

Masterarbeit

UPGRADE UND FLEXIBILISIERUNG EINES MOTORENPRÜFSTANDES

ausgeführt am



Fachhochschul-Masterstudiengang
Automatisierungstechnik-Wirtschaft

von

Ing. Patrick Bognar, BSc

1710322023

betreut und begutachtet von

Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Ofner

Graz, im Jänner 2019

.....
Unterschrift

EHRENWÖRTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benützt und die benutzten Quellen wörtlich zitiert sowie inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

.....
Unterschrift

DANKSAGUNG

Hiermit möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei dieser wissenschaftlichen Arbeit unterstützt haben. Zuerst möchte ich, Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Ofner für die fachliche Betreuung, Begutachtung und guten Ratschläge für diese Masterarbeit danken. Außerdem möchte ich mich bei der Firma Kristl, Seibt & Co GmbH sowie bei meinen Kollegen für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung in den letzten Jahren bedanken. Mein abschließender Dank gilt meiner Familie, meinen Verwandten und meinen Freunden, die mich moralisch unterstützt und motiviert haben.

Herzliches Dankeschön!

KURZFASSUNG

Das Hauptziel dieser Studie ist es, eine Modernisierung und Flexibilisierung eines Motorenprüfstandes durchzuführen. Aus diesem Grund werden die Belastungseinrichtung und der Konditionierer des Prüfstandes verbessert. Einführend werden im theoretischen Teil verschiedene Belastungseinrichtungen wie die Wirbelstrombremse, Asynchron- und Synchronmaschine, analysiert. Des Weiteren wird das Verständnis zum prinzipiellen Aufbau eines Konditionierers vertieft. Anschließend werden im praktischen Teil diverse Versuche mit der bestehenden Belastungseinrichtung durchgeführt, um gezielte Untersuchungen zu tätigen. Anhand der Ergebnisse wird ein vereinfachtes Modell erstellt, damit ein Vergleich mit dem modernisierten Motorenprüfstand durchgeführt werden kann. Danach werden verschiedene Versuche mit anderen Belastungsmaschinen getätigt. Die Analyse dieser ermöglicht eine Empfehlung für eine neue Belastungseinrichtung zu treffen. Außerdem werden verschiedene Tests mit dem neuen Konditionierer durchgeführt. Dabei werden sowohl die einzelnen Komponenten des Konditionierers, als auch der gesamten Konditionierer im Verbund untersucht. Die Resultate davon ermöglichen das Erstellen eines Modells für den Konditionierer. Dieses Modell dient zur Simulation von diversen Testszenarien und gestattet das Verifizieren von Anforderungen. Abschließend wird ein Konzept für die Belastungseinrichtung und den Konditionierer ausgearbeitet. Dieses Konzept veranschaulicht eine Möglichkeit zur flexiblen Nutzung dieser Komponenten in einem Prüfstand. Außerdem werden die Vorteile einer Flexibilisierung eines Prüfstandes dargestellt. Somit zeigt diese Studie einen Weg zur Realisierung eines modernen und flexiblen Motorenprüfstandes.

ABSTRACT

The main objective of this thesis is to modernize an engine test bench and increase its flexibility. For this reason, the loading device and the conditioning system of the test bench are improved. First and foremost various loading devices, such as the eddy current brake, asynchronous and synchronous machine, are analyzed in the theoretical part. Furthermore, the understanding of the basic structure of a conditioning system is deepened. In the practical part, various tests with the existing loading device are carried out in order to make targeted investigations. Based on the results, a simplified model for comparison with the modernized engine test bench is being prepared. Thereafter, various experiments with other loading machines are being performed. The analysis of these experiments allows to give recommendations for a new loading device. In addition, various tests are carried out with the new conditioning system. In the process, both the individual components of the conditioning system and the entire conditioning system are examined in combination. The results permit to design a model for the conditioning system. This model is used to simulate various test scenarios and allows the verification of requirements. Finally, a concept for the loading device and the conditioning system is developed. This concept illustrates a flexible usage of the components in a test bench. In addition, the advantages of a flexibilization of a test bench are presented. Thus, this study shows a way to design a modern and flexible engine test bench.

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung.....	1
1.1	Ausgangssituation.....	1
1.2	Aufgabenstellung und Untersuchungsinteresse.....	1
1.3	Zielsetzung.....	1
1.4	Gliederung der Arbeit.....	2
1.5	Lesergruppe.....	2
2	Unternehmen.....	3
3	Motorenprüfstände Allgemein.....	5
3.1	Hauptbestandteile eines Motorenprüfstands.....	5
4	Leistungsbremsen im Motorenprüfstand.....	10
4.1	Wirbelstrombremse.....	10
4.1.1	Aufbau und Wirkungsweise.....	10
4.1.2	Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung.....	15
4.2	Wasserbremse.....	18
4.2.1	Aufbau und Wirkungsweise.....	18
4.2.2	Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung.....	21
5	Elektromotoren im Motorenprüfstand.....	23
5.1	Asynchronmaschine.....	24
5.1.1	Aufbau und Wirkungsweise.....	24
5.1.2	Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung.....	27
5.2	Synchronmaschine.....	32
5.2.1	Aufbau und Wirkungsweise.....	32
5.2.2	Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung.....	35
6	Konditionieranlagen.....	37
6.1	Aufbau und Wirkungsweise.....	38
6.2	Physikalische Betrachtung.....	39
7	Analyse der Leistungsbereiche von Belastungseinrichtungen im Unternehmen.....	42
8	Upgrade eines Motorenprüfstandes.....	44
8.1	Antriebs- / Bremssystem.....	45
8.1.1	Analyse Ist- Zustand.....	45
8.1.2	Auswahl und Analyse des verbesserten Antriebs- / Bremssystem.....	49
8.1.3	Vergleich von Frequenzumrichtern.....	51
8.1.4	Auswertung der Erkenntnisse und Daten.....	52
8.1.5	Fazit zum Antriebs- und Bremssystem.....	61
8.2	Konditionieranlage des Motorenprüfstandes.....	62
8.2.1	Analyse Ist- Zustand.....	62
8.2.2	Auswahl und Analyse der verbesserten Konditionieranlage.....	62
8.2.3	Auswertung der Erkenntnisse und Daten.....	64
8.2.4	Fazit zum Konditionierer.....	80

9	Flexibilisierung von Motorenprüfständen	81
9.1	Mechanische Flexibilität	82
9.2	Elektrische Flexibilität	87
9.2.1	Leistungsverkabelung der elektrischen Maschine	87
9.2.2	Mess- und Bussysteme der elektrischen Maschine und des Konditionierers	90
9.3	Funktionale Flexibilität.....	93
9.3.1	Motorenprüfstand	93
9.3.2	Getriebe- und Antriebsstrangprüfstand	94
9.4	Fazit zur Flexibilisierung.....	98
10	Zusammenfassung und Ausblick.....	100
	Literaturverzeichnis.....	102
	Abbildungsverzeichnis	104
	Anhang 1: Datenblatt einer Wirbelstrombremse.....	109

1 EINLEITUNG

Dieses Kapitel verschafft einen ersten Einblick in den Inhalt und die Gliederung der vorliegenden Masterarbeit. Zunächst wird auf die Ausgangssituation, Problemstellung, Aufgabenstellung und das Untersuchungsinteresse eingegangen. Danach werden die Zielsetzung und der grafische Bezugsrahmen vorgestellt.

1.1 Ausgangssituation

Durch eine ständige Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors in der Automobil- Prüfstandstechnik vergrößern sich dessen Anforderungen an Dynamik, Effizienz und Flexibilität. Aus diesem Grund werden immer mehr Prüfstände modernisiert / verbessert. Der Hauptgrund der Upgrades ist die Verbesserung des Antriebs- bzw. Bremssystems von Motorenprüfständen, welche bei diversen ‚älteren‘ Prüfständen aus Wirbelstrom- bzw. Wasserbremsen bestehen. Außerdem kommen bei Motorenprüfständen auch Konditionieranlagen für z.B. Kühlwasser, Kraftstoff, etc. zum Einsatz, welche nicht mehr den aktuellen Anforderungen entsprechen. Diese Upgrades sind mit tiefgreifenden Maßnahmen verbunden, welche Unternehmen nur schwer abschätzen können.

1.2 Aufgabenstellung und Untersuchungsinteresse

Die Aufgabenstellung der wissenschaftlichen Arbeit ist die Durchführung eines Upgrades eines Motorenprüfstandes. Die Hauptaugenmerke der Verbesserung liegen auf dem Antriebs- bzw. Bremssystem und den diversen Konditionieranlagen, welche für einen Motorenprüfstand benötigt werden. Des Weiteren werden diverse technische und wirtschaftliche Vor- und Nachteile erarbeitet, um das Interesse von Unternehmen für eine Verbesserung eines Prüfstandes zu erhöhen. Allerdings müssen Unternehmen bei der Nutzung des Prüfstandes immer flexibler werden, um diverse Anforderungen abdecken und die Spitzenauslastungen verschiedener Prüfstände bewerkstelligen zu können. Aus diesem Grund wird ein Konzept für einen flexiblen (Motoren-)Prüfstand erstellt, um diese Ansprüche zu erfüllen. Die verschiedenen Vor- und Nachteile eines flexiblen (Motoren-)Prüfstandes sollen dabei aufgezeigt werden.

1.3 Zielsetzung

Das Ziel der Arbeit ist ein verbesserter Motorenprüfstand mit dem Hauptaugenmerk auf das Antriebs- bzw. Bremssystem und den diversen Konditionieranlagen. Dabei werden die Vor- und Nachteile der einzelnen Komponenten dargestellt. Außerdem wird ein Konzept für einen flexiblen (Motoren-)Prüfstand erstellt, um die diversen Möglichkeiten bzw. Vor und Nachteile von einem ‚modernem‘ Prüfstand darzustellen.

1.4 Gliederung der Arbeit

Die Masterarbeit besitzt einen theoretischen und einen praktischen Teil.

Der theoretische Teil befasst sich mit der Funktion von Wirbelstrom-, Wasserbremsen, Asynchron- und Synchronmaschinen sowie deren Vor- und Nachteilen. Dieses Wissen wird dazu verwendet, um das ‚optimale‘ Belastungssystem für einen (Motoren-)Prüfstand auswählen zu können.

Der praktische Teil befasst sich mit dem Upgrade eines Motorenprüfstandes anhand diverser Vergleiche zwischen dem ‚alten‘ und dem verbesserten Prüfstand. Um diese Vergleiche durchführen zu können, müssen verschiedene Messdaten von bestehenden Prüfständen erfasst, interpretiert und ausgewertet werden. Aufbauend auf diesem verbesserten Prüfstand wird ein Konzept für einen flexiblen (Motoren-)Prüfstand erstellt und die Vor- und Nachteile eines solchen ‚modernen‘ Prüfstandes dargestellt.

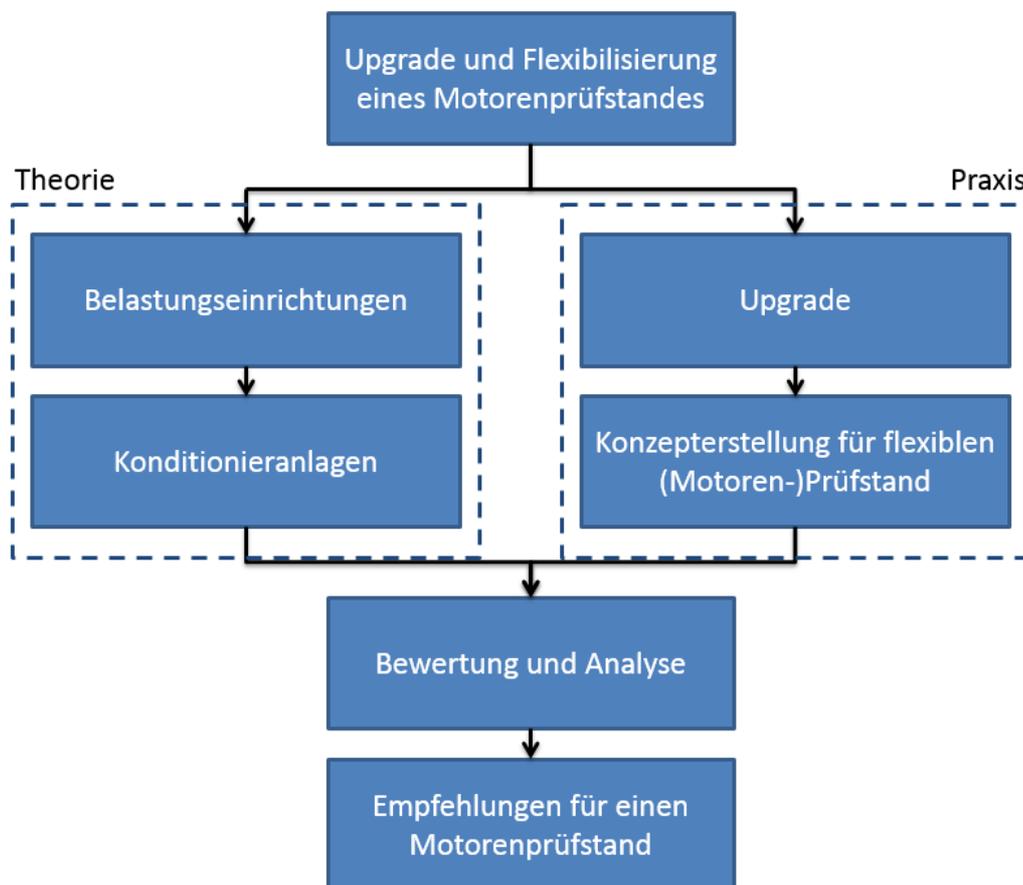


Abbildung 1: Grafischer Bezugsrahmen, Quelle: Eigene Darstellung.

1.5 Lesergruppe

Diese wissenschaftliche Arbeit richtet sich an Personen, welche Interesse an Technik haben und gewisse Grundkenntnisse im Bereich Elektro-, Mess-, Steuer- und Regelungstechnik besitzen. Aus diesem Grund werden nur spezifische Fachbegriffe, welche für diese Arbeit relevant sind, erklärt und näher erläutert.

2 UNTERNEHMEN

Kristl, Seibt & Co (KS Engineers) bietet seit über 40 Jahren Lösungen in den Bereichen Automotive Engineering, Industrial Automation und Gebäudetechnik (Building Facilities). Internationale Projekte werden von rund 400 Mitarbeitern weltweit abgewickelt. Die optimale Kombination von Mechanik, Elektrotechnik, Software Engineering und Gebäudetechnik machen Kristl, Seibt & Co zum idealen Partner in der kompetenten und effizienten Abwicklung von Projekten. Das Unternehmen wurde 1972 aus dem Bereich Gebäudetechnik gegründet. Um 1990 erweiterten sich die Geschäftsfelder um Automotive Engineering und Industrial Automation. Der Hauptsitz des Unternehmens liegt in Graz (Österreich). Projekte werden vom Hauptgebäude in der Baiernstraße aus geleitet. Ausführung und Abwicklung verteilen sich auf weitere Standorte in Graz (Asperngasse, Harter Straße, Sterzinggasse, Peter- Roseggerstraße), Linz, Stuttgart (Deutschland), Zürich (Schweiz) und Pune (Indien). Des Weiteren gehören die direkte Umsetzung beim Kunden zu den Schwerpunkten der Firma.¹



Abbildung 2: Logo Kristl, Seibt & Co, Quelle: Corporate Design & Identity KS (2015).

- **Automotive Engineering**

Die Abteilung ‚Automotive Engineering‘ ist die größte Abteilung der Firma Kristl, Seibt & Co. Sie befasst sich mit Motorprüfständen, Rollenprüfständen, Heißgasprüfständen, Komponentenprüfständen, Getriebeprüfständen, Konditionieranlagen, Batteriesimulatoren, Drehschwingungsgeneratoren und einer speziellen Software, welche sich ‚Tornado‘ nennt und für die Messdatenerfassung, Auswertung von Messdaten und diversen Automatisierungsabläufen zuständig ist.¹

- **Industrial Automation**

KS Engineers setzt weltweit Lösungen im Bereich der Automatisierungstechnik um. Durch die Inhouse-Kompetenz in den Fachgebieten Maschinenbau, Elektronik, Steuerungstechnik und Softwareentwicklung kann KS Engineers flexible und innovative Lösungen für spezielle Kundenanforderungen bieten. In der Abteilung ‚Industrial Automation‘ werden z.B. Energiemanagementsysteme, Zutrittskontrollanlagen, Sonderanlagen, Leittechniksysteme, und Zeiterfassungssysteme entwickelt.¹

¹ Vgl. Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

- **Building Facilities**

Eine weitere Abteilung der Firma Kristl, Seibt & Co ist die ‚Gebäudetechnik‘ (‚Building Facilities‘). Kristl, Seibt & Co Gebäudetechnik bietet flexible Systemlösungen in den Bereichen Elektrotechnik sowie HKLS (Heizung, Klima, Lüftung und Sanitär).²

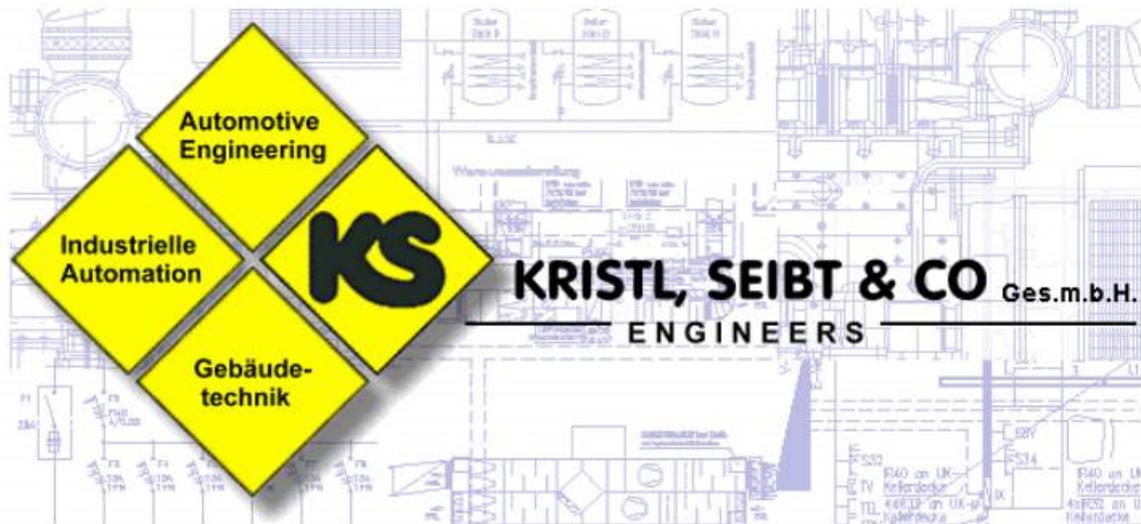


Abbildung 3: Geschäftsfelder Kristl, Seibt & Co, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

CEO: Dr. Wilfried Rossegger
Gründungsjahr: 1972
Mitarbeiter: ca. 400
Umsatz: ca. 80 Mio. €
Anschrift: Baiernstraße 122a
A-8052 Graz
Webseite: www.ksengineers.at

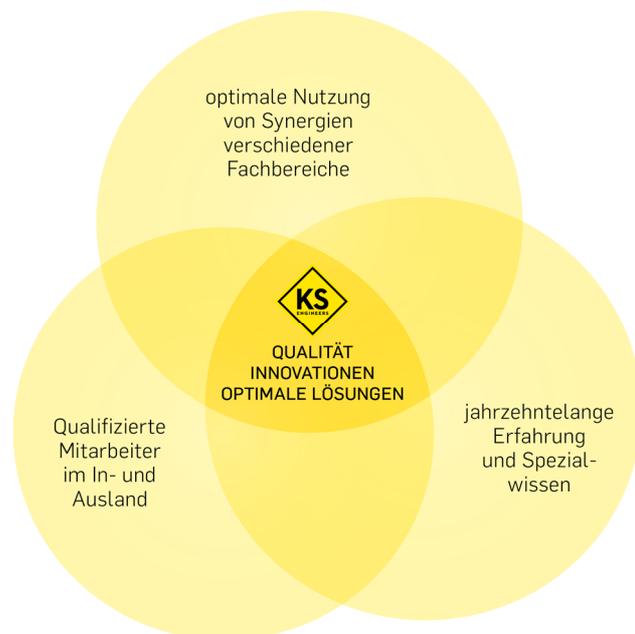


Abbildung 4: Erfüllung Markt- und Kundenbedürfnisse, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

² Vgl. Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

3 MOTORENPRÜFSTÄNDE ALLGEMEIN

Um die Aufgabenstellung und das Untersuchungsinteresse besser verstehen zu können, wird in diesem Kapitel die generelle Funktion und der Aufbau eines Motorenprüfstandes beschrieben.

Je nach Anforderungen können Prüfstände für Verbrennungsmotoren (Motorenprüfstände) in der Entwicklung folgendermaßen unterschieden werden:³

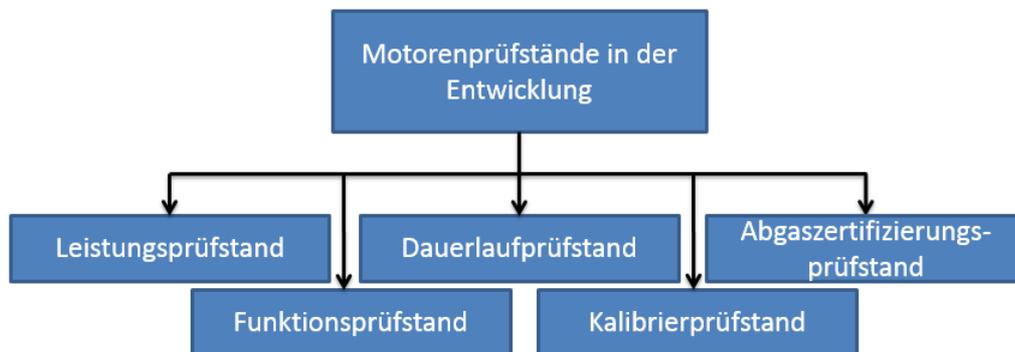


Abbildung 5: Unterteilung von Motorenprüfständen in der Entwicklung, Quelle: Eigene Darstellung.

Nachfolgend wird genauer auf den Leistungs- und Funktionsprüfstand eingegangen, da diese Typen die größte Relevanz für diese wissenschaftliche Arbeit besitzen.

Leistungsprüfstand

Der Leistungsprüfstand für einen Verbrennungsmotor bestimmt unter verschiedenen Betriebsbedingungen die vom Motor (Prüfling) aufgebrauchte Motorleistung über den kompletten Arbeitsbereich. Hierfür wird die (Verbrennungs-)Motordrehzahl und das Motordrehmoment an der Welle gemessen.³

Funktionsprüfstand

Am Funktionsprüfstand werden prüflingsbezogene Systemfunktionen optimiert und nachgewiesen. Aus diesem Grund werden neben der Motorleistung auch diverse andere Systemgrößen (Abgase, Kraftstoffverbrauch, Medientemperaturen und -drücke) beeinflusst, gemessen, gesteuert und / oder geregelt. Außerdem wird das Verhalten des Prüflings bei dynamischen Lastzustandsänderungen genauer betrachtet.³

3.1 Hauptbestandteile eines Motorenprüfstands

Um die verschiedenen Leistungs-, Drehmoment- und Drehzahlpunkte eines Motors zu testen wird eine Belastungseinrichtung benötigt, welche den Motor mit einer definierten Last (Drehmomente und Drehzahl) belastet. Je nach Anforderung werden verschiedene Belastungseinrichtungen, wie z.B. Wirbelstrom-, Wasserbremsen, Asynchron- oder Synchronmaschinen eingesetzt, welche durch die Prüfstandmechanik mit dem Prüfling verbunden werden. Somit können verschiedene (dynamische) Lastpunkte getestet werden. Zusätzlich zu der Belastungseinrichtung werden diverse Konditionieranlagen (abhängig vom

³ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 11 f.

Prüfstandstyp) für unterschiedliche Medien (Kühlwasser, Kraftstoff, Öl) benötigt. Des Weiteren werden diverse Mess-, Steuer- und Regelsysteme (Automatisierungssysteme) benötigt, um die verschiedenen Prüfaufgaben optimal bewerkstelligen zu können. Folglich besteht ein Motorenprüfstand typischerweise aus folgenden Hauptkomponenten:⁴

- Belastungsmaschine (Wirbelstrom-, Wasserbremsen, Elektromotor)
- Prüfstandmechanik (Fundament, Wellen, Montagevorrichtungen, etc.)
- Medienkonditionierung (Kraftstoff, Wasser, Öl, Luft, etc.)
- Messtechnik und Kommunikationsschnittstelle zu diversen Geräten (Motorsteuergerät)
- Prüfstandautomatisierung (Steuerung, Regelung, Simulation, etc.)

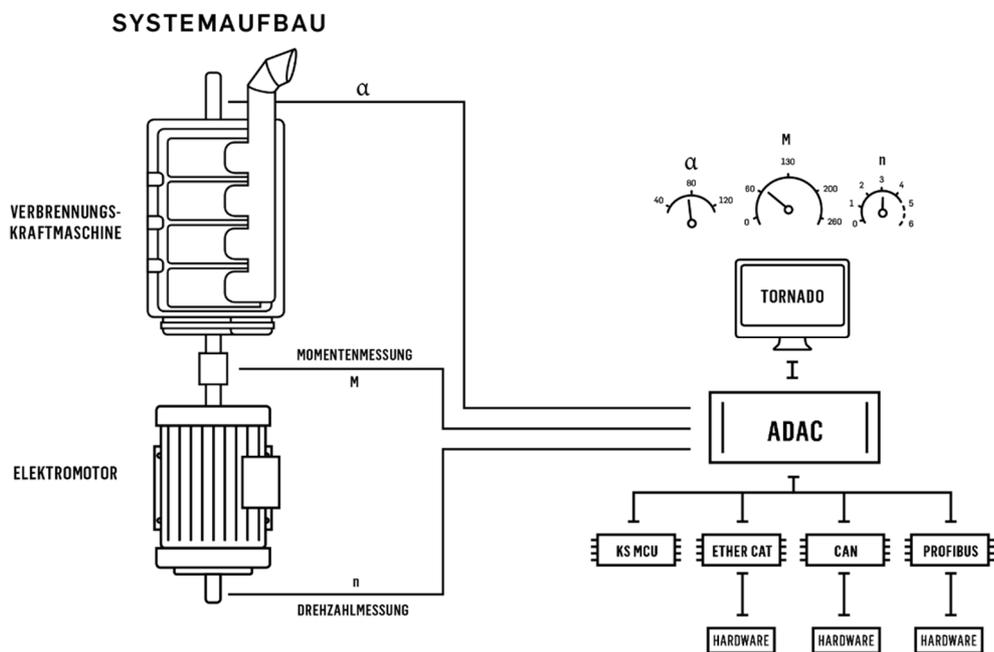


Abbildung 6: Schematische Darstellung der Prüfstandkomponenten,
Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

Eine zusätzliche Gliederung von Motorenprüfständen, welche meist von der Belastungsmaschine und dem Automatisierungssystem abhängt, wird nachfolgend beschrieben:⁴

- Stationäre Prüfstände
- Instationäre Prüfstände

⁴ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 13 f.

Stationäre Prüfstände

Ein stationärer Prüfstand wird durch folgende Kriterien geprägt:⁵

- Lastpunkteinstellung mittels Drehzahl- und Alphawertepaarungen (Alpha = Gasstellung) oder Drehzahl- und Drehmomentwertepaarungen
- Einregelungsverhalten mit definierten Grenzen
- Messungen erfolgen an einem stabilen Betriebspunkt

Stationäre Prüfstände werden sowohl in der Produktion („End of Line“- Testing) als auch in der Forschung und Entwicklung eingesetzt. Diese Prüfstände führen typischerweise folgenden Versuche durch:⁵

- Aufzeichnung von Verbrauchskennfeldern (z.B. eines Verbrennungsmotors)
- Aufzeichnung der Volllastkurve (z.B. eines Verbrennungsmotors)
- Überprüfung und Kalibrierung diverser Funktionen

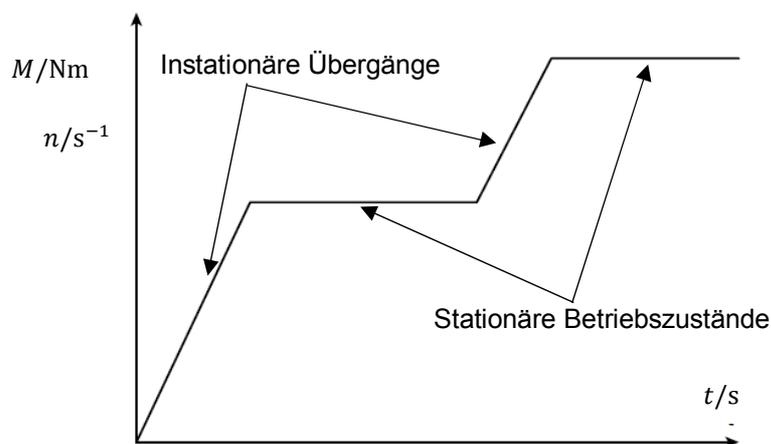


Abbildung 7: Stationäre Betriebszustände mit instationären Übergängen, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 15 (leicht modifiziert).

Instationäre Prüfstände

Die Bezeichnung ‚Instationäre Prüfstände‘ ist in der Industrie oft unzureichend. Aus diesem Grund werden diese noch in weitere Unterkategorien gegliedert:⁶

- Transiente Prüfstände
- Dynamische Prüfstände
- Hochdynamische Prüfstände

⁵ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 15.

⁶ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 16.

Ein transienter Prüfstand wird von folgenden Kriterien geprägt:⁷

- Lastpunkteinstellung mittels Drehzahl- und Alphawertepaarungen (Alpha = Gasstellung) oder Drehzahl- und Drehmomentwertepaarungen in Zeitschritten ≤ 1 Sekunde
- Kontinuierliche Drehmoment- und Drehzahlregelung innerhalb definierter Grenzen
- Kontinuierliche Messung definierter Werte
- Überprüfung und Kalibrierung diverser Funktionen

Ein transienter Prüfstand wird typischerweise für folgende Anwendungen eingesetzt:⁷

- Prüfung des Ansprechverhaltens (eines Motors) auf Lastsprünge
- Abgastests
- Kraftstoffverbrauchs- und Emissionsanalyse des Motors im transienten Betrieb

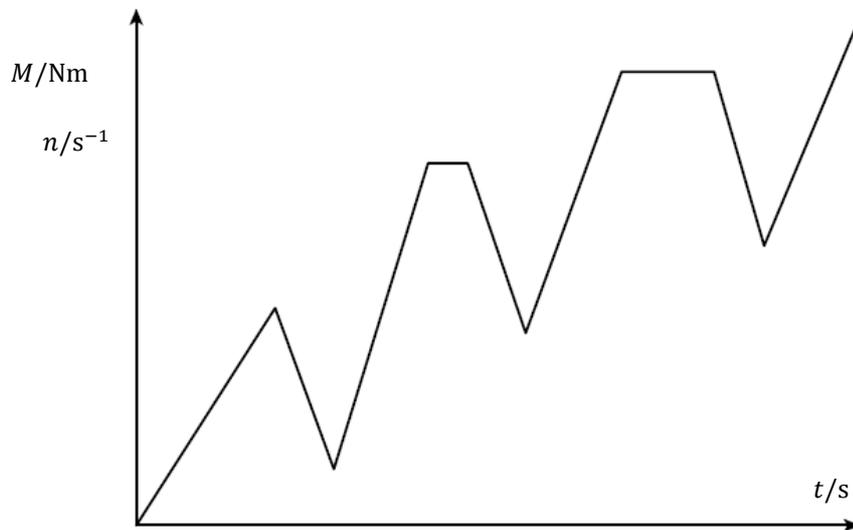


Abbildung 8: Transienter Prüfzyklus, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 17 (leicht modifiziert).

⁷ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 16.

Ein (hoch-)dynamischer Prüfstand wird von folgenden Kriterien geprägt:⁸

- Prüfung von Komponenten mit simuliertem Fahrzeug-Fahrbetrieb
- Antriebsstrangsimulation
- Simulation der Straßenneigung, -reibung und Last
- Kontinuierliche Messung definierter Werte auch während der dynamischen Änderungen der Lastzustände

Ein (hoch-)dynamischer Prüfstand wird typischerweise für folgende Anwendungen eingesetzt:⁸

- Durchführen gesetzlicher Abgaszyklen und Kraftstoffverbrauchsmessungen
- Verbesserung der Emissionen und der Kraftstoffeffizienz
- Imitation von Rollenprüfstandtests
- Überprüfung und Kalibrierung diverser Funktionen
- Optimierung des Verhaltens des Motors (mit / ohne Fahrzeug, Straße, etc.)

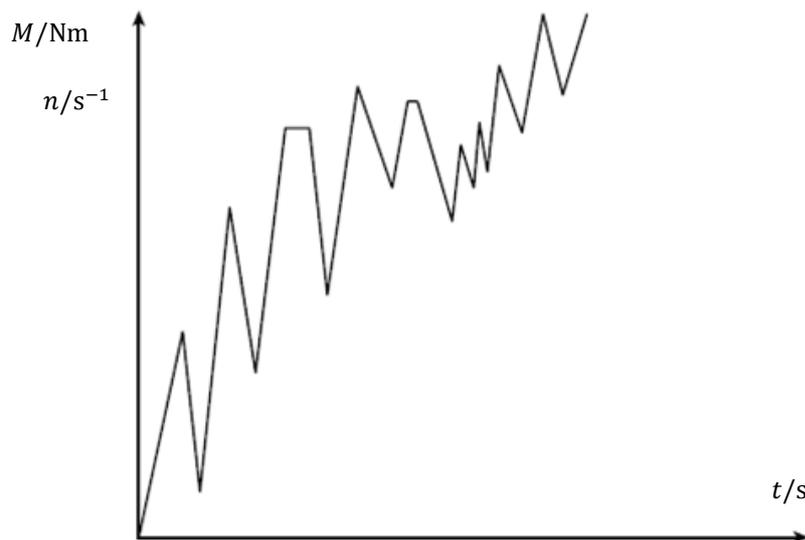


Abbildung 9: (hoch-) dynamischer Prüfzyklus, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 19 (leicht modifiziert).

Da die Belastungseinrichtung maßgeblich für die Unterteilung zwischen stationärem und instationärem Prüfstand verantwortlich ist, befasst sich das nächste Kapitel mit den Leistungsbremsen, welche in einem Motorenprüfstand eingesetzt werden.

⁸ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 17 ff.

4 LEISTUNGSBREMSSEN IM MOTORENPRÜFSTAND

Grundsätzlich können Belastungseinrichtungen in zwei Typen eingeteilt werden:⁹

- **Aktive Belastungseinrichtungen:**

Diese Einheiten können eine Komponente sowohl beschleunigen als auch abbremsen. Somit kann diese Belastungseinrichtung auch aktiv Drehmoment aufbringen (z.B. für Simulation Bergabfahrt). Zu den aktiven Belastungsmaschinen gehören beispielsweise die Asynchron- und Synchronmaschine.⁹

- **Passive Belastungseinrichtungen:**

Diese Einheiten können lediglich eine Komponente gegen seine eigene Drehrichtung abbremsen. Daher kann die passive Belastungseinrichtung nicht zum Beschleunigen eines Prüflings verwendet werden. Zu den passiven Belastungsmaschinen gehören beispielsweise die Wirbelstrom- und Wasserbremse.⁹

Da die Wirbelstrombremse eine wichtige passive Belastungseinrichtung im Motorenprüfstand ist, wird diese im nachfolgenden Punkt genauer beschrieben.

4.1 Wirbelstrombremse

Wirbelstrombremsen, oder auch Induktionsbremsen genannt, werden typischerweise bis Motorleistungen von ca. 500 kW eingesetzt. Darüber werden aufgrund der größeren Robustheit und des geringeren Anschaffungspreises hydraulische Bremsen (z.B. Wasserbremsen) eingesetzt.¹⁰

4.1.1 Aufbau und Wirkungsweise

Die Wirbelstrombremse macht sich die Wirbelströme von Magnetfeldern zur Bremsung von rotierenden oder sich linear bewegenden Komponenten zunutze.¹¹

Aufbau

Sie besteht häufig aus einem gezahnten Rotor, welcher meistens aus Eisen (ferromagnetischem Material) besteht. Des Weiteren besteht der Stator auch aus magnetisch leitendem Material und einer Spule, welche an einer veränderbaren Spannungsquelle angeschlossen ist. Durch den gezahnten Rotor bildet sich ein magnetischer Kreis bei der Verzahnung, welcher in Bereiche mit großen und kleinen Luftspalten unterteilt werden kann.¹²

⁹ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 125.

¹⁰ Vgl. van Basshuysen/Schäfer (Hrsg.) (2017), S. 1210.

¹¹ Vgl. Tipler/Mosca (2014), S. 929.

¹² Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 126.

Eine schematische Darstellung einer Wirbelstrombremse wird in nachfolgender Abbildung dargestellt:

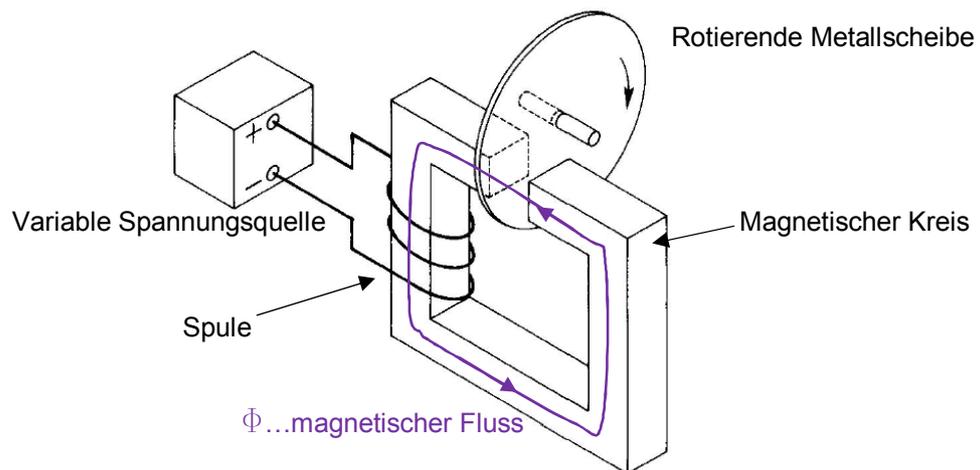


Abbildung 10: Schematische Darstellung einer Wirbelstrombremse Quelle: Brandt/Dahmen (2004) S. 327 (leicht modifiziert).

Wirkungsweise

Die Wirkungsweise der Wirbelstrombremse basiert auf den Prinzipien, dass eine Bewegung relativ zu einem Magnetfeld oder ein sich zeitlich änderndes Magnetfeld zu einer induzierten Spannung und somit zu einem Stromfluss in einer Metallscheibe führt. Dieser Strom bildet innerhalb der Scheibe einen geschlossenen Stromkreis und wird auch Wirbelstrom genannt wird.¹³

Der Strom erzeugt ein magnetisches Feld, welches entsprechend der Lenz'schen Regel ein Drehmoment bewirkt, dass der Drehrichtung der Metallscheibe entgegenwirkt und somit den gewünschten Bremsseffekt (Lorentz- Kraft) bei der Wirbelstrombremse erzielt.¹⁴ Allerdings entstehen durch die Wirbelströme auch ohmsche Verluste, welche sich in Form von Wärme bemerkbar machen. Diese Verluste sind auch als Wirbelstromverluste bekannt. Somit wird indirekt kinetische Energie (z.B. Rotation der Metallscheibe) in Wärme umgewandelt.¹³ Diese Energie muss mit Hilfe eines Kühlmediums abgeführt werden.¹⁴

Um die Wirkungsweise genauer zu verstehen, wird das Prinzip der Wirbelströme in einer rotierenden Metallscheibe genauer erklärt.

Prinzip: Wirbelströme in einer rotierenden Metallscheibe

Eine schematische Darstellung zur Bildung von Wirbelströmen in einer rotierenden Metallscheibe wird in nachfolgender Abbildung veranschaulicht:

¹³ Vgl. Borgeest (2016), S. 99.

¹⁴ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 127.

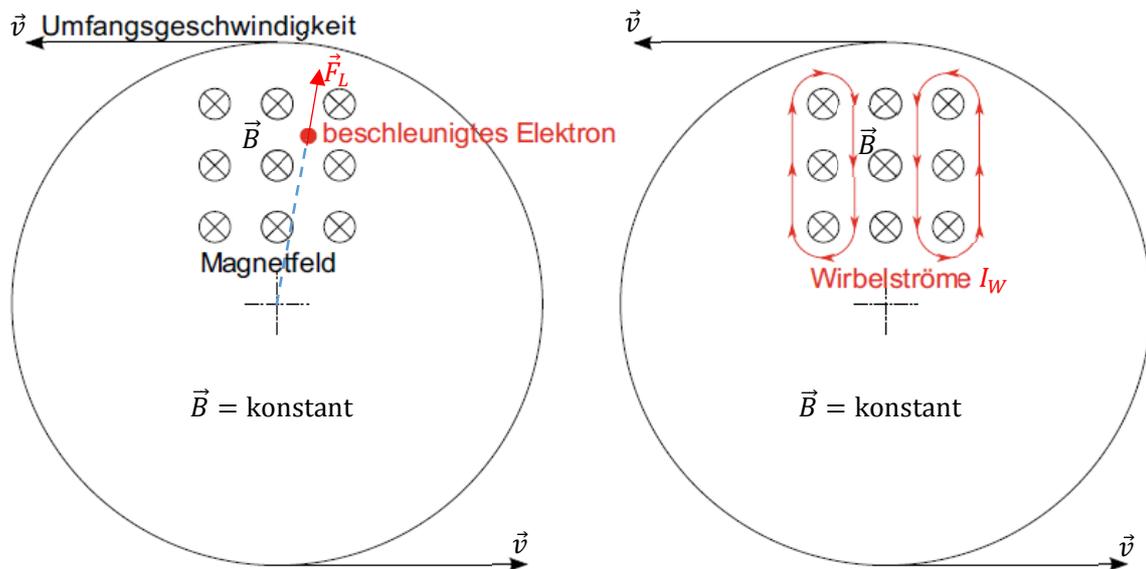


Abbildung 11: Prinzip der Wirbelstromentstehung in einer rotierenden Scheibe, Quelle: Borgeest (2016), S. 100 (leicht modifiziert).

Durch die Rotation der Metallscheibe wird ein definierter Bereich der Scheibe mit der Umfangsgeschwindigkeit durch ein - senkrecht auf die Scheibe gerichtetes - Magnetfeld bewegt. Ausgehend davon wird auf ein Elektron, welches sich im Magnetfeld befindet, eine radiale Kraft ausgeübt. Im einfacheren Sinne entspricht diese Kraft der Lorentz- Kraft und lässt sich mit folgender Formel berechnen:¹⁵

$\vec{F}_L = q_e(\vec{v} \times \vec{B}) = I_W(\vec{l} \times \vec{B}) \quad (4.1)$	F_L/N	Lorentz- Kraft
	$q_e/\text{A} \cdot \text{s}$	Elektrische Ladung eines Elektron (= $1,6021766208 \cdot 10^{-19}$ Coulomb)
	$v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Umfangsgeschwindigkeit
	B/T	magnetische Flussdichte / ‚Magnetfeld‘
	I_W/A	Wirbelstrom
	l/m	‚fiktive‘ Leitungslänge im Magnetfeld

Im weiteren Sinne muss allerdings auch noch die sogenannte Coulomb- Kraft, welche die Kraft zwischen zwei Punktladungen oder einer Ladungswolke beschreibt, mitberücksichtigt werden. Aus diesem Grund ergibt sich folgende Formel für die Kraft, welche auf das Elektron wirkt:¹⁶

$\vec{F}_e = \vec{F}_C + \vec{F}_L = q_e \cdot \vec{E} + \vec{F}_L \quad (4.2)$	F_e/N	Kraft, welche auf das Elektron wirkt
	F_C/N	Coulomb- Kraft
	$E/\text{V} \cdot \text{m}^{-1}$	elektrische Feldstärke der im Raum verteilten Ladungswolke

¹⁵ Vgl. Borgeest (2016), S. 100.

¹⁶ Vgl. Tipler/Mosca (2014), S. 656 ff.

Wendet man nun Formel (4.1) bzw. (4.2) an, ergibt sich aus der Richtung der Umfangsgeschwindigkeit und des Magnetfeldes, welche in Abbildung 11 dargestellt sind, eine nach außen gerichtete Kraft. Diese Kraft bewirkt, dass sich die Elektronen im Magnetfeld nach außen bewegen. Die Elektronenbewegung schließt sich außerhalb des Magnetfeldes und es entsteht ein Stromfluss, welcher Wirbelstrom genannt wird.¹⁷

Dieser Strom bildet wiederum ein magnetisches Feld (Ampèresches Durchflutungsgesetz), welches dem ursprünglichen Magnetfeld entgegenwirkt und somit den gewünschten Bremsseffekt (Lorentz- Kraft) bei der Wirbelstrombremse erzielt.¹⁸

Als nächstes wird das Prinzip der Wirbelstrombildung durch ein veränderliches Magnetfeld genauer erklärt.

Prinzip: Wirbelströme durch ein veränderliches Magnetfeld

Eine schematische Darstellung zur Bildung von Wirbelströmen durch ein veränderliches Magnetfeld wird in nachfolgender Abbildung veranschaulicht:

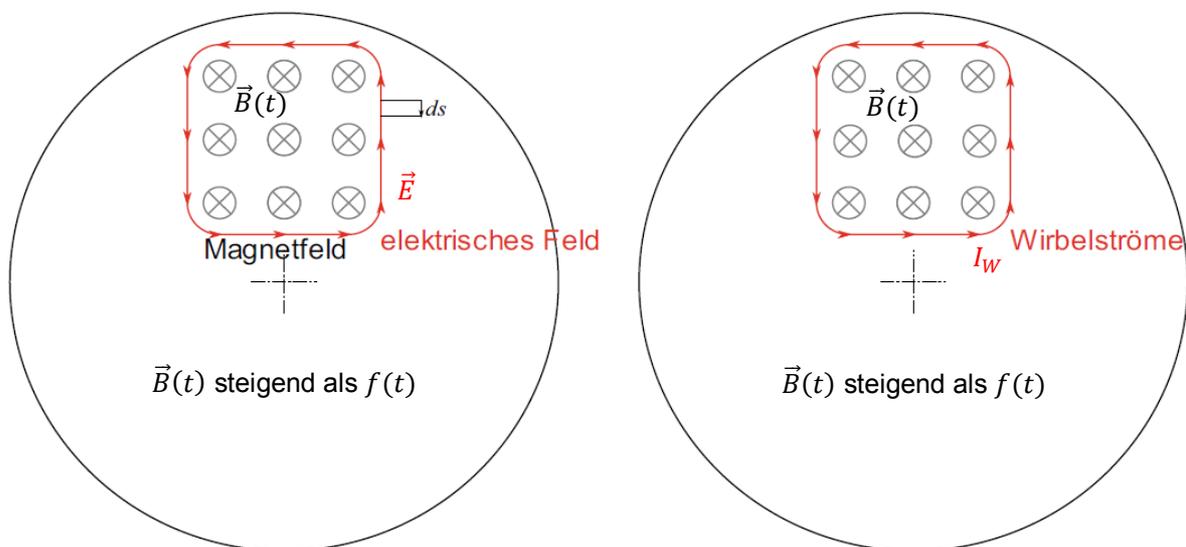


Abbildung 12: Prinzip der Wirbelstromentstehung durch ein veränderliches Magnetfeld, Quelle: Borgeest (2016), S. 101 (leicht modifiziert).

Anhand des Induktionsgesetzes wird durch ein veränderliches Magnetfeld eine Spannung induziert und ein elektrisches Feld gebildet, welches das Magnetfeld wiederkehrend umschließt. Diese induzierte Spannung erzeugt einen Strom, welcher entlang der elektrischen Feldlinie fließt (siehe Abbildung 12). Dieser Strom wird ebenfalls Wirbelstrom genannt, verläuft allerdings im Gegensatz zum Wirbelstrom in Abbildung 11 vollständig um die magnetischen Feldlinien. Aus der Lenz'schen Regel ergibt sich, dass der Wirbelstrom entgegen dem ursprünglichen Magnetfeld wirkt.¹⁹

¹⁷ Vgl. Borgeest (2016), S. 100.

¹⁸ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 127.

¹⁹ Vgl. Borgeest (2016), S. 101.

Die Formel für das Induktionsgesetz durch ein veränderliches Magnetfeld lautet:²⁰

$$U_{ind} = \oint_{\partial A} (\vec{E} + \vec{v} \times \vec{B}) \cdot d\vec{s} = -\frac{d\Phi}{dt}$$

$$= -\frac{d}{dt} \int_A \vec{B} \cdot d\vec{A}$$

(4.3)

U_{ind}/V		induzierte Spannung
$v/m \cdot s^{-1}$		Geschwindigkeit (= 0, da keine Bewegung stattfindet)
ds/m		infinitesimal kleine Strecke
Φ/Wb		magnetischer Fluss
t/s		Zeit
A/m^2		Fläche, welche vom Magnetfeld aufgespannt wird

In der Praxis werden beide Prinzipien zur Wirbelstromerzeugung verwendet bzw. kombiniert. Aus technischer Sicht kommt das Prinzip der Wirbelstrombildung durch Änderung des Magnetfeldes häufiger vor, da es enorme Vorteile im Bereich der Kühlung der Wirbelstrombremse aufweist. Aus diesem Grund wird ein gezahnter Rotor und keine durchgehende Scheibe verwendet, da bei dieser Variante der Hauptteil der Wärme im Stator eingebracht wird.²¹

Bei der Ausführung mit gezahnter Metallscheibe magnetisiert das Magnetfeld, welches von den Gleichstromspulen im Stator erzeugt wird, die Rotorzähne und es entstehen magnetische Pole an den Zähnen. Durch Drehung der Wirbelstrombremse verändert sich das magnetische Feld an der Oberfläche des Stators infolge der Zahnteilung am Rotor, welche eine Änderung des Luftspaltes verursacht. Diese Magnetfeldänderung im Stator verursacht Wirbelströme, welche zur Erwärmung des Stators führen.²²

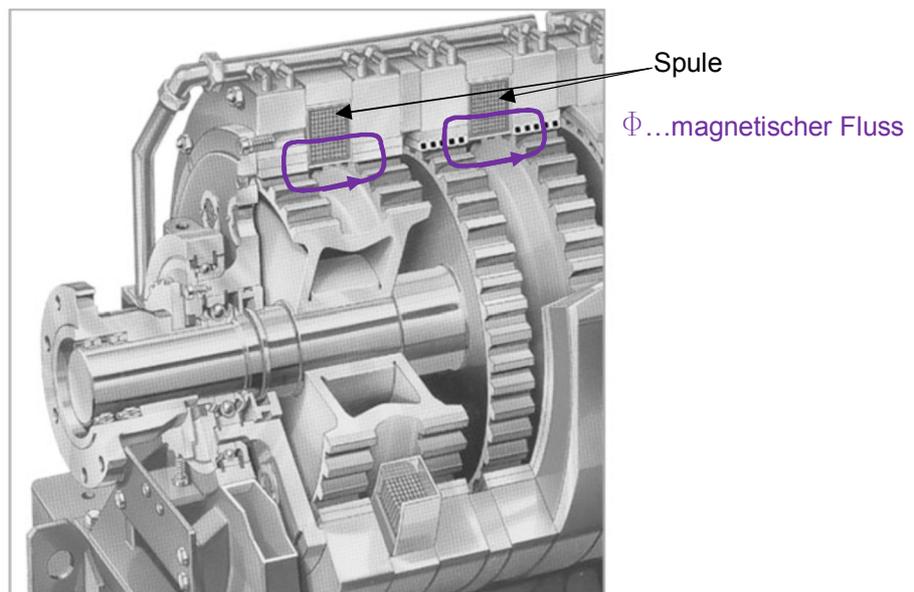


Abbildung 13: Aufbau einer Wirbelstrombremse, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 127 (leicht modifiziert).

²⁰ Vgl. Fließbach (2012), S. 145.

²¹ Vgl. Borgeest (2016), S. 102 f.

²² Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 127.

4.1.2 Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung

Wirbelstrombremsen haben durch ihr Funktionsprinzip normalerweise keine vorgeschriebene Drehrichtung. Außerdem können Drehmomenterhöhungen innerhalb weniger Sekunden durchgeführt werden. Im Gegensatz zur Momenterhöhung kann die Senkung des Drehmomentes mehrere Sekunden in Folge der Restmagnetisierung dauern, was zu einem eher trägen Verhalten führt. Durch dieses Verhalten wird die Wirbelstrombremse meist nur für stationäre Prüfstände eingesetzt.²³

Ein weiterer Nachteil ist, dass die Wirbelstrombremse - wie bereits erwähnt - nur bremsen und nicht beschleunigen kann. Des Weiteren kann sie kein Moment bei Nulldrehzahl aufbringen.²⁴

Die nachfolgende Abbildung veranschaulicht die Maximalwerte der Kennlinien einer Wirbelstrombremse:

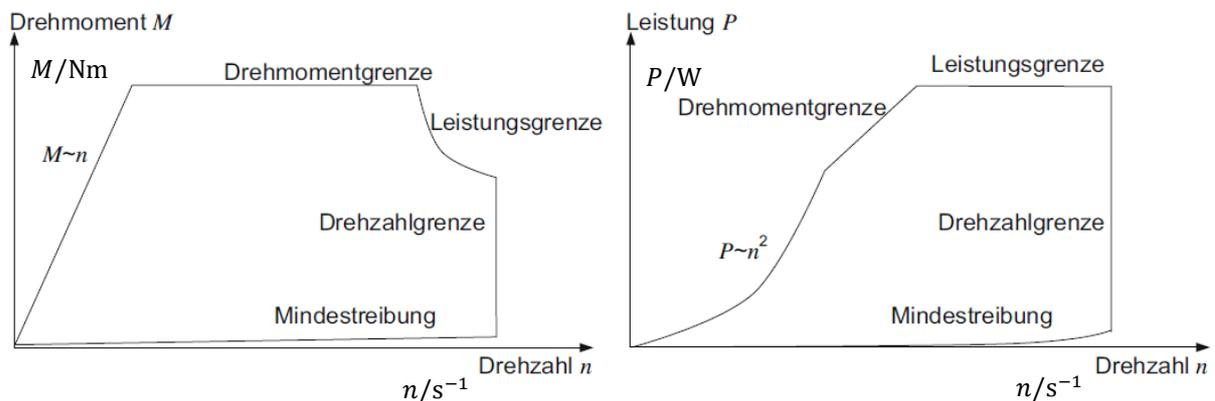


Abbildung 14: Kennlinien einer Wirbelstrombremse, Quelle: Borgeest (2016), S. 102 (leicht modifiziert).

Aus dem Prinzip der Wirbelstrombremse lässt sich herleiten, dass das Drehmoment direkt proportional zur Drehzahl ist (bis zur Erreichung der Drehmomentgrenze). Aus diesem Grund ist die Leistung in diesem Betriebspunkt direkt proportional dem Quadrat der Drehzahl (siehe Abbildung 14).²⁵

Die Regelung des Drehmomentes einer Wirbelstrombremse wird häufig mit einer variablen Gleichspannungsquelle und einer Drehmomentmessung realisiert. Durch die Regelung der Gleichspannung, welche an der Spule anliegt, wird der Stromfluss durch die Spule geregelt. Dieser Stromfluss bewirkt ein Magnetfeld. Dieses Magnetfeld beeinflusst neben der Drehzahl und diversen anderen Größen ebenfalls die Größe des Drehmomentes der Wirbelstrombremse. Näherungsweise ist das Bremsdrehmoment der Wirbelstrombremse direktproportional dem Quadrat des Magnetfeldes.²⁶

Möchtet man z.B. ein konstantes Drehmoment bei unterschiedlichen Drehzahlen erzeugen, so muss die Spannung an der Spule durch die variable Gleichspannungsquelle verringert oder erhöht werden. Dadurch verringert oder erhöht sich der Stromfluss und das Magnetfeld, welches die Spule erzeugt. Somit kann durch Änderungen der Spulenspannung bei unterschiedlichen Drehzahlen ein konstantes Drehmoment erzeugt werden.

²³ Vgl. Borgeest (2016), S. 104.

²⁴ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 128.

²⁵ Vgl. Borgeest (2016), S. 100 ff.

²⁶ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 126 ff.

Betrachtet man nun die rotierende Metallscheibe im Magnetfeld näherungsweise als einen geraden Leiter (in Wirklichkeit eine unendliche Aneinanderreihung von Leiterschleifen), so kann vereinfacht folgende Formel für die Bremskraft bzw. das Bremsmoment einer Wirbelstrombremse ermittelt werden:

	F_W/N	Bremskraft der Wirbelstrombremse
	$M_W/N \cdot m$	Bremsmoment der Wirbelstrombremse
$F_W \approx \frac{(v \cdot l \cdot B)^2}{R \cdot v}$	$v/m \cdot s^{-1}$	Umfangsgeschwindigkeit in der Magnetfeldmitte
$\approx \frac{l^2 \cdot B^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{R}$	l/m	wirksame Leitungslänge im Magnetfeld
(4.4)	B/T	magnetische Flussdichte / ‚Magnetfeld‘
$M_W \approx \frac{l^2 \cdot B^2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot n}{R}$	r/m	Radius der Magnetfeldmitte im Bezug zum Drehpunkt
$M_W \sim n$	n/s^{-1}	Drehzahl der Metallscheibe
	R/Ω	elektrische Widerstand des Wirbelstroms

Im Anhang 1: ‚Datenblatt einer Wirbelstrombremse‘ sind die Kennlinien einer Wirbelstrombremse vom Hersteller Borghi & Saveri dargestellt.

Abschließend wird das Steuergerät zur Regelung der Wirbelstrombremse näher betrachtet.

Steuergerät der Wirbelstrombremse

Die Regelung einer Wirbelstrombremse von z.B. Borghi & Saveri erfolgt mit einem Steuergerät. Dieses Steuergerät regelt mit Hilfe einer variablen Spannungsquelle das Drehmoment oder die Drehzahl der Wirbelstrombremse auf einen frei, einstellbaren Sollwert.²⁷ Die in Kapitel 8.1 verwendete Wirbelstrombremse wird z.B. mit einem Wirbelstrombremsen- Steuergerät des Typs ‚A04‘ (siehe Abbildung 15) und einem Messverstärker des Typs ‚MP 620 BS‘ von Borghi & Saveri geregelt.



Abbildung 15: Wirbelstrombremsen- Steuergerät des Typs ‚A04‘, Quelle: Borghi & Saveri S.r.l. (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].

²⁷ Vgl. Borghi & Saveri S.r.l. (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].

Zum besseren Eindruck der Größendimensionen des Steuergeräts werden einige technische Daten von diesem aufgelistet:²⁸

- Breite: 483,6 mm (Einbaugerät für 19 Zoll Racks)
- Höhe: 132,55 mm (=3 Höheneinheiten)
- Tiefe: 490 mm
- Gewicht: 11 kg
- Elektrische Anschlüsse (Wechselspannung): 220 bis 240 V, 50 Hz
- Maximale Ausgangsspannung (DC) für die Spule der Wirbelstrombremse: 150 V
- Maximaler Ausgangsstrom (DC) für die Spule der Wirbelstrombremse: 10 A

Wie bereits erwähnt, regelt das Steuergerät die Drehzahl oder das Drehmoment der Wirbelstrombremse. Allerdings gibt es verschiedene Regelungsmodi, welche dazu verwendet werden können. Aus diesem Grund werden die wichtigsten Modi näher erläutert:²⁹

- Modus $M=k'$:
Bei diesem Modus handelt es sich um einen Regelmodus, welcher als geschlossener Wirkungskreis arbeitet. Dieser Modus dient zur Regelung des Drehmomentes der Wirbelstrombremse. Somit wird das Drehmoment auf einen Drehmomentsollwert geregelt, welcher am Steuergerät frei einstellbar ist. Dieser Modus kann für die Prüfung von Verbrennungs- und Elektromotoren verwendet werden.
- Regelmodus $n=k'$:
Bei diesem Modus handelt es sich um einen Regelmodus, welcher als geschlossener Wirkungskreis arbeitet. Dieser Modus dient zur Regelung der Drehzahl der Wirbelstrombremse. Somit wird die Drehzahl auf einen Drehzahlsollwert geregelt, welcher am Steuergerät frei einstellbar ist. Dieser Modus wird bevorzugt für die Prüfung von Verbrennungs- oder Elektromotoren verwendet.
- Modus M' :
Bei diesem Modus handelt es sich um einen Steuermodus, welcher als offener Wirkungskreis arbeitet. Somit wird das Drehmoment ohne Berücksichtigung des gemessenen Drehmomentes (Istwert) auf einen bestimmten, voreingestellten Wert gesteuert. Es findet kein Vergleich zwischen Soll- und Istwert statt. Somit handelt es sich um einen offenen Wirkungsablauf (Steuerung). Dieser Modus wird hauptsächlich zur Funktionsüberprüfung der Wirbelstrombremse verwendet.

Im Vergleich zu den elektrischen Maschinen (z.B. Asynchron- und Synchronmaschine) wird der Hauptanteil der Bremsenergie der Wirbelstrombremse, wie bereits erwähnt, in das Kühlmedium abgeführt und nicht in elektrische Energie umgewandelt. Aus diesem Grund wird bei der Wirbelstrombremse keine aufwändige Leistungsverkabelung benötigt, wodurch der Verkabelungsaufwand wesentlich sinkt. Allerdings wird eine entsprechend große Rückkühlanlage für das Kühlmedium benötigt.

²⁸ Vgl. Borghi & Saveri S.r.l. (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].

²⁹ Vgl. Borghi & Saveri S.r.l. (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].

4.2 Wasserbremse

Die Wasserbremse gehört zu den hydraulischen Leistungsbremsen und wird ab einer Leistung von ca. 500 kW anstelle einer Wirbelstrombremse eingesetzt. Ab dieser Leistungsklasse weist die Wasserbremse eine bessere Leistungsdichte auf und ist preisgünstiger im Vergleich zur Wirbelstrombremse. Sie wird hauptsächlich für stationäre Prüfstände verwendet.³⁰

4.2.1 Aufbau und Wirkungsweise

Die Wasserbremse nutzt das Prinzip der Energieumwandlung von mechanischer Leistung (Drehmoment und Rotation) in eine hydraulische Leistung (Durchfluss und Druck).³¹

Aufbau

Der Aufbau einer Wasserbremse besteht häufig aus einem festen, ‚geschaufelten‘ Stator und einer Beschaukelung am Rotor, welche durch einen kleinen Spalt voneinander getrennt sind. Das hydraulische Medium (meist Wasser) wird über den Stator in die Wasserbremse geführt und die Wassermenge, welche sich in der Bremse befindet, über ein Regelventil an der Unterseite reguliert. Für eine gute Regelung soll ein möglichst konstanter Vorlaufdruck und ein widerstandsloses Abfließen des Wassers gewährleistet werden (da kein geschlossener Kühlkreislauf möglich). Außerdem hat die hydraulische Bremse den Vorteil, dass sie ein geringeres Massenträgheitsmoment und eine kompaktere Bauform als eine Wirbelstrombremse besitzt. Wasserbremsen werden überwiegend in Prüfstände für Großmotoren (Nutzfahrzeugbereich) und für große Schiffsmotoren eingesetzt.³²

Eine schematische Darstellung einer Wasserbremse wird in nachfolgender Abbildung gezeigt:

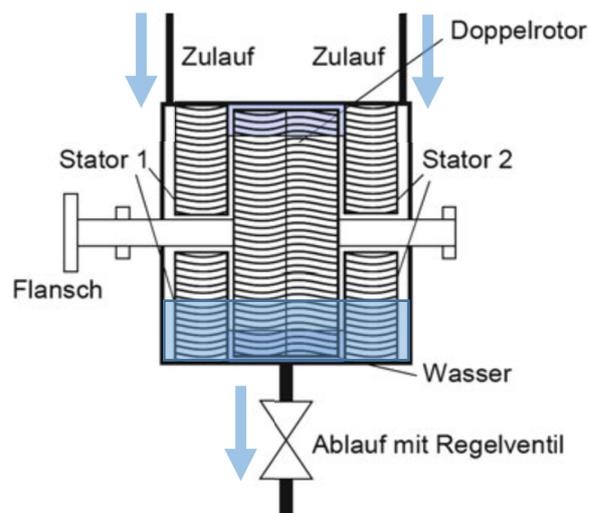


Abbildung 16: Schematische Darstellung einer Wasserbremse, Quelle: Borgeest (2016), S. 96 (leicht modifiziert).

Zum besseren Verständnis einer hydraulischen Bremse wird deren Wirkungsweise hier genauer erklärt.

³⁰ Vgl. van Basshuysen/Schäfer (Hrsg.) (2017), S. 1210.

³¹ Vgl. Borgeest (2016), S. 93 f.

³² Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 128 ff.

Wirkungsweise

Die Funktionsweise einer Wasserbremse beruht auf dem Prinzip der hydraulischen Kraftübertragung. In Abbildung 17 wird das Prinzip der idealen hydraulischen Kraftübertragung schematisch dargestellt. Dabei wird die mechanische Leistung (Rotation) einer Pumpe in einen hydraulischen Fluss (hydraulische Leistung) konvertiert. Diese hydraulische Leistung wird wiederum in der Turbine in eine mechanische Leistung umgewandelt. Findet dieser Vorgang ohne Verluste statt, ergibt sich folgende Formel dafür:³³

$$M_{an} \cdot \omega_{an} = \Delta p \cdot Q = M_{ab} \cdot \omega_{ab} \quad (4.5)$$

$$P_{an} = P_{hyd} = P_{ab}$$

$M_{an}/N \cdot m$	Moment an der Pumpenwelle
ω_{an}/s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit der Pumpenwelle
$\Delta p/Pa$	erzeugter Differenzdruck der Pumpe
$Q/m^3 \cdot s^{-1}$	erzeugter Volumenstrom der Pumpe
$M_{ab}/N \cdot m$	Moment an der Turbinenwelle
ω_{ab}/s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit der Turbinenwelle
P_{an}/W	mechanische Leistung der Pumpe
P_{hyd}/W	hydraulische Leistung
P_{ab}/W	mechanische Leistung der Turbine

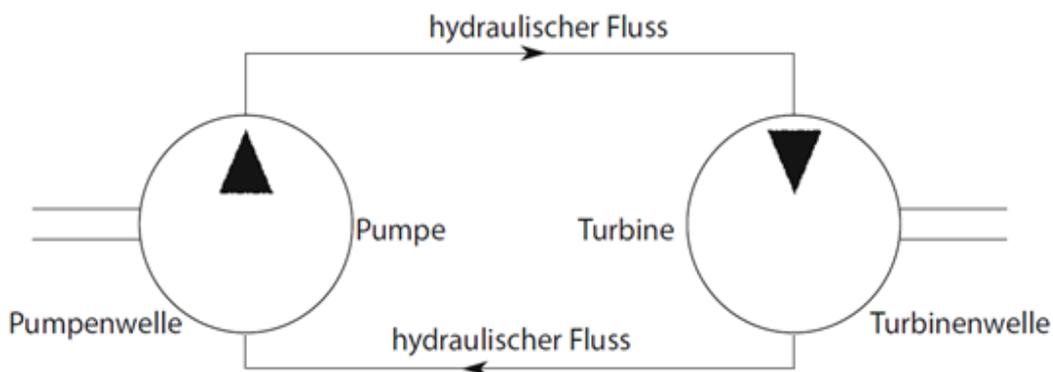


Abbildung 17: Prinzip der idealen hydraulischen Kraftübertragung, Quelle: Borgeest (2016), S. 94 (leicht modifiziert).

In der realen hydraulischen Leistungsbremse ist die mechanische Abtriebsleistung an der Turbine (Stator der Wasserbremse) gleich null, weil der Stator keine Rotation durchführt ($\omega_{ab} = 0$). Somit würde laut dem Prinzip der idealen hydraulischen Kraftübertragung keine Antriebsleistung aufgebaut werden können. Allerdings kann eine hydraulische Bremse auch ohne Abtriebsdrehzahl betrieben werden, da in der Realität Verluste in Form von z.B. Wärme und Druckabfällen vorhanden sind.³⁴

Diese Verluste entstehen bei einer realen Strömung / Wasserbremse durch die Viskosität und der herrschenden Reibung zwischen den Grenzflächen der Flüssigkeit (Innere Flüssigkeitsreibung und Reibung zwischen Flüssigkeit und Rohrwand / Beschau felung).³⁵

³³ Vgl. Borgeest (2016), S. 93.

³⁴ Vgl. Borgeest (2016), S. 94.

³⁵ Vgl. Bschorer (2017), S. 53.

Normalerweise sollen solche Verluste so klein wie möglich gehalten werden, wohingegen man bei der Wasserbremse bestrebt ist die Reibungsverluste gut regelbar und definiert hoch zu gestalten. Diese Verluste erzeugen die benötigte Bremsleistungen, welche bei einem Motorenprüfstand benötigt werden.³⁶

In der Praxis wird das Drehmoment der Wasserbremse durch die Änderung des Füllstandes in der Bremse geregelt. Die Regelung des Füllstandes erfolgt durch Regelventile am Ein- und Auslass. In Abhängigkeit vom Füllstand und durch die Drehung der Rotorscheufeln entsteht eine Strömung, welche quer zur Drehrichtung ist. Diese Strömung trifft auf die Statorschaufeln, welche die Energie der Rotation in Wärmeenergie umwandeln. Dieser Vorgang ist mit der Funktion einer hydraulischen Kupplung gleichzusetzen (siehe Formel (4.6)).³⁷

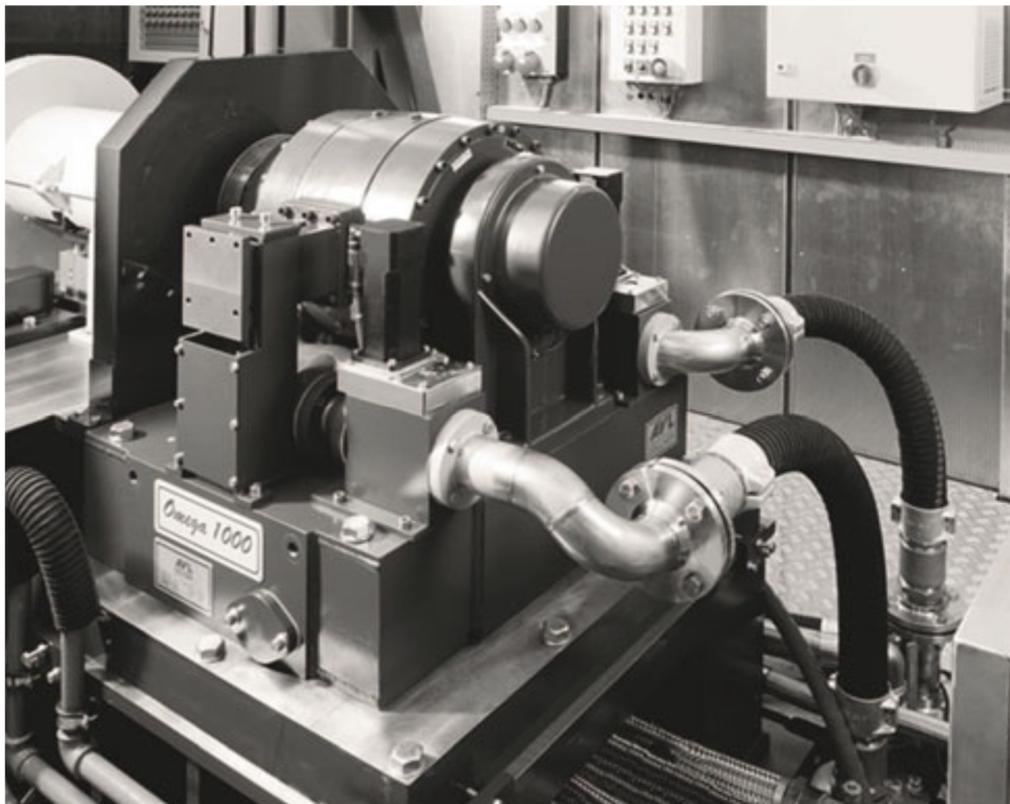


Abbildung 18: Hydraulische Leistungsbremse, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 129.

³⁶ Vgl. Borgeest (2016), S. 95.

³⁷ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 128.

4.2.2 Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung

Durch die Geometrie der Statorschaufel ist es möglich, eine Wasserbremse für eine Drehrichtung zu optimieren. Allerdings wird in der Praxis die Geometrie der Statorschaufel so ausgeführt, dass die Wasserbremse keine vorgeschriebene Drehrichtung besitzt. Der Einfachheit halber werden nur die Kennlinien einer hydraulischen Bremse ohne bestimmte Drehrichtung betrachtet.³⁸

Durch die Bremsmomentregelung über den Füllstand in der Wasserbremse weist diese ein eher langsames Ansprechverhalten auf Drehmomentänderungen auf. Dadurch werden hydraulische Bremsen meist nur für stationäre Prüfstände eingesetzt.³⁹

Da die Wasserbremse auch zu den passiven Belastungsmaschinen gehört, kann sie ebenfalls nur bremsen und nicht aktiv beschleunigen. Des Weiteren können Wasserbremsen kein Drehmoment bei Nulldrehzahl aufbringen.⁴⁰

Die nachfolgende Abbildung veranschaulicht die Maximalwerte der Kennlinien einer hydraulischen Bremse:

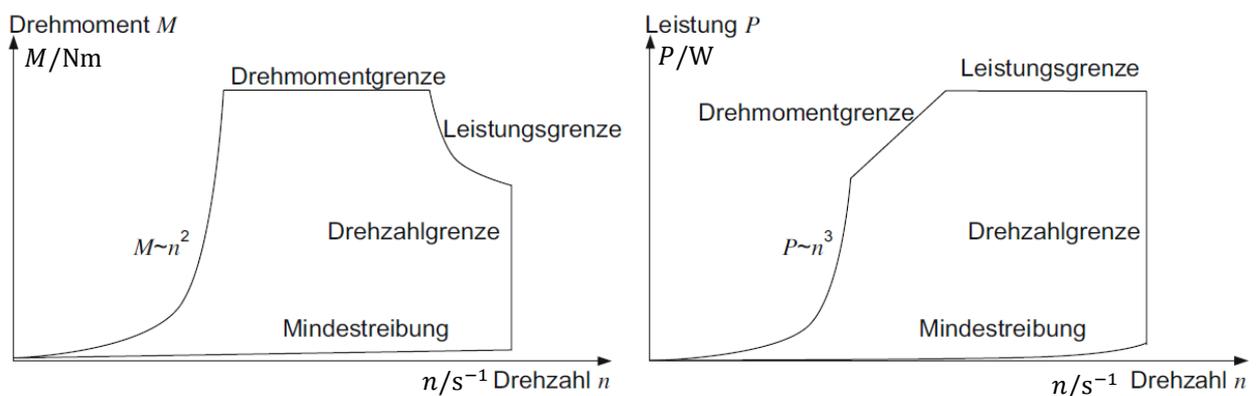


Abbildung 19: Kennlinien einer Wasserbremse, Quelle: Borgeest (2016), S. 95 (leicht modifiziert).

Aus der Wirkungsweise der Wasserbremse lässt sich herleiten, dass das Drehmoment direkt proportional dem Quadrat der Drehzahl bei maximalem Füllstand ist. Das Drehmoment verhält sich direkt proportional dem Quadrat der Drehzahl bis die physikalische (Drehmoment-)Grenze erreicht ist (siehe Abbildung 19).⁴¹

³⁸ Vgl. Borgeest (2016), S. 97.

³⁹ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 128.

⁴⁰ Vgl. Borgeest (2016), S. 121.

⁴¹ Vgl. Borgeest (2016), S. 96.

Dieser Zusammenhang von Drehmoment und Drehzahl ergibt sich aus der eulerschen Hauptgleichung der Strömungsmechanik und dem Föttinger- Prinzip. Dadurch kann näherungsweise folgende Formel für die Berechnung des Bremsdrehmomentes einer Wasserbremse herangezogen werden:⁴²

$$M_{Wa} \approx \lambda_{Wa}(h_{Wa}) \cdot \rho_{Wa} \cdot \omega_{wa}^2 \cdot D_P^5$$

$$M_{Wa} \sim n_{Wa}^2$$

(4.6)

$M_{Wa}/N \cdot m$	Bremsmoment der Wasserbremse
h_{Wa}/m	Füllstand der Wasserbremse
λ_{Wa}/m^{-1}	Koeffizient der Wasserbremse in Abhängigkeit von h_{Wa} (meist durch Versuche ermittelt)
$\rho_{Wa}/kg \cdot m^{-3}$	Dichte des hydraulischen Mediums
ω_{wa}/s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit der Wasserbremse
n_{wa}/s^{-1}	Drehzahl der Wasserbremse
D_P/m	charakteristischer Durchmesser der Wasserbremse

⁴² Vgl. Hoeller (o.J.), Online-Quelle [20.August.2018].

5 ELEKTROMOTOREN IM MOTORENPRÜFSTAND

Wie bereits erwähnt, können Belastungseinrichtungen in aktive und passive unterschieden werden. Gemäß der Einteilung von Belastungseinrichtungen (siehe Kapitel 4) gehören Elektromotoren zu den aktiven Belastungsmaschinen, weil sie einen Prüfling (Komponente) aktiv antreiben oder bremsen können (Motor- oder Generatorbetrieb). Diese Eigenschaft ist gegenwärtig bei den meisten Prüfständen erwünscht bzw. gefordert, da durch eine aktive Belastungseinrichtung ein möglichst realer Prüfzyklus umgesetzt werden kann. Außerdem können schnelle Änderungen von Drehmoment und Drehzahl mit Hilfe einer elektrischen Maschine vorgenommen werden.⁴³

Allgemeines

Elektrische Maschinen sind Energiewandler und können in rotierende (z.B. Elektromotoren) und statische (z.B. Transformatoren) Energiewandler unterteilt werden. Die Elektromotoren wandeln elektrische Energie in mechanische Energie (Motorbetrieb) oder in umgekehrter Richtung (Generatorbetrieb) um. Ein Transformator setzt elektrische Energie in elektrische Energie, welche meistens ein anderes Spannungsniveau besitzt, um.⁴⁴

Eine überblicksmäßige Einteilung der rotierenden elektrischen Maschinen kann folgender Abbildung entnommen werden:

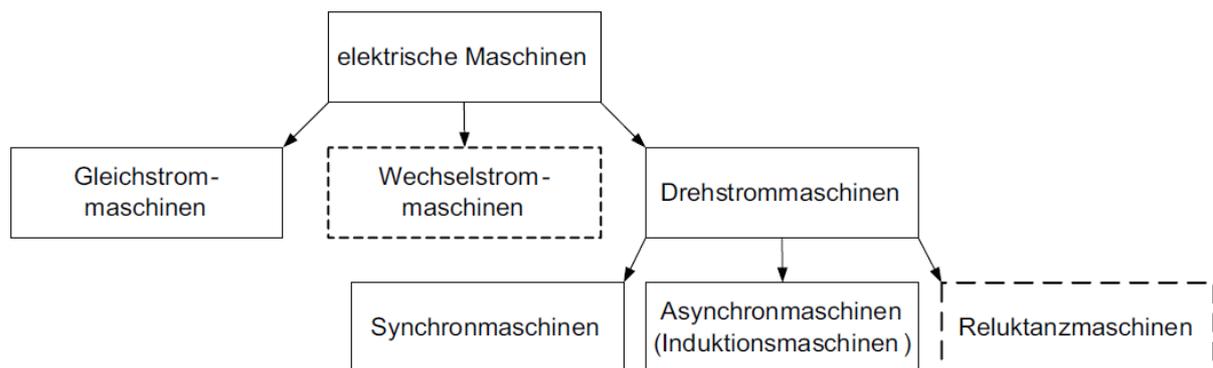


Abbildung 20: Einteilung rotierender elektrischer Maschinen, Quelle: Borgeest (2016), S. 106.

Aufgrund der großen Bedeutung im Motorenprüfstand werden in dieser Arbeit nur die Elektromotoren näher behandelt. Außerdem werden in den folgenden Kapiteln nur die Asynchron- und Synchronmaschine genauer erläutert, da diese vermehrt bei der Firma Kristl, Seibt & Co eingesetzt werden.

⁴³ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 125 f.

⁴⁴ Vgl. Fischer (2003), S. 12 ff.

5.1 Asynchronmaschine

Die Asynchronmaschine (kurz ASM) nutzt Drehstrom, um ein rotierendes Magnetfeld zu erzeugen. Aus diesem Grund gehört sie auch zu den Drehfeldmaschinen. Das benannte Magnetfeld bewirkt eine Induktion in der Sekundärwicklung des Rotors (auch Läufer genannt), wodurch eine mechanische Rotation entsteht. Die Asynchronmaschine mit Käfigläufer ist zurzeit die meist verbaute Belastungseinrichtung in Motorenprüfständen. Aus diesem Grund wird nur die Asynchronmaschine mit Käfigläufer und nicht die Ausführung mit Schleifringläufer näher betrachtet.⁴⁵

5.1.1 Aufbau und Wirkungsweise

Wie bereits erwähnt, besteht die Asynchronmaschine aus einem Stator (auch Ständer genannt) und einem Läufer. Die Komponenten (Ständer und Läufer) bestehen aus gegeneinander isolierten, geschichteten Blechen, um – anders als bei der Wirbelstrombremse – die Wirbelströme (Wirbelstromverluste) so klein wie möglich zu halten.⁴⁶

Am Stator ist pro Polpaar eine vollständige Drehstromwicklung (3 Spulen), welche gleichmäßig am Umfang verteilt sind, vorzufinden. Diese Spulen werden mit einem Strom von einem Drehstromnetz oder Frequenzumrichter versorgt und erzeugen ein rotierendes Magnetfeld am Ständer. Somit ergibt sich folgende (synchrone) Drehzahl für das Drehfeld:⁴⁷

$$n_1 = \frac{f_1}{p_1} \quad (5.1)$$

n_1/s^{-1}	Drehzahl des Magnetfeldes (synchrone Drehzahl)
f/Hz	Frequenz des Wechselstromes im Ständer
$p_1/1$	Anzahl der Polpaare

Am Rotor des Käfigläufers befinden sich am Umfang Stäbe, welche typischerweise axial (leicht) verdreht ausgerichtet und an beiden Enden kurzgeschlossen sind (siehe Abbildung 22).⁴⁶ Diese Stäbe werden vom rotierenden Magnetfeld des Stators mit Energie versorgt (Induktion der Bewegung) und in Folge der Lorentz- Kraft beginnt sich die Asynchronmaschine zu drehen. Allerdings funktioniert dieses Prinzip nur, wenn die synchrone Drehzahl und die Rotordrehzahl (mechanische Drehzahl der Maschine) unterschiedlich sind. Im Falle, dass die Synchrodrehzahl gleich der Läuferdrehzahl ist, findet keine Induktion statt und die Asynchronmaschine erzeugt kein Drehmoment. Allerdings wird der Rotor im Motorbetrieb durch eine Last abgebremst und der Läufer eilt ständig dem Statorfeld nach. Im Generatorbetrieb wird der Läufer durch ein externes Drehmoment beschleunigt und somit eilt der Rotor der Synchrodrehzahl vor. Diese Abweichung der Drehzahlen wird als Schlupf bezeichnet (siehe Formel (5.2)).⁴⁸

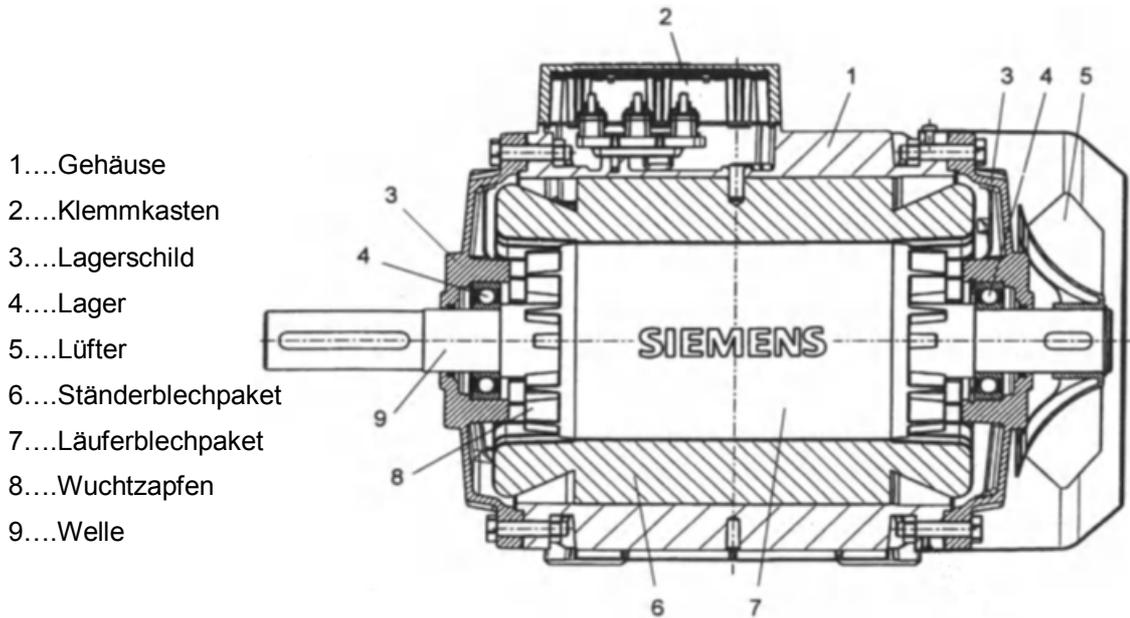
⁴⁵ Vgl. Borgeest (2016), S. 111 ff.

⁴⁶ Vgl. Babel (2014), S. 89.

⁴⁷ Vgl. Babel (2014), S. 85 ff.

⁴⁸ Vgl. Borgeest (2016), S. 114.

Ein schematischer Aufbau einer Asynchronmaschine mit allen wichtigen Komponenten wird in Abbildung 21 dargestellt.



- 1...Gehäuse
- 2...Klemmkasten
- 3...Lagerschild
- 4...Lager
- 5...Lüfter
- 6...Ständerblechpaket
- 7...Läuferblechpaket
- 8...Wuchzapfen
- 9...Welle

Abbildung 21: Aufbau einer Asynchronmaschine, Quelle: Kremser (2004), S. 96 (leicht modifiziert).

Da die Asynchronmaschine im Motorenprüfstand sehr dynamischen Belastungen ausgesetzt ist, wird diese (fast) immer mit einem externen Gebläse (Fremdlüfter) oder Kühlwasseranschluss zur Kühlung ausgerüstet.

$s = \frac{n_1 - n}{n_1} = \frac{n_2}{n_1}$ $= \frac{f_2}{f_1}$	(5.2)	n/s^{-1}	(mechanische) Drehzahl des Rotors
		n_1/s^{-1}	Drehzahl des Magnetfeldes (synchrone Drehzahl)
		n_2/s^{-1}	Relativdrehzahl, Ständerdrehfeld relativ zu Rotor
		$s/1$	Schlupf ($s = 0 \dots$ Synchrondrehzahl)
		f_1/Hz	Ständerfrequenz
		f_2/Hz	Läuferfrequenz

- 1...Läuferstäbe
- 2...Läuferendringe
- 3...Lüfterflügel

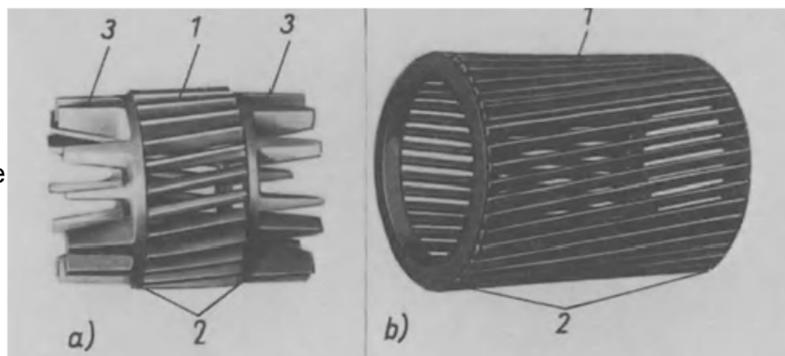


Abbildung 22: Kurzschlusskäfig, Quelle: Vaske (1976), S. 135.

Der schematische Zusammenhang zwischen Schlupf (Drehzahl) und Moment für eine Maschine, welche direkt am Drehstromnetz betrieben wird, wird in nachfolgender Abbildung dargestellt:

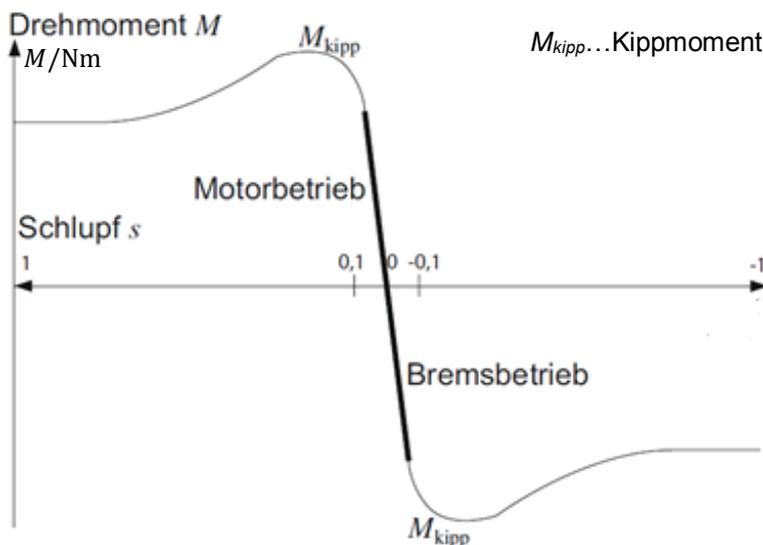


Abbildung 23: Schematische Kennlinie einer ASM am ‚starren‘ Netz, Quelle: Borgeest (2016), S. 115 (leicht modifiziert).

Die Kennlinie der Asynchronmaschine an einem fixen Drehstromnetz ist sehr begrenzt. Aus diesem Grund werden heutzutage sehr viele Elektromotoren mit einem Frequenzumrichter betrieben. Mit Hilfe eines Frequenzumrichters kann die Kennlinie so beeinflusst werden, dass Drehmoment und Drehzahl beliebig innerhalb der technischen Spezifikationen der Asynchronmaschine variiert werden können. Dadurch können folgende Maximalwerte für Drehzahl, Drehmoment und Leistung eingestellt werden (siehe Abbildung 24).⁴⁹

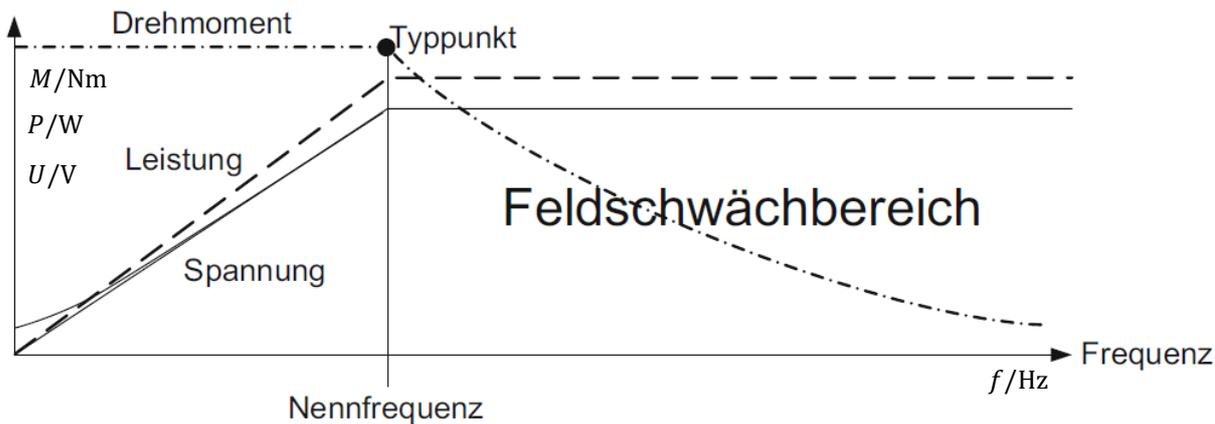


Abbildung 24: Kennlinien einer ASM oder SM mit Frequenzumrichter, Quelle: Borgeest (2016), S. 116 (leicht modifiziert).

Da die Funktion des Frequenzumrichters eine geringere Relevanz für diese wissenschaftliche Arbeit hat, werden Aufbau und Funktion des Frequenzumrichters nur oberflächlich am Ende des Kapitel 5.1.2 behandelt. Nachdem die Asynchronmaschine ausgiebig erläutert wurde, wird nachfolgend der Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsverlauf dieser genauer betrachtet.

⁴⁹ Vgl. Borgeest (2016), S. 115 f.

5.1.2 Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung

Um die Kennlinien einer Asynchronmaschine zu verstehen, wird das Ersatzschaltbild der ASM (für eine Phase des Drehstromnetzes und Elektromotors) genauer betrachtet (siehe Abbildung 25).

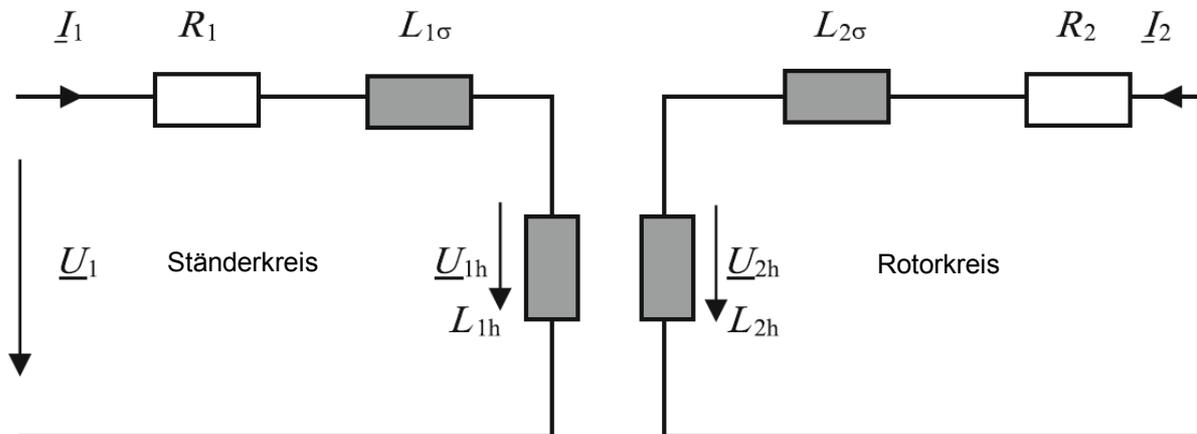


Abbildung 25: Ersatzschaltbild der ASM mit Käfigläufer, Quelle: Babel (2014), S. 90 (leicht modifiziert).

In Abbildung 25 wird die Asynchronmaschine in einen Ständer- und einen Rotorkreis aufgeteilt. Wendet man nun die Kirchhoff'sche Maschenregel beim Ständerkreis an, so ergibt sich folgende Gleichung:⁵⁰

$$\underline{U}_1 = R_1 \cdot \underline{I}_1 + j \cdot X_{1\sigma} \cdot \underline{I}_1 + \underline{U}_{1h}$$

$$X_{1\sigma} = 2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot L_{1\sigma} \quad (5.3)$$

$$\underline{U}_{1h} = j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot L_{1h}$$

\underline{U}_1/V Strangspannung

R_1/Ω Ständerwicklungswiderstand des Stranges

\underline{I}_1/A Strangstrom

$j/1$ imaginäre Einheit

$X_{1\sigma}/\Omega$ Streureaktanz der Ständerwicklung

$L_{1\sigma}/H$ Streuinduktivität der Ständerwicklung

\underline{U}_{1h}/V Spannung an der Ständerhauptinduktivität

L_{1h}/H Hauptinduktivität der Ständerwicklung

⁵⁰ Vgl. Babel (2014), S. 90 f.

Die Maschenregel für den Rotorkreis ergibt:⁵¹

$0 = R_2 \cdot \underline{I}_2 + j \cdot X_{2\sigma} \cdot \underline{I}_2 + \underline{U}_{2h}$ $X_{2\sigma} = 2 \cdot \pi \cdot f_2 \cdot L_{2\sigma} = 2 \cdot \pi \cdot s \cdot f_1 \cdot L_{2\sigma}$ $= s \cdot X_{2\sigma}^*$ $\underline{U}_{2h} = j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f_2 \cdot L_{2h} = j \cdot 2 \cdot \pi \cdot s \cdot f_1 \cdot L_{2h} \quad (5.4)$ $= s \cdot \underline{U}_{2h}^*$ $0 = R_2 \cdot \underline{I}_2 + j \cdot s \cdot X_{2\sigma}^* \cdot \underline{I}_2 + s \cdot \underline{U}_{2h}^*$ $= \frac{R_2}{s} \cdot \underline{I}_2 + j \cdot X_{2\sigma}^* \cdot \underline{I}_2 + \underline{U}_{2h}^*$	R_2/Ω Läuferwicklungswiderstand \underline{I}_2/A Läuferstrom $X_{2\sigma}/\Omega$ Läuferstreureaktanz $X_{2\sigma}^*/\Omega$ Läuferstreureaktanz bezogen auf die Ständerfrequenz $L_{2\sigma}/H$ Streuinduktivität der Läuferwicklung \underline{U}_{2h}/V Spannung an der Läuferhauptinduktivität \underline{U}_{2h}^*/V Spannung an der Läuferhauptinduktivität bezogen auf die Ständerfrequenz L_{2h}/H Hauptinduktivität der Läuferwicklung $s/1$ Schlupf
--	--

Da der magnetische Fluss zwischen Stator und Rotor gleich ist, wird durch die Einführung von bezogenen Größen ein Ersatzschaltbild ohne galvanische Trennung gebildet. Das wird mit Hilfe von folgenden Beziehungen realisiert.⁵²

$\ddot{u} = \frac{U_{1h}}{U_{2h}^*}$ $U_{1h} = \ddot{u} \cdot U_{2h}^* = U'_{2h}$ $I'_2 = \frac{I_2}{\ddot{u}} \quad (5.5)$ $R'_2 = \ddot{u}^2 \cdot R_2$ $X'_{2\sigma} = \ddot{u}^2 \cdot X_{2\sigma}^*$ $X_h = 2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot L_{1h}$	$\ddot{u}/1$ Übersetzungsverhältnis I'_2/A Läuferstrom (bezogen) U'_{2h}/V Spannung an der Läuferhauptinduktivität (bezogen) R'_2/Ω Läuferwicklungswiderstand (bezogen) $X'_{2\sigma}/\Omega$ Läuferstreureaktanz (bezogen) X_h/Ω Hauptinduktivität der ASM
--	---

Außerdem müssen noch Eisenverluste, welche bei der Asynchronmaschine vorhanden sind, im Ersatzschaltbild berücksichtigt werden. Diese werden parallel zur Hauptinduktivität im Ersatzschaltbild eingezeichnet.⁵³

Durch Anwenden der in (5.5) dargestellten Beziehungen und durch Einzeichnen der Reibungs- und Eisenverluste bekommt man das vollständige Ersatzschaltbild einer Asynchronmaschine, welches in Abbildung 26 dargestellt ist. Des Weiteren sind noch die anfallenden Verluste der ASM in dieser Abbildung dargestellt.

⁵¹ Vgl. Babel (2014), S. 90 f.

⁵² Vgl. Babel (2014), S. 91 f.

⁵³ Vgl. Spring (2005), S. 274 f.

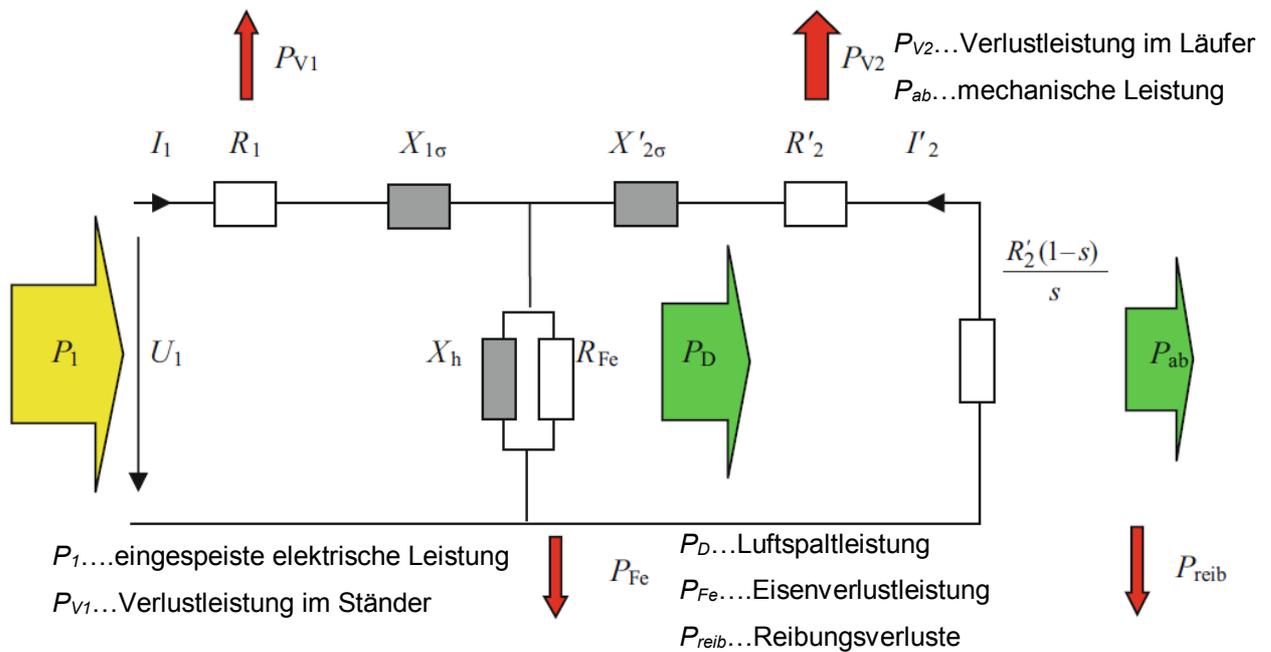


Abbildung 26: Vereinfachte Ersatzschaltbild einer ASM mit Käfigläufer, Quelle: Babel (2014), S. 98 (leicht modifiziert).

Aus den getroffenen Überlegungen und unter Vernachlässigung der Eisenverluste lässt sich folgende Formel für die Luftspaltleistung ermitteln:⁵⁴

$$P_D = m \cdot \frac{R'_2}{s} \cdot I'_2{}^2 \quad (5.6)$$

P_D/W	Luftspaltleistung
$m/1$	Strangzahl

Mit Hilfe des Gesetzes über die Spaltung der Luftspaltleistung ergibt sich folgende Formel für die mechanische Leistung:⁵⁴

$$P_{ab} = P_D - P_{V2} = P_D \cdot (1 - s) \quad (5.7)$$

$$P_{V2} = m \cdot R'_2 \cdot I'_2{}^2 = s \cdot P_D$$

P_{ab}/W	mechanische Leistung der ASM
P_{V2}/W	Kupferverluste im Rotor der ASM
P_{reib}/W	Reibverluste der ASM
$s/1$	Schlupf

Mit Hilfe der Formel (5.7) wird das Luftspaltmoment, welches auch innere Moment genannt wird, ermittelt:⁵⁴

$$M_D = \frac{P_{ab}}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{P_D \cdot (1 - s)}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (5.8)$$

$$= \frac{P_D}{2 \cdot \pi \cdot n_1}$$

$M_D/N \cdot m$	Luftspaltmoment
n/s^{-1}	(mechanische) Drehzahl des Rotors
n_1/s^{-1}	Synchrondrehzahl

Abschließend wird der Frequenzumrichter zur Regelung der Asynchron- und Synchronmaschine näher betrachtet.

⁵⁴ Vgl. Kremser (2004), S. 80 f.

Frequenzumrichter

Als Frequenzumrichter werden Stromrichtersysteme, welche aus einem Gleichrichter, Zwischenkreis und Wechselrichter bestehen, bezeichnet. Allerdings gibt es verschiedene Arten von Frequenzumrichtern, welche wie folgt lauten:⁵⁵

- „IWR: Stromzwischenkreisumrichter mit Blocktaktung
- UWR: Spannungszwischenkreisumrichter mit Blocktaktung
- PWR: Spannungszwischenkreisumrichter mit Pulsbreitensteuerung⁵⁶

In Abbildung 27 ist der schematische Aufbau der unterschiedlichen Arten dargestellt.

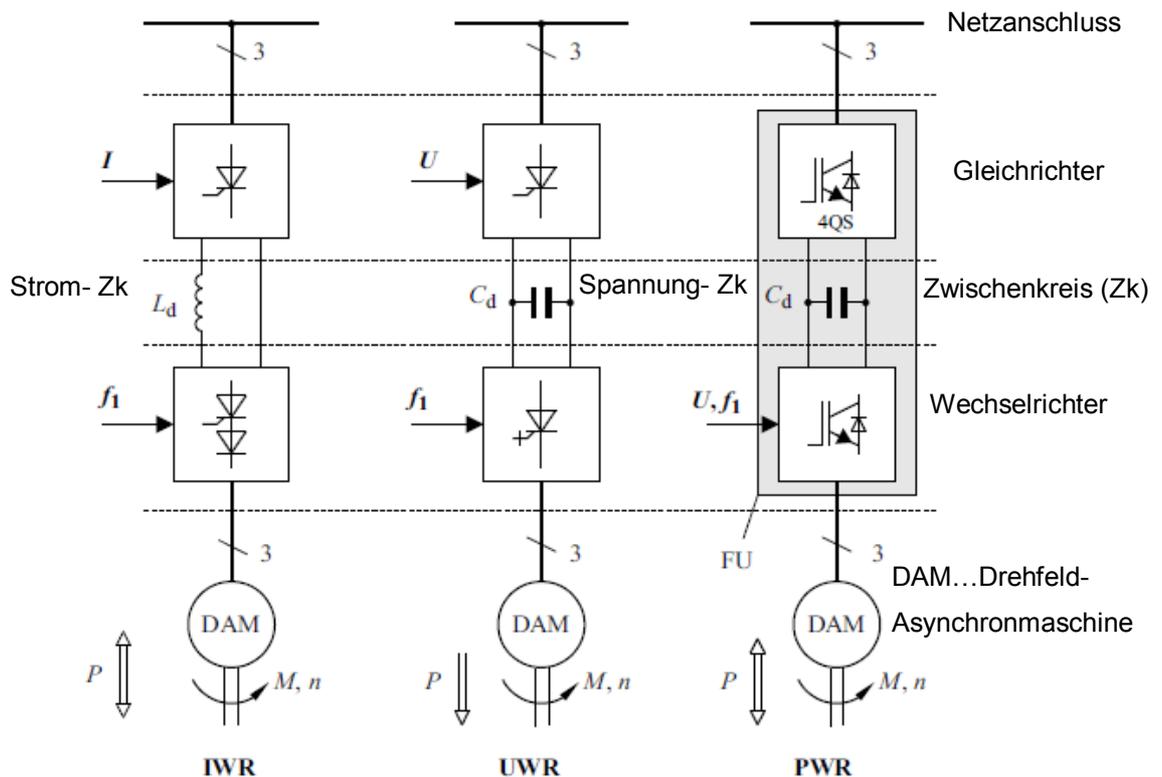


Abbildung 27: Aufbau unterschiedlicher Frequenzumrichterarten, Quelle: Specovius (2017), S. 318 (leicht modifiziert).

Die Aufgabe des Gleichrichters ist es, aus der Versorgungsspannung (Wechselspannung) eine Gleichspannung oder einen Gleichstrom zu erzeugen, welche dem Zwischenkreis zur Verfügung gestellt wird. Abhängig davon, ob es sich um einen Stromzwischenkreis (IWR) oder einen Spannungszwischenkreis (UWR, PWR) handelt, wird ein definierter Strom oder eine definierte Spannung dem Zwischenkreis bereitgestellt. Allerdings benötigt der UWR im Vergleich zum PWR eine Zwischenkreisspannung, welche mit der Ausgangsfrequenz des Wechselrichters eingestellt werden muss, wohingegen der PWR eine konstante Zwischenkreisspannung benötigt. Die Bremsenergie, welche durch die elektrische Maschine im Bremsbetrieb entsteht, wird entweder durch einen rückspeisefähigen

⁵⁵ Vgl. Specovius (2017), S. 317.

⁵⁶ Specovius (2017), S. 317.

Gleichrichter an das Netz zurückgespeist oder über einen Widerstand im Zwischenkreis in Wärme umgesetzt.⁵⁷

Nachfolgend werden nur mehr Frequenzumrichter mit Spannungszwischenkreis und rückspeisefähigen Gleichrichter behandelt, da diese im Zuge dieser Arbeit eine größere Relevanz besitzen.

Die Regelung der elektrischen Maschine erfolgt mit dem Wechselrichter, welcher aus der Zwischenkreisspannung einen Wechselstrom erzeugt. Dabei gibt es zwei gängige Methoden zur Regelung der elektrischen Maschine. Die erste ist eine Kennliniensteuerung (U/f -Kennlinie). Diese Art verändert die Spannung proportional zur Drehfeldfrequenz bis zur Nenndrehzahl der Maschine. Mit dieser Variante ändert sich der magnetische Fluss und das Kippmoment der elektrischen Maschine nicht mit der Drehzahl. Oberhalb der Nenndrehzahl wird die Spannung konstant gehalten (Spannungsgrenze) und der magnetische Fluss sinkt proportional mit $1/f$ (Feldschwächbereich). Allerdings wird diese Methode (fast) nie bei einem Prüfstand eingesetzt, da sie hauptsächlich zur Drehzahlregelung / -steuerung bei Anlagen mit geringen Anforderungen an die Genauigkeit verwendet wird. Somit wird die Kennliniensteuerung nicht näher behandelt. Die zweite Methode zur Regelung einer elektrischen Maschine ist die feldorientierte Regelung oder auch Vektorregelung genannt. Dabei wird die Lage des Rotorflusszeigers als Bezugsgröße verwendet und dient zur Ermittlung der drehmoment- und flussbildenden Komponenten. Somit können der drehmomentbildende Strom (Wirkstrom) und der Magnetisierungsstrom (Blindstrom) zur Regelung der elektrischen Maschine verwendet werden. Der Vorteil dieser Regelungsart ist, dass die Drehmomentregelung unabhängig vom magn. Fluss erfolgen kann. Aus diesem Grund können sehr hohe Dynamiken mit dieser Methode realisiert werden. Außerdem ermöglicht diese Variante das genaue Regeln der Drehzahl und des Drehmomentes der elektrischen Maschine.⁵⁸

⁵⁷ Vgl. Specovius (2017), S. 318.

⁵⁸ Vgl. Specovius (2017), S. 318 ff.

5.2 Synchronmaschine

Die Synchronmaschine (kurz SM) gehört wie die ASM zu den Drehfeldmaschinen und erzeugt ebenfalls ein rotierendes Magnetfeld im Stator. Allerdings besitzt die Synchronmaschine die Besonderheit, dass sich der Rotor mit der gleichen Frequenz (synchron) dreht, wie das Magnetfeld. Somit gibt es keinen Schlupf bei der Synchronmaschine.⁵⁹

Wenn in einem Motorenprüfstand eine Synchronmaschine verbaut wird, dann handelt es sich dabei hauptsächlich um eine permanenterregte Synchronmaschine (kurz PMSM oder PSM), welche als Innenpolmaschine ausgeführt ist. Aus diesem Grund wird nur diese und keine anderen Arten von Synchronmaschinen näher betrachtet.

5.2.1 Aufbau und Wirkungsweise

Der Aufbau des Stators der PMSM als Innenpolmaschine ist identisch dem Stator einer Asynchronmaschine. Der Unterschied zwischen dieser Synchronmaschine und der vorher beschriebenen Asynchronmaschine liegt im Rotor. Der Rotor der permanenterregten Synchronmaschine besteht aus Dauermagneten. Durch die Magnete im Rotor fallen dort wenig Verluste an. Allerdings entstehen durch die Dauermagnete, welche aus magnetischen Materialien (meist seltenen Erden) bestehen, hohe Anschaffungskosten für die permanenterregte Synchronmaschine.⁶⁰

Die Synchrohdrehzahl der SM wird – wie bei der Asynchronmaschine – mit der Formel (5.1) berechnet.⁶⁰

Der Rotor der Synchronmaschine wird (häufig) mit mehreren Läuferpolpaaren realisiert (siehe Abbildung 28). Dies hat zur Folge, dass auch die Statorwicklung entsprechend der Polpaare am Rotor angeordnet werden muss. Damit ist gemeint, dass die Stator- und Rotorpolpaarzahl identisch sein müssen. Im Falle der Abbildung 28, welche 2 Läuferpolpaare besitzt, bedeutet das, dass je zwei Wicklungen pro Phase in richtiger Reihenfolge am Ständer verbaut werden müssen.⁶¹

⁵⁹ Vgl. van Basshuysen/Schäfer (Hrsg.) (2017), S. 1248 f.

⁶⁰ Vgl. van Basshuysen/Schäfer (Hrsg.) (2017), S. 1248.

⁶¹ Vgl. Borgeest (2016), S. 112 f.

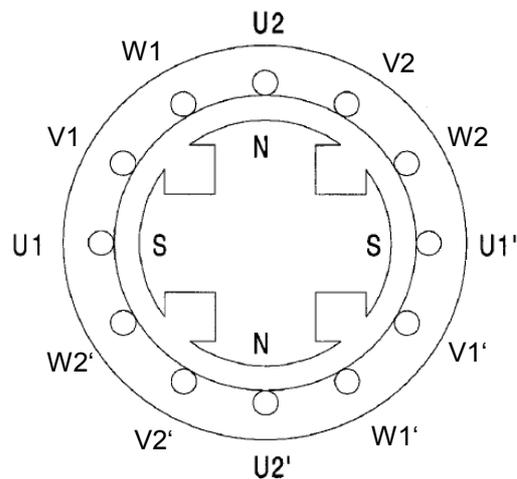


Abbildung 28: Schematische Darstellung einer 4-poligen Synchronmaschine, Quelle: Spring (2005), S. 333 (leicht modifiziert).

Durch ihren Aufbau hat die permanenterregte Synchronmaschine ein deutlich geringeres Massenträgheitsmoment als eine ASM mit gleicher Leistung. Folglich ist die SM wesentlich kompakter gebaut und besitzt eine höhere Leistungsdichte als die Asynchronmaschine. Außerdem ist ein dynamischerer Prüfbetrieb durch das geringere Massenträgheitsmoment der Synchronmaschine möglich.⁶²

Da die Synchronmaschine im Motorenprüfstand sehr dynamischen Belastungen ausgesetzt ist, wird diese (fast) immer mit einem externen Gebläse (Fremdlüfter) oder einem Kühlwasseranschluss zur Kühlung ausgerüstet. Eine Synchronmaschine mit Fremdlüfter ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:



Abbildung 29: Synchronmaschine mit Fremdlüfter, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 134.

Wie bereits erwähnt, gibt es bei der Synchronmaschine - auch unter Belastung - keinen Schlupf. Allerdings stellt sich je nach Last ein sogenannter Polradwinkel (siehe Kapitel 5.2.2) ein.⁶³

⁶² Vgl. Borgeest (2016), S. 113.

⁶³ Vgl. van Basshuysen/Schäfer (Hrsg.) (2017), S. 1249.

Da die Kennlinie einer Synchronmaschine an einem fixen Drehstromnetz (siehe Abbildung 30) sehr begrenzt ist, wird diese im Motorenprüfstand mit einem Frequenzumrichter betrieben. Mit dessen Hilfe kann die Kennlinie so beeinflusst werden, dass Drehmoment und Drehzahl beliebig innerhalb der technischen Spezifikationen der Synchronmaschine variiert werden können. Dadurch können folgende Maximalwerte für Drehzahl, Drehmoment und Leistung eingestellt werden (siehe Abbildung 24).⁶⁴

Außerdem ist in Abbildung 30 ersichtlich, dass die Synchronmaschine am starren Netz ihr maximal mögliches Moment (Kippmoment) beim (elektrischen) Polradwinkel $\pi/2$ ($= 90^\circ$) bzw. $-\pi/2$ ($= -90^\circ$) besitzt. Wird die Belastung weiter erhöht, fällt die Maschine ‚außer Tritt‘.⁶⁵

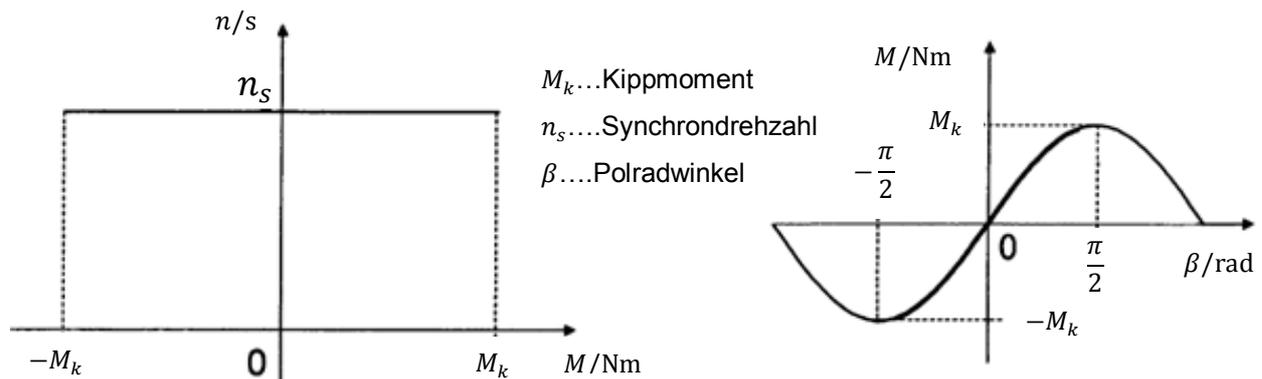


Abbildung 30: Drehzahl/ Drehmomentkennlinien und Drehmoment/ Polradwinkelkennlinie einer SM, Quelle: Seefried (2001), S. 167 (leicht modifiziert).

Eine Besonderheit der Synchronmaschine besteht in ihrem Anlaufverhalten. Sie kann nicht - ohne vorher getroffene Maßnahmen - direkt eingeschaltet werden. Der Grund dafür ist, dass der stillstehende Rotor (Polrad) nicht blitzartig dem Ständerdrehfeld (Synchrondrehzahl) folgen kann. Zur Lösung dieses Problems können sogenannte Anlaufhilfen eingesetzt werden.⁶⁶

Beispielsweise können folgende Anlaufhilfen verwendet werden:⁶⁷

- Asynchroner Anlauf (Anlaufkäfig am Rotor)
- Anlauf mit Hilfe eines Hilfsmotors
- Anlauf mit Hilfe eines Frequenzumrichters (wird beim Motorenprüfstand verwendet)

⁶⁴ Vgl. Borgeest (2016), S. 115 f.

⁶⁵ Vgl. Seefried (2001), S. 167.

⁶⁶ Vgl. Seefried (2001), S. 169.

⁶⁷ Vgl. van Basshuysen/Schäfer (Hrsg.) (2017), S. 1249.

5.2.2 Drehzahl-, Drehmoment- und Leistungsbetrachtung

Um die Kennlinien einer Synchronmaschine zu verstehen, wird das Ersatzschaltbild der SM im stationären Betrieb (für eine Phase des Drehstromnetzes und Elektromotors) genauer betrachtet (siehe Abbildung 31).

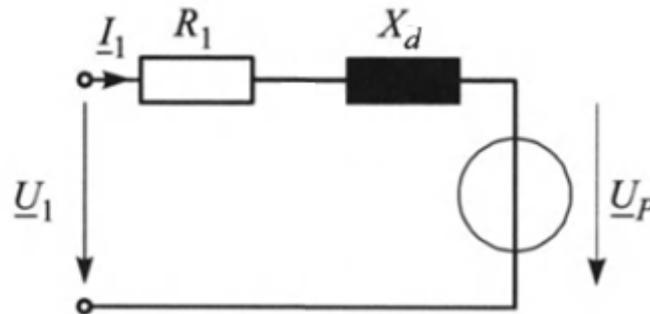


Abbildung 31: Ersatzschaltbild einer permanentenerregten Synchronmaschine, Quelle: Kremser (2004), S. 145 (leicht modifiziert).

Aus dem Ersatzschaltbild der Synchronmaschine ergibt sich folgende Formel, unter Anwendung der Kirchhoff'schen Maschenregel:⁶⁸

$$\underline{U}_1 = (R_1 + j \cdot X_d) \cdot \underline{I}_1 + \underline{U}_P \quad (5.9)$$

\underline{U}_1/V	Strangspannung
R_1/Ω	Ständerwicklungswiderstand des Stranges
\underline{I}_1/A	Strangstrom
$j/1$	imaginäre Einheit
X_d/Ω	Reaktanz der Ständerwicklung
\underline{U}_P/V	Polradspannung (vom Rotor induziert)

Die Polradspannung, welche vom Rotor induziert wird, ist proportional zur Winkelgeschwindigkeit bzw. Drehzahl des Rotors und dem magnetischen Fluss der Permanentmagneten (PM). Dieser Zusammenhang ist durch folgende Formel definiert:⁶⁸

$$\underline{U}_P = j \cdot \omega_1 \cdot \psi_{PM} \quad (5.10)$$

ω_1/s^{-1}	synchrone Winkelgeschwindigkeit
ψ_{PM}/Wb	magn. Fluss der PM

Die Stromwärmeverluste (Kupferverluste) können mit Hilfe folgender Formel ermittelt werden:⁶⁹

$$P_{V1} = m \cdot R_1 \cdot I_1^2 \quad (5.11)$$

P_{V1}/W	Stromwärmeverluste der PMSM
$m/1$	Strangzahl

⁶⁸ Vgl. Kremser (2004), S. 158 f.

⁶⁹ Vgl. Kremser (2004), S. 159 f.

Der Winkel zwischen der Strangspannung (\underline{U}_1) und der Polradspannung (\underline{U}_P) entspricht dem oben genannten (elektrischen) Polradwinkel (siehe Abbildung 32).⁷⁰

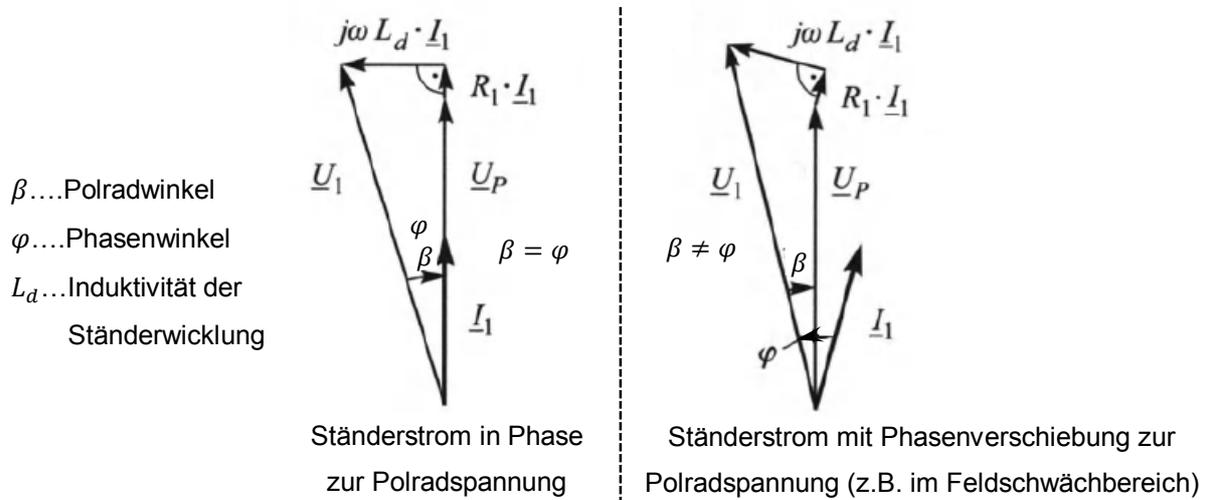


Abbildung 32: Spannungsdreiecke einer permanentenerregten Synchronmaschine, Quelle: Kremser (2004), S. 159 (leicht modifiziert).

Aus den getroffenen Überlegungen lässt sich folgende Formel für die mechanische Leistung ermitteln:⁷¹

$$P_{mech} = 3 \cdot p \cdot U_P \cdot I_1 \cdot \cos(\varphi - \beta) \quad (5.12)$$

P_{mech}/W	mechanische Leistung
$p/1$	Anzahl der Polpaare
φ/rad	Phasenwinkel
β/rad	Polradwinkel

Unter Vernachlässigung der Reibungs- und Eisenverluste ergibt sich folgende Formel für die mechanische Moment:⁷²

$$M_{mech} = \frac{P_{mech}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{3 \cdot p \cdot U_P \cdot I_1 \cdot \cos(\varphi - \beta)}{\omega_1} \quad (5.13)$$

$M_{mech}/N \cdot m$	mechanisches Drehmoment
n_1/s^{-1}	Synchrondrehzahl
ω_1/s^{-1}	synchrone Winkelgeschwindigkeit

Der Frequenzumrichter wurde bereits im vorigen Kapitel erklärt. Somit wird dieser nicht nochmals betrachtet.

Da die Synchronmaschine nun ausreichend behandelt wurde, werden als nächstes die Konditioniereinheiten eines Motorenprüfstandes genauer betrachtet.

⁷⁰ Vgl. Kremser (2004), S. 144.

⁷¹ Vgl. Kremser (2004), S. 159 f.

⁷² Vgl. Kremser (2004), S. 159 f.

6 KONDITIONIERANLAGEN

Das Verhalten eines Prüflings wird beträchtlich durch diverse Medien (Kühlmittel, Öl, Kraftstoff und Luft) beeinflusst. Deshalb besitzen Konditionieranlagen (kurz Konditionierer) die Anforderung, die benötigten Medien auf eine (wählbar) definierte Temperatur, Druck, Durchfluss, usw. zu bringen und auch zu messen. Somit sind die ‚Umgebungsbedingungen‘ des Prüflings (stationär oder dynamisch) einstellbar und es können reproduzierbare Messungen durchgeführt werden. Da diese reproduzierbaren Messungen essentiell für den Prüfstandbetrieb sind, sind die Konditionieranlagen ein wesentlicher Bestandteil eines Prüfstandes.⁷³

Folgende Medien werden in Konditionieranlagen aufbereitet:⁷⁴

- Ansaug- bzw. Ladeluft
- (Schmier-)Öl
- Kraftstoff
- Kühlwasser
- Sondermedien (Gas, Ethanol, AdBlue, etc.)

Gegenwärtig müssen Konditionieranlagen immer öfter extreme Testbedingungen (z.B. Temperaturen von -40 °C) für den Prüfling nachstellen, womit diese eine noch größere Bedeutung im Prüfstand erlangen. Aus diesem Grund werden Konditionierer (siehe Abbildung 33) für Kühlwasser (Glykol- Wassergemisch) genauer betrachtet.

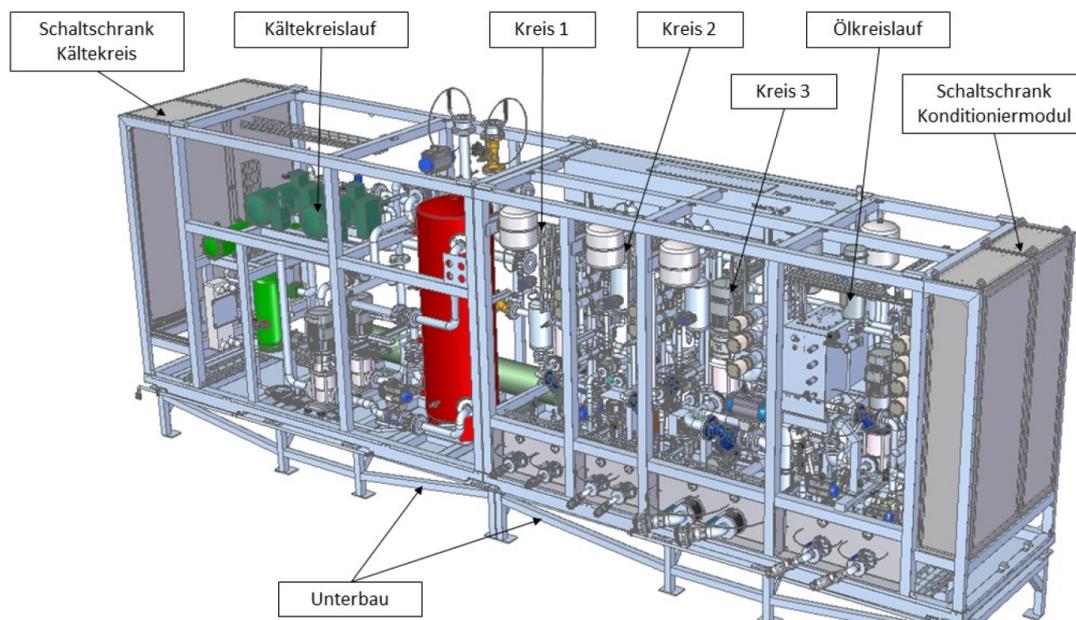


Abbildung 33: Konditionieranlage eines Prüfstandes, Quelle: Eigene Darstellung.

⁷³ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 144.

⁷⁴ Vgl. Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

6.1 Aufbau und Wirkungsweise

Um den Aufbau eines Kühlmittelkonditionierers besser verstehen zu können, wird dieser anhand eines Schemas dargestellt.

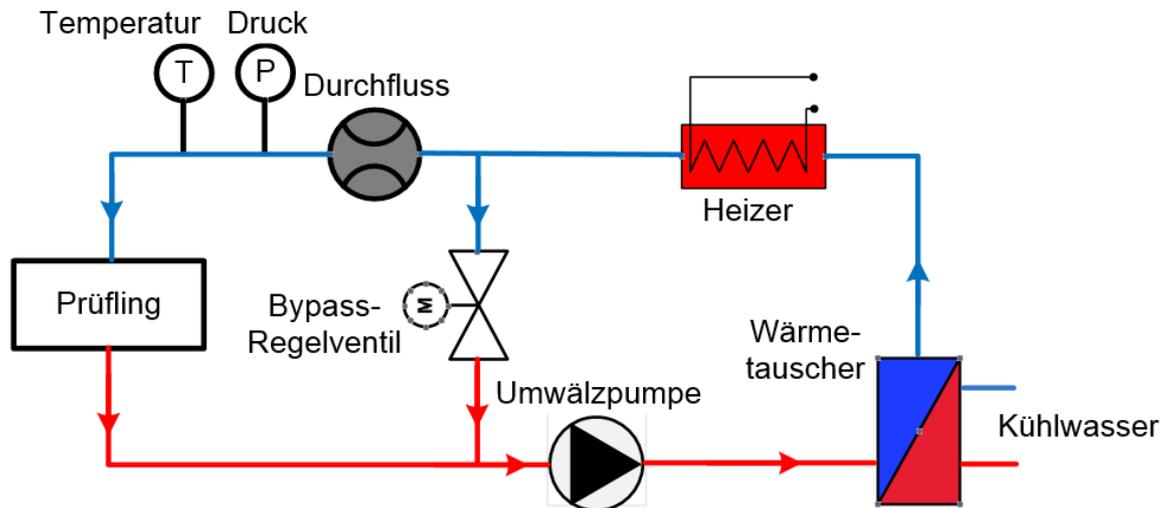


Abbildung 34: Schematische Darstellung eines Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

Damit der Prüfling mit einem Medium versorgt werden kann, muss ein definierter Durchfluss durch den Prüfling erzeugt werden können. Das kann durch eine in der Konditionieranlage verbauten Umwälzpumpe oder mit einer im Prüfling verbauten Pumpe realisiert werden.⁷⁵

Mit Hilfe einer Umwälzpumpe, welche getrennt vom Prüfling ist, können folgende Funktionen im Prüfstand realisiert werden:

- „Vorwärmen mit und ohne Motor
- Schnellkühlung bei gestopptem Motor (Startversuche, Klimakammeranwendungen)
- Ersatz der motoreigenen Umwälzpumpe (Forschungsmotoren)
- Regelung von dynamischen Temperaturprofilen
- Verbesserung der Regelgüte im Leerlauf- bzw. Teillastbetrieb“⁷⁶

Durch ein zusätzliches Regelventil, welches im Bypass zur Umwälzpumpe verbaut ist, kann eine zusätzliche Anpassung des Durchflusses / des Druckes erfolgen. Eine weitere Adaption dieser physikalischen Größen kann durch eine Umwälzpumpe, welche an einem Frequenzumrichter betrieben wird, erzielt werden. Damit ergeben sich folgende Vorteile:⁷⁷

- Vergrößerung des Druck- / Durchflussregelbereichs
- Druck- / Durchflussregelung unabhängig von der Temperatur
- Untersuchung von Prüflingsdruckverlusten

⁷⁵ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 147 ff.

⁷⁶ Paulweber/Lebert (2014), S. 147.

⁷⁷ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 149.

Da die (meisten) Prüflinge Wärme erzeugen, wird im Kühlmittelkonditionierer ein Wärmetauscher benötigt. Deshalb sind in (fast) allen Kühlmittelkonditionieranlagen Wasser / Kühlmittel- Wärmetauscher verbaut, welche die Wärme z.B. in das Haustechniknetz abführen. Allerdings wird das Kühlmittel, mit dem der Konditionierer gefüllt ist, nicht undefiniert gekühlt, sondern mit Hilfe eines Temperatursensors und einem Mischventil auf eine definiert einstellbare Temperatur geregelt. Da das Kühlmittel unabhängig vom Prüfling gekühlt werden kann, können auch reproduzierbare Kaltstarts mit dem Prüfling durchgeführt werden. Neben den Kaltstarts möchte man auch definierte Warmstarts nachstellen. Um das zu realisieren, wird eine zusätzliche Heizung im Konditionierer benötigt. Ein nützlicher Nebeneffekt dieser Heizung ist, dass eine dynamischere Regelung umgesetzt werden kann.⁷⁵

Die wichtigsten Komponenten einer Kühlmittelkonditionieranlage können wie folgt zusammengefasst werden:

- Umwälzpumpe
- Kühleinrichtung (z.B. Wärmetauscher)
- Heizeinrichtung (z.B. elektrische Heizung)
- Messtechnik (z.B. Drucksensor, Temperatursensor, Durchflusssensor)

Als nächstes wird sich das folgende Kapitel mit der physikalischen Betrachtung des Konditionierers beschäftigen, um diesen besser verstehen zu können.

6.2 Physikalische Betrachtung

Die Bernoulli- Gleichung ist eine der wichtigsten Gleichungen in der Strömungsmechanik. Im Gegensatz zur Kontinuitätsgleichung, worin die Bewegungsenergie von inkompressiblen Medien berücksichtigt wird, berücksichtigt die Bernoulli- Gleichung (siehe Formel (6.1)) die Bewegungs-, Lage- und Druckenergie bzw. -leistung eines Mediums.⁷⁸

$\frac{m_Q \cdot v_Q^2}{2} + m_Q \cdot g \cdot h_Q + p_Q \cdot \frac{m_Q}{\rho_Q}$ $= E_{ges} = const.$	m_Q / kg $v_Q / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ $g / \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ h_Q / m	Masse des Mediums mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Mediums Erdbeschleunigung Höhe des Systems relativ zum Bezugssystem
bzw. $\frac{\dot{m}_Q \cdot v_Q^2}{2} + \dot{m}_Q \cdot g \cdot h_Q + p_Q \cdot \frac{\dot{m}_Q}{\rho_Q}$ $= P_{ges} = const.$	(6.1) p_Q / Pa $\rho_Q / \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ E_{ges} / J $\dot{m}_Q / \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ P_{ges} / W	statische Druck im System Dichte des Mediums Gesamtenergie des Systems Massenstrom des Mediums Gesamtleistung des Systems

⁷⁸ Vgl. Bschorer (2017), S. 4 ff.

Abschnitt 1 der Abbildung 35 veranschaulicht die Verhältnisse der Energieverteilung nach der Bernoulli-Gleichung für ein ideales, reibungsfreies System mit inkompressiblen Medien. Darin kann man erkennen, dass die Strömungsgeschwindigkeit an einer Verengung steigt. Somit erhöht sich die kinetische Energie in einer Rohrleitung und gleichzeitig nimmt die Druckenergie ab. Außerdem ist in Abschnitt 2 ersichtlich, dass sich die Lageenergie und Druckenergie ändert, sofern sich die Höhe der Rohrleitung verändert. Außerdem wird verdeutlicht, dass bei Steigerung der Höhenlage die Energie der Lage zunimmt und die Druckenergie im gleichen Maße sinkt.⁷⁹

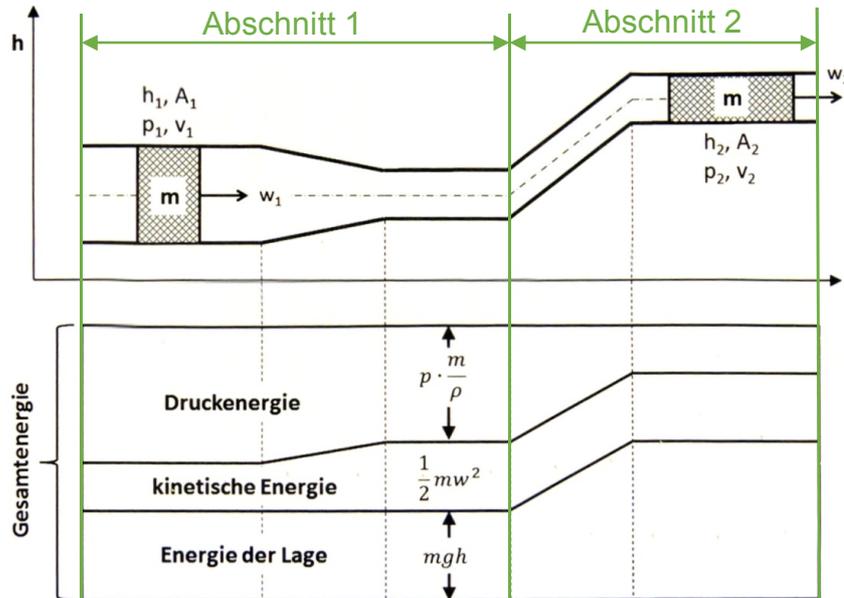


Abbildung 35: Energieverteilung nach der Bernoulli'schen Gleichung, Quelle: Wiegleb (2016), S. 101 (leicht modifiziert).

Wenn die Reibungsverluste nicht vernachlässigt werden können, muss die Bernoulli-Gleichung um die (Reibungs-) Verluste erweitert werden.⁸⁰

$$\begin{aligned} & \frac{\dot{m}_Q \cdot v_1^2}{2} + \dot{m}_Q \cdot g \cdot h_1 + p_1 \cdot \frac{\dot{m}_Q}{\rho_Q} \\ & - \sum \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\dot{m}_Q \cdot v_{x1}^2}{2} \\ & - \sum \xi \cdot \frac{\dot{m}_Q \cdot v_{x2}^2}{2} \\ & = \frac{\dot{m}_Q \cdot v_2^2}{2} + \dot{m}_Q \cdot g \cdot h_2 + p_2 \cdot \frac{\dot{m}_Q}{\rho_Q} \end{aligned}$$

- (6.2)
- $\lambda/1$ Rohrreibungszahl des Rohrleitungsabschnittes
 - l/m Länge der Rohrleitung des Rohrleitungsabsch.
 - d/m Durchmesser der Rohrleitung des Rohrleitungsabschnittes
 - $v_{x1}/m \cdot s^{-1}$ Strömungsgeschwindigkeit des Rohrleitungsabschnittes
 - $v_{x2}/m \cdot s^{-1}$ Strömungsgeschwindigkeit des Rohrleitungsabschnittes
 - $\xi/1$ Form- Widerstandszahl des Rohrleitungsabsch.

Mit Hilfe des Massenstroms kann die Leistung, welche für die Kühl- und Heizeinrichtung benötigt wird, mit folgenden Formeln berechnet werden:⁸¹

⁷⁹ Vgl. Wiegleb (2016), S. 101.

⁸⁰ Vgl. Herwig (2008), S. 89 ff.

⁸¹ Vgl. Von Böckh/Wetzels (2015), S. 10.

	\dot{Q}/W	Wärmestrom
	Q/J	Wärmeenergie
$\dot{Q} = \dot{m}_Q \cdot c_p \cdot \Delta T$	$\dot{m}_Q/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Massenstrom
(6.3) $Q = m_Q \cdot c_p \cdot \Delta T$	m_Q/kg	Masse
	$c_p/J \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität des Mediums bei konstanten Druck
	$\Delta T/K$	Temperaturdifferenz

Die spezifischen Wärmekapazität (c) des Mediums ist vom Druck und der Temperatur des Mediums abhängig.⁸²

Da nun die Zusammenhänge für die Leistungsberechnung der Kühl- und Heizreinrichtung bekannt sind, können daraus die Regelventile der Konditionieranlage dimensioniert werden.

Regelventile gibt es in den verschiedensten normierten Ausführungen und Größen. Da nicht jede Größe überall einsetzbar ist, muss ein geeigneter Nenndurchmesser für die gegebenen Einsatzbedingungen bestimmt werden. Damit die geeignete Größe eines Regelventils berechnet werden kann, werden folgende Rahmenbedingungen benötigt:⁸³

- Vorhandener Druck vor und nach der Armatur
- Maximal gewünschter Durchfluss / Massenstrom
- Dichte (und Temperatur) des Mediums
- Chemische Eigenschaften des Mediums

Mit diesen Parametern wird der K_v - Wert, welcher auch als Durchflussfaktor oder Durchflusskoeffizient bezeichnet wird, der notwendigen Armatur berechnet. Der K_v - Wert wird bei einem Öffnungsgrad von 100% (Nennhub) einer Armatur auch als K_{vs} bzw. K_{v100} Wert bezeichnet. Der K_{vs} - Wert dient zur Bestimmung der Größe der Armatur, da dieser Wert eine Angabe für den maximal erzielbaren Durchsatz ist. Zur Sicherheit (Überdimensionierung) sollte der K_{vs} - Wert einer Armatur mindestens 30 % größer als der benötigte K_v - Wert sein.⁸³

Bei der Berechnung des K_v - Wertes unterscheidet man zwischen gasförmigen und flüssigen Medien. Die Berechnung des Wertes für flüssige Medien erfolgt mit folgender Formel: ⁸³

	$K_v/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Durchflusskoeffizient
	$Q_N/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Volumendurchfluss im Normzustand
$K_v = Q_N \cdot \sqrt{\frac{\rho_N}{1000 \cdot \Delta p}}$	(6.4) $\rho_N/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	Dichte des Mediums im Normzustand (0 °C; 1013,25 hPa)
	$\Delta p/\text{bar}$	Differenzdruck (vor und nach) der Armatur

⁸² Vgl. Wiegleb (2016), S. 655.

⁸³ Vgl. Mankenberger GmbH (o.J.), Online-Quelle [20.August.2018].

7 ANALYSE DER LEISTUNGSBEREICHE VON BELASTUNGSEINRICHTUNGEN IM UNTERNEHMEN

Damit eine Modernisierung und Flexibilisierung eines Motorenprüfstandes gezielt durchgeführt werden kann, werden die Leistungsbereiche und die Verwendungshäufigkeit der Belastungseinrichtungen, welche im Unternehmen Kristl, Seibt & Co (KS) in den letzten drei Jahren eingesetzt wurden, analysiert. Allerdings werden bei dieser Auswertung nur die Belastungseinrichtungen, welche vom Unternehmen KS beschafft werden, berücksichtigt. Aus diesem Grund sind sogenannte ‚Kundenbestellungen‘ nicht in der Auswertung ersichtlich.

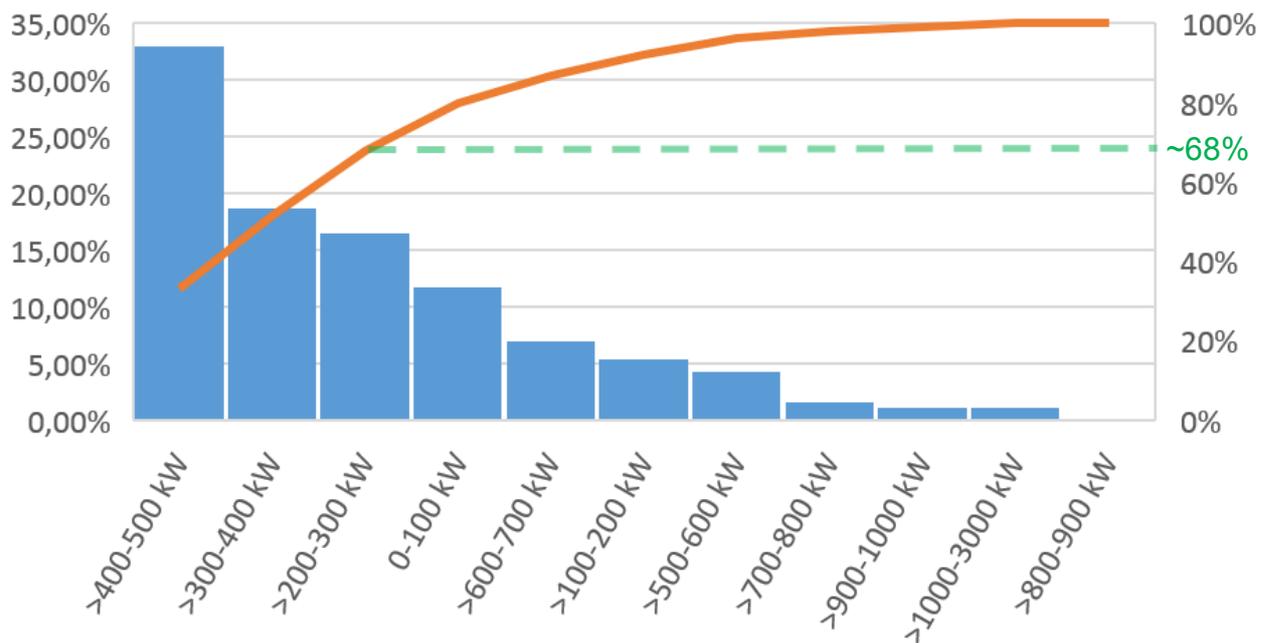


Abbildung 36: Leistungsbereiche und Verwendungshäufigkeit von Belastungseinrichtungen im Unternehmen Kristl, Seibt & Co, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 36 ist ersichtlich, dass die Leistungsbereiche größer 200 bis 500 kW einen Anteil von ca. 68 % vom gesamten Umfang ausmachen. Aus diesem Grund wird sich das Kapitel 9 ‚Flexibilisierung von Motorenprüfständen‘ hauptsächlich auf diesen Leistungsbereich konzentrieren.

Um einen Einblick in die verwendeten Belastungsmaschinen zu bekommen, wird als nächstes eine Verteilung von den verwendeten Typen aller Leistungsbereiche erstellt.

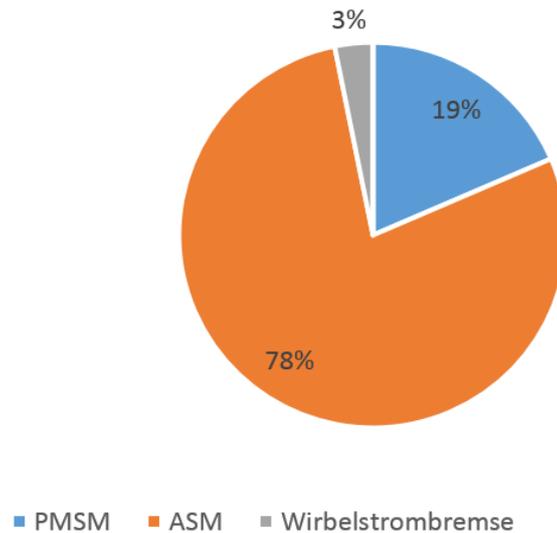


Abbildung 37: Verteilung der Belastungsmaschinen im Unternehmen Kristl, Seibt & Co, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 37 ist ersichtlich, dass die Asynchronmaschine (ASM) und permanenterregte Synchronmaschine (PMSM) zu 97 % zum Einsatz kommt. Der Grund für den häufigen Einsatz von elektrischen Maschinen ist auf die sehr gute (Regel-)Dynamik und die energieeffiziente Nutzung (Energierückspeisung) im Motorenprüfstand zurückzuführen. Außerdem ist im Diagramm ersichtlich, dass die Wirbelstrom- (3 %) und Wasserbremse (0 %) eher seltener eingesetzt werden. Allerdings kommen mehr Wirbelstrom- und Wasserbremse zum Einsatz als in Abbildung 37 dargestellt werden. Der Grund dafür ist, dass sehr viele Kunden der Firma Kristl, Seibt & Co die erwähnten Bremsen beistellen. Somit sind diese nicht in der Auswertung ersichtlich.

8 UPGRADE EINES MOTORENPRÜFSTANDES

Der aktuelle Trend zeigt, dass die Produktlebenszeiten immer kürzer werden. Außerdem ändern sich Vorgaben, Standards und Normen (z.B. Abgasnorm) immer schneller. Durch diese ständige Weiterentwicklung steigen die Anforderungen an Dynamik, Effizienz und Flexibilität in der Automobil-Prüfstandtechnik. Aus diesem Grund ist es wichtig, einen modernen und anpassungsfähigen Motorenprüfstand zu besitzen, um angemessen auf diverse Situationen und Testanforderungen reagieren zu können. Allerdings muss nicht (immer) der gesamte Prüfstand erneuert werden, um den aktuellen Anforderungen gerecht zu werden. Durch den praktischen Bezug der Arbeit ergibt sich, dass diverse Einheiten wie z.B. die Drehzahl in $U \cdot \text{min}^{-1}$ (Umdrehungen pro Minute), der Durchfluss in $l \cdot \text{min}^{-1}$ (Liter pro Minute) und der Druck in bar angegeben werden. Somit ergeben sich folgende Anforderungen, um den derzeitigen Ansprüchen gerecht zu werden:

- Drehmomentgradient: 1200 Nm pro Sekunde
- Drehzahlgradient: 1500 $U \cdot \text{min}^{-1}$ pro Sekunde
- Maximale Drehzahl: 3000 $U \cdot \text{min}^{-1}$
- Drehmoment: 1500 Nm bei 2000 $U \cdot \text{min}^{-1}$
- Erhöhung der Energieeffizienz
- Temperaturgradient des Konditionierers (Heizen und Kühlen): 3 °C pro Minute
- Durchfluss des Konditionierers: 5 bis 20 $l \cdot \text{min}^{-1}$

Aus den gegebenen Anforderungen ergibt sich, dass das Antriebs- bzw. Bremssystem des Motorenprüfstandes erneuert werden muss. Außerdem muss die Kühlwasserkonditionieranlage des Prüfstandes verbessert werden, um den gewünschten Gradienten zu erreichen. Neben diesen Anlagenteilen existieren noch andere Komponenten (z.B. Abgasabsaugung, Zellenbelüftung, Ansaugluftkonditionierung, usw.) am Prüfstand. Allerdings erfüllen diese Komponenten die gewünschten Anforderungen oder haben keinen Einfluss auf diese.

Um das optimale Antriebs- bzw. Bremssystem und eine passende Kühlwasserkonditionieranlage konzipieren zu können, werden diverse Daten vom Prüfling (=Verbrennungsmotor) benötigt, welche wie folgt lauten:

- Maximale Prüflingsleistung: ca. 360 kW
- Maximales Prüflingsmoment: ca. 1800 Nm
- Maximale Drehzahl: ca. 3000 $U \cdot \text{min}^{-1}$
- Wärmeeintrag des Prüflings in den Konditionierer: maximal 50 kW

Neben der Erhaltung der Wettbewerbsfähigkeit soll durch die Modernisierung ein Mehrwert erzielt werden, welcher jedoch nicht explizit in dieser Arbeit erwähnt wird:

- **Präzision:** Durch Erneuerung der Messtechnik werden wichtige Kenngrößen genauer gemessen.
- **Sicherheitstechnik:** Durch Erneuerung der Sicherheitstechnik erfüllt der Motorenprüfstand die (aktuell) gültigen Sicherheitsrichtlinien.
- **Erweiterbarkeit:** Durch das Automatisierungssystem ‚Tornado‘, welches den Prüfstand steuert, sind unkomplizierte Erweiterungen von Hard- und Software möglich.
- **Kosten:** Durch gezielte Modernisierung von Komponenten ist ein kostengünstigerer Umbau im Vergleich zu einem neuen Motorenprüfstand möglich.

8.1 Antriebs- / Bremssystem

8.1.1 Analyse Ist- Zustand

Als erstes wird der Zustand des aktuellen Systems analysiert. Dabei handelt es sich um eine Wirbelstrombremse des Typs FE 600-S von Borghi & Saveri mit folgenden Leistungsdaten:

- Maximale Leistung: 600 PS bzw. 441,3 kW
- Maximales Drehmoment: 2850 Nm
- Maximale Drehzahl: 5500 U · min⁻¹
- Massenträgheitsmoment: 2,856 kg · m²; Masse: 1300 kg
- Wellendurchmesser: 90 mm; Rotordurchmesser: 700 mm



Abbildung 38: Wirbelstrombremse des Typs ‚FE 600-S‘ von Borghi & Saveri, Quelle: Borghi & Saveri S.r.l. (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].

Die Regelung der Wirbelstrombremse erfolgt mit einem Steuergerät des Typs ‚A04‘ von Borghi & Saveri.

Die technischen Daten dieses Steuergeräts sind in Kapitel 4.1 zu finden.

Folgendes Schema zeigt den schematischen Aufbau des Bremssystems:

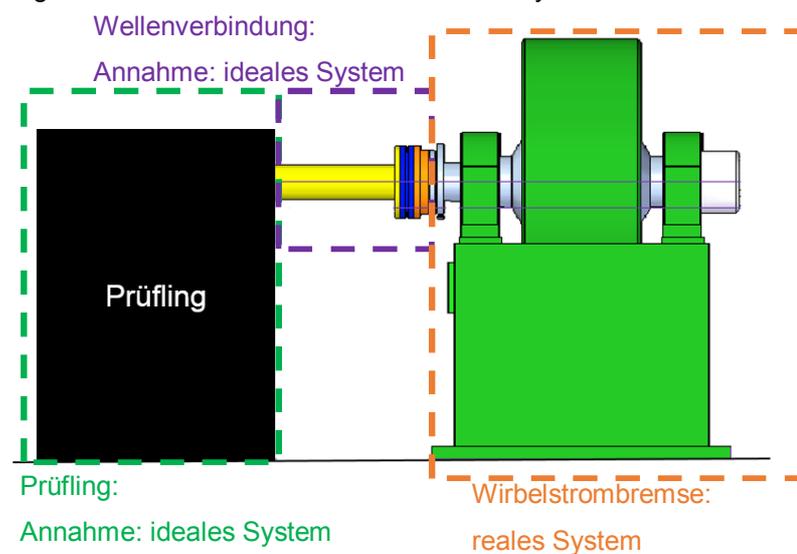


Abbildung 39: Schematischer Aufbau der Wirbelstrombremse mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 39 wird dargestellt, dass die Komponenten ‚Welle‘ und ‚Prüfling‘ als ideales System angenommen werden. Das heißt, dass der Prüfling (Verbrennungsmotor) unendlich schnell bzw. ausreichend schnell die Drehzahl und das Drehmoment ändern kann. Außerdem wird die Welle als ideales und starres Verbindungsglied zwischen Bremse und Prüfling angenommen. Somit herrscht in der Annahme keine Drehzahl- und Drehmomentdifferenz zwischen dem Ein- und Abtrieb der Welle. Die Idee dahinter diesen Annahmen und dieser Herangehensweise ist, dass die Abbildungstiefe und –breite des entstehenden Modells so gering wie möglich gehalten wird. Aus diesem Grund wird ‚nur‘ das Verhalten des gesamten Systems ohne physikalische Betrachtung der einzelnen Komponenten analysiert und modelliert. Dessen ungeachtet sind die Welle und der Prüfling in der Realität keine idealen Komponenten und beeinflussen das Verhalten des Bremssystems. Daraus folgt, dass das nicht ideale Verhalten des Prüflings und der Welle in Folge dieser Arbeit der Wirbelstrombremse zugerechnet werden. Somit wird das gesamte, reale System betrachtet. Allerdings ist durch diese Betrachtung das Verhalten nicht mehr den einzelnen Komponenten (Wirbelstrombremse, Welle und Prüfling) zuzurechnen.

Zur Analyse des Gesamtsystems werden verschiedene Regelantworten mit den oben beschriebenen Systemen und dem Prüfling durchgeführt. Für das bestehende System gibt es für einen stationären und transienten Betrieb zwei Regelparametersätze. Als erstes werden diverse Versuche mit den Regelparametern des stationären Betriebs durchgeführt.

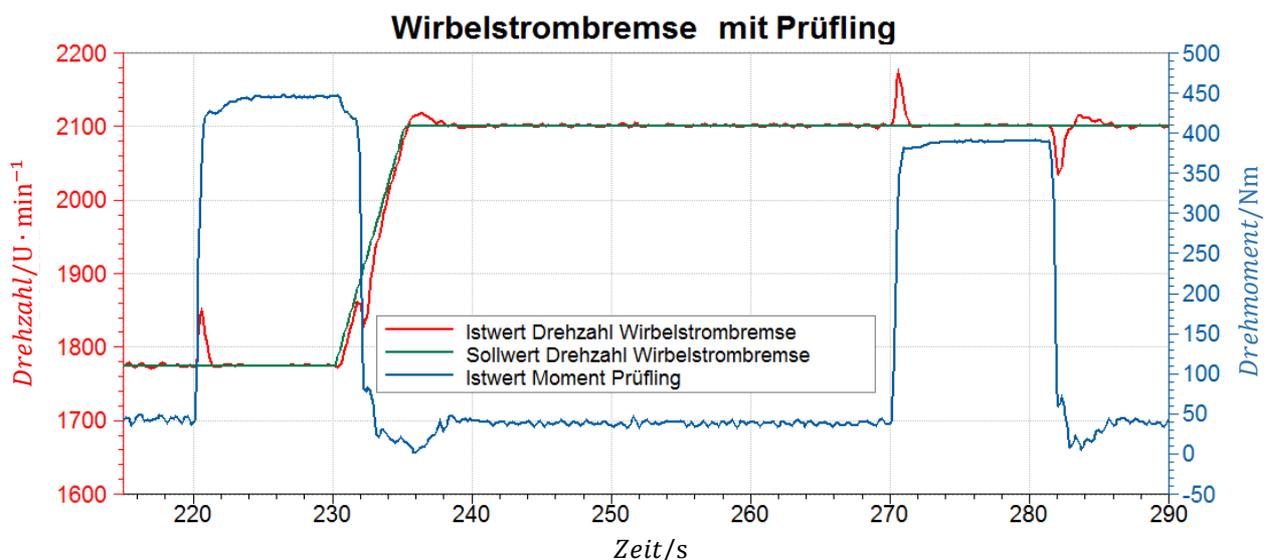


Abbildung 40: Führungs- und Störverhalten einer Wirbelstrombremse im Modus ‚Drehzahlregelung‘, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 40 ist ersichtlich, dass beim schnellen Anstieg bzw. Abfallen des Drehmomentes des Prüflings die Drehzahl der Wirbelstrombremse kurzzeitig vom Sollwert abweicht. Die schnelle Erhöhung des Drehmomentes durch den Prüfling führt zu einem Anstieg der Drehzahl, da die Wirbelstrombremse nicht schnell genug ein gleich großes Gegendrehmoment aufbringen kann. Somit wird bestätigt, dass die Wirbelstrombremse ein eher trägeres Systemverhalten besitzt.

Um das Verhalten in diversen stationären Betriebsfällen simulieren zu können wird mit Hilfe der Messdaten und der in Abbildung 39 getroffenen Annahmen ein einfaches Modell des Verhaltens der Wirbelstrombremse mit Prüfling erstellt. Außerdem werden diverse Testläufe mit diesem Modell simuliert, welche einen Vergleich zwischen den verbesserten Antriebssystem (siehe 8.1.2) ermöglicht, ohne direkt

Messungen an der realen Wirbelstrombremse durchführen zu müssen. Der schematische Aufbau des Modells, welcher das vereinfachte Verhalten einer Wirbelstrombremse beschreibt, wird in nachfolgender Abbildung dargestellt:

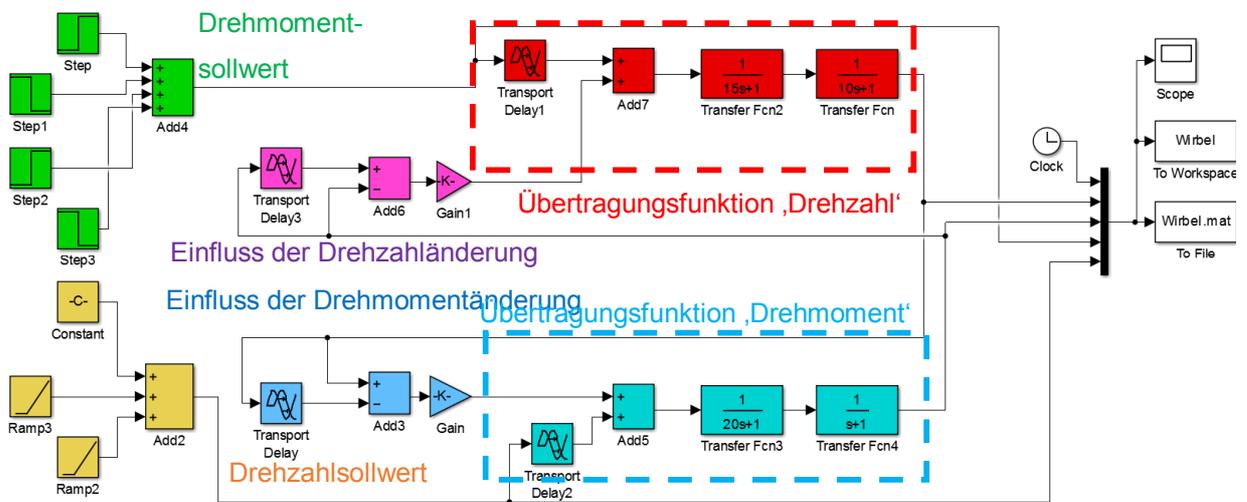


Abbildung 41: Schematischer Aufbau des Modells einer Wirbelstrombremse mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Übertragungsfunktionen und Einflüsse von Änderungen zur Erstellung des Modells sind durch die Analyse der Messdaten in Abbildung 40 ermittelt worden. Dabei wurde das Sollwertverhalten der Drehzahl und das Störverhalten des Drehmomentes genauer betrachtet. Als Resultat ist das vereinfachte Modell der Wirbelstrombremse mit Prüfling in Abbildung 41 entstanden.

Nach dem Erstellen des Modells wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Daten und den Ergebnissen der Simulation durchgeführt. Dieser Vergleich ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

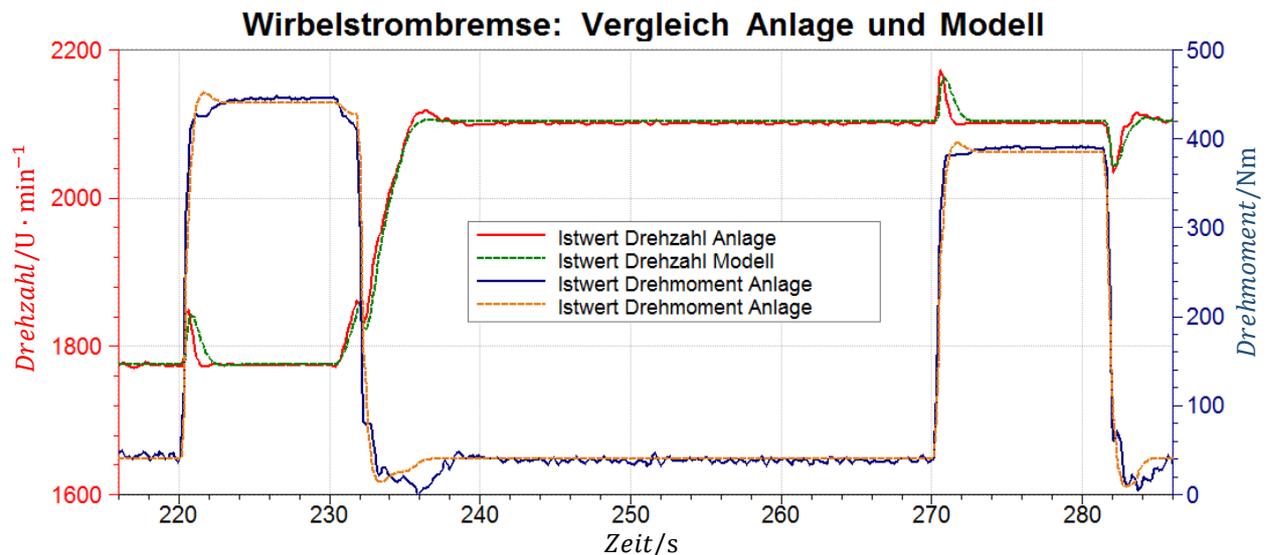


Abbildung 42: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte der Wirbelstrombremse (Stationärbetrieb), Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 42 ist ersichtlich, dass es zwischen Simulation und realer Anlage geringe Abweichungen gibt. Dieser Unterschied ist auf die ideale Betrachtung der Wellenverbindung und des Prüflings, sowie die vereinfachte Nachmodellierung der Wirbelstrombremse rückzuführen. Um eine qualitative Aussage über

die Simulationsgüte zu erhalten, werden Fehlerkenngrößen gebildet. Folgende Formeln werden verwendet, um diese Werte zu berechnen:

$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2}$	(8.1)	<p><i>RMSE</i> Wurzel der Summe der mittleren quadratischen Fehler. Die Einheit dieser Variable hängt von der Einheit der Kurvenwerte ab.</p> <p><i>NRMSE/1</i> normierte RMSE</p> <p><i>n/1</i> Anzahl der Werte</p> <p><i>i/1</i> Laufvariable</p> <p>\hat{y}_i Wert der ersten Kurve (hier: Messwerte) an der Stelle i. Die Einheit dieser Variable hängt von der Einheit der Kurvenwerte ab.</p> <p>y_i Wert der zweiten Kurve (hier: Simulationswerte) an der Stelle i. Die Einheit dieser Variable hängt von der Einheit der Kurvenwerte ab.</p> <p>\bar{y} Mittelwert der ersten Kurve (hier: Messwerte) Die Einheit dieser Variable hängt von der Einheit der Kurvenwerte ab.</p>
$NRMSE = \frac{RMSE}{\bar{y}}$		

Wertet man die Daten des Testzyklus in Abbildung 42 aus, so ergibt sich ein RMSE von 13,427 Nm für das Drehmoment und ein RMSE von 8,3479 U · min⁻¹ für die Drehzahl. Diese Absolutwerte wirken am Anfang sehr hoch. Allerdings müssen diese Werte im Verhältnis zu den betrachteten Werten gesetzt, damit ein aussagekräftiges Ergebnis bestimmt werden kann. Aus diesem Grund wird der NRMSE berechnet. Der NRMSE für das Drehmoment ist 0,048 bzw. 4,8 % (hier: 13,427 Nm) und der NRMSE für die Drehzahl ist 0,0041 bzw. 0,41 % (hier: 8,3479 U · min⁻¹). Der NRMSE für die Drehzahl ergibt, dass eine starke Ähnlichkeit zwischen der gemessenen und simulierten Drehzahl besteht. Obwohl diese Kennzahl beim simulierten Drehmoment deutlich schlechter ist, liegt diese im tolerierbaren Bereich (<10 %). Dieser Bereich ist akzeptabel, weil die Wirbelstrombremse nur durch einfache PT-Glieder und ohne Regler beschrieben wurde. Aus diesem Grund werden mit Hilfe dieses Modells diverse Testläufe im stationären Betrieb der Wirbelstrombremse simuliert. Somit kann ein Vergleich zwischen dem Stationärbetrieb der Wirbelstrombremse und anderen Systemen ermöglicht werden, ohne direkt Messungen an der realen Wirbelstrombremse durchführen zu müssen.

Aufgrund der ausreichend genauen Ergebnisse wird das dargestellte Modell (siehe Abbildung 41) auch für den transienten Betrieb der Wirbelstrombremse verwendet. Allerdings müssen diverse Koeffizienten im Modell angepasst werden, da sich im transienten Betrieb die Regelparameter der Wirbelstrombremse ändern.

Nach dem Überarbeiten der Koeffizienten im Modells wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Daten und den Ergebnissen der Simulation durchgeführt. Dieser Vergleich ist in Abbildung 43 dargestellt.

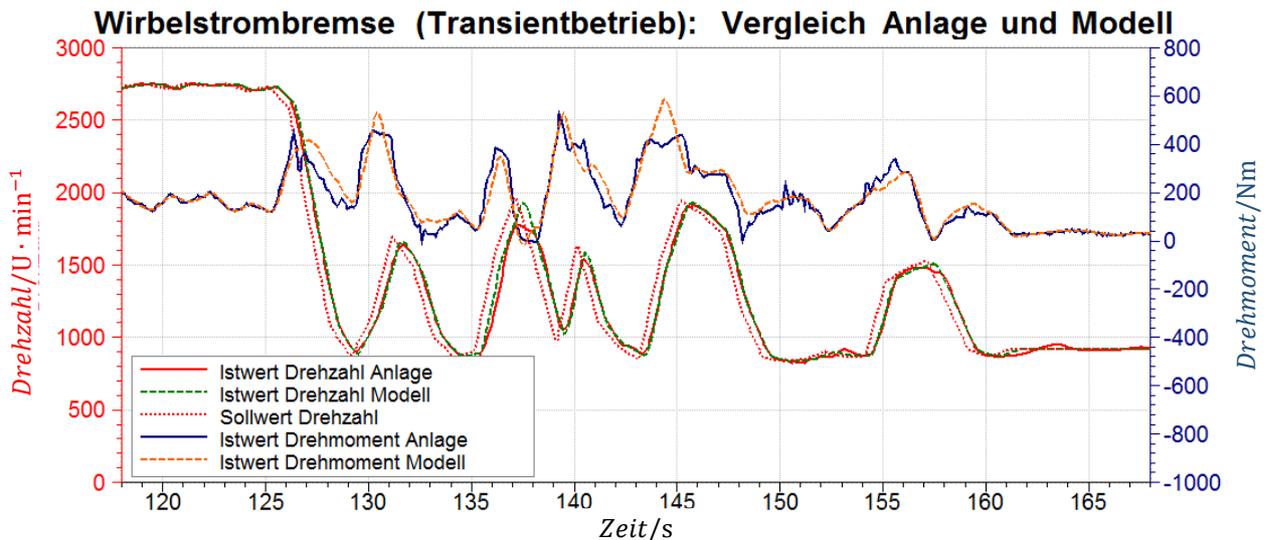


Abbildung 43: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte der Wirbelstrombremse (Transientbetrieb),
Quelle: Eigene Darstellung.

Dadurch, dass diverse Parameter im Modell zur Simulation des transienten Betriebes geändert wurden, wird erneut die Simulationsgüte überprüft. Die Analyse der in Abbildung 43 dargestellten Daten ergibt einen NRMSE von 0,112 bzw. 11,2 % für das Drehmoment und einen NRMSE von 0,0222 bzw. 2,22 % für die Drehzahl. Der NRMSE für die Drehzahl verdeutlicht erneut die starke Ähnlichkeit zwischen dem Modell und den Messergebnissen. Der ungenauere Kennwert für das Drehmoment ist auf die Einwirkungen des Steuergerätes des Prüflings zurückzuführen, da dieses nicht ideal auf schnelle Änderungen reagiert. Trotzdem sind die Ergebnisse ausreichend genau, um diverse Testläufe der Wirbelstrombremse im transienten Betrieb simulieren zu können.

In Abbildung 40 und Abbildung 43 ist ersichtlich, dass ein Drehzahlgradient von ca. $100 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ pro Sekunde bzw. ca. $600 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ pro Sekunde und ein Drehmomentgradient von ca. 400 Nm pro Sekunde bzw. ca. 500 Nm pro Sekunde erreicht wird. Diese Gradienten weichen deutlich von den Anforderungen ab. Außerdem ist in Abbildung 40 erkennbar, dass durch eine eher langsame Änderung der Störgröße (Drehmoment) bereits ein nennenswerter Einbruch des Istwertes (Drehzahl) erkennbar ist. Des Weiteren ist im transienten Betrieb eine ständige Abweichung zum Sollwert (Drehzahl) vorhanden, wodurch das gezielte Anfahren von Betriebspunkten beeinflusst wird. Zusätzlich wird bei der Wirbelstrombremse die Bremsenergie in Wärme umgewandelt, welche mit dem Kühlwasser abgeführt. Aus den Ergebnissen lässt sich ableiten, dass mit einer Wirbelstrombremse die gewünschten Anforderungen nicht erreicht werden. Aus diesem Grund wird ein neues Antriebs- bzw. Bremssystem gewählt.

8.1.2 Auswahl und Analyse des verbesserten Antriebs- / Bremssystem

Die Erkenntnisse im vorigen Kapitel führen zu der Schlussfolgerung, dass ein dynamischeres Antriebs- bzw. Bremssystem benötigt wird, um den Anforderung gerecht zu werden. Da die Wasserbremse ein eher träges Bremssystem ist, wird sie nicht für das verbesserte Bremssystem in Betracht gezogen. Somit richtet sich das Hauptaugenmerk auf die Asynchron- und Synchronmaschine als neues Antriebssystem.

Aus den Anforderungen des Antriebssystems wird eine passende Maschine ausgewählt.

Aus den vorigen Kapiteln ergeben sich folgende Anforderungen:

- Maximale Drehzahl: $3000 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$
- Drehmoment: 1500 Nm bei $2000 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$
- Kompakte und kostenorientierte Lösung
- Drehmomentgradient: $1200 \text{ Nm pro Sekunde}$
- Drehzahlgradient: $1500 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ pro Sekunde
- Energieeffizientes System (Nutzung der Bremsenergie)

Anhand dieser Anforderungen wird eine Asynchronmaschine des Typs ‚MAC QI 250 P F62 B14‘ von der Firma Vascat mit folgenden Betriebsdaten in der Betriebsart S1 (Dauerbetrieb) gewählt:⁸⁴

- Art der Kühlung: Radialventilator (Fremdlüfter)
- Schutzart: IP 23
- Trägheitsmoment des Rotors: $3,362 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Gewicht: 1350 kg
- Maximale Drehzahl: $3000 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$
- Motorbetrieb:
 - Nennmoment: 3200 Nm
 - Nenndrehzahl: $1123 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$
 - Nennleistung: 376 kW
 - Nennfrequenz: 57 Hz
 - Nennspannung: 400 V
 - Nennstrom: 715 A
 - Maximale Drehzahl mit konstanter Leistung: $1910 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$
- Generatorbetrieb:
 - Nennmoment: 3200 Nm
 - Nenndrehzahl: $1217 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$
 - Nennleistung: 408 kW
 - Nennfrequenz: 60 Hz
 - Nennspannung: 400 V
 - Nennstrom: 715 A
 - Maximale Drehzahl mit konstanter Leistung: $2060 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$



Abbildung 44: Asynchron-Servomotor der Baureihe ‚MAC QI‘, Quelle: VASCAT S.A. (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].

Damit die Asynchronmaschine gezielt eine Drehzahl oder ein Drehmoment einregeln kann, wird ein Frequenzumrichter benötigt. Als Schnittstelle zum Automatisierungssystem sollte vorzugsweise eine Ethercat- Schnittstelle vorhanden sein. Als Ersatz kann auf eine Profibus- Schnittstelle ausgewichen werden.

⁸⁴ Vgl. VASCAT S.A. (2015), Online-Quelle [26.10.2018].

8.1.3 Vergleich von Frequenzumrichtern

Hauptsächlich werden Komponenten von Siemens eingesetzt. Aus diesem Grund wird ein Frequenzumrichter der Firma Siemens gewählt, welcher folgende Komponenten besitzt und Daten erfüllt:⁸⁵

- Netzeinspeisung des Typs: 6SL3305-7TE38-4AA
 - Eingangsspannung vom Netz (AC): 3AC 380- 480 V, 50 Hz
 - Ausgangsspannung / Zwischenkreis (DC): 600 V
 - Bemessungsleistung: 500 kW
 - Rückspeisefähig
- Motormodul (Wechselrichter) des Typs: 6SL3325-1TE38-4AA3
 - Eingangsspannung / Zwischenkreis (DC): 510- 720 V
 - Ausgangsspannung zur elektrische Maschine (AC): 3AC 0- 480 V
 - Bemessungsleistung: 450 kW
- Regelungsbaugruppe des Frequenzumrichters / Antriebseinheit des Typs: 6SL3040-1MA00-0AA0
 - Inklusive Profibuschnittstelle zur Anbindung des Automatisierungssystems
- Drehgeberauswertemodul des Typs: 6SL3055-0AA00-5BA3
- Drehgeber des Typs: IC2048S/R zur Drehzahlregelung
- Drehmomentmessflansch des Typs: T40B von HBM zur Drehmomentregelung

Zum Vergleich wird ein Umrichter der Firma ABB gewählt, welcher folgende Komponenten besitzt und Daten erfüllt:⁸⁶

- Frequenzumrichter des Typs: ACS880-17-0870A-3
 - Eingangsspannung vom Netz (AC): 3AC 380- 415 V, 50 Hz
 - Ausgangsspannung zur elektrische Maschine (AC): 3AC 0- 415 V
 - Bemessungsleistung: 500 kW
 - Rückspeisefähig
- Schnittstellenmodul zur Anbindung des Automatisierungssystems des Typs: FECA-01
- Drehgeberauswertemodul des Typs: FEN-11
- Drehgeber des Typs: IC2048S/R zur Drehzahlregelung
- Drehmomentmessflansch des Typs: T40B von HBM zur Drehmomentregelung

Nachdem die Komponenten für das Antriebssystem bestimmt wurden, werden diverse Versuche durchgeführt und zur Verifikation des Systems analysiert und ausgewertet.

⁸⁵ Vgl. Siemens AG (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].

⁸⁶ Vgl. ABB AG (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].

8.1.4 Auswertung der Erkenntnisse und Daten

Als erstes wird die Latenzzeit zwischen einer Sollwertänderung und der Reaktion des Frequenzumrichters (Siemens und ABB) ermittelt, da die gewählten Umrichter unterschiedliche Schnittstellen zur Anbindung an das Automatisierungssystem ‚Tornado‘ besitzen. Dieser Aufwand wird betrieben, da die Reaktionszeit ein wichtiger Faktor zur Realisierung von dynamischen Prüfläufen ist. Außerdem hat sie Auswirkungen auf die Stabilität eines Regelkreises. Somit ist die Reaktions- bzw. Totzeit ein wichtiger Kennwert für die Regelung des Frequenzumrichters.

In nachfolgender Abbildung ist der schematische Aufbau zur Ermittlung der Latenzzeit dargestellt:

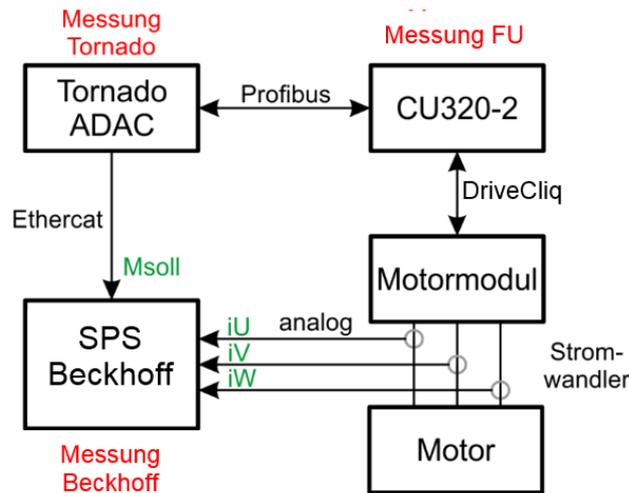


Abbildung 45:Aufbau zur Ermittlung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.

Das Schema bildet folgende Komponenten ab, welche jene Aufgaben erfüllen:

- Tornado + ADAC: Automatisierungssystem + Echtzeitsystem zur Sollwertvorgabe
- Profibus: Kommunikation zwischen Automatisierungssystem und Frequenzumrichter
Die Datenübertragungsfrequenz wurde im Automatisierungssystem auf 1000 Hz eingestellt.
- Regelungsbaugruppe CU320-2 des Siemens Frequenzumrichters: Regelt bzw. steuert diverse Aufgaben des Frequenzumrichters
- DriveCliqu: Kommunikation zwischen Regelungsbaugruppe und Motormodul
- Motormodul: Wechselrichter des Frequenzumrichters
- Stromwandler: Zur Messung der Phasenströme des Motors
- Motor: Asynchronmaschine
- SPS (Speicherprogrammierbare Steuerung) von Beckhoff inklusive Netzmonitoring- Klemme
- Ethercat: Kommunikation zwischen Automatisierungssystem und Beckhoff- SPS
Die Datenübertragungsfrequenz wurde im Automatisierungssystem auf 1000 Hz eingestellt.

Zur Analyse der Latenzzeit werden verschiedene Sollwertsprünge (Moment) mit den oben beschriebenen Komponenten durchgeführt. In nachfolgender Abbildung sind die Ergebnisse vom Siemens-Frequenzumrichter dargestellt:

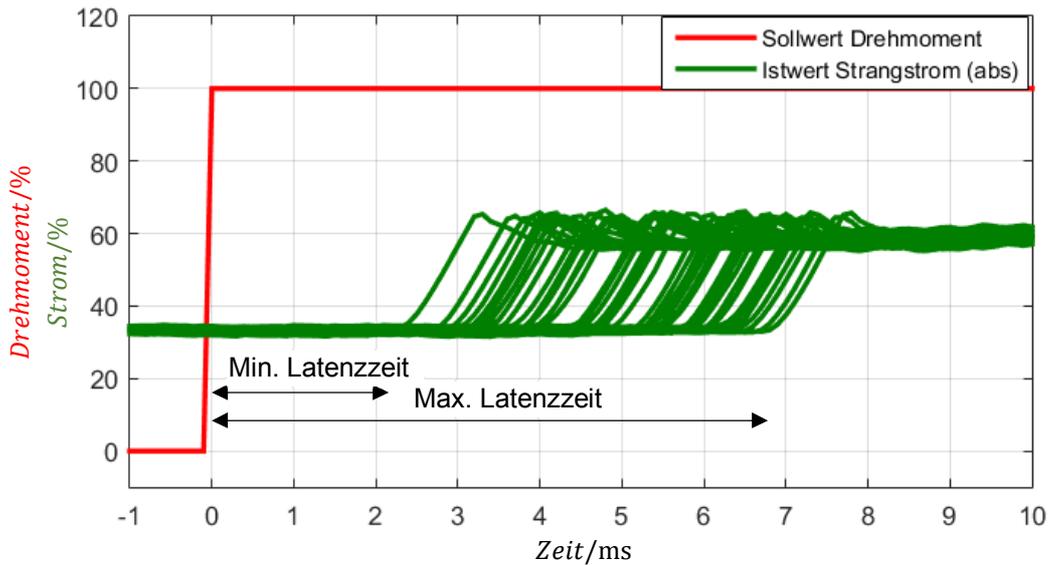


Abbildung 46: Grafische Darstellung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 46 ist die minimale und maximale Latenzzeit von ca. 2,3 ms und ca. 6,9 ms erkennbar. Allerdings sind dies nur die Extremwerte der gemessenen Reaktionszeit. Zur besseren Darstellung der Latenzzeit wird eine Häufigkeitsverteilung ausgewertet.

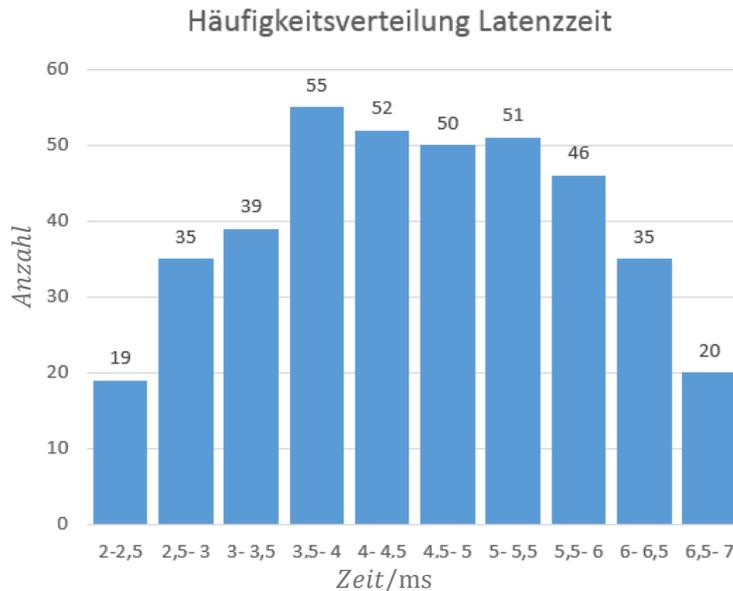


Abbildung 47: Häufigkeitsverteilung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.

Auf den ersten Blick erscheint eine durchschnittliche Reaktionszeit von ca. 4 bis 5 ms relativ schnell. Allerdings ist diese Zeit im Vergleich zu anderen Umrichtern hoch und schwankt ‚sehr‘ stark. Aus diesem Grund wird versucht, die Latenzzeit zu vermindern, um noch dynamischer reagieren zu können. Zur Optimierung der Reaktionszeit wurde der Parameter ‚p2048: IF1 PROFIdrive PZD Abtastzeit‘ entdeckt. Dieser Parameter ist standardmäßig auf 4 ms eingestellt. Diese Einstellung entspricht der Zeit, wie schnell Daten von der Kommunikationsschnittstelle (hier: Profibus) ausgelesen werden. Somit kann die durchschnittliche Reaktionszeit von ca. 4 bis 5 ms erklärt werden. Allerdings kann der Parameter ‚p2048‘ zwischen 1 und 16 ms eingestellt werden. Um die Latenzzeit zu verbessern, wird dieser Parameter auf 1 ms geändert. Nachdem dieser Wert verkleinert wurde, werden erneut Reaktionszeitmessungen durchgeführt. Die Ergebnisse davon sind in nachfolgender Abbildung ersichtlich:

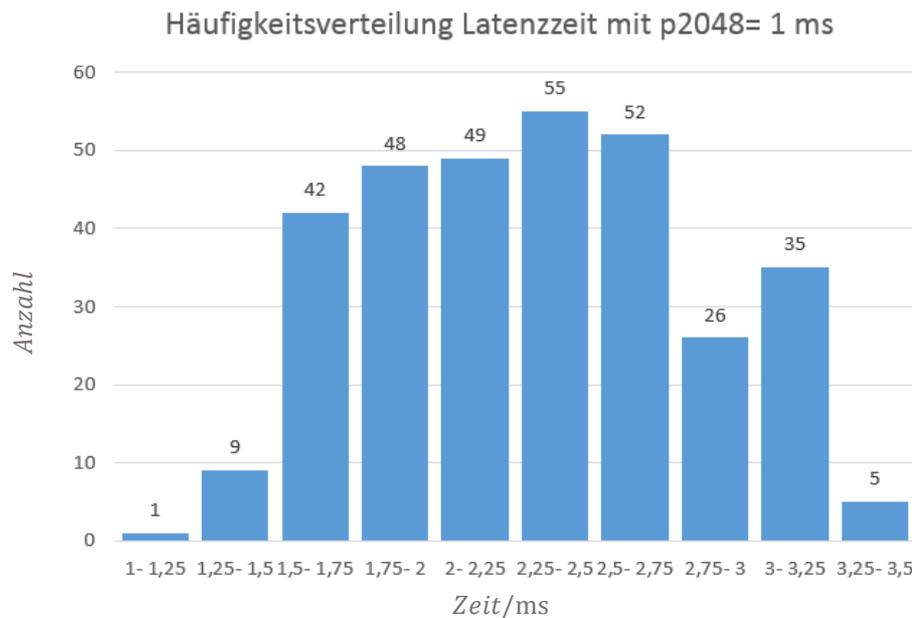


Abbildung 48: Häufigkeitsverteilung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters mit Parameter ‚p2048‘ 1 ms, Quelle: Eigene Darstellung.

Durch die Änderung des Parameters ‚p2048: IF1 PROFIdrive PZD Abtastzeit‘ kann die Latenzzeit deutlich reduziert werden. Ein Grund, warum die durchschnittliche Reaktionszeit ca. 2,25 ms beträgt, liegt daran, dass die Ethercat- Kommunikation zur Beckhoff-SPS nicht zeitsynchronisiert mit der Profibus- Kommunikation zum Frequenzumrichter ist. Aus diesem Grund werden die Messergebnisse leicht verfälscht. Allerdings hat sich eine Synchronisation zwischen der Ethercat- und Profibus- Kommunikation als sehr schwierig erwiesen. Deshalb werden keine weiteren Latenzzeitmessungen durchgeführt. Allerdings wird vermutet, dass die durchschnittlichen Reaktionszeiten bei synchronisierter Datenübertragung bei ca. 1,25 bis 1,5 ms liegen würden.

Als nächstes wird die Latenzzeit des oben beschriebenen ABB- Frequenzumrichters ermittelt. Der Versuchsaufbau zur Ermittlung der Reaktionszeit ähnelt dem in Abbildung 45 dargestellten Schema. Die Unterschiede zwischen den Komponenten sind:

- Ethercat: Kommunikation zwischen Automatisierungssystem und Frequenzumrichter
Die Datenübertragungsfrequenz wurde im Automatisierungssystem auf 1000 Hz eingestellt.
Anstelle der Profibus- Kommunikation wird eine Ethercat- Kommunikation zum Frequenzumrichter eingesetzt.
- ABB Frequenzumrichter des Typs: ACS880-17-0870A-3: Regelt bzw. steuert diverse Aufgaben des Frequenzumrichters. Des Weiteren beinhaltet dieser Typ alle Komponenten (Gleichrichter, Zwischenkreis, Wechselrichter, usw.), welche benötigt werden. Somit steht diese Komponente repräsentativ für folgende Bauteile, welche in Abbildung 45 dargestellt sind:
 - Regelungsbaugruppe CU320-2 des Siemens Frequenzumrichters: Regelt bzw. steuert diverse Aufgaben des Frequenzumrichters
 - DriveCliq: Kommunikation zwischen Regelungsbaugruppe und Motormodul
 - Motormodul: Wechselrichter des Frequenzumrichters

Zur Analyse der Latenzzeit des ABB- Frequenzumrichters wird anhand der gleichen Methode wie beim Siemens- Umrichter vorgegangen. In nachfolgender Abbildung sind die Ergebnisse von diesem Versuch dargestellt:

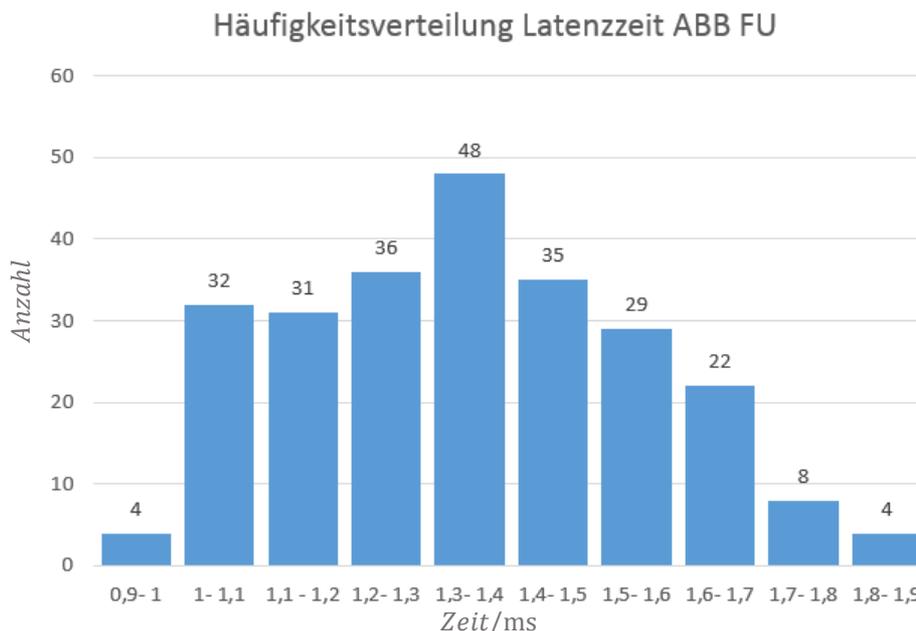


Abbildung 49: Häufigkeitsverteilung der Latenzzeit des ABB Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.

Da sowohl die Kommunikation zum Frequenzumrichter als auch die Kommunikation zur Beckhoff- SPS eine Ethercat- Verbindung ist, wird bei diesen Latenzzeitversuchen eine Zeitsynchronisation durchgeführt. Somit können exakte Reaktionszeiten ermittelt werden. In Abbildung 49 ist die Häufigkeitsverteilung der Latenzzeit des ABB Frequenzumrichter ersichtlich. Die durchschnittliche Reaktionszeit beträgt ca. 1,3 bis 1,4 ms. Somit ist die Reaktionszeit des ABB- Frequenzumrichters schneller als die des Siemens- Umrichters. Neben der durchschnittlichen Latenzzeit ist auch die Streuung dieser ein wesentlicher Faktor zur Realisierung von hochdynamischen Prüfständen. In Abbildung 48 ist ersichtlich, dass der Siemens- Frequenzumrichter eine absolute Streuung von ca. 2,5 ms besitzt. Im Vergleich dazu weist der ABB- Frequenzumrichter eine Streuung von ca. 1 ms auf.

Anhand der Reaktionszeitversuche besitzt der ABB- Frequenzumrichter eine schnellere Latenzzeit als der Siemens- Frequenzumrichter. Allerdings ist diese wissenschaftliche Arbeit direkt an die Umsetzung eines Kundenprojektes gekoppelt. Da dieser Kunde eine langjährige Lieferantenbeziehung zu Siemens vorzuweisen hat, wird ein Siemens- Frequenzumrichter verwendet. Somit werden alle weiteren Versuche mit dem oben beschriebenen Siemens- Frequenzumrichter durchgeführt. Ein umgehender Vergleich mit dem ABB- Frequenzumrichter wird zu einer späteren Zeit, aber nicht im Zuge dieser wissenschaftlichen Arbeit durchgeführt.

Zur Analyse der oben beschriebenen elektrischen Maschinen (Asynchronmaschine) werden verschiedene Regelantworten durchgeführt. Folgendes Schema veranschaulicht den Versuchsaufbau des Antriebssystems mit und ohne Prüfling zur Analyse der elektrischen Maschinen:

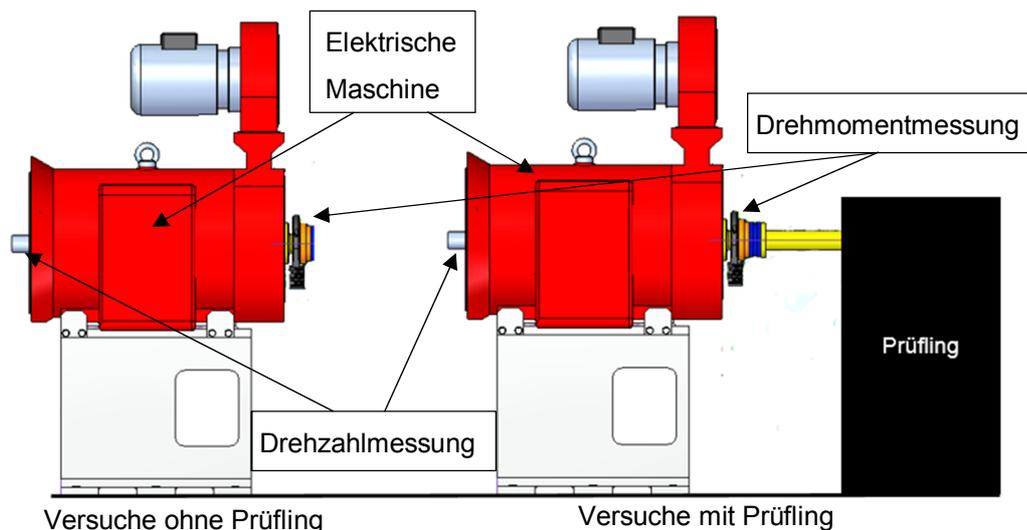


Abbildung 50: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus mit und ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

Bevor die Versuche durchgeführt werden, ist es empfehlenswert, sogenannte ID- Läufe mit der Asynchronmaschine durchzuführen. Mit Hilfe der ID- Läufe werden die Parameter der elektrischen Maschine sowie Regelparameter ermittelt. Der Siemens- Frequenzumrichter bietet folgende Messarten zur Ermittlung der Maschinenparameter an:

- „vollständige Messung der Motor- / Regelungsparameter
- stehende Messung
- drehende Messung im geberlosen Betrieb
- drehende Messung mit Geber
- Drehzahlregleroptimierung im geberlosen Betrieb
- Drehzahlregleroptimierung mit Geber⁸⁷

Zur Ermittlung der Parameter werden die Messarten ‚stehende Messungen‘ und ‚drehende Messung mit Geber‘ gewählt. Dabei wurden folgende Maschinenparameter (siehe Abbildung 26) ermittelt:

- Ständerwicklungswiderstand: 4,4 m Ω
- Läuferwicklungswiderstand: 4,7 m Ω
- Ständerstreuinduktivität: 0,163 mH
- Läuferstreuinduktivität: 0,114 mH
- Hauptinduktivität: 1,927 mH
- Magnetisierungsstrom: 294,7 A

Wie im theoretischen Teil dieser Arbeit beschrieben, können aktive Belastungseinrichtungen (Asynchron-, Synchronmaschinen, usw.) im Vergleich zu den passiven Belastungseinrichtungen (Wirbelstrombremse, Wasserbremse, usw.) aktiv Drehmoment aufbauen. Aus diesem Grund werden als erstes Versuche ohne Prüfling durchgeführt. Mit den Ergebnissen wird die Dynamik der Asynchronmaschine und des Frequenzumrichters bei verschiedenen Drehzahlen und diversen Drehmomentsprüngen (Sollwert)

⁸⁷ Siemens AG (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].

ermittelt. In nachfolgender Abbildung sind die Ergebnisse der Drehmomentsprünge und das Verhalten der Drehzahl ersichtlich:

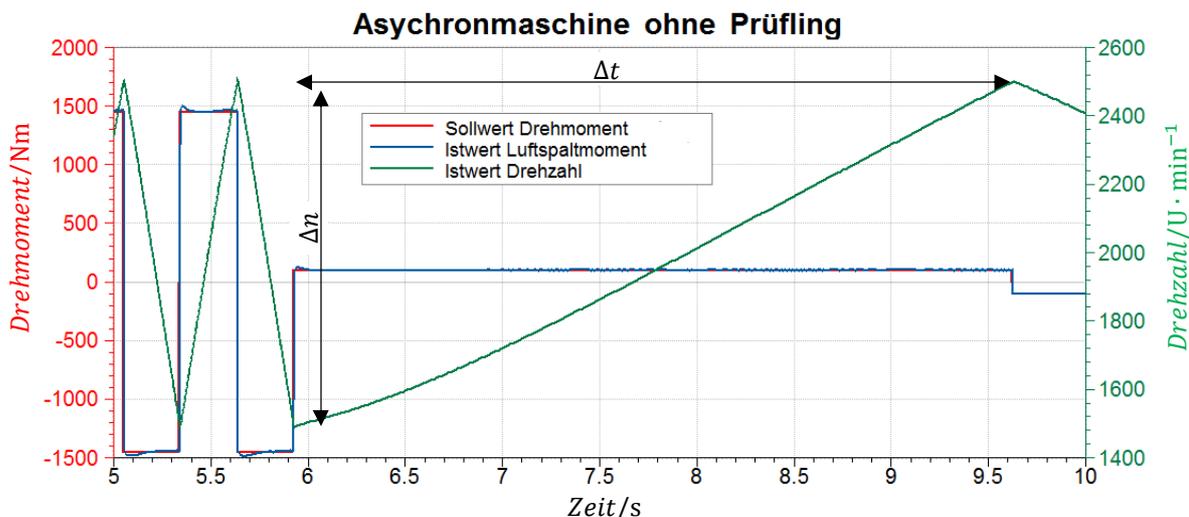


Abbildung 51: Ergebnisse der Drehmomentsprünge der Asynchronmaschine ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

Die in Abbildung 51 dargestellten Sollwertsprünge ohne Prüfling veranschaulichen die Drehzahländerung in Abhängigkeit des Drehmoments. Das heißt, dass bei positiven Luftspaltmoment die Drehzahl ansteigt und bei negativen sinkt. Mit Hilfe dieser Messdaten kann die Massenträgheit der Maschine berechnet werden. Die Massenträgheit der Asynchronmaschine wird mit nachfolgender Formel berechnet:

$$M = J_{ASM} \cdot \alpha$$

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$$

$$J_{ASM} = \frac{M}{\alpha}$$

$M/N \cdot m$	Drehmoment
$J_{ASM}/kg \cdot m^2$	Massenträgheitsmoment
α/s^{-2}	Winkelbeschleunigung
ω/s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit

(8.2)

Das Massenträgheitsmoment wurde anhand des kleinen Drehmomentsprunget (100 Nm), welcher in Abbildung 51 dargestellt ist, ermittelt. Dieses Drehmoment wird mit Hilfe eines Drehmomentmessflansches an der Welle der ASM gemessen (siehe Abbildung 50) und durch den Frequenzumrichter auf einen gewünschten Sollwert (hier: 100 Nm) geregelt. Beim Drehmomentsprung wurde eine Winkelbeschleunigung von ca. 28,5857 rad · s⁻² ermittelt. Somit ergibt sich ein Massenträgheitsmoment von 3,498 kg · m². Dieses weicht vom Massenträgheitsmoment des Datenblatts (3,362 kg · m²) um ca. 4 % ab. Diese Abweichung liegt im zulässigen Toleranzbereich, da z.B. das Massenträgheitsmoment durch diverse Anbauteile und Fertigungstoleranzen beeinflusst wird. Somit ist es empfehlenswert das tatsächliche Massenträgheitsmoment ebenfalls durch einen ID-Lauf ermitteln zu lassen. Als nächstes wird ein Drehmomentsprung der Asynchronmaschine im Detail betrachtet.

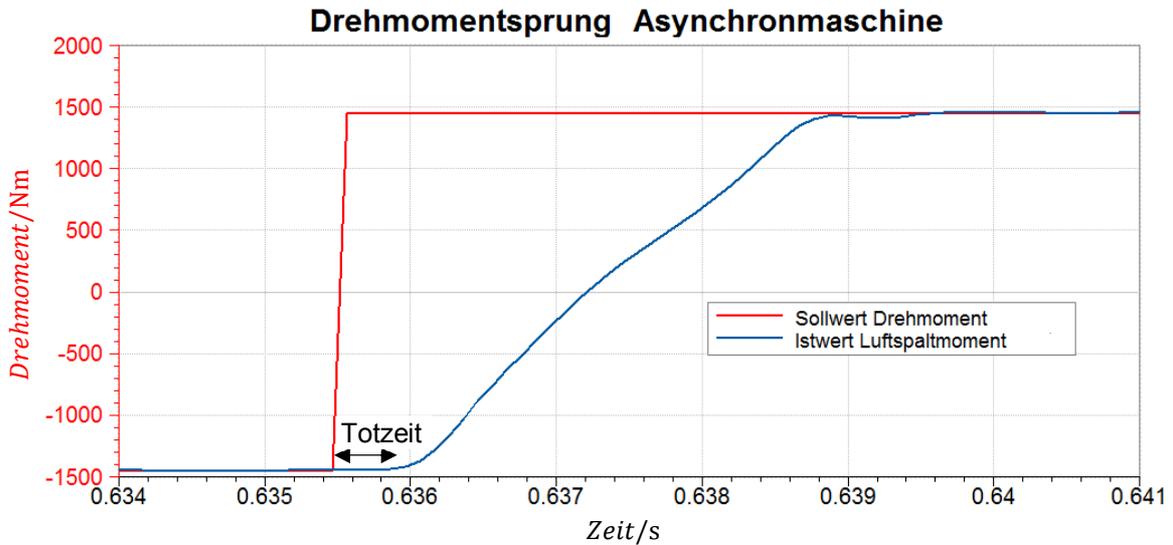


Abbildung 52: Ergebnisse eines Drehmomentsprungs der Asynchronmaschine ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

Die in Abbildung 52 dargestellten Drehmomentsprünge wurden direkt im Siemens- Frequenzumrichter mit der Software ‚Starter‘ gemessen. Aus diesem Grund wird die Totzeit, welche durch die Kommunikation zwischen Automatisierungssystem und Frequenzumrichter entsteht, nicht berücksichtigt. Dadurch kann die Totzeit, welche durch den Umrichter entstehen, ermittelt werden. Die ermittelte Totzeit des Frequenzumrichters beträgt ca. 0,5 ms. Der dargestellte Drehmomentanstieg im unbelasteten Zustand der Asynchronmaschine ist innerhalb von ca. 3 ms erfolgt. Allerdings wird zusätzlich der Gradient der Asynchronmaschine im Verbund mit dem Prüfling ermittelt.

Als nächstes werden Versuche mit variabler Solldrehzahl mit dem Prüfling (im belasteten Zustand) durchgeführt. Allerdings werden im Vergleich zu den Drehmomentversuchen keine Sollwertsprünge, sondern Sollwertrampen durchgeführt. Der Grund dafür ist, dass bei Motorenprüfständen hauptsächlich Drehzahlrampen und nicht Sprünge benötigt werden. Ein Auszug davon ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

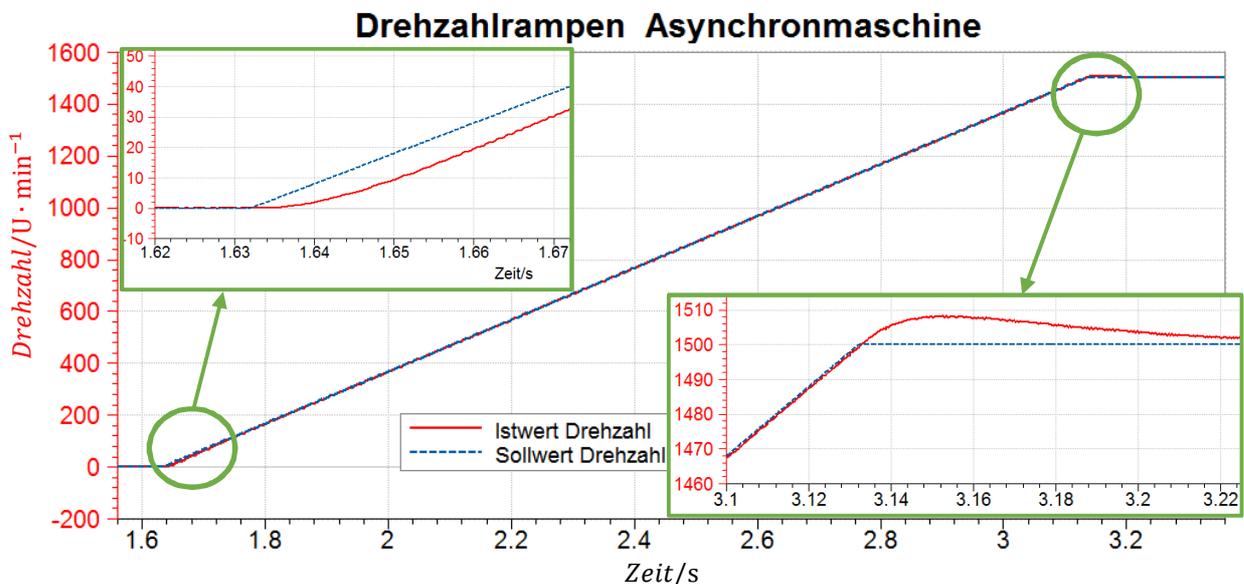


Abbildung 53: Ergebnisse einer Drehzahlrampe der Asynchronmaschine mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 53 ist ein Drehzahlanstieg der Asynchronmaschine im belasteten Zustand (ca. -1500 Nm) von 0 auf $1500 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ innerhalb von ca. 1,5 s dargestellt. Das entspricht einem Gradienten von ca. $1000 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ pro Sekunde. Da nur ein zusätzliches Drehmoment von ca. 30 Nm für die Rampe freigegeben wurde, ist dieser Gradient relativ ‚gering‘. Allerdings können auch deutlich schnellere Drehzahlgradienten realisiert werden, sofern genügend Drehmoment zur Verfügung steht. Des Weiteren ist in Abbildung 53 ersichtlich, dass am Anfang der Drehmomentrampe eine Drehzahlabweichung zwischen Soll- und Istwert von ca. $8 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ durch die Totzeit entsteht. Diese Abweichung sinkt während der Rampe auf ca. $1 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ und steigt am Ende der Rampe auf ca. $8 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ (Überschwingen).

Abschließend zur Analyse des Drehzahlverhaltens wird noch eine Drehzahlrampe gefahren, bei der ein größeres Drehmoment freigegeben wurde.

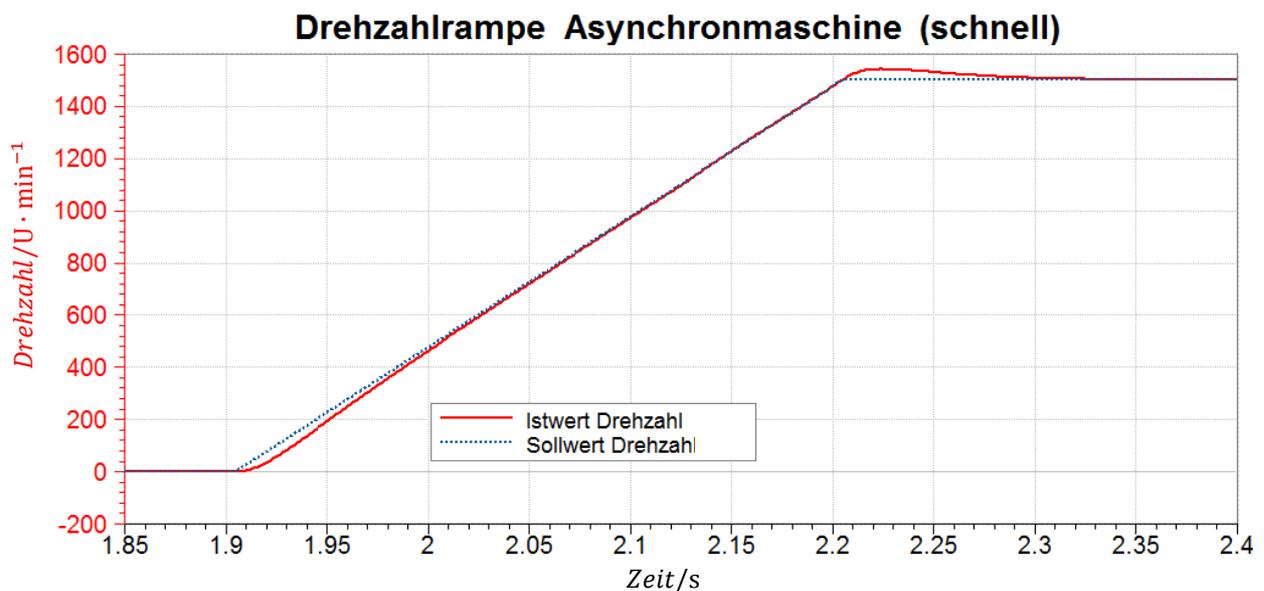


Abbildung 54: Ergebnisse einer schnellen Drehzahlrampe der Asynchronmaschine mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 54 ist eine Drehzahlrampe mit einem Gradienten von ca. $5000 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ pro Sekunde ersichtlich. Außerdem ist erkennbar, dass die Asynchronmaschine diesen Gradienten mit leichten Abweichungen (ca. $40 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$) zu Beginn der Rampe und leichten Überschwingen (ca. $40 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$) am Ende der Rampe ohne Probleme bewältigt.

Abschließend werden diverse dynamischer Test mit der Asynchronmaschine und dem Prüfling durchgeführt, um das dynamische Verhalten dieser zu ermitteln.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse der dynamischen Tests mit der Asynchronmaschine und dem Prüfling:

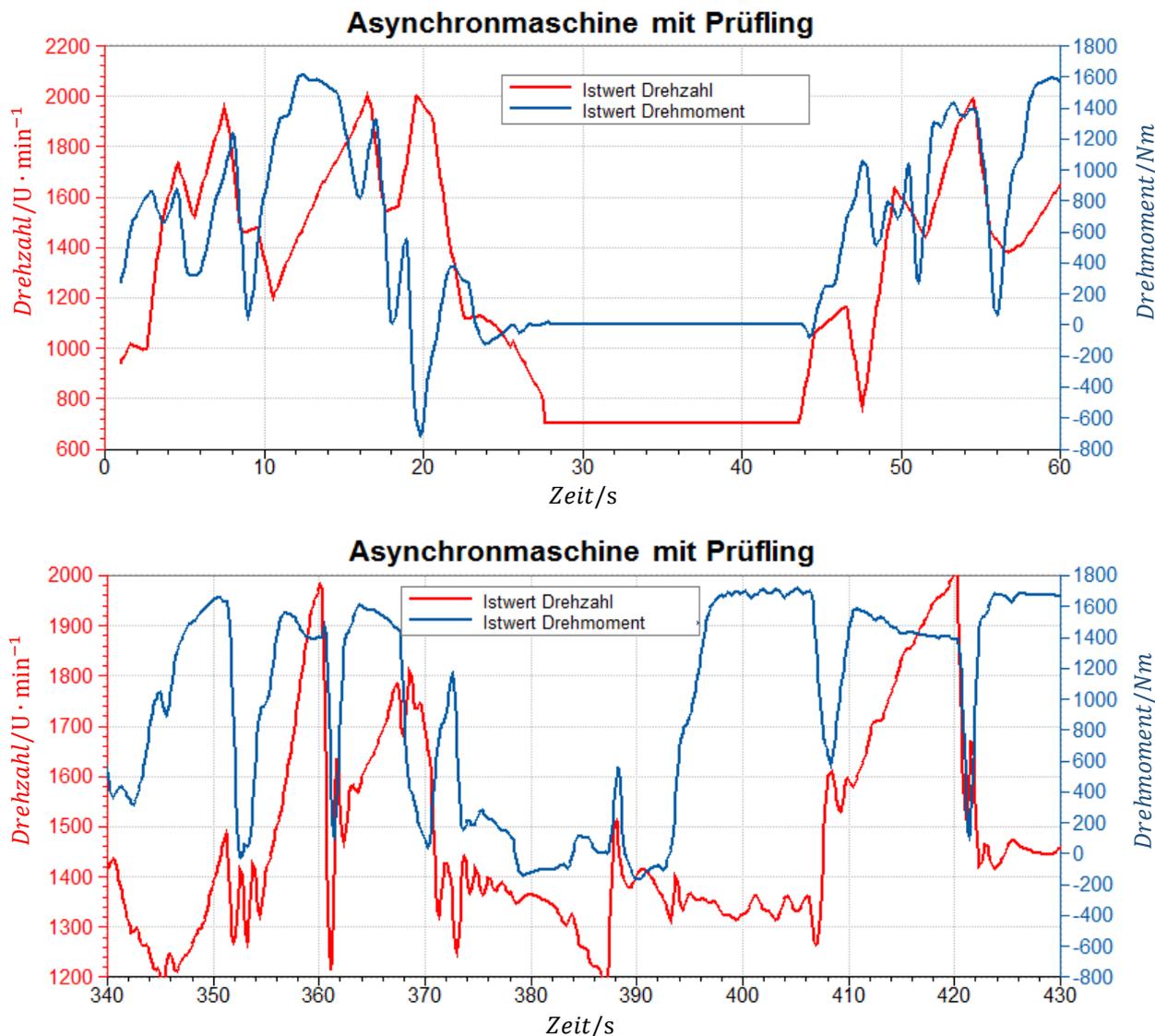


Abbildung 55: Ergebnisse der dynamischen Tests der Asynchronmaschine mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 55 sind dynamische Prüfläufe mit dem Prüfling dargestellt. Bei diesen Prüfläufen sind ein Drehzahlgradient von ca. $1500 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ pro Sekunde und ein Drehmomentgradient von ca. 2000 Nm pro Sekunde erreicht worden. Allerdings wurde der Drehzahlgradient beim dargestellten Versuch limitiert, da der durchgeführte Prüflauf vom Kunden bestimmt wurde. In Abbildung 54 ist ersichtlich, welcher Drehzahlgradient mit der Asynchronmaschine realisiert werden kann. Somit werden die genannten Anforderungen mit Hilfe einer Asynchronmaschine erfüllt. Des Weiteren ist in Abbildung 52 und Abbildung 53 die gute Dynamik und Regelgenauigkeit ersichtlich. Außerdem ist durch den Frequenzumrichter, welcher die Asynchronmaschine regelt, ein energieeffizienter Betrieb möglich, da ein großer Teil der Energie des Prüflings in das elektrische Netz zurückgespeist wird. Somit wird die Asynchronmaschine zur Modernisierung des Motorenprüfstandes gewählt.

8.1.5 Fazit zum Antriebs- und Bremssystem

Durch das Ersetzen der passiven Belastungseinrichtung (Wirbelstrombremse) durch eine aktive Belastungseinrichtung (Asynchronmaschine) können höhere Drehzahl- und Drehmomentgradienten erzielt werden. Außerdem können mit der Asynchronmaschine viel dynamischere Prüfzyklen realisiert werden. Davor konnten nur stationäre bzw. transiente Prüfzyklen (langsame Dynamik) mit der Wirbelstrombremse durchgeführt werden. Zusätzlich ist es durch den Frequenzumrichter, womit die Asynchronmaschine betrieben wird, möglich, die entstehende Bremsenergie ins elektrische Netz rückzuspeisen. Somit kann der Prüfstand energieeffizient genutzt werden. Im Vergleich dazu führte die passive Belastungseinrichtung die entstehende Bremsenergie in das Kühlwasser ab. Des Weiteren können durch den Einsatz einer aktiven Belastungseinrichtung diverse Schleppversuche und Simulationen (z.B. Bergabfahrt) durchgeführt werden. Das führt zu einer Steigerung von Prüfzyklusvarianten, welche eine bessere Untersuchung des Prüflings ermöglichen. Ein übersichtlicher Vergleich zwischen den Ergebnissen der Wirbelstrombremse und der Asynchronmaschine wird in nachfolgender Abbildung veranschaulicht:

	Wirbelstrombremse	Asynchronmaschine mit Frequenzumrichter
Drehmomentgradient Belastungseinrichtung	ca. 500 Nm pro Sekunde	ca. 2000 Nm pro Sekunde
Drehzahlgradient Belastungseinrichtung	ca. 600 U · min ⁻¹ pro Sekunde	ca. 5000 U · min ⁻¹ pro Sekunde
Energiemanagement Belastungseinrichtung	Bremsenergie wurde ins Kühlwasser abgeführt	Bremsenergie wurde ins elektrische Netz zurückgespeist

Abbildung 56: Vergleich zwischen Wirbelstrombremse und Asynchronmaschine, Quelle: Eigene Darstellung.

Somit ergeben sich durch das Upgrade der Belastungseinrichtung folgende wirtschaftliche und technische Vor- und Nachteile für den Kunden:

- Vorteile:
 - Höhere Drehzahl- und Drehmomentgradienten möglich
 - Effizienteres Energiemanagement (Energierückspeisung ins elektrische Netz)
 - Höherer Wirkungsgrad
 - Schleppversuche und Simulationen
- Nachteile:
 - Zusätzlicher Frequenzumrichter notwendig
 - Kostensteigerung
 - Aufwändige Leistungsverkabelung
 - Höherer Platzbedarf (durch den Frequenzumrichter)

8.2 Konditionieranlage des Motorenprüfstandes

8.2.1 Analyse Ist- Zustand

Zu Beginn wird der Zustand des aktuellen Systems analysiert. Dabei handelt es sich um eine Konditionieranlage für verschiedene Wasser- / Glykolgemische. Folgende Darstellung zeigt den schematischen Aufbau des Konditionierers:

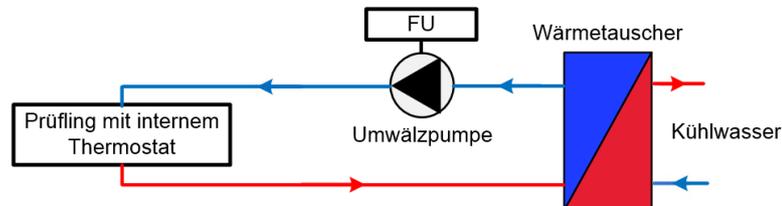


Abbildung 57: Schematische Aufbau des bestehenden Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Hauptkomponente des Konditionierers, welche in Abbildung 57 dargestellt ist, sind die Umwälzpumpe inkl. Frequenzumrichter, der Wärmetauscher und der Prüfling mit integriertem Thermostat. Die Temperatur des Mediums wird durch das (mechanische) Thermostat geregelt. Außerdem wird der Durchfluss des Konditionierers manuell mit Hilfe des Frequenzumrichters der Umwälzpumpe eingestellt. Allerdings gibt es keine Messergebnisse, welche ausgewertet und analysiert werden können. Aus diesem Grund werden ‚nur‘ die Leistungsmerkmale des bestehenden Konditionierers wiedergegeben:

- Durchfluss: 15 bis 20 l · min⁻¹
- Vorlaufdruck: 0,5 bis 3 bar
- Rücklaufdruck: ‚annähernd‘ drucklos
- Wärmeeintrag des Prüflings: maximal 50 kW

Dadurch, dass diese Leistungsmerkmale nicht mehr den aktuellen Anforderungen entsprechen, wird ein neuer Konditionierer für ein Wasser- / Glykolgemisch entworfen.

8.2.2 Auswahl und Analyse der verbesserten Konditionieranlage

Die Erkenntnisse des vorigen Kapitels führen zu der Schlussfolgerung, dass ein Konditionierer mit mehreren Einstellmöglichkeiten zumindest für Durchfluss und Temperatur benötigt wird. Aus diesem Grund wird ein neuer Konditionierer entworfen.

Als erstes müssen die Anforderungen des Wasser- / Glykolkonditionierers definiert werden, damit ein passender Konditionierer konzipiert werden kann. Aus dem Istzustand und den aktuellen Kundenbedürfnissen ergeben sich folgende Anforderungen:

- Durchfluss: 5 bis 25 l · min⁻¹
- Rücklaufdruck: drucklos
- Temperatur: 10 bis 90 °C
- Heizgradient: 3 °C pro Minute
- Kühlgradient: 3 °C pro Minute
- Wärmeeintrag des Prüflings: maximal 50 kW

Zur Erfüllung dieser Anforderungen wird ein Schema und Regelkonzept erstellt, welches in nachfolgender Abbildung veranschaulicht wird:

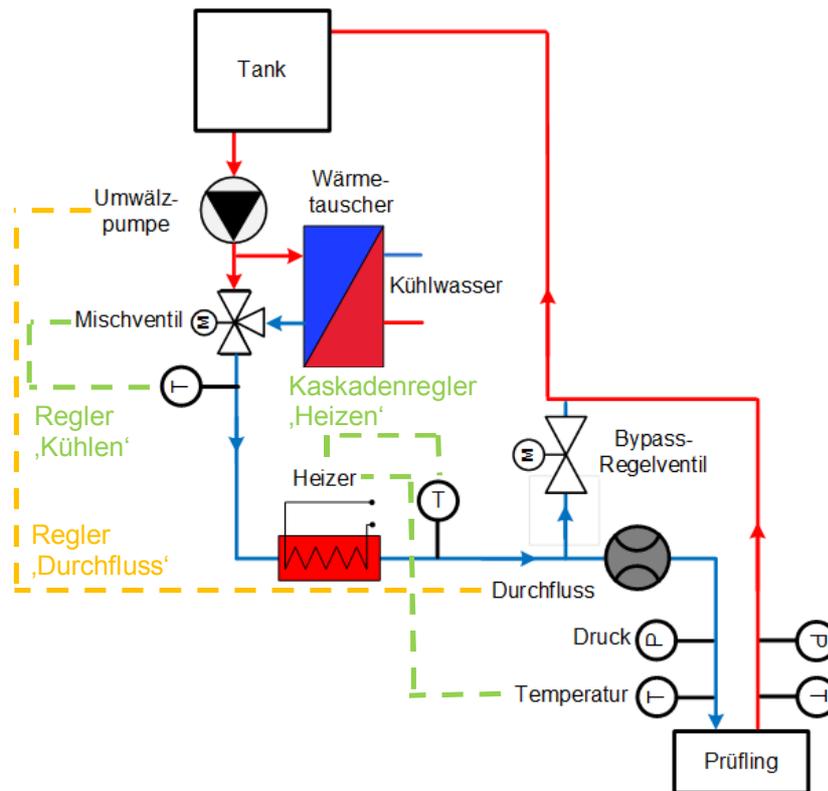


Abbildung 58: Schematische Abbildung des Wasser- / Glykolkonditionierers inklusive Regelkonzept, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 58 werden die Komponenten, welche für den Wasser- / Glykolkonditionierer benötigt werden dargestellt. Die Komponenten besitzen folgende Leistungsmerkmale:

- Umwälzpumpe + Frequenzumrichter:
 - Elektrische Daten:
 - Nennleistung: 1,1 kW
 - Nennspannung: 400 V in Sternschaltung
 - Nennfrequenz: 50 Hz
 - Leistungsfaktor $\cos \varphi$: 0,8
 - Nenndrehzahl: 2850 U · min⁻¹
 - Mechanische Daten:
 - Medientemperaturbereich: -20 bis 120 °C
 - Pumpendrehzahl: 2850 U · min⁻¹
 - Nennförderstrom: 25 l · min⁻¹ @ 80 m Förderhöhe
 - Frequenzumrichter für Umwälzpumpe:
 - Typ: G120C von Siemens
 - Bemessungsleistung: 1,1 kW
 - Bemessungsspannung: 400 V

- Wärmetauscher
 - Wärme- / Kälteleistung: 60 kW @ 25 l · min⁻¹
- Regelventil / Mischventil:
 - Stellantrieb: SAX61.03 von Siemens
 - Dreiwegventil DN15: VXF42.15-4 von Siemens
- Heizer:
 - Wärmeleistung: 10 kW
 - Nennspannung: 400 V in Sternschaltung
 - Nennfrequenz: 50 Hz
- Tank:
 - Maximales Füllvolumen: 50 Liter
 - Minimales Füllvolumen: 10 Liter
 - Nennfüllvolumen im Betrieb: ca. 25 Liter
- Durchflusssensor:
 - Typ: Promag P 300 mit einem Nenndurchmesser von 15 mm von Endress+Hauser
 - Durchflussmessbereich (Empfehlung): 4 bis 100 l · min⁻¹
- Drucksensor:
 - Typ: PITC-I.1.4.1(0...6 bar) von PMR
 - Druckmessbereich (relativ): 0 bis 6 bar
- Temperatursensor
 - Typ: Pt100 in 4-Leiterausführung der Klasse A von PMR

Nachdem die Komponenten des Konditionierers bestimmt wurden, werden diverse Versuche durchgeführt und zur Modellbildung analysiert und ausgewertet.

8.2.3 Auswertung der Erkenntnisse und Daten

Zur Analyse des Konditionierers werden verschiedene Sprungantworten mit den diversen Komponenten durchgeführt. Diese Sprungantworten werden zur Ermittlung des Verhaltens (Übertragungsfunktion) der verschiedenen Geräte verwendet. Anschließend werden die Übertragungsfunktionen gezielt miteinander kombiniert, sodass die Funktion des Konditionierers innerhalb eines definierten Rahmens simuliert werden kann. Aus diesem Grund werden zunächst diverse Sprungantworten mit folgenden Aktoren durchgeführt:

- Regelventil für die Temperaturregelung (Mischventil)
- Heizer
- Umwälzpumpe inklusive Frequenzumrichter

Die Übertragungsfunktion der einzelnen Sensoren wird nicht genauer ermittelt, da diese im Verhalten der Aktoren mitberücksichtigt wird bzw. enthalten ist. Allerdings wurde im Zuge der Arbeit festgestellt, dass der richtige Einbau der Temperatursensoren einen erheblichen Einfluss auf das Regelverhalten des Konditionierers hat. Aus diesem Grund müssen die Temperatursensoren so eingebaut sein, dass diese in jedem Betriebszustand vom fließenden Medium umströmt werden, d.h. es dürfen sich keine Strömungszustände ergeben, bei denen der Temperatursensor in einer ‚toten Zone‘ des Durchflusses sitzt. Bei schlechtem Einbau des Temperatursensors ergeben sich undefinierte Totzeiten im

Temperaturverhalten des Konditionierers, welche zu einem schlechten Regelverhalten führen. Die bevorzugten Einbaulagen eines Temperatursensors in eine Rohrleitung mit strömendem Medium können der nachfolgenden Abbildung entnommen werden:

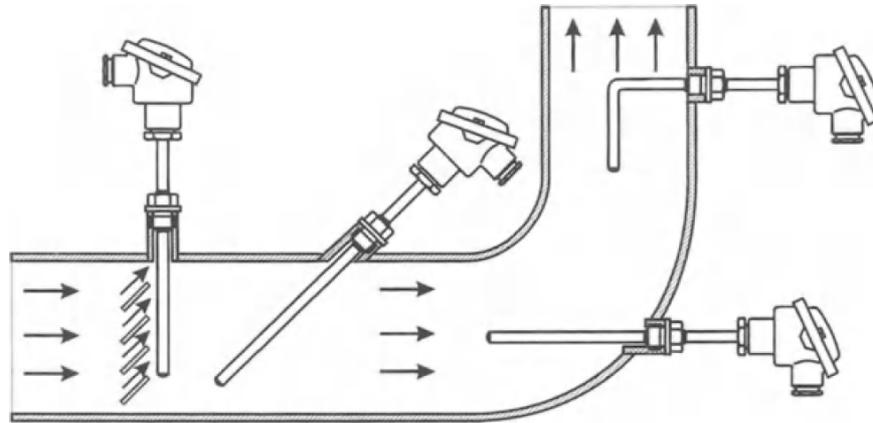


Abbildung 59: Bevorzugte Einbaulagen eines Temperatursensors, Quelle: Bernhard (Hrsg.) (2012).

Bei den anderen Sensoren wurden keine erwähnenswerten Beobachtungen bezüglich der Einbaulage festgestellt. Somit wird nicht näher auf die anderen Sensoren (Drucksensor und Durchflusssensor) eingegangen. Als nächstes wird mit der Analyse der Sprungantworten fortgefahren. Zuerst findet die Untersuchung des Regelventils, welches für das Kühlen des Mediums verantwortlich ist, statt.

In nachfolgender Abbildung sind ausgewählte Ergebnisse der Sprungantworten des Regelventils zur Kühlung des Mediums ersichtlich:

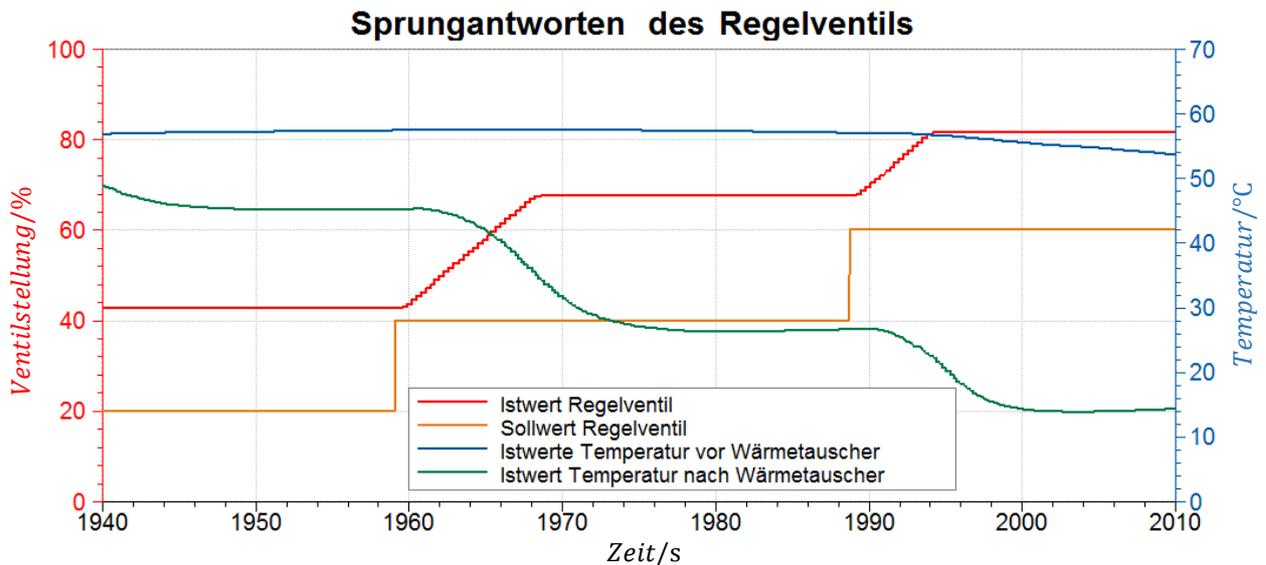


Abbildung 60: Sprungantworten des Regelventils zur Kühlung des Mediums, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 60 ist der Verlauf der Temperatur vor und nach dem Wärmetauscher in Abhängigkeit der Ventilstellung erkennbar. Dieser Verlauf wird zur Ermittlung der Übertragungsfunktion und somit zur Modellierung des Ventils verwendet. Der dargestellte Istwert entspricht der Ventilstellung / dem Ventilhub des Regelventils und ist daher ein wichtiger Indikator zur Feststellung der Ventilöffnung. Der Sollwert wird

vom Automatisierungssystem vorgegeben und verursacht in Abhängigkeit zur Ventileinstellung eine entsprechende Aktion. Allerdings ist in der oberen Abbildung offensichtlich, dass der Sollwert und Istwert des Regelventils einen Offset zueinander besitzen. Der Grund dafür ist, dass am Regelventil eine lineare oder logarithmische Kennlinie vom Anwender über DIL- Schalter (Dual in-line) eingestellt werden kann. Bei der linearen Kennlinie wird der Istwert genau auf den Sollwert geregelt. Allerdings wurde beim Ventil die logarithmische Kennlinie aktiviert, da sich dieser zur Regelung von Temperaturen besser eignet. Bei dieser Kennlinie entspricht der Sollwert nicht einer Ventilstellung, sondern einem Durchfluss. Somit ist der Sollwert bei logarithmischer Kennlinie direkt proportional zum Durchfluss und somit zur Kühlleistung. Dadurch weicht der Istwert (Ventilstellung) bei Aktivierung der logarithmischen Kennlinie vom Sollwert ab, da nicht direkt auf die Ventilstellung, sondern auf einen Durchfluss / eine Kühlleistung geregelt wird. Außerdem ist in Abbildung 60 ersichtlich, dass das Ventil eine gewisse Zeit (Laufzeit) benötigt, um die gewünschte Position zu erreichen. Diese Laufzeit muss im Modell berücksichtigt werden. Ebenfalls ist ein treppenförmiger Verlauf des Istwertes des Regelventils erkennbar. Anhand dieses Verlaufs wird vermutet, dass das Ventil nicht stufenlos jede Ventilposition einregeln kann. Aus diesem Grund wird ein weiterer Versuch mit dem Regelventil durchgeführt, um die Auflösung von diesem feststellen zu können.

Die Ergebnisse zur Ermittlung der Auflösung des Ventils sind in nachfolgender Abbildung dargestellt:

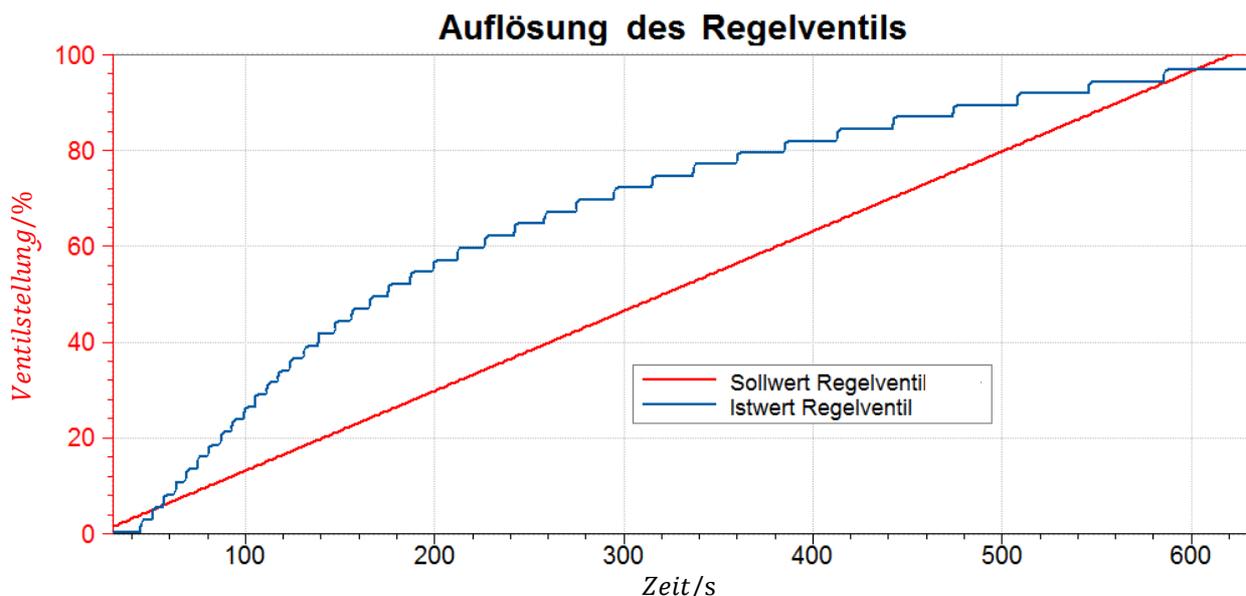


Abbildung 61: Auflösung des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 61 ist die Stufung des Ventils (Ventilauflösung) ersichtlich. Anhand dieser Ergebnisse wird die Vermutung bestätigt, dass das Regelventil nicht jede Ventilposition lückenlos einregeln kann. Die Auswertung dieser Ergebnisse ergibt, dass das Ventil eine Auflösung von ca. 40 Schritten hat, welche ebenfalls im Modell berücksichtigt werden müssen.

Der schematische Aufbau des Modells, welcher das vereinfachte Verhalten des Regelventils beschreibt, wird in nachfolgender Abbildung dargestellt:

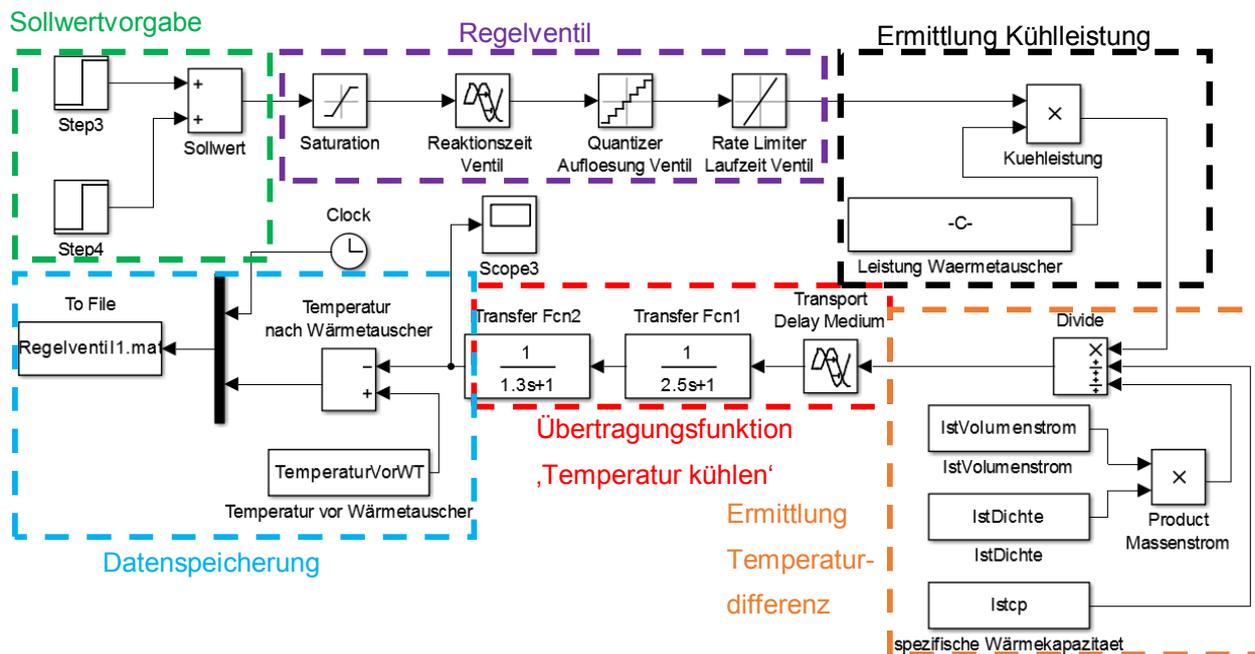


Abbildung 62: Schematischer Aufbau des Modell des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 62 sind die einzelnen Funktionen dargestellt, welche zur Umsetzung des Regelventilmodells verwendet werden. Da die Ermittlung der Komponenten- Reaktionszeit, Auflösung und Laufzeit des Ventils bereits analysiert wurden, wird darauf nicht näher eingegangen. Die Übertragungsfunktion des Regelventils wird vereinfacht als PT2-Glied mit Totzeit nachgebildet. Die Ermittlung der Temperaturdifferenz, welche durch den Wärmetauscher erzeugt wird, wird anhand der Formel (6.3) realisiert.

Nach dem Erstellen des Modells wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Daten und den Ergebnissen der Simulation durchgeführt. Dieser Vergleich ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

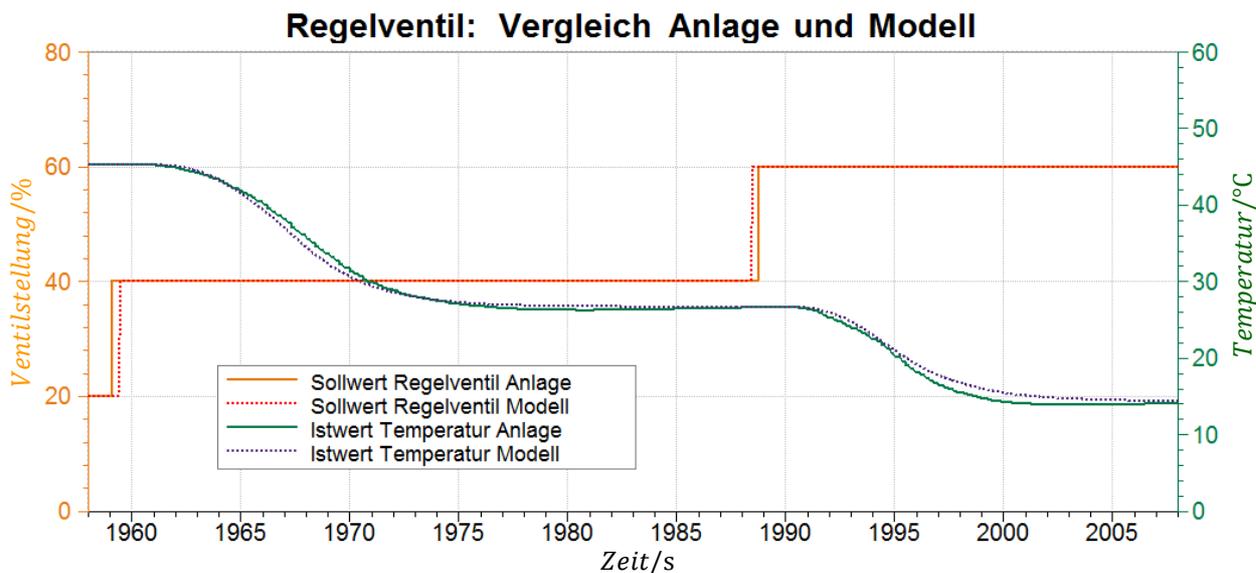


Abbildung 63: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.

Nach dem Analysieren der Daten in Abbildung 63, ergibt sich ein RMSE von 0.628 °C und ein NRMSE von 0,0236 bzw. 2,36 % für die Temperatur. Die Ermittlung des RMSE und NRMSE erfolgt nach Formel (6.2). Diese Kennzahl spricht für eine starke Ähnlichkeit zwischen den Messergebnissen und den Simulationsergebnissen des Modells. Des Weiteren ergibt der subjektive Vergleich der Kurven, dass ein starker Zusammenhang zwischen dem Modell und der Realität besteht. Aus diesem Grund wird dieses Teilmodell für die Simulation des gesamten Konditionierers verwendet.

Als nächstes wird das Verhalten bzw. die Übertragungsfunktion des Heizers ermittelt. Die Vorgehensweise zur Ermittlung des Verhaltens des Heizers ähnelt der des Regelventils. In nachfolgender Abbildung sind ausgewählte Ergebnisse der Sprungantworten des Heizers ersichtlich:

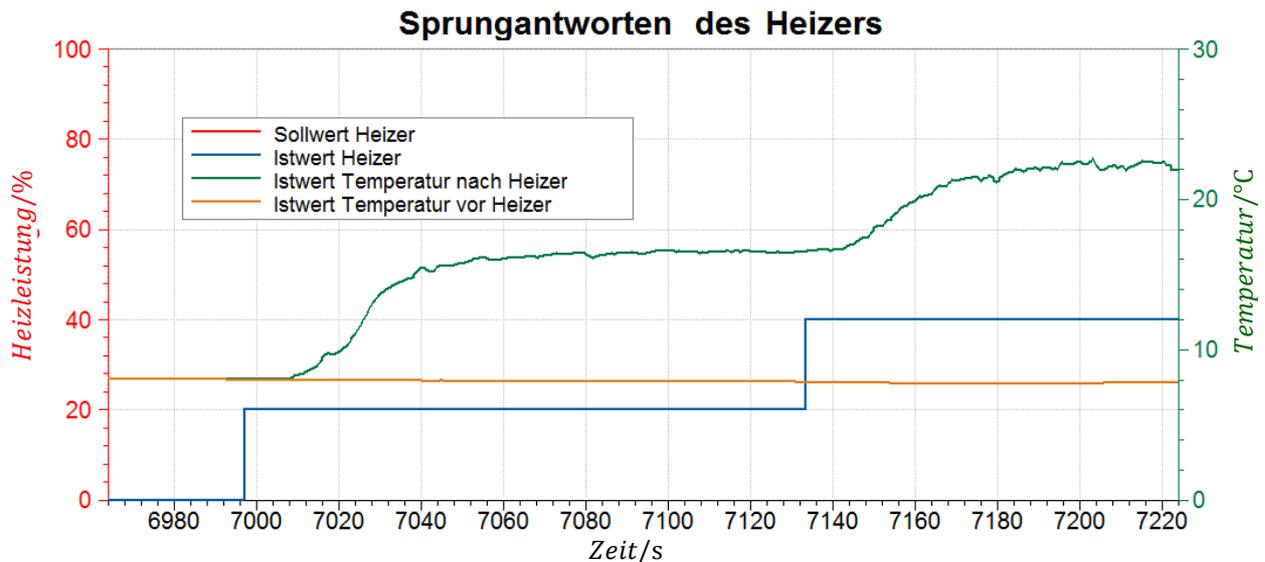


Abbildung 64: Sprungantworten des Heizers, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 64 ist der Verlauf der Temperatur vor und nach dem elektrischen Heizer in Abhängigkeit des Heizleistungssollwert ersichtlich. Dieser Verlauf wird zur Ermittlung der Übertragungsfunktion und somit zur Modellierung des Heizers verwendet. Es ist hierbei keine nennenswerte Abweichung zwischen Heizleistungssollwert und –istwert vorhanden. Die beiden Werte sind in der oberen Abbildung deckungsgleich. Die Heizleistung ist direkt proportional zur Leistung des elektrischen Heizers. Die Leistungsregelung des elektrischen Heizers wird mit Hilfe eines Halbleiterrelais realisiert. Die Ansteuerung des Halbleiterrelais, auch Solid-State Relais genannt, wird mit einem pulsweitenmodulierten Signal (PWM-Signal) umgesetzt. Im Vergleich zum Regelventil besitzt der Heizer keine offensichtliche Laufzeit. Außerdem wurde mit dem elektrischen Heizer ebenfalls ein Versuch zur Ermittlung der Auflösung durchgeführt. Dieser Versuch zeigte, dass dieser keine nennenswerte Auflösung besitzt. Aus diesem Grund werden die Ergebnisse davon nicht näher veranschaulicht und erläutert. Somit wird angenommen, dass der elektrische Heizer jede Leistung von 0 bis 100 % bzw. 0 – 10 kW einregeln kann. Alle diese Erkenntnisse werden verwendet, um ein Modell zu erstellen, welches das vereinfachte Verhalten des Heizers beschreibt.

Der schematische Aufbau dieses Modells wird in nachfolgender Abbildung dargestellt:

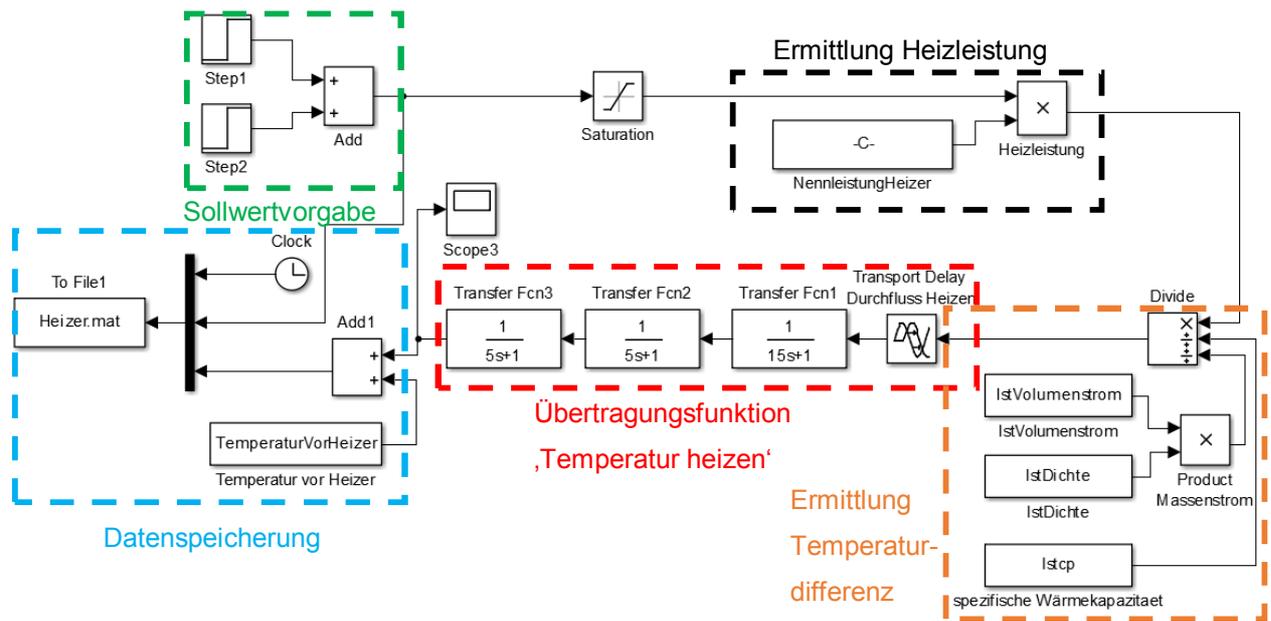


Abbildung 65: Schematischer Aufbau des Modell des Heizers, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 65 sind die einzelnen Funktionen dargestellt, welche zur Umsetzung des Heizer- Modells verwendet werden. Die Übertragungsfunktion des Heizers wird vereinfacht als PT3-Glied mit Totzeit nachgebildet. Die Ermittlung der Temperaturdifferenz, welche durch den Heizer erzeugt wird, wird anhand der Formel (6.3) realisiert.

Nach dem Erstellen des Modells wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Daten und den Ergebnissen der Simulation durchgeführt. Dieser Vergleich ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

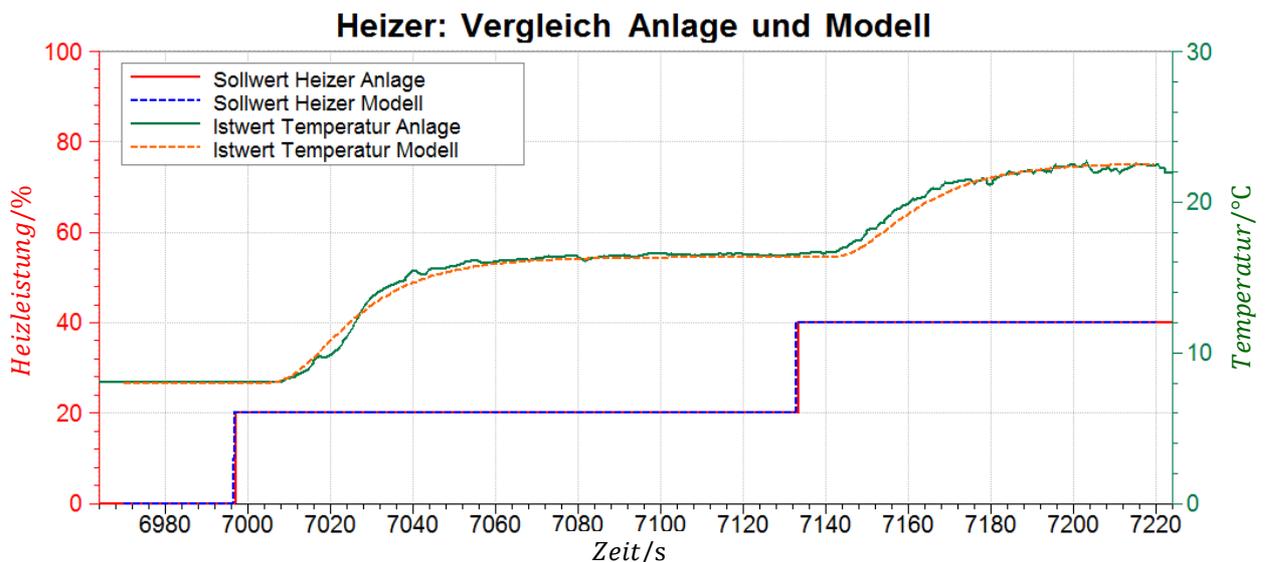


Abbildung 66: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Daten in Abbildung 66 werden, wie bereits mehrmals durchgeführt, ebenfalls auf Ähnlichkeit zwischen Realität und Modell überprüft. Diese Kontrolle ergibt einen RMSE von 0,343 °C und ein NRMSE von 0,0216

bzw. 2,16 %, was für eine ausreichend Genauigkeit spricht. Da eine hohe Übereinstimmung besteht, wird das Modell für spätere Simulationen verwendet.

Als nächstes werden die modellierten Aktoren (Regelventil und Heizer) dazu verwendet, um das gesamte Temperaturverhalten des Konditionierers zu modellieren und zu simulieren. In diesem Temperaturmodell des gesamten Konditionierers werden auch die Temperaturregler mitberücksichtigt. Als Ausgangsbasis wird das Schema von Abbildung 58 herangezogen. Es werden nur jene Komponenten berücksichtigt, welche einen wesentlichen Anteil an das Temperaturverhalten des Konditionierers haben. Somit werden folgende Komponenten und Annahmen im Modell berücksichtigt:

- Wärmetauscher und Regelventil / Mischventil: Diese Komponenten sind für die Kühlung des Mediums zuständig und wurden bereits in diesem Kapitel behandelt.
- Heizer: Der elektrische Heizer ist für die Erwärmung des Mediums zuständig und wurde bereits in diesem Kapitel behandelt.
- Tank: Dadurch, dass nicht ständig das gesamte Füllvolumen des Tanks in Bewegung ist, entstehen Energiespeicher. Diese Energiespeicher im Tank werden mit Hilfe der Formel (8.3) im Modell berücksichtigt. Des Weiteren entstehen diverse Energiespeicher durch die Masse der Rohrleitungen und den Komponenten selbst. Diese Energiespeicher sind zum Teil in der Übertragungsfunktion des Regelventils und des Heizers berücksichtigt. Die anderen Energiespeicher werden dem Prüfling und dem Wärmeeintrag, welchen dieser liefert, zugeschrieben. Somit werden diese indirekt im Modell mitberücksichtigt.

Annahme:

- Temperatursensoren: Die Übertragungsfunktion der Temperatursensoren wird nicht genauer ermittelt, da diese im Verhalten der Aktoren mitberücksichtigt wird bzw. enthalten ist. Aus diesem Grund wird / werden der Temperatursensor / die Temperatursensoren nicht speziell modelliert.
- Bypass-Regelventil: Dieses Ventil wird nur zum Vorwärmen des Mediums benötigt und ist im ‚Normalbetrieb‘ immer geschlossen. Aus diesem Grund wird dieses Ventil bzw. die Strömungsaufteilung, welche durch das Ventil verursacht wird, nicht berücksichtigt.
- Umwälzpumpe: Der Durchfluss, welcher durch die Umwälzpumpe erzeugt wird, wird als Parameter im Modell berücksichtigt. Allerdings entsteht durch die Pumpe auch ein Wärmeeintrag (Verlustwärme) in das Medium. Jedoch ist dieser sehr gering und wird daher vernachlässigt.
- Durchflusssensor: Diese Komponente wird für die Erstellung des Modells komplett vernachlässigt.
- Wärmeverluste: Die Wärmeverluste an die Umgebung oder an andere Systeme werden nicht berücksichtigt.

Nachfolgend ist die Formel zur Ermittlung der resultieren Mischtemperatur ersichtlich, welche für das Modell verwendet wird:

$$T_{Misch} = \frac{m_1 \cdot c_{p1} \cdot T_1 + m_2 \cdot c_{p2} \cdot T_2}{m_1 \cdot c_{p1} + m_2 \cdot c_{p2}} \quad (8.3)$$

$T_{Misch}/^{\circ}\text{C}$	Mischtemperatur
m_1/kg	Masse des ersten Mediums
$c_{p1}/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität des ersten Mediums
$T_1/^{\circ}\text{C}$	Temperatur des ersten Mediums
m_2/kg	Masse des zweiten Mediums
$c_{p2}/\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	spezifische Wärmekapazität des zweiten Mediums
$T_2/^{\circ}\text{C}$	Temperatur des zweiten Mediums

Des Weiteren wird der Transportverzug zwischen den Sensoren, welcher durch den Durchfluss des Mediums entsteht, mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung, welche wie folgt lautet, berücksichtigt:

$$\dot{V} = \frac{A \cdot s}{t} \quad (8.4)$$

$\dot{V}/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	Volumenstrom
A/m^2	Fläche des Rohrquerschnittes
s/m	Strecke
t/s	Zeit

Anhand der verbauten Komponenten und den oben getroffenen Annahmen wird das Temperaturmodell inklusive Temperaturregler für den gesamten Konditionierer erstellt. Zum besseren Verständnis des Modells wird der schematische Aufbau des Modells dargestellt:

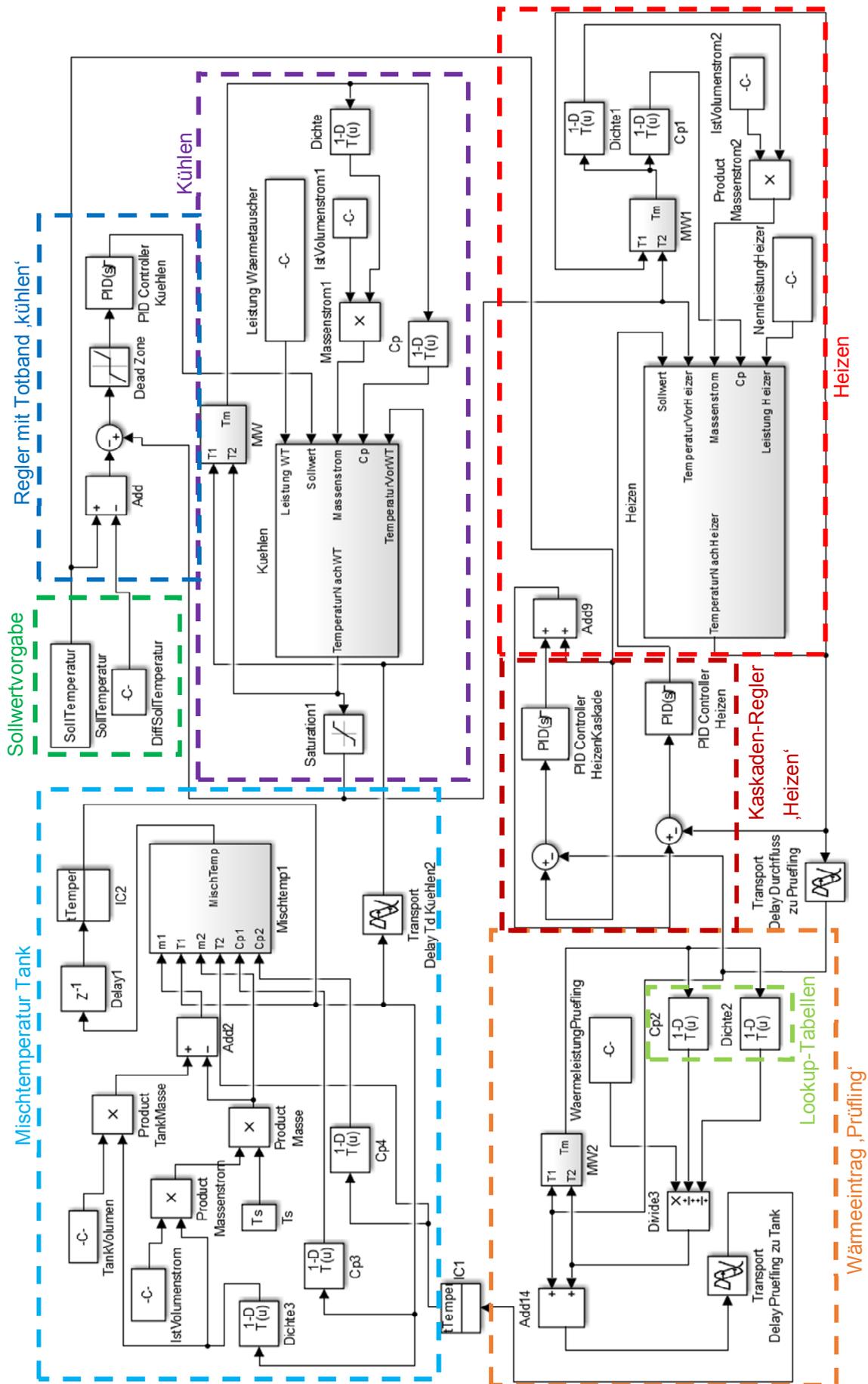


Abbildung 67: Vereinfachtes Temperaturmodell des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 67 sind die einzelnen Funktionen dargestellt, welche zur Umsetzung des Temperaturmodells des Konditionierers verwendet werden. Die Bereiche ‚Heizen‘ und ‚Kühlen‘, welche in dieser Abbildung gekennzeichnet sind, entsprechen den oben beschriebenen Modellen des Heizers und des Regelventils. Die Mischtemperatur wurde anhand der Formel (8.3) berechnet. Die Temperaturabhängigkeit der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität des Mediums wird mit Hilfe von ‚Lookup- Tabellen‘ berücksichtigt. Diese Tabellen beinhalten eine Kennlinie, welche in Abhängigkeit der Temperatur des Mediums die Dichte oder spezifische Wärmekapazität berechnet. Allerdings wurde in dieser Tabelle nur der Temperatureinfluss und nicht der Druckeinfluss, usw. auf die Dichte / die spezifische Wärmekapazität berücksichtigt. Die Temperaturregler für das Kühlen und Heizen des Mediums sind nach dem Schema, welches in Abbildung 58 dargestellt ist, implementiert worden. Beim Temperaturregler für das Kühlen des Mediums handelt es sich um einen PI- Regler, welcher die Temperatur direkt nach dem Regelventil für den Wärmetauscher regelt. Diese Temperatur wird auf einem geringeren Sollwert geregelt, als der Sollwert für den Regler zum Heizen. Durch diese Variante sind dynamischere und genauere Sollwertsprünge realisierbar. Des Weiteren besitzt der Regler für das Kühlen noch ein Totband, welches verhindert, dass der Regler bei kleinen Abweichungen zwischen Soll- und Istwert reagiert. Dieses Totband wird zum Kompensieren der schlechten Regelventilauflösung benötigt. Der Temperaturregler für das Heizen des Mediums ist ein kaskadierter Regler (Kaskadenregler) mit zwei PI- Reglern. Der erste PI-Regler regelt die Temperatur direkt nach dem Heizer und der zweite PI-Regler sorgt für eine Sollwerterhöhung des ersten PI-Reglers, damit der gemessene Temperaturistwert am Prüfling genau dem gewünschten Sollwert entspricht. Durch diesen Kaskadenregler kann die Verzugszeit, welche durch die ‚langen‘ Rohrleitungen zwischen Heizer und Prüflingseintritt entsteht, sehr gut ausgeregelt werden.

Nach dem Erstellen des Modells wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Daten und den Ergebnissen der Simulation durchgeführt. Dieser Vergleich ist nachfolgender Abbildung zu entnehmen:

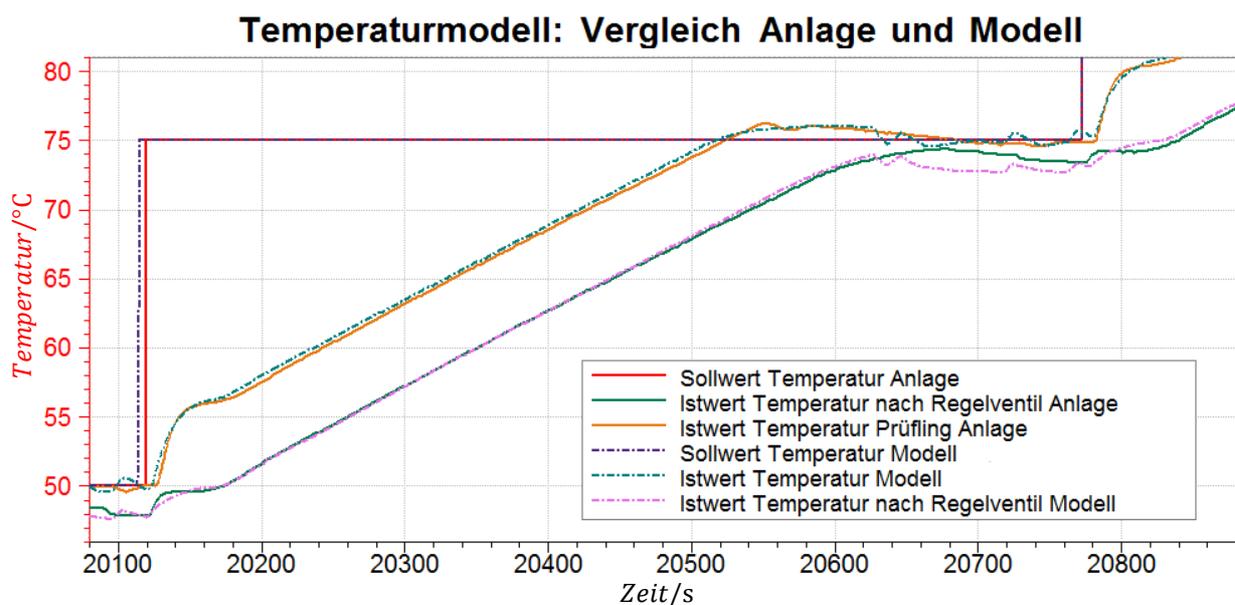


Abbildung 68: Vergleich der Temperaturmodellergebnisse und Messwerte des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Daten in Abbildung 68 werden, wie bereits mehrmals durchgeführt, ebenfalls mittels Fehlerbewertung überprüft. Die visuelle Überprüfung der Ergebnisse ergibt, dass sich das Modell und die Realität ziemlich ähnlich verhalten. Außerdem werden die Daten erneut mit Hilfe eines normierten Koeffizienten bewertet. Diese Auswertung ergibt, dass der RMSE der Temperatur $0,362\text{ °C}$ und der NRMSE $0,0054$ bzw. $0,54\%$ beträgt. Somit beschreibt das vereinfachte Modell ausreichend genau das reale Temperaturverhalten des Konditionierers. Außerdem ist ersichtlich, dass ein Heizgradient ohne Wärmeeintrag des Prüflings von ca. 4 °C pro Minute erreicht wird. Bei Untersuchung des Kühlgradienten (siehe Abbildung 69) wird festgestellt, dass ein Kühlgradient von ca. 25 °C pro Minute erreicht wird. Allerdings kommt dieser hohe Gradient zu Stande, da kein Wärmeeintrag vom Prüfling erfolgt.

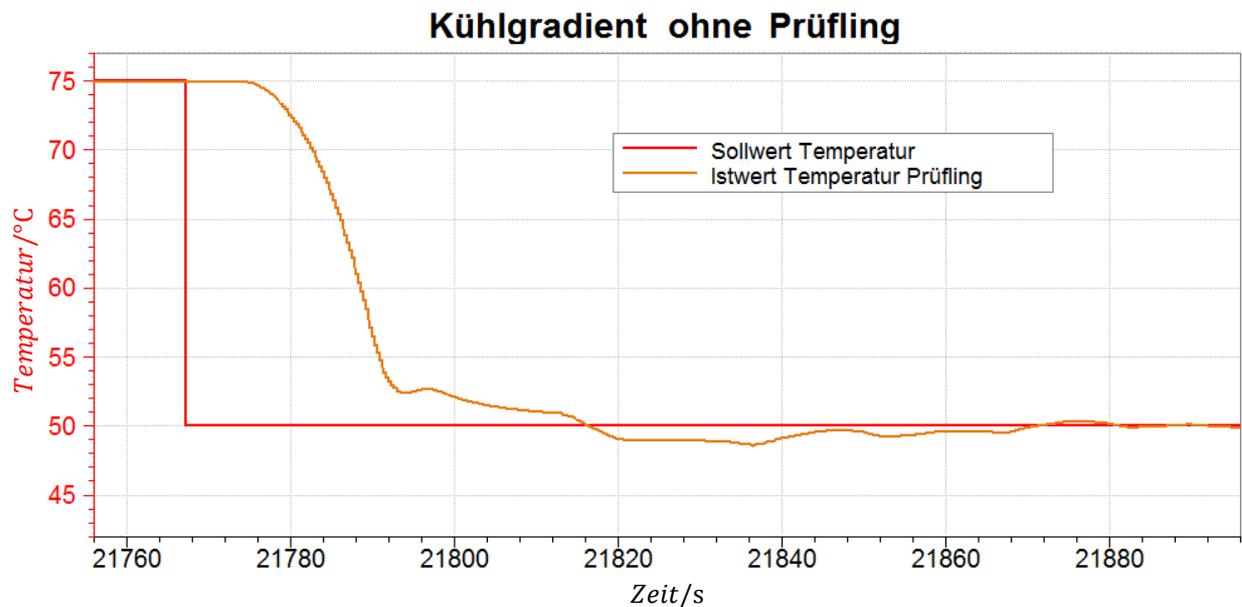


Abbildung 69: Kühlgradient des Konditionierers ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.

Nachdem nun das Temperaturverhalten des Konditionierers ausreichend genau simuliert werden kann, wird das Durchflussverhalten des Konditionierers ermittelt. Aus diesem Grund wird die Umwälzpumpe des Konditionierers näher untersucht. Die Vorgehensweise zur Ermittlung des Verhaltens der Umwälzpumpe ähnelt der des Regelventils und Heizers des Konditionierers. Infolgedessen werden verschiedene Sprungantworten mit der Pumpe durchgeführt.

In nachfolgender Abbildung sind ausgewählte Ergebnisse der Sprungantworten der Umwälzpumpe dargestellt:

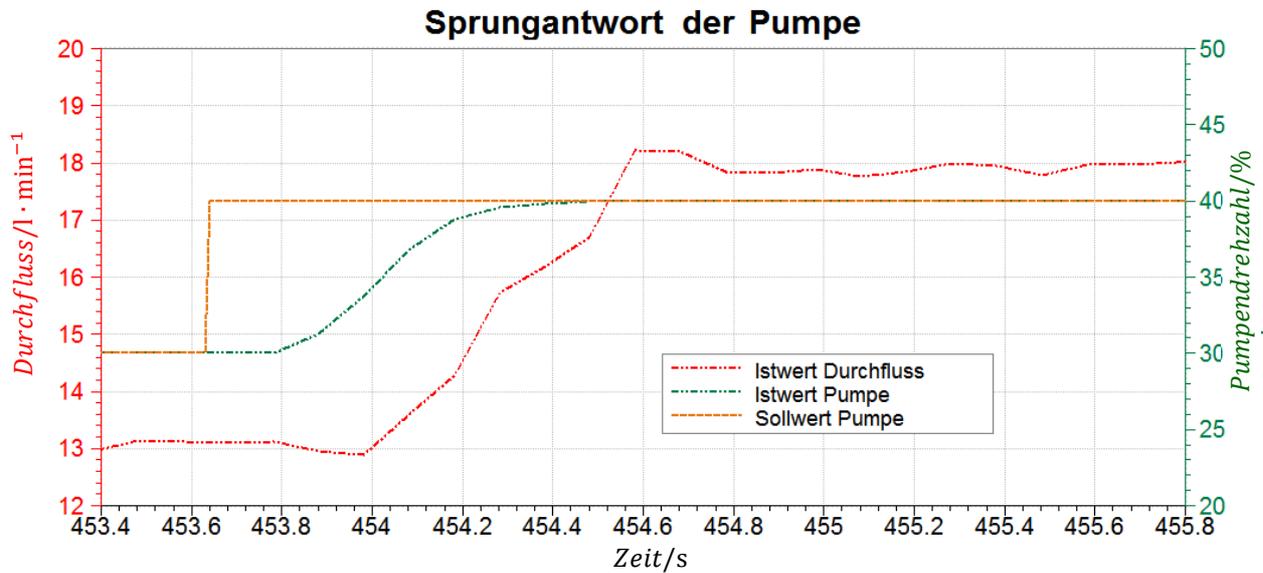


Abbildung 70: Sprungantwort der Pumpe, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 70 ist der Verlauf des Durchflusses in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl ersichtlich. Dieser Verlauf wird zur Ermittlung der Übertragungsfunktion und somit zur vereinfachten Modellierung der Pumpe inklusive Umrichter verwendet. Hierbei muss das Verhalten des Umrichters mitberücksichtigt werden, da dieser nicht sofort auf Sollwertänderungen reagiert. Außerdem wurde mit der Pumpe ein Versuch zur Ermittlung der Auflösung durchgeführt. Dieser Versuch zeigte, dass diese keine nennenswerte Auflösung besitzt. Aus diesem Grund werden die Ergebnisse davon nicht näher veranschaulicht und erläutert. Somit wird angenommen, dass der Umrichter jede Pumpendrehzahl von 10 bis 100 % bzw. Minstdrehzahl bis Nenndrehzahl einregeln kann. All diese Erkenntnisse werden verwendet, um ein Modell zu erstellen, welches das vereinfachte Verhalten der Pumpe inklusive Frequenzumrichter beschreibt. Der schematische Aufbau dieses Modells wird in Abbildung 71 dargestellt.

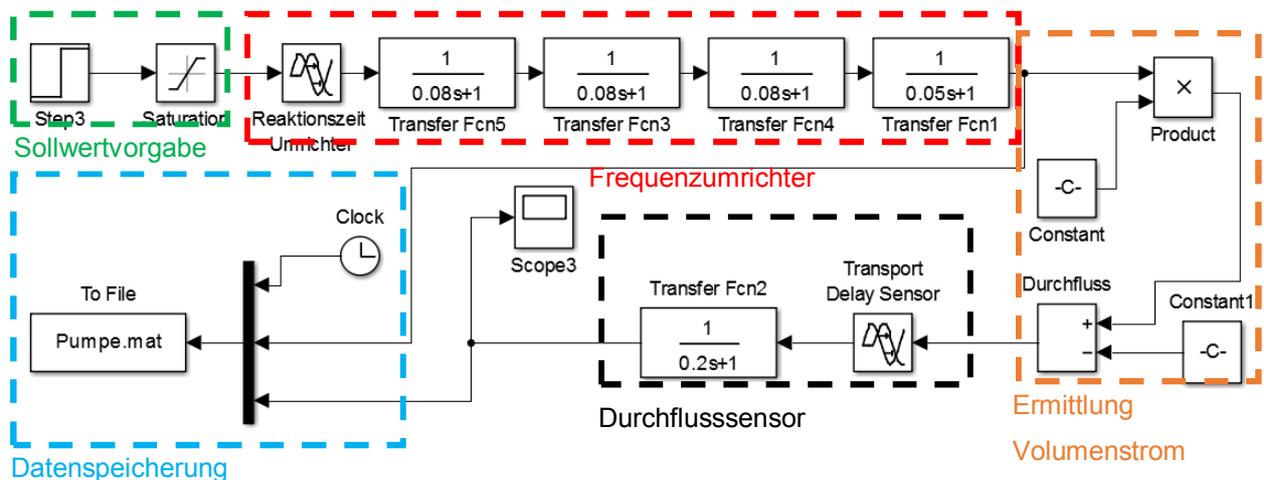


Abbildung 71: Schematischer Aufbau des Modells der Umwälzpumpe, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 71 sind die einzelnen Funktionen dargestellt, welche zur Umsetzung des Pumpen- Modells verwendet werden. Der Frequenzumrichter der Umwälzpumpe wird vereinfacht als PT4-Glied mit Totzeit nachgebildet. Die Ermittlung des Durchflusses erfolgt mit der Durchflusskennlinie, welche in Abbildung 75 dargestellt ist. Das Verhalten des Durchflusssensors wird mit Hilfe eines PT1-Gliedes mit Totzeit nachgebildet.

Nach dem Erstellen des Modells wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Daten und den Ergebnissen der Simulation durchgeführt. Dieser Vergleich ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

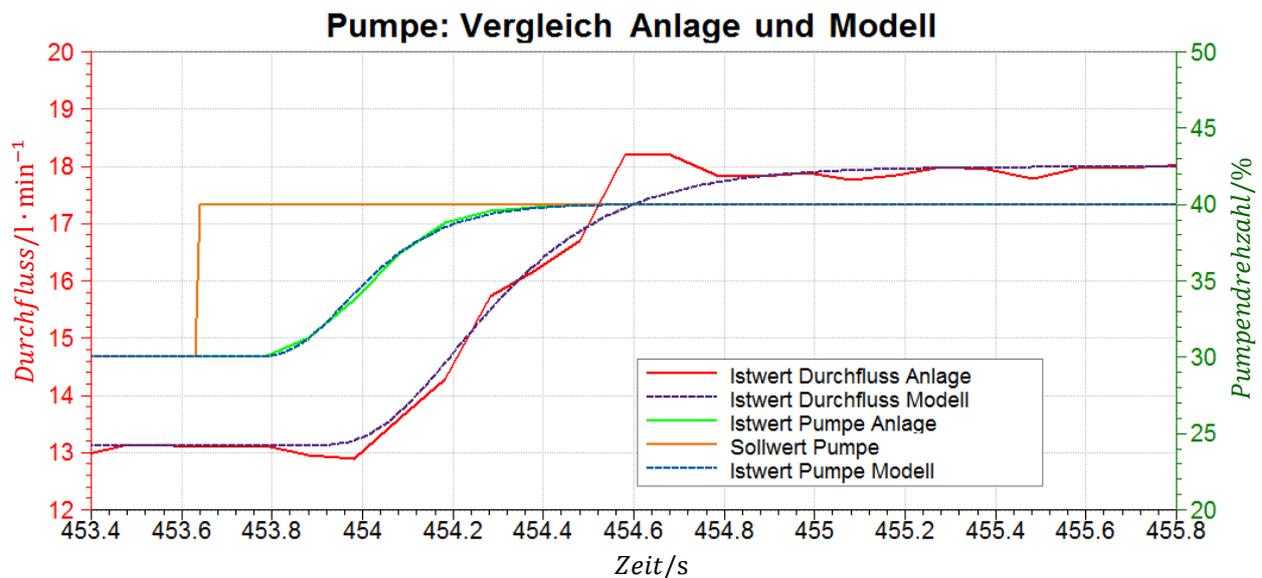


Abbildung 72: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte der Umwälzpumpe, Quelle: Eigene Darstellung.

Die Daten in Abbildung 72 werden, wie bereits mehrmals durchgeführt, ebenfalls auf Ähnlichkeit mittels Fehlerbewertung überprüft. Die visuelle Überprüfung der Ergebnisse ergibt, dass sich das Modell und die Realität ziemlich ähnlich verhalten. Somit beschreibt das vereinfachte Modell ausreichend genau das reale Verhalten der Umwälzpumpe des Konditionierers.

Damit das Durchflussverhalten des Konditionierers genauer bestimmt werden kann, muss die Anlagenkennlinie des Konditionierers und die Pumpenkennlinie der Umwälzpumpe ermittelt werden. Eine beispielhafte Pumpen- und Anlagenkennlinie und wie diese beeinflusst werden können, ist in Abbildung 73 dargestellt.

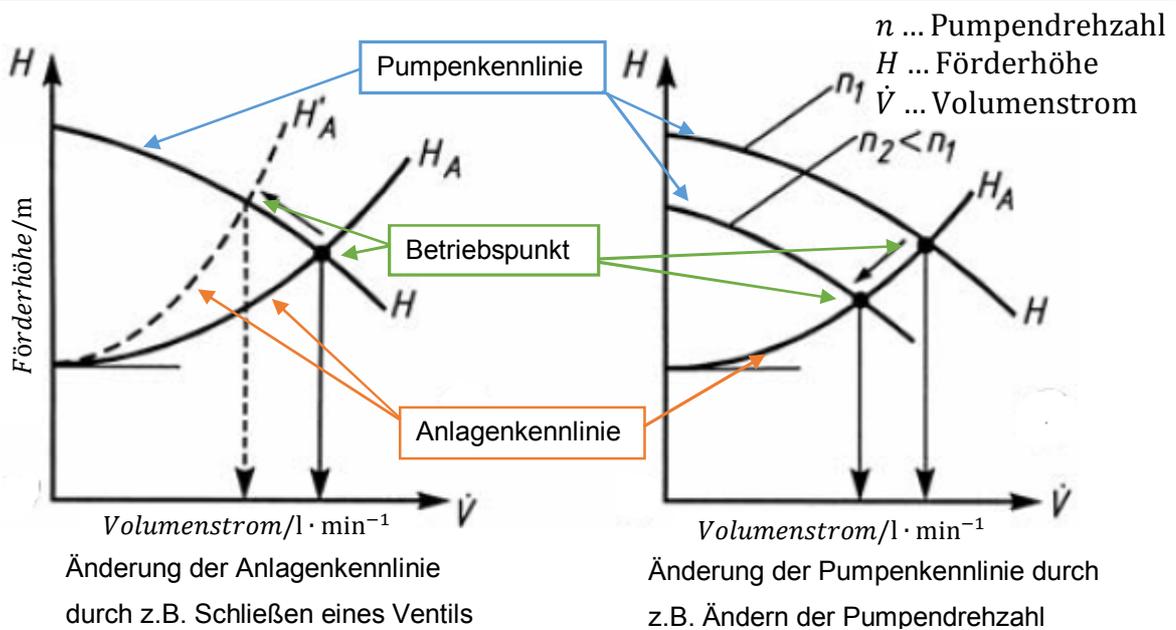


Abbildung 73: Verhalten der Anlagen- und Pumpenkennlinie einer Anlage, Quelle: Böswirth (2007), S. 197 (leicht modifiziert).

Wie in Abbildung 73 ersichtlich, liefert der Schnittpunkt zwischen der Anlagen- und Pumpenkennlinie den aktuellen Betriebspunkt der Anlage. Außerdem ist erkennbar, dass die Pumpenkennlinie z.B. mit Ändern der Pumpendrehzahl und die Anlagenkennlinie z.B. mit Schließen eines Ventils geändert werden kann. Allerdings wird darauf verzichtet, die Anlagen- und Pumpenkennlinie zu ermitteln, da die durchgeführten Sprungantworten der Pumpe bereits die unterschiedlichen Betriebspunkte der Anlage liefern. Diese Betriebspunkte sind mit der Anlagenkennlinie gleichzusetzen, sofern unten folgende Kriterien für den Konditionierer erfüllt sind:

- Die im Konditionierer verbauten Ventile (z.B. Mischventil, Bypass- Regelventil) beeinflussen die Anlagenkennlinie bei verschiedenen Ventilstellungen nicht nennenswert:
Im Zuge der Testdurchführung hat sich herausgestellt, dass das Regelventil zum Kühlen, die Anlagenkennlinie nicht nennenswert ändert. Allerdings wird durch das Bypass- Regelventil (siehe Abbildung 58) die Anlagenkennlinie erheblich beeinflusst. Trotzdem kann der Einfluss von diesem vernachlässigt werden, da dieses im ‚Normalbetrieb‘ des Konditionierers nicht geschlossen ist. Dieses Ventil ist nur im ‚Vorwärmbetrieb‘ offen. Allerdings spielt diese Betriebsart im Zuge dieser Arbeit keine Rolle. Somit ist diese Bedingung ebenfalls erfüllt.
- Alle Prüflinge haben den selben Einfluss auf die Anlagenkennlinie:
Die Betriebspunkte wurden nur mit einem Prüfling aufgenommen. Welchen Einfluss andere Prüflinge auf die Anlagenkennlinie haben, konnte im Zuge der Arbeit nicht festgestellt werden. Somit wird angenommen, dass alle Prüflinge den selben Druckverlust erzeugen. Aus diesem Grund wird diese Bedingung als erfüllt angenommen.
- Der Temperatureinfluss des Mediums auf die Pumpen- und Anlagenkennlinie ist gering.
Dieser Punkt wurde im Zuge der Arbeit nicht analysiert und wird als erfüllt angenommen.

Dadurch, dass die oben genannten Kriterien erfüllt sind oder als erfüllt angenommen werden, wird nur die Betriebspunktkenlinie bzw. Anlagenkennlinie des Konditionierers ermittelt.

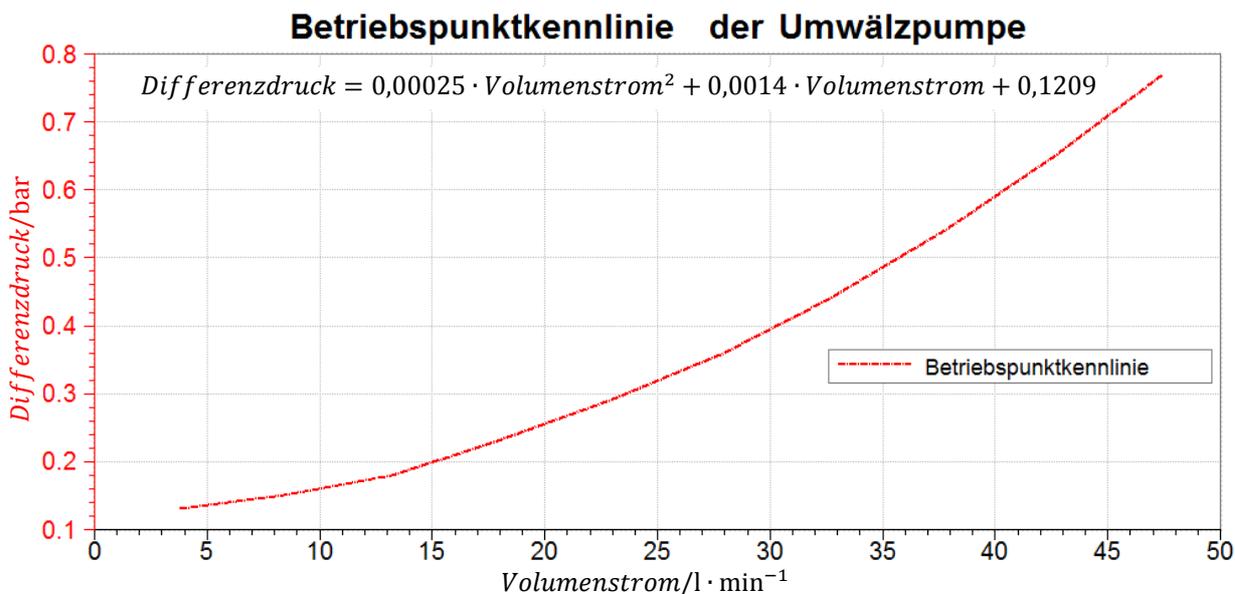


Abbildung 74: Betriebspunktkennlinie der Umwälzpumpe des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 74 ist die Betriebspunktkennlinie dargestellt, welche aus der Anlagenkennlinie des Konditionierers und der Pumpenkennlinie der Umwälzpumpe entsteht. Diese resultierende Kennlinie lässt sich vereinfacht durch eine Polynomfunktion nachbilden. Diese Funktion ist ebenfalls in der oberen Abbildung ersichtlich.

Allerdings wird neben der Betriebspunktkennlinie auch eine Kennlinie benötigt, welche den Volumenstrom in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl beschreibt. Diese Volumenstromkennlinie bzw. Durchflusskennlinie ist ein Resultat aus den Ergebnissen der verschiedenen Sprungantworten der Umwälzpumpe. Diese Kennlinie kann durch eine einfache lineare Gleichung beschrieben werden. In nachfolgender Abbildung ist die Durchflusskennlinie mit der beschreibenden linearen Gleichung dargestellt:

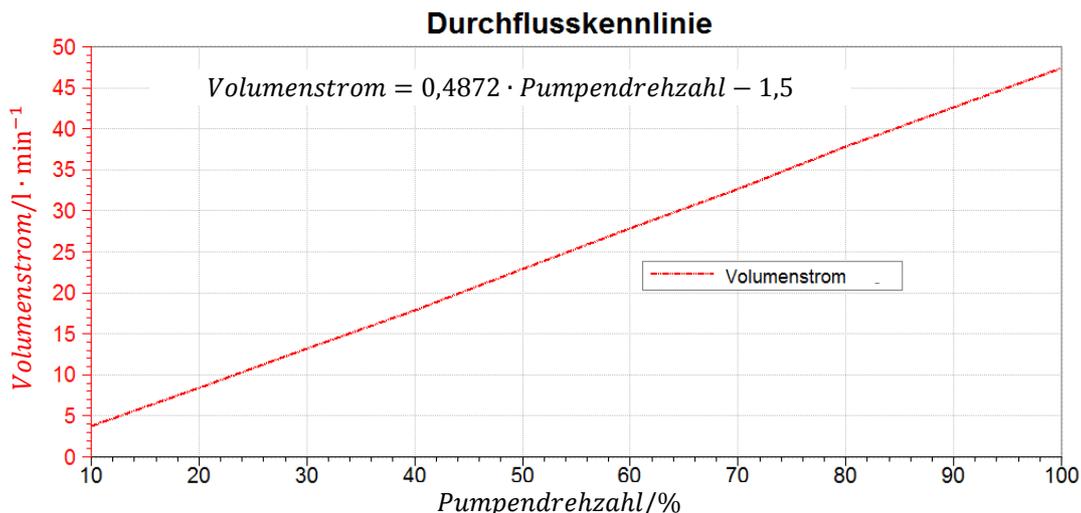


Abbildung 75: Volumenstromkennlinie der Umwälzpumpe des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

Mit Hilfe des vereinfachten Modells der Umwälzpumpe, der Betriebspunktkennlinie und der Durchflusskennlinie wird anhand des Regelkonzeptes in Abbildung 58 das Durchflussmodell des

Konditionierers modelliert. Zum besseren Verständnis der Komplexität des Modells wird der schematische Aufbau des Modells in nachfolgender Abbildung dargestellt:

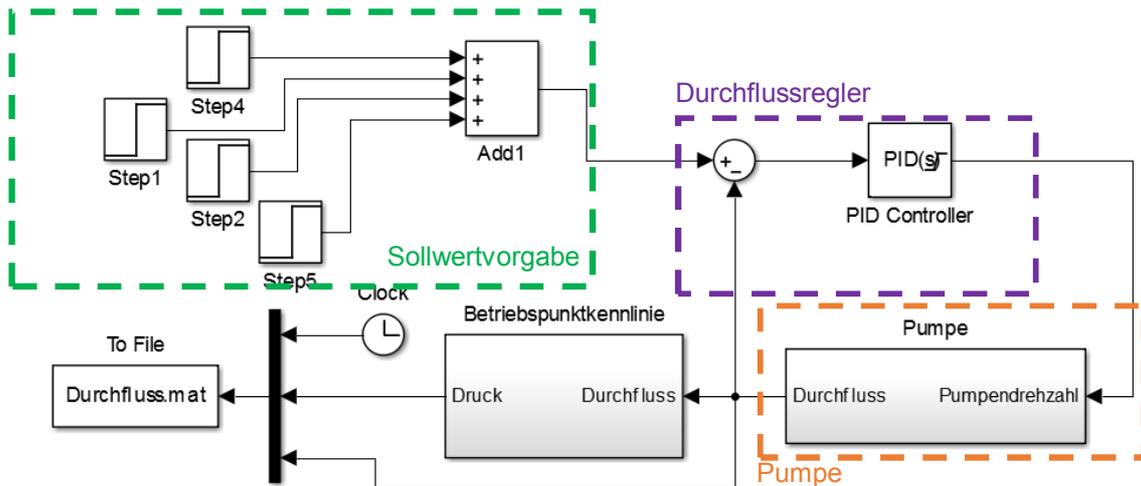


Abbildung 76: Vereinfachtes Durchflussmodell des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 76 sind die einzelnen Funktionen des Modells zu sehen, welche zur Umsetzung des Durchflussmodells des Konditionierers verwendet werden. Der Bereich ‚Pumpe‘, welcher in dieser Abbildung gekennzeichnet ist, entspricht dem oben beschriebenen Modell der Umwälzpumpe. Die Betriebspunktkennlinie ermittelt aus dem simulierten Durchfluss den Druck im Konditionierer. Beim Durchflussregler handelt es sich um einen PI- Regler. Vergleicht man das Temperaturmodell und das Durchflussmodell des Konditionierers, so ist erkennbar, dass das Durchflussmodell einfacher als das Temperaturmodell ist.

Nach dem Erstellen des Modells wird ein Vergleich zwischen den gemessenen Daten und den Ergebnissen der Simulation durchgeführt. Die Simulationsergebnisse werden, wie so oft, mit der Wirklichkeit verglichen. Die visuelle Überprüfung der Ergebnisse (siehe Abbildung 77) ergibt, dass sich das Modell und die Realität ähnlich verhalten. Somit beschreibt das vereinfachte Modell ausreichend genau das reale Temperaturverhalten des Konditionierers. Der Vergleich zwischen Realität und Modell des Durchflussreglers des Konditionierers ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

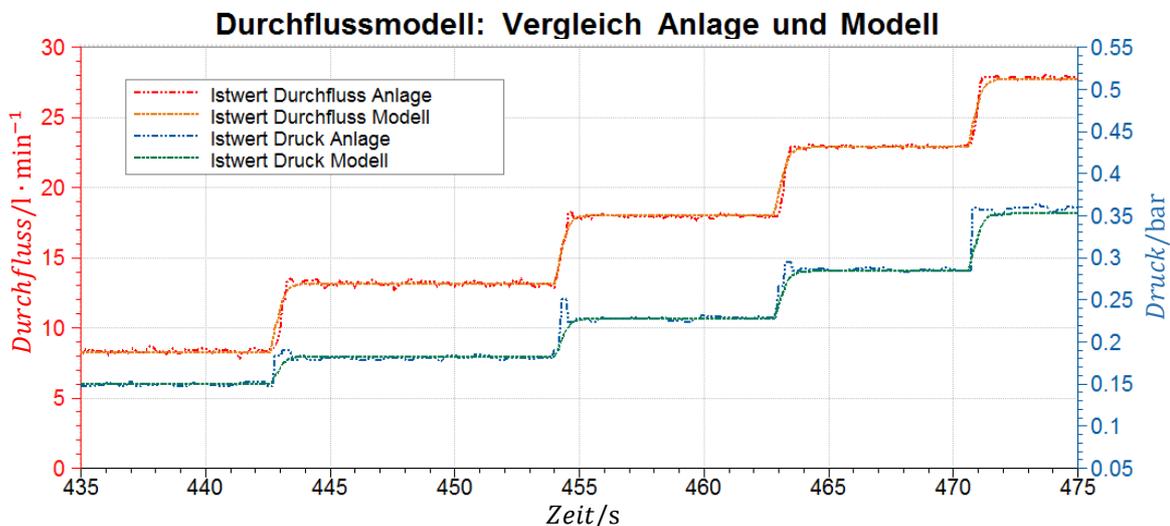


Abbildung 77: Vergleich der Durchflussmodellergebnisse und Messwerte des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

Abschließend muss noch eine Zusammenführung des Durchfluss- und Temperaturmodells stattfinden. Diese Zusammenführung ist in der Folgearbeit geplant. Trotzdem ist eine Zusammenführung nicht zwingend notwendig, da beide Modell unabhängig voneinander bereits ausreichend genaue Ergebnisse liefern.

8.2.4 Fazit zum Konditionierer

Durch das Upgrade des Konditionierers können gezieltere Untersuchungen bei definierter Kühlmedientemperatur und definiertem Durchfluss durchgeführt werden. Diese Untersuchungen werden durch die Realisierung diverser Temperaturregler und eines Durchflussreglers im Konditionierer ermöglicht. Mit Hilfe dieser Regler können frei einstellbare Temperatur- und Durchflusswerte innerhalb der Anlagengrenze eingeregelt werden. Außerdem ist durch den neuen Aufbau des Konditionierers ein gezieltes Vorwärmen bzw. Kühlen bei gestopptem / stehendem Prüfling möglich. Des Weiteren kann ein Temperaturgradient von einigen Grad Celsius realisiert werden, wodurch die Umsetzung von dynamischen Temperaturzyklen möglich ist. Zusätzlich kann durch die Umwälzpumpe, welche an einem Frequenzumrichter betrieben wird, ein dynamischer Durchflusszyklus umgesetzt werden.

Neben der Durchführung des Upgrades des Konditionierers wurden auch mehrere Modelle vom Konditionierer bzw. Teilkomponenten des Konditionierers erstellt. Dazu wurden diverse Messergebnisse aufgezeichnet, analysiert und ausgewertet. Die Ergebnisse wurden zur Nachbildung des Konditionierers verwendet. Ein Vergleich zwischen den Ergebnissen des Modells und den Messergebnissen ergab, dass die Modellergebnisse ausreichend genau sind. Mit Hilfe dieser Modelle (Temperaturmodell und Durchflussmodell) sind diverse Simulationen und Vergleiche auch ohne realen Konditionierer möglich. Des Weiteren können damit diverse Verifikationen gegenüber einem Pflichtenheft durchgeführt werden. Allerdings wurden im Zuge dieser Arbeit die Modelle nur mit einem Konditionierertyp und einem Prüfling erstellt und verglichen. Aus diesem Grund müssen die Modelle des Konditionierers noch mit verschiedenen Prüflingen und Konditionierertypen getestet / abgeglichen und optimiert werden.

Somit ergeben sich durch das Upgrade des Konditionierers folgende wirtschaftliche und technische Vor- und Nachteile für den Kunden:

- Vorteile:
 - Temperaturregler: Frei einstellbare Temperatur des Kühlmediums
 - Durchflussregler: Frei einstellbarer Durchfluss des Kühlmediums
 - Vorwärmen und Kühlen des Mediums auch bei gestopptem Prüfling
 - Dynamischere Prüfzyklen (Temperatur und Durchfluss)
- Nachteile:
 - Kostensteigerung
 - Steigerung der Komplexität (zusätzlicher Schulungsaufwand)
 - Zunahme der Komponentenanzahl
 - Steigerung des Planungs-, Konstruktions-, und Steuerungsaufwandes

9 FLEXIBILISIERUNG VON MOTORENPRÜFSTANDEN

Nach dem Upgrade des Motorenprüfstandes und der Modernisierung des Konditionierers werden verschiedene Konzepte zur Flexibilisierung eines Motorenprüfstandes ausgearbeitet. Dabei gibt es unterschiedliche Formen der Flexibilität, welche bei einem Motorenprüfstand angewendet werden können. Im Zuge dieser Arbeit werden Konzepte für die funktionale, mechanische und elektrische Flexibilität genauer betrachtet.

Wie bereits im theoretischen Teil erwähnt, besteht ein Motorenprüfstand typischerweise aus folgenden Hauptkomponenten:⁸⁸

- Belastungsmaschine (Wirbelstrom-, Wasserbremsen, Elektromotor)
- Prüfstandmechanik (Fundament, Wellen, Montagevorrichtungen, etc.)
- Medienkonditionierung (Kraftstoff, Wasser, Öl, Luft, etc.)
- Messtechnik und Kommunikationsschnittstelle zu diversen Geräten (Motorsteuergerät)
- Prüfstandautomatisierung (Steuerung, Regelung, Simulation, etc.)

Damit der Lesefluss nicht beeinträchtigt wird, wird erneut der schematische Aufbau eines Motorenprüfstandes in nachfolgender Abbildung veranschaulicht:

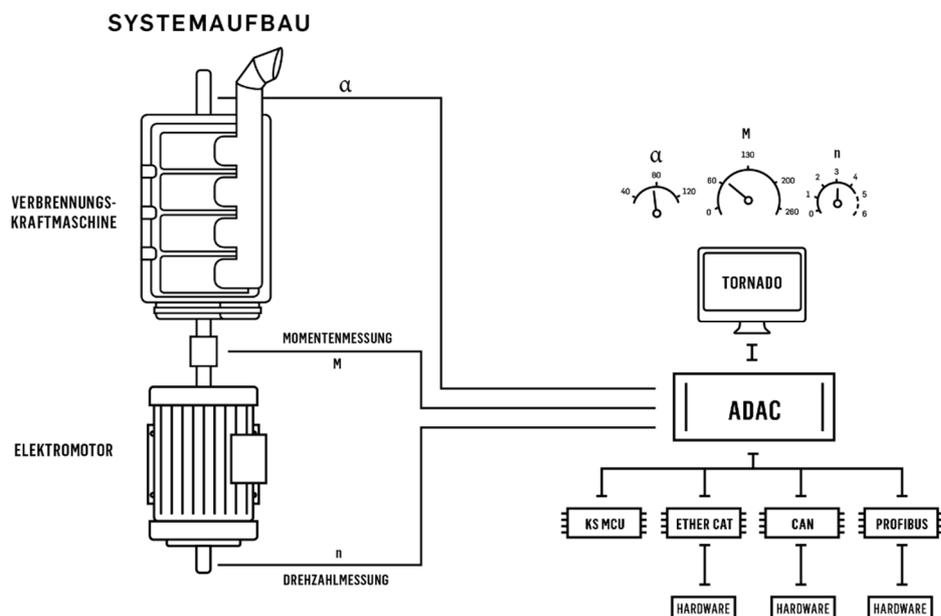


Abbildung 78: Schematische Darstellung der Prüfstandkomponenten,
Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

Zurzeit befinden sich häufig viele Hauptkomponenten ortsgebunden im Prüfstand und werden zentral vom Automatisierungssystem gesteuert bzw. geregelt. Daher wird als erstes die mechanische Flexibilität eines Motorenprüfstandes näher betrachtet.

⁸⁸ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 13 f.

9.1 Mechanische Flexibilität

Wie bereits erwähnt, sind zurzeit diverse Komponenten ortsgebunden im Prüfstand verbaut. Aus diesem Grund können diese oftmals nur für den Motorenprüfstand verwendet werden, obwohl diese auch für andere Aufgaben zu gebrauchen wären. Anderen Komponenten werden ausschließlich für den Prüfstand verwendet. Allerdings sind einige Komponenten so unflexibel, dass diese einen flexiblen Prüflingsaufbau behindern und somit die Rüstzeiten zwischen den Motorenprüfständen erhöhen. Aus diesem Grund werden die folgenden Komponenten, welche im Zuge dieser Arbeit behandelt wurden, flexibilisiert:

- Belastungsmaschine (Elektromotor) und Prüfstandmechanik (Fundament, Wellen, etc.)
- Medienkonditionierung

Da jeder Prüfling seine mechanischen Anschlüsse (Kühlwasseranschlüsse, Motorwelle, etc.) an unterschiedlichen Positionen besitzt, müssen diverse Rüsthilfen für jeden Prüfling angefertigt werden. Aus diesem Grund verursachen unterschiedliche Prüflinge mehr oder weniger Aufwand beim Rüsten des Prüfstandes. Meistens stellen die Kühlwasseranschlüsse wenig bis gar kein Problem dar, da diese einfach und schnell mit flexiblen Schlauchverbindungen handhabbar sind. Im Gegensatz dazu muss die Welle des Verbrennungsmotors genau zur Welle des Elektromotors ausgerichtet werden. Damit dieser Aufwand so gering wie möglich gehalten wird, besitzt jede Prüflings- Baureihe einen eigenen ‚Motorwagen‘, welcher die Ausrichtung zur Welle der Belastungsmaschine erleichtert. Allerdings muss der Motorwagen für jede neue Baureihe individuell konstruiert und gefertigt werden. Dazu kommt noch, dass verschiedene Ausführungen von Verbindungswellen, welche sich meist nur in der Länge der Welle unterscheiden, für unterschiedliche Prüflinge vorhanden sind. All diese Faktoren erhöhen die Bauteilvielfalt und die Fehlerwahrscheinlichkeit beim Rüsten des Prüflings bzw. des Prüfstandes. Allerdings können solche Fehler durch Flexibilisierung des Prüfstandes und durch Anwendung verschiedener Prinzipien (z.B. Poka Yoke) vermieden werden. Aus diesem Grund wird ein Konzept ausgearbeitet, welches folgende Kriterien berücksichtigen soll:

- Verminderung der Motorwagen- Varianten
- Verminderung der Verbindungs- Teilevielfalt

Alle genannten Kriterien besitzen Schnittstellen zur elektrischen Maschine. Diese elektrische Maschine ist auf einem Maschinenunterbau bzw. – fundament montiert bzw. fixiert. Allerdings können nicht ständig bauliche Maßnahmen stattfinden, nur damit der Maschinenunterbau verschoben werden kann. Aus diesem Grund wird der Unterbau auf ein Nutenfeld (siehe Abbildung 79) platziert, auf dem eine flexible Platzierung und eine stabile Montage des Maschinenunterbaus möglich sind.

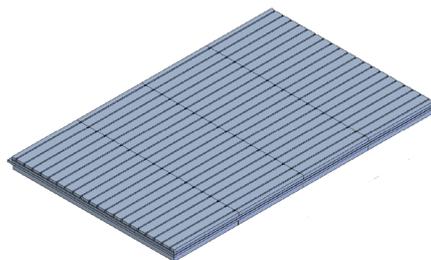


Abbildung 79: Nutenfeld eines Prüfstandes, Quelle: Eigene Darstellung.

Trotzdem löst ein Nutenfeld nicht die Probleme mit dem Motorwagen und den verschiedenen Verbindungswellen. Es ist eine vorbeugende Komponente, um verschiedene Komponenten (Messtechnik, Belastungseinrichtung, Prüfling, usw.) flexibel zu platzieren. Zum Optimieren der Rüstzeit und zur Reduktion der Teilvielfalt wird der Maschinenunterbau modifiziert. Damit die Teilevielfalt der Verbindungswellen sinkt, muss eine Verschiebung der elektrischen Maschine in y-Richtung (siehe Abbildung 80) möglich sein. Durch diese Verschiebung wird der Abstand zwischen Elektromotor und Prüfling eingestellt. Somit kann die Länge der Verbindungswelle meist gleichbleiben. Außerdem wird der Komfort beim Einbauen der Verbindungswelle erhöht, da die Welle nicht in eine passgenaue, starre Wellenverbindung eingebaut werden muss (leichtes nachjustieren in y-Richtung möglich). Allerdings muss diese drehende Wellenverbindung mit einem Berührschutz versehen werden. Dieser Berührschutz schützt Personen vor drehenden Teilen und fungiert bei diversen Prüfständen auch als Berstschutz. Aus diesem Grund ist dieser oftmals als feststehend, trennende Schutzeinrichtung ausgeführt. Das hat zu Folge, dass der Berührschutz während des Rüstvorganges aufwändig demontiert und anschließend wieder montiert werden muss. Damit dieser Arbeitsschritt während des Rüstens ebenfalls komfortabler wird, wird der Berührschutz als bewegliche, trennende Schutzeinrichtung mit Schnellverschlüssen ausgeführt. Somit kann der Berührschutz schnell und einfach geöffnet bzw. geschlossen werden. Allerdings muss nun ein ‚Türkontaktschalter‘ zur Überwachung des Berührschutzes eingebaut werden, damit eine mögliche Fehlbedienung (offen lassen des Berührschutzes) festgestellt werden kann.

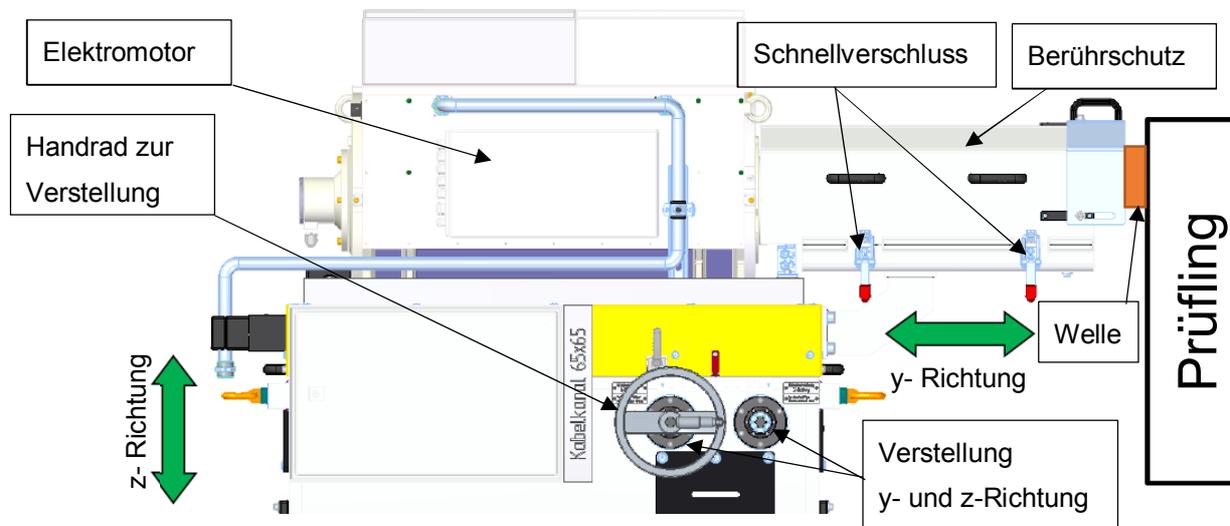


Abbildung 80: Maschinenunterbau zur Rüstzeitoptimierung.
Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018] (leicht modifiziert).

In Abbildung 80 ist die Verstellung in y- und z- Richtung mittels Handrad angedeutet. Der Grund für die Notwendigkeit einer y- Verstelleinrichtung wurde bereits erläutert. Allerdings kann auch der Höhenversatz (z-Richtung) und der Seitenversatz (x-Richtung) der Prüflingswelle zur Welle des Elektromotors variieren. Die Variation in x- Richtung spielt durch die flexible Positionierung am Nutenfeld keine bedeutende Rolle. Jedoch muss der Höhenversatz zwischen den Wellenenden des Prüflings und der elektrischen Maschine ausgeglichen werden. Das kann durch eine Verstellung des Maschinenunterbaus in z-Richtung realisiert werden. Durch die Verstellmöglichkeiten in y- und z- Richtung kann die Anzahl der verschiedenen Motorwägen deutlich reduziert werden, da der Versatz zwischen den Wellen durch eine freie Positionierung der Welle des Elektromotors ausgeglichen werden kann. Ein Konzept zur Verstellung des

Maschinenunterbaus mittels Spindel wird zurzeit getestet und auf Benutzertauglichkeit geprüft. Da die Variante oftmals leichter für das Rüstpersonal handhabbar ist, erfolgt derzeit die Verstellung mit einem Handrad (siehe Abbildung 80). Mit der rein mechanischen Lösung (Handrad) benötigen diese keine besondere Schulung auf die Prüfstandsautomatisierung. Allerdings kann die Verstellung auch steuerungstechnisch z.B. mit einer elektrischen Maschine realisiert werden. Die Auswahl, welche Variante zum Einsatz kommt, muss in Abstimmung mit dem Kunden bzw. Bedienpersonal erfolgen. Nichtsdestotrotz ist ein komfortableres und schnelleres Rüsten durch das Vorsehen einer Verstellmechanik in y- und z-Richtung realisierbar.

Wie bereits erwähnt, sieht das Konzept für einen flexiblen Prüfstand ein Nutenfeld zur freien Platzierung von Komponenten vor. Jedoch müssen bei diesen Komponenten konstruktive Maßnahmen getroffen werden, damit eine gezielte, flexible Platzierung überhaupt möglich ist. Aus diesem Grund werden Führungsleisten für die gezielte Positionierung des Maschinenunterbaus am Nutenfeld als demontierbares Zubehör berücksichtigt. Diese Führungsleisten werden während der Platzierung des Unterbaus am Nutenfeld verschraubt und ermöglichen ein genaues Verschieben in x- und y- Richtung. Durch diese Führung ist es möglich, den schweren Maschinenunterbau mit Elektromotor trotz des enormen Gewichtes mit Hilfe eines Kranes relativ genau und einfach zu platzieren. Das Konzept eines solchen Unterbaus, welcher die freie und flexible Positionierung in alle Richtungen ermöglicht, ist in nachfolgender Abbildung ersichtlich:

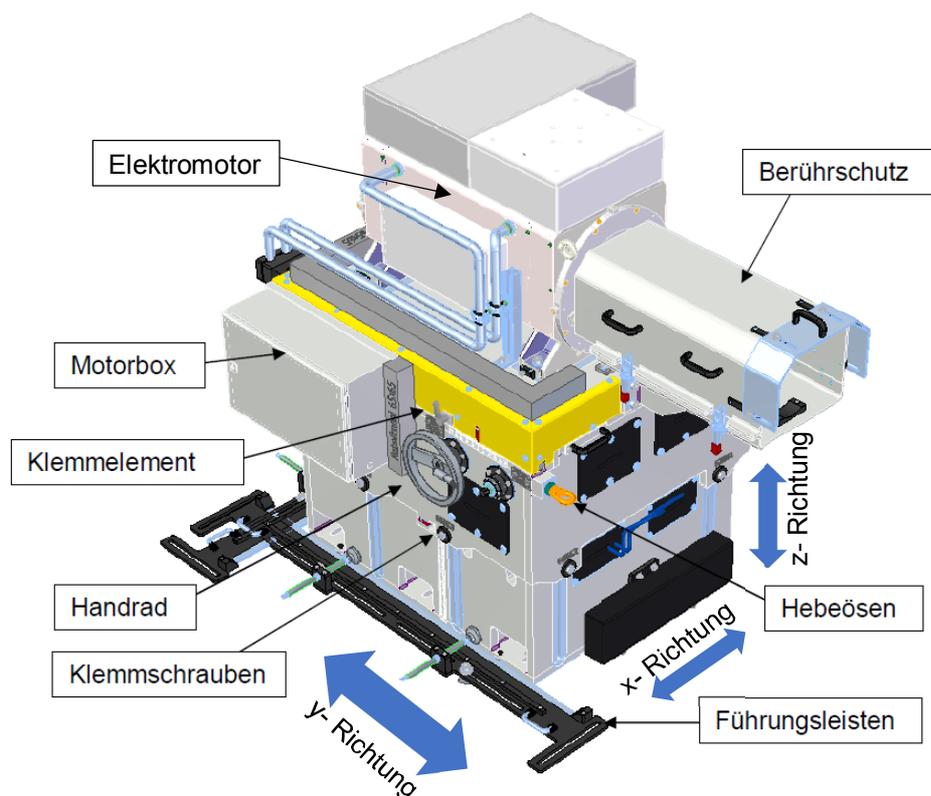


Abbildung 81: Maschinenunterbau zur flexiblen Positionierung,
Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018] (leicht modifiziert).

Nachdem der Maschinenunterbau mechanisch ausreichend flexibilisiert wurde, wird als nächstes der Konditionierer des Motorenprüfstandes näher betrachtet.

Grundsätzlich sind alle Konditionierer, welche in einem Prüfstand benötigt werden, fix mit der Prüfstandsmechanik (Fundament) verbunden. Dadurch ist der Konditionierer in der Beweglichkeit und somit in der Flexibilität zu einem gewissen Grad eingeschränkt. Allerdings müssen nicht alle Konditionierer ein fester Bestandteil des Prüfstandes sein. Aus diesen Grund wird ein Konzept ausgearbeitet, welches eine mechanische, flexible Nutzung des Konditionierer berücksichtigt. Allerdings wird bei dieser Art der Flexibilisierung, im Gegensatz zum Maschinenunterbau mit Belastungseinrichtung, nicht die Schnittstelle zum Prüfling (Kühlwasseranschluss) betrachtet, sondern die Flexibilität der Nutzung und der Beweglichkeit. Dieser Ansatz der Flexibilisierung wird verfolgt, da die Kühlwasseranschlüsse des Prüflings wenig bis gar keine Probleme darstellen.

Um eine flexible Nutzung eines Konditionierers zu ermöglichen, muss eine Einteilung des Konditionierers in verschiedene (Funktions-)Gruppen erfolgen. Die wichtigsten Faktoren für diese Einteilung sind die Funktion, die Masse und die Dimensionen (Abmessungen) des Konditionierers. Grundsätzlich soll jede Funktionsgruppe unabhängig von einer anderen fungieren können. Allerdings darf diese nicht so komprimiert werden, dass die Gruppe keine eigenständige Funktion erfüllen kann. Aus diesem Grund wird die Einteilung in Funktionsgruppen anhand der nachfolgenden Abbildung näher erläutert:

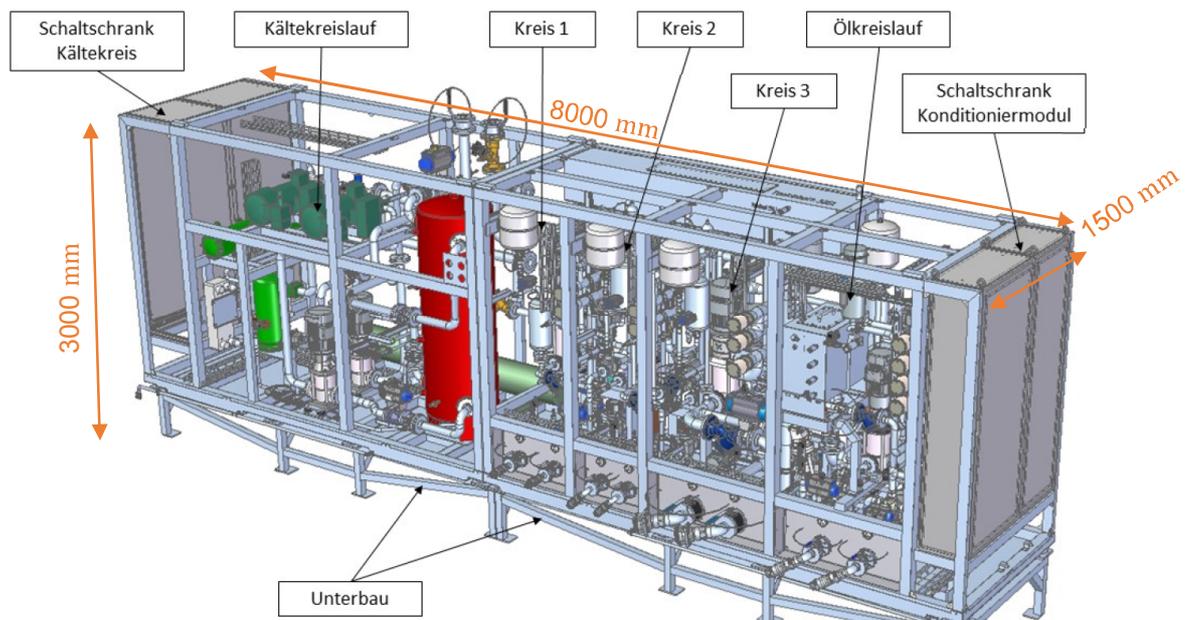


Abbildung 82: Konditionieranlage eines Prüfstandes, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 82 ist ein Konditionierer mit einem Kältekreis und mehreren Kreisen, welche nach den Schema in Abbildung 58 aufgebaut sind, dargestellt. Dieser Konditionierer ist durch die Dimensionen stationär und somit nur für einen Prüfstand nutzbar. Allerdings kann dieser in mehrere, eigenständige Funktionsgruppen eingeteilt werden. Eine schematische Einteilung der Funktionsgruppen (Kältekreislauf, Kreis 1, Kreis 2, usw.) ist ebenfalls in Abbildung 82 ersichtlich. Durch diese Einteilung wäre es möglich, die jeweiligen Kreise unabhängig zu betreiben. Somit kann für jeden Kreis ein eigenständiger Konditionierer entworfen werden, welcher definierte Schnittstellen zu anderen Funktionsgruppen besitzt. Dadurch verringern sich die Abmessungen und das Gewicht der einzelnen Konditionierer. Unter gewissen Voraussetzungen verringern sich die Dimensionen und das Gewicht so sehr, dass eine mobile Ausführung eines Konditionierers ermöglicht wird.

Eine solche Ausführung ist in nachfolgender Abbildung ersichtlich:

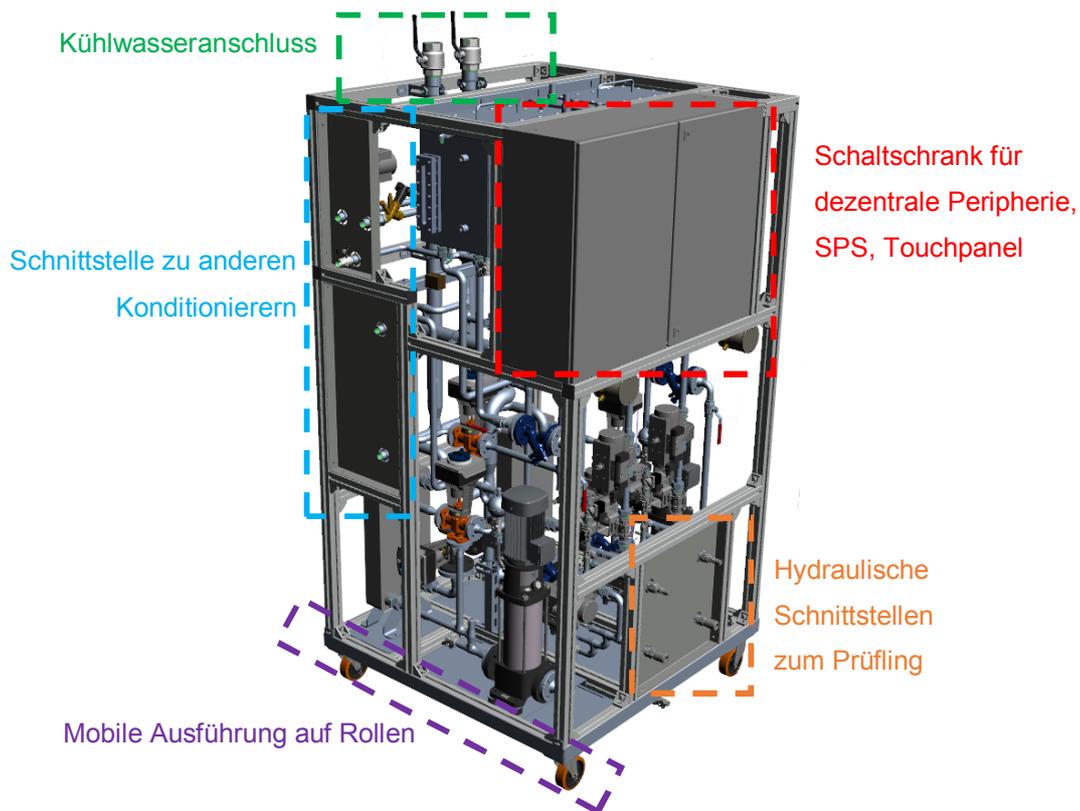


Abbildung 83: Aufbau eines flexiblen Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.

In Abbildung 83 ist der Konditionierer mit allen Komponenten aus Kapitel 8.2 dargestellt. Dieser Konditionierer besitzt definierte Schnittstellen zum Prüfling, zu anderen Konditionierern und zum gebäudeseitigen Kühlwasser. Durch die funktionelle Reduktion auf einen Kreis haben sich das Gewicht und die Dimensionen so verringert, dass eine mobile Ausführung auf Rollen möglich ist. Dadurch ist dieser Konditionierer nicht mehr ortsgebunden. Außerdem ist ein eigener Schaltschrank verbaut, welcher alle elektrischen Komponenten von diesem beinhaltet. Die elektrische Flexibilisierung des Unterbaus mit der elektrischen Maschine und dem Konditionierer wird im nachfolgenden Kapitel näher erläutert.

Abschließend sei zur mechanischen Flexibilisierung gesagt, dass die vorgestellte Flexibilisierung nur bis zu einer maximalen Baugröße durchführbar ist. Darüber hinaus müssen individuelle Anpassungen erfolgen.

9.2 Elektrische Flexibilität

Die mechanische Flexibilisierung von diversen Komponenten ist oftmals nicht ausreichend. Aus diesem Grund wird neben der mechanischen Flexibilisierung, welche im vorigen Kapitel betrachtet wurde, auch die elektrische Flexibilität eines Motorenprüfstandes analysiert. Folgende elektrische Komponenten können flexibilisiert werden:

- Leistungsverkabelung der elektrischen Maschine
- Mess- und Bussysteme der elektrischen Maschine und des Konditionierers

9.2.1 Leistungsverkabelung der elektrischen Maschine

Die Leistungsverkabelung einer elektrischen Maschine, welche z.B. die Leistungsdaten der Asynchronmaschine in Kapitel 8.1.2 besitzt, besteht aus sehr schweren und unhandlichen Leitungen oder Kabeln. Eine Belastungseinrichtung dieser Größenordnung benötigt 4 Stück $3 \times 120 + 3 \text{G}16 \text{ mm}^2$ Motoranschlussleitungen, welche ein Gewicht von ca. 5 kg pro Meter besitzen. Der Aufbau eines solchen Kabels ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:



Abbildung 84: Beispielhafte Darstellung einer Motoranschlussleitung, Quelle: Helukabel GmbH (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].

Zurzeit werden diese Kabel z.B. im Zwischenboden des Prüfstandes verlegt und direkt ohne ein Kabelmanagementsystem an die elektrische Maschine angeschlossen. Aus diesem Grund ist die Belastungseinrichtung sehr oft durch die Leistungsverkabelung ortsgebunden. Allerdings wurde im vorigen Kapitel der Maschinenunterbau so flexibilisiert, dass die Maschine nicht mehr ortsgebunden sein muss. Damit die Flexibilisierung des Unterbaus auch genutzt werden kann, muss ebenso die Verkabelung der Maschine verbessert werden. Dadurch, dass die elektrische Maschine durch den neuen Unterbau in y- und z- Richtung z.B. mittels Handrad ausgerichtet werden kann, muss ein Kabelmanagementsystem den entsprechenden Verstellweg ausgleichen, damit das Kabel nicht unzulässigen Zugbelastungen und Biegeradien ausgesetzt ist. Aus diesem Grund wird eine Schleppkette am Maschinenunterbau vorgesehen, welche ein Zustandekommen von unzulässigen Belastungen verhindert. Eine schematische Darstellung einer Schleppkette ist in nachfolgender Abbildung ersichtlich:

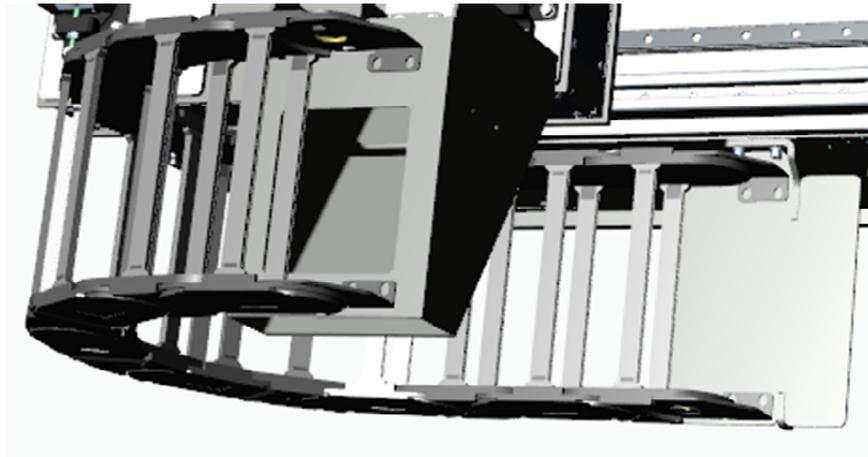


Abbildung 85: Schematische Darstellung einer Schleppkette am Maschinenunterbau, Quelle: Eigene Darstellung.

Allerdings kann durch den Einsatz eines Nutenfeldes der Maschinenunterbau auch in x- und y- Richtung verschoben werden. Aus diesem Grund wird ein definierter Platz im Zwischenboden vorgesehen, worin eine definierte ‚Überlänge‘ der Leistungsverkabelung verlegt ist. Wird nun die Maschine am Nutenfeld so verschoben, dass eine längere Leistungsverkabelung notwendig ist, wird die zusätzliche Länge aus dem Zwischenboden geholt. Im anderen Fall, wenn weniger Länge von der Verkabelung benötigt wird, wird die entstehende Überlänge im Zwischenboden versteckt. Eine weitere Variante zur Vereinfachung des Kabelhandlings wäre durch die Einführung von Stecksystemen möglich. Allerdings haben sich diverse Stecksysteme von z.B. der Firma Harting für die Leistungsverkabelung im Zuge der Arbeit als äußerst unhandlich erwiesen. Aus diesem Grund wird das Konzept mit Stecksystemen nicht weiterverfolgt.

Da die bisherigen Konzepte zur Flexibilisierung der Leistungsverkabelung wenig erfolgsversprechend sind, wird eine andere Variante gewählt. Aus diesem Grund wird versucht, die Anzahl der Kabel und dessen Querschnitt zu verringern. Dazu wird die allgemeine Formel zur Leistungsberechnung einer elektrischen Maschine genauer betrachtet:

$$P_{el} = 3 \cdot U_{Str} \cdot I_{Str} \cdot \cos(\varphi) \quad (9.1)$$

P_{el}/W	elektrische Leistung der Maschine
U_{Str}/V	Strangspannung der Maschine
I_{Str}/A	Strangstrom der Maschine
$\cos(\varphi)/1$	Leistungsfaktor der Maschine

In dieser Formel ist ersichtlich, dass die Leistung der Maschine vom Strom und der Spannung an den Strängen abhängig ist. Dabei ist der Strom einer der wichtigsten Faktoren zur Dimensionierung des Kabelquerschnittes. D.h. je kleiner der Strom (bei gleichen Umgebungsbedingungen), desto geringer ist der Querschnitt des Kabels. Eine Verkleinerung des Stromes kann durch die Erhöhung der Spannung der elektrischen Maschine realisiert werden. Durch den kleineren Strom ist es möglich, Kabel mit einem geringeren Querschnitt zu wählen. Dieser geringere Querschnitt führt zu einer Reduktion des Gewichtes des Kabels und somit zu einer leichteren und flexibleren Handhabung der Leistungsverkabelung. Allerdings ist die Spannung ein wichtiger Faktor zur Bestimmung der Nenn- / Betriebsspannung des Kabels oder der Leitung. Durch die höhere Nenn- / Betriebsspannung wird ein besseres Isolationsmaterial benötigt bzw. steigt die Wandstärke der Isolierung, je höher die Spannung ist. Somit muss das Kabel auf die vorherrschende Betriebsspannung abgestimmt werden. Aus diesem Grund müssen andere Kabel bzw.

Material eingesetzt werden. Allerdings gibt es diverse Hersteller, welche diese Anforderungen erfüllen. Somit wird als nächstes mit der Realisierung der Spannungserhöhung behandelt.

Grundsätzlich bietet das Energienetz in Westeuropa verschiedene Spannungsebenen, welche im Zuge dieser Arbeit relevant sind:⁸⁹

- Mittelspannungsebene mit 20 bzw. 10 kV
- Niederspannungsebene mit 400 bzw. 230 V

Sofern eine höhere Spannung zur Verfügung gestellt werden kann, ist der Einsatz von Mittelspannungsumrichtern (siehe Abbildung 86) möglich. Bekannte Lieferanten von sogenannten Mittelspannungsumrichtern sind z.B. ABB und Siemens.

Die Mittelspannungsumrichter des Typs ‚SM120 CM‘ der Firma Siemens besitzen folgende technische Daten:⁹⁰

- Einspeise- und Rückspeisemodul
 - Eingangsspannungsbereich vom Netz (AC): 3AC 3,3 bis 6,6 kV
 - Leistungsbereich: 6000 bis 12500 kVA
 - Rückspeisefähig
- Motormodul (Wechselrichter)
 - Ausgangsspannung zur elektrischen Maschine (AC): 3AC 3,3 bis 7,2 kV
 - Leistungsbereich: 6000 bis 13700 kVA

Durch den Einsatz eines solchen Umrichters kann der Querschnitt der Verkabelung deutlich verringert werden. Allerdings muss die Leistungsverkabelung für diese Anforderungen ausgelegt sein. Zusätzlich muss die elektrische Maschine für den Betrieb am Mittelspannungsumrichter ausgelegt sein. Des Weiteren muss beachtet werden, dass durch den Einsatz von Mittelspannungsumrichtern spezielle Sicherheitsregeln gelten. Aus diesem Grund müssen diverse Schulungen absolviert werden, um damit arbeiten zu dürfen.



Abbildung 86: Mittelspannungsumrichter der Firma Siemens, Quelle: Siemens AG (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].

⁸⁹ Vgl. Heuck/Dettmann/Schulz (2007).

⁹⁰ Vgl. Siemens AG (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].

Die Variante mit Mittelspannungsumrichter würde den Querschnitt der Leistungsverkabelung deutlich verringern und somit die Gestaltung eines flexibleren Prüfstandes ermöglichen. Allerdings besteht seitens der Firma Kristl, Seibt und Co derzeit kein Interesse, Prüfstände mit einem Mittelspannungsumrichter umzusetzen. Aus diesem Grund werden keine weiteren Konzepte in Bezug auf Mittelspannungsumrichter verfolgt.

Obwohl diverse Ansätze (Schleppkette, Steckverbindungen, Mittelspannungsumrichter) zur Flexibilisierung der Leistungsverkabelung getroffen wurden, hat sich nur die Schleppkette zur besseren Handhabung der Leistungsverkabelung am Maschinenunterbau durchgesetzt. Alle anderen Ansätze bringen keinen nennenswerten Vorteil oder passen zurzeit nicht ins Konzept der Firma KS. Aus diesem Grund besteht kein Interesse an diesen Varianten. Somit werden als nächstes die Mess- und Bussysteme eines Prüfstandes genauer betrachtet.

9.2.2 Mess- und Bussysteme der elektrischen Maschine und des Konditionierers

Eine weitere Möglichkeit zur elektrischen Flexibilisierung eines Motorenprüfstandes besteht in den diversen Mess- und Bussystemen des Prüfstandes. Im Zuge der Arbeit werden dabei erneut die Belastungseinrichtung und der Konditionierer genauer betrachtet.

Neben der Leistungsverkabelung besitzt die elektrische Maschine eines Motorenprüfstandes diverse Sensoren, welche überwacht werden müssen. Dabei kommen am häufigsten folgende Sensoren zum Einsatz:

- Temperatursensoren für die Wicklungen
- Temperatursensoren für die Lager
- Durchflusssensoren zur Überwachung der Maschinenkühlung
- Leckage- Sensoren bei wassergekühlten Maschinen
- Schwingungssensoren

Diese Sensoren werden oft zu einer zentralen Peripherie des Automatisierungssystems verkabelt. Dadurch, dass diese Sensoren von einer zentralen Peripherie ausgewertet werden, werden sehr viele, lange Kabel benötigt. Die Anzahl der Kabel beeinträchtigt ebenfalls die flexible mechanische Nutzung der Maschine. Aus diesem Grund wird ein Konzept zur Auswertung der Sensoren mit einer dezentralen Peripherie an der Belastungseinrichtung ausgearbeitet. Eine schematische Darstellung der dezentralen Peripherie (Motorbox) ist in Abbildung 81 ersichtlich. In dieser Motorbox befindet sich zum Beispiel eine SPS (speicherprogrammierbare Steuerung), welche die Auswertung und Überwachung der elektrischen Maschine selbst übernimmt, oder ein Interfacemodul, welches an eine SPS bzw. Automatisierungssystem angebunden werden kann.

Nachfolgend ist eine schematische Abbildung eines Interfacemoduls mit Ein- und Ausgangsmodulen (I/O-Module) der Firma Siemens dargestellt:



Abbildung 87: Siemens ET200SP mit Interface- und I/O- Module, Quelle: Siemens AG (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].

Beide Varianten sind für die Realisierung einer flexiblen Nutzung eines Prüfstandes gleichbedeutend und werden bei der elektrischen Maschine nicht genauer erläutert. Allerdings können bei beiden Varianten verschiedene Messmodule (digitale und analoge Ein- und Ausgangsmodule) eingebunden werden. Diese Module ermöglichen das dezentrale Auswerten der genannten Sensoren. Somit werden nur mehr kurze Kabel / Leitungen von der Motorbox zu den verschiedenen Sensoren benötigt. Die Anbindung der SPS oder des Interfacemoduls an das Automatisierungssystem kann mit Hilfe eines Bussystems (z.B. Profibus, Profinet, Ethercat, usw.) erfolgen. Somit verringert sich der gesamte Verkabelungsaufwand zur elektrischen Maschine auf folgende Komponenten:

- Leistungsverkabelung der elektrischen Maschine
- Eventuelle Leistungsverkabelung zum Fremdlüfter (bei luftgekühlten Maschinen)
- Verkabelung des Drehgebers der Maschine
- Spannungsversorgung der SPS bzw. des Interfacemoduls
- Busverkabelung vom Automatisierungssystem zur SPS / zum Interfacemodul

Wie bereits im vorigen Kapitel erwähnt, ist es ratsam, den Konditionierer in verschiedene Funktionsgruppen zu unterteilen. Diese Unterteilung ermöglicht auch eine Trennung der Steuerungstechnik des Konditionierers und dem Automatisierungssystem des Prüfstandes. Dadurch, dass dieser unabhängig vom Prüfstand eine Funktion erfüllt, nämlich das Konditionieren von Medien, kann dieser als eigenständige Anlage fungieren. Aus diesem Grund wird der Konditionierer mit einem eigenen Schaltschrank (siehe Abbildung 83) ausgerüstet. Dieser Schaltschrank beinhaltet neben der SPS, Messmodulen und einem HMI (Human Machine Interface) zur Visualisierung der Anlage alle weiteren Komponenten zur Steuerung bzw. Regelung des Konditionierers. Dadurch, dass der Konditionierer eine eigene SPS mit Messmodulen besitzt, werden alle Aufgaben, welche früher durch den Prüfstand erledigt wurden, direkt vom Konditionierer selbst erledigt. Außerdem sinkt der Verkabelungsaufwand, da die Verkabelung nur bis zum Schaltschrank, welcher im Konditionierer integriert ist, geführt werden muss. Die Kommunikation bzw. der Datenaustausch zwischen dem Konditionierer und dem Automatisierungssystem des Prüfstandes erfolgt ebenfalls, wie bei der Motorbox, mit Hilfe eines Bussystems. Somit ist eine flexible und einfache Anbindung an den Prüfstand möglich und der Konditionierer kann unabhängig vom Prüfstand vollständig in Betrieb genommen werden.

Außerdem ist durch die eigene Steuerung des Konditionierers eine Nutzung außerhalb des Prüfstandes möglich, sofern dieser nicht ortsgebunden ist. Somit kann der Konditionierer auch für andere Aufgaben eingesetzt werden. Diese Flexibilität bedeutet einen enormen Mehrwert für den Kunden bzw. den Anwender des Konditionierers.

Abschließend sei zur elektrischen Flexibilisierung gesagt, dass der Einsatz von dezentraler Peripherie bzw. der Einsatz von SPS- Einheiten zur Steuerung diverser Funktionen im Prüfstand fast immer eine Erhöhung der Flexibilität bedeutet. Außerdem sinkt durch diese Maßnahme oftmals der Verkabelungsaufwand.

9.3 Funktionale Flexibilität

Nachdem die einzelnen Komponenten des Motorenprüfstandes ausreichend flexibilisiert wurden, wird als nächstes die funktionale Flexibilität eines Motorenprüfstandes hinterfragt. Dabei wird versucht, die Funktion eines Motorenprüfstandes so zu gestalten, dass dieser auch als Getriebe- oder Antriebsstrangprüfstand verwendet werden kann.

9.3.1 Motorenprüfstand

Zur funktionalen Flexibilisierung wird erneut auf die Hauptkomponenten des Motorenprüfstandes eingegangen. Eine Ausführung eines Motorenprüfstandes wird in nachfolgender Abbildung veranschaulicht:

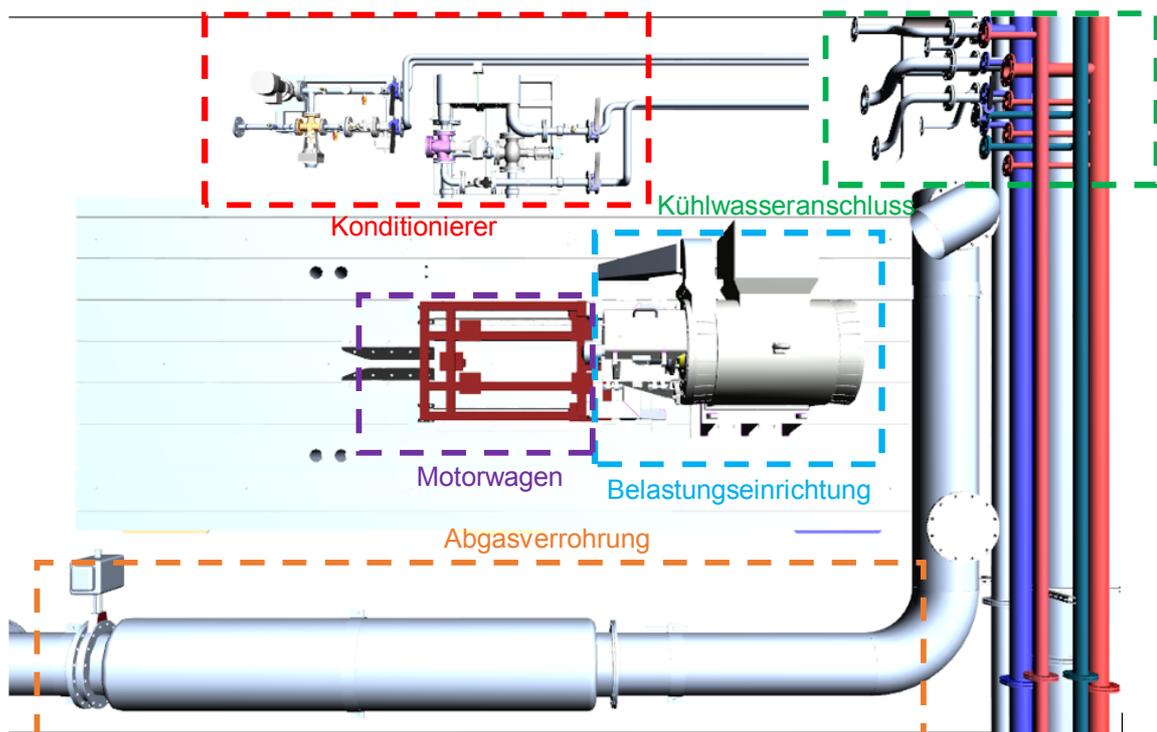


Abbildung 88: Ausführung eines Motorenprüfstandes,
Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018] (leicht modifiziert).

Da diverse Bauteile (Belastungseinrichtung und Medienkonditionierung) in einer ähnlichen Weise auch bei anderen Prüfständen (Getriebe- und Antriebsstrangprüfstände) vorhanden sind, werden diese Komponenten näher betrachtet. Das Ziel dabei ist, dass ein Motorenprüfstand nicht ‚nur‘ zur Prüfung und Entwicklung von Verbrennungsmotoren, sondern auch für andere Bauteile verwendet werden kann.

Als Ausgangsbasis für die funktionale Flexibilisierung dient ein Prüffeld, welches aus vier Motorenprüfständen besteht. Diese Prüfstände stehen direkt nebeneinander und werden nur durch eine Wand getrennt. Durch das Vorhandensein eines Prüffeldes von Motorenprüfständen sind die Hauptkomponenten davon mehrfach an einem Ort gebündelt. Somit ist es möglich, aus mehreren Motorenprüfständen, folgende Prüfstände zu realisieren:

- Getriebeprüfstand
- Antriebsstrangprüfstand

9.3.2 Getriebe- und Antriebsstrangprüfstand

Um einen Motorenprüfstand so flexibel gestalten zu können, dass dieser als Getriebeprüfstand oder Antriebsstrangbetrieben betrieben werden kann, müssen zuerst die Komponenten erfasst werden. Aus diesem Grund wird als erstes der schematische Aufbau eines Getriebeprüfstandes in nachfolgender Abbildung veranschaulicht:



Abbildung 89: Vereinfachter schematischer Aufbau eines Getriebeprüfstandes, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

In Abbildung 89 ist ersichtlich, dass ein Getriebeprüfstand vereinfacht mit zwei Maschinen und einem Konditionierer realisiert werden kann. Allerdings wird durch die flexible Zuordnung von Maschinen und Konditionierer zu verschiedenen Prüfständen eine übergeordnete Steuerung benötigt. Diese Steuerung übernimmt die gezielte Datenübertragung vom Prüfstand zu den jeweiligen Komponenten. Ein Konzept der übergeordneten Steuerung zur Realisierung eines flexiblen Prüfstandes ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

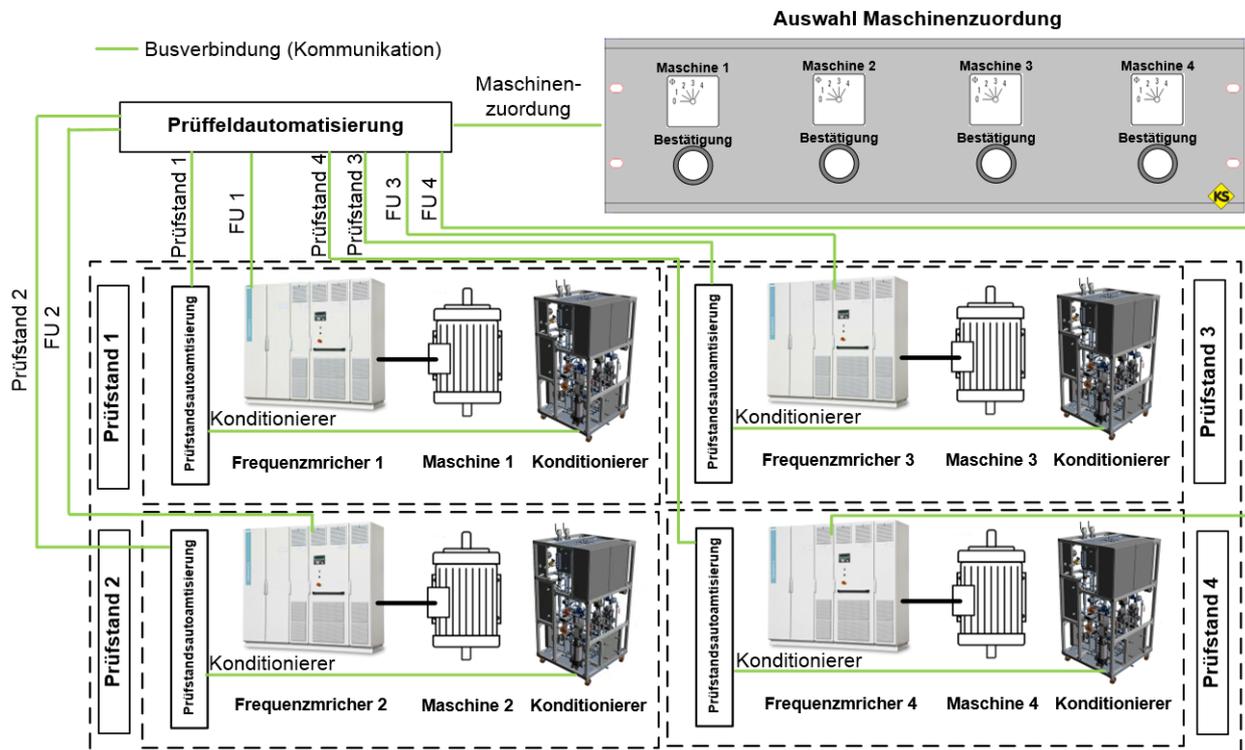


Abbildung 90: Konzept der funktionellen Flexibilität, Quelle: Eigene Darstellung.

Anhand der Abbildung 90 wird erneut die Wichtigkeit der elektrischen Flexibilität mit diversen Bussystemen verdeutlicht. Die elektrischen Maschinen sind zwar flexibel im Prüfstand beweglich (siehe Kapitel 9.1), allerdings sind diese fix an den Frequenzrichter bzw. Prüfstand gebunden. Damit die unterschiedlichen

Maschinen auf den verschiedenen Prüfständen verwendet werden können, ist eine ‚Maschinenzuordnung‘ zu den einzelnen Prüfständen notwendig. Diese Zuordnung ist in der Abbildung mit ‚Auswahl Maschinenzuordnung‘ dargestellt. Mit Hilfe dieser kann jede Maschine einem Prüfstand zugeordnet werden und mit einer Bestätigung wird die Einstellung übernommen. Allerdings müssen dazu alle Frequenzumrichter und Prüfstände an das Prüffeldautomatisierungssystem angebunden werden. Diese Anbindung ist notwendig, damit ein Prüfstand Zugriff auf mehrere Frequenzumrichter und somit elektrische Maschinen besitzt. Somit können einem Prüfstand mehrere elektrische Maschinen zugeordnet werden, wodurch z.B. ein Getriebeprüfstand realisiert werden kann. Allerdings wird durch die flexible Maschinenzuordnung eine zusätzliche Prüffeldautomatisierung, welche die geordnete Zuordnung und die Datenübertragung zwischen Prüfstandsautomatisierung und Frequenzumrichter managt. Die Kommunikation zwischen den einzelnen Systemen ist in oberer Abbildung in grün dargestellt. Die Verwaltung der Konditionierer muss nicht über das Prüffeldautomatisierungssystem erfolgen, da dieser nicht örtlich an den Prüfstand gebunden ist (siehe Kapitel 9.2). Jeder Konditionierer besitzt eine eigene SPS oder ein eigenes Interfacemodul. Somit können die Konditionierer ohne ein Prüffeldautomatisierungssystem flexibel an den Prüfstand implementiert werden.

Zusätzlich zu der Vernetzung der Komponenten über ein sogenanntes Prüffeldautomatisierungssystem muss die Einschränkung, welche durch die Wände zwischen den Prüfständen entsteht, beseitigt werden. Diese Wände verhindern die mechanische Kopplung mehrere Maschinen, was z.B. für einen Getriebeprüfstand notwendig ist. Die einfachste Lösung für dieses Problem wäre das Weglassen der Wände. Allerdings würde dadurch eine Gefahr für das Rüstpersonal entstehen, wenn die Prüfstände als einzelne Motorenprüfstände fungieren. Aus diesem Grund können die Wände nicht immer weggelassen werden. Eine Lösung wäre das Platzieren von beweglichen Wänden (siehe Abbildung 91), welche als Sicherheitseinrichtung zwischen den Prüfständen dienen.



Abbildung 91: Bewegliche Berstschutzwand, Quelle: Eigene Darstellung.

Die in Abbildung 91 dargestellte Schutzwand ist beweglich ausgeführt. Dadurch ist ein schnelles und komfortables Umbauen des Prüfstandtyps (Motorenprüfstand, Getriebeprüfstand, etc.) möglich. Allerdings muss in Abhängigkeit der Maschinenzuordnung zu dem jeweiligen Prüfstand die Schutzwand überwacht werden. Durch die Ausführung des Prüffeldes mit beweglichen, überwachten Schutzwänden ist eine funktionelle Flexibilisierung des Motorenprüfstands in einem Getriebeprüfstand möglich.

Grundsätzlich unterscheiden sich die Maßnahmen zur Realisierung eines Antriebsstrangprüfstandes nicht von einem Getriebeprüfstand. Allerdings wird die Funktion eines Antriebsstrangprüfstandes näher erläutert, damit die Unterschiede in der funktionellen Flexibilität ersichtlich werden.

Antriebsstrangprüfstand

Die Entwicklung eines optimalen Antriebsstranges bekommt immer mehr Bedeutung. Durch einen effizienten Antriebsstrang lassen sich wesentliche Verbesserungen im Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs erzielen. Aus diesem Grund wird die Motoren- und Antriebsstrangentwicklung öfter in Kombination durchgeführt. Immer öfter werden auch Gesamtsysteme (Verbrennungsmotor und Antriebsstrang) überprüft, obwohl noch kein Prototyp des eigentlichen Fahrzeuges vorhanden ist. Durch die große Variabilität an verschiedenen Antriebssystemen in unterschiedlichen Fahrzeugen (z.B. Front-, Heck- und Allradantrieb) muss ein Antriebsstrangprüfstand eine sehr hohe funktionelle Flexibilität besitzen. Aus diesem Grund werden Antriebsstrangprüfstände häufig als Multifunktions- bzw. Multikonfigurationsprüfstand designt. Somit können unterschiedliche Antriebsstrangkonzepete getestet werden. Allerdings benötigt ein Antriebsstrangprüfstand maximal vier elektrische Maschinen (‚Radmaschinen‘) und eine Eintriebsmaschine (z.B. Verbrennungsmotor oder elektrische Maschine) zur vollständigen Erprobung eines Antriebsstranges. Allerdings werden diese Maschinen nicht für alle Antriebsstrangkonfiguration benötigt. Die unterschiedlichen Aufbauvarianten eines Antriebsstrangprüfstands ist in nachfolgender Abbildung dargestellt.⁹¹

⁹¹ Vgl. Paulweber/Lebert (2014), S. 66.

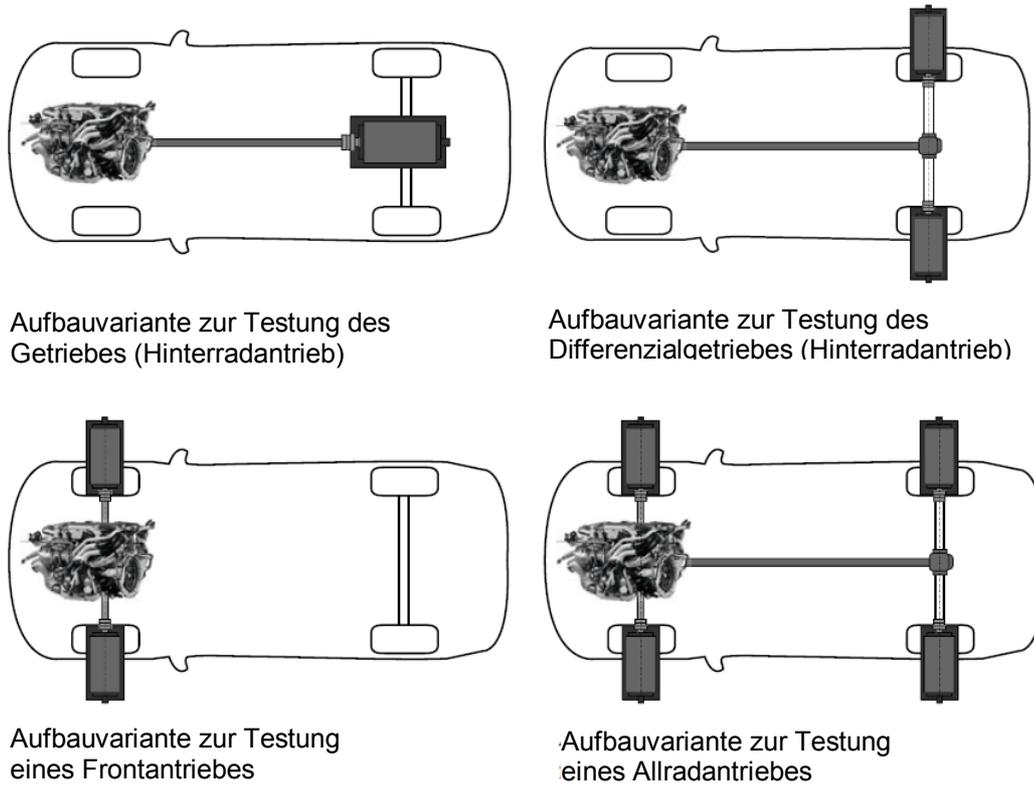


Abbildung 92: Aufbauvarianten eines Antriebsstrangprüfstandes, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 66 (leicht modifiziert).

Im Zuge der Arbeit wird nur der Aufbau des Allradantriebsstranges näher betrachtet, da dieser der aufwändigste ist. Ein schematischer dieser Aufbauvariante ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

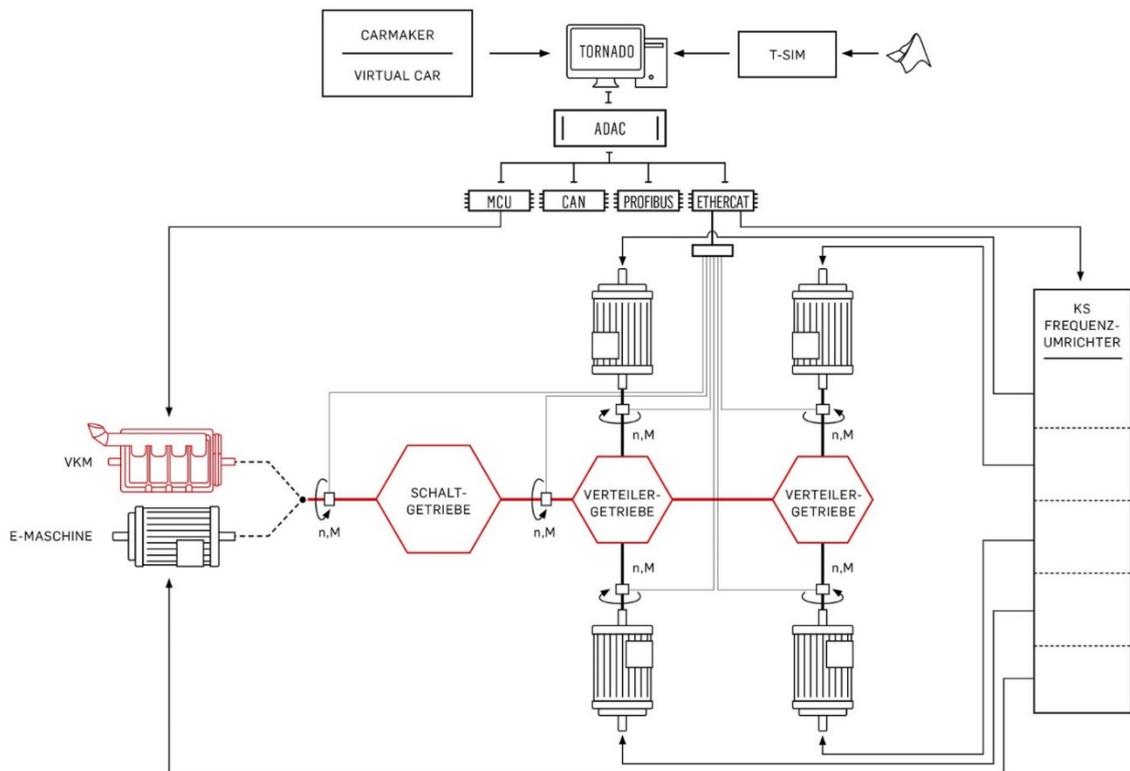


Abbildung 93: Schematischer Aufbau eines Antriebsstrangprüfstandes, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].

In Abbildung 93 ist ersichtlich, warum als Ausgangssituation ein Prüffeld mit vier Motorenprüfständen gewählt wurde, denn für den Allrad- Antriebsstrangprüfstand werden mindestens vier elektrische Maschinen benötigt. Bei der Betrachtung des Antriebsstrangprüfstandes bekommen die Konzepte zur mechanischen, elektrischen und funktionellen Flexibilisierung eine noch höhere Bedeutung. Denn nur durch die mechanische Flexibilisierung des Prüfstandes können komfortabel unterschiedliche Achsabstände, Radabstände und Höhen eingestellt werden. Die elektrische und funktionelle Flexibilität ermöglicht die Umsetzung eines Multifunktionsprüfstandes, welcher als Motoren-, Getriebe- oder Antriebsstrangprüfstand fungieren kann.

9.4 Fazit zur Flexibilisierung

Durch die Flexibilisierung kann ein erheblicher Mehrwert erzielt werden. Die mechanische Flexibilisierung des Maschinenunterbaus führt zu einer erheblichen Verbesserung der Rüstzeit. Außerdem ist durch die flexible Platzierung des Unterbaus eine schnelle und leichte Anpassung des mechanischen Prüfstandaufbau möglich. Des Weiteren sollen Komponenten, welche nicht ortsgebunden sein müssen, immer so ausgeführt sein, dass sie schnell und einfach zwischen verschiedene Anlagen transportiert werden können. Das Wichtigste bei der elektrischen Flexibilisierung ist das mechanische Einteilen der Gewerke / Komponenten in Funktionsgruppen, welche eigenständig eine sinnvolle Funktion ausführen können. Ist dies der Fall, können diese Gruppen elektrisch so aufgebaut werden, dass diese eigenständig durch eine SPS unabhängig von den anderen Systemen automatisiert werden. Mit dieser eigenen SPS können diese Funktionsgruppen flexibel, einfach und unabhängig vom bisherigen Prüfstandaufbau in einem Prüfstand integriert werden. Außerdem steckt ein großes Potential in der funktionellen Flexibilität von Prüfständen, da diverse Komponenten zum Teil gleich in vielen Prüfstandstypen (Motorenprüfstand, Antriebsstrangprüfstand, etc.) vorhanden sind. Werden die Komponenten dieser Prüfstände so ausgeführt, dass diese auch für andere Prüfstände flexibel genutzt werden können, ist es möglich, Multifunktionsprüfstände in verschiedenster Form zu realisieren. Allerdings muss beachtet werden, dass die Komplexität zur Realisierung eines Multifunktionsprüfstandes enorm steigt, da sehr viele unterschiedliche Aufbauvarianten bedacht werden müssen.

Somit ergeben sich durch die Flexibilisierung eines (Motoren-)Prüfstandes folgende wirtschaftliche und technische Vor- und Nachteile für den Kunden:

- Vorteile:
 - Allgemein:
 - Schneller anpassungsfähig
 - Mechanische Flexibilisierung:
 - Optimierung der Rüstzeiten
 - Reduzierung der ‚Motorwagen‘- Vielfalt
 - Komponenten nicht ortsgebunden
 - Elektrische Flexibilisierung:
 - Eigenständige Funktionsgruppen durch dezentrale Peripherie / SPS
 - Weniger Verkabelungsaufwand

- Funktionelle Flexibilisierung:
 - Steigerung der Variabilität an Prüflingen
 - Verbesserung der Anpassungsfähigkeit des Prüfstandes
- Nachteile:
 - Allgemein:
 - Kostensteigerung
 - Steigerung des Wartungsaufwands
 - Zusätzlicher Schulungsaufwand
 - Mechanische Flexibilisierung:
 - Steigerung des Planungs- und Konstruktionsaufwandes
 - Zunahme der Komponentenzahl
 - Elektrische Flexibilisierung:
 - Mehrere unabhängige Steuerungen / Systeme
 - Leistungsverkabelung schwer zu flexibilisieren
 - Funktionelle Flexibilisierung:
 - Steigerung der Komplexität
 - Mehr Möglichkeiten der Fehlbedienung

10 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Am Anfang dieser Arbeit wurde die Modernisierung ausgewählter Hauptkomponenten eines Motorenprüfstandes definiert. Dabei wurden die neuen Anforderungen an die Belastungseinrichtung und den Konditionierer, welche wie folgt lauten, berücksichtigt:

- Drehmomentgradient: 1200 Nm pro Sekunde
- Drehzahlgradient: 1500 U · min⁻¹ pro Sekunde
- Maximale Drehzahl: 3000 U · min⁻¹
- Drehmoment: 1500 Nm bei 2000 U · min⁻¹
- Erhöhung der Energieeffizienz
- Temperaturgradient des Konditionierers (Heizen und Kühlen): 3 °C pro Minute
- Durchfluss des Konditionierers: 5 bis 25 l · min⁻¹

Diese Anforderungen konnten mit Hilfe einer Asynchronmaschine und einem neuen Konditionierer erfüllt werden. Stellt man die Ergebnisse zwischen den vorigen Komponenten und den aktuellen Komponenten gegenüber, ist eine deutliche Verbesserung ersichtlich:

	Vor Upgrade	Nach Upgrade
Drehmomentgradient Belastungseinrichtung	ca. 500 Nm pro Sekunde	ca. 2000 Nm pro Sekunde
Drehzahlgradient Belastungseinrichtung	ca. 600 U · min ⁻¹ pro Sekunde	ca. 5000 U · min ⁻¹ pro Sekunde
Energiemanagement Belastungseinrichtung	Bremsenergie wurde ins Kühlwasser abgeführt	Bremsenergie wurde ins elektrische Netz zurückgespeist
Temperaturregelung Konditionierer	Keine Regelung; Temperaturbereich nicht bekannt	Regelung; Regelbereich von 10 bis 90 °C
Durchflussregelung Konditionierer	Keine Regelung; Manuell eingestellt von 15 bis 20 l · min ⁻¹	Regelung; Regelbereich von 5 bis 25 l · min ⁻¹

Abbildung 94: Vergleich ausgewählter Kennwerte vor und nach dem Upgrade, Quelle: Eigene Darstellung.

Die neue Belastungseinrichtung (Asynchronmaschine) und der Konditionierer wurden erfolgreich am bestehenden Prüfstand integriert. Somit konnte das Projekt erfolgreich abgeschlossen werden. Durch das Upgrade der Komponenten wurde ein wirtschaftlicher und technologischer Mehrwert des gesamten Prüfstandes erzeugt. Außerdem konnte die Variabilität an unterschiedlichen Prüf Szenarien erhöht werden.

Zusätzlich wurde ein vereinfachtes Modell der ‚alten‘ Belastungseinrichtung und des Konditionierers erstellt. Mit Hilfe dieser Modelle sind diverse Simulationen und Vergleiche auch ohne realen Prüfstand möglich. Des Weiteren können damit diverse Verifikationen gegenüber einem Pflichtenheft durchgeführt werden. Allerdings wurden im Zuge dieser Arbeit die Modelle nur mit einem Prüfling erstellt und verglichen. Aus diesem Grund müssen die Modelle noch mit verschiedenen Prüflingen getestet / abgeglichen und optimiert werden. Somit unterliegen die Modelle einem kontinuierlichen Verbesserungsprozess, damit der

Zusammenhang zwischen Modell und Realität immer genauer wird. Des Weiteren ist eine Zusammenführung diverser Modelle angedacht, damit ein Modell gesamtheitliche Ergebnisse liefern kann.

Im Zuge der Modernisierung wurden auch verschiedene Konzepte zur Flexibilisierung des (Motoren-)Prüfstandes ausgearbeitet. Für diverse Konzepte (wie z.B. die mechanische Flexibilisierung) gibt es bereits konkrete Vorstellungen, da sie eine erhebliche Verbesserung der Rüstzeit bewirken. Andere (funktionelle Flexibilität) wiederum müssen erst auf Machbarkeit und Kundennachfrage analysiert werden. Allerdings kann durch die Flexibilisierung eines Prüfstandes ein erheblicher Mehrwert für den Kunden erzielt werden.

LITERATURVERZEICHNIS

Gedruckte Werke (19)

van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred (Hrsg.) (2017): *Handbuch Verbrennungsmotoren*, 8. Auflage, Springer Vieweg, Bad Wimpfen/ Hamm

Bernhard, Frank (Hrsg.) (2012): *Technische Temperaturmessung: Physikalische und meßtechnische Grundlagen, Sensoren und Meßverfahren, Meßfehler und Kalibrierung*, Springer, Ilmenau

Babel, Gerhard (2014): *Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik*, 3. Auflage, Springer Vieweg, Dortmund

Borgeest, Kai (2016): *Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren*, 1. Auflage, Springer Vieweg, Aschaffenburg

Böswirth, Leopold (2007): *Technische Strömungslehre*, 7. Auflage, Vieweg Verlag, Wien

Brandt, Siegmund; Dahmen, Hans Dieter (2004): *Elektrodynamik*, 4. Auflage, Springer, Siegen

Bschorer, Sabine (2017): *Technische Störungslehre*, 11. Auflage, Springer Vieweg, Ingolstadt

Fischer, Rolf (2003): *Elektrische Maschinen*, 12. Auflage, Carl Hanser Verlag, Esslingen

Fließbach, Torsten (2012): *Elektrodynamik Lehrbuch zur Theoretischen Physik 2*, 6. Auflage, Springer Spektrum, Siegen

Heuck, Klaus; Dettmann, Klaus-Dieter; Schulz, Detlef (2007): *Elektrische Energieversorgung*, 7. Auflage, Vieweg Verlag, Hamburg

Kremser, Andreas (2004): *Elektrische Maschinen und Antriebe: Grundlagen, Motoren und Anwendungen*, 2. Auflage, B. G. Teubner Verlag, Nürnberg

Paulweber, Michael; Lebert, Klaus (2014): *Mess- und Prüfstandstechnik: Antriebsstrangentwicklung · Hybridisierung · Elektrifizierung*, 1. Auflage, Springer Vieweg, Graz und Kiel

Seefried, Eberhard (2001): *Elektrische Maschinen und Antriebstechnik*, 1. Auflage, Vieweg Verlag, Dresden

Specovius, Joachim (2017): *Grundkurs Leistungselektronik*, 8. Auflage, Springer Vieweg, Berlin

Spring, Eckhard (2005): *Elektrische Maschinen*, 2. Auflage, Springer, Darmstadt

Tipler, Paul A.; Mosca, Gene (2014): *Physik für Wissenschaftler und Ingenieure*, 7. Auflage, Springer Spektrum, Heidelberg

Vaske, Paul (1976): *Elektrische Maschinen und Umformer*, 12. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Hamburg

Von Böckh, Peter; Wetzel, Thomas (2015): *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*, 6. Auflage, Springer Vieweg, Karlsruhe

Wiegleb, Gerhard (2016): *Gasmesstechnik in Theorie und Praxis*, 1. Auflage, Springer Vieweg, Dortmund

Online-Quellen (10)

Kristl, Seibt & Co GmbH (2018): *Kristl, Seibt & Co*

<http://www.ksengineers.at/> [Stand: 5.Juli.2018]

Mankenberger GmbH (o.J.): *Auslegung von Druckregelventilen*

http://www.mankenberg.de/de/55/UPLOAD/pdf/s33_0.pdf [Stand: 20.August.2018]

Samson AG (o.J.): *Arbeitsblatt zur Ventilberechnung, KV-Wert, Ventilauslegung*

https://www.samson.de/pdf_de/t00050de.pdf [Stand: 20.August.2018]

VASCAT S.A. (2015): *Technische Daten des Asynchron- Servomotors der Baureihe MAC QI*

https://www.vascat.es/wp-content/uploads/2016/05/Technical_Datasheets_MAC_QI.pdf [Stand: 26.10.2018]

VASCAT S.A. (o.J.): *VASCAT*

<https://www.vascat.es/de/> [Stand: 26.10.2018]

Siemens AG (o.J.): *Produktkatalog Siemens*

<https://mall.industry.siemens.com/mall/de/> [Stand: 26.10.2018]

ABB AG (o.J.): *ABB*

www.abb.at [Stand: 26.10.2018]

Helukabel GmbH (o.J.): *Helukabel*

<http://www.helukabel.com/de/> [Stand: 12.11.2018]

Borghesi & Saveri S.r.l. (o.J.): *Borghesi & Saveri*

<https://www.borghisaveri.it/en/> [Stand: 12.11.2018]

Hoeller, Heinz (o.J.): *Hydrodynamic couplings with constant filling*

<http://fing.uncu.edu.ar/catedras/mecanica/archivos/acoplamiento-con-llenado-constante.pdf> [Stand: 20.August.2018]

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Grafischer Bezugsrahmen, Quelle: Eigene Darstellung.....	2
Abbildung 2: Logo Kristl, Seibt & Co, Quelle: Corporate Design & Identity KS (2015).....	3
Abbildung 3: Geschäftsfelder Kristl, Seibt & Co, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].	4
Abbildung 4: Erfüllung Markt- und Kundenbedürfnisse, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].	4
Abbildung 5: Unterteilung von Motorenprüfständen in der Entwicklung, Quelle: Eigene Darstellung.....	5
Abbildung 6: Schematische Darstellung der Prüfstandkomponenten, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].	6
Abbildung 7: Stationäre Betriebszustände mit instationären Übergängen, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 15 (leicht modifiziert).....	7
Abbildung 8: Transienter Prüfzyklus, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 17 (leicht modifiziert).....	8
Abbildung 9: (hoch-) dynamischer Prüfzyklus, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 19 (leicht modifiziert).....	9
Abbildung 10: Schematische Darstellung einer Wirbelstrombremse Quelle: Brandt/Dahmen (2004) S. 327 (leicht modifiziert).....	11
Abbildung 11: Prinzip der Wirbelstromentstehung in einer rotierenden Scheibe, Quelle: Borgeest (2016), S. 100 (leicht modifiziert).....	12
Abbildung 12: Prinzip der Wirbelstromentstehung durch ein veränderliches Magnetfeld, Quelle: Borgeest (2016), S. 101 (leicht modifiziert).....	13
Abbildung 13: Aufbau einer Wirbelstrombremse, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 127 (leicht modifiziert).....	14
Abbildung 14: Kennlinien einer Wirbelstrombremse, Quelle: Borgeest (2016), S. 102 (leicht modifiziert).....	15
Abbildung 15: Wirbelstrombremsen- Steuergerät des Typs ‚A04‘, Quelle: Borghi & Saveri S.r.l. (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].	16
Abbildung 16: Schematische Darstellung einer Wasserbremse, Quelle: Borgeest (2016), S. 96 (leicht modifiziert).....	18
Abbildung 17: Prinzip der idealen hydraulischen Kraftübertragung, Quelle: Borgeest (2016), S. 94 (leicht modifiziert).....	19
Abbildung 18: Hydraulische Leistungsbremse, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 129.	20
Abbildung 19: Kennlinien einer Wasserbremse, Quelle: Borgeest (2016), S. 95 (leicht modifiziert).....	21
Abbildung 20: Einteilung rotierender elektrischer Maschinen, Quelle: Borgeest (2016), S. 106.....	23
Abbildung 21: Aufbau einer Asynchronmaschine, Quelle: Kremser (2004), S. 96 (leicht modifiziert).....	25

Abbildung 22: Kurzschlusskäfig, Quelle: Vaske (1976), S. 135.	25
Abbildung 23: Schematische Kennlinie einer ASM am ‚starren‘ Netz, Quelle: Borgeest (2016), S. 115 (leicht modifiziert).....	26
Abbildung 24: Kennlinien einer ASM oder SM mit Frequenzumrichter, Quelle: Borgeest (2016), S. 116 (leicht modifiziert).....	26
Abbildung 25: Ersatzschaltbild der ASM mit Käfigläufer, Quelle: Babel (2014), S. 90 (leicht modifiziert). 27	
Abbildung 26: Vereinfachte Ersatzschaltbild einer ASM mit Käfigläufer, Quelle: Babel (2014), S. 98 (leicht modifiziert).	29
Abbildung 27: Aufbau unterschiedlicher Frequenzumrichterarten, Quelle: Specovius (2017), S. 318 (leicht modifiziert).	30
Abbildung 28: Schematische Darstellung einer 4-poligen Synchronmaschine, Quelle: Spring (2005), S. 333 (leicht modifiziert).	33
Abbildung 29: Synchronmaschine mit Fremdlüfter, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 134.	33
Abbildung 30: Drehzahl/ Drehmomentkennlinien und Drehmoment/ Polradwinkelkennlinie einer SM, Quelle: Seefried (2001), S. 167 (leicht modifiziert).	34
Abbildung 31: Ersatzschaltbild einer permanenterregten Synchronmaschine, Quelle: Kremser (2004), S. 145 (leicht modifiziert).	35
Abbildung 32: Spannungsdreiecke einer permanenterregten Synchronmaschine, Quelle: Kremser (2004), S. 159 (leicht modifiziert).	36
Abbildung 33: Konditionieranlage eines Prüfstandes, Quelle: Eigene Darstellung.	37
Abbildung 34: Schematische Darstellung eines Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.	38
Abbildung 35: Energieverteilung nach der Bernoulli'schen Gleichung, Quelle: Wiegleb (2016), S. 101 (leicht modifiziert).	40
Abbildung 36: Leistungsbereiche und Verwendungshäufigkeit von Belastungseinrichtungen im Unternehmen Kristl, Seibt & Co, Quelle: Eigene Darstellung.....	42
Abbildung 37: Verteilung der Belastungsmaschinen im Unternehmen Kristl, Seibt & Co, Quelle: Eigene Darstellung.	43
Abbildung 38: Wirbelstrombremse des Typs ‚FE 600-S‘ von Borghi & Saveri, Quelle: Borghi & Saveri S.r.l. (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].....	45
Abbildung 39: Schematischer Aufbau der Wirbelstrombremse mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung. .45	
Abbildung 40: Führungs- und Störverhalten einer Wirbelstrombremse im Modus ‚Drehzahlregelung‘, Quelle: Eigene Darstellung.....	46
Abbildung 41: Schematischer Aufbau des Modells einer Wirbelstrombremse mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.	47

Abbildung 42: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte der Wirbelstrombremse (Stationärbetrieb), Quelle: Eigene Darstellung.....	47
Abbildung 43: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte der Wirbelstrombremse (Transientbetrieb), Quelle: Eigene Darstellung.....	49
Abbildung 44: Asynchron-Servomotor der Baureihe ‚MAC QI‘, Quelle: VASCAT S.A. (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].....	50
Abbildung 45: Aufbau zur Ermittlung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.	52
Abbildung 46: Grafische Darstellung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.	53
Abbildung 47: Häufigkeitsverteilung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.	53
Abbildung 48: Häufigkeitsverteilung der Latenzzeit des Siemens Frequenzumrichters mit Parameter ,p2048‘ 1 ms, Quelle: Eigene Darstellung.	54
Abbildung 49: Häufigkeitsverteilung der Latenzzeit des ABB Frequenzumrichters, Quelle: Eigene Darstellung.	55
Abbildung 50: Schematische Darstellung des Versuchsaufbau mit und ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.	56
Abbildung 51: Ergebnisse der Drehmomentsprünge der Asynchronmaschine ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.....	57
Abbildung 52: Ergebnisse eines Drehmomentsprung der Asynchronmaschine ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.....	58
Abbildung 53: Ergebnisse einer Drehzahlrampe der Asynchronmaschine mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.	58
Abbildung 54: Ergebnisse einer schnellen Drehzahlrampe der Asynchronmaschine mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.....	59
Abbildung 55: Ergebnisse der dynamischen Tests der Asynchronmaschine mit Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.	60
Abbildung 56: Vergleich zwischen Wirbelstrombremse und Asynchronmaschine, Quelle: Eigene Darstellung.	61
Abbildung 57: Schematische Aufbau des bestehenden Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.	62
Abbildung 58: Schematische Abbildung des Wasser- / Glykolkonditionierers inklusive Regelkonzept, Quelle: Eigene Darstellung.....	63
Abbildung 59: Bevorzugte Einbaulagen eines Temperatursensors, Quelle: Bernhard (Hrsg.) (2012).....	65

Abbildung 60: Sprungantworten des Regelventils zur Kühlung des Mediums, Quelle: Eigene Darstellung.	65
Abbildung 61: Auflösung des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.....	66
Abbildung 62: Schematischer Aufbau des Modell des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.	67
Abbildung 63: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.	67
Abbildung 64: Sprungantworten des Heizers, Quelle: Eigene Darstellung.....	68
Abbildung 65: Schematischer Aufbau des Modell des Heizers, Quelle: Eigene Darstellung.....	69
Abbildung 66: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte des Regelventils, Quelle: Eigene Darstellung.	69
Abbildung 67: Vereinfachtes Temperaturmodell des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.....	72
Abbildung 68: Vergleich der Temperaturmodellergebnisse und Messwerte des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.....	73
Abbildung 69: Kühlgradient des Konditionierers ohne Prüfling, Quelle: Eigene Darstellung.....	74
Abbildung 70: Sprungantwort der Pumpe, Quelle: Eigene Darstellung.	75
Abbildung 71: Schematischer Aufbau des Modells der Umwälzpumpe, Quelle: Eigene Darstellung.	75
Abbildung 72: Vergleich der Modellergebnisse und Messwerte der Umwälzpumpe, Quelle: Eigene Darstellung.	76
Abbildung 73: Verhalten der Anlagen- und Pumpenkennlinie einer Anlage, Quelle: Böswirth (2007), S. 197 (leicht modifiziert).....	77
Abbildung 74: Betriebspunktkennlinie der Umwälzpumpe des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.	78
Abbildung 75: Volumenstromkennlinie der Umwälzpumpe des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.	78
Abbildung 76: Vereinfachtes Durchflussmodell des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.....	79
Abbildung 77: Vergleich der Durchflussmodellergebnisse und Messwerte des Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.....	79
Abbildung 78: Schematische Darstellung der Prüfstandkomponenten, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].	81
Abbildung 79: Nutzenfeld eines Prüfstandes, Quelle: Eigene Darstellung.....	82
Abbildung 80: Maschinenunterbau zur Rüstzeitoptimierung, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018] (leicht modifiziert).....	83
Abbildung 81: Maschinenunterbau zur flexiblen Positionierung, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018] (leicht modifiziert).....	84

Abbildung 82: Konditionieranlage eines Prüfstandes, Quelle: Eigene Darstellung.....	85
Abbildung 83: Aufbau eines flexiblen Konditionierers, Quelle: Eigene Darstellung.	86
Abbildung 84: Beispielhafte Darstellung einer Motoranschlussleitung, Quelle: Helukabel GmbH (o.J.), Online-Quelle [12.11.2018].	87
Abbildung 85: Schematische Darstellung einer Schleppkette am Maschinenunterbau, Quelle: Eigene Darstellung.	88
Abbildung 86: Mittelspannungsumrichter der Firma Siemens, Quelle: Siemens AG (o.J.), Online-Quelle [26.10.2018].....	89
Abbildung 87: Siemens ET200SP mit Interface- und I/O- Module, Quelle: Siemens AG (o.J.), Online- Quelle [26.10.2018].....	91
Abbildung 88: Ausführung eines Motorenprüfstandes, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online- Quelle [5.Juli.2018] (leicht modifiziert).	93
Abbildung 89: Vereinfachter schematischer Aufbau eines Getriebepfstandes, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].	94
Abbildung 90: Konzept der funktionellen Flexibilität, Quelle: Eigene Darstellung.....	94
Abbildung 91: Bewegliche Berstschtzwand, Quelle: Eigene Darstellung.	95
Abbildung 92: Aufbauvarianten eines Antriebsstrangprüfstandes, Quelle: Paulweber/Lebert (2014), S. 66 (leicht modifiziert).....	97
Abbildung 93: Schematischer Aufbau eines Antriebsstrangprüfstandes, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].	97
Abbildung 94: Vergleich ausgewählter Kennwerte vor und nach dem Upgrade, Quelle: Eigene Darstellung.	100
Abbildung 95: Kennlinien einer Wirbelstrombremse von Borghi & Saveri des Typs: FE600-SD, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].....	109

ANHANG 1: DATENBLATT EINER WIRBELSTROMBREMSE

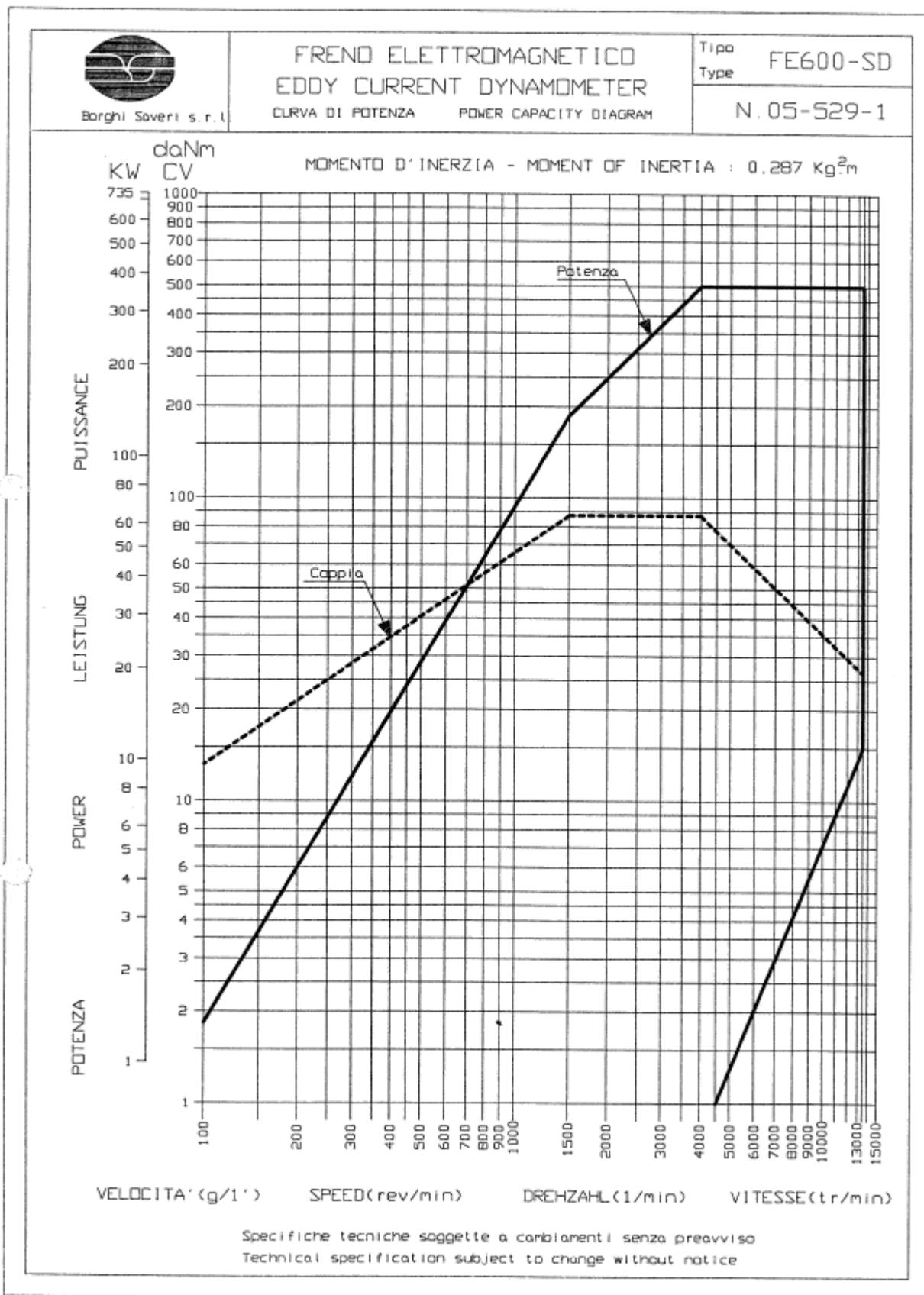


Abbildung 95: Kennlinien einer Wirbelstrombremse von Borghi & Saveri des Typs: FE600-SD, Quelle: Kristl, Seibt & Co GmbH (2018), Online-Quelle [5.Juli.2018].