarkeit der Prüfvorrichtung für verschiedene Kurbelwellen

Die Kurbelwelle wird bei den Hauptlagern mit den Klemmbacken in der Prüfvorrichtung montiert. Jede Kurbelwelle hat solche Hauptlager. Der Durchmesser dieser Hauptlager ist aber von Kurbelwelle zu Kurbelwelle unterschiedlich. Um Kurbelwellen mit einem anderen Hauptlagerdurchmesser mit der Prüfvorrichtung prüfen zu können, müssen Klemmbacken für den jeweiligen Hauptlagerdurchmesser angefertigt werden. Auch die Kurbelwellen-Positionierer, welche verhindern, dass die Kurbelwelle falsch positioniert bzw. verdreht in die Prüfvorrichtung eingebaut werden kann, müssen für die zu prüfende Kurbelwelle passend gefertigt werden. Alle anderen Komponenten der Prüfvorrichtung können unverändert verwendet werden. In Abbildung 40 ist zu sehen, wie die Kurbelwelle der 390 Duke in die Prüfvorrichtung eingebaut wird.

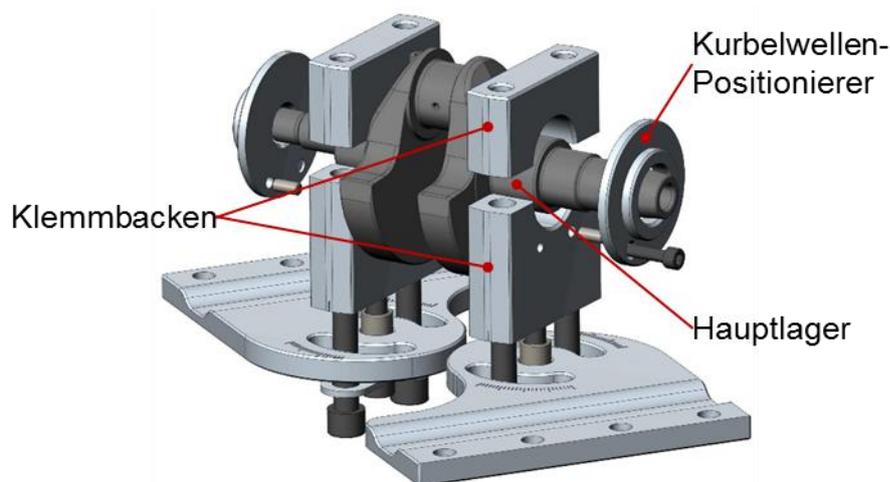


Abbildung 40: Einbausituation der Pleuellagerwelle

#### 4.3.4. Verhindern von Momenten an der Kraftmessdose

Während eines Versuchs auf dem Pulser, dürfen keine Momente in die Kraftmessdose eingeleitet werden. Diese könnten zu falschen Messergebnissen der Kraftmessdose führen und die Pulsprüfmaschine beschädigen. Damit kein Moment an der Kraftmessdose entsteht, ist eine Führung der oberen Anbindung der Prüfvorrichtung vorgesehen (Abbildung 41).

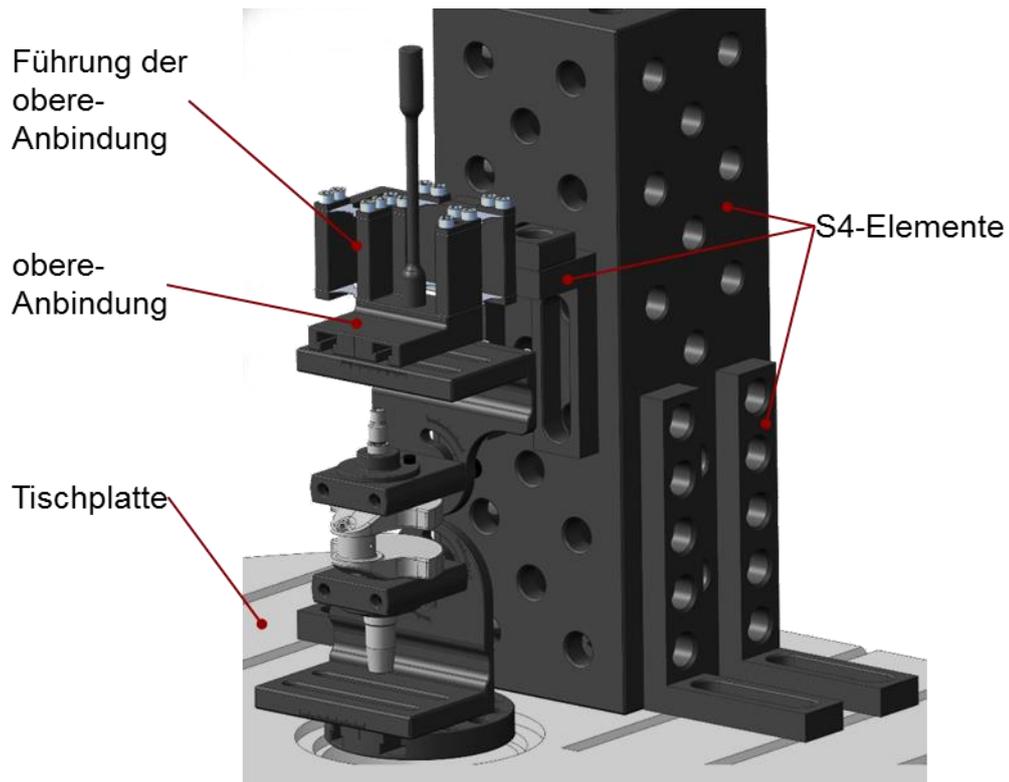


Abbildung 41: Führung der oberen Anbindung

Die Führung der oberen Anbindung ist über S4 Elemente der Firma Siegmund an der Tischplatte befestigt. Die Führung muss eine vertikale Bewegung der oberen Anbindung im zehntel Millimeter Bereich zulassen, ein Verdrehen oder eine horizontale Bewegung aber verhindern. In Kombination mit dem Biegestab werden so nur vertikale Kräfte in die Kraftmessdose geleitet. Der Aufbau der Führung ist in Abbildung 42 zu sehen.

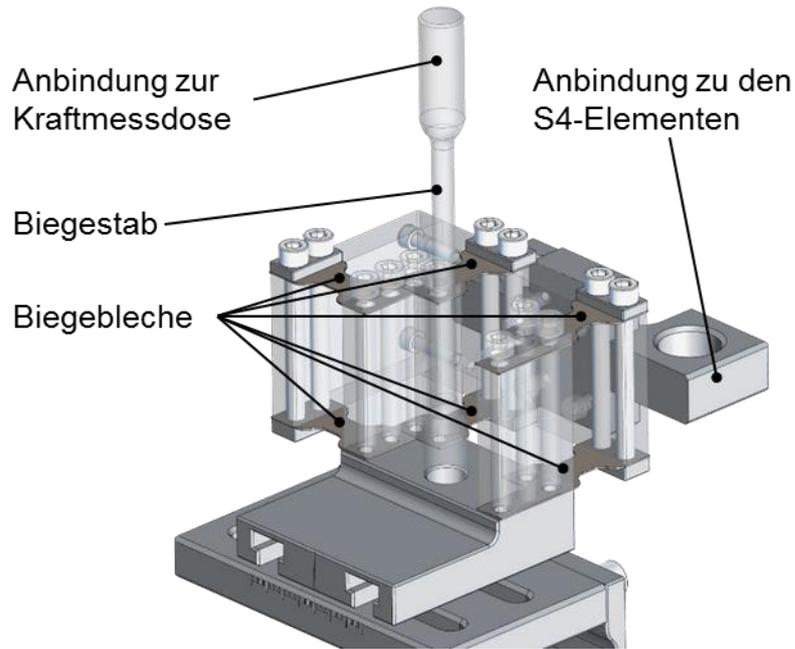


Abbildung 42: Aufbau der Führung

Durch die Anordnung der sechs Biegebleche werden ein Verdrehen und eine horizontale Bewegung der oberen Anbindung verhindert.

Zur Befestigung der Führung auf der Tischplatte werden von 3 verschiedenen Varianten die Eigenmoden berechnet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 43 dargestellt. Der nicht verformte Zustand ist transparent und der verformte Zustand voll dargestellt. Bei Variante 1 und 2 ist die Befestigung zu weich. Nur mit der Variante 3 kann ein horizontales Schwingen der oberen Anbindung verhindert werden. Diese Variante wird für die Versuche verwendet.

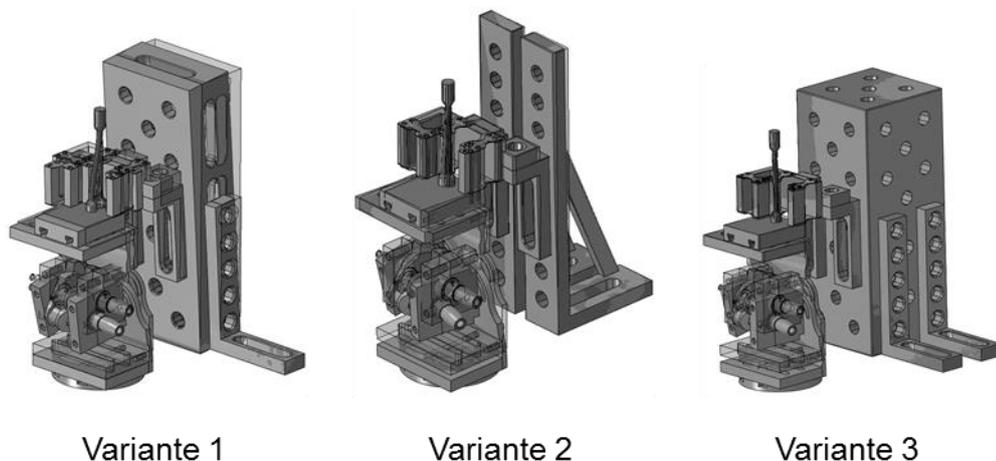


Abbildung 43: Varianten zur Befestigung der Führung auf der Tischplatte

#### 4.4. Auslegung des Prüfaufbaus

##### 4.4.1. Werkstoff der Prüfvorrichtung

Die Prüfvorrichtung wird aus einem legierten Vergütungsstahl mit dem Kurznamen 42CrMo4 gefertigt. Dieser legierte Stahl ist im weichgeglühten Zustand gut spanend bearbeitbar. Der Anwendungsbereich umfasst hoch beanspruchte Teile mit guter Zähigkeit. Für eine hohe Oberflächenhärte werden die Komponenten nitriert. Die Biegebleche werden aus einem gehärteten Federbandstahl mit dem Kurznamen C75S gefertigt. In Tabelle 7 sind die Werkstoffdaten dieser beiden Werkstoffe aufgelistet.

Tabelle 7: Werkstoffdaten (FKM 2002)

Werkstoff		42CrMo4 (gehärtet)	C75S (gehärtet)
Dichte	$\rho$ [kg/dm <sup>3</sup> ]	7,85	7,85
Elastizitätsmodul	$E$ [GPa]	212	206
Poissonzahl	$\nu$ [-]	0,28	0,28
Zugfestigkeit	$R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	1100	1100-2000
Dehngrenze	$R_{p\ 0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	900	-
Bruchdehnung	$A$ [%]	11	-
Zug-Druck- Wechselfestigkeit	$\sigma_{zdW}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	495	-
Biege- Wechselfestigkeit	$\sigma_{bW}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	525	-

##### 4.4.2. FE-Modell des Prüfaufbaus

Für die dauerhafteste Auslegung der Vorrichtung, die Bewertung der Schraubenverbindungen und die Analyse des dynamischen Systemverhaltens wird ein FE-Modell erstellt.

Alle Komponenten der Prüfvorrichtung, außer die Biegebleche werden mit „C3D10I“ Elementen (Siehe Kapitel 3.2.1) vernetzt.

Die Biegebleche sind mit  $t=0.8mm$  im Verhältnis zu ihrer Länge und Breite ( $L=60mm$  bzw.  $90mm$ ;  $B=30mm$ ) sehr dünn und somit ungeeignet, um mit Tetraeder-Elementen vernetzt zu werden. Für die Modellierung von dünnen mehrachsig belasteten Teilen sind Schalen-Elemente gut geeignet. [vgl. 5 (S.164)] Der mittlere Bereich der Biegebleche (Abbildung 44 blau dargestellt) wird mit „S8R“ Schalenelementen vernetzt. [12]

- S... conventional stress/displacement shell
- 8... number of nodes
- R... reduced integration

Es handelt sich dabei um viereckige Schalen-Elemente mit quadratischem Verschiebungsansatz und reduzierter Integration. Durch die reduzierte Integration wird die Rechenzeit verkürzt und die Ergebnisse werden genauer. Die äußeren Bereiche, an denen die Biegebleche eingespannt sind (Abbildung 44 grün dargestellt), werden mit „C3D8R“ Elementen vernetzt. [12]

- C... continuum stress/displacement
- 3D... three-dimensional
- 8... number of nodes
- R... reduced integration

Das sind Quader-Volumen-Elemente mit linearem Verschiebungsansatz und reduzierter Integration. Mit diesen Elementen können die Biegebleche leichter in die Baugruppe der Prüfvorrichtung eingebunden werden. Der Übergang von den Schalen-Elementen zu den Volumen-Elementen wird von Abaqus automatisch mit einem „Shell to Solid coupling“ simuliert. Ein Biegeblech mit FE-Netz ist in Abbildung 44 dargestellt.

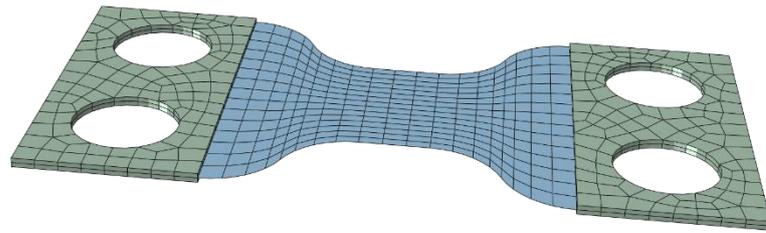


Abbildung 44: Vernetztes Biegeblech

Die Kurbelwelle wird aus dem FE-Modell der Kurbelwellen Betriebslastensimulation (Kapitel 3.2) übernommen. In Abbildung 45 ist die gesamte Baugruppe des Prüfaufbaus mit FE-Netz dargestellt.

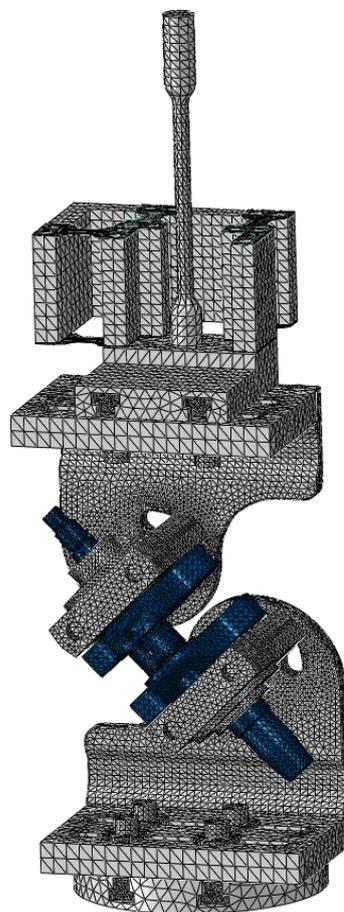


Abbildung 45: FE-Netz des Prüfaufbaus

Die Baugruppe ist so aufgebaut, dass der Verdreh-Winkel  $\alpha$  mit nur einem Parameter geändert werden kann, um Berechnungen bei verschiedenen Winkeln durchführen zu können.

Zum Definieren der Randbedingungen und zum Aufbringen der Kräfte im FE-Modell werden die in Abbildung 46 dargestellten Referenzpunkte erstellt und mit „Kinematic Couplings“ mit den eingezeichneten Flächen verbunden.

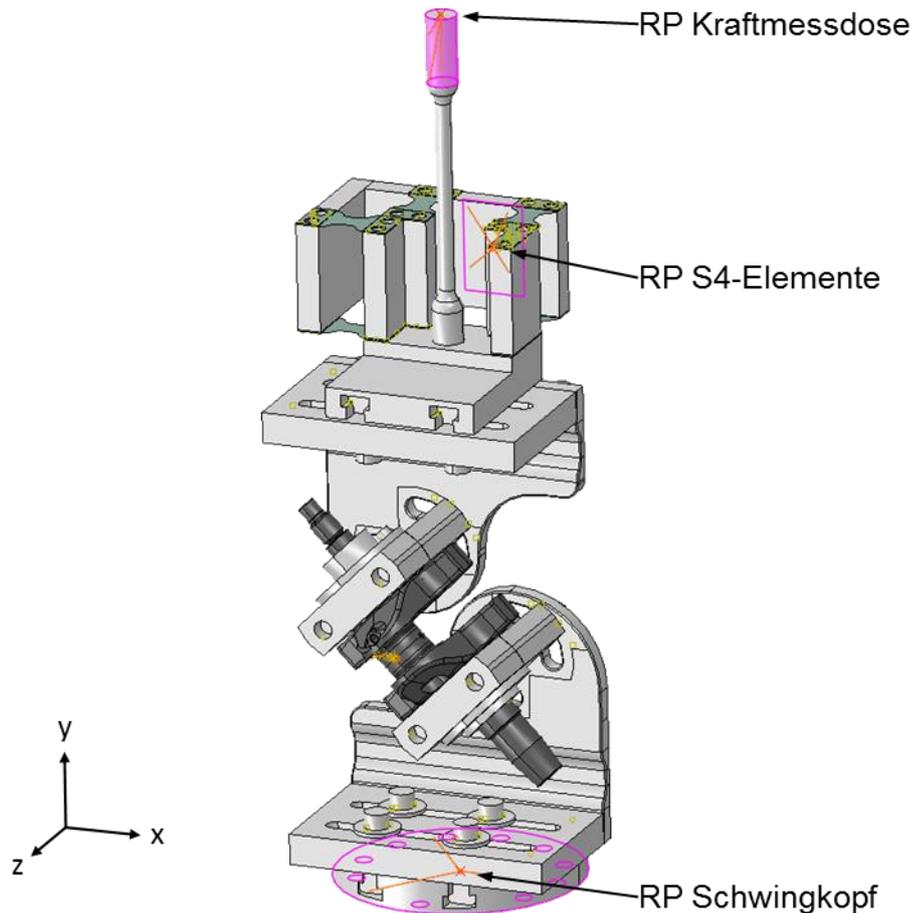


Abbildung 46: Referenzpunkte

Die Randbedingungen für das FE-Modell des Prüfaufbaus sind in Tabelle 8 aufgelistet. Die Richtungen beziehen sich auf das Koordinatensystem aus Abbildung 46.

Tabelle 8: Randbedingungen

Position	Gesperrte Freiheitsgrade
RP Kraftmessdose	$x = y = z = R_x = R_y = R_z = 0$
RP S4-Elemente	$x = y = z = R_x = R_y = R_z = 0$
RP Schwingkopf	$x = z = R_x = R_y = R_z = 0$

Die Kontakte, welche „vereinfacht“ simuliert werden können, ohne eine Auswirkung auf die Ergebnisse der FE-Analysen zu haben, werden mit „Tie-Constraints“ abgebildet um Rechenzeit zu sparen. Die "Tie-Constraints" sind in Abbildung 47 farblich hervorgehoben.

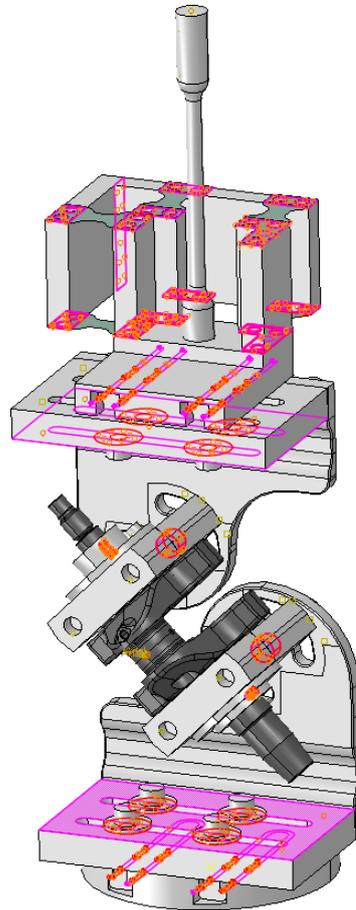


Abbildung 47: "Tie Constraints"

Alle anderen Kontakte werden mit „Surface to surface contacts“ in Abaqus dargestellt. Für das tangentielle Verhalten dieser „Surface to surface contacts“ werden die in Tabelle 9 aufgelisteten Reibungskoeffizienten verwendet.

Tabelle 9: Reibungskoeffizienten

Werkstoffpaarung	Gleitreibungszahl $\mu_0$ [-]
Stahl nitriert - Stahl nitriert trocken	0,3 [6 (S358)]
Stahl - Stahl trocken	0,15

Wobei für den Kontakt zwischen der Kurbelwelle und den Klemmbacken die Gleitreibungszahl von Stahl auf Stahl trocken verwendet wird. Die Gleitreibungszahlen sind niedriger als die Haftreibungszahlen, somit sind die Berechnungsergebnisse mit diesem Modell konservativ.

Die Schrauben im FE-Modell des Prüfaufbaus werden im eingeschraubten Bereich (Gewinde) mit „Tie-Constraints“ fixiert. Die Vorspannkräfte werden mit „Boltloads“ simuliert. In Tabelle 10 sind die Anzugsmomente und die Vorspannkräfte der verwendeten Schraubenverbindungen aufgelistet.

Tabelle 10: Vorspannkräfte

Schraube	Anzugsmoment $M_A$ [Nm]	Vorspannkraft $F_{VM}$ [kN]
M6 10.9	17	13,9
M8 8.8	28	18,1
M10 8.8	55	28,8
M10 10.9	78	40,5
M12 10.9	132	59,0

Die Vorspannkräfte  $F_{VM}$  sind nach Gl.4-1 berechnet. [1 (S73)]

$$F_{VM} = \frac{M_A}{0,159P + \mu_{ges}(0,577 \cdot d_2 + d_K/2)} \quad (4-1)$$

$P$  = Steigung;  $\mu_{ges}$  = Gesamtreibungszahl;  $d_2$  = Flankendurchmesser;  $d_k$  = wirksamer Reibungsdurchmesser in der Schraubenkopfauflage

#### 4.4.3. Modalanalyse des Prüfaufbaus

Zum Analysieren des Schwingverhaltens und zur Berechnung der Prüffrequenz dieses Aufbaues, wird eine Modalanalyse in Abaqus durchgeführt. Dazu wird ein lineares Simulationsmodell benötigt. Es wird eine Variante des FE- Modells des Prüfaufbaues erstellt, in der alle Schraubenverbindungen entfernt und alle „Surface to surface contacts“ durch „Tie-Constraints“ ersetzt werden. Zum

Berechnen der Prüffrequenz müssen die Komponenten der Puls-Prüfmaschine im Modell berücksichtigt werden. In Abbildung 48 ist der schematische Aufbau einer Power Swing MOT Prüfmaschine inkl. Probe und daneben das Ersatzmodell, welches für die Simulation verwendet wird, dargestellt.

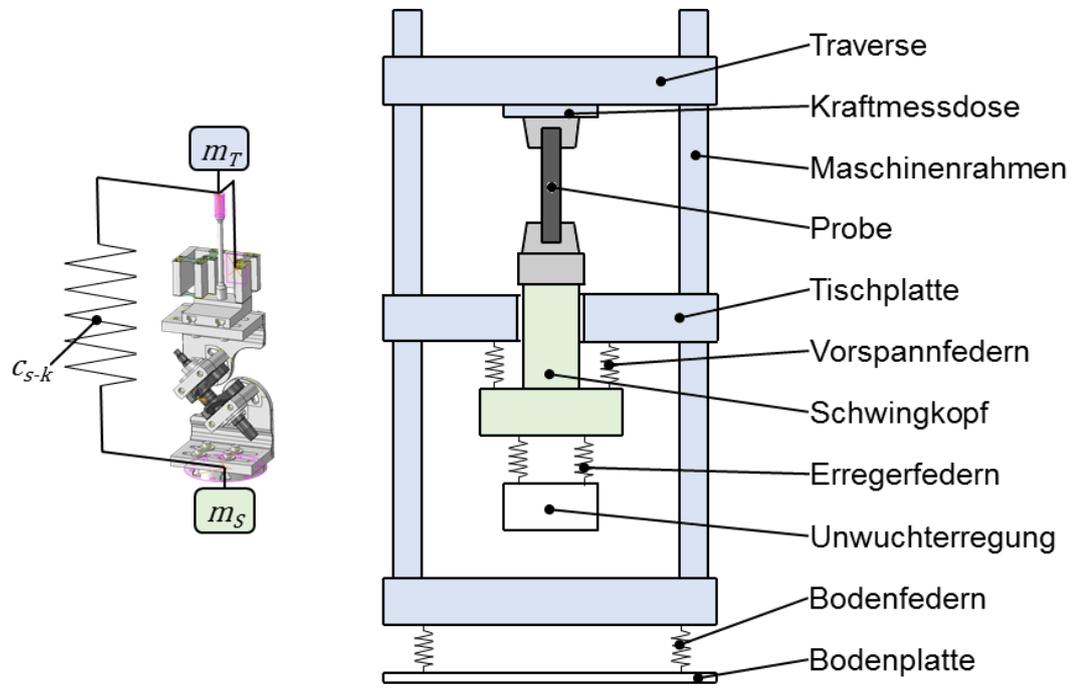


Abbildung 48: Ersatzmodell und Aufbau eines Power Swing MOT

Die Federraten der Vorspannfedern werden von SincoTec nicht bekannt gegeben. Um das FE-Modell aufbauen zu können, wird die Steifigkeit  $c_{s-k}$  zwischen Schwingkopf und Kraftmessdose ermittelt. Dazu wird die Kraftmessdose direkt mit dem Schwingkopf verbunden und danach die Traverse nach oben verfahren. Die Kraftänderung  $\Delta F$  und der Verfahr-Weg  $\Delta s$  werden dabei gemessen. Die Steifigkeit  $c_{s-k}$  errechnet sich nach Gl. 4-1.

$$c_{s-k} = \frac{\Delta F}{\Delta s} \quad (4-2)$$

Die Masse des Schwingkopfs  $m_s$  und die Summe der Massen  $m_t$  von allen Komponenten, welche mit der Tischplatte fest verbundenen sind, werden durch Massepunkte an den Referenzpunkten RP Schwingkopf und RP Kraftmessdose abgebildet. Zwischen diesen beiden Punkten wird eine Feder mit der Federrate

$c_{S-k}$  simuliert. Bei der Randbedingung bei RP Kraftmessdose wird die y-Richtung freigegeben und die Randbedingung bei RP S4-Elemente wird durch ein „Coupling“ mit RP Kraftmessdose ersetzt. Die Federrate der Bodenfedern  $c_B$  ist verglichen zu  $c_{S-k}$  plus der Steifigkeit des Prüfaufbaus sehr klein, und kann vernachlässigt werden. Die benötigten Massen und Federraten sind in Tabelle 11 aufgelistet.

Tabelle 11: Massen und Federraten für das Ersatzmodell

Federrate	$c_{S-k}$	[kN/mm]	24
Masse	$m_S$	[kg]	750
Masse	$m_T$	[kg]	1600

In Abbildung 49 sind die berechneten ersten zwei Eigenfrequenzen über den Winkel  $\alpha$  dargestellt.

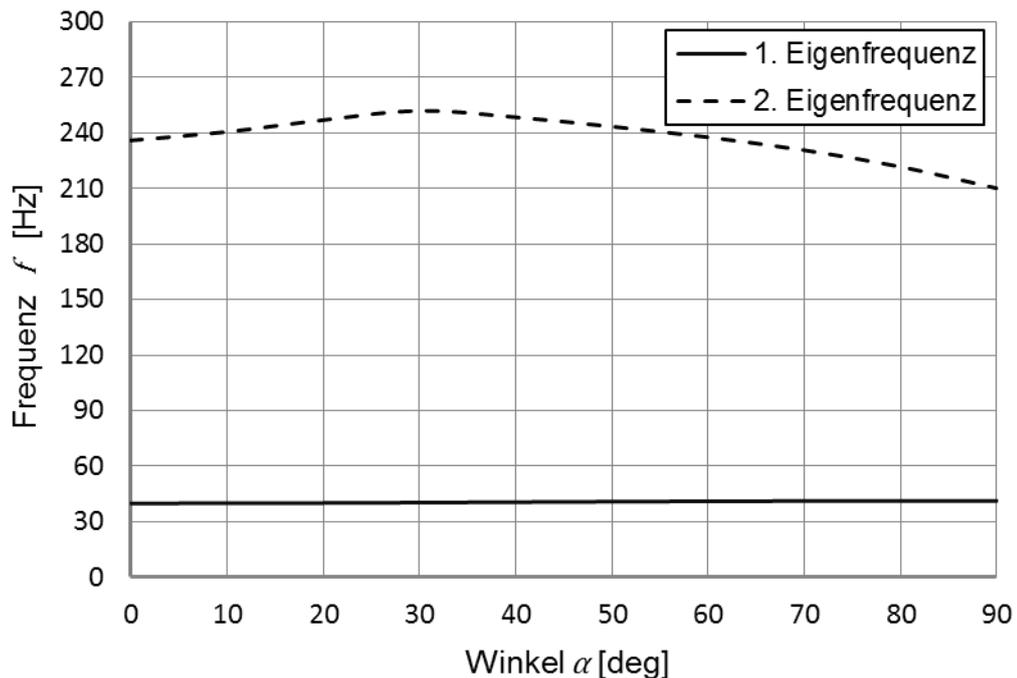


Abbildung 49: Erste- und Zweite-Eigenfrequenz des Ersatzmodells

Die Erste-Eigenfrequenz liegt je nach Winkel  $\alpha$  zwischen 40,1 Hz und 41,2 Hz. Die Zweite-Eigenfrequenz liegt immer über 210 Hz. Die Prüfmaschine regelt in die Erste-Eigenfrequenz. liegen die Erste- und Zweite-Eigenfrequenz nahe zusammen, kann es passieren, dass die Prüfmaschine in die Zweite-

Eigenfrequenz regelt. Durch den großen Abstand dieser beiden Eigenfrequenzen ist sichergestellt, dass bei einem Versuch nur in die erste Eigenfrequenz geregelt wird. Die zur ersten Eigenfrequenz gehörende Eigenform entspricht der geforderten Schwingform. (Abbildung 50)

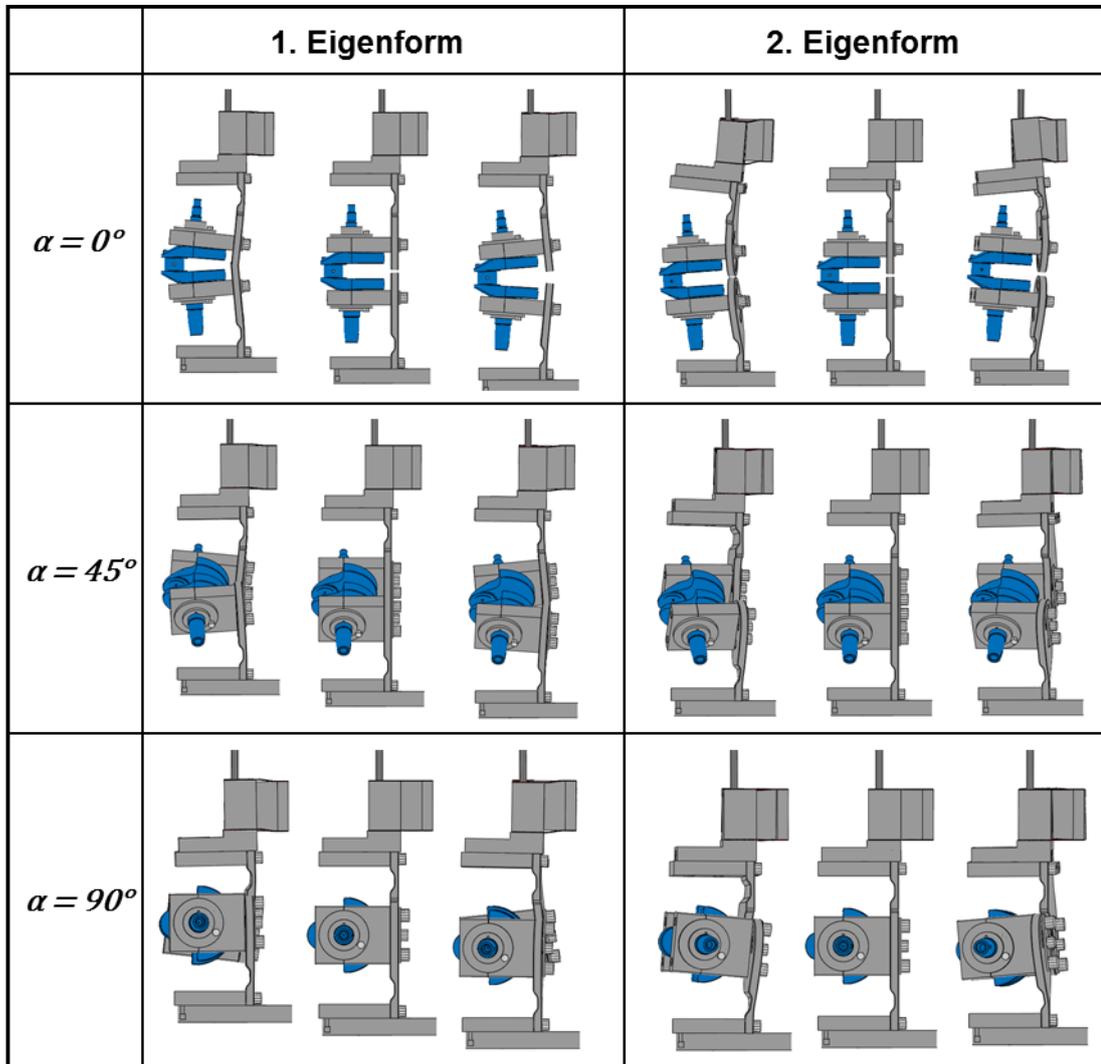


Abbildung 50: Eigenformen des Prüfaufbaus

Die Prüffrequenz  $f_p$  eines Kurbelwellen Versuches auf der SincoTec Resonanzprüfmaschine ist abhängig von der Amplitude der Prüfkraft  $F_a$  unterhalb der ersten-Eigenfrequenz  $f_1$ . Für eine große Kraftamplitude  $F_a$  ist ein großer Verstärkungsfaktor  $\alpha_1$  nötig. Die Prüffrequenz  $f_p$  ist näher an der ersten Eigenfrequenz  $f_1$  als bei einer kleineren Kraftamplitude  $F_a$ . Der Zusammenhang zwischen Verstärkungsfaktor  $\alpha_1$  und Frequenzverhältnis  $f/f_1$  ist in Abbildung 51 dargestellt.

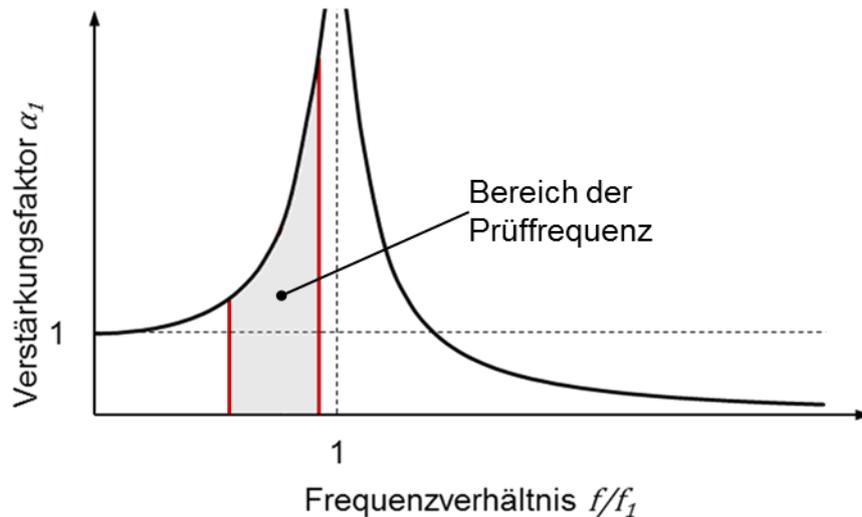


Abbildung 51: Vergrößerungsfunktion

Die beiden roten Linien stellen den Bereich dar, in dem die Prüffrequenz  $f_p$  liegt.

#### 4.4.4. Schraubenbewertung

Für die verwendeten Schraubenverbindungen muss nachgewiesen werden, dass sie während eines Versuches den Belastungen standhalten und nicht zu rutschen beginnen.

Um zu überprüfen, ab welcher Prüfkraft die erste Schraubenverbindung zu rutschen beginnt, wird eine FE-Analyse mit dem in Kapitel 4.3.2 beschriebenen FE-Modell des Prüfaufbaus durchgeführt. Dazu wird das Modell, wie Abbildung 52 zeigt, um eine Verschiebungsrandbedingung im Referenzpunkt RP Schwingkopf erweitert. Der Prüfaufbau wird durch diese Randbedingung in y Richtung auseinandergezogen. Die Verschiebung  $U_2$  des Referenzpunktes RP Schwingkopf und die Reaktionskraft  $RF$  im Referenzpunkt RP Kraftmessdose werden dabei aufgezeichnet. Solange keine Schraubverbindung rutscht, steigt die Reaktionskraft annähernd linear mit dem Verschiebeweg an. Beginnt eine Schraubenverbindung zu rutschen, flacht diese Kurve ab. In Abbildung 52 ist das Ergebnis für den Winkel  $\alpha = 0^\circ$  dargestellt.

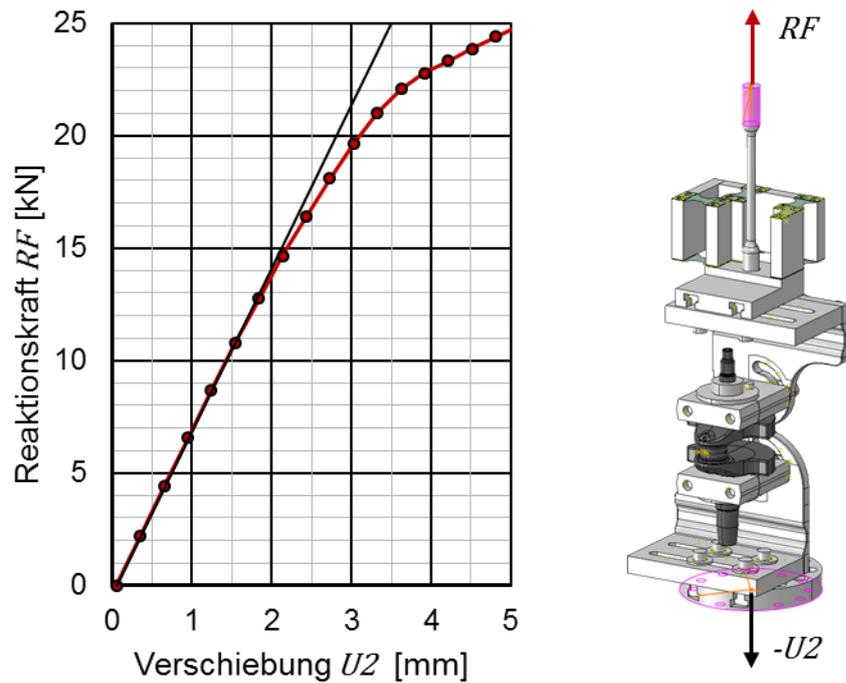


Abbildung 52:  $RF$  über  $U_2$  bei  $\alpha = 0^\circ$

Bei einer Verschiebung  $U_2 \sim 2\text{mm}$  bzw. einer Reaktionskraft  $RF \sim 14\text{kN}$  beginnt die Kurve abzuflachen. Im verformt dargestellten Modell zeigt sich, dass dabei die Klemmung der Kurbelwelle zu rutschen beginnt.

Die Ergebnisse für  $\alpha = 45^\circ$  und für  $\alpha = 90^\circ$  sind in Abbildung 53 und Abbildung 54 dargestellt.

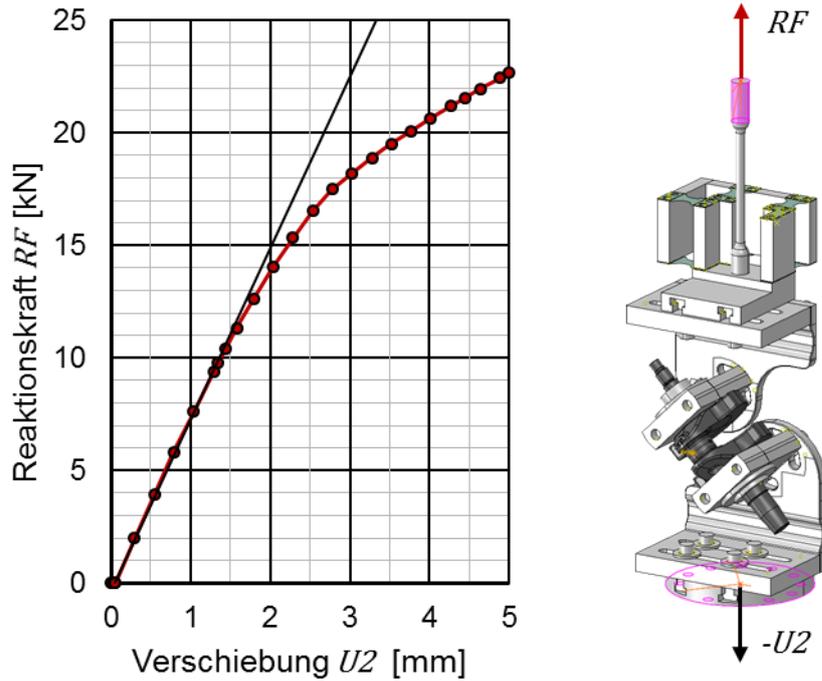


Abbildung 53:  $RF$  über  $U_2$  bei  $\alpha = 45^\circ$

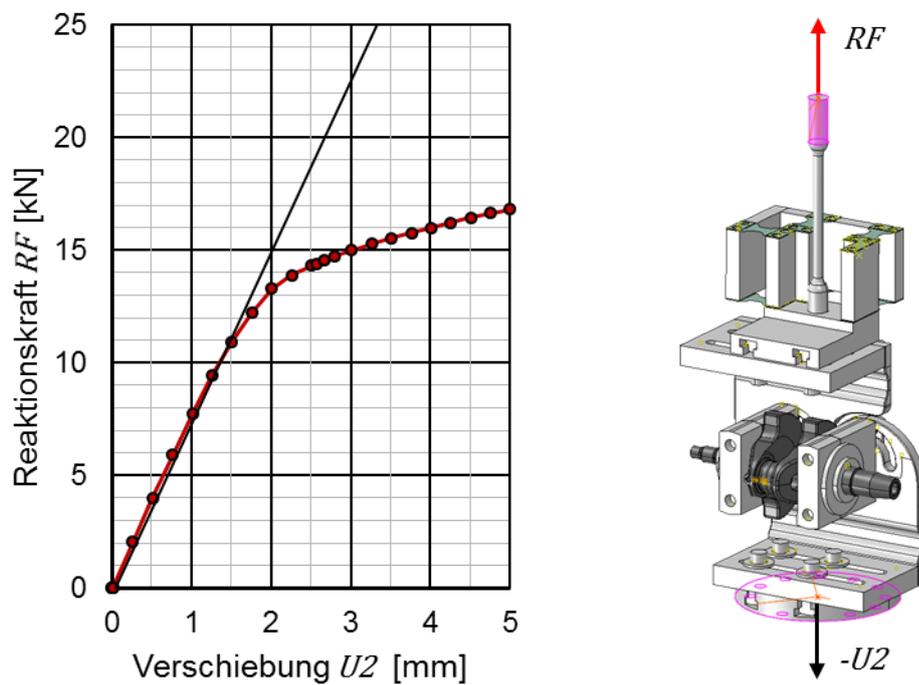


Abbildung 54:  $RF$  über  $U_2$  bei  $\alpha = 90^\circ$

Bei einem eingestellten Winkel  $\alpha = 45^\circ$  und  $\alpha = 90^\circ$  beginnt die Klemmwelle ab einer Reaktionskraft  $RF \sim 12kN$  zu rutschen.

Zum Überprüfen, ob  $12\text{ kN}$  Prüfkraft genügen, werden die dabei auftretenden Spannungen und Schnittmomente am Hubzapfen mit den Schnittmomenten und Spannungen unter den Betriebslasten verglichen (Tabelle 12) (Kapitel 3.3).

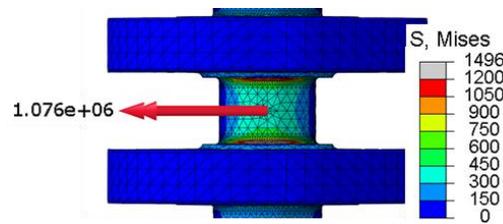


Abbildung 55: Schnittmoment und Spannung bei  $12\text{ kN}$  Zug-Prüfkraft

Tabelle 12: Vergleich mit den Betriebslasten

	Betriebslasten	$12\text{ kN}$ Zug-Prüfkraft
Schnittmoment SM_Hz	$412\text{ Nm}$	$1076\text{ Nm}$
Max. Mises Spannung	$426\text{ N/mm}^2$	$1496\text{ N/mm}^2$

Sowohl die maximal auftretende Spannung an den Übergangsradien als auch das Biege-Schnittmoment am Hubzapfen sind bei den  $12\text{ kN}$  Zug-Prüfkraft mehr als  $2x$  so groß, als im Betrieb der Kurbelwelle. Auch wenn die Betriebslasten noch mit einem üblichen Sicherheitsfaktor von  $1,2$  multipliziert werden, können die Lasten geprüft werden. Eine Prüfkraft von  $12\text{ kN}$  ist damit z.B. auch für eine Freigabeprüfung ausreichend.

#### 4.4.5. Auslegung der Zug-Druck-Platten

Zum Biegen oder Tordieren der Kurbelwelle, muss sich auch die Zug-Druck-Platte biegen. Um diese Biegung zu ermöglichen, wird mit einer Kerbe die Biegesteifigkeit der Zug-Druck-Platte reduziert (Abbildung 56).

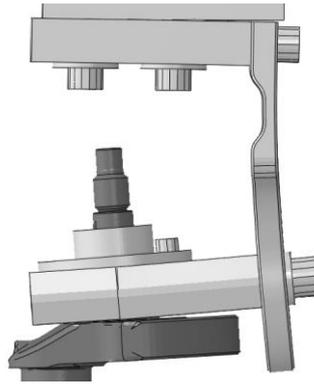


Abbildung 56: Biegung der Zug Druck Platte

Die Tiefe der Kerbe, kann maximal so groß gewählt werden, dass die Zug Druck Platte weiterhin Dauerfest bleibt. Es wird eine Festigkeitsbewertung mit dem Programm „FEMFAT“ durchgeführt. Als oberer und unterer Lastfall, werden  $\pm 12$  kN Prüfkraft gewählt. Die Einstellungen für die Berechnung des Dauersicherheitsfaktors mit FEMFAT sind in Tabelle 13 aufgelistet.

Tabelle 13: Einstellungen für die FEMFAT Rechnung der Zug Druck Platte

Werkstoffdaten	Siehe Tabelle 7 (42CrMo4)
Oberflächenrauigkeit	16 $\mu m$ (FKM/IABG (Rz))
Oberflächenbehandlung	Nitriert (FKM)
Randschichtdicke	0,2 mm
Modifiziertes Haigh-Diagramm	Spannungsgradieneinfluss: Dauerfestigkeit u. Neigung/Ecklastspielzahl (FEMFAT 2.4)
Mittelspannung	Dauerfestigkeit (FEMFAT 4.1) Neigung/Ecklastspielzahl (FEMFAT 5.1)
Statistischer Einfluss	Gauß (LogN)
Spannungsauswahl	Vergleichsspannung kritische Schnittebene
Winkel zwischen Schnittebenen	10 °
Überlebenswahrscheinlichkeit	99 %
Berechnungsziel	Dauersicherheitsfaktor: $Sig_m = const.$

In Abbildung 57 sind die Ergebnisse der Festigkeitsbewertung für die Winkel  $\alpha=0^\circ$ ,  $\alpha=45^\circ$  und  $\alpha=90^\circ$  dargestellt.

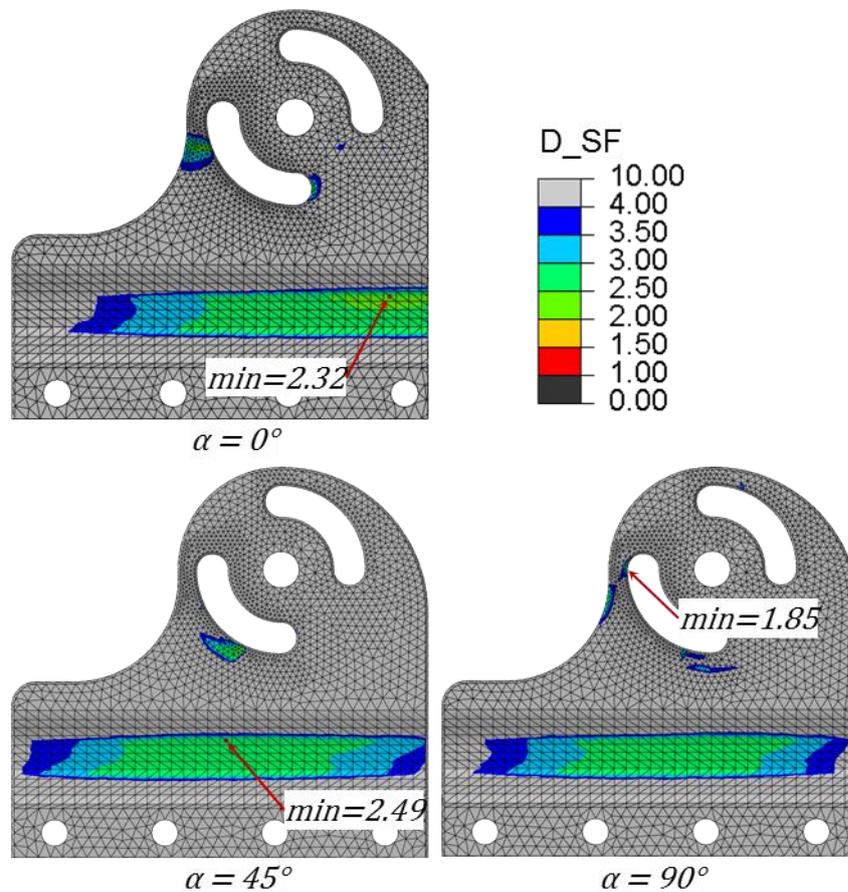


Abbildung 57: Dauersicherheitsfaktor  $D_{SF}$  der Zug Druck Platte

Im Bereich der Kerbe ist der Dauersicherheitsfaktor  $D_{SF}$  immer  $\geq 2$ . Bei der Einstellung  $\alpha=90^\circ$  ist der „obere“ Bereich der Zug-Druck-Platte mit den Langlöchern am stärksten belastet. Durch die Kerbe wird die Biegung und damit auch die Belastung der Zug-Druck-Platte in diesem Bereich reduziert.

Mit der gewählten Kerbe ist die Dauerfestigkeit der Zug-Druck-Platte gegeben.

## 5. Kurbelwellen Versuch

Um die Kurbelwellen Prüfvorrichtung zu testen, werden Versuche mit der Kurbelwelle der 390 Duke auf der Resonanzprüfmaschine durchgeführt. Folgende Punkte müssen überprüft werden.

- Stimmen die Dehnungen am Hubzapfen aus Berechnung und Versuch überein?
- Stimmt das statische Verhalten der Prüfvorrichtung mit dem dynamischen Verhalten während eines Versuches überein?
- Stimmen die errechneten Prüffrequenzen und entspricht die reale Schwingform der gewünschten bzw. berechneten Schwingform?
- Stimmt die Anriss-Position bei den Kurbelwellen mit der Simulation überein.

Um diese Punkte überprüfen zu können werden 6 Kurbelwellen bei einem Winkel  $\alpha = 0^\circ$  (reine Biegung) geprüft. Um das Verhalten der Prüfvorrichtung bei anderen Winkeleinstellungen zu testen wird zusätzlich jeweils eine Kurbelwelle bei einem Winkel  $\alpha = 45^\circ$  und  $\alpha = 90^\circ$  geprüft.

### 5.1. Vorbereiten der Versuche

#### 5.1.1. DMS Applikation der Prüflinge

Um die Dehnungen am Hubzapfen der Kurbelwellen messen zu können, müssen die Kurbelwellenprüflinge mit Dehnungsmessstreifen (DMS) bestückt werden. Alle zu prüfenden Kurbelwellen werden mit je zwei DMS für eine Wheatstone'sche Halbbrückenschaltung (Abbildung 58) bestückt.

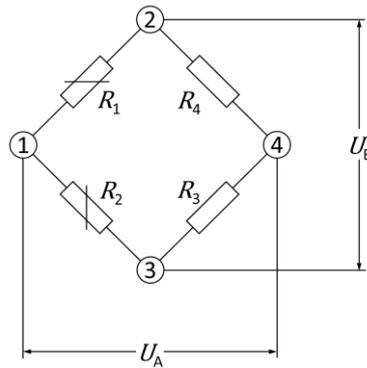


Abbildung 58: Halbbrückenschaltung [vgl. 4 (S.146)]

$U_B$  ist die Betriebsspannung und  $U_A$  die Ausgangsspannung der Brücke.  $R_1$  und  $R_2$  stellen die beiden DMS dar und  $R_3$  sowie  $R_4$  sind Ersatzwiderstände.

Die Ausgangsspannung  $U_A$  errechnet sich nach Gl. 5-1 bzw. Gl. 5-2. [vgl. 4 (S.146 ff)]

$$U_A = U_B \cdot \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{R_3}{R_3} - \frac{R_4}{R_4} \right) \quad (5-1)$$

$$U_A = U_B \cdot \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \quad (5-2)$$

$k$  ist der k-Faktor.  $\varepsilon_1$  und  $\varepsilon_2$  sind die Dehnungen von DMS\_1 und DMS\_2.

$\varepsilon_1$  und  $\varepsilon_2$  nehmen in Gl 5-2 unterschiedlichen Vorzeichen an. Für eine hohe Ausgangsspannung muss einer der DMS gedehnt und der andere gestaucht werden. Es bietet sich an, einen der DMS an der Oberseite-, den anderen an der Unterseite- des Hubzapfens zu positionieren (Abbildung 59).

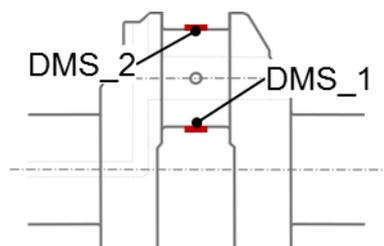


Abbildung 59: DMS Positionen am Hubzapfen

Durch diese Anordnung und die Verschaltung der beiden DMS, ist eine Temperaturkompensation gegeben.

Für die DMS Applikation der Kurbelwellen-Prüflinge wurden DMS vom Typ „1-LY41-1.5/350“ gewählt. Die Daten dieses DMS sind in Tabelle 14 aufgelistet.

*Tabelle 14: Daten des DMS vom Typ "1-LY41-1.5/350" (Hersteller: HBM)*

Nennwiderstand	$R$ [ $\Omega$ ]	350 $\pm$ 0,30%
k-Faktor	$k$ [-]	1,96 $\pm$ 1,5%
Länge des Messgitters	$a$ [mm]	1,5
Breite des Messgitters	$b$ [mm]	2,3

Folgende Arbeitsschritte sind für die DMS Applikation der Kurbelwellen nötig:

- Grundreinigung der Kurbelwellen,
- Schleifen der Klebeflächen für die Lötstützpunkte,
- Schleifen der Messstellen,
- Anzeichnen der Position der Messstellen,
- Reinigen der Messstellen und der DMS,
- DMS mit einem Klebeband an den Messstellen positionieren,
- Auftragen des Klebers und kleben der DMS,
- Kleben der Lötstützpunkte,
- Verkabeln der DMS und
- Anlöten der Widerstände.

In Abbildung 60 ist eine fertig applizierte Kurbelwelle dargestellt.



Abbildung 60: Mit DMS applizierte Kurbelwelle

### 5.1.2. Kalibrieren der DMS-applizierten Kurbelwellen

Um von dem während der Versuche mitgemessenen Spannungssignal der DMS auf eine Prüfkraft rechnen zu können, werden die DMS statisch kalibriert.

Dazu wird der Prüfaufbau auf dem SincoTec Power Swing MAG 150 Pulser aufgebaut (Abbildung 61).

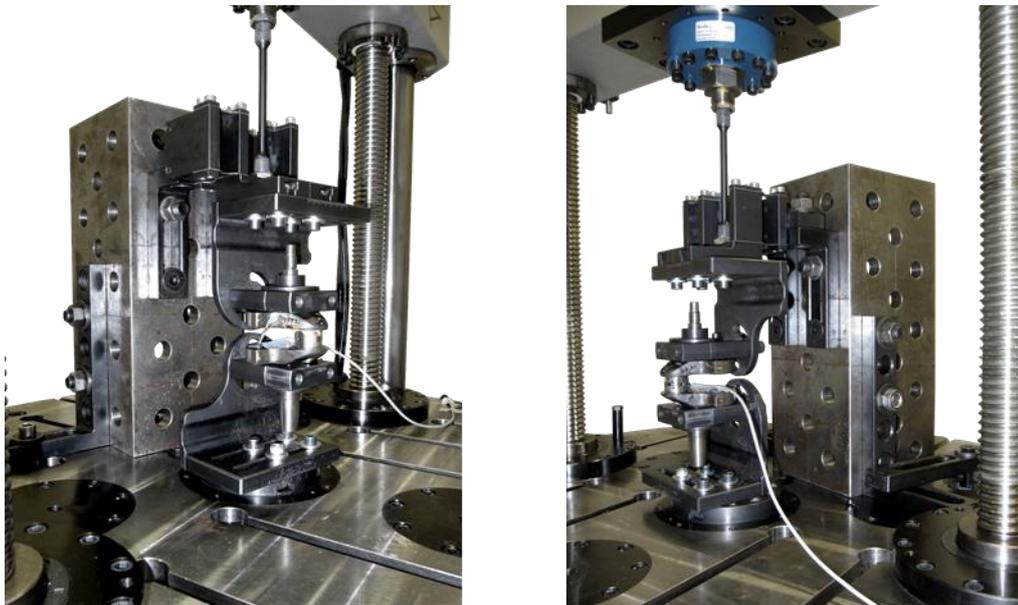


Abbildung 61: Versuchsaufbau  $\alpha = 0^\circ$

Zum Aufzeichnen des DMS Signales wird die Wheatstone'sche Brücke über einen Messverstärker an einem Analogeingang des Pulsers angeschlossen. Die Einstellungen des Messverstärkers sind in Tabelle 15 aufgelistet.

Tabelle 15: Messverstärker Einstellungen

Verstärkungsfaktor	$x$ [-]	200
Brückenspeisespannung	$U_B$ [V]	5
Nullpunkt des Analogausgangs	$U_0$ [V]	2,5

Beim Kalibrieren wird die Prüfkraft  $F$  von  $-5 \text{ kN}$  auf  $10 \text{ kN}$  erhöht, dabei wird das verstärkte DMS-Signal  $U$  am Analogeingang und die an der Kraftmessdose gemessene Prüfkraft  $F$  aufgezeichnet. Die Kalibrierkurven der sechs Kurbelwellen, welche mit einem Winkel  $\alpha = 0^\circ$  geprüft werden, sind in Abbildung 62 dargestellt.

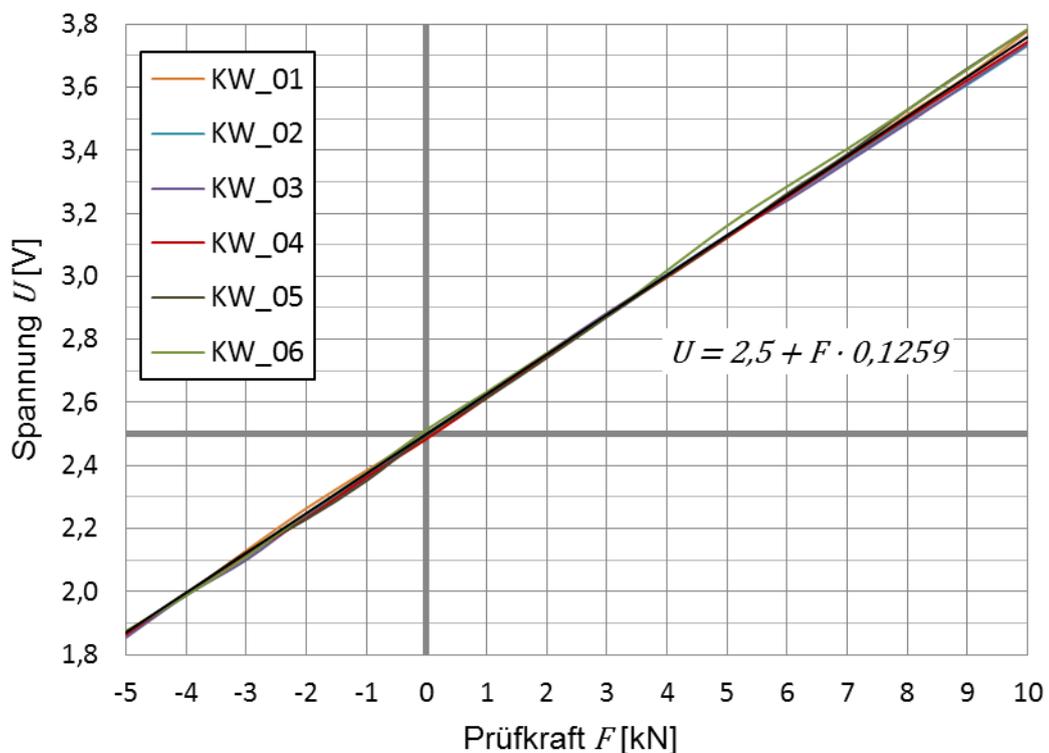


Abbildung 62: Kalibrierkurven bei Winkel  $\alpha = 0^\circ$

Die Kurbelwelle für den Versuch mit einem Winkel  $\alpha = 45^\circ$  wird ebenso kalibriert (Abbildung 63).

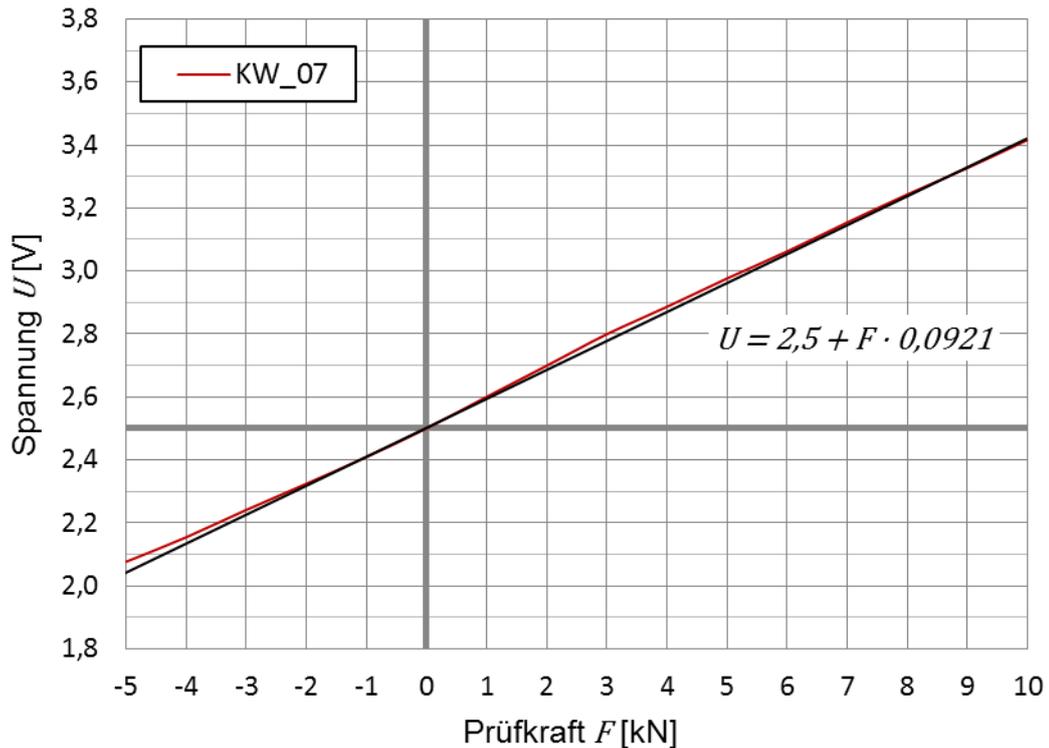


Abbildung 63: Kalibrierkurve bei Winkel  $\alpha = 45^\circ$

Die Kalibrierkurven sind annähernd linear, somit kann ausgeschlossen werden, dass Reibung in den Kontakten auftritt. Die maximale relative Abweichung der einzelnen Kalibrierkurven (KW\_1 - KW\_6) zur gemittelten Kalibrierkurve ist mit  $\pm 2\%$  sehr gering. Damit ist eine gute Wiederholgenauigkeit beim Einspannen der Kurbelwellen in die Prüfvorrichtung gewährleistet.

## 5.2. Abgleich der Dehnungen aus Berechnung und Versuch

Um verifizieren zu können, dass das FE-Model des Prüfaufbaus mit dem realen Prüfaufbau zusammenpasst, werden die mit den DMS gemessenen Dehnungen mit den Dehnungen im FE-Model verglichen.

In Abbildung 62 und Abbildung 63 ist jeweils die Gleichung der linearen Trendlinie der Kalibrierkurven eingetragen. Die Spannung  $U$  ist dabei die Spannung am Analogeingang nach dem Messverstärker. Der Zusammenhang von  $U$  und der Brücken-Ausgangsspannung  $U_A$  ist mit Gl 5-3 beschrieben.

$$U = U_A \cdot x + U_0 \quad (5-3)$$

Mit den beiden Gleichungen der Trendlinien und den Gl. 5-2 und 5-3 kann der Zusammenhang der Prüfkraft  $F$  und der Dehnungsdifferenz  $(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)$  mit Gl 5-4 beschrieben werden.

$$(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = \frac{U - U_0}{x} \cdot \frac{1}{U_B} \cdot \frac{4}{k} \quad (5-4)$$

$$(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = F \cdot \frac{0,1259}{x \cdot U_B} \cdot \frac{4}{k} = F \cdot 2,5694 \cdot 10^{-4} \quad (\text{für } \alpha = 0^\circ) \quad (5-4.a)$$

$$(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) = F \cdot \frac{0,0921}{x \cdot U_B} \cdot \frac{4}{k} = F \cdot 1,8796 \cdot 10^{-4} \quad (\text{für } \alpha = 45^\circ) \quad (5-4.b)$$

Um diesen Zusammenhang im FE-Model berechnen zu können, werden an den DMS Positionen jeweils zwei „Wire-Features“ der Länge des Messgitters  $a$  und mit dem Abstand der Breite des Messgitters  $b$  modelliert.

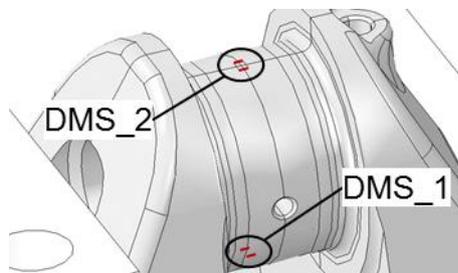


Abbildung 64: Modellierung der DMS

Die durchschnittliche Dehnung der beiden „Wire-Features“ an den jeweiligen DMS Positionen, wird mit den gemessenen Dehnungen der DMS beim realen Prüfaufbau verglichen. Bei einer simulierten Prüfkraft von 10 kN Zug ergeben sich die in Tabelle 16 aufgelisteten Dehnungen.

Tabelle 16: Dehnungen bei einer simulierten Prüfkraft von 10 kN

Winkel $\alpha$	$\varepsilon_{DMS\_1}$ [mm/m]			$\varepsilon_{DMS\_2}$ [mm/m]		
	Wire1	Wire2	$\bar{\varepsilon}$	Wire1	Wire2	$\bar{\varepsilon}$
$\alpha = 0^\circ$	1,5821	1,5803	1,5812	-1,0402	-1,0410	-1,0406
$\alpha = 45^\circ$	1,0706	1,0750	1,0728	-0,7044	-0,7118	-0,7081

Mit den Werten aus Tabelle 16 für  $F = 10 \text{ kN}$  und  $(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)_{\text{simuliert}} = 0 \text{ mm/m}$  für  $F = 0 \text{ kN}$  ergeben sich die Geradengleichungen Gl. 5-5 und Gl. 5.6.

$$(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)_{\text{simuliert}} = F \cdot 2,6218 \cdot 10^{-4} \quad (\text{für } \alpha = 0^\circ) \quad (5-5)$$

$$(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)_{\text{simuliert}} = F \cdot 1,7809 \cdot 10^{-4} \quad (\text{für } \alpha = 45^\circ) \quad (5-6)$$

In Abbildung 65 sind die simulierten und gemessenen Dehnungsdifferenzen ( $\varepsilon_1 - \varepsilon_2$ ) über der Prüfkraft  $F$  für  $\alpha = 0^\circ$  und  $\alpha = 45^\circ$  dargestellt.

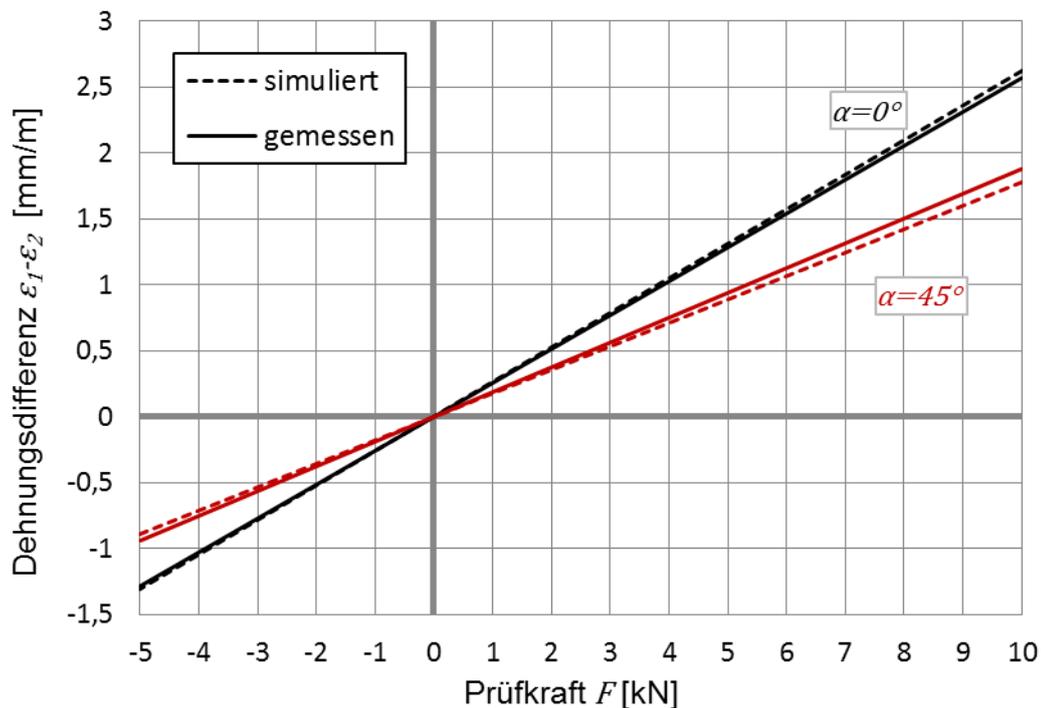


Abbildung 65: Simuliert und gemessen Dehnungen

Die relative Abweichung der Simulation zur Messung, beträgt für  $\alpha = 0^\circ$  2,04% und für  $\alpha = 45^\circ$  -5,25%.

### 5.3. Abgleich der dynamischen mit den statischen Lasten.

Alle FE-Simulationen, sowie die Kalibrierung der DMS werden mit statischen Lasten durchgeführt. Bei den Versuchen werden die Kurbelwellen mit Frequenzen über 35Hz geprüft. Dabei können dynamische Effekte (z.B. Massenkräfte) die Versuche verfälschen, da die Prüfkräfte nicht direkt beim Prüfling, sondern an der Kraftmessdose gemessen werden.

Mit den DMS bestückten Kurbelwellen können die Dehnungen am Hubzapfen während der Versuche gemessen werden. Diese Dehnungen können auf die statisch kalibrierten Prüfkräfte rückgerechnet und mit den während der Versuche gemessenen Prüfkräften an der Kraftmessdose abgeglichen werden.

Mit der Prüfstands-Software „Emotions II“ von SincoTec können minimal- und maximal-Werte sowie Mittelwerte und Amplituden von jedem Kanal aufgezeichnet werden. In Abbildung 66 ist die Benutzeroberfläche dieser Software dargestellt.

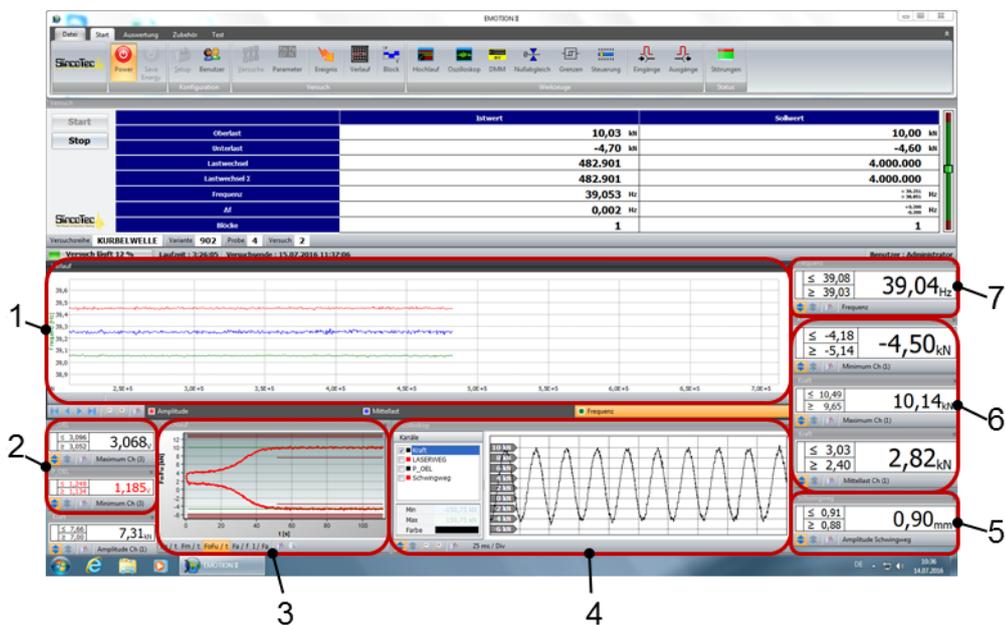


Abbildung 66: Benutzeroberfläche von Emotion II

Folgende Daten werden in den einzelnen Bereichen dargestellt. 1) Verläufe der Mittellast und Amplitude von der Kraftmessdose, sowie der Verlauf der Prüffrequenz, 2) Minimum und Maximum des Spannungssignals der DMS, 3)

Verlauf des Hochlaufes, 4) Oszilloskop für die verwendeten Kanäle, 5) Amplitude der Schwingung in Millimeter, 6) Minimum, Maximum und Mittellast der Kraftmessdose, 6) Frequenz. Diese Bereiche können von dem Benutzer angepasst werden.

In Tabelle 17 werden die gemittelten maximal und minimal Kräfte an der Kraftmessdose (K.), mit den berechneten und gemittelten maximal und minimal Kräften des DMS Signals (D.) verglichen.

*Tabelle 17: Vergleich: Mit DMS- und mit Kraftmessdose- gemessene Prüfkräfte*

	KW_01	KW_02	KW_03	KW_04	KW_05	KW_06
Min. K. [kN]	-5,16	-5,115	-5,091	-5,106	-5,145	-5,075
Min. D. [kN]	-5,149	-4,993	-5,002	-5,068	-5,089	-5,007
Max. K [kN]	11,075	11,105	11,085	11,07	11,045	11,052
Max. D [kN]	11,514	11,661	11,522	11,648	11,486	11,502

Die gemittelten, aus dem DMS Signal berechneten oberen Prüfkräfte, sind im Trend etwas höher als die mit der Kraftmessdose gemessenen Prüfkräfte.

Um die Genauigkeit der Versuche zu verbessern, empfiehlt es sich anstelle des Signales der Kraftmessdose, das Signal der DMS zum Regeln des Prüfstandes zu verwenden.

#### **5.4. Kontrolle der Schwingform und der Prüffrequenz**

Das menschliche Auge kann die hochfrequente Schwingung (>30 Hz) einer Resonanzprüfmaschine nicht wahrnehmen. Mit einer Stroboskoplampe, kann die Schwingung des Prüfaufbaus während eines Versuches für das menschliche Auge sichtbar gemacht werden. Es ist dadurch möglich das Schwingverhalten der Prüfvorrichtung während eines Versuches zu kontrollieren.

Zum Dokumentieren der Schwingform wird mit einer High-Speed-Kamera das Schwingverhalten der Prüfvorrichtung gefilmt.

Auf diese Weise kann festgestellt werden, dass die Schwingform bei den Versuchen mit der berechneten Schwingform übereinstimmt.

Die Prüffrequenz wird von der Prüfstands-Software „Emotions II“ ausgewertet und angezeigt (Abbildung 66, Bereich 7). In Tabelle 18 sind einige Frequenzen für die Winkel  $\alpha = 0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  und verschiedene Prüfkraftamplituden  $F_a$  aufgelistet.

Tabelle 18: Prüf-Frequenzen bei unterschiedlichen Winkel  $\alpha$  und Kraftamplituden  $F_a$

	$\alpha = 0^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 90^\circ$
$F_a = 7 \text{ kN}$	39,03 Hz	39,18 Hz	39,41 Hz
$F_a = 8 \text{ kN}$	39,15 Hz	39,4 Hz	39,61 Hz
$F_a = 9 \text{ kN}$	39,19 Hz	39,51 Hz	39,71 Hz

Wie in Kapitel 4.3.3 beschrieben steigt die Prüffrequenz mit der Kraftamplitude an. Sie stimmt mit der berechneten Prüffrequenz gut überein.

Um eine höhere Prüffrequenz erreichen zu können, empfiehlt es sich die Kurbelwellen Versuche auf einer kleineren Prüfmaschine durchzuführen, da die mögliche Kraftamplitude von 75 kN des Power Swing MAG 150 Pulsers nicht benötigt wird. Zu empfehlen ist der SincoTec Power Singly 20, mit einer maximalen Kraftamplitude von 10 kN.

### 5.5. Anriss-Positionen der Kurbelwellen

Um ein Versagen der Prüflinge unterhalb der Ecklastspielzahl zu erreichen werden Prüfkraften gewählt, bei denen die Belastung der Kurbelwellen im Vergleich zum Betrieb deutlich überhöht ist. Die Prüfkraften (obere Prüfkraft  $F_o$ , untere Prüfkraft  $F_u$ , Mittellast  $F_m$  und Kraftamplitude  $F_a$ ) für die Versuche bei einem Winkel  $\alpha = 0^\circ$  sind in Tabelle 19 aufgelistet. Diese Prüfkraften wurden empirisch mit einer „Test“ Kurbelwelle ermittelt.

Tabelle 19: Prüfkräfte für  $\alpha = 0^\circ$

$F_o$ [kN]	$F_u$ [kN]	$F_m$ [kN]	$F_a$ [kN]
11	-5	3	8

Die ertragenen Lastwechsel bis zur Rissbildung mit den gewählten Prüfkräften sind in Tabelle 20 aufgelistet.

Tabelle 20: Ertragene Lastwechsel bei  $\alpha=0^\circ$

KW_01	KW_02	KW_03	KW_04	KW_05	KW_06
$L=242.208$	$L=400.269$	$L=2.020.555$	$L=6.133.550$	1.037698	1.884.939
			Kein Riss		

In Abbildung 67 sind drei der Kurbelwellen, die bei einem Winkel  $\alpha=0^\circ$  geprüft wurden, abgebildet. Bei allen Kurbelwellen, welche mit diesem Winkel geprüft wurden, ist der Riss im selben Bereich der Kurbelwelle entstanden.



Abbildung 67: Riss Positionen bei den Versuchen mit  $\alpha=0^\circ$

Zur rechnerischen Ermittlung der Riss-Position wird mit der Software „FEMFAT“ eine Schädigungsrechnung durchgeführt. Im Bereich der maximalen Schädigung ist mit der Riss-Bildung zu rechnen. In Abbildung 68 ist das Ergebnis der Schädigungsrechnung für  $\alpha=0^\circ$  dargestellt.

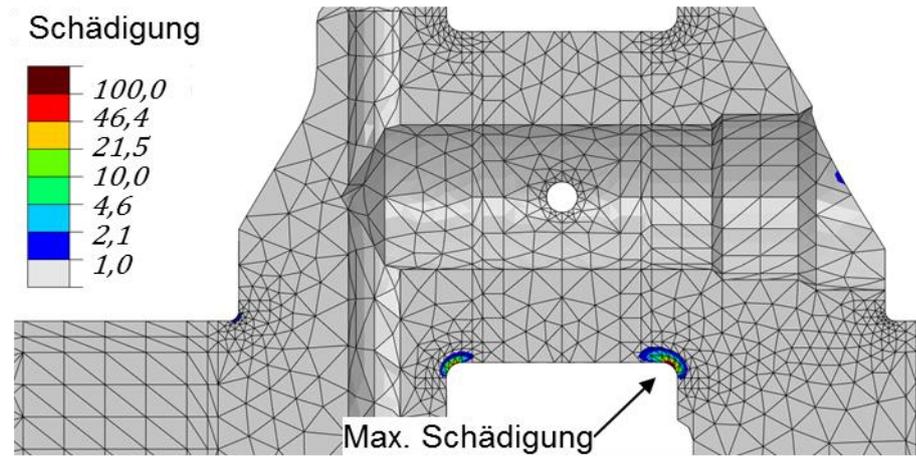


Abbildung 68: Berechnete Schädigung bei  $\alpha=0^\circ$

Die Bereiche der maximalen berechneten Schädigung und der Riss-Positionen beim Versuch stimmen überein. Die Einstellungen für die Schädigungsrechnung mit FEMFAT sind in Tabelle 21 aufgelistet.

Tabelle 21: Einstellungen für die Schädigungsrechnung im FEMFAT

Werkstoffdaten	Siehe Tabelle 2 (34CrMo4)
Oberflächenrauigkeit	Nach Fertigungszeichnung
Oberflächenbehandlung	Induktionsgehärtet (FKM)
Vergütungszustand	$2000 \text{ N/mm}^2$ (55 HRC)
Randschichtdicke	2 mm
Modifiziertes Haigh-Diagramm	Spannungsgradienteneinfluss: Dauerfestigkeit u. Neigung/Ecklastspielzahl (FEMFAT 2.4)
Mittelspannung	Dauerfestigkeit (FEMFAT 4.1) Neigung/Ecklastspielzahl (FEMFAT 5.1)
Statistischer Einfluss	Gauß (LogN)
Spannungsauswahl	Vergleichsspannung kritische Schnittebene
Winkel zwischen Schnittebenen	$10^\circ$
Überlebenswahrscheinlichkeit	50 %
Lastwechsel N	500.000
Berechnungsziel	Schädigung: <i>MINER modifiziert.</i>

Für die Winkel  $\alpha=45^\circ$  und  $\alpha=90^\circ$  wird ebenso eine Schädigungsrechnung durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Schädigungsrechnungen und die Positionen der im Versuch entstandenen Risse, sind in den Abbildung 69 u. 70 dargestellt.

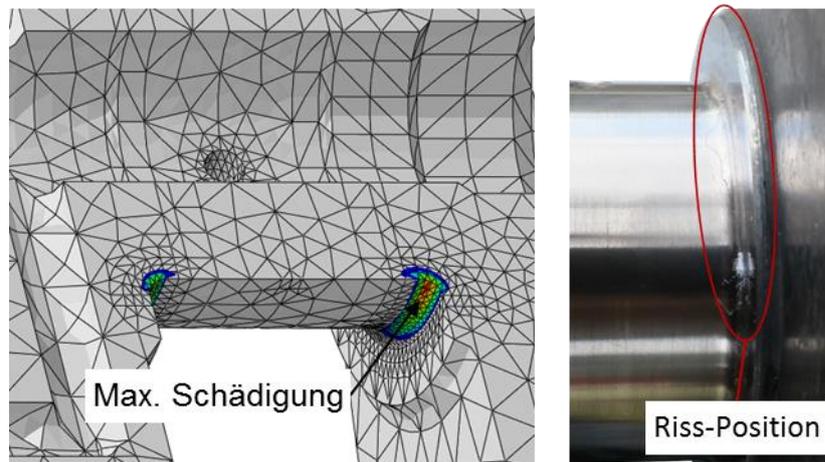


Abbildung 69: Riss-Position Berechnung und Versuch für  $\alpha=45^\circ$

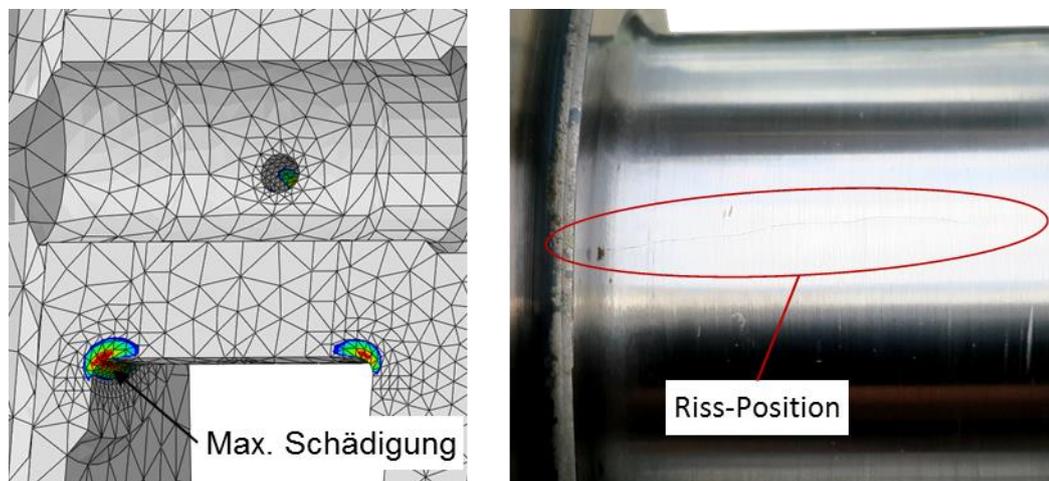


Abbildung 70: Riss-Position Berechnung und Versuch für  $\alpha=90^\circ$

Die Anriss-Positionen der Prüflinge, welche mit den Winkeln  $\alpha=45^\circ$  und  $\alpha=90^\circ$  geprüft wurden, stimmen mit den Ergebnissen aus der Schädigungsrechnung überein.

## **6. Zusammenfassung und Ausblick**

### **6.1. Zusammenfassung**

Im Zuge dieser Arbeit wird eine Prüfvorrichtung für Kurbelwellen Versuche konstruiert, die auf einer einachsigen Prüfmaschine eine beliebige Kombination aus Biege- und Torsionsbeanspruchung in der Probe erzeugt. Damit ist es möglich, die Belastung einer Kurbelwelle während des Betriebs, bei einem Bauteil-Versuch realitätsnah zu prüfen.

Es wurde darauf geachtet, dass die Belastungen der Kurbelwellen während des Betriebs, bei den Versuchen möglichst realistisch nachgestellt werden können. Um dies sicher zu stellen wurden umfangreiche FE-Analysen des Prüfaufbaus durchgeführt. Zum Testen der realen Prüfvorrichtung, wurden mehrere Versuche mit Kurbelwellen der 390 Duke auf der SincoTec Resonanzprüfmaschine durchgeführt. Dabei wurden mehrere Abgleiche mit dem FE-Model der Prüfvorrichtung gemacht, um zu prüfen, ob die Simulation den Versuch gut abbildet.

Bei den Versuchen zeigt sich, dass die Prüfvorrichtung den Anforderungen gerecht wird. Die Klemmungen rutschen bei den geforderten Prüfkräften nicht, die Dehnungen am Hubzapfen stimmen mit den berechneten Dehnungen überein und auch die berechneten Risspositionen werden im Versuch bestätigt.

### **6.2. Ausblick**

Wie gefordert, kann die Prüfvorrichtung auf der Resonanzprüfmaschine Power Swing MAG 150 verwendet werden. Die maximale dynamische Kraftamplitude dieser Prüfmaschine ist mit 75 kN jedoch sehr viel höher, als die für die Kurbelwellenversuche nötige Kraftamplitude. Diese ist im Bereich von 10 kN. Für die Prüfmaschine stellt dies kein Problem dar, aber die Prüffrequenz würde mit einer kleineren Resonanzprüfmaschine mit einer kleineren maximalen dynamischen Kraftamplitude verbessert werden. Ein Versuch mit der Kurbelwelle der 390 Duke läuft auf dem Power Swing MAG 150 mit einer Prüffrequenz von ~40 Hz. Die berechnete Prüffrequenz für den gleichen Versuchsaufbau auf der

kleineren Resonanzprüfmaschine Power Singly 20 von Sincotec liegt bei ~70Hz. Die Versuchszeiten könnten dadurch verkürzt werden und somit Kosten gespart werden.

Mit dem Prüfaufbau können Kurbelwellen realitätsnahe geprüft werden. Es ist damit möglich, die Betriebsfestigkeitsberechnung von Kurbelwellen zu validieren. Aus solchen Untersuchungen kann eine Berechnungsvorschrift für Kurbelwellen abgeleitet werden. Die Ergebnisse der Betriebsfestigkeitsrechnung können verbessert werden und die Kurbelwellen können noch gewichtsoptimierter ausgelegt werden.

Eine weitere Verwendung für die Prüfvorrichtung könnten dynamische Versuche für die Serienfreigabe von Kurbelwellen sein. So kann sichergestellt werden, dass alle Kurbelwellen, welche für die Serie freigegeben werden, den Beanspruchungen standhalten.

## Literaturverzeichnis

- [1] Herbert Wittel, Dieter Muhs, Dieter Jannasch, Joachim Voßiek, 2015: Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung, 22. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden
- [2] Sandor Vajna, Christian Weber, Helmut Bley, Klaus Zeman, 2009: CAx für Ingenieure: Eine praxisbezogene Einführung, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin
- [3] Eduard Köhler, Rudolf Flierl, 2009: Verbrennungsmotoren Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors, 5. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden
- [4] Karl Hoffmann, 1987: Eine Einführung in die Technik des Messens Mit Dehnungsmeßstreifen, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt
- [5] Bernd Klein, 2015: FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau, 10 Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden
- [6] Waldemar Steinhilper, Bernd Sauer, 2012: Konstruktionselemente des Maschinenbaues 2 - Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben, 7.Auflage, Springer Vieweg, Kaiserslautern
- [7] Thomas Wabro, Dr Stefan Reichl. Integration of the manufacturing process in the fatigue analysis of engine components. Technical report, BMW Group, 2015

### **Internetquellen**

- [8] <http://www.ktmgroup.com> (28 Oktober 2016)
- [9] <http://www.ktm.com> (28 Oktober 2016)
- [10] <http://www.prismaengineering.at/index.php?id=207> (10 Dezember 2016)
- [11] [http://panatechasia.com/Contract\\_testing.html](http://panatechasia.com/Contract_testing.html) (21 November 2016)
- [12] ABAQUS User Manual, © Dassault Systèmes, 2014

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Firmengebäude von KTM [8].....	1
Abbildung 2: 390 Duke [9].....	3
Abbildung 3: Motor der 390 Duke [9].....	3
Abbildung 4: Kurbelwelle und Anbauteile der 390 Duke .....	5
Abbildung 5: Kurbeltrieb der 390 Duke .....	6
Abbildung 6: Druckverlauf bei 7000U/min und Volllast.....	7
Abbildung 7: Kurbeltriebs-Kräfte .....	8
Abbildung 8: Biegemoment infolge der Radialkraft [vgl. 3 [S.170)] .....	10
Abbildung 9: Biege- und Torsionsmoment infolge der Tangentialkraft [vgl. 3 (S.170)].....	11
Abbildung 10: Stark beanspruchte Bereiche bei Kurbelwellen.....	12
Abbildung 11: Kennfeld der 390 Duke.....	14
Abbildung 12: Kräfte und Momente an der Kurbelwelle .....	14
Abbildung 13: Schema zur Betriebslasten-Rechnung der Kurbelwelle .....	15
Abbildung 14: Primärrad .....	16
Abbildung 15: Der Winkel $\xi$ .....	17
Abbildung 16: Volumen-Elemente mit quadratischen Verschiebungsansatz [vgl. 5 (S.169 ff)].....	19
Abbildung 17: Irrelevante Geometrien.....	20
Abbildung 18: "Cells" der Kurbelwelle .....	20
Abbildung 19: FE-Netz und Netz-Knotenpunkte.....	21

Abbildung 20: Baugruppe KW FE-Modell.....	22
Abbildung 21: Kontakt-Druck im Gleitlager .....	23
Abbildung 22: Couplings Die Richtungen beziehen sich auf das Koordinatensystem aus Abbildung 22. ....	23
Abbildung 23: Pleuellagerkräfte .....	25
Abbildung 24: Lagerkräfte bei $n=7000$ U/min .....	25
Abbildung 25: Spannungen an den Übergangsradien ( $n=7000$ U/min) .....	26
Abbildung 26: Schnittmomente am Hubzapfen ( $n=7000$ U/min) .....	27
Abbildung 27: Spannungen an den Übergangsradien ( $n=10500$ U/min) .....	27
Abbildung 28: Schnittmomente am Hubzapfen ( $n=10500$ U/min) .....	28
Abbildung 29: Prisma Resonanz-Kurbelwellenprüfstand [10] .....	29
Abbildung 30: BMW Prüfvorrichtungs-Modelle [7].....	30
Abbildung 31: SincoTec Biege Resonanzprüfmaschine [11].....	30
Abbildung 32: Prüfvorrichtung von KTM.....	31
Abbildung 33: Prüfkonzep von Ölsch Erik .....	31
Abbildung 34: Kurbelwellen Prüfvorrichtung .....	32
Abbildung 35: POWER SWING MAG .....	33
Abbildung 36: Verdreh-Winkel $\alpha$ der Kurbelwelle in der Prüfvorrichtung.....	34
Abbildung 37: Verformung bei $\alpha=0^\circ$ und $\alpha=90^\circ$ .....	34
Abbildung 38: Schnittmomente am Hubzapfen über den Winkel $\alpha$ .....	35
Abbildung 39: Konstruktive Umsetzung für einstellbaren Winkel $\alpha$ .....	35
Abbildung 40: Einbausituation der Kurbelwelle .....	36

Abbildung 41: Führung der oberen Anbindung .....	37
Abbildung 42: Aufbau der Führung .....	38
Abbildung 43: Varianten zur Befestigung der Führung auf der Tischplatte .....	38
Abbildung 44: Vernetztes Biegeblech .....	41
Abbildung 45: FE-Netz des Prüfaufbaus .....	41
Abbildung 46: Referenzpunkte .....	42
Abbildung 47: "Tie Constraints" .....	43
Abbildung 48: Ersatzmodell und Aufbau eines Power Swing MOT .....	45
Abbildung 49: Erste- und Zweite-Eigenfrequenz des Ersatzmodells .....	46
Abbildung 50: Eigenformen des Prüfaufbaus .....	47
Abbildung 51: Vergrößerungsfunktion .....	48
Abbildung 52: RF über U2 bei $\alpha = 0^\circ$ .....	49
Abbildung 53: RF über U2 bei $\alpha = 45^\circ$ .....	50
Abbildung 54: RF über U2 bei $\alpha = 90^\circ$ .....	50
Abbildung 55: Schnittmoment und Spannung bei 12 kN Zug-Prüfkraft .....	51
Abbildung 56: Biegung der Zug Druck Platte .....	52
Abbildung 57: Dauersicherheitsfaktor $D\_SF$ der Zug Druck Platte .....	53
Abbildung 58: Halbbrückenschaltung [vgl. 4 (S.146)] .....	55
Abbildung 59: DMS Positionen am Hubzapfen .....	55
Abbildung 60: Mit DMS applizierte Kurbelwelle .....	57
Abbildung 61: Versuchsaufbau $\alpha = 0^\circ$ .....	57

Abbildung 62: Kalibrierkurven bei Winkel $\alpha = 0^\circ$ .....	58
Abbildung 63: Kalibrierkurve bei Winkel $\alpha = 45^\circ$ .....	59
Abbildung 64: Modellierung der DMS.....	60
Abbildung 65: Simuliert und gemessen Dehnungen .....	61
Abbildung 66: Benutzeroberfläche von Emotion II .....	62
Abbildung 67: Riss Positionen bei den Versuchen mit $\alpha=0^\circ$ .....	65
Abbildung 68: Berechnete Schädigung bei $\alpha=0^\circ$ .....	66
Abbildung 69: Riss-Position Berechnung und Versuch für $\alpha=45^\circ$ .....	68
Abbildung 70: Riss-Position Berechnung und Versuch für $\alpha=90^\circ$ .....	68

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Technische Daten der 390 Duke [vgl. 9].....	4
Tabelle 2: Werkstoffdaten (FKM 2002) [vgl. 1 (S.1 ff)] .....	13
Tabelle 3: Daten des FE-Netz der Kurbelwelle .....	21
Tabelle 4: Werkstoffdaten der Kurbelwelle.....	22
Tabelle 5: Randbedingungen .....	24
Tabelle 6: Technische Daten des SincoTec Pulsers .....	33
Tabelle 7: Werkstoffdaten (FKM 2002) .....	39
Tabelle 8: Randbedingungen .....	42
Tabelle 9: Reibungskoeffizienten .....	43
Tabelle 10: Vorspannkräfte .....	44
Tabelle 11: Massen und Federraten für das Ersatzmodell.....	46
Tabelle 12: Vergleich mit den Betriebslasten .....	51
Tabelle 13: Einstellungen für die FEMFAT Rechnung der Zug Druck Platte .....	52
Tabelle 14: Daten des DMS vom Typ "1-LY41-1.5/350" (Hersteller: HBM).....	56
Tabelle 15: Messverstärker Einstellungen .....	58
Tabelle 16: Dehnungen bei einer simulierten Prüfkraft von 10 kN .....	61
Tabelle 17: Vergleich: Mit DMS- und mit Kraftmessdose- gemessene Prüfkräfte.....	63
Tabelle 18: Prüf-Frequenzen bei unterschiedlichen Winkel $\alpha$ und Kraftamplituden $F_a$ .....	64

Tabelle 19: Prüfkräfte für $\alpha = 0^\circ$ .....	65
Tabelle 20: Ertragene Lastwechsel bei $\alpha=0^\circ$ .....	65
Tabelle 21: Einstellungen für die Schädigungsrechnung im FEMFAT .....	67