

Modellbildung und Regelung von Motorenprüfständen mit Wasserströmungsbremsen

Diplomarbeit

Technische Universität Graz

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik in
Zusammenarbeit mit der Firma Kristl, Seibt &Co

Vorgelegt von: Wolfgang Sommer

Graz, Oktober 2010

Kurzfassung

Thema der hier vorgestellten Diplomarbeit ist die Modellbildung und Regelung von Motorenprüfständen mit Wasserströmungsbremsen. Die Arbeit orientiert sich an klassischen Prüfständen für Verbrennungskraftmaschinen bestehend aus einem Prüfling (VKM) gekoppelt an eine Belastungsmaschine. Als Belastungsmaschine dient hierbei eine Wasserströmungsbremse. Diese wird im Vergleich zu anderen Lastmaschinen, wie zum Beispiel Asynchron- oder Synchronmaschinen, eher selten eingesetzt. Sie zeichnet sich jedoch durch ihre geringen Anschaffungskosten bei großen Bremsleistungen aus. Durch die Regelung von Drehzahl und Drehmoment an der Verbindungswelle der Maschinen können beliebige Arbeitspunkte der Verbrennungskraftmaschine eingestellt werden, in denen verschiedene Messungen am Prüfling durchgeführt werden. Für die Qualität der erfassten Messgrößen spielt die Güte der Regelung eine wesentliche Rolle. Die Bildung des Bremsmomentes durch Verwirbelung von Wasser in der Wasserströmungsbremse gibt dieser besondere Eigenschaften, welche die Regelung erschweren und die erreichbare Dynamik des Systems begrenzen. Mit dem Ziel die Prüfstandsregelung zu verbessern und einen neuen Prüfstandsregler zu entwickeln, hat die Firma Kristl, Seibt & Co als Hersteller solcher Motorenprüfstände diese Diplomarbeit in Auftrag gegeben. Im ersten Teil der Arbeit wird das Verhalten der Wasserströmungsbremse untersucht und eine mathematische Beschreibung dieser hergeleitet. Aus den daraus gewonnen Erkenntnissen über Wasserströmungsbremsen wird in den nächsten Schritten ein neues Regelungskonzept für Prüfstände mit Wasserströmungsbremsen erarbeitet und unter Berücksichtigung aktueller Marktanforderungen ein neuer Prüfstandsregler entwickelt und bis hin zum Einsatz beim Kunden realisiert.

Schlagwörter: Motorenprüfstand, Wasserströmungsbremse, Modellbildung, Regelung, Drehmoment, Drehzahl

Abstract

This diploma thesis deals with modelling and control of engine test benches with hydro brakes. The work is focused on common test benches with combustion engines as equipment under test coupled with a dynamometer. The hydro brake is used as dynamometer. In comparison to other devices like asynchronous and synchronous motors the hydro brake is rarely used. But she allows high brake power at low costs. By the control of speed and torque of the drive shaft several duty points of the combustion engine can be adjusted, where multiple measurements on the engine are done. For the quality of these measurements the performance of control is a key factor. The generation of the braking torque out of swirling water inside the brake, leads to a difficult control behaviour and narrows the dynamics of the system. With the aim to improve the test bench control and to develop a new test bench controller the company Kristl, Seibt & Co as manufacturer of test benches has put out this diploma thesis. In the first section of this work the behaviour of the brake is going to be analysed and a mathematical model for hydro brake is going to be found. With these insights on the behaviour of hydro brakes a new concept for the control of test benches is set up and with respect to actual market requirements a new test bench controller is developed out to the point of sales.

Keywords: engine test bench, hydro brake, modelling, control, torque, speed

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	2
Abstract	3
Inhaltsverzeichnis	4
Abbildungsverzeichnis.....	6
Tabellenverzeichnis.....	7
Abkürzungsverzeichnis.....	9
Einleitung.....	10
1 Wasserströmungsbremsen.....	12
1.1 Eigenschaften und Wirkprinzip	13
1.2 Eingesetzte Wasserströmungsbremse: Borghi F23.....	20
1.3 Modellbildung.....	22
1.3.1 Vereinfachende Annahmen	22
1.3.2 Mathematische Beschreibung.....	23
1.3.3 Simulation unter Matlab	29
1.3.4 Aufnahme von Messdaten am realen System	30
1.3.5 Verifikation der Simulationsergebnisse.....	33
2 Motorenprüfstände mit Wasserströmungsbremsen	37
2.1 Komponenten und Stellglieder.....	37
2.2 Untersuchung der bisherigen Regelkreisstruktur.....	39
2.2.1 Aufbau des Regelkreises	39
2.2.2 Nachteile und Probleme dieser Konfiguration.....	40
2.3 Neue Regelkreisstruktur	41
2.3.1 Aufbau des Regelkreises	41
2.3.2 Vorteile dieser Struktur	41
2.3.3 Anforderungen an die Hardware.....	42
2.3.4 Auswahl der Hardware.....	42
2.3.5 Erfassung von Drehzahl und Drehmoment.....	43
3 Regelungskonzept.....	48
3.1 Anforderungen an die Regelung	49
3.2 Festlegung des Regelungskonzeptes	49
3.2.1 Filterung von Drehzahl und Drehmoment.....	52
3.3 Implementierung auf der Hardware	53
3.3.1 Zeitdiskreter PID Regler	53
3.3.2 Zeitdiskrete Übertragungsfunktionen	55

3.3.3	Optimierung der Rechenzeit, Implementierungsformen	58
3.3.4	Festlegung der Taskzeiten und Aufteilung der Tasks	58
3.3.5	Stossfreie Reglerparameterumschaltung sowie Umschaltung der Betriebsart.....	59
3.3.6	Drehzahlabhängige Reglerparameterumschaltung	60
4	Messergebnisse an verschiedenen VKM.....	61
4.1	Steyr Motors M1 Marine.....	62
4.2	Iveco Daily Diesel bei Borghi&Saveri.....	63
4.3	Lamborghini Marine 660 kW	65
4.4	Probleme der Wasserströmungsbremse und Einschränkungen.....	67
4.4.1	Verschleiß der Ventiltriebsschwelle im Dauerlauf	67
4.4.2	Langsamer Momentenaufbau aus lastfreiem Betrieb	67
4.4.3	Anforderungen an die Wasserversorgung (stabiler Druck).....	67
5	Zusammenfassung und Ausblick.....	68
	Anhang A: Datenblätter Hardwarekomponenten	70
A.1	Regelsystem (9400 DrivePLC)	70
A.2	Drehzahlmessung.....	72
A.3	Drehmomentenmessung	76
A.4	Stellantrieb für das Bremsenventil	79
A.5	Wasserströmungsbremse Borghi&Saveri F23.....	80
A.6	Referenzmotor Steyr Motors Diesel M1.....	82
	Anhang B: weitere Messergebnisse.....	83
	Anhang C: Verwendete Reglerparametersätze	86
	Literaturverzeichnis	87
	Erklärung	88

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufbau eines Motorenprüfstandes	10
Abbildung 2: Wasserbremse F23 am Prüfstand	12
Abbildung 3: Innenleben eine Wasserbremse	13
Abbildung 4: Föttinger-Aggregate, aus [1]	14
Abbildung 5: Grundprinzip der hydrodynamischen Leistungsübertragung	15
Abbildung 6: Ähnlichkeitsbeziehungen aus [1].....	16
Abbildung 7: Hydrodynamische Leistungsübertragung aus (Höller 19xx, S.7)	18
Abbildung 8: Hydrodynamische Leistungsübertragung bei der Wasserbremse	19
Abbildung 9: Kennlinie und Leistungsgrenzen einer Wasserbremse.....	19
Abbildung 10: Übersichtsplan Borghi&Saveri F23	20
Abbildung 11: Auslassventil	21
Abbildung 12: Ventilkennlinie	21
Abbildung 13: Druck p_B als Funktion von φ	27
Abbildung 14: Druck p_B als Funktion von n	27
Abbildung 15: M_B als Funktion von φ	27
Abbildung 16: M_B als Funktion von n	27
Abbildung 17: Motorkennfeld des Steyr Motors M1 (Dieselmotor).....	28
Abbildung 18: Schematischer Ausbau des Simulinkkoppelplans (Übersicht)	29
Abbildung 19: Abhängigkeit des Bremsenmomentes von n bzw. V	29
Abbildung 20: Simuliertes Bremsenkennfeld Borghi&Saveri F23	30
Abbildung 21: Bremsenkennfeld Drehmoment xz-, yz-Ansicht	31
Abbildung 22: Bremsenkennfeld Drehmoment	32
Abbildung 23: Bremsenkennfeld Druck.....	32
Abbildung 24: Vergleich statisches Druckverhalten real und simuliert $n = \text{konst.}$	33
Abbildung 25: Vergleich statisches Momentenverhalten real und simuliert $n =$ konst.	33
Abbildung 26: Vergleich statisches Druckverhalten real und simuliert $\varphi = \text{konst.}$	34
Abbildung 27: Vergleich statisches Momentenverhalten real und simuliert $\varphi =$ konst.	35
Abbildung 28: Verifikation dynamisch n_B	35
Abbildung 29: Verifikation dynamisch M_B	35
Abbildung 30: Verifikation dynamisch p_B	36
Abbildung 31: Verifikation dynamisch φ	36
Abbildung 32: Verifikation dynamisch n_B Detail	36
Abbildung 33: Verifikation dynamisch M_B Detail.....	36
Abbildung 34: Verifikation dynamisch p_B Detail	36
Abbildung 35: Verifikation dynamisch φ Detail.....	36
Abbildung 36: Drehmomentmessung	37
Abbildung 37: Drehzahlmessung	37
Abbildung 38: Sprungantwort des Ventilstellantriebs.....	38
Abbildung 39: bestehender Regelkreis der Firma Kristl, Seibt &Co.....	39
Abbildung 40: neu Prüfstandsregelung	41

Abbildung 41: Vergleich von Chronosmethode mit herkömmlicher Impulszählung	44
Abbildung 42: Chronosmethode: Messfenster 5 ms, Referenztakt 20 MHz	44
Abbildung 43: Chronosmethode: Messfenster 5 ms, Referenztakt 8 MHz	45
Abbildung 44: Chronosmethode.....	46
Abbildung 45: Regelungsmodi der Prüfstandsregelung.....	48
Abbildung 46: Gesamtregelungsschema	50
Abbildung 47: Regelungsschema Detail Strecke	51
Abbildung 48: Regelungsschema Detail Bremsenregler.....	51
Abbildung 49: Regelungsschema Detail Antriebsregler.....	51
Abbildung 50: Anti-Windup Maßnahme (Ausschnitt aus dem Regelungsschema).....	55
Abbildung 51: Volllastrampe am Steyr Motors M1	62
Abbildung 52: Stationäre Regelgüte am Steyr Motors M1 unter Volllast	62
Abbildung 53: stationäre Regelgüte am Iveco Daily bei n = 3000 rpm	63
Abbildung 54: Drehzahlsprünge am Iveco Daily Übersicht	63
Abbildung 55: Drehzahlsprünge am Iveco Daily	64
Abbildung 56: Detail Drehzahlsprung am Iveco Daily.....	64
Abbildung 57: Gesamtübersicht über Drehzahlverlauf.....	65
Abbildung 58: Detail bei n = 3500 rpm.....	65
Abbildung 59: Detail bei n = 7500 rpm.....	66
Abbildung 60: Drehmomentenstöße bei n = konst.....	66
Abbildung 61: neuer Prüfstandsregler: KS MPC 668 (multi purpose controller).....	69
Abbildung 62: Drehzahlsprung mit PID-Regler am Iveco Daily Diesel.....	83
Abbildung 63: Drehzahlsprung mit PI-Regler und lead-Glied am Iveco Daily Diesel....	83
Abbildung 64: Regelung auf konstante Drehzahl mit PID-Regler am Iveco Daily Diesel.....	84
Abbildung 65: Regelung auf konstante Drehzahl PI-Regler und lead-Glied am Iveco Daily Diesel.....	84
Abbildung 66: Momentenregelung der Bremse – Sprung, am Iveco Daily Diesel	85
Abbildung 67: Regelung auf konstantes Bremsenmoment am Iveco Daily Diesel	85

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: hydrodynamische Modellgesetze der Strömungsmechanik:	17
Tabelle 2: Vereinfachungen für die Modellbildung	22
Tabelle 3: Systemgrößen und Konstanten.....	27
Tabelle 4:	59
Tabelle 5: Technische Daten der DrivePLC.....	70
Tabelle 6: Technische Daten der PLC CPU zur Drehzahlerfassung	72
Tabelle 7: Technische Daten digitales Signalprozessormodul DS1319 / 1.....	73
Tabelle 8: Technische Daten digitales Signalprozessormodul DS1319 / 2.....	74
Tabelle 9: Technische Daten digitales Signalprozessormodul DS1319 / 3.....	75
Tabelle 10: Technische Daten der verwendeten Kraftmessdose Interface SSM-AJ-5000N / 1	76

Tabelle 11: Technische Daten der verwendeten Kraftmessdose Interface SSM-AJ-5000N / 2	77
Tabelle 12: Technische Daten für den Stellantrieb des Wasserbremsenventils	79
Tabelle 13: Technische Daten der Referenz-VKM.....	82
Tabelle 14: verwendete Reglerparametersätze am Steyr Marine Diesel M1	86

Abkürzungsverzeichnis

VKM	Verbrennungskraftmaschine
MPC	multi purpose controller
TP	Tiefpass
WB	Wasserbremse, Wasserströmungsbremse, Hydrobremse
SM	Synchronmotor
ASM	Asynchronmotor
FU	Frequenzumrichter
KS	Kurzbezeichnung für die Firma Kristl, Seibt &Co
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
PLC	Programmable Logic Control
CAN	Controller Area Network

Einleitung

Thema dieser Diplomarbeit ist die Modellbildung und Regelung von Motorenprüfständen mit Wasserströmungsbremsen. Motorenprüfstände sind ein wichtiger Bestandteil der KFZ-Industrie. Sie werden eingesetzt, um in der Entwicklungsphase von Verbrennungsmotoren die Auswirkungen von Modifikationen an den Motorkomponenten überprüfen zu können oder als Serienprüfstände zur Qualitätssicherung am Ende der Produktionskette. Abbildung 1 zeigt den grundsätzlichen Aufbau eines Motorenprüfstandes.

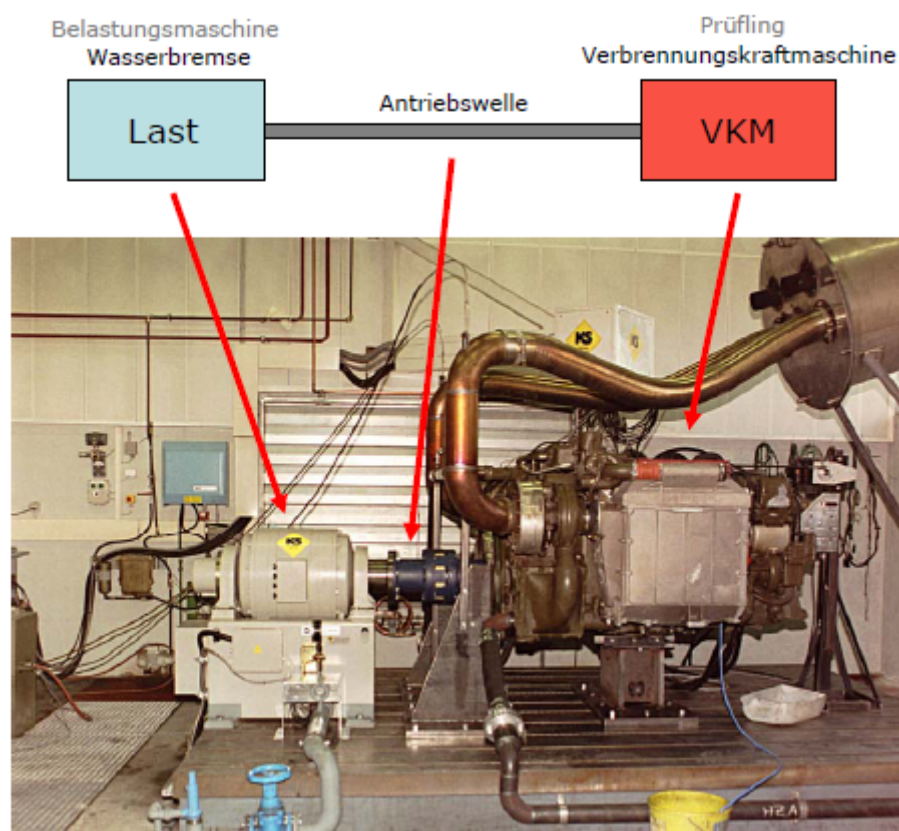


Abbildung 1: Aufbau eines Motorenprüfstandes

Ein Motorenprüfstand besteht aus einem Prüfling und einer Belastungsmaschine, welche über eine starre oder elastische Verbindungswelle miteinander gekoppelt sind. Der Prüfling ist in den meisten Fällen eine Verbrennungskraftmaschine. Als Belastungsmaschine kommt im Rahmen dieser Diplomarbeit eine hydraulische Leistungsbremse zum Einsatz. Am Prüfstand sollen für den Prüfling beliebige Belastungszustände nachgebildet werden können. Dazu müssen Drehzahl und Drehmoment an der Antriebswelle geregelt werden. Beeinflusst werden diese Größen über die Gashebelstellung des Motors und den Wasserfüllstand der hydraulischen

Bremse welcher über ein Auslassventil geregelt wird. Der Prüfstandsregler liefert die Sollwerte für diese Stellgrößen und hat die Aufgabe, mit ihnen Vorgaben für die zeitlichen Verläufe von Drehzahl und Drehmoment möglichst gut folgen zu können. Am Verbrennungsmotor werden an verschiedenen Betriebspunkten und während bestimmter dynamischer Vorgängen eine Vielzahl von Messgrößen aufgenommen. Für die Qualität dieser Messgrößen spielt die Güte der Regelung von Drehzahl und Drehmoment eine entscheidende Rolle.

Der Auftraggeber für diese Diplomarbeit, die Firma Kristl, Seibt & Co, ist ein Hersteller solcher Motorenprüfstände und bestrebt, Verbesserungen in der Regelung dieser zu erreichen. Aus den heutigen Anforderungen der Kunden kommen als Belastungsmaschinen meistens Asynchronmaschinen zum Einsatz. Trotzdem gibt es immer wieder Fälle, in denen sich die Verwendung einer Wasserbremse als sinnvoller erweist, bereits vorgegeben ist oder diese mit einer anderen Belastungsmaschine kombiniert wird. In dieser Arbeit soll ein eigenständiger Prüfstandsregler entwickelt werden, der Verbesserungen in der Regelgüte bringt und mit modernen Schnittstellen einfach in bestehende Systeme integrierbar ist. Die Hardware zur Prüfstandsregelung soll dabei in einem Gerät vereint werden. Der Vorteil der Prüfstandsregelung mit einer Wasserbremse in deren geringen Anschaffungskosten soll dabei nicht verloren gehen. Das Produkt soll in der Lage sein, einen gesamten Prüfstand in seinen Basisfunktionen alleine steuern zu können und somit ohne weitere teure Hardware auskommen. Damit wird der Prüfstandsregler auch interessant für Kleinkunden mit eingeschränkten budgetären Mitteln.

Ein weiteres Bestreben der Firma Kristl, Seibt & Co ist die mathematische Beschreibung ihrer Anlagen in der Prüf- und Regelungstechnik, um die Grundlagen für eine modellbasierte Regelungstechnik zu schaffen und die Erprobung neuer Regelungskonzepte effizient vornehmen zu können.

Aus diesem Grund und der Voraussetzung zur Verbesserung des Regelungskonzeptes sollen in dieser Arbeit das Verhalten und die Eigenschaften von Wasserströmungsbremsen untersucht werden und ein mathematisches Modell gefunden werden, das das regelungstechnische Verhalten der Bremse in ausreichendem Maß beschreibt.

Dieser Aufgabe widmet sich der erste Teil der Diplomarbeit. In ihm wird alleinig Augenmerk auf die Wasserströmungsbremse gelegt. Im zweiten Kapitel wird hingegen der Aufbau des kompletten Prüfstandes inklusive aller Komponenten und Signalwege betrachtet. Ausgehend von dem bestehenden Regelungssystem des Auftraggebers wird die Struktur des Regelkreises untersucht und es werden Vor- und Nachteile dieser herausgearbeitet. Mit dieser Grundlage wird eine neue Regelkreisstruktur entwickelt und eine geeignete Hardware zu deren Realisierung ausgesucht. Das dritte Kapitel befasst sich dann mit der Festlegung des Regelungskonzeptes sowie mit dessen Implementierung auf der Hardware. In Kapitel 4 werden Ergebnisse der neuen Prüfstandsregelung gezeigt und Erfahrungen aus der praktischen Erprobung diskutiert.

1 Wasserströmungsbremsen

Wasserströmungsbremsen (auch Wasserbremsen oder Hydrobremsen) werden als Leistungsverbraucher bzw. Lastmaschinen eingesetzt. Abbildung 1 zeigt die in dieser Arbeit eingesetzte Wasserströmungsbremse F23 der Firma Borghi & Saveri an einem Prüfstand.

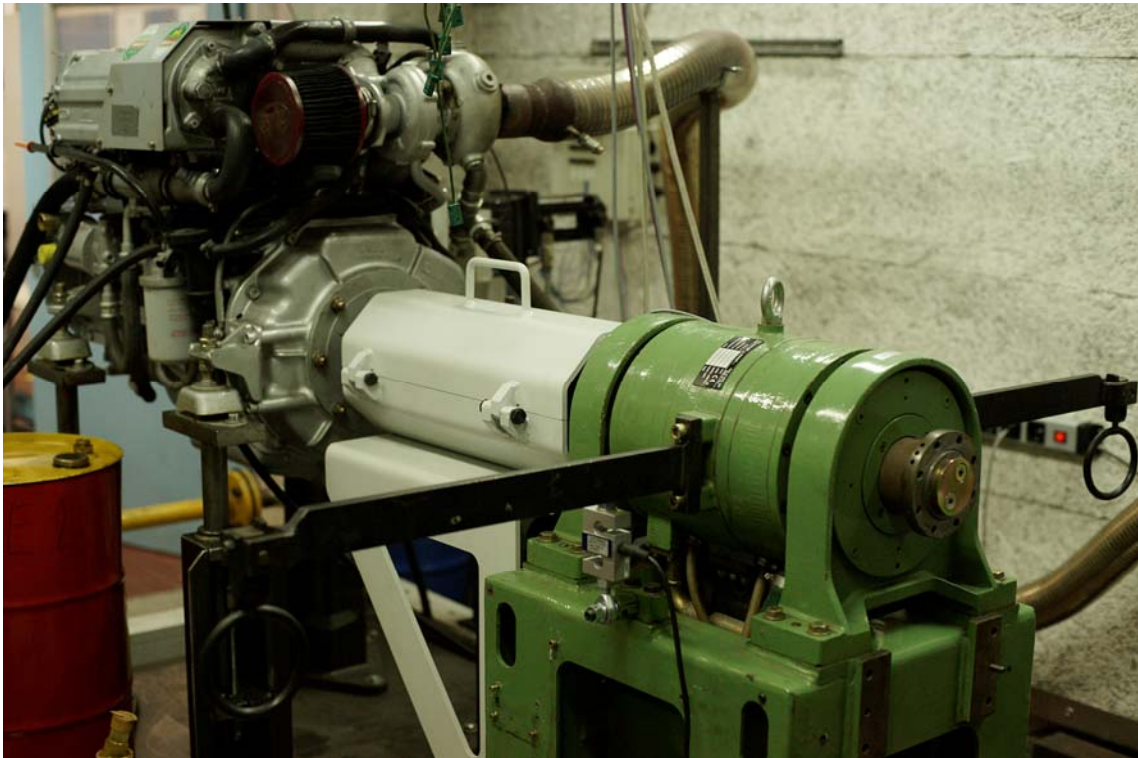


Abbildung 2: Wasserbremse F23 am Prüfstand

Das Bremsmoment wird bei einer Wasserbremse durch Verwirbelung von Wasser über einen Rotor im Inneren der Bremse erzeugt. Dabei wird die Energie der drehenden Antriebswelle, welche an den Rotor der Bremse gekoppelt ist, über eine Dralländerung an das Wasser abgegeben. Dabei erwärmt sich das Wasser und die Energie wird über das durch ein Ventil abfließende Wasser abgeführt. Die Bremsleistung ist dabei proportional dem Wasserfüllstand und der Drehzahl des Rotors. Geregelt kann die Bremsleistung jedoch nur über den Füllstand werden, der über ein Ventil am Auslass der Bremse beeinflusst wird. Folgende Abbildungen zeigen das Innenleben der Bremse und deren einzelne Komponenten. Das linke Bild zeigt den Rotor der Bremse und dahinter eine der zwei Statorwände. Es lässt sich die asymmetrische Beschau felung der Bremse erkennen. Diese begründet einen bestimmten Drehsinn der Maschine für den die Leistungsangaben gelten. Es gibt auch symmetrische Beschau felungen, die den Betrieb in beiden Drehrichtungen erlauben. Jedoch reduziert

sich dabei das maximal erreichbare Drehmoment auf ein Drittel jenes von Systemen mit asymmetrischer Beschaufelung. In der Mitte ist das Auslassventil zu sehen. Das Ventil ist nie ganz geschlossen. Eine minimale Öffnung muss garantiert werden, um immer einen Wasserdurchfluss zu gewährleisten, mit dem die Wärmeenergie abgeführt werden kann. Dies wird durch eine spezielle geometrische Formgebung des Ventils erreicht. Gerade bei geschlossenem Ventil ist die Bremsleistung maximal. Rechts sieht man das Gehäuse der Rotorkammer mit der Öffnung zum Bremsenventil.

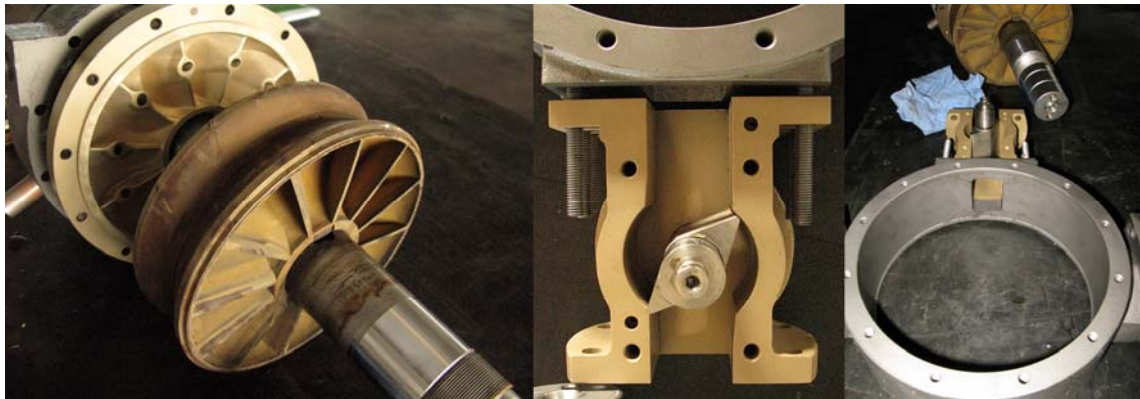


Abbildung 3: Innenleben eine Wasserbremse

Im Rahmen dieser Diplomarbeit dient die Wasserströmungsbremse als Belastungsmaschine für Verbrennungskraftmaschinen (VKM) an Motorprüfständen zur Durchführung verschiedener Tests und Messaufgaben. Da sich das Bremsmoment einer Wasserbremse langsam aufbaut, nur passiv wirkt und sich durch instationäre Strömungsvorgänge in der Bremse schwer regeln lässt, ist sie nur bedingt für die Aufgaben an modernen Motorprüfständen geeignet. Trotzdem stellt die Wasserströmungsbremse in einigen Fällen eine gute Alternative zu anderen Belastungsmaschinen dar. Zum Einsatz kommt sie beispielsweise bei stationären Prüfaufgaben, als Deckung der Grundlast bei dynamischen Prüfständen mit hohen Leistungen (Tandemanwendung mit Asynchronmaschine) und bei kostenoptimierten Prüfständen.

Die Vorteile von Wasserströmungsbremsen liegen in den geringen Anschaffungskosten, der Wartungsfreundlichkeit, der Robustheit, der geringen Trägheit und den hohen Bremsleistungen bei gleichzeitig geringen Baugrößen. Weiters wird keine elektrische Anspeisung für die Bremsenergie benötigt. Nachteilig für die Regelung von Drehzahl und Drehmoment an Motorprüfständen wirken sich das passive Bremsmoment und das nichtlineare Verhalten der Bremse aus.

1.1 Eigenschaften und Wirkprinzip

Wasserströmungsbremsen gehören der Gruppe der hydrodynamischen Leistungsübertragern an und lassen sich als Spezialfall eines hydrodynamischen

Wandlers betrachten. Die Entwicklung und Beschreibung von hydrodynamischen Kupplungen geht auf ein Grundpatent des jungen Elektroingenieurs Dr. Hermann Föttinger aus dem Jahre 1905 zurück.

Der von Föttinger vorgeschlagene Weg der hydrodynamischen Leistungsübertragung führte zu den nach ihm benannten drei „Föttinger Aggregaten“ – Wandler, hydrodynamische Kupplung und Hydrodynamische Bremse (Abbildung 4).

In hydrodynamischen Kupplungen wird die eingeleitete mechanische Leistung auf einen Flüssigkeitsstrom übertragen, der sie (als spezifische Energie) im Umlauf zwischen einem Generator (Primärteil, Pumpe) und einem Motor (Sekundärteil, Turbine) transportiert. Generator und Motor sind Strömungsmaschinen (Kreiselpumpe und Turbine). Zur Beschreibung der Übertragungsfähigkeit von hydrodynamischen Kupplungen dienen daher die Grundlagen der Strömungslehre. [1]

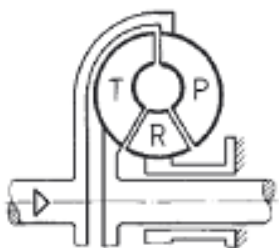
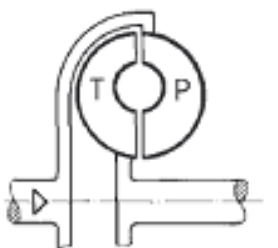
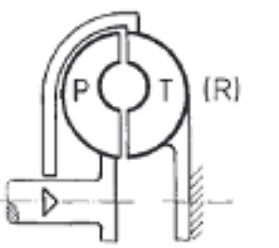


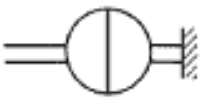
Wandler	Kupplung	Bremse	schematische Darstellung
			
			Symbole VDI 2153
$M_P + M_T + M_R = 0$ $\omega_{Tmin} < \omega_P < \omega_{Tmax}$ gekrümmte Schaufeln	$ M_P = M_T $ $\omega_P > \omega_T$ gerade Schaufeln	$ M_P = M_{T(R)} $ $\omega_{T(R)} = 0$ schräge Schaufeln	Merkmale

Abbildung 4: Föttinger-Aggregate, aus [1]

M und ω bezeichnen in obiger Darstellung Drehmomente und Drehzahlen. Die Indizes P und T kennzeichnen die Zugehörigkeit der Größen zu den Maschinenteilen Pumpe und Turbine.

Folgendes Schema stellt das Grundprinzip der hydrodynamischen Leistungsübertragung vereinfacht dar:

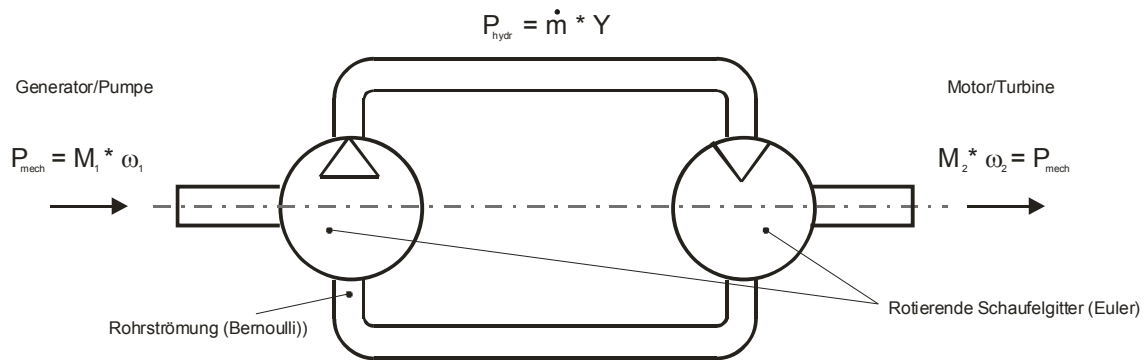


Abbildung 5: Grundprinzip der hydrodynamischen Leistungsübertragung

Die im von Pumpe zum Motor umlaufenden Flüssigkeitsstrom enthaltene Leistung P_{hydr} errechnet sich aus der Größe des Massenstroms \dot{m} und der ihm aufgeprägten spezifischen Energie Y . Y wird bei Strömungsmaschinen auch als spezifische Stutzenarbeit bezeichnet. Die Beziehungen für die Rohrströmung lassen sich aus den von Bernoulli erarbeiteten Grundlagen entwickeln.

Beziehungen für die Rohrströmung:

$$\sum E = m \cdot g \cdot h + \frac{m \cdot p}{\rho} + \frac{m \cdot c^2}{2} \quad (1)$$

Die obige Gleichung beschreibt die drei in einer Strömung vorherrschenden Energieformen: die Energie der Lage, die Druckenergie und die kinetische Energie.

E ...Energie

m ...Masse

g ...Erdbeschleunigung

h ...Höhe

p ...Druck

ρ ...spezifische Dichte

c ...Fluidgeschwindigkeit

Dividiert man die Gleichung durch die Masse, erhält man die Darstellung der Beziehungen bezogen auf die spezifische Stutzenarbeit Y , wie dies bei Strömungsmaschinen üblich ist.

$$\text{spez. Energie } Y = \frac{\sum E}{m} = g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \quad (2)$$

$$P_{hydr} = \dot{m} \cdot Y \quad (3)$$

Für die rotierenden Schaufelgitter gelten die von Euler, ausgehend vom Drehimpulssatz, beschriebenen Zusammenhänge. Die von dem Schaufelgitter erzwungene Umlenkung des Flüssigkeitsstromes ergibt ein hydraulisches Moment M_h .

Eulersche Turbinengleichung:

$$M_h = \dot{m} \cdot (r_1 \cdot c_{u1} - r_2 \cdot c_{u2}) \quad (4)$$

$$P_h = \omega \cdot M_h = \dot{m} \cdot u \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \quad (5)$$

u ist hier die Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Schaufelspitze und c_u die nutzbare Fluidgeschwindigkeit am Turbineneintritt (Index 1) und Turbinenaustritt (Index 2).

Y ist hier die spezifische Schaufelarbeit, u die Umfangsgeschwindigkeit der sich drehenden Schaufelspitze am Eintritt (Index 1) und Austritt (Index 2), desgleichen bezeichnen c_{u1} und c_{u2} die nutzbare Fluidgeschwindigkeit am Ein- und Austritt.

Der bei der hydraulischen Leistungsübertragung stets vorhandene Anteil der Lageenergie kann in der Antriebstechnik überwiegend vernachlässigt werden.

Für den praktischen Gebrauch sind die allgemein gültigen Beziehungen von Euler zu komplex. Man greift daher, wie häufig in der Strömungstechnik, auf Ähnlichkeitsbeziehungen zurück. Ähnliche Betriebszustände bei unterschiedlichen Größen und Eingangsbedingungen sind durch gleiches Verhältnis der vorherrschenden Kräfte gekennzeichnet.

Wird ein Pumpenlaufrad 2 gegenüber dem Rad 1 modellgetreu vergrößert, so verhalten sich: die Längen $r, l \sim D$ und die Flächen $A \sim D^2$

Für affine Betriebspunkte beider Räder ergeben geometrisch ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke (Abbildung 6). Geschwindigkeiten: $u, w, c \sim D \cdot \omega$

u ist hierbei die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades.

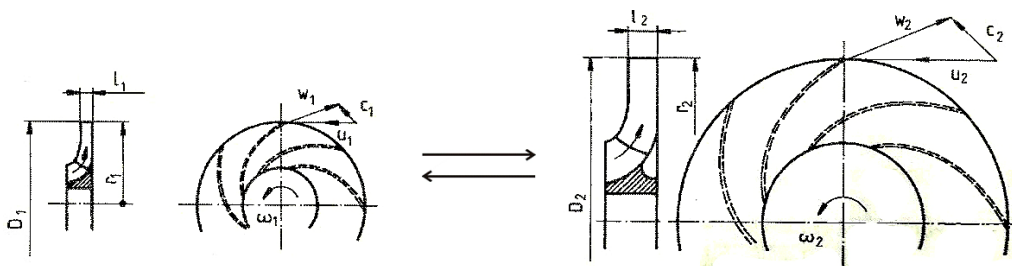


Abbildung 6: Ähnlichkeitsbeziehungen aus [1]

Folgende Ähnlichkeitsgesetze sind für die hydrodynamische Leistungsübertragung von Bedeutung:

Geometrische Ähnlichkeit: $E_u = \frac{\Delta p}{\rho \cdot c^2}$... Euler-Zahl (6)

p , ρ und c sind hierbei Druck, Dichte und Strömungsgeschwindigkeit des Fluids.

Hydraulische Ähnlichkeit: $R_e = \frac{v \cdot L}{\nu} \sim \frac{\omega \cdot D^2}{\nu}$... Reynolds-Zahl (7)

L , D ... charakteristische Länge bzw. charakteristischer Durchmesser

v , ω ... Geschwindigkeit bzw. Winkelgeschwindigkeit

ν ... kinematische Viskosität des Fluids

In Strömungssystemen, bei denen die Reibung vernachlässigbar ist, sind geometrisch ähnliche (affine) Betriebspunkte durch eine konstante Euler-Zahl, d.h. durch gleiches Verhältnis von Druckkräften zu kinetischen Kräften gekennzeichnet.

Eine konstante Reynolds-Zahl kennzeichnet das gleiche Verhältnis von Reibungskräften zu Druckkräften in zwei Strömungen zäher Newtonscher Flüssigkeiten.

Die hydrodynamischen Modellgleichungen können aus dem Modellgesetz von Euler entwickelt werden. Eingesetzt in das Modellgesetz lassen sich die für die hydrodynamischen Übertragungselemente allgemein gültigen Beziehungen entwickeln.

Tabelle 1: hydrodynamische Modellgesetze der Strömungsmechanik:

Bedeutung	Gleichung	Modellgesetz
Strömungsdruck	$E_u = const.$	$p \sim \rho \cdot D^2 \cdot \omega^2$
Strömungskraft	$F = \int p \cdot dA$	$F \sim \rho \cdot D^4 \cdot \omega^2$
Volumenstrom	$\dot{V} = c \cdot A$	$\dot{V} \sim D^3 \cdot \omega$
Massenstrom	$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$	$\dot{m} \sim \rho \cdot D^3 \cdot \omega$
Hydraulisches Moment	$M = F \cdot r$	$M \sim \rho \cdot D^5 \cdot \omega^2$

Hydraulische Leistung

$$P = M \cdot \omega$$

$$P \sim \rho \cdot D^5 \cdot \omega^3$$

Daraus ergeben sich die für hydrodynamische Übertragungselemente allgemein gültigen Beziehungen. Die Modellbeziehungen für Drehmoment- und Leistungsaufnahme schreiben sich als:

$$M_p = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_p^2 \cdot D_p^5 \quad (8)$$

$$P_p = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_p^3 \cdot D_p^5 \quad (9)$$

Die dimensionslose Kennzahl λ kennzeichnet die eingesetzte Maschine (Wandler, Kupplung oder Bremse) und deren Bauform hinsichtlich Profilgeometrie und Beschaukelung. D_p stellt den effektiven Laufraddurchmesser dar.

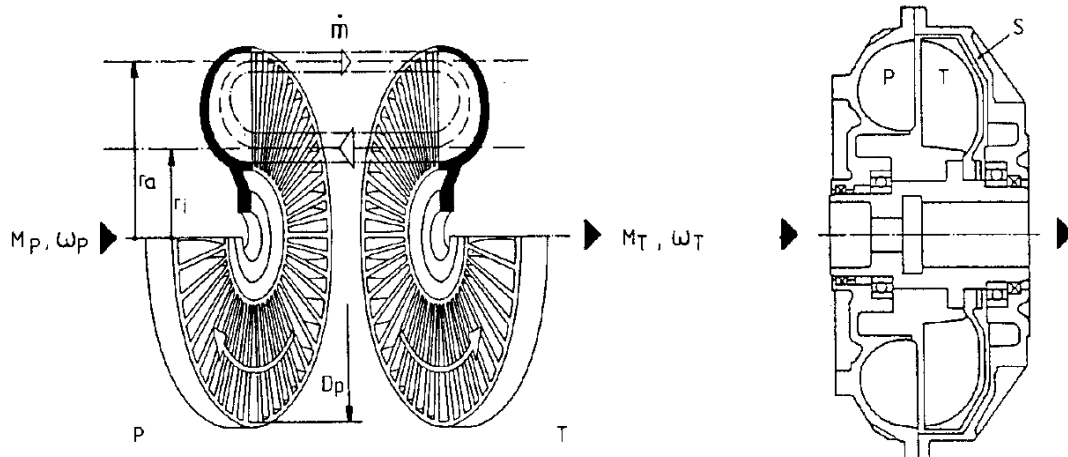


Abbildung 7: Hydromechanische Leistungsübertragung aus (Höller 19xx, S.7)

Die in diesem Kapitel dargestellten Beziehungen gelten allgemein nur für hydrodynamische Leistungsübertrager mit konstanter Füllung. Die Wasserbremse stellt einen Sonderfall eines hydrodynamischen Wandlers dar und ihr Füllstand wird zur Regelung der Bremsleistung variiert. Damit werden der effektive Laufraddurchmesser D_p und folglich auch die Leistungszahl λ Funktionen des Füllstandes V (Einfüllvolumen).

$$D_p = f(V)$$

Im Fall der hydrodynamischen Bremse steht die Turbine still und die gesamte Leistung der Pumpe wird in Form einer Dralländerung des Wassers abgegeben und als Wärmeenergie mit diesem am Bremsenauslass abgeführt. Die Dralländerung wird von den umlaufenden Schaufelgittern des Rotors bewirkt. Die Bremsleistung wird über ein

Auslassventil geregelt, dessen Stellung den Wasserfüllstand beeinflusst. Ein minimaler Wasserdurchsatz wird zur Abführung der Bremsenergie benötigt. Dieser wird durch die Formgebung des Ventils gewährleistet.

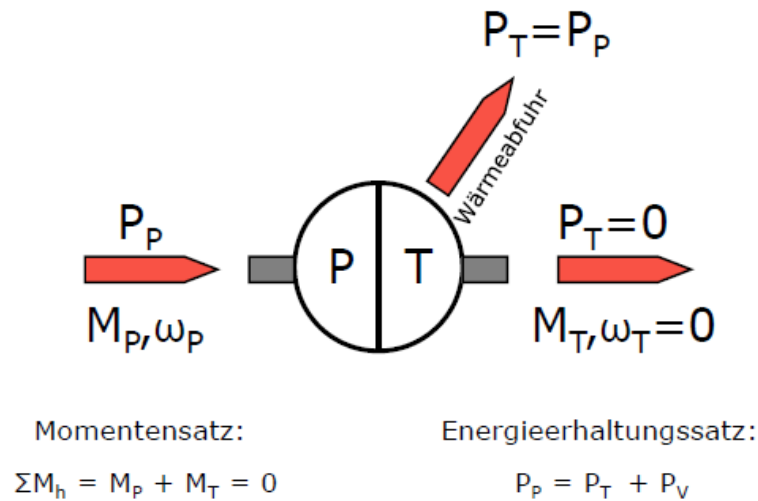


Abbildung 8: Hydrodynamische Leistungsübertragung bei der Wasserbremse

Aus den strömungstechnischen Beziehungen und den mechanischen Eigenschaften ergeben sich die Grenzen für den Betriebsbereich einer Wasserbremse hinsichtlich der Drehzahl n , des Drehmoments M und der Leistung P .

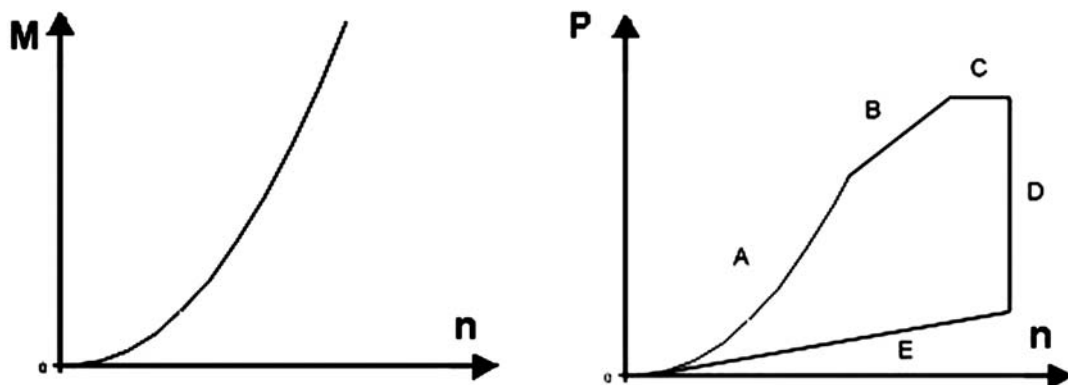


Abbildung 9: Kennlinie und Leistungsgrenzen einer Wasserbremse

Linie A: Bei voller Wasserfüllung der Bremse ist $M \sim n^2$ bzw. $P \sim n^3$

Linie B: konstantes Moment, diese Linie wird durch Festigkeit der Wellen bestimmt

- Linie C: konstante Leistung, diese Linie wird durch die zulässige Erwärmung des Bremsenwassers festgelegt
- Linie D: wird durch die mechanische Festigkeit des Rotors bestimmt
- Linie E: untere Leistungsgrenze der Bremse, festgelegt durch den Betrieb der Bremse ohne Wasserfüllung (Leerlaufreibung).

1.2 Eingesetzte Wasserströmungsbremse: Borghi F23

Am Prüfstand wird eine Wasserströmungsbremse der Firma Borghi & Saveri eingesetzt. Die Wasserzufuhr erfolgt im Idealfall über einen Hochtank, der eine Versorgung mit nahezu konstantem Wasserdruck gewährleistet. Zusätzlich ist vor der Bremse ein mechanisches Konstantdruckventil verbaut. Die Zeitkonstante dieses Ventils ist allerdings sehr groß und es eignet sich damit nicht für die Ausregelung von dynamischen Druckschwankungen in der Wasserversorgung. Die Bremse liefert eine maximale Bremsleistung von 625 kW und arbeitet in einem Drehzahlbereich von 180 bis 13000 Upm. Aus der zu anderen Belastungsmaschinen in diesem Leistungsbereich vergleichsweise geringen Baugröße ergibt sich ein Trägheitsmoment von nur 0,09 Kgm².

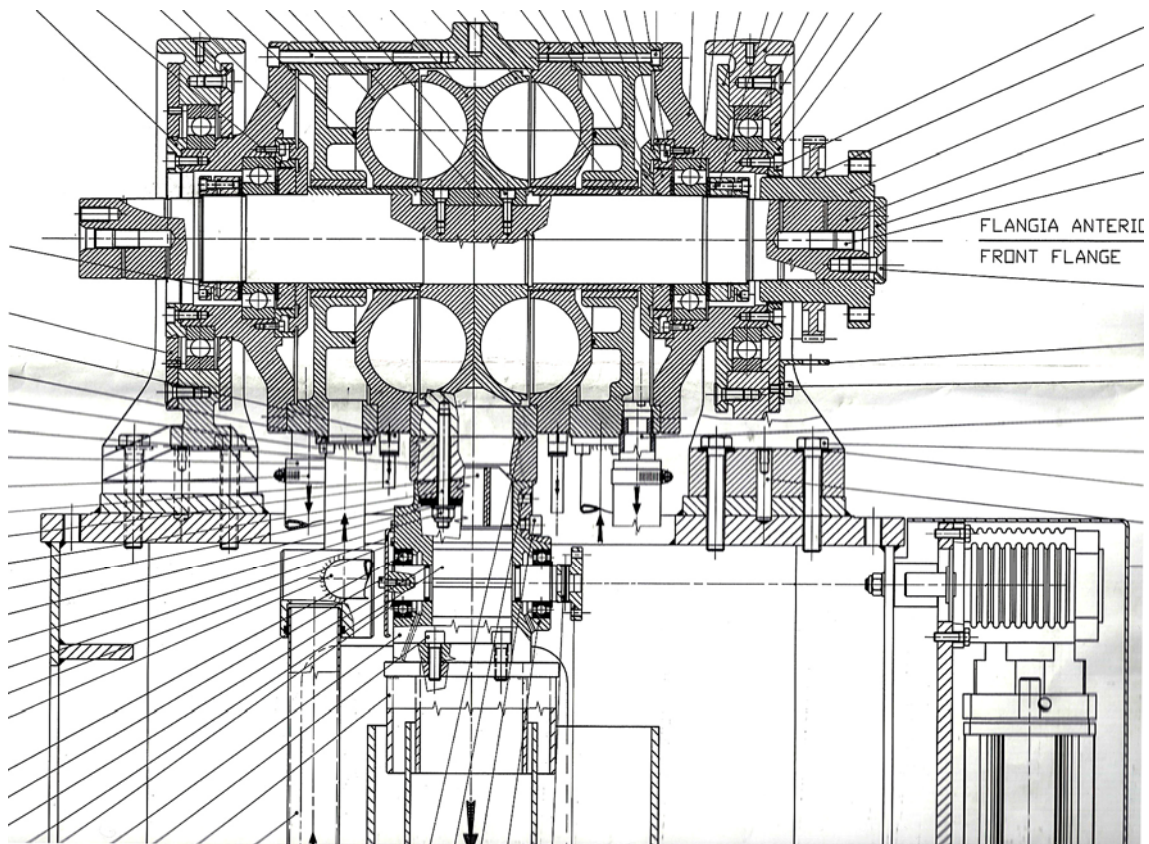


Abbildung 10: Übersichtsplan Borghi&Saveri F23

Die Wasserbefüllung der Rotorkammer erfolgt über zwei außen liegende Kammern, welche von einer gemeinsamen Zuleitung gespeist werden. Die Kammern liegen an der Rückseite der jeweiligen Statorwände. Radial um die Bremsenachse sind auf Höhe des halben Bremsenradius Löcher im Stator angeordnet, über die das Wasser in die Rotorkammer strömen kann. Da sich bei Drehzahlen ab ca. 500 Upm ein Wasserring in der Bremse bildet, herrscht im Bereich des Wassereinlasses laut Herstellerangaben Umgebungsdruck. Am Boden der Rotorkammer befindet sich der Bremsenauslass welcher als rechteckige Öffnung gefertigt ist. Von hier strömt das Wasser durch das Bremsenventil, mit dem der Füllstand der Bremse geregelt werden kann, aus.

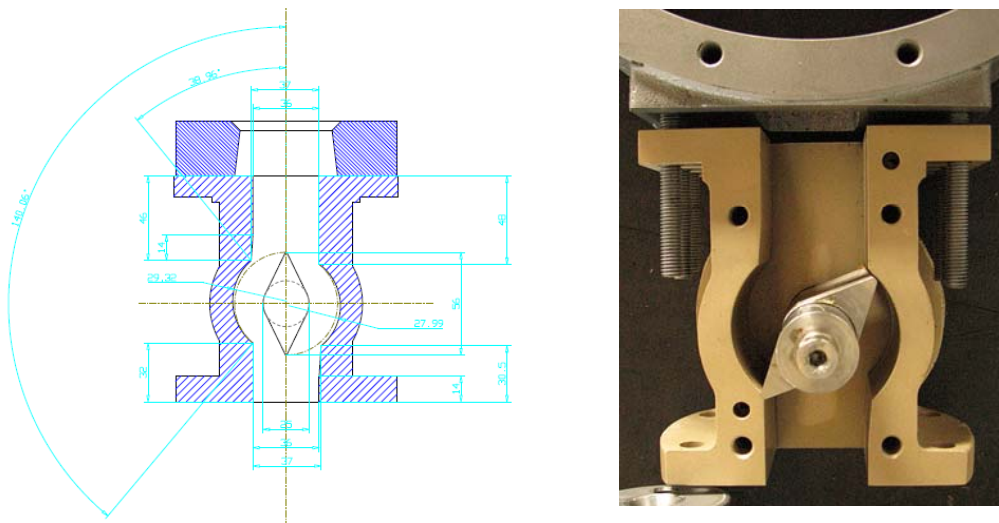


Abbildung 11: Auslassventil

Durch die spezielle Geometrie des Ventils ergibt sich ein stückweise linearer Zusammenhang zwischen dem Öffnungswinkel ϕ und dem Öffnungsquerschnitt A . Die Ansteuerung des Ventils erfolgt über einen Synchron-Servo-Antrieb der mit einer Gelenkwelle an das Ventil gekoppelt ist. Der Arbeitswinkel des Ventils beträgt 140° . Ein Öffnungswinkel von 0° bedeutet maximaler Wasseraustritt und kleinstes Bremsmoment, 140° hingegen minimale Ausströmung und größtes Bremsmoment.

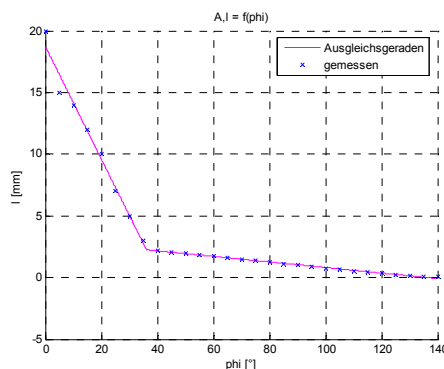


Abbildung 12: Ventilkennlinie

1.3 Modellbildung

Anhand der bereits bekannten Zusammenhänge aus Kapitel 1.1 soll in diesem Abschnitt ein mathematisches Modell für die Wasserströmungsbremse hergeleitet werden, welches das Verhalten der Bremse qualitativ in ausreichender Form beschreibt. Weiters werden auch die restlichen Komponenten des Prüfstandes, wie die Verbrennungskraftmaschine und die Verbindungswelle erfasst und in das Modell integriert. Als Simulationsumgebung dient das Softwarepaket Matlab/Simulink V 7 0 [8].

1.3.1 Vereinfachende Annahmen

Nicht alle Vorgänge und Komponenten der Wasserströmungsbremse und des Prüfstandes lassen sich mathematisch geschlossen beschreiben bzw. dies würde den Rahmen dieser Arbeit bei weitem übersteigen. Daher werden in vielen Fällen vereinfachende Annahmen getroffen. Auch soll das Modell möglichst einfach gehalten werden, um den numerischen Rechenaufwand gering zu halten und die Werkzeuge der Regelungstechnik anwenden zu können.

Folgend sind die getroffenen Vereinfachungen tabellarisch zusammengefasst:

Tabelle 2: Vereinfachungen für die Modellbildung

Vereinfachung	Realität
konstanter Wasserzufluss an der Bremse, Druckschwankungen in der Bremse haben keine Auswirkungen auf den Zufluss $q_{zu} = \text{konst.}$	Wasserdruck am Eingang und Zufluss sind nicht konstant, dynamische Vorgänge in der Bremse haben Rückwirkungen auf den Zufluss.
gleichmäßige Druckverteilung an der Außenwand der Bremse	Im Bereich des Bremsenauslasses herrscht ein wesentlich geringerer Wasserdruck als am restlichen Umfang der Bremse, instationäre Vorgänge bleiben unberücksichtigt
Homogener Wasserring bildet sich in der Bremse	Es kommt temporär zu instationären Strömungsvorgängen und Wasserverwirbelungen
Drehzahländerungen werden sofort von der gesamten, wirbelnden Wassermasse übernommen und es kommt zu einer so	Die Drallströmungsgeschwindigkeit der Wasserfüllung passt sich erst nach einer gewissen Zeit an die Drehzahl des Rotors

Vereinfachung	Realität
fortigen Momenten- bzw. Druckerhöhung	an.
Keine Kavitation	Kavitationseffekte treten auf
Der Strömungswiderstand des Auslassventils ändert sich linear mit dem Öffnungsquerschnitt und ist somit direkt proportional zum Öffnungswinkel φ , $q_{ab} \sim p_{Bremsen}$ und φ	Strömungsvorgänge am Auslass sind turbulent und konnten nicht gemessen oder beobachtet werden
Das Volumen der Bremse wird zylindrisch angenommen	Stark abweichende Formgebung des Bremsinnenraumes
Die Dynamik des Ventilstellglieds wird vernachlässigt, da dessen Zeitkonstante im Vergleich zu den übrigen Zeitkonstanten sehr klein ist.	Positionssollwert und Istwert weichen bei hochdynamischen Vorgängen voneinander ab, unter gewissen Belastungszuständen kann es zu Schwingungen kommen.
Zur Beschreibung des Verbrennungsmotors wird dessen stationäres Kennfeld herangezogen.	Dynamische Vorgänge an der VKM kommen hinzu.

Etwaige Auswirkungen der getroffenen Vereinfachungen werden im Kapitel 1.3.5 festgestellt und beschrieben.

1.3.2 Mathematische Beschreibung

Der Bremsenfüllstand V ergibt sich aus Integration des Wasserzuflusses q_{zu} und des Wasserabflusses q_{ab} :

$$V = V_0 + \int_0^t (q_{zu} - q_{ab}) \cdot dt \quad (10)$$

Für das Modell wird der Wasserzufluss als konstant mit $0,3 \text{ m}^3/\text{s}$ angenommen. Dieser Wert ergibt sich aus dem nominellen Bremsendurchfluss aus dem Datenblatt der Bremse.

Der Abfluss ist eine Funktion der effektiven Ventilquerschnittsfläche A_{ab} welche direkt vom Ventilstellwinkel φ abhängt:

$$q_{ab} = A_{ab} \cdot v_{ab} = A_{ab} \cdot (k_a \cdot A_{normiert} \cdot p_B) \quad (11)$$

k_a beschreibt die Strömungseigenschaften des Ventils und wird als konstant über den gesamten Stellbereich angenommen. Die Änderung des Strömungswiderstandes geht über die Veränderung der effektiven Querschnittsfläche ein.

$$A_{ab} = 2 \cdot l \cdot a \quad (12)$$

l ist die Öffnungsbreite des Ventils und a dessen Länge.

$$A_{normiert} = \frac{l}{l_{max}} \quad (13)$$

Folgende Funktionen beschreiben die Ventilkennlinie (Abbildung 12) für bestimmte Bereiche des Stellwinkels. Die Kennlinie selbst wurde aus den geometrischen Abmessungen des Ventils bestimmt.

$$l = \begin{cases} 18,75 - 0,4571 \cdot \varphi & \forall \varphi \leq 36^\circ \\ 3,0739 - 0,0225 \cdot \varphi & \forall \varphi \geq 36^\circ \end{cases} \quad (14)$$

Der Bremsendruck (Wasserdruck) p_B an der Außenwand der Rotorkammer ist proportional der Fliehkraft, die auf das Wasser wirkt und dessen Masse. Die Konstante k_p übersetzt die im System herrschende Fliehkraft in einen entsprechenden Druck an der Aussenwand.

$$p_B = k_p \cdot \rho_{H_2O} \cdot V \cdot \omega^2 \cdot r_m \quad (15)$$

r_m ist der mittlere Radius des Wasserrings in der Bremse.

$$r_m = \frac{d}{2} - \frac{b_r}{2} \quad (16)$$

b_r ist hierbei die Breite des Wasserrings der sich in der Bremse ausbildet. Sie errechnet sich aus dem sich in der Bremse befindlichen Wasservolumen V und den geometrischen Abmessungen der Bremse. Die Rotorkammer der Bremse wird zylindrisch angenommen und wird durch Durchmesser d und ihre Breite b beschrieben.

Das Volumen V stellt einen Hohlzylinder dar und errechnet sich zu

$$V = d \cdot b_r \cdot \pi \cdot b - b_r^2 \cdot \pi \cdot b \quad (17)$$

Durch das Lösen der quadratischen Gleichung ergibt sich die Ringbreite zu

$$b_r = \frac{2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \pi \cdot b - \sqrt{\left(2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \pi \cdot b\right)^2 - 4 \cdot \pi \cdot b \cdot V}}{2 \cdot \pi \cdot b} \quad (18)$$

Folgende Gleichungen beschreiben die Bremse hinsichtlich ihrer mechanischen Dynamik ausgehend vom Drallsatz. Bremse, Antrieb und Welle bilden ein so genanntes Masse-Feder-System.

Zur Einbindung der elastischen Welle in das System, wird der Drallsatz für Antrieb und Welle getrennt voneinander angesetzt. Die Welle wird als mechanische Feder modelliert. Ihr Federmoment dient zur Kopplung der Bewegungsgleichungen von Bremse und Antrieb.

$$J_B \cdot \ddot{\varphi}_B = M_F + M_B + M_R \quad (19)$$

$$J_A \cdot \ddot{\varphi}_A = M_A - M_F \quad (20)$$

$$\dot{\omega}_B = \dot{\varphi}_B \quad (21)$$

$$\dot{\omega}_A = \dot{\varphi}_A \quad (22)$$

Das Bremsmoment der Wasserbremse hängt quadratisch von der Rotordrehzahl ab und ist direkt proportional zum Wasserfüllstand. Die Konstante k_B ist eine Maschinenkonstante und beschreibt die Bremse hinsichtlich ihrer Geometrie, Beschauelung und Bauform. Da die eingesetzte Bremse Borghi&Saveri F23 eine asymmetrische Beschauelung besitzt und damit eine bevorzugte Drehrichtung besitzt, gilt die Konstante k_B nur für einen Drehsinn. Würde die Bremse in die andere Bremsrichtung betrieben, sinkt die Bremsleistung auf ungefähr ein Drittel ihrer Bremsleistung in Vorzugsrichtung.

$$M_B = -k_B \cdot \omega_B^2 \cdot V_B \quad (23)$$

Die Verbindungswelle zwischen Bremse und Antrieb wird als mechanische Torsionsfeder betrachtet. Ihre Eigenschaften hinsichtlich Drehsteifigkeit werden über die Konstanten k_F und d_F beschrieben.

$$M_F = (\varphi_A - \varphi_B) \cdot k_F + (\omega_A - \omega_B) \cdot d_F \quad (24)$$

Der Winkelgeschwindigkeitsabhängige Term beschreibt die Dämpfung der Feder und gehört den Reibungseffekten an, wird in dieser Arbeit aber formell der mathematischen Beschreibung der Welle zugeordnet.

Für die Reibung im System wird das allgemein bekannte Modell der Coloumb'schen und viskosen Reibung angenommen. Das Reibmoment M_R wird der Belastungsseite zugerechnet.

$$M_R = k_R \cdot \omega_A + M_C \cdot \text{sgn}(\omega_A) \quad (25)$$

Da der nötige Auslaufversuch zur Bestimmung der Reibungskonstanten aus technischen Gründen nicht durchgeführt werden konnte, wurde die Reibung für die spätere Simulation des Modells unter Matlab vernachlässigt bzw. ist teilweise in der Maschinenkonstante k_B berücksichtigt.

Die im mathematischen Modell eingesetzten Maschinenkonstanten k_a , k_P und k_B wurden nachträglich aus Messdaten des realen Systems für einen bestimmten Arbeitsbereich ermittelt. Es wurden die Systemgrößen φ , ω , M_B und p_B für folgende Arbeitsbereiche aufgenommen:

- 1) $\varphi = 0 \dots 140^\circ$, $\omega = \text{konst.} = 2500 \cdot \frac{\pi}{30} \text{ rad/s}$
- 2) $\varphi = \text{konst.} = 79,4^\circ$, $\omega = \{2500 \dots 3500\} \cdot \frac{\pi}{30} \text{ rad/s}$
- 3) $\varphi = \text{konst.} = 85,3^\circ$, $\omega = \{2500 \dots 3500\} \cdot \frac{\pi}{30} \text{ rad/s}$
- 4) $\varphi = \text{konst.} = 87,5^\circ$, $\omega = \{2500 \dots 3500\} \cdot \frac{\pi}{30} \text{ rad/s}$

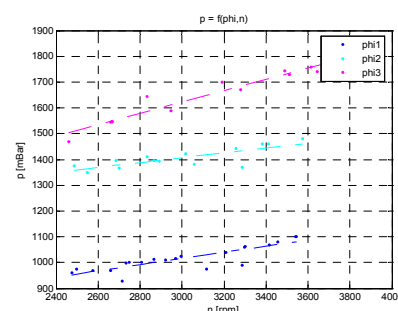
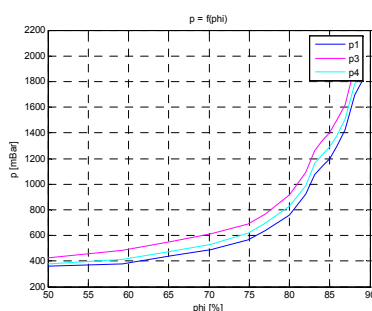
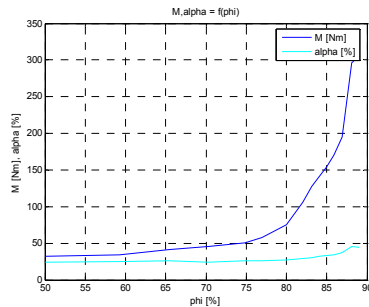
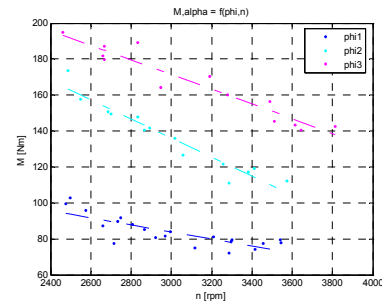


Abbildung 13: Druck p_B als Funktion von φ Abbildung 14: Druck p_B als Funktion von n Abbildung 15: M_B als Funktion von φ Abbildung 16: M_B als Funktion von n

Aus praktischen Erfahrungen arbeitet das Ventil in stabilen Arbeitspunkten der Bremse hauptsächlich zwischen 70% und 90% des möglichen Öffnungswinkels.

Folgend sind alle im Modell benutzten Konstanten und Größen tabellarisch zusammengefasst:

Tabelle 3: Systemgrößen und Konstanten

Systemgröße	Funktion	Wert	Einheit
k_a	Abflusskonstante, beschreibt den Strömungswiderstand des Ventils	1,7313	$\frac{m^3}{Ns}$
k_P	Systemkonstante die, die Beziehung zwischen der Fliehkraft des Wasser und dem Druck an der Bremsenaußenwand herstellt	1,93145	$\frac{kgm^3 rad^2}{Ns^2}$
k_B	Maschinenkonstante die, die Eigenschaften der Bremse hinsichtlich ihrer Geometrie, Beschau felung und Bauart beschreibt	0,597	$\frac{Ns^2}{rad^2 m^2}$
k_F	Federkonstante, beschreibt die Drehsteifigkeit der Antriebswelle	4610	$\frac{Nm}{rad}$
d_F	Federkonstante, beschreibt die Dämpfung der Antriebswelle	8,14	$\frac{Nms}{rad}$
k_R	Reibungskonstante, beschreibt den Drehzahlabhängigen Anteil der Reibung	nicht bestimmt	$\frac{Nms}{rad}$
M_C	Reibungskonstante, beschreibt den Coloumbschen Anteil der Reibung	nicht bestimmt	Nm
J_A	Trägheitsmoment des Antriebs	0,65	kgm ²
J_B	Trägheitsmoment der Bremse	0,09	kgm ²

Systemgröße	Funktion	Wert	Einheit
g	Erdbeschleunigung	9,81	$\frac{m}{s^2}$
ρ_{H_2O}	spezifische Dichte von Wasser	999,975	$\frac{kg}{m^3}$
d	Durchmesser der Rotorkammer	0,4	m
b	Breite der Rotorkammer	0,2	m
l_{max}	maximale Öffnungslänge des Ventils	0,01875	m
a	Breite des Ventils	0,056	m
q_{zu}	Zufluss der Wasserströmungsbremse, konst.	0,3	$\frac{m^3}{s}$

Zur Modellbildung der Verbrennungskraftmaschine wurde das statische Kennfeld dieser bestimmt und als Look-up-table in der Simulationsumgebung hinterlegt. Das Antriebsmoment wird in der Simulation für den jeweiligen Betriebspunkt entnommen und gegebenenfalls interpoliert.

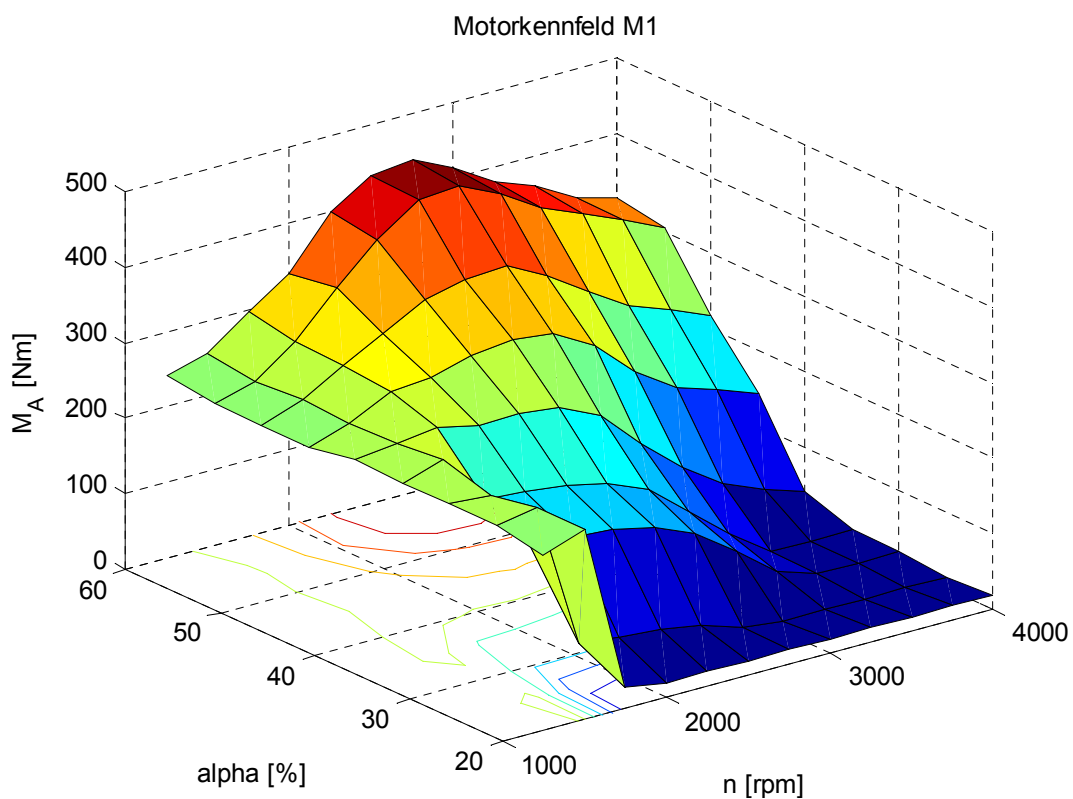


Abbildung 17: Motorkennfeld des Steyr Motors M1 (Dieselmotor)

Um die Dynamik des Motors zu berücksichtigen, wurde dem Kennfeld in der Simulation ein Verzögerungsglied erster Ordnung nachgeschaltet.

1.3.3 Simulation unter Matlab

Das in Kapitel 1.3.2 entwickelte mathematische Modell der Wasserbremse wurde als Simulinkkoppelplan in der Simulationsumgebung Matlab/Simulink V 7 0 implementiert und simuliert.

Als Solver wurde ein Runge-Kutta Prädiktor-Korrektorverfahren (ode43) mit einer maximalen Schrittweite von 0,0005s eingesetzt. In der folgenden Abbildung ist die Übersicht des Koppelplans zu sehen. Auf Grund des umfangreichen Modells werden Details im Anhang angeführt.

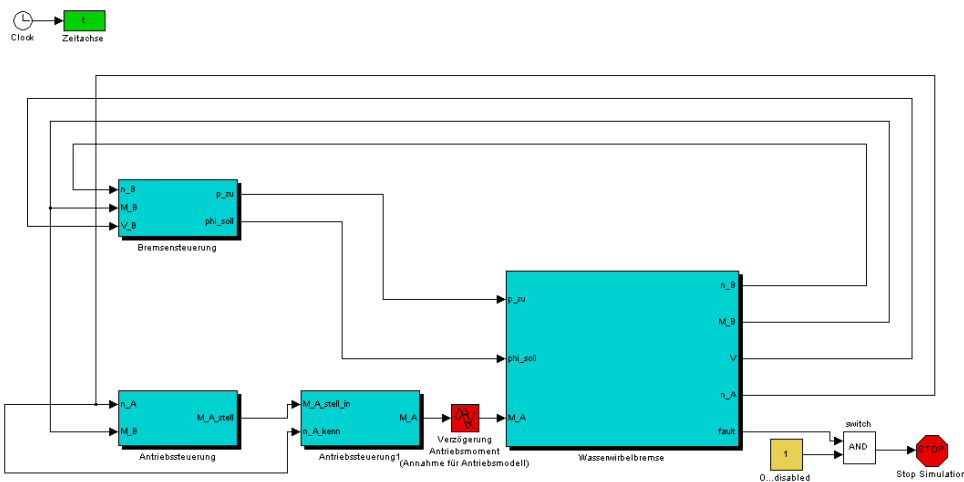


Abbildung 18: Schematischer Ausbau des Simulinkkoppelplans (Übersicht)

Aus der Simulation resultiert folgendes Kennfeld für die Wasserströmungsbremse F23 von Borghi&Saveri:

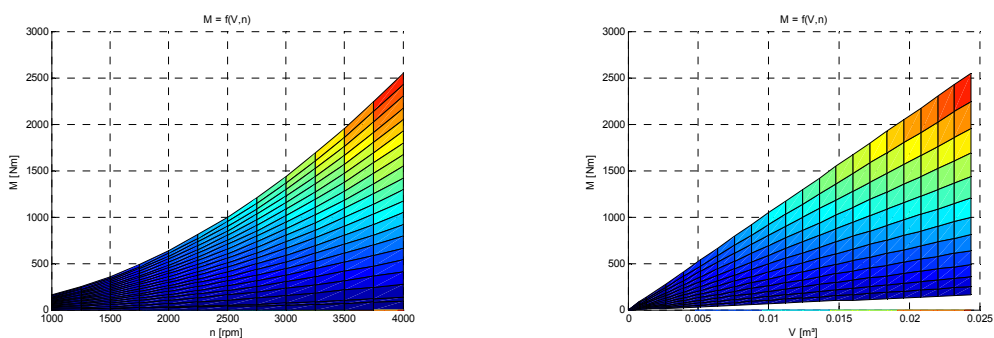


Abbildung 19: Abhängigkeit des Bremsenmomentes von n bzw. V

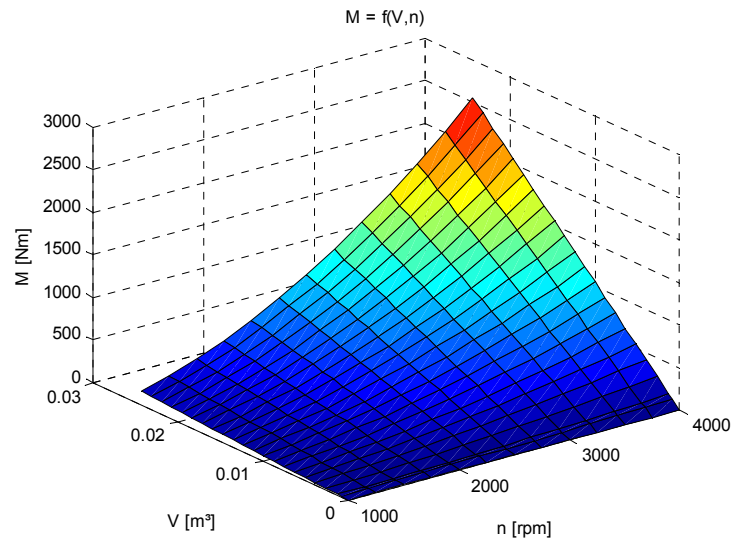


Abbildung 20: Simuliertes Bremsenkennfeld Borghi&Saveri F23

1.3.4 Aufnahme von Messdaten am realen System

Um mehr Information über das Verhalten der Bremse zu bekommen, wurden wichtige Größen der Bremse am Motorenprüfstand der Firma Kristl, Seibt & Co vermessen. Es wurden stationäre Betriebspunkte angesteuert sowie dynamische Vorgänge aufgenommen. Weiters wurde das stationäre Kennfeld der Bremse in einem Teil ihres Arbeitsbereiches aufgenommen. Zur Messdatenerfassung diente die vorhandene Prüfstandsregelung, welche ein Echtzeitregelsystem (KS ADAC) mit zugehöriger Messdatenerfassungssoftware (KS Tornado) umfasst. Die Abtastzeit des Systems beträgt 1ms.

Als Antriebsmaschine diente der Dieselmotor M1 des Herstellers Steyr Motors. Da sich auf Grund der Eigendynamik des Verbrennungsmotors nur bestimmte Betriebspunkte stabil einstellen ließen, konnte nur ein Teil des Bremsenkennfeldes aufgenommen werden.

Zur Messung der Vorgänge innerhalb der Bremse wurde diese mit vier Druckmessbohrungen an ihrem Umfang versehen. An diesen Stellen wurde der Wasserdruck mittels Relativdrucksensoren gemessen und aufgezeichnet.

Folgende Systemgrößen wurden bei den Messungen erfasst:

- n_B ...Drehzahl der Bremsenwelle
- M_B ...Bremsenmoment
- φ_B ...Stellwinkel des Auslassventils
- α ...Gashebelstellung der VKM

- p_1 ...Druck neben dem Bremsenauslass
- p_2 ...Druck am Umfang +45° vom Bremsenauslass entfernt
- p_3 ...Druck am Umfang +90° vom Bremsenauslass entfernt
- p_4 ...Druck am Umfang +135° vom Bremsenauslass entfernt

Für den Wasserdruck der Bremse im Modell wurde als zugehörige Messgröße am realen System der gemessene Druck p_4 herangezogen. In der Modellbildung wurde von einer konstanten Druckverteilung am Umfang der Bremse ausgegangen. Der Druck p_4 entspricht diesem Druck am besten, da es an dieser Messstelle am wenigsten Druckschwankungen gibt und die Breite des Wasserrings dort der durchschnittlichen Ringbreite entspricht.

Es wurden Messdaten im Drehzahlbereich von 1500 bis 4000 Upm bei Drehmomentwerten von 0 bis 450 Nm aufgenommen. Zur Erfassung von dynamischen Vorgängen wurden Drehzahl-, Drehmomenten- und Ventilwinkelsprünge aus jeweils stabilen Betriebspunkten durchgeführt.

Stellvertretend für die Messergebnisse seien hier die Bremsenkennfelder für Druck und Drehmoment angeführt. Weitere Messdaten können aus dem Anhang entnommen werden.

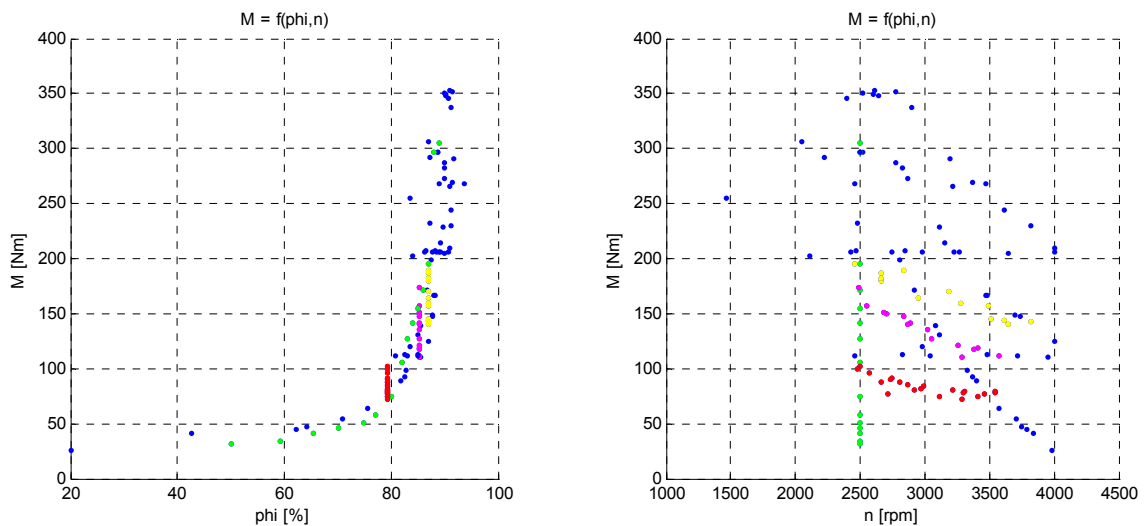


Abbildung 21: Bremsenkennfeld Drehmoment xz-, yz-Ansicht

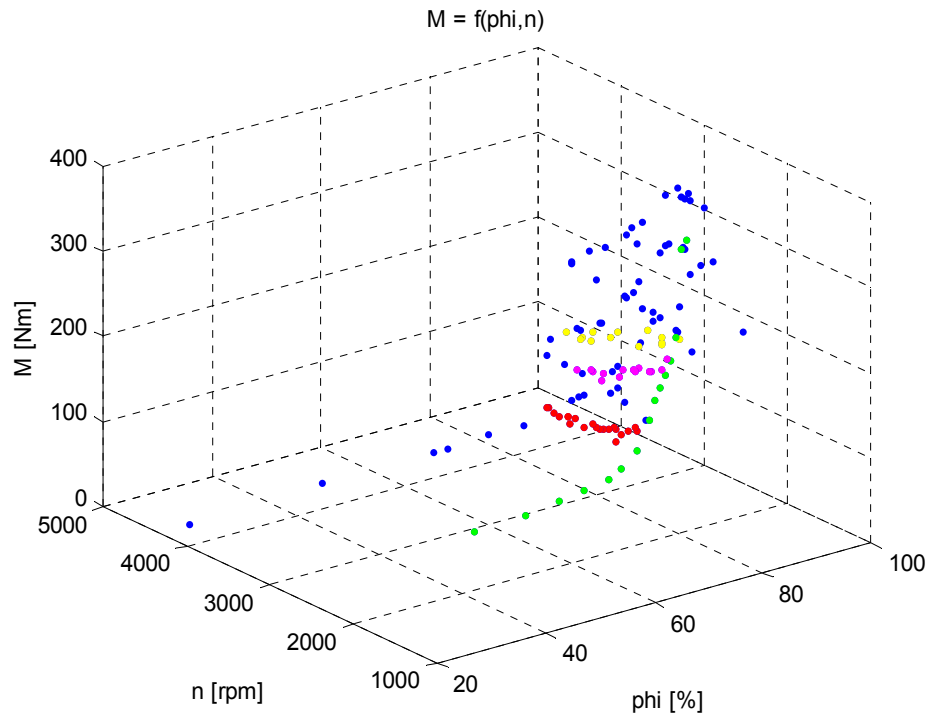


Abbildung 22: Bremsenkennfeld Drehmoment

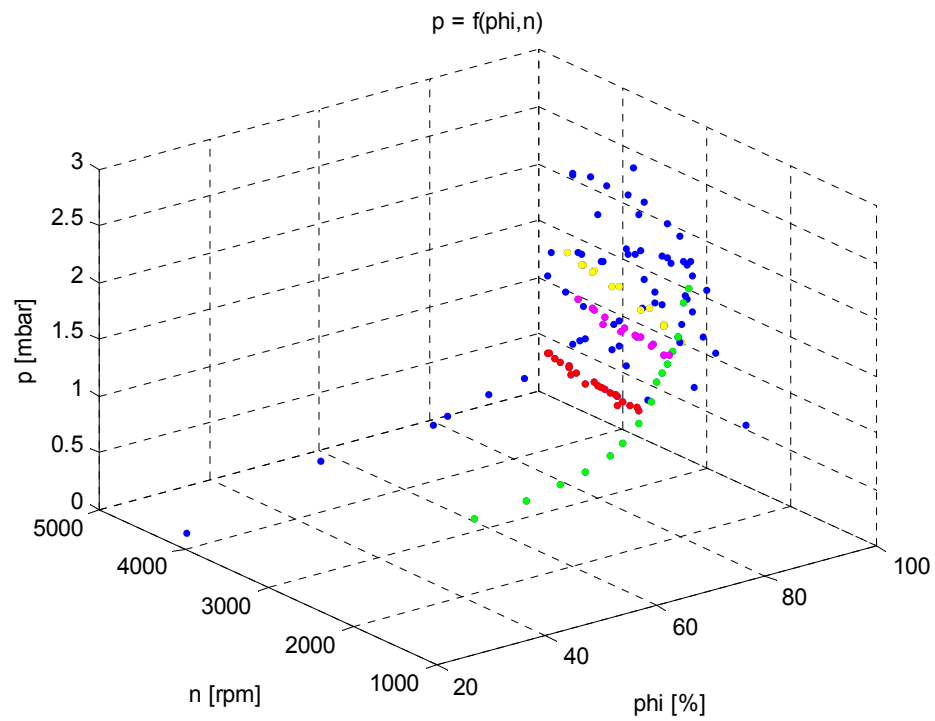


Abbildung 23: Bremsenkennfeld Druck

1.3.5 Verifikation der Simulationsergebnisse

Aus den aufgenommenen Messdaten wurden die erforderlichen Systemkonstanten für das mathematische Modell aus Kapitel 1.3.2 bestimmt. Das über diese Größen beeinflusste Verhalten des Modells wird in diesem Abschnitt mit dem realen Verhalten der Bremse verglichen und es zeigt sich, in wie weit das mathematische Modell die Eigenschaften und die Dynamik der Wasserbremse wiedergibt.

Dazu wurden weitere Messdaten am Prüfstand aufgenommen und die Betriebszustände im Modell nachgebildet.

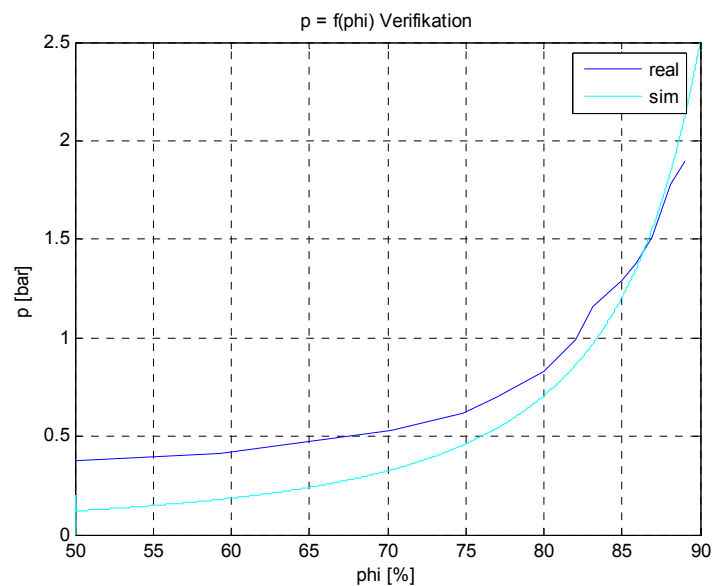


Abbildung 24: Vergleich statisches Druckverhalten real und simuliert $n = \text{konst.}$

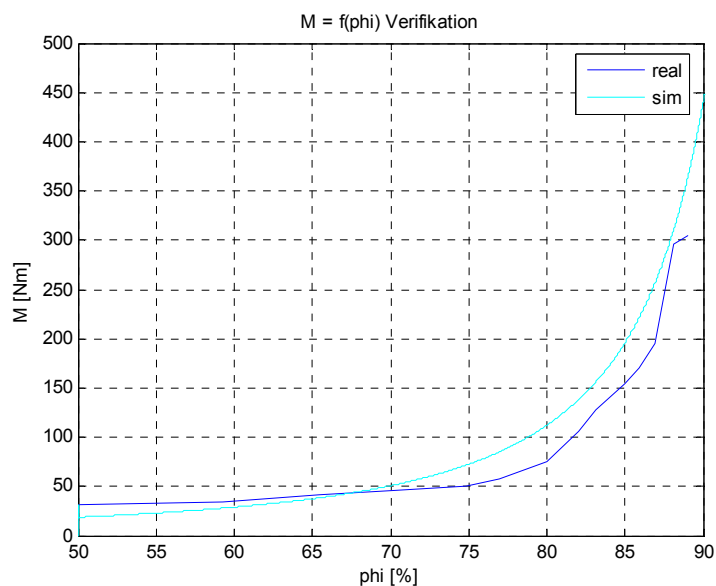


Abbildung 25: Vergleich statisches Momentenverhalten real und simuliert $n = \text{konst.}$

In Abbildung 24 und Abbildung 25 sind Druck p_B an der Bremsenaußenwand und Bremsendrehmoment bei konstanter Drehzahl über den variierten Ventilstellwinkel aufgetragen. Im Bereich von 65 bis 100% des möglichen Stellbereiches stimmt das Modell gut mit den Messergebnissen überein. Unter diesem Bereich herrscht real fast konstantes Bremsmoment über den Stellwinkel. Das simulierte Bremsmoment fällt hingegen monoton über den Ventilwinkel gegen Null ab. Einerseits sind die Modellkonstanten für den hauptsächlich genutzten Arbeitsbereich des Ventils von 70 bis 90 % optimiert und es ergeben sich deshalb Abweichungen vom realen Verhalten im unteren Bereich des Stellwinkels. Andererseits sind instationäre Strömungsvorgänge der Bremse im Modell nicht erfasst und genau diese treten verstärkt bei geringem Füllstand der Bremse auf. Bei weniger als 40% der Ventilöffnung somit ab dem Knick der Kennlinie aus Abbildung 12, herrscht in der Bremse näherungsweise konstanter und minimaler Füllstand. Damit stellen sich auch ein konstantes Bremsmoment und ein konstanter Bremsendruck ein. Für die Modellbildung wurde von einer gleichmäßigen Verteilung des Wassers (homogener Wasserring) ausgegangen, welche im realen Verhalten der Bremse nicht gegeben ist.

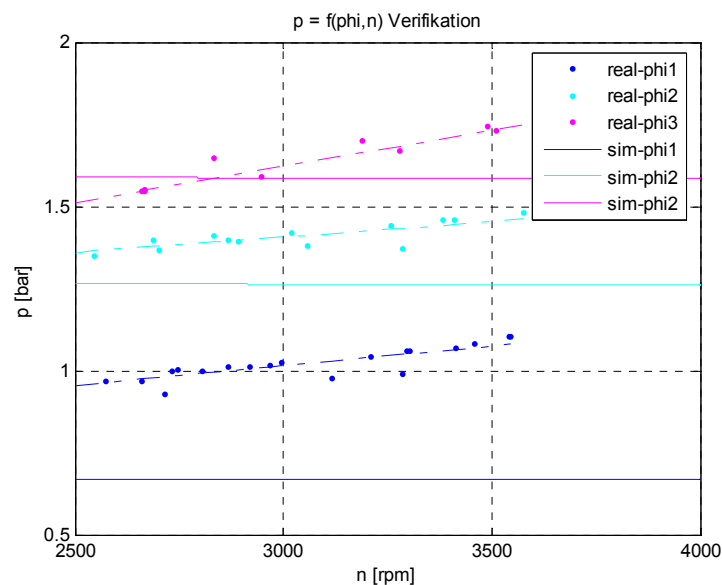


Abbildung 26: Vergleich statisches Druckverhalten real und simuliert $\varphi = \text{konst.}$

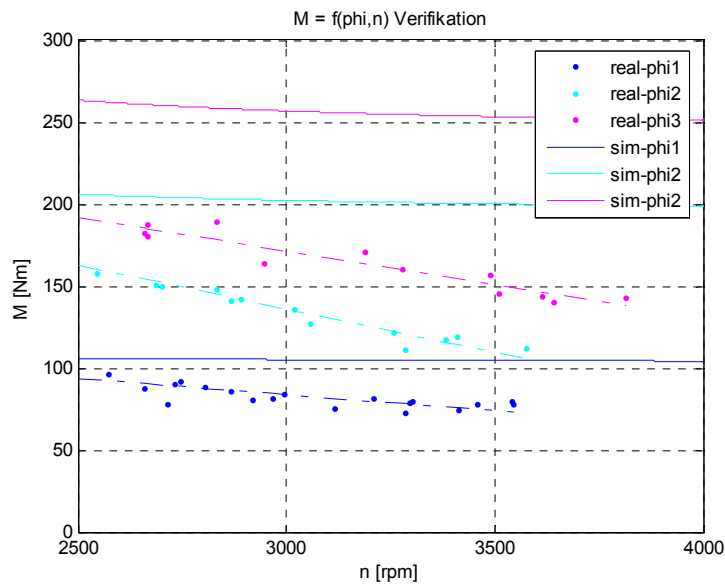


Abbildung 27: Vergleich statisches Momentenverhalten real und simuliert $\varphi = \text{konst.}$

Das Verhalten des Modells bei Drehzahländerungen über konstantem Stellwinkel (Abbildung 26 und Abbildung 27) weicht hingegen stark von den realen Verhältnissen ab. In den Diagrammen sind Druck und Moment über der Drehzahl für drei verschiedene Ventilstellungen, die jeweils über die Drehzahl konstant gehalten werden, aufgetragen. Grundsätzlich treten die Abweichungen wieder aus den für einen Stellwinkel von 85% und einer Drehzahl von 2500 rpm optimierten Modellkonstanten hervor. Das im Modell kaum vorhandene fast lineare Steigen und Fallen des Drucks bzw. des Drehmomentes ist jedoch auf die vernachlässigte Rückwirkung des Bremsdruckes auf den Zufluss der Bremse zurück zu führen.

Die folgenden Abbildungen zeigen das dynamische Verhalten der Bremse und des Modells. Es wurden zwei positive Drehzahlssprünge und ein negativer bei Regelung auf konstantes Moment der Bremse durchgeführt.

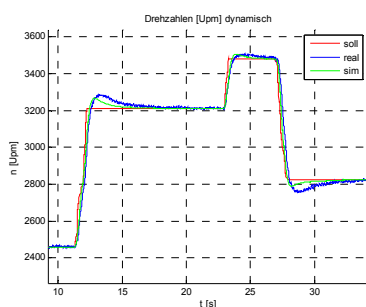


Abbildung 28: Verifikation dynamisch n_B

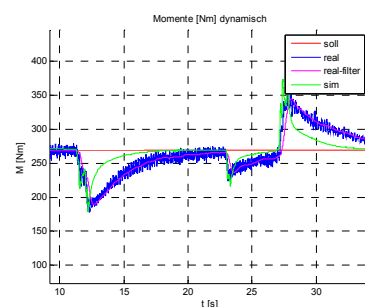


Abbildung 29: Verifikation dynamisch M_B

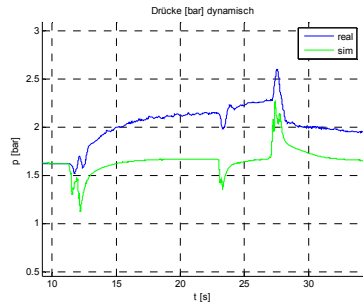


Abbildung 30: Verifikation dynamisch p_B

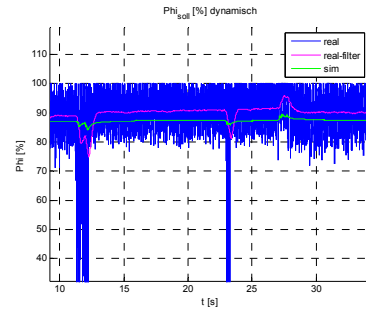


Abbildung 31: Verifikation dynamisch ϕ

Abbildung 32 bis Abbildung 35 heben einen der Drehzahlssprünge als Detail hervor.

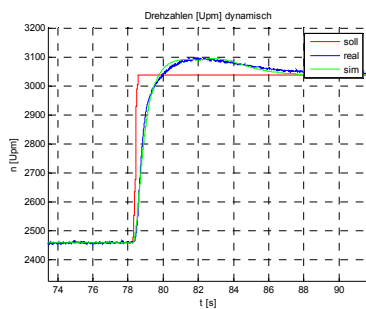


Abbildung 32: Verifikation dynamisch n_B

Detail

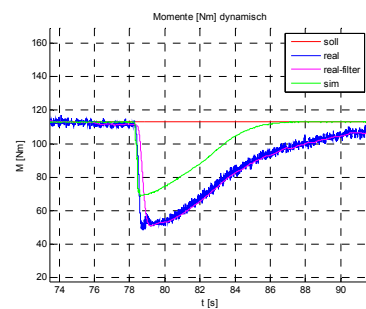


Abbildung 33: Verifikation dynamisch M_B

Detail

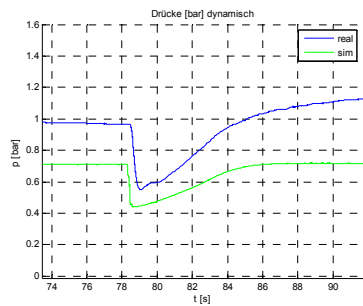


Abbildung 34: Verifikation dynamisch p_B

Detail

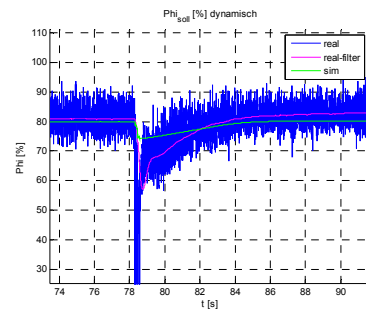


Abbildung 35: Verifikation dynamisch ϕ

Detail

Besonders bei dynamischen Vorgängen der Bremse stammen die Abweichungen zwischen Modell und realem System aus der vernachlässigten Rückwirkung vom Bremsendruck auf den Zufluss. Weiters wurde die Eigendynamik des Verbrennungsmotors sowie auch Beeinflussungen durch dessen Steuergerät nicht im Modell berücksichtigt.

2 Motorenprüfstände mit Wasserströmungsbremsen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit dem Hardwareaufbau von Motorenprüfständen und der sich daraus ergebenden Regelkreisstruktur. Ausgegangen wird von einem klassischen Motorenprüfstand der Firma Kristl, Seibt & Co mit Verbrennungskraftmaschinen als Prüflingen.

2.1 Komponenten und Stellglieder

Grundsätzlich besteht ein Motorenprüfstand aus Prüfling (VKM), Antriebswelle, Belastungsmaschine (Wasserströmungsbremse), Stellglied für den Gashebel, Stellglied für die Wasserbremse, Drehmomenterfassung, Drehzahlerfassung und einem Mess- und Regelungssystem. Die zu regelnden Größen sind Drehzahl und Drehmoment des Prüflings. Tatsächlich geregelt werden allerdings die Drehzahl und das Drehmoment an der Wasserströmungsbremse, da sich dort die Sensoren zur Drehzahl- und Drehmomenterfassung befinden. Die Bremsendrehzahl n_B und das Bremsmoment M_B entsprechen aber nur in stationären Betriebspunkten den dazu analogen Größen n_A und M_A der Antriebsmaschine (Prüfling). Bei dynamischen Vorgängen kommt es zu einer Torsion der Verbindungswelle und damit zu Abweichungen dieser Größen. Mit Information über die Drehsteifigkeit und Dämpfung der Welle lässt sich jedoch auf Drehzahl und Drehmoment an der Antriebsmaschine rückrechnen. Darauf wird in dieser Arbeit aber nicht weiter eingegangen.

Zur Drehmomenterfassung wird eine Kraftmessdose an der frei beweglich gelagerten Belastungsmaschine (Wasserströmungsbremse) eingesetzt. Die Kraftmessdose fixiert die Bremse über einen Hebel am festen Unterbau. Die gemessene Kraft entspricht damit über die Hebellänge dem Bremsmoment.



Abbildung 36: Drehmomentmessung



Abbildung 37: Drehzahlmessung

Die Drehzahl wird über einen induktiven Geber (pick up) und einem Zahnkranz an der Bremsenwelle gemessen. Der Zahnkranz ist als ein Teil der Bremse gefertigt und weist 60 Zähne auf.

Zur Stellung des Gashebels der VKM und der Ventilposition am Bremsenauslass wird jeweils ein Synchronservoantrieb verwendet. Über unterschiedliche Getriebeübersetzungen sind die Antriebe an die Arbeitsbereiche der Stellglieder angepasst. Der Gashebel ist über einen Seilzug an den Antrieb gekoppelt. Das Ventil der Wasserbremse ist hingegen über eine Ausgleichgelenkswelle mit der Motorachse verbunden. Diese Doppelgelenkswelle weist ein kleines Spiel auf, das mit der Betriebsdauer und großer Belastung größer wird und sich störend auf die Regelung auswirkt. Auf dieses Problem wird in Kapitel 4.4.1 noch weiter eingegangen. Für die Stellantriebe ist praktisch mit einer Totzeit von 4 ms und einer Anstiegszeit von 20 ms zu rechnen (Abbildung 38).

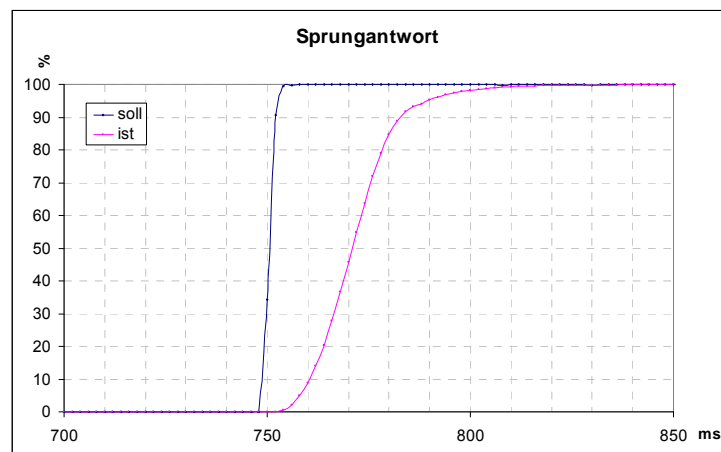


Abbildung 38: Sprungantwort des Ventilstellantriebs

Als Mess- und Regelungssystem wird ein Echtzeit-Industrie-PC mit einem eigenen Betriebssystem der Firma Kristl, Seibt & Co (KS ADAC) eingesetzt. Messdaten werden entkoppelt mit externen Messmodulen erfasst und über Feldbus (derzeit Profibus-DP) an den Industrie-PC übertragen. Sollwerte werden ebenfalls über diese Module ausgegeben. Die Messdaten werden vom Industrie-PC asynchron an einen Prüfstands-PC übertragen, wo sie mit der Messdatenerfassungssoftware (KS Tornado) aufgezeichnet werden. Die Konfiguration der Prüfstandsaufgaben und der Hardware erfolgt auch über diese Software.

Externe Stellglieder und Komponenten des Prüfstandes sind analog, seriell oder über einen Feldbus an den Industrie-PC angebunden. Der Stellantrieb für das Bremsenventil wird über Profibus DP angesteuert.

Prüfling und Belastungsmaschine sind über eine steife Verbindungswelle miteinander verbunden.

2.2 Untersuchung der bisherigen Regelkreisstruktur

In dieser Arbeit sollen der bisherige Prüfstands Aufbau und das Verhalten der Wasserbremse untersucht werden und anschließend ein neues Prüfstandsregelungssystem entwickelt werden. In Kapitel 1 wurden bereits Messungen am Prüfstand aufgenommen und ein mathematisches Modell zur Beschreibung der Wasserströmungsbremse hergeleitet. Nun wird Augenmerk auf Signalwege und die Regelkreisstruktur gelegt. Es sollen Verbesserungsmöglichkeiten gefunden werden und ein eigenständiges Regelungssystem entwickelt werden, das sich ohne großen Aufwand in bestehende Prüfstandssysteme integrieren lässt. Sowohl eine oft noch analoge Anbindung an den Prüfstand soll möglich sein aber insbesondere eine Ankopplung über moderne Feldbussysteme ermöglicht werden.

Das System soll den Prüfstand in seiner Gesamtheit alleine steuern und regeln können aber auch an externe, übergeordnete Mess-, Steuer- und Regelungssysteme angebunden werden können.

2.2.1 Aufbau des Regelkreises

Folgendes Schema zeigt die Komponenten und Signalflüsse der aktuellen Prüfstandssteuerung:

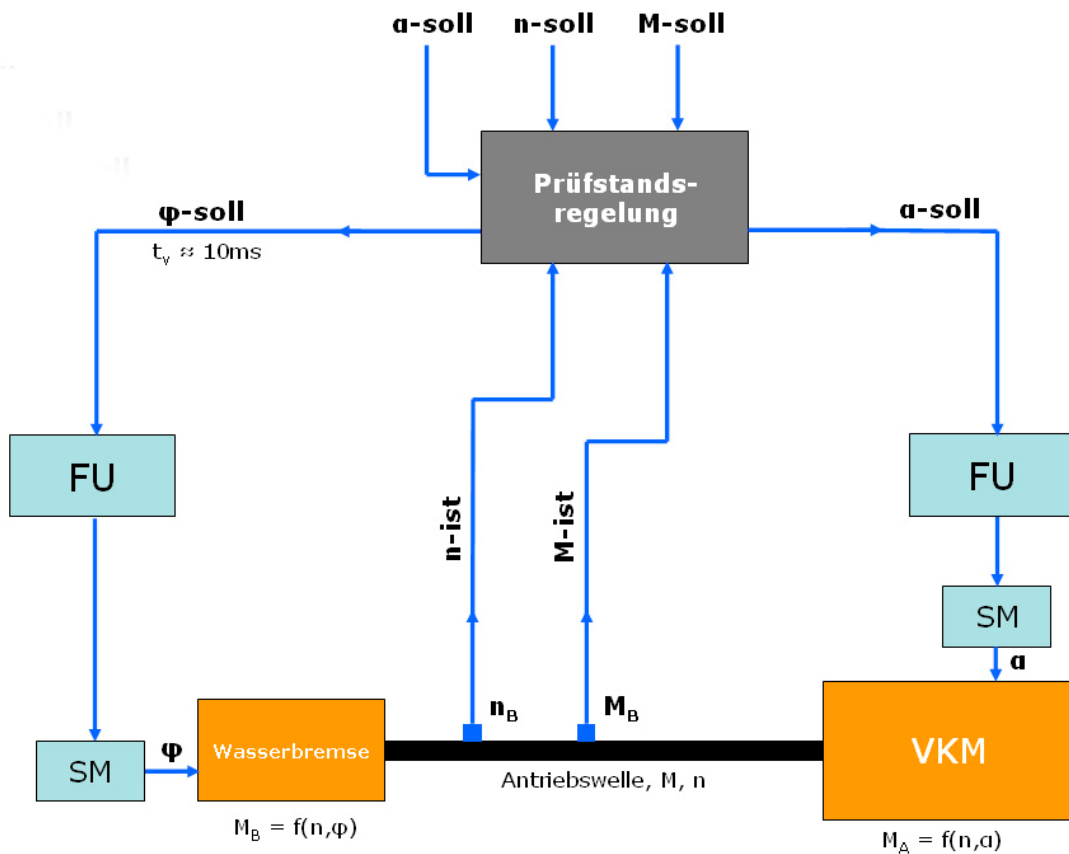


Abbildung 39: bestehender Regelkreis der Firma Kristl, Seibt & Co

Die Einheit *Prüfstandsregelung* umfasst die Module zur analogen und digitalen Signalerfassung bzw. Ausgabe und Echtzeit-Regelungssystem KS ADAC. Das System arbeitet derzeit mit einer kürzesten Zykluszeit von 1ms. Die Signalübertragungszeiten am Bus und die dazugehörigen Totzeiten in den Sende- und Empfangsregistern liegen ebenfalls im jeweils im Bereich von einigen Millisekunden. Die Sollwerte für die Ventilstellung der Wasserbremse (φ -soll) und die Gashebelstellung der VKM (α -soll) werden entweder analog oder über einen Feldbus übertragen. Die Sprungantwort der dazugehörigen Stellglieder bestehend aus Frequenzumrichter (FU) und Synchronmotor (SM) ist in Abbildung 38 dargestellt. Das Drehmomentsignal der Kraftmessdose wird am Front-End über einen Messverstärker in ein Normsignal gewandelt und an ein Analogeingangsmodule übertragen oder direkt über ein Feldbussystem (Profibus-DP) an die *Prüfstandsregelung* übertragen. Das über die Zahnscheibe und den induktiven Geber gewonnene Frequenzsignal für die Drehzahl wird über ein digitales Zählmodul ausgewertet. Da die Drehzahl möglichst genau geregelt werden soll, wird für die Drehzahlmessung eine hohe Auflösung (mind. 1 Upm) gefordert. Mit der geringen Anzahl von 60 Zähnen der Zahnscheibe kann das Taktsignal nicht mit einem herkömmlichen Impulzzählverfahren ausgewertet werden. Die dazu verwendete Chronosmethode ist in einem Digitaleingangsmodule in der Hardware verankert. Auf diese Methode wird im Kapitel 2.3.5.1 noch genauer eingegangen.

2.2.2 Nachteile und Probleme dieser Konfiguration

Das größte Problem bei Regelung des obigen Systems stellt die Verzögerungszeit t_v des Sollwertes für die Ventilstellung der Wasserströmungsbremse dar. Diese kann im Falle einer Übertragung mittels Feldbussystem bis zu 10 ms betragen. Auch bei einer analogen Anbindung des Stellantriebes kommt es zu einer Signalverzögerung, da die Module zur analogen Ausgabe der Sollwerte auch über ein Feldbussystem angebunden sind. Schon kleine Veränderungen der Ventilstellung der Wasserströmungsbremse haben unter Last durch das nichtlineare Verhalten der Bremse große Auswirkungen auf ihr Drehmoment bzw. die Drehzahl. Außerdem kommt es auch bei konstanter Sollwertvorgabe nach Abklingen der Einschwingvorgänge durch instationäre Vorgänge in der Bremse und Druckschwankungen zu höherfrequenten Schwankungen des Bremsmomentes, die eine schnelle Ausregelung erfordern.

Ein weiterer Nachteil ist, dass auch für einfache Prüfaufgaben wie zum Beispiel stationäre Tests derselbe Hardwareumfang vonnöten ist, der auch für einen Standardprüfstand zum Einsatz kommt. Beispielsweise wird für Motorabstimmungen im Rennsport oftmals nicht die gesamte Messtechnik und Messdatenerfassung benötigt. Oder es gibt schon ein bestehendes Messdatenerfassungssystem und es ist vom Kunden nur die Wasserströmungsbremse als Belastungsmaschine und die dazugehörige Regelung gewünscht. In solchen Fällen stellt ein kleiner Prüfstandsregler mit zwar begrenzten I/O-Möglichkeiten eine kostengünstige Alternative dar und es können so auch kleine Marktnischen bedient werden.

2.3 Neue Regelkreisstruktur

Durch die immer umfangreichere Ausstattung von Frequenzumrichtern mit zusätzlich zur Basisfunktion nutzbaren Funktionen und Rechenressourcen ist es möglich geworden, kleine Rechenaufgaben und Anwendungen bereits direkt am Gerät zu implementieren. Mit einer neuen Generation von Frequenzumrichtern mit größerer Rechenleistung und 32 bit Architektur, dem Ziel, die Verzögerungszeit des Sollwertes zu minimieren und mit möglichst wenig Hardware auszukommen, kam die Idee, die Regelung des Prüfstandes direkt in den Frequenzumrichter zu verlegen.

2.3.1 Aufbau des Regelkreises

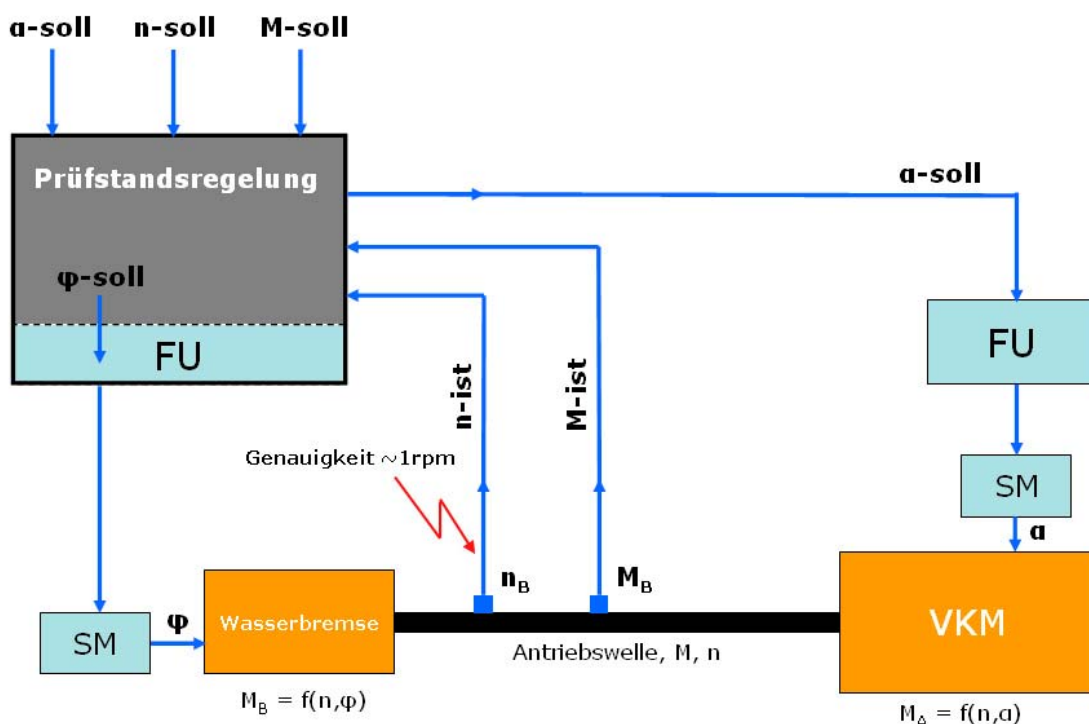


Abbildung 40: neu Prüfstandsregelung

Die Berechnung des Positionssollwertes für das Bremsenventil durch das Regelprogramm wird nun direkt im Frequenzumrichter durchgeführt. Mit dieser Struktur lässt sich die Bremsensteuerung und Regelungsaufgabe in ein und demselben Gerät verwirklichen.

2.3.2 Vorteile dieser Struktur

Durch die Implementierung der Regelung in den Frequenzumrichter verkürzt sich die Verzögerungszeit des Sollwertes für die Auslassventilstellung auf die Zykluszeit des Rechenprogramms zur Motorpositionierung. Wird der Frequenzumrichter zur Steuerung des Gashebelstellers analog angesteuert, gilt das auch für diesen, wobei

hier die Verzögerungszeit aufgrund der Trägheit der VKM nicht stark ins Gewicht fällt. Der Prüfstand kann so in seiner Gesamtheit alleine durch den Bremsenregler gesteuert werden. Sollwerte für Drehzahl, Drehmoment und Gashebelstellung können auch von externen Einheiten vorgegeben werden. Der Bremsenregler kann wahlweise auch als reines Stellglied für das Bremsenventil betrieben werden und kann so jederzeit auf einen herkömmlichen Motorenprüfstand in vollem Umfang erweitert werden.

2.3.3 Anforderungen an die Hardware

Um die Prüfstandsregelung in einem Frequenzumrichter implementieren zu können, ergeben sich einige Anforderungen an dessen Funktionalität und Ausstattung:

- Der Frequenzumrichter und die dazugehörige Speicherprogrammierbare Steuerung sollen eine Einheit bilden oder im Falle einer Kopplung über einen Systembus muss die Verzögerungszeit der zu übertragenden Größen äußerst kurz sein ($T_V < 100 \mu\text{s}$).
- Die Einheit soll eine möglichst geringe Baugröße aufweisen, um einen Einbau in einem 3 HE 19" Rack zu ermöglichen.
- Es sollen Schnittstellen zu den gängigen Feldbussystemen in der Prüfstandstechnik zur Verfügung stehen.
- Ausreichend Rechenkapazität für Filter, Übertragungsfunktionen und Visualisierung soll vorhanden sein.
- Die kürzeste Zykluszeit des Systems soll unter 1 ms liegen.
- Das System soll mit geringem Aufwand in bestehende Prüfstandssysteme integrierbar sein bzw. bereits vorhandene Stellglieder ansteuern können.
- Das System soll kostengünstig sein.

2.3.4 Auswahl der Hardware

Als Anbieter für Frequenzumrichter und Antriebe mit programmierbaren Funktionen und Anwendungen kamen zum Zeitpunkt dieser Arbeit folgende Hersteller in Frage:

- Beckhoff
- Siemens
- Bosch Rexroth
- Bernecker & Rainer
- Lenze

Die Firma Lenze und Bosch Rexroth sind die einzigen Anbieter, die Speicherprogrammierbare Steuerungen direkt im Frequenzumrichter implementiert haben. Die Hardware von Siemens erfüllt die Anforderungen bezüglich Zykluszeit und Rechenleistung nicht. Die angegebenen Verzugszeiten zwischen dem

Frequenzumrichter und der Speicherprogrammierbaren Steuerung von Beckhoff können praktisch nicht eingehalten werden und entsprechen im Betrieb ungefähr einer Millisekunde. Da die eingesetzte Hardware für die Stellantriebe bis jetzt bereits von Lenze bezogen wurde und somit eine breite Kompatibilität zu schon beim Kunden verbauten Antrieben besteht sowie ein Einbau in einem 3 HE 19" Rack möglich ist, fiel die Entscheidung auf eine Lenze DrivePLC 9400.

Datenblätter zu diesem Antriebsregler sind im Anhang angefügt.

2.3.5 Erfassung von Drehzahl und Drehmoment

Die ausgewählte Hardware von Lenze erfordert durch die Verwendung von CAN als Systembus eine entsprechende Anbindung von Drehzahl- und Drehmomentmessung.

2.3.5.1 Drehzahlmessung

Um für die Drehzahlmessung mittels Zahnscheibe mit 60 Zähnen und induktivem Sensor eine Messgenauigkeit von einer Umdrehung pro Minute zu erreichen, muss ein spezielles Zählverfahren, die so genannte Chronosmethode (basierend auf der multiplen Periodendauermessung), eingesetzt werden. Die Verwendung einer Zahnscheibe mit mehr Zähnen würde natürlich eine höhere Messgenauigkeit ermöglichen. Die Zahnscheibe mit 60 Zähnen ist aber praktisch auf jedem Prüfstand vorhanden und hat sich als Standard durchgesetzt. Dies gilt vor allem für bestehende Prüfstände bzw. Belastungsmaschinen wie Wasserströmungsbremsen, deren Entwicklung schon längere Zeit zurückliegt und die nur selten technischen Überarbeitungen unterworfen werden.

Bei einer herkömmlichen Impulszählung über ein bestimmtes Messfenster tritt ein Messfehler von null bis einem Impuls auf. Je nach Länge des Messfensters würde dies einen mehr oder wenigen großen Fehler in der Drehzahlmessung bedeuten. Würde ein langes Messfenster verwendet werden, wäre zwar der Fehler in der Drehzahlmessung klein, aber es würde eine Mittelung der Drehzahl über die Messzeit stattfinden. Das bedeutet, dynamische Änderungen der Drehzahl werden nicht erfasst. Weiters hängt die Genauigkeit der Drehzahlmessung mittels herkömmlicher Impulszählung auch von der Drehzahl selbst ab. Der Messfehler nimmt mit steigender Drehzahl ab.

Bei der Chronosmethode wird hingegen mittels eines zusätzlichen Zählers hoher Taktrate die mittlere Dauer eines Impulses vermessen und so auf den Messfehler der Impulszählung zurückgerechnet. Mit dieser zusätzlichen Information über den „angebrochenen Impuls im Messfenster“ verringert sich der Messfehler auf die Zählgenauigkeit über einen Takt des hochfrequenten Referenztaktes des zusätzlichen Zählers. Die Messgenauigkeit wird nun nur noch durch das Messfenster und die Frequenz des Referenztaktes bestimmt.

Folgende Abbildungen zeigen die Messfehler der herkömmlichen Impulszählung und der Chronosmethode im Vergleich über die Drehzahl und für verschiedene Konfigurationen von Messfenster und Referenztakt.

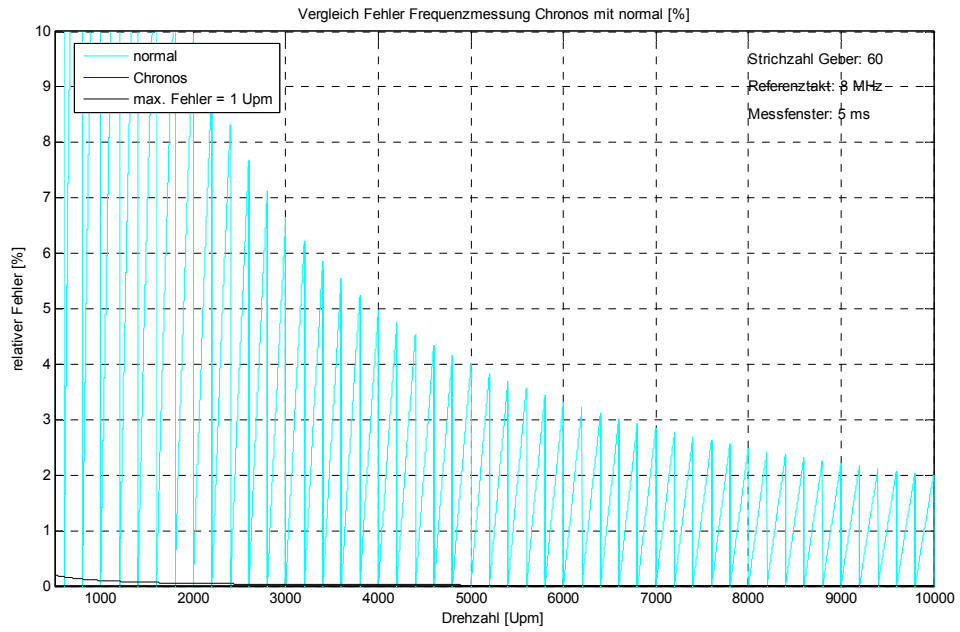


Abbildung 41: Vergleich von Chronosmethode mit herkömmlicher Impulzzählung

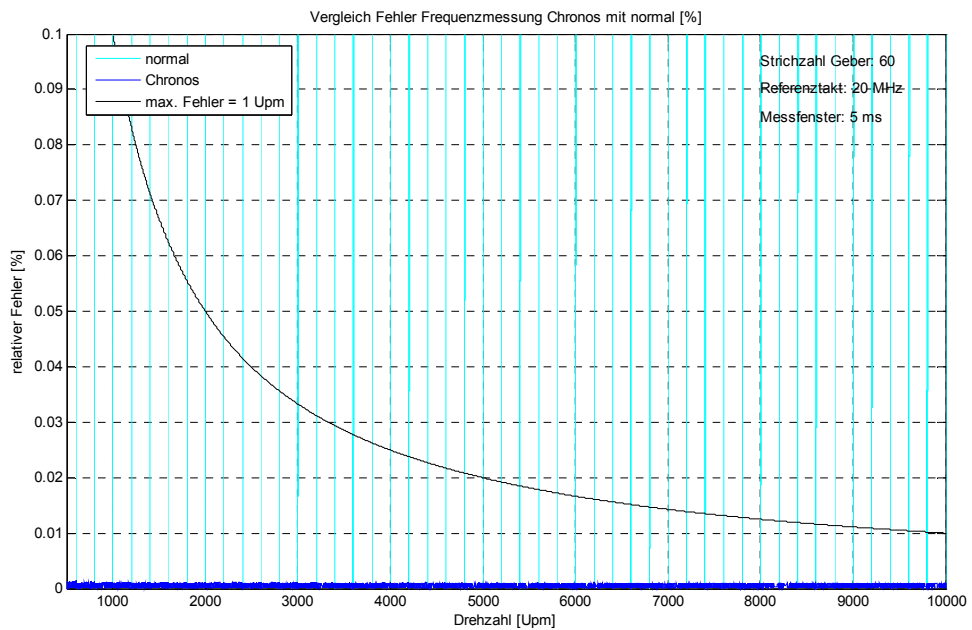


Abbildung 42: Chronosmethode: Messfenster 5 ms, Referenztakt 20 MHz

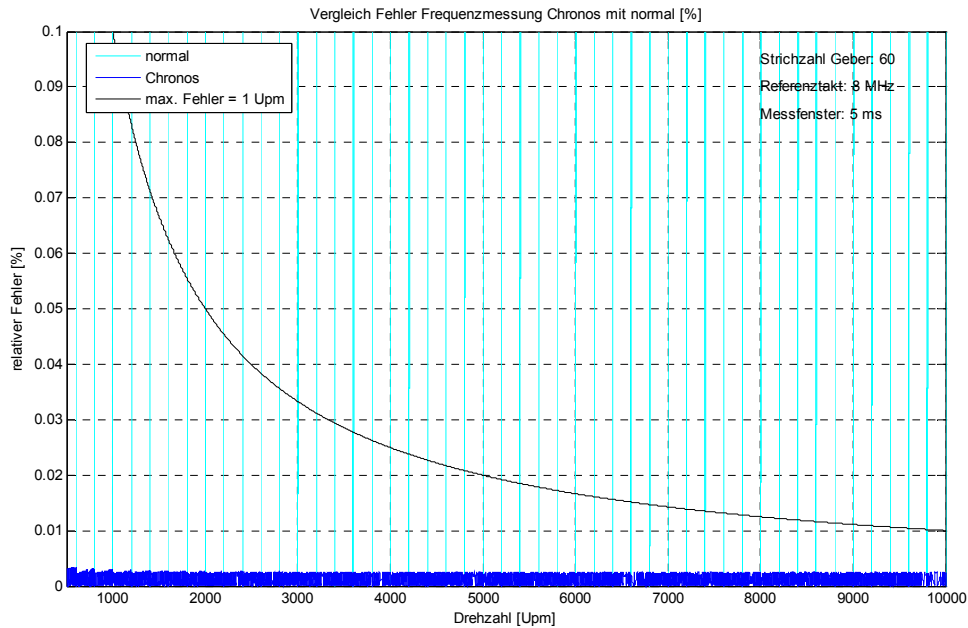


Abbildung 43: Chronosmethode: Messfenster 5 ms, Referenztakt 8 MHz

Ein fertiges Produkt, das diese Methode als Messprinzip ausgeführt hat und den Messwert auf einer CAN-Schnittstelle zur Verfügung stellt, gab es zurzeit dieser Arbeit nicht. Aus diesem Grund wurde die Auswertung des Drehzahlsignals selbst auf einer SPS mit einem geeigneten Zählermodul ausgeführt. Zum Einsatz kam eine Kompaktsteuerung der Firma Bernecker & Rainer (X20 CPU). Das zugehörige Zählermodul besitzt eine maximale Referenzfrequenz von 8 MHz. Damit liegt das System bei Einstellung eines Messfensters von 1 ms genau an der Grenze der gewünschten Vorgaben für die Messgenauigkeit. Das Messfenster ist als Vielfaches von 5 ms frei konfigurierbar und kann für spezielle Aufgaben über ein paar Modifikationen an der Software auch auf 1 ms gesetzt werden. Es sollte aber ein guter Kompromiss aus Messgenauigkeit und zeitlicher Auflösung (Messfenster) der Drehzahlmessung gefunden werden.

Folgend wird noch einmal im Detail auf das eingesetzte Verfahren eingegangen:

- Für die Messung werden drei Zähler benötigt:
- Alle drei Zähler laufen frei.
- Die Zählerstände für das aktuelle Messintervall werden aus den Differenzen zu den vorhergehenden Zählerständen bestimmt. Ein etwaiger Zählerüberlauf muss in die Berechnung mit einbezogen werden.
- Die Zählerbreite muss so ausgelegt sein, dass nur ein Überlauf während eines Messintervalls möglich ist.

- Der erste Zähler gibt das Messintervall vor ($z1$).
- Der zweite Zähler zählt die Anzahl der Perioden des Messsignals ($z2$).
- Der dritte Zähler erfasst die Anzahl der Perioden des Referenzsignals innerhalb voller Perioden des Messsignals im Messintervall ($z3$).

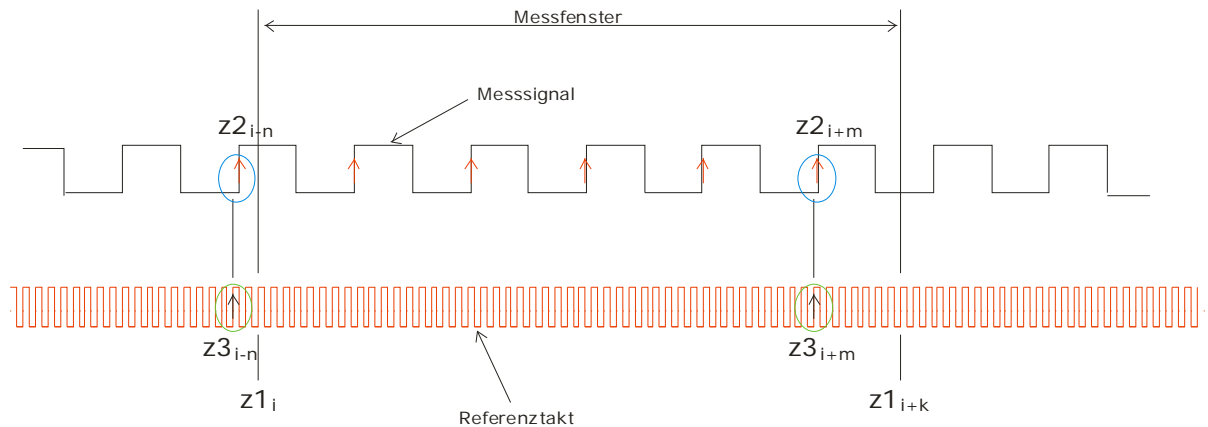


Abbildung 44: Chronosmethode

- Der Zählerstand des dritten Zählers wird bei jeder steigenden (oder fallenden) Flanke des Messsignals gesichert.
- Der Zählerstand des zweiten Zählers wird am Ende des Messintervalls, welches durch den ersten Zähler angegeben wird, gesichert.
- Der Zählerstand des dritten Zählers entspricht der Dauer des Messintervalls.

Die Frequenz ergibt sich nun aus: $f = \frac{n}{k_m} \cdot f_r$

$k_r = z1_{i+k} - z1_i$... Anzahl der Perioden der Referenzfrequenz

$k_m = z3_{i+m} - z3_{i-n}$... Anzahl der Perioden innerhalb voller Messsignalperioden

$n = z2_{i+m} - z2_{i-n}$... Anzahl der Perioden des Messsignals im Messintervall

f_r ... Referenzfrequenz

$t_{mess} = k_r \cdot f_r$... Messintervall

Durch dieses Verfahren ist es möglich, das gesamte für die Messung zur Verfügung stehende Intervall auszunutzen.

Dadurch, dass die Zähler nie angehalten werden, gleichen sich die Messfehler von Periode zu Periode aus.

Wenn die Periode des Messsignals über jene des Messintervalls ansteigt, kann kein gültiger Messwert mehr errechnet werden.

2.3.5.2 Momentenmessung

Wie in der Praxis meist üblich wird das Drehmoment über eine Kraftmessdose gemessen, welche die drehbar gelagerte Wasserbremse über einen Hebel am Bremsenunterbau fixiert. Die so gemessene Kraft entspricht umgerechnet über die Hebellänge dem Drehmoment der Bremse. Im Vergleich zu einer Drehmomentmesswelle bietet diese Methode eine wesentlich größere Robustheit und ist um vieles kostengünstiger.

Die Übersetzung des Messwertes auf einen Digitalwert und die Übertragung über CAN-Bus ist einfach und kostengünstig möglich. Es wird dazu ein Messverstärker der Firma Hottinger & Baldwin (HBM Digiclip CAN) eingesetzt. Der Messverstärker ist lediglich auf die verwendete Kraftmessdose hin zu konfigurieren und die gewünschte CAN-Knotenadresse muss eingestellt werden. Die Kalibrierung erfolgt letztlich in einem Task der DrivePLC.

Der Drehzahlmesswert wird mit einem Zyklus von 5 ms an die SPS übertragen. Die Auflösung des Messverstärkers entspricht 16 bit. Weitere technische Daten zu Messverstärker und Kraftmessdose befinden sich im Anhang.

3 Regelungskonzept

Nachdem im vorigen Kapitel die Regelkreisstruktur und Hardware festgelegt wurde, befasst sich dieser Abschnitt der Arbeit mit der Regelung des Prüfstandes. Das Regelungssystem des Motorenprüfstandes hat die Aufgabe, das Drehmoment und die Drehzahl des Prüflings zu einzustellen. Zur Beeinflussung von Drehzahl und Drehmoment gibt es am Prüfstand zwei Stellglieder, einerseits das Bremsenauslassventil (Ventilstellung φ) und andererseits den Gashebel der Verbrennungskraftmaschine (Gashebelstellung α). Daraus ergeben sich verschiedene Betriebsarten der Prüfstandsregelung.

Regelungsmodi der Prüfstandsregelung:

- n/α -Regelung
Die Wasserströmungsbremse wird auf Drehzahl geregelt, die Gashebelstellung des Verbrennungsmotors gestellt
- n/M -Regelung
Die Wasserströmungsbremse wird auf Drehzahl geregelt, der Verbrennungsmotor wird auf Moment geregelt
- M/n -Regelung
Die Wasserströmungsbremse wird auf Moment geregelt, der Verbrennungsmotor wird auf Drehzahl geregelt
- M/α -Regelung
Die Wasserströmungsbremse wird auf Moment geregelt, die Gashebelstellung des Verbrennungsmotors gestellt

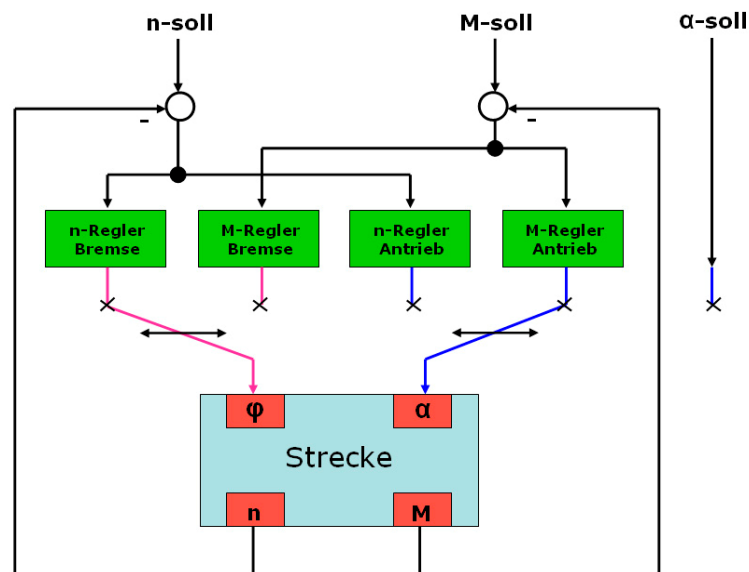


Abbildung 45: Regelungsmodi der Prüfstandsregelung

Falls nicht von einer modellbasierten Mehrgrößenregelung ausgegangen wird, wie es in dieser Arbeit der Fall ist, sind für die Prüfstandsregelung vier einzelne Regler notwendig. Auf Grund der unterschiedlichen Eigenschaften der Prüflinge und des Fehlens eines allgemein gültigen Modells für den Prüfstand, muss von einer modellbasierten Regelung bzw. einer Mehrgrößenregelung abgesehen werden.

3.1 Anforderungen an die Regelung

Da das Verhalten von Verbrennungskraftmaschinen hinsichtlich ihrer statischen und dynamischen Eigenschaften sehr unterschiedlich ist, ergeben sich hohe Anforderungen an die Flexibilität der Regelung.

- Die Regelung muss mit unterschiedlichen Streckendynamiken zu Recht kommen, da sich die Eigenschaften der Prüflinge oft ändern.
- Es soll eine manuelle Abstimmung der Reglerparameter vom Kunden möglich sein.
- Die Einstellung der Regler soll intuitiv möglich sein.
- Für die Drehzahlregelung soll eine stationäre Regelabweichung von 10 U_{pm} nicht überschritten werden.
- Die Regelung muss über möglichst große Arbeitsbereiche stabil sein.

3.2 Festlegung des Regelungskonzeptes

Besonders wegen der sich oft und stark ändernden regelungstechnischen Eigenschaften von Motorenprüfständen werden PID-Regler als Basis eingesetzt und um einige Funktionalitäten erweitert. PID-Regler erweisen sich als äußerst robust und reagieren unkritisch auf Änderungen in der Regelstrecke. Ihre Parameter lassen sich leicht und intuitiv einstellen.

Die PID-Regler wurden noch um ein lead-Korrekturglied erweitert und im Falle der Drehzahlregelung mit einer Störgrößenaufschaltung ausgestattet. Weiters vorgesehen ist eine Führungsgrößenbewertung sowie eine Filterung der Regelabweichung für den D-Anteil.

Die Störgrößenaufschaltung wurde zwar auf dem entwickelten Regelungssystem implementiert, konnte aber im Rahmen dieser Arbeit noch nicht getestet werden.

Folgende Abbildungen zeigen das Regelungsschema für den Motorenprüfstand. Da die PID-Regler eine harte Begrenzung der Stellgröße und des Integralanteils über Sättigungsfunktionen zur Unterdrückung von Wind-Up-Effekten vorsehen, weisen diese nichtlineares Verhalten auf und ihre Positionierung im System hat unterschiedliche Auswirkungen auf die Systemdynamik. Aus diesem Grund wurde das lead-Glied vor dem PID-Regler angeordnet.

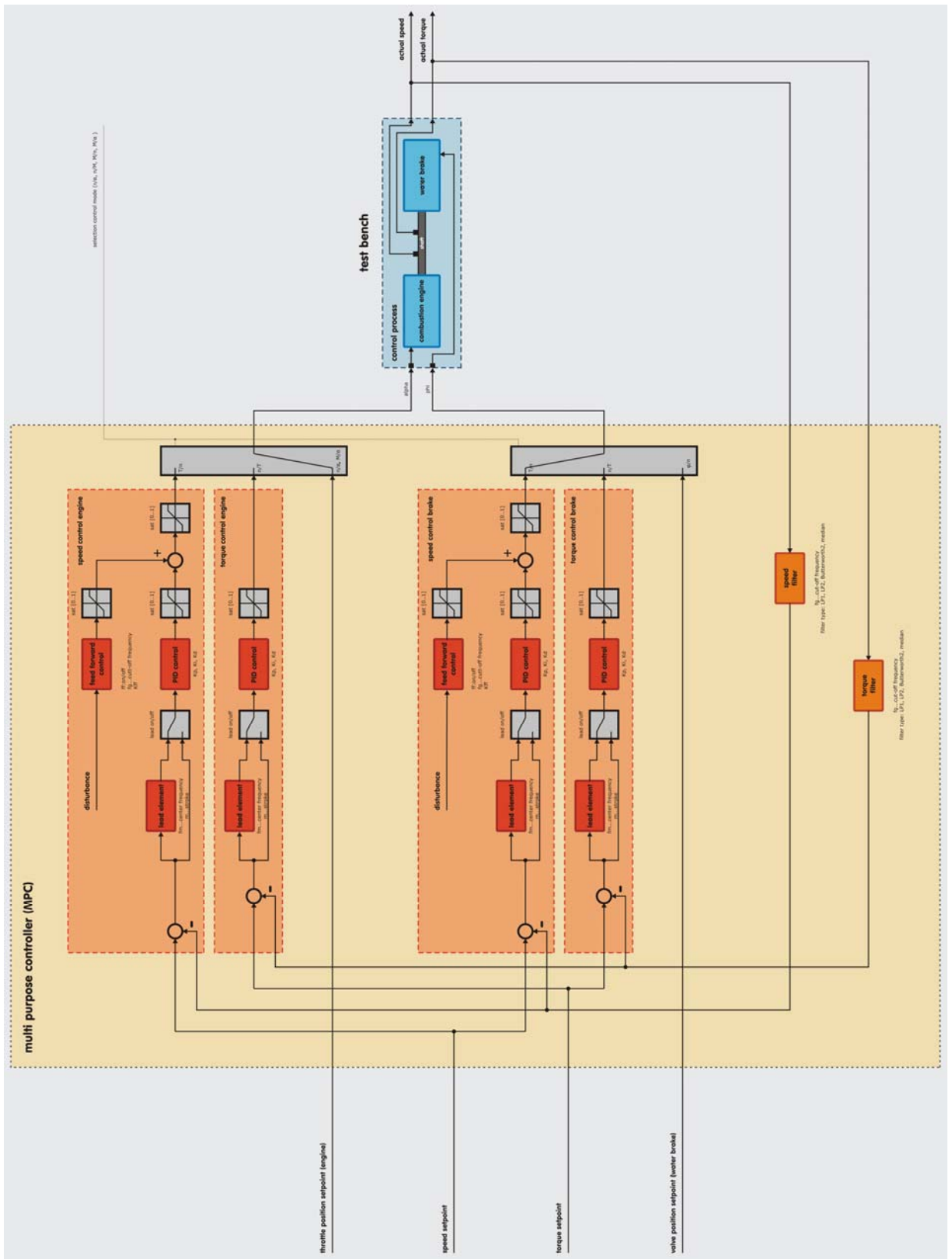


Abbildung 46: Gesamtregelungsschema

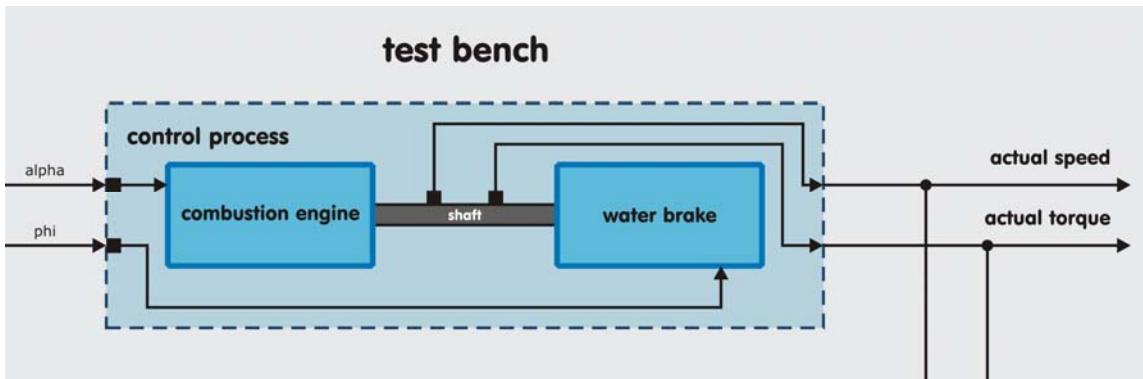


Abbildung 47: Regelungsschema Detail Strecke

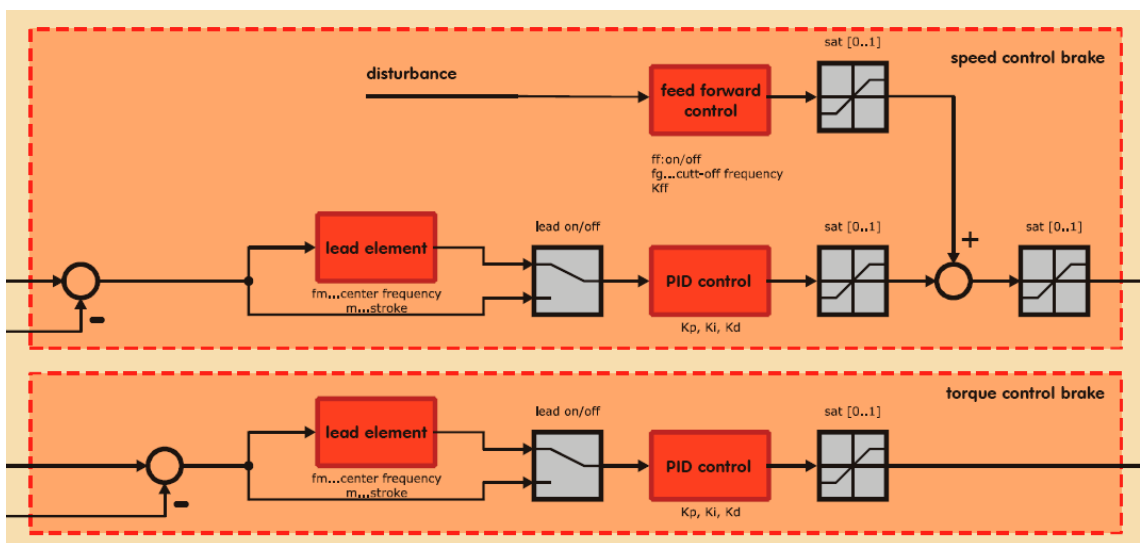


Abbildung 48: Regelungsschema Detail Bremsenregler

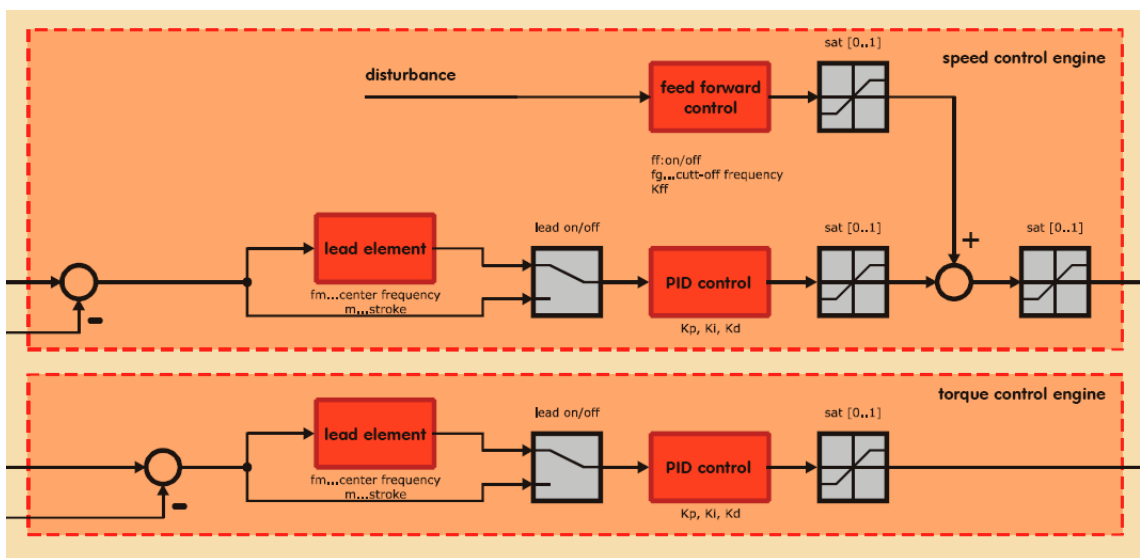


Abbildung 49: Regelungsschema Detail Antriebsregler

3.2.1 Filterung von Drehzahl und Drehmoment

Ein wichtiger Punkt der Regelung ist die Filterung von Drehzahl und Drehmoment. Ihr kommt in Bezug auf die erreichbare Regelgüte hohe Bedeutung zu. Es werden drei Filtertypen für diese Aufgabe vorgesehen:

- Tiefpassfilter 1. Ordnung
- Butterworth-Tiefpassfilter 2. Ordnung
- Medianfilter mit Wertesets zwischen 1 und 9

Dem Medianfilter (Rangordnungsfilter) kommt bei nichtlinearen Systemen größere Bedeutung zu bzw. es kann bei Messsignalen mit unregelmäßigen Peaks zweckmäßig sein. Bei einem messtechnischen Problem bei einem Kunden konnte das System mit einer normalen TP Filterung nicht mehr betrieben werden, da einzelne Peaks regelmäßig im Drehzahlsignal auftauchten. Zur Überbrückung konnte das System noch unter Verwendung des Medianfilters geregelt werden bis das messtechnische Problem behoben wurde. Der Medianfilter entfernt einzelne Ausreißer aus dem Signal, von einem TP-Filter werden sie hingegen nur abgeschwächt und „verschmiert“. Implementiert kann der Medianfilter ganz einfach werden: die Wertesets zum aktuellen Berechnungspunkt werden der Größe nach sortiert, dann wird der mittlere Wert daraus entnommen und als aktueller Filterausgangswert gesetzt.

Um die Wirkung eines Medianfilters zu demonstrieren, sei hier ein einfaches Beispiel angeführt:

Eingangssignal $x = [\dots x_{k-2} \ x_{k-1} \ x_k \ x_{k+1} \ x_{k+2} \ x_{k+3} \dots] = [\dots 4 \ 3 \ 5 \ 99 \ 7 \ 2 \dots]$

Die Ausgangswerte y des Filters ergeben sich zu:

$$y_k = \text{Median}[4 \ 3 \ 5] = \text{Median}[3 \ 4 \ 5] = 4$$

$$y_{k+1} = \text{Median}[3 \ 5 \ 99] = 5$$

$$y_{k+2} = \text{Median}[5 \ 99 \ 7] = \text{Median}[5 \ 7 \ 99] = 7$$

$$y_{k+3} = \text{Median}[99 \ 7 \ 2] = \text{Median}[2 \ 7 \ 99] = 7$$

$$y_{k+4} = \text{Median}[7 \ 2 \ 2] = \text{Median}[2 \ 2 \ 7] = 2$$

Ausgangssignal $y = [\dots 4 \ 5 \ 7 \ 7 \ 2 \dots]$

Der im Eingangssignal vorkommende Ausreißer scheint im Ausgangssignal des Filters nicht mehr auf.

Der Median-Filter gehört zu den nichtlinearen Filtertypen und findet seine Hauptanwendung in der digitalen Bildverarbeitung. Es sei auf Literatur zu diesem Themenbereich verwiesen ([7] S.164 ff).

Für die Tiefpassfilter wird von analogen Prototypen ausgegangen, von denen aus die Grenzfrequenz der Filter festgelegt wird.

zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion für einen TP-Filter 1. Ordnung:

$$G(s) = \frac{\omega_g}{s + \omega_g} \quad (26)$$

zeitkontinuierliche Übertragungsfunktion für einen Butterworth-TP-Filter 2. Ordnung:

$$G(s) = \frac{\omega_g^2}{s^2 + \sqrt{2} \cdot \omega_g \cdot s + \omega_g^2} \quad (27)$$

Die Grenzfrequenzen sind freie Parameter der Prüfstandsregelung und können jederzeit vom Anwender verstellt werden. Auf die Implementierung der TP-Filter wird in Kapitel 3.3.2 noch genauer eingegangen.

In der Praxis kommt meistens nur der Butterworth TP-Filter 2. Ordnung zur Anwendung.

3.3 Implementierung auf der Hardware

Da die Rechenressourcen der DrivePLC durch den Positioniertask, Kommunikationsaufgaben und andere erforderliche Berechnungen schon zu einem erheblichen Teil aufgebraucht wurden, ist bei der Implementierung der Regler und Filter darauf zu achten, dass möglichst wenig Rechenzeit verbraucht wird.

3.3.1 Zeitdiskreter PID Regler

Für die Implementierung des PID Reglers wurde nicht die in der Literatur sonst übliche Darstellungsform mit gekoppeltem P-, I- und D-Anteil gewählt. Werden die Reglerparameter nämlich von Hand an die Strecke angepasst, wie dies häufig in der Praxis der Fall ist, erschwert diese Form des PID-Reglers das Finden der richtigen Reglerkonfiguration, da zum Beispiel Änderungen des Proportionalanteils auch Auswirkungen auf Integral- und Differentialanteil haben.

Für die Prüfstandsregelung wurde eine Darstellungsform mit unabhängigen Verstellmöglichkeiten für P-, I- und D-Anteil gewählt. Zwischen den beiden Darstellungsformen kann bei Bedarf ohne Probleme gewechselt werden.

Folgend sind die Berechnungsschritte für die Stellgröße u_k des Reglerausgangs angeführt, die zyklisch ausgeführt werden:

$$e_k = y_k - r_k \quad (28)$$

$$h_k = h_k + e_k \quad (29)$$

$$u_k = K_P \cdot e_k + K_I \cdot T_D \cdot h_k + \frac{K_D}{T_D} \cdot (e_k - e_{k-1}) \quad (30)$$

$$e_{k-1} = e_k \quad (31)$$

r_k ... Sollwert der Regelgröße zum Zeitpunkt k (Führungsgröße)

y_k ... Istwert der Regelgröße zum Zeitpunkt k

e_k ... Regelfehler zum Zeitpunkt k

u_k ... Stellausgang des Reglers zum Zeitpunkt k

K_P , K_I und K_D sind die freien Parameter des PID-Reglers und bestimmen dessen Verhalten. T_D ist die Zykluszeit des Reglerprogramms.

Manchmal ist es sinnvoll, bei Verwendung eines D-Anteils die Regelabweichung für diesen gesondert zu berechnen und anschließend zu filtern. Diese Möglichkeit wurde bei der Implementierung des PID-Reglers berücksichtigt sowie auch eine Option zur Bewertung der Führungsgröße hinzugefügt. Diese Funktionalitäten wurden basierend auf den Ausführungen in [5] realisiert.

Bei späteren Tests des Regelsystems stellte sich bei der Regelung der Bremsendrehzahl in manchen Fällen ein D-Anteil ohne Filterung als beste Lösung heraus. Ansonsten wurde die Bremse immer mit einem PI-Regler und vorgeschaltetem lead-Glied betrieben. Diese Variante verhält sich ähnlich wie eine PID-Regelung mit gefiltertem D-Anteil.

3.3.1.1 Normierung der Regelabweichung

Bei Untersuchung bereits anderer in der Firma KS eingesetzter Realisierungen von PID-Reglern fiel auf, dass je nach zu regelnden Strecken, Größen und verwendeten Einheiten die Reglerparameter immer wieder höchst unterschiedliche Werte annehmen und sich oftmals um viele Zehnerpotenzen unterscheiden. Dies stellt für den Anwender ein unangenehmes Problem dar, da er nur schwer abschätzen kann, welche Auswirkungen seine Änderungen der Reglerparameter auf das System haben bzw. in welchen Größenordnungen er die Parameter verstellen soll.

Abhilfe schafft hier eine Normierung der Regelabweichung bzw. der Soll- und Istwerte.

$$e_{\text{normiert}} = \frac{\text{Sollwert} - \text{Istwert}}{\text{Bezugsgröße}} \quad (32)$$

Wird als Bezugsgröße ein Wert für die zu regelnde Größe gewählt, die deren Maximum entspricht bzw. für den zu erwartenden Arbeitsbereich dieser Systemgröße steht, ergibt sich für den Regelfehler e ein Wertebereich von $\{-1 \dots 1\}$.

Für die Stellgröße u wird ebenfalls eine Bezugsgröße (Maximalwert) angegeben und der Reglerausgang u_{normiert} auf ± 1 beschränkt (im Fall der Wasserströmbremse auf 0 bis 1, da diese nur ein passives Bremsmoment aufweist).

$$u = \text{Bezugsgröße} * u_{\text{normiert}} \quad (33)$$

Werden die Bezugsgrößen für das System sinnvoll gewählt, liegen die erforderlichen Reglerparameter immer in derselben Größenordnung, unabhängig der zu regelnden Strecke und der verwendeten Einheiten und Systemgrößen.

3.3.1.2 Anti-Windup

Als Anti-Windup Maßnahme wurde eine harte Stellgrößenbeschränkung und Beschränkung des Integralanteils mittels Sättigungsfunktionen gesetzt (Abbildung 50). Der Wert des Integrierers wird bei Erreichen der maximalen Stellgröße einfach angehalten und der Stellausgang des PID-Reglers auf diese beschränkt.

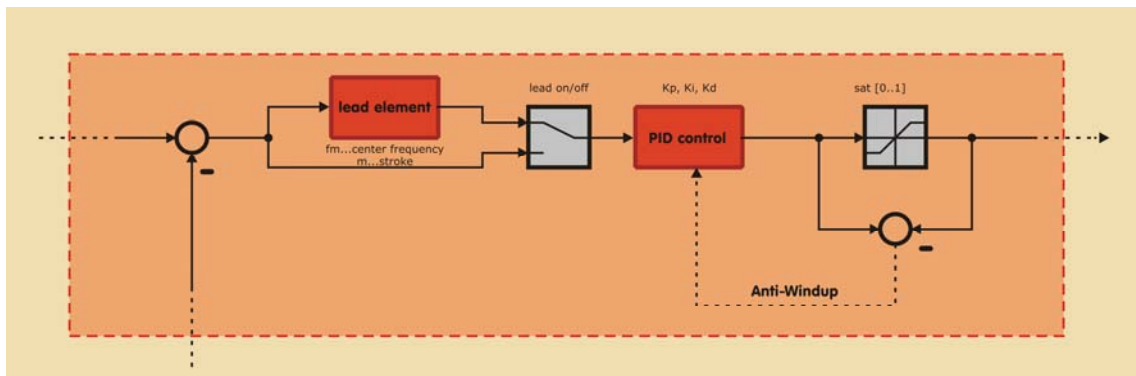


Abbildung 50: Anti-Windup Maßnahme (Ausschnitt aus dem Regelungsschema)

3.3.2 Zeitdiskrete Übertragungsfunktionen

3.3.2.1 Lead-Glied

Für die zeitdiskrete Implementierung wird vom zeitkontinuierlichen Ansatz des Lead-Glieds ausgegangen:

$$R(s) = \frac{1 + \frac{s}{\omega_Z}}{1 + \frac{s}{\omega_N}} \Rightarrow R(s) = m \cdot \frac{\omega_Z + s}{\omega_N + s} \quad \text{mit} \quad m = \frac{\omega_N}{\omega_Z} \quad (34)$$

$$\omega_m = \sqrt{\omega_Z \cdot \omega_N} \quad \dots \text{Mittenfrequenz} \quad (35)$$

Diese Übertragungsfunktion gilt allgemein für das lead/lag-Korrekturglied. Ein lead-Glied ermöglicht eine Betrags- und Phasenhebung im Bereich der Mittenfrequenz, ein lag-Glied hingegen eine Betrags- und Phasenabsenkung. Über das Verhältnis von ω_N zu ω_Z wird festgelegt, um welches Korrekturglied es sich handelt. Ist der Faktor $m > 1$ ergibt sich ein lead-Glied andernfalls ein lag-Glied.

Mit der Diskretisierungszeit T_D erfolgt über die Z-Transformation der Übergang auf eine zeitdiskrete Übertragungsfunktion.

$$R^*(z) = \frac{z-1}{z} \cdot Z \left\{ \frac{R(s)}{s} \right\} \quad (36)$$

Nach einigen Nebenrechnungen ergibt sich daraus

$$R^*(z) = m \cdot \frac{z + \left(\frac{1}{m} - \frac{c_0}{m} - 1 \right)}{z - c_0} = \frac{y(z)}{x(z)} \quad (37)$$

$$\text{mit} \quad c_0 = e^{-\sqrt{m} \cdot \omega_m \cdot T_D} \quad (38)$$

Damit ergibt sich die zur Berechnung der Übertragungsfunktion im Task notwendige Differenzgleichung zu

$$y[k] = m \cdot x[k] + c_1 \cdot x[k-1] + c_0 \cdot y[k-1] \quad (39)$$

$$\text{mit} \quad c_1 = 1 - c_0 - m \quad (40)$$

3.3.2.2 Butterworth-TP-Filter 2. Ordnung

Der zur Filterung von Drehzahl und Drehmoment benötigte Butterworth-TP-Filter wird hier ausgehend von einem analogen Prototyp als Differenzgleichung zur Implementierung auf der Hardware aufbereitet.

analoger Prototyp:

$$G(s) = \frac{\omega_g^2}{s^2 + \sqrt{2} \cdot \omega_g \cdot s + \omega_g^2} \quad (41)$$

Übergang auf eine zeitdiskrete Übertragungsfunktion mittels z-Transformation:

$$G^*(z) = \frac{z-1}{z} \cdot Z \left\{ \frac{G(s)}{s} \right\} \quad (42)$$

nach längerer Rechnung ergibt sich:

$$G^*(z) = \frac{(1 - e^\alpha \cdot \cos \beta - e^\alpha \cdot \sin \beta) \cdot z + (e^{2\alpha} - e^\alpha \cdot \cos \beta + e^\alpha \cdot \sin \beta)}{z^2 - (2 \cdot e^\alpha \cdot \cos \beta) \cdot z + e^{2\alpha}} \quad (43)$$

$$\text{mit } \alpha = -\frac{\omega_g \cdot T_D}{\sqrt{2}} \quad \text{und} \quad \beta = -\alpha \quad (44)$$

$$G^*(z) =: \frac{a_2 z^2 + a_1 z + a_0}{c_2 z^2 + c_1 z + c_0} \quad (45)$$

Aus obiger Z-Übertragungsfunktion ergibt sich folgende Differenzgleichung für das Filter:

$$y_k = \frac{a_2}{c_2} \cdot u_k + \frac{a_1}{c_2} \cdot u_{k-1} + \frac{a_0}{c_2} \cdot u_{k-2} - \frac{c_1}{c_2} \cdot y_{k-1} - \frac{c_0}{c_2} \cdot y_{k-2} \quad (46)$$

$$y_k =: A \cdot u_k + B \cdot u_{k-1} + C \cdot u_{k-2} - D \cdot y_{k-1} - E \cdot y_{k-2} \quad (47)$$

mit

$$A = 0 \quad (48)$$

$$B = 1 - e^\alpha \cdot \cos \beta - e^\alpha \cdot \sin \beta \quad (49)$$

$$C = e^{2\alpha} - e^\alpha \cdot \cos \beta + e^\alpha \cdot \sin \beta \quad (50)$$

$$D = -2 \cdot e^\alpha \cdot \cos \beta \quad (51)$$

$$E = e^{2\alpha} \quad (52)$$

Die Konstanten A, B, C, D, E werden immer nur bei Vorgabe einer neuen Grenzfrequenz ω_g berechnet.

3.3.3 Optimierung der Rechenzeit, Implementierungsformen

Die gewählten Formen der Differenzgleichungen wurden darauf ausgelegt, dass möglichst wenig Multiplikationen und Divisionen in den Berechnungen auftreten. Da die Rechenzeit des Systems äußerst begrenzt ist, wird auf Implementierungsformen, die beispielsweise Rundungsfehler oder die Anzahl der Speicherelemente minimieren, nicht zurückgegriffen. Im praktischen Einsatz des Systems hat sich gezeigt, dass Rundungsfehler durch die Eigenschaften des Regelkreises und die Anforderungen an die Regelung keine Rolle spielen. Der Anzahl der verwendeten Speicherelemente kommt ebenfalls keine Bedeutung zu, da Speicherplatz in diesem Fall keine begrenzte Systemressource ist. Ein Vorwegrechnen einzelner Berechnungsschritte, um die Stellgröße nach dem Einlesen der Istwerte möglichst schnell auszugeben, würde mit der gewählten Hardware keine Verbesserung bringen, da der aktuelle Wert der Stellgröße erst beim nächsten Zyklus ausgegeben werden kann. Die SPS erstellt mit jedem Zyklus ein Systemabbild der Prozessgrößen. Das bedeutet, aktuelle Werte der Eingänge werden eingelesen und die Ausgänge mit den im vorigen Zyklus berechneten Werten synchron beschrieben.

Die zur Erfüllung der, der Drehzahl- und Drehmomentenregelung, unterlagerten Positionierungsaufgabe notwendigen Berechnungen wurden zur Einsparung von Rechenzeit im Zahlenformat DINT durchgeführt, da die verwendete Hardware eine 32bit fixed-point-Arithmetik verwendet und eine softwaregelöste REAL-Rechenoperation ungleich mehr Rechenzeit benötigt.

3.3.4 Festlegung der Taskzeiten und Aufteilung der Tasks

Zur besseren Ausnutzung der Rechenzeit wurden die Regelungsaufgaben in getrennten Tasks durchgeführt, welche mit Taskzeiten laufen, die für die erforderlichen Regelungsaufgaben gerade noch klein genug sind.

In folgender Tabelle sind die in der PLC laufenden Tasks mit den darin enthaltenen Aufgaben und dazugehörigen Zykluszeiten aufgelistet.

Tabelle 4:

Task	Inhalte	Zykluszeit
ApplicationTask	Positionierung (Regelung der Ventilposition, unterlagerte Kaskadenregelung des Synchronmotors) Profibus Kommunikation analog I/O	1 ms
UserTask	CAN Kommunikation	2 ms
EDCTask_n	Drehzahlfilterung Drehzahlregelung	4 ms
EDCTask_M	Momentenfilterung Momentenregelung	8 ms
ParaTask	hochpriore Steuerungsparameter schreiben, Encoderauswertung (Sollwertvorgabe mittels Drehrädern)	16 ms
VisuTask	Visualisierung	100 ms
Freilaufend	diverse Steuerungsparameter Schreiben, seltene bzw. niederpriore Berechnungen	asynchron mit Restzeit

3.3.5 Stossfreie Reglerparameterumschaltung sowie Umschaltung der Betriebsart

Bei Umschaltungen zwischen den Reglermodi der Prüfstandsregelung und Reglerparameterumschaltungen muss darauf geachtet werden, dass keine Sprünge im Drehzahl-Drehmomentenverlauf entstehen. Dazu werden bei einer solchen Änderung der Reglerkonfiguration die Stellausgänge und Summierer des I-Anteils der betreffenden Regler mit den zuvor aktuellen Werten für die Stellgrößen geladen.

Weiters werden deren Sollwerte mit den aktuellen Istwerten beschrieben. Durch diese Maßnahmen kommt es zu keinen Stößen im Verlauf von Drehzahl und Drehmoment.

3.3.6 Drehzahlabhängige Reglerparameterumschaltung

Bei späteren Test des neuen Prüfstandsreglers an verschiedenen Verbrennungskraftmaschinen hat sich gezeigt, dass ein und derselbe Reglerparametersatz für den gesamten Arbeitsbereich der Prüfstandregelungen nicht zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Drehzahlabhängig ergeben sich meist unterschiedliche Anforderungen an die Reglerdynamik. Aus diesem Grund wurde eine drehzahlabhängige Reglerparameterumschaltung mit einer Hysterese der Schaltschwelle eingeführt. Werte für die Schaltschwelle und Breite der Hysterese sind freie Parameter des Systems. Vom Kunden können nun jeweils zwei Reglerparametersätze für die Drehzahlregler definiert werden. Diese Maßnahme wäre auch für die beiden Momentenregler möglich. Da an die Dynamik der Momentenregler aber wesentlich geringere Anforderungen, als an die der Drehzahlregler gestellt wird, ist eine Reglerparameterumschaltung hier nicht notwendig.

4 Messergebnisse an verschiedenen VKM

Um die Eigenschaften und Leistungsfähigkeit des neuen Prüfstandsreglers in Bezug auf die Regelgüte zu überprüfen, wurde dieser an drei verschiedenen Verbrennungsmotoren getestet. Der Prototyp des Systems wurde über mehrere Monate hinweg im Dauereinsatz am Serienprüfstand eines Kunden erfolgreich eingesetzt. Die inzwischen getroffenen Erweiterungen wurden laufend beim Kunden nachgeführt. Der neue Prüfstandsregler wurde dort als Ersatz der bestehenden Prüfstandsregelung der Firma KS vorgesehen, da diese Stabilitätsprobleme bei steilen Rampen von Leerlauf der VKM auf Volllast bei Maximaldrehzahl hatte. Durch das Entfallen der Verzögerungszeit des Ventilstellungssollwertes und der insgesamt vorteilhafteren neuen Regelkreisstruktur wurde eine größere Stabilitätsreserve des Systems gewonnen.

Beim Bremsenhersteller selbst wurde das neue System an einem IVECO Daily Dieselmotor getestet und mit dem bestehenden Bremsenregler der Firma Borghi&Saveri verglichen. Weiters wurden Prüfläufe an einem Lamborghini Marine Rennsport Motor durchgeführt.

Insgesamt erwies sich das System als Verbesserung zu aktuellen Regelungssystemen für Motorenprüfstände in Bezug auf Stabilität und der damit verbundenen Dynamik des Systems. Für die stationäre Regelgüte ergaben sich nur geringfügige Verbesserungen. Abhängig von der zu prüfenden VKM kann die Drehzahl bei konstantem Sollwert auf ± 5 Upm gehalten werden. Bei dem Rennsportmotor von Lamborghini im Leistungsbereich von 660 kW konnte diese Regegüte aber nicht erreicht werden.

4.1 Steyr Motors M1 Marine

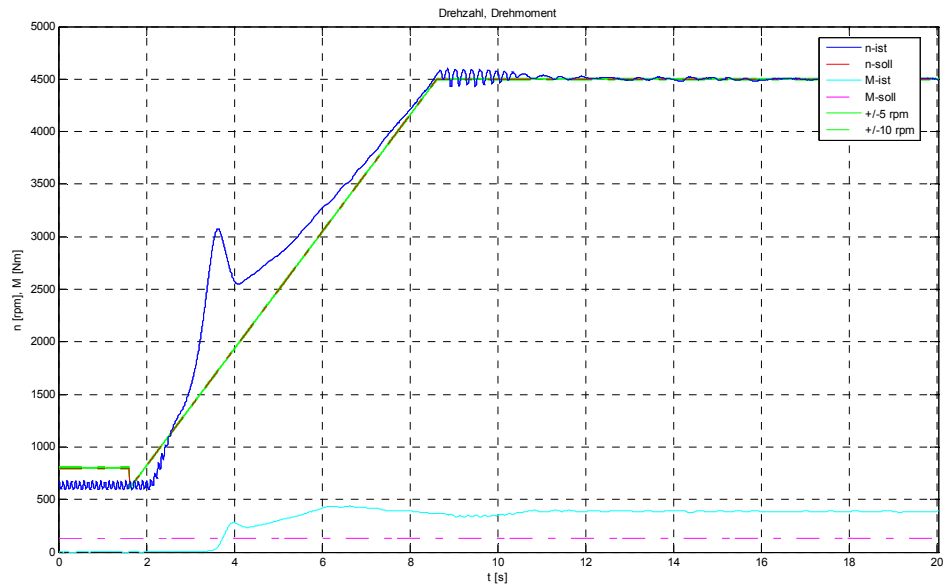


Abbildung 51: Volllaststrampe am Steyr Motors M1

Die oben dargestellte Volllaststrampe konnte mit dem zuvor bestehenden Regelsystem nicht gefahren werden. Bei 4500 rpm liegt die Maximaldrehzahl der VKM und deren Motorsteuergerät regelt die Einspritzung ab. Das bedeutet einen plötzlichen Lastwegfall für die Bremse. Durch das Gegenspiel von Motorsteuergerät und Bremsenregler kommt es zu starken Drehzahlschwingungen.

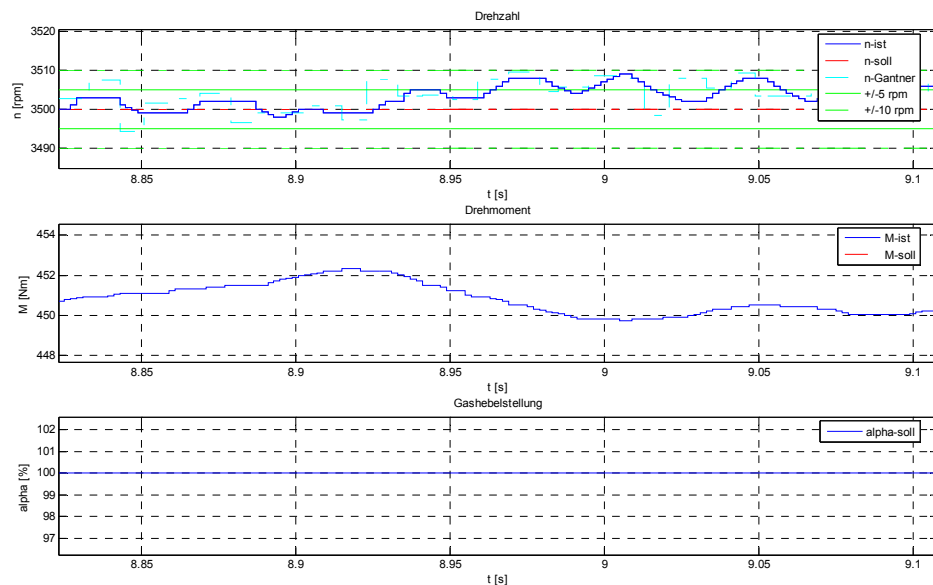


Abbildung 52: Stationäre Regelgüte am Steyr Motors M1 unter Volllast

4.2 Iveco Daily Diesel bei Borghi&Saveri

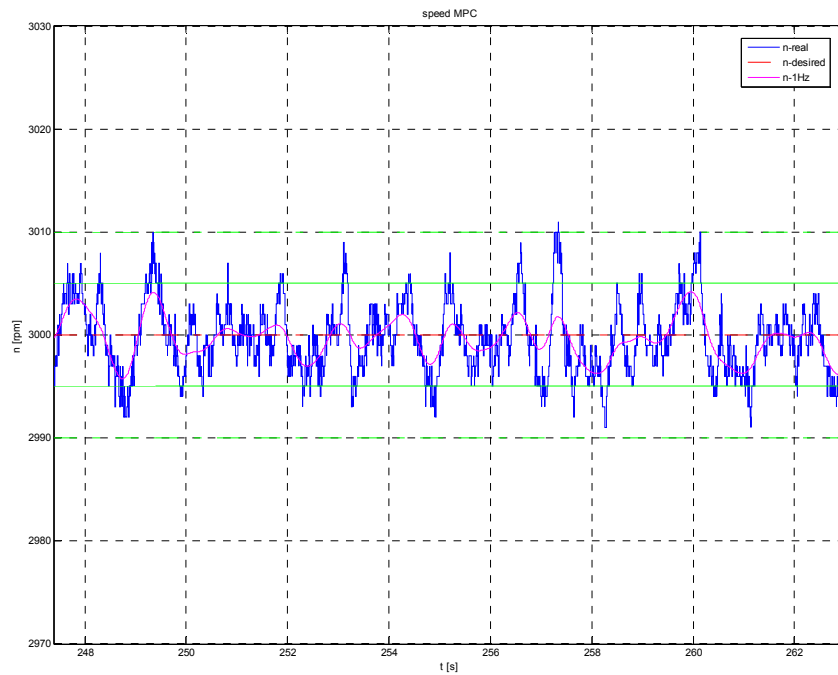


Abbildung 53: stationäre Regelgüte am Iveco Daily bei $n = 3000$ rpm

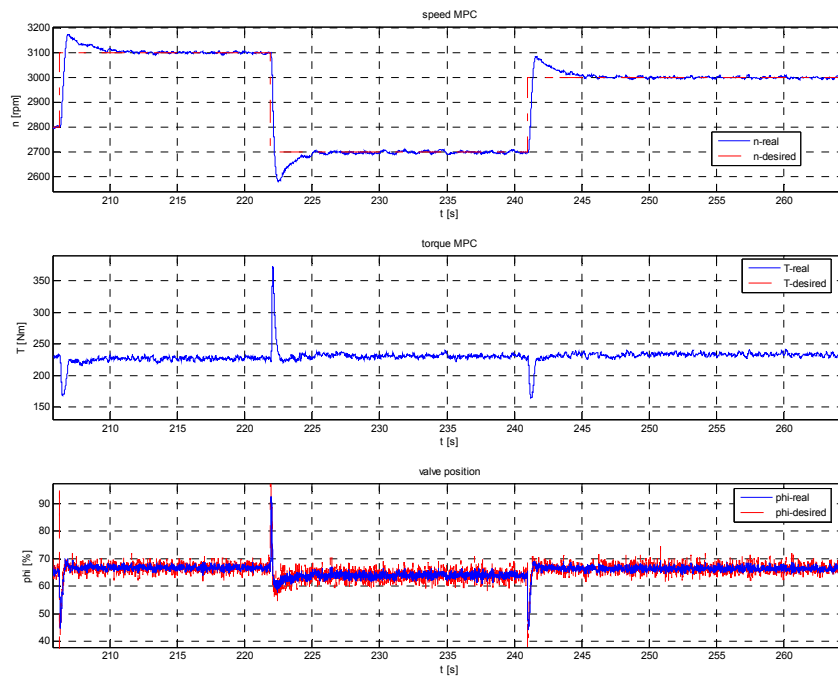


Abbildung 54: Drehzahlsprünge am Iveco Daily Übersicht

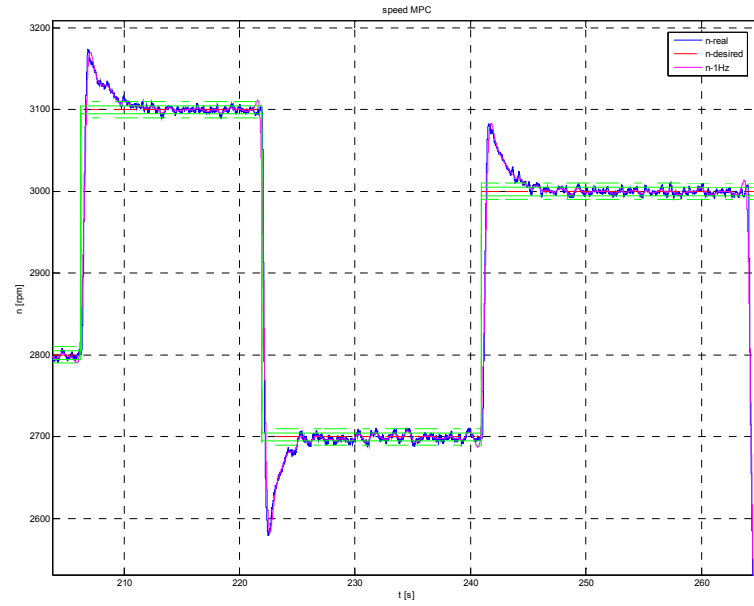


Abbildung 55: Drehzahlsprünge am Iveco Daily

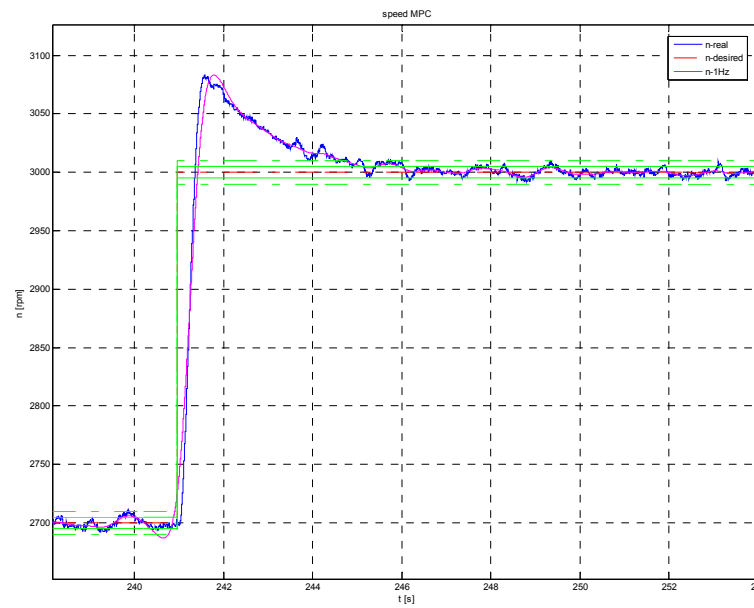


Abbildung 56: Detail Drehzahlsprung am Iveco Daily

4.3 Lamborghini Marine 660 kW

Die folgenden Messdaten stammen aus einem Prüflauf bei dem der Motor mit konstanter Gashebelstellung betrieben wurde. Die Wasserströmungsbremse wurde auf Drehzahl geregelt, welche in Rampen erhöht wurde.

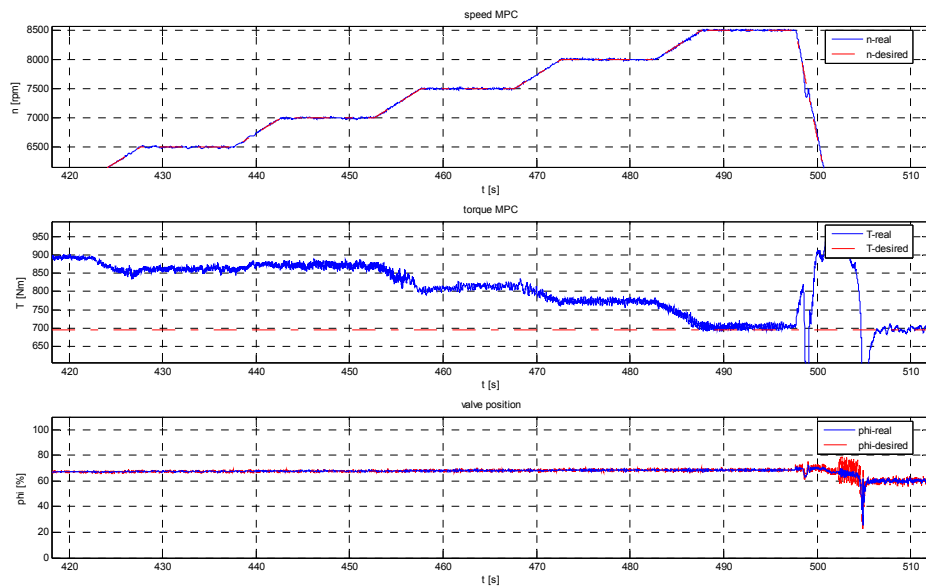


Abbildung 57: Gesamtübersicht über Drehzahlverlauf

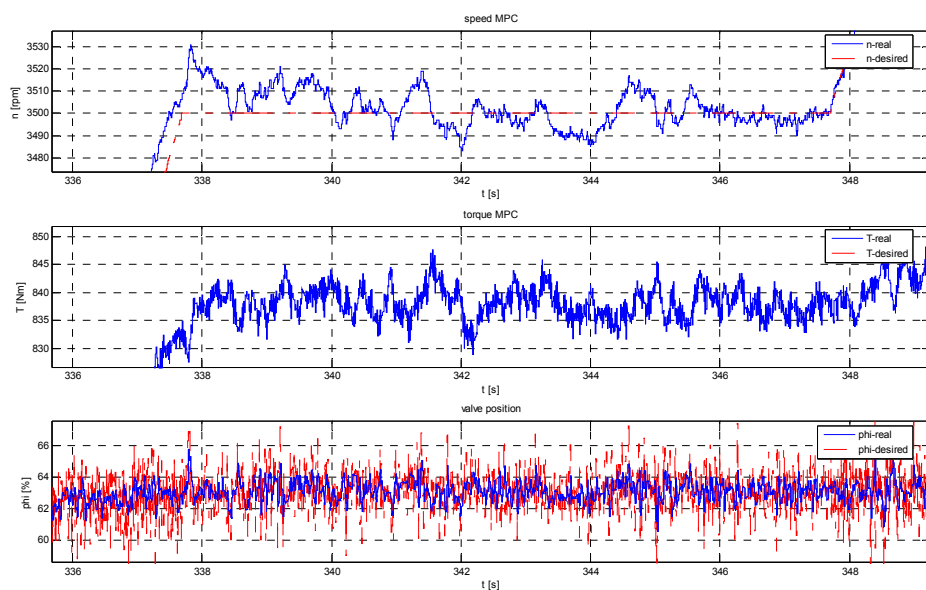
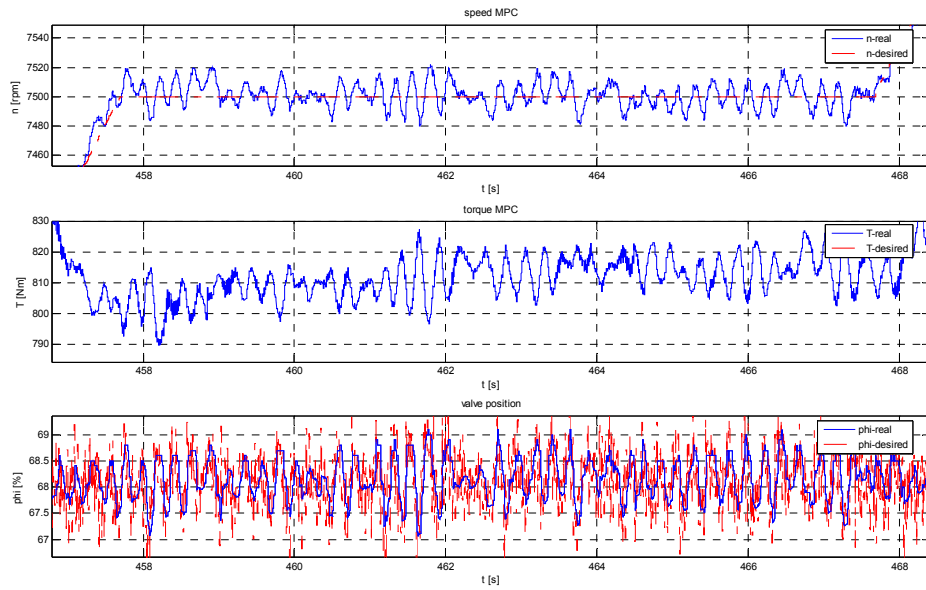
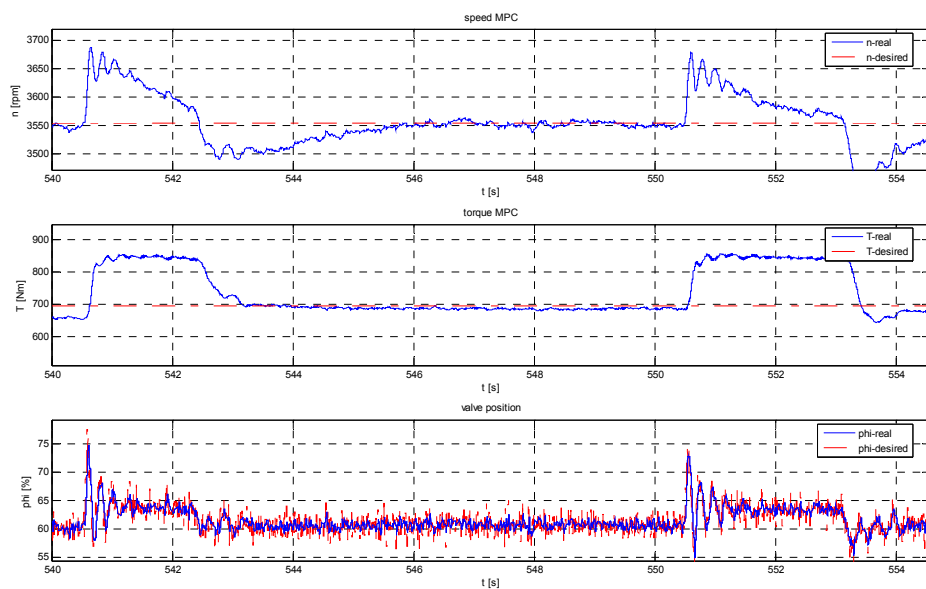


Abbildung 58: Detail bei $n = 3500$ rpm

Abbildung 59: Detail bei $n = 7500$ rpm

Bei diesem Test wurden bei Regelung der Bremse auf konstante Drehzahl Drehmomentensprünge mit der VKM aufgebracht.

Abbildung 60: Drehmomentenstöße bei $n = \text{konst.}$

4.4 Probleme der Wasserströmungsbremse und Einschränkungen

4.4.1 Verschleiß der Ventilantriebswelle im Dauerlauf

Durch den äußerst dynamischen Betrieb des Stellgliedes für das Bremsenauslassventil, der zur Gewährleistung einer hohen Regelgüte notwendig ist, kommt es mit der Zeit zu einem Verschleiß der Verbindungswelle zwischen Ventil und Stellantrieb. Dieser äußert sich in einem immer stärker werdenden Spiel (bis zu 1mm) der Gelenkwelle, wodurch die Regelgüte des Systems entscheidend herabgesetzt wird. Erkennen lässt sich eine ausgeschlagene Gelenkwelle an der stationären Regelabweichung der Drehzahl. Schwankungen um +/- 15 rpm deuten auf eine verschlissene Welle hin.

Als Gegenmaßnahme wurde die regelmäßige Überprüfung der Gelenkwelle bei einem Kunden in den Wartungsplan aufgenommen. Gegebenenfalls muss die Welle getauscht werden.

Verantwortlich für die schnellen Bewegungen des Stellgliedes sind der D-Anteil des Reglers bzw. die Einstellungen des lead-Gliedes. Ein hoher D-Anteil oder ein starker Eingriff durch das lead-Glied bringen ab einer gewissen Regelgüte keine Verbesserungen mehr, da der Bremsenfüllstand der Dynamik des Stellgliedes auf Grund der Trägheit der Wassermasse nicht mehr folgen kann. Es gilt eine vernünftige Einstellung für die Regelparameter zu finden.

4.4.2 Langsamer Momentenaufbau aus lastfreiem Betrieb

Oftmals wird das hohe Überschwingen der Drehzahl bei Drehzahlrampen oder Sprüngen aus dem Leerlauf des Prüflings bemängelt. Der Leerlauf bedeutet für die Bremse ebenfalls Lastfreiheit und somit eine offene Ventilstellung und minimalen Wasserfüllstand. Wird die VKM beschleunigt, passiert bis zur Überschreitung des Drehzahlsollwertes vorerst gar nichts. Dann schließt das Bremsenventil und der Wasserstand beginnt mit einer Geschwindigkeit proportional zum Druck im Wasserzulauf zu steigen. Dieser Prozess dauert sehr lange und bedingt das große Drehzahlüberschwingen. Abhilfe würde hier nur ein viel höherer Druck im Wasserzulauf bringen. Dieser ist aber durch die Lagerdichtungen der Wasserströmungsbremse auf 0,6 bar beschränkt.

4.4.3 Anforderungen an die Wasserversorgung (stabiler Druck)

Das Bremsenmoment ist direkt proportional dem Bremsenfüllstand und ist somit auch direkt vom Wasserdruck im Zulauf abhängig, welcher den Zufluss der Bremse beeinflusst. Schwankungen im Druck der Wasserversorgung wirken sich also als Störungen in der Regelung aus. In der Praxis bewährt hat sich ein ausreichend großer Hochtank, der eine Wasserversorgung mit konstantem Druck auch bei dynamischen Regelvorgängen an Bremse gewährleistet.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im ersten Teil dieser Arbeit wurde das Verhalten der Wasserströmungsbremse Borghi&Saveri F23 untersucht und ein mathematisches Modell zu deren Beschreibung hergeleitet. Die Modellvalidierung zeigte, dass die regelungstechnischen Eigenschaften der Bremse vom Modell qualitativ in ausreichendem Maß wiedergegeben werden. Quantitativ unterscheiden sich Simulation und reales System in bestimmten Arbeitsbereichen aber relevant voneinander. Trotzdem reicht die mathematische Beschreibung aus, um regelungstechnische Maßnahmen über eine Simulation in ihren Auswirkungen gut abschätzen zu können. Weiters wird das gefundene Modell auch bei Schulungen von Mitarbeitern der Firma Kristl, Seibt & Co eingesetzt.

Verbesserungen am Modell könnten durch Berücksichtigung des in der Praxis nicht konstanten Wasserzuflusses erreicht werden. Dazu wäre eine Druckmessung am Bremseneinlass notwendig. Sinnvoll wäre auch eine Messung des Wasserzu- und abflusses bzw. eine Füllstandmessung. Dies war für diese Arbeit nicht möglich und es wurden mittels Druckmessungen nur Rückschlüsse auf das Wasservolumen und Durchflüsse gezogen.

Der zweite und dritte Teil der Arbeit befasste sich mit der Regelkreisstruktur und Regelungskonzepten von Motorenprüfständen. Als wesentliche Erkenntnis wurde festgestellt, dass die bisherigen Einschränkungen der Regelgüte aus einer Verzögerung des Sollwertes für das Bremsenstellglied stammen. Ziel dieser Diplomarbeit war es auch, einen neuen eigenständigen Prüfstandsregler in einem Gerät zu entwickeln. Durch Zusammenlegung von Stellglied und Regelungssystem bei Verwendung eines Frequenzumrichters mit integrierter SPS konnte die Verzögerung des Sollwertes minimiert werden. Die so gewonnene Stabilitätsreserve des Regelkreises zeigte bei Tests des neuen Prüfstandsreglers positive Auswirkungen vor allem bei Volllaststrampen des Prüflings und bei Drehzahlsprüngen.

Das Hauptergebnis dieser Arbeit stellt schließlich die Entwicklung und Realisierung eines neuen Prüfstandsreglers in einem einzigen Gerät dar, was eine kostengünstige Alternative zu bestehenden Systemen darstellt, alleine die gesamte Steuerung eines Motorenprüfstandes übernehmen kann oder sich als Stellglied in ein überlagertes System mit modernen Schnittstellen integrieren lässt. Als Regler wurden klassische PID-Regler mit einigen regelungstechnischen Erweiterungen eingesetzt. Vorbereitet wurde auch eine Möglichkeit zur Störgrößenaufschaltung, welche eventuell noch Verbesserungen in der Regelgüte bringen könnte. Dies konnte im Rahmen dieser Arbeit aber nicht mehr verifiziert werden.



Abbildung 61: neuer Prüfstandsregler: KS MPC 668 (multi purpose controller)

Der neue Prüfstandsregler war bei Fertigstellung dieser Arbeit bereits seit einigen Monaten bei einem Kunden an einem Serienprüfstand zum Dauertest eingesetzt. Dabei zeigte sich, dass das neue Regelungssystem in Hinblick auf die stationäre Regelgüte im Vergleich zu bestehenden Bremsenreglern nur geringfügig bessere Ergebnisse erzielte. Hauptsächlich liegen die Vorteile im Gewinn einer Stabilitätsreserve, die beispielsweise steilere Vollastrampen der Verbrennungskraftmaschine erlauben und sich allgemein in besserem dynamischem Regelverhalten zeigen.

Anhang A: Datenblätter Hardwarekomponenten

A.1 Regelsystem (9400 DrivePLC)

Tabelle 5: Technische Daten der DrivePLC

Technische Daten | Servo Drives 9400 HighLine

Die technischen Daten gelten für den Betrieb an 3/PE AC 400 V oder DC 565 V bei der jeweilig angegebenen Schaltfrequenz.

Achsmodule Single Drive

Netzspannungsbereich		3/PE AC 180 V -0 % .. 550 V +0 %; 45 Hz -0 % .. 65 Hz +0 %												
Ausgangsbermessungsstrom [A]		1.5	2.5	4	7	13	16.5	23.5	32	47	59	86	104	
Bemessungsschaltfrequenz [kHz]		8	8	8	8	8	8	8	8	4	4	4	4	
Max. Ausgangsstrom ¹⁾ [A]		6	10	16	21	39	49.5	58.8	76.8	94	118	172	208	
Typ. Motorleistung [kW]		0.37	0.75	1.5	3	5.5	7.5	11	15	22	30	45	55	
Elektronikversorgung		Intern; alternativ DC 24 V extem												
Bremschopper		Integriert												
Bremswiderstand		extem												
Abmessungen (H x B x T) [mm]		481 x 60 x 288			481 x 90 x 288			481 x 120 x 288			602 x 206 x 294		702 x 266 x 370	

¹⁾ Ausbaustufigenabhängig erfolgt eine automatische Anpassung der Schaltfrequenz. 0.5 s mit max. Ausgangsstrom, dann 4.5 s mit reduzierten Ausgangsstrom.

Netzspannungsbereich		3/PE AC 342 V -0 % .. 550 V +0 %; 48 Hz -0 % .. 65 Hz +0 %											
Ausgangsbermessungsstrom [A]		145	172	202	245	292	366	460	572	635	695		
Bemessungsschaltfrequenz [kHz]		4	4	4	2	2	2	2	2	2	2		
Max. Ausgangsstrom ¹⁾ [A]		261	310	364	441	526	659	828	1030	1143	1251		
Typ. Motorleistung [kW]		75	90	105	130	150	190	240	300	335	370		
Elektronikversorgung		Intern; alternativ DC 24 V extem											
Bremschopper		Integriert											
Bremswiderstand		extem											
Abmessungen (H x B x T) [mm]		990 x 407 x 427		1199 x 407 x 427				1580 x 407 x 427				1559 x 568 x 541	

¹⁾ Ausbaustufigenabhängig erfolgt eine automatische Anpassung der Schaltfrequenz. 10 s mit max. Ausgangsstrom, dann 50 s mit reduzierten Ausgangsstrom.

Achsmodule Multi Drive

DC-Einspeisung		DC 260 V -0 % .. 775 V +0 %											
Ausgangsbermessungsstrom [A]		1.5	2.5	4	7	9.3	13	16.5	23.5	32			
Bemessungsschaltfrequenz [kHz]		8	8	8	8	8	8	8	8	8			
Max. Ausgangsstrom ¹⁾ [A]		6	10	16	21	28	39	49.5	70.5	76.8			
Typ. Motorleistung [kW]		0.37	0.75	1.5	3	4	5.5	7.5	11	15			
Elektronikversorgung		DC 24 V extem											
Bremschopper		über Versorgungsmodul											
Bremswiderstand		über Versorgungsmodul											
Abmessungen (H x B x T) [mm]		481 x 60 x 288				481 x 90 x 288				481 x 120 x 288			

¹⁾ Ausbaustufigenabhängig erfolgt eine automatische Anpassung der Schaltfrequenz. 0.5 s mit max. Ausgangsstrom, dann 4.5 s mit reduzierten Ausgangsstrom.

Technische Daten | Servo Drives 9400 HighLine

Versorgungsmodule

Netzspannungsbereich	3/PE AC 180 V -0 % .. 550 V +0 %; 45 Hz -0 % .. 65 Hz +0 %			
DC-Ausgangsbarwertungsstrom [A]	10	36	100	245
DC-max. Ausgangsstrom † [A]	40	108	200	368
Netzbarwertungsstrom [A]	8	29	82	200
Elektronikversorgung	DC 24 V ext/am			
Bremschopper	Integriert			
Bremswiderstand	ext/am			
Abmessungen (H x B x T) [mm]	461,5 x 60 x 288	461,5 x 120 x 288	510 x 210 x 288	510 x 300 x 288

† 0,5 s mit max. Ausgangsstrom, dann 4,5 s mit reduzierten Ausgangsstrom.

Versorgungs-/Rückspelsemodule

Informationen zu den Versorgungs-/Rückspelsemodulen finden Sie in der Produktinformation "L-force Energy Recovery"

Leistungsmerkmale | Übersicht

Regelungsarten	Servoregelung, Sensorlose Vektoregelung für Geräte bis 104 A, U/F-Steuerung	✓
Grundfunktionen	z. B. Referenzieren, Handfahren, Drehzahl-, Drehmoment- und Positionsfolge, Bremsenlogik, Elektronisches Typenschild, Oszilloskopfunktion	✓
Schnittstellen	Analoge Ein-/Ausgänge	2/2
	Digitale Ein-/Ausgänge	8/4
	CANopen	✓
	Resolvereingang	✓
Erweiterungsmodule	Multi-Encoder-Interface für eines der folgenden Rückführsysteme: - TTL-Inkrementalgeber - SinCos-Inkrementalgeber - SinCos-Absolutwertgeber mit HiPerface®-Schnittstelle - SinCos-Absolutwertgeber mit Endat V2.1-Schnittstelle - SSI-Geber mit Stegmänn-SSI-Protokoll als Lage- oder Leitgeber mit minimal 1 ms Zykluszeit	✓
	Anzahl Steckplätze	2
	Ethernet, ETHERNET Powerlink, PROFIBUS, CANopen, Leitfrequenz TTL, PROFINET, EtherCAT, DeviceNet	○
	Speichermodul – Funktionsumgebung	MM220 – Motion Control HighLevel MM330 – Motion Control TopLevel MM430 – Motion Control TopLevel mit Echtzeituhr-Funktion
Sicherheitsmodule	SM0 – Ohne Sicherheitsfunktionen	●
	SM100 – Sicher abgeschaltetes Moment, EN954-1-Kat. 4, EN ISO 13849-1 PLc	○
	SM301 – Umfangreiche Sicherheitsfunktionen, wie z. B. Sicher abgeschaltetes Moment, Sicherer Stopp 1, Sicherer Stopp 2, Sicher begrenzte Geschwindigkeit, Sichere Ein- und Ausgänge, PROFIsafe OP, EN954-1-Kat. 3, EN ISO 13849-1 PLc	○
Motorbremsenmodul	DC 24 V – 2,5 A, geräteilintegrierbar bis 11 kW	○
	DC 24 V – 5 A, geräteilintegrierbar ab 15 kW	○
	DC 180 V – 0,61 A, geräteilintegrierbar ab 15 kW	○
	DC 205 V – 0,75 A, geräteilintegrierbar ab 15 kW	○

- ✓ Enthalten
- Standard
- Option
- ⊗ in Verbindung mit PROFIBUS-, PROFINET-Kommunikationsmodul

→ Weitere Informationen in der Produktinformation L-force Drive-based Safety.

A.2 Drehzahlmessung

Tabelle 6: Technische Daten der PLC CPU zur Drehzahlerfassung

Produktbezeichnung	XC0201	XC0202	XC0292
Kurzbeschreibung			
Systemmodul	Zentraleinheit		
Prozessor	Embedded μ P 16	Embedded μ P 25	
Schnittstellen	-		1 x Ethernet OnBoard
Controller			
Schnellste Taskklassen Zykluszeit	4 ms	2 ms	
Typische Befehlszykluszeit	0,8 μ s	0,5 μ s	
Standardspeicher User RAM User PROM	100 KByte SRAM ¹⁾ 1 MByte FlashPROM	750 KByte SRAM ¹⁾ 3 MByte FlashPROM	
Permanente Variablen Speicher Pufferdauer	2,75 KByte FRAM ²⁾ 45 Jahre		
Pufferbatterie	Nein		
Integrierter I/O Prozessor	Bearbeitet I/O Datenpunkte im Hintergrund		
Echtzeituhr ³⁾	Ja, Auflösung 1 s		
Steckplätze für Feldbusmodule X20EB3x X20EB4x	1 2		
Schnittstellen			
Schnittstelle IF2 Typ Ausführung Übertragungsrate Leitungslänge	-		Ethernet Geschirmter RJ45 Port 100 MBit/s Max. 100 m zwischen zwei Stationen (Segmentlänge)
Weitere Schnittstellen X20EB32 und X20EB42 X20EB37 und X20EB47	Feldbus CPU Basismodul mit integrierter RS232 Schnittstelle Feldbus CPU Basismodul mit integrierter RS232 und CAN Schnittstelle		

Tabelle 7: Technische Daten digitales Signalprozessormodul DS1319 / 1

Produktbezeichnung	DS1319
Kurzbeschreibung	
I/O Modul	4 digitale Eingangskanäle, 4 digitale Kanäle wahlweise als Ein- oder Ausgang parametrierbar, 1 universelles Zählerpaar (2 Ereigniszähler, AB Zähler oder Up/Down Zähler), linearer Movement Generator (A/B; Richtung/Frequenz) mit bis zu zwei Referenzimpulsen, SSI Absolutgeber, Relativ- oder Absolutzeitpunkte von Eingangsfanken in μ s Auflösung, Time Triggered IO, I/O Oversampling
Digitale Eingänge	
Anzahl	8
Nennspannung	24 VDC
Eingangsfrequenz	100 kHz
Eingangsbeschaltung	Sink
Eingänge Zusatzfunktionen	SSI Absolutgeber, universelles Zählerpaar, Latchfunktion für universelles Zählerpaar
Digitale Ausgänge	
Anzahl	4
Nennspannung	24 VDC
Ausgangsennstrom	0,1 A
Summennennstrom	0,4 A
Ausgangsbeschaltung	Sink und/oder Source
Ausgangsschutz	Thermische Abschaltung bei Überstrom oder Kurzschluss, integrierter Schutz zum Schalten von Induktivitäten
Ausgänge Zusatzfunktionen	Clock für SSI Absolutgeber, linearer Movementgenerator
Universelle Zählerpaare	
Anzahl	1
Betriebsmodus	2 x Ereigniszähler, Up/Down Zähler, AB Zähler
Gebereingänge	24 V, asymmetrisch
Zähltiefe	16/32 Bit
Eingangsfrequenz (max.)	100 kHz
Auswertung AB Zähler Up/Down Zähler, Ereigniszähler	4fach 2fach
Signalform	Rechteckimpulse
Geberversorgung	Modulintern, max. 600 mA
SSI Absolutgeber	
Anzahl	1
Nennspannung	24 V, asymmetrisch
Zähltiefe	Gebersabhängig bis zu 32 Bit
Maximale Übertragungsrate	125 kBit/s
Geberversorgung	Modulintern, max. 600 mA

Tabelle 8: Technische Daten digitales Signalprozessormodul DS1319 / 2

Produktbezeichnung	DS1319
Linearer Movement Generator	
Anzahl	1
Geberausgänge	24 V, asymmetrisch (A/B; Richtung/Frequenz)
Zählbreite	16/32 Bit
Allgemeines	
Statusanzeigen	I/O Funktion pro Kanal, Betriebszustand, Modulstatus
Diagnose Modul Run/Error Ein-/Ausgänge	Ja, per Status LED und SW Status Ja, per Status LED
Potenzialtrennung Kanal - Bus Kanal - Kanal	Ja Nein
Leistungsaufnahme Bus I/O intern	0,01 W 1,5 W
Zertifizierungen	CE, C-UL-US, GOST-R
Einsatzbedingungen	
Betriebstemperatur waagrechte Einbaulage senkrechte Einbaulage	0 °C bis +55 °C 0 °C bis +50 °C
Luftfeuchtigkeit	5 bis 95 %, nicht kondensierend
Einbaulage	Waagrecht oder senkrecht
Aufstellungshöhe über NN (Meeresspiegel) 0 - 2000 m >2000 m	Ohne Derating Reduktion der Umgebungstemperatur um 0,5 °C pro 100 m
Schutzart	IP20
Lager- und Transportbedingungen	
Temperatur	-25 °C bis +70 °C
Luftfeuchtigkeit	5 bis 95 %, nicht kondensierend
Mechanische Eigenschaften	
Rastermaß	12,5 ^{+0,2} mm
Bemerkung	Feldklemme 1 x X20TB12 gesondert bestellen Busmodul 1 x X20BM11 gesondert bestellen

Tabelle 9: Technische Daten digitales Signalprozessormodul DS1319 / 3

Produktbezeichnung	DS1319
Digitale Eingänge	
Eingangsspannung	24 VDC (-15 % / +20 %)
Eingangsstrom bei 24 VDC	ca. 1,3 mA
Eingangswiderstand	18,4 k Ω
Eingangsfiler Hardware Software	$\leq 2 \mu\text{s}$ -
Schaltswellen Low High	$< 5 \text{ VDC}$ $> 15 \text{ VDC}$
Überlastverhalten der Geberversorgung	Kurzschlussfest, überlastfest
Isolationsspannung zwischen Kanal und Bus	500 V _{eff}
Digitale Ausgänge	
Ausführung	Push / Pull / Push-Pull
Schaltspannung	24 VDC (-15 % / +20 %)
Diagnosestatus	Ausgangsüberwachung
Leckstrom im ausgeschalteten Zustand	Max. 25 μA
R _{DS(on)}	150 m Ω
Restspannung	$< 0,9 \text{ V}$ @ Nennstrom 0,1 A
Kurzschlussspitzenstrom	$< 10 \text{ A}$
Einschaltung nach Überlastabschaltung bzw. Kurzschlussabschaltung	ca. 10 ms (abhängig von der Modultemperatur)
Schaltverzögerung 0 \rightarrow 1 1 \rightarrow 0	$< 2 \mu\text{s}$ $< 2 \mu\text{s}$
Schaltfrequenz ohmsche Last induktive Last	Max. 125 kHz Siehe Abschnitt 1.1.10 "Schalten induktiver Lasten", auf Seite 8 (bei 90 % Einschaltdauer)
Bremsspannung beim Abschalten induktiver Lasten	Schaltspannung + 0,6 VDC
Allgemeines	
B&R ID-Code	s2547
Ausführung der Signalleitungen	Für alle Signalleitungen sind geschirmte Leitungen zu verwenden

A.3 Drehmomentenmessung

Tabelle 10: Technische Daten der verwendeten Kraftmessdose Interface SSM-AJ-5000N / 1

Model SSM Series Metric

Why INTERFACE SSM load cells are the best in class:

- Environmentally sealed
- .02% nonrepeatability
- Low moment sensitivity
- .0015%/°F temp effect on output*
- .025% creep
- Tension or compression



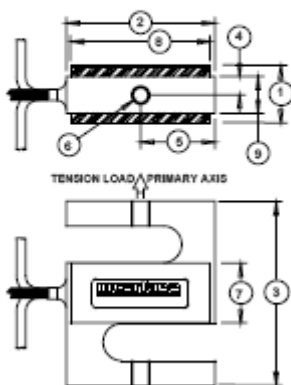
OPTIONS*

- Standard connector (SSM-500 and above)
- LEMO connector
- Standardized output
- High temperature
- Extra cable length

ACCESSORIES*

- Load button
- Instrumentation
- Mounting hardware

* Please call for additional information



SPECIFICATIONS

ACCURACY – (MAX ERROR)

Nonlinearity-% FS±0.06
 Hysteresis-% FS±0.03
 Nonrepeatability-% RO±0.02
 Creep, in 20 min.-%±0.025

TEMPERATURE

Compensated Range-°F0 to 150
 Compensated Range-°C-15 to 65
 Operating Range-°F-65 to 200
 Operating Range-°C-55 to 90
 Effect on Output-%/°C – MAX±0.0015
 Effect on Zero-% RO/°C – MAX±0.0027

ELECTRICAL

Rated Output-mWV (Nominal)3
 Zero Balance-% RO±1
 Bridge Resistance-Ohm (Nominal)350
 Excitation Voltage – MAX15 VDC
 Insulation Resistance-Megohm>5000

MECHANICAL

CalibrationTension
 Safe Overload-% CAP150
 Cable length-ft10

DIMENSIONS

See Drawing	CAPACITY				
	200N	500N	1kN	10kN 2kN, 5kN	20kN
	mm	mm	mm	mm	mm
①	12.7	12.7	12.7	25.4	38.1
②	50.8	50.8	50.8	50.8	63.5
③	63.5	63.5	63.5	76.2	88.9
④	6.4	6.4	6.4	12.7	19.1
⑤	25.4	25.4	25.4	25.4	31.8
⑥	M6 X 1-6H	M6 X 1-6H	M6 X 1-6H	M12X1.75-6H	M16 X 2-6H
⑦	20.3	17.8	20.3	20.3	21.3
⑧	47.8	47.8	47.8	47.8	60.5
⑨	20.3	19.3	19.3	31.8	42.7

Tabelle 11: Technische Daten der verwendeten Kraftmessdose Interface SSM-AJ-5000N / 2

DigiClip			
Genaugigkeitsklasse		0,05 typ. 0,1 im industriellen Bereich gemäß EN51326, Anhang A	
Versorgung			
Versorgungsspannung, Überspannungs- und Verpolungsschutz	V _{DC}	24	
Isolationsspannung Potenzialtrennung zwischen Versorgungs- Bus- und Aufnehmeranschluss	V	500	
Zulässiger Versorgungsspannungsbereich	V	18 ... 30	
Einfluss der Versorgungsspannung bei Änderungen im angegebenen Bereich	%/V	< 0,001	
Leistungsaufnahme, max.; inkl. Aufnehmer	W	1,5	
Verstärker			
Trägerfrequenz	Hz	500 (591,9 Hz ± 100 ppm)	
Brückenpeispannung UB, Spitze-Spitze (± 10 %)	V	2,5	1,0
Messbereich	mV/V	± 4	± 10
Anschließbare Messgrößenaufnehmer DMS-Vollbrücke	Ohm	80 ... 5000	
Anschluss technik		4-, 5- und 6-Leitertechnik mit Einzeldrahtbruchüberwachung	
Zulässige Kabellänge zwischen Aufnehmer und Verstärker, max.	m	100	
Eingangswiderstand	MΩ	> 10	
Messfrequenzbereich, einstellbar (siehe Filtertabelle)	Hz	0,05 ... 200	
Filtercharakteristik		Bessel 4. Ordnung	
Rauschspannung bezogen auf den Eingang, bei UB = 2,5 V, typ.	µV/V	1,0 (bei Filterfrequenz 100 Hz) 0,05 (bei Filterfrequenz 1 Hz)	
Einfluss der Umgebungstemperatur bei Änderung von 10 K auf Nullpunkt (TKC)	µV/V	0,1	
auf Messempfindlichkeit (TKC)	%	0,05 v.E.	
Linearitätsabweichung	% v.E.	0,005	
Langzeitdrift, ohne AutoCal	%	< 0,001 (innerhalb 48 h)	
Kommunikationschnittstelle			
Anzahl Geräte am Bus, max.		99	
Adresseinstellung		1...99 über frontseitigen Drehschalter	
Protokoll		CAN 2.0B, CANopen-kompatibel, CiA, DS301, DS404 Zwei-Leiter, gemäß ISO11898	
Hardware Busanpassung			
Baudrate	kbit/s	1000	500 250 125 100 50
max. Leitungslänge	m	25	100 250 500 600 1000
Baudraten-Umschaltung		Automatische Erkennung nach Adressänderung	
PDO-Transfer		Auslösung durch Messrate, Zeitsteuerung oder SYNC-Nachricht	
Zykluszeit bei Auslösung durch Zeitsteuerung, Einschränkungen durch gewählte Datentypen und Filterfrequenz möglich ¹⁾	ms	0,85 ... 25000	
Signal conditioning			
A/D-Umsetzer		Delta-Sigma, 24 bit	
Skaliergenauigkeit	bit	32	
Messrate	1/s	1184	

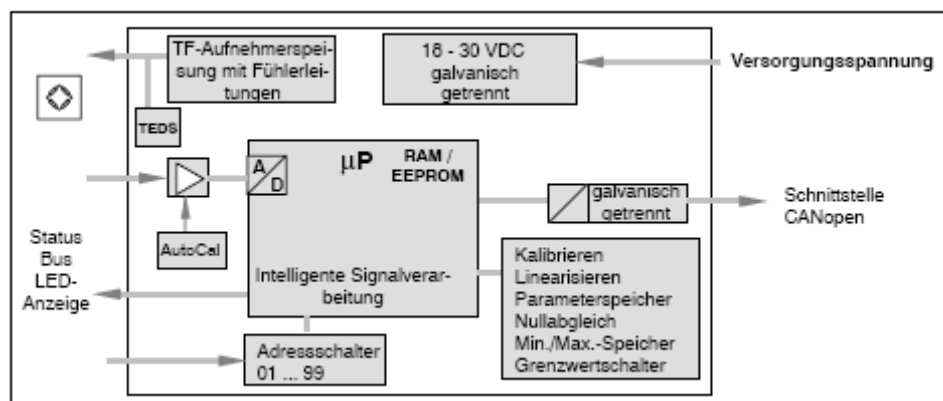
¹⁾ Fließkomma: 2 Messwerte mit 0,85 ms; Ganzzahlen: 4 Messwerte mit 0,85 ms; Filter: siehe Tabelle nächste Seite

Eingabe der Kennlinie		TEDS, Einmessen, Editieren
Nullabgleich		über den gesamten Messbereich
Tara-Abgleich		über den gesamten Messbereich
Abgleichdauer	ms	< 2
AutoCal	ms	< 300
Parameterpeicher		1 Satz gemäß CiA DS404, gesichert in EEPROM
Grenzwertschalter		gemäß CiA DS404, ALARM-Block 4 Schwellschwellen, Hysterese (2-Punkt-Regelung), größer als, kleiner als
Definition		
Anzahl		
Funktionen		
Signalquelle (frei wählbar)		Brutto, Netto, Max., Min., Spitze-Spitze
Hysterese		einstellbar über den gesamten Messbereich
Aktualisierung		mit jedem Messwert
Spitzenwertpeicher		3 Min., Max., Spitze-Spitze mit jedem Messwert
Anzahl		
Funktion		
Aktualisierung		
Löschen des Spitzenwertspeichers	ms	< 2
Festhalten des momentanen Messwertes/Spitzenwertes	ms	< 2
Momentanwertpeicher		Run /Hold
Umgebungsbedingungen		
Nenntemperaturbereich	°C	0 ... +50
Gebrauchtemperaturbereich	°C	-10 ... +50
Lagerungstemperaturbereich	°C	-20 ... + 70
Zulässige rel. Feuchte, nicht kondensierend	%	10 ... 90
Gehäuse		
Material		Polyamid PA 6.6
Abmessungen (BxHxT) ohne Anschlüsse	mm	23 x 100 x 114
Gewicht, ca.	g	190
Montage		Tragschiene DIN EN80022
Anschluss		Steckklammern
Schutzart		IP20
Zuverlässigkeit		
MTTF (MIL-HDBK-217F, Feb. 1995)	Stunden	125000

Filterdaten und Messrate

Sollfrequenz	-1dB (Hz)	-3dB (Hz)	-20dB (Hz)	Lautzeit (ms)	Messrate (s ⁻¹)	min. Zykluszeit (ms)
100 Hz	190	225	560	2,8	1184	0,85
50 Hz	48	82	220	4,6	1184	0,85
20 Hz	20	34	100	9,5	1184	0,85
10 Hz	10,5	18,5	56	16,6	1184	0,85
5 Hz	5,2	9,3	28	31	592	1,7
2 Hz	2,1	3,7	11,2	70	237	4,2
1 Hz	1,05	1,8	5,6	140	118	8,4
0,5 Hz	0,52	0,9	2,8	280	59	16,9
0,2 Hz	0,21	0,36	1,1	700	24	42,2
0,1 Hz	0,105	0,18	0,56	1400	12	84,5
0,05 Hz	0,052	0,09	0,28	2800	6	168,9

Blockschaltbild



A.4 Stellantrieb für das Bremsventil

Tabelle 12: Technische Daten für den Stellantrieb des Wasserbremsventils

Netzanschluss 3x 400 V

Motoren ohne Lüfter

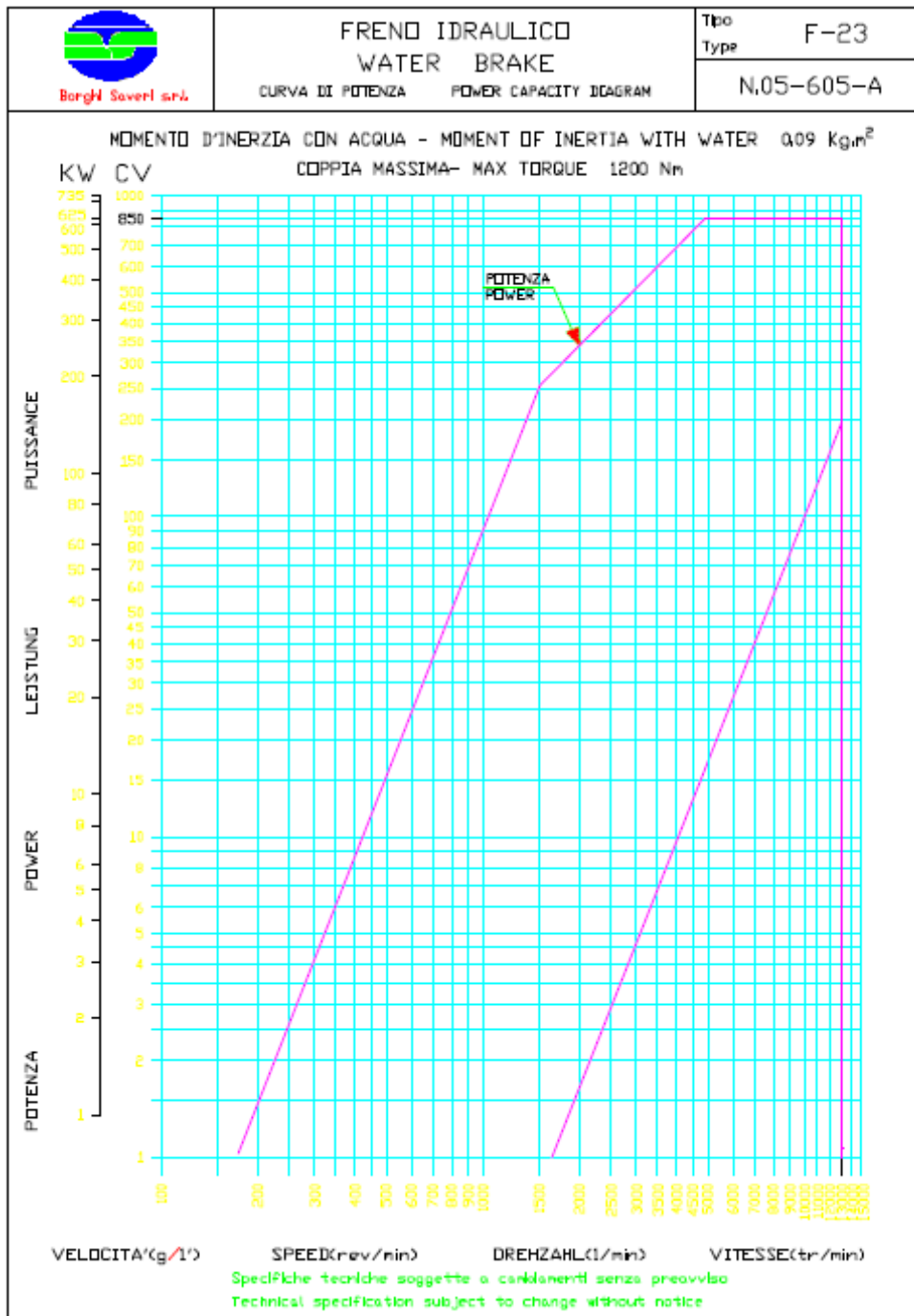
	n_N	M_0	M_{max}	M_N	P_N	I_0	I_N	I_{max}	$U_{N,AC}$	f_N
	[min ⁻¹]	[Nm]	[Nm]	[Nm]	[kW]	[A]	[A]	[A]	[V]	[Hz]
MCS06C41-	4050	0.80	2.40	0.60	0.25	1.30	1.30	5.40	225	270
MCS06C60-	6000	0.80	2.40	0.50	0.31	2.50	2.40	10.8	135	400
MCS06F41-	4050	1.50	4.40	1.20	0.51	1.50	1.50	5.30	320	270
MCS06F60-	6000	1.50	4.40	0.90	0.57	2.90	2.50	10.5	180	400
MCS06I41-	4050	2.00	6.20	1.50	0.64	1.70	1.60	5.90	325	270
MCS06I60-	6000	2.00	6.20	1.20	0.75	3.40	2.90	11.8	190	400
MCS09D41-	4050	3.30	9.50	2.30	1.00	2.60	2.30	10.0	320	270
MCS09D60-	6000	3.30	9.50	1.80	1.10	5.30	3.80	20.0	210	400
MCS09F38-	3750	4.20	15.0	3.10	1.20	3.00	2.50	15.0	330	250
MCS09F60-	6000	4.20	15.0	2.40	1.50	6.00	4.50	30.0	230	400
MCS09H41-	4050	5.50	20.0	3.80	1.60	4.30	3.40	20.0	300	270
MCS09H60-	6000	5.50	20.0	3.00	1.90	8.50	6.00	40.0	190	400
MCS09L41-	4050	7.50	32.0	4.50	1.90	6.20	4.20	32.0	295	270
MCS09L51-	5100	7.50	32.0	3.60	1.90	12.4	6.90	64.0	180	340

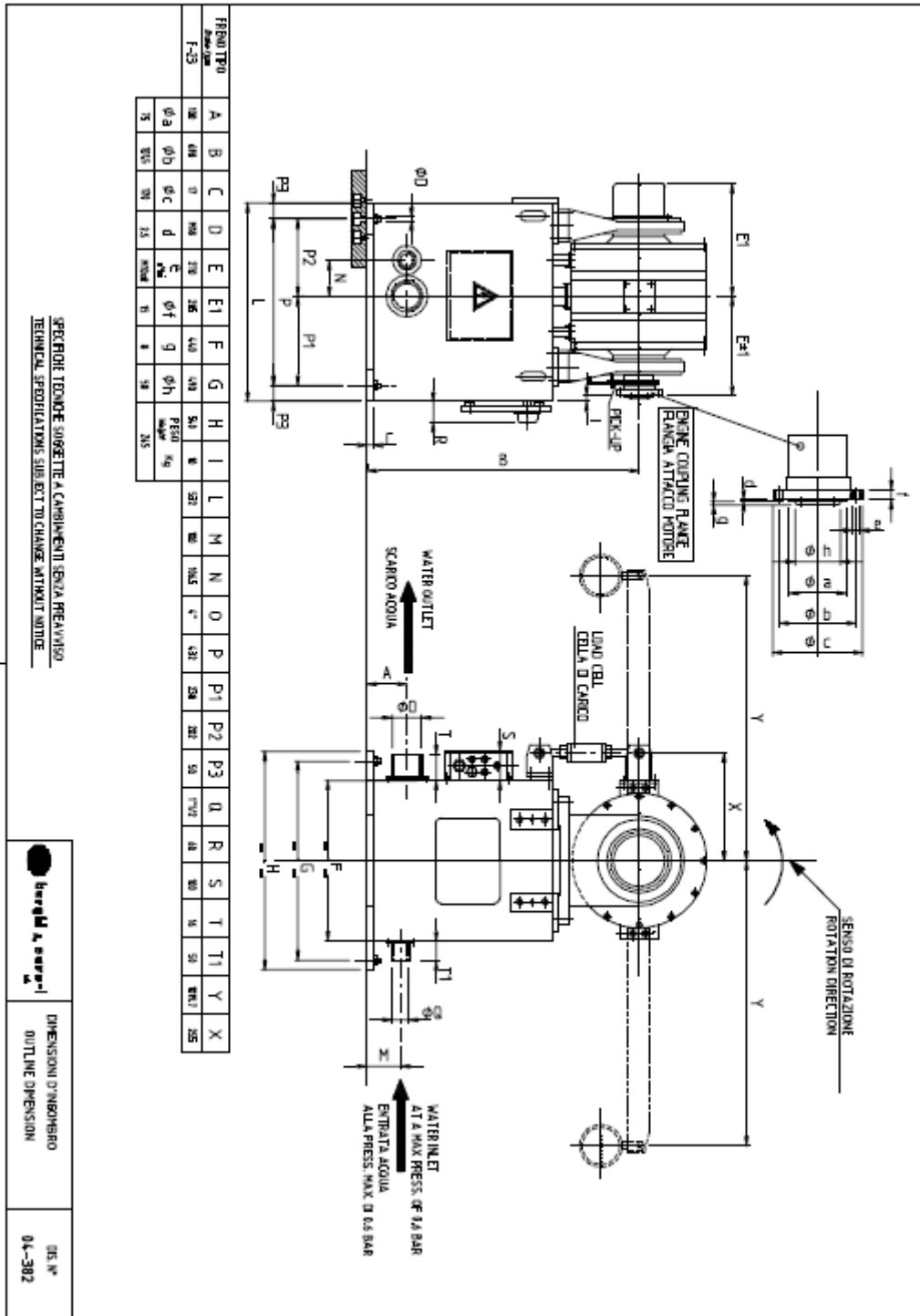
	η	J^0	$KE_{LL 150^\circ C}$	$R_{UV 20^\circ C}$	$R_{UV 150^\circ C}$	L_N	$Kt_{0 150^\circ C}$	n_{max}^{01}	m^{02}
	[%]	[kgcm ²]	[V/1000 rp]	[Ω]	[Ω]	[mH]	[Nm/A]	[min ⁻¹]	[kg]
MCS06C41-	65	0.14	36.6	27.1	36.5	51.0	0.66	8000	1.80
MCS06C60-	70	0.14	18.3	6.80	9.10	12.8	0.33	8000	1.80
MCS06F41-	77	0.22	60.1	21.9	29.5	63.5	1.05	8000	2.20
MCS06F60-	81	0.22	30.0	5.50	7.40	15.9	0.53	8000	2.20
MCS06I41-	81	0.30	73.4	18.8	25.4	60.2	1.21	8000	2.90
MCS06I60-	84	0.30	36.7	4.70	6.30	15.1	0.60	8000	2.90
MCS09D41-	87	1.10	71.2	7.00	9.40	25.1	1.25	7000	4.30
MCS09D60-	87	1.10	35.6	1.80	2.40	6.30	0.62	7000	4.30
MCS09F38-	91	1.50	79.8	5.20	7.00	24.6	1.40	7000	5.20
MCS09F60-	91	1.50	39.9	1.30	1.80	6.20	0.70	7000	5.20
MCS09H41-	91	1.90	75.7	3.20	4.30	16.1	1.29	7000	6.10
MCS09H60-	91	1.90	37.8	0.80	1.10	4.00	0.65	7000	6.10
MCS09L41-	91	2.80	71.7	1.80	2.40	9.90	1.21	7000	7.90
MCS09L51-	91	2.80	35.9	0.44	0.59	2.50	0.60	7000	7.90

⁰¹ Ohne Bremse.

⁰² Mechanisch zulässige Maximaldrehzahl.

A.5 Wasserströmungsbremse Borghi&Saveri F23





WATER FLOW TO IDROTEST HYDRAULIC DYNAMOMETERS

DYNAMOMETER TYPE	MAXIMUM POWER HP.	CONSTANT INLET PRESSURE TO DYNO Bar	RATED RATE OF WATER FLOW	
			lt/1'	m ³ /h
F 23	850	0,6	298,5	17,9
F 29	700	0,6	245,8	14,7
F 39	1500	0,6	526	31,6
F 47	2000	0,6	702	42,13

A.6 Referenzmotor Steyr Motors Diesel M1

Tabelle 13: Technische Daten der Referenz-VKM



MO126M28
MO196K35

MO166K28
MO236K42



Technische Daten und Übersicht MO126M28 MO166K28 MO196K35 MO236K42

PRODUKT	STEYR MOTORS M 16 TCM, TCAM			
Typ	MO126M28	MO166K28	MO196K35	MO236K42
Hubraum	3200 cm ³			
Kolbenverdrängung	85,0 x 94,0 mm			
Nennleistung nach EN ISO 8665:2006 (Flügelrad*) KW/HP Jetantrieb/innenbord Z-Antrieb	87/117 86/115	116/156 115/154	136/182 134/179	165/221 162/218
Zylinderzahl	6-Zylinder Reihenmotor (Lage des Zyl. 1 auf Schwingungsdämpfer-Seite)			
Zündfolge	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4			
Drehrichtung, von vorn gesehen	rechts			
Verdichtungsverhältnis	17,5 : 1			
Vollast-Drehzahlbereich (U/min.)	2800–2800	2800–2800	3300–3500	4000–4200
Leerlaufdrehzahl	630 U/min. (einstellbar)			
Einspritzkolben	aktiviert, zweistufig, Hochdruck mit elektronisch geregelter Einspritzmenge			
Kraftstoff	gemäß CEC RF-03-A-84 (DIN EN 590) Cetan >49; Dieselmotorkraftstoff Nr. 2-D, Temperatur über –7 °C; Nr. 1-D, Temperatur unter –7 °C			
Kraftstofffilter	Art.Nr. 2177745/1			
Lage des Kraftstofffilters	saugseitig			
Luftfilter	MO126 – Art.Nr. 2178992/0; alle anderen 6-Zyl. – Art.Nr. 2178992/1			
Öldruck oberhalb 2000 U/min.	400–700 kPa (58–101 PSI), mikroprozessorgesteuert			
Motoröl-Einfüllmenge	ca. 10,0 l Motorgehäuse (einschl. ca. 1 l Ölfilterinhalt)			
Motorölspezifikation	SAE 5W-50/ACEA B4-02/API CF oder 10W-40/ACEA E4, E5, E7/API CF Art.Nr. Z010058/0			
Öl- und Ölfilterwechsel-Intervalle**)	alle 150 Betriebsstunden und/oder einmal pro Saison			
Ölfilter	Art.Nr. 2178582/1			
Lage des Ölfilters	saugseitig			
elektrisches Ladesystem	14 V/90 A-Generator mit Transistor-Spannungsregler			
Kühlsystem	Zweifach-Kühlkreislauf; thermostatgeregelte Druckkühlung; Umwälzpumpe mit Wärmetauscher am Motor; Reglerpumpe, externer Seewasserkreislauf zum Wärmetauscher			
Kühlmittelinhalt	13,2 Liter			
Kühlmittel	STEYR MOTORS Motorkühlmittel –36 °C Art.Nr. Z011785/0			

*) Getriebe-Wirkungsgrad = 97,0 %, Wirkungsgrad Z-Antrieb = 95,5 %

**) ausgedehnte Zeiträume sind bei Anwendung und Nutzungsart zu bewerten

STEYR MOTORS GmbH behält sich vor, unangekündigt und freibleibend Änderungen vorzunehmen.

Anhang B: weitere Messergebnisse

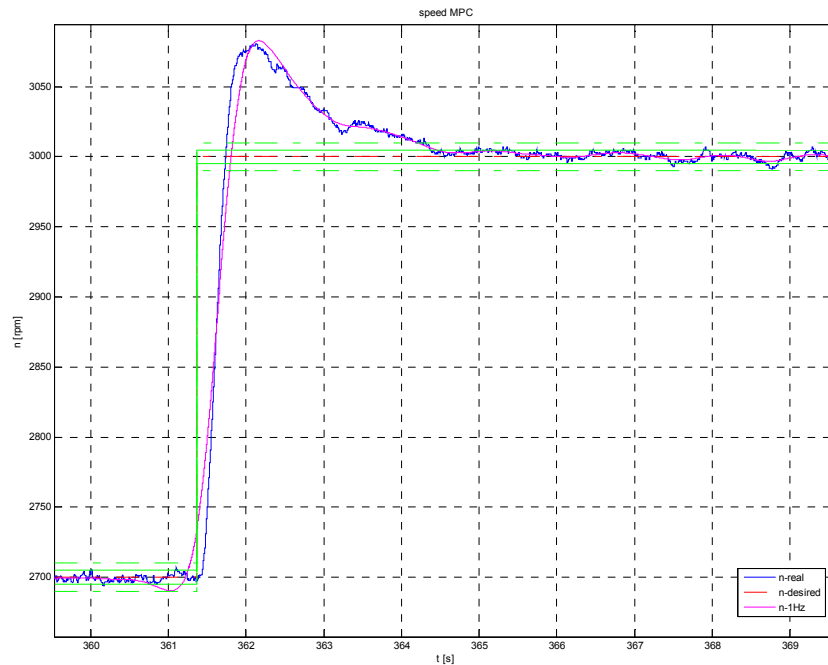


Abbildung 62: Drehzahl sprung mit PID-Regler am Iveco Daily Diesel

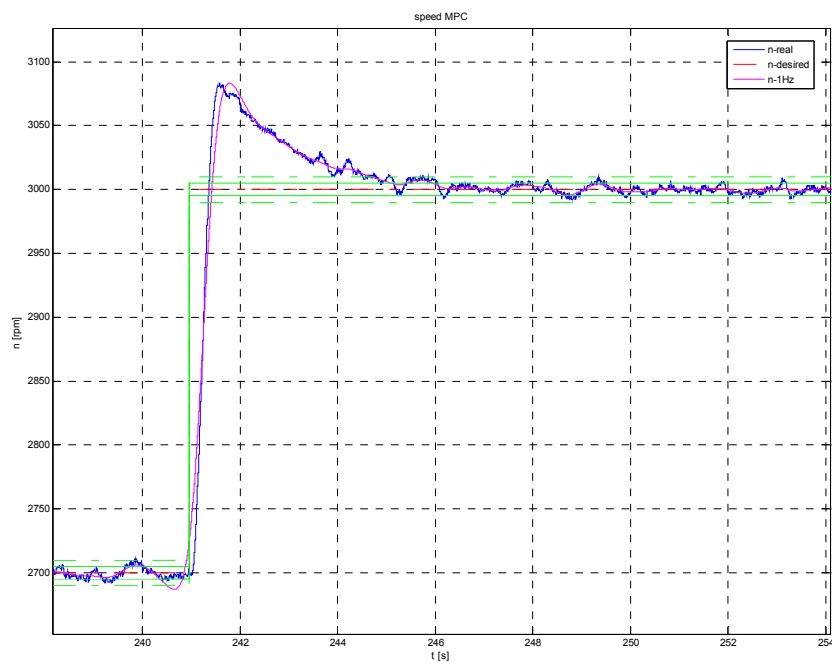


Abbildung 63: Drehzahl sprung mit PI-Regler und lead-Glied am Iveco Daily Diesel

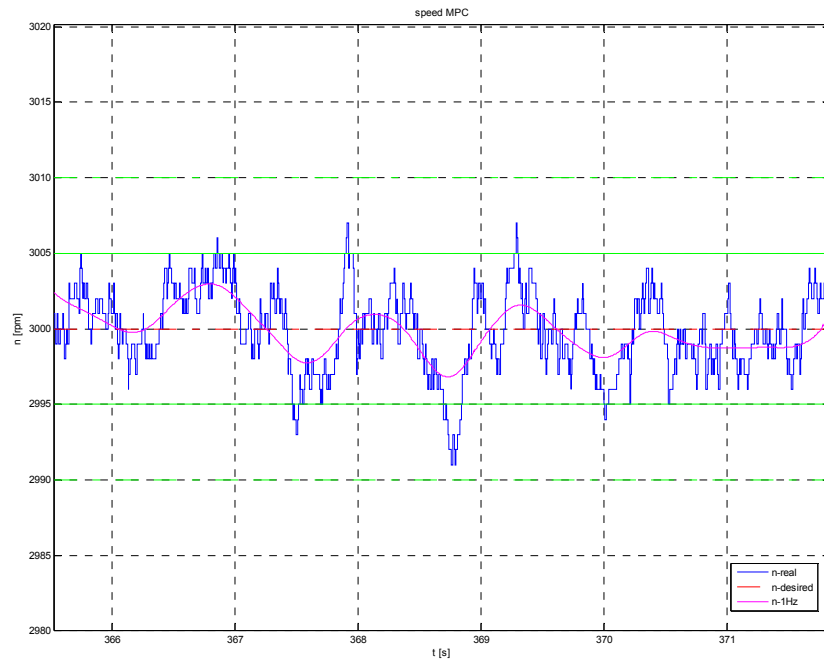


Abbildung 64: Regelung auf konstante Drehzahl mit PID-Regler am Iveco Daily Diesel

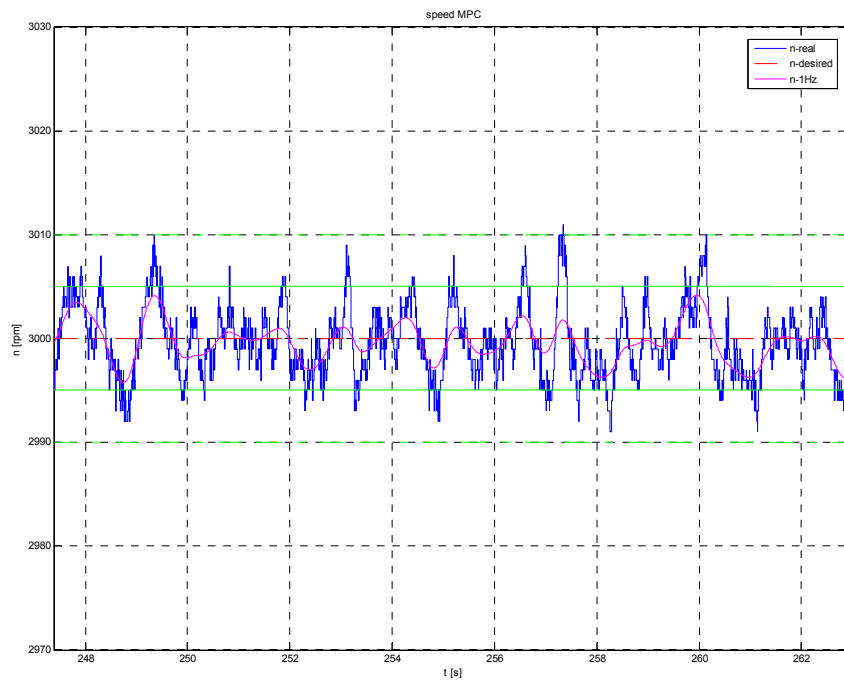


Abbildung 65: Regelung auf konstante Drehzahl PI-Regler und lead-Glied am Iveco Daily Diesel

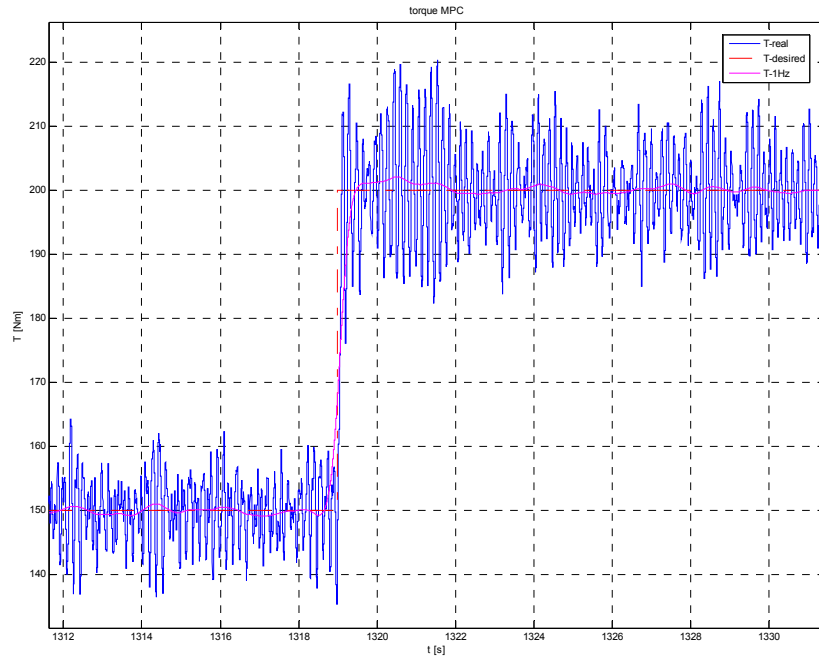


Abbildung 66: Momentenregelung der Bremse – Sprung, am Iveco Daily Diesel

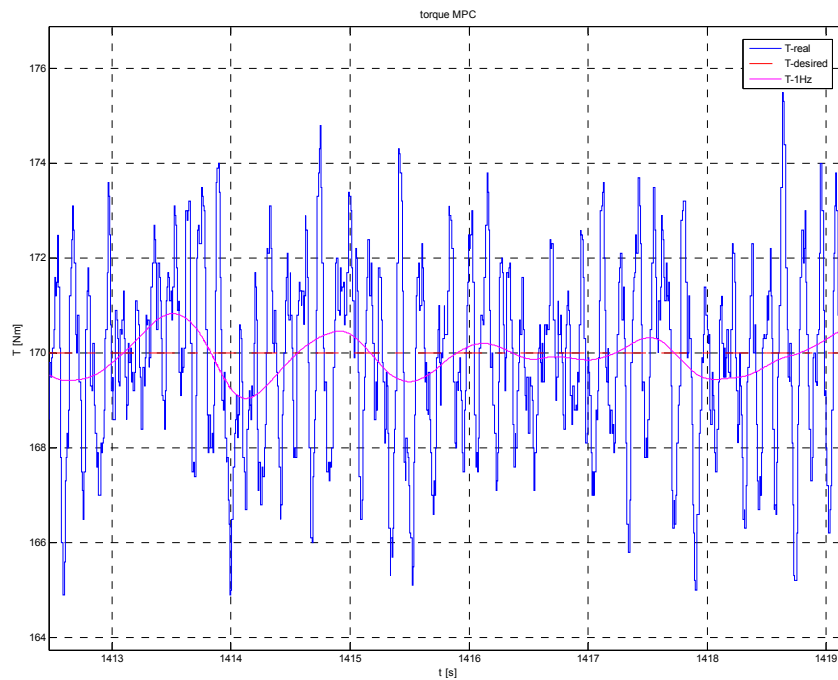


Abbildung 67: Regelung auf konstantes Bremsenmoment am Iveco Daily Diesel

Anhang C: Verwendete Reglerparametersätze

Folgende Tabelle zeigt Reglerparametersätze die für Dieselmotoren im Leistungsbereich bis 400 PS gute Ergebnisse erzielen, besonders für den in dieser Arbeit verwendeten Steyr Marine Diesel M1.

Tabelle 14: verwendete Reglerparametersätze am Steyr Marine Diesel M1

		controlled variable			
		n-brake	n-engine	T-brake	T-engine
PID controller	Kp	-3	1.5	3	0.15
	Ki	-2	0.8	2	0.11
	Kd	-0.8	0	0	0
lead element	fm	25	-	-	-
	m	40	-	-	-
		fco = 25 Hz		fco = 5 Hz	
		Butterworth low pass 2.o.		low pass 1.o.	
filter					

n-reference	T-reference
4000 rpm	500 Nm

Falls ein D-Anteil verwendet wurde, war das lead-Glied natürlich deaktiviert und umgekehrt.

Literaturverzeichnis

[1]

Höller Heinz (nicht bekannt): Hydrodynamische Kupplungen mit konstanter Füllung. http://www.voithturbo.com/applications/documents/document_files/298_d_ca_cr584_de.pdf. (Datum des Zugriffs: 9. August 2010)

[2]

Stepanoff A. J. (1959): Radial- und Axialpumpen (Theorie, Entwurf, Anwendung). Springer-Verlag

[3]

Meyer Martin (2006): Signalverarbeitung. Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter. Vieweg+Teubner.

[4]

Åström Karl J., Hägglund T. (1995): PID Controllers: Theory, Design and Tuning. Instrument Society of America.

[5]

Yun Li, Kiam Heong Ang, Gregory C.Y. Chong (2006): PID Control System Analysis and Design: Problems, remedies and future directions. IEEE Control Systems Magazine. (Datum des Zugriffs: 24. Februar 2009).

[6]

Horn Martin, Dourdoumas Nicolaos (2004): Regelungstechnik. Pearson Studium

[7]

Angelika Erhardt (2008): Einführung in die Digitale Bildverarbeitung: Grundlagen, Systeme und Anwendungen. Vieweg+Teubner

[8]

PIETRRUSZKA W. D (2006): Matlab und Simulink in der Ingenieurspraxis – Modellbildung, Berechnung und Simulation, 2. Auflage. Teubner

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig angefertigt habe. Es wurden nur die in der Arbeit ausdrücklich benannten Quellen und Hilfsmittel benutzt. Wörtlich oder sinngemäß übernommenes Gedankengut habe ich als solches kenntlich gemacht.

Ort, Datum

Unterschrift