



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN



AUTOMATION & CONTROL INSTITUTE
INSTITUT FÜR AUTOMATISIERUNGS-
& REGELUNGSTECHNIK

Modellierung, Optimierung und Regelung eines Wasserkraftwerkes mit einer Kaplan turbine

DIPLOMARBEIT

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.)

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dr. techn. A. Kugi
Ass.-Prof. Dr.-Ing. W. Kemmetmüller

eingereicht an der

Technischen Universität Wien
Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik

von

Michael Hahn
Matrikelnummer 1125097

Bad Ischl, 26. August 2024

Gruppe für komplexe dynamische Systeme

A-1040 Wien, Gußhausstr. 27–29, Internet: <http://www.acin.tuwien.ac.at>

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meines Masterstudiums Energie- und Automatisierungstechnik an der Technischen Universität Wien in Zusammenarbeit mit der Firma Siemens Energy.

Ich möchte mich als Erstes bei meinem Betreuer Ass.-Prof. Dr.-Ing. W. Kemmetmüller bedanken. Dieser ist mir beim Erstellen dieser Arbeit stets mit hilfreichem Rat und Denkanstößen zur Seite gestanden.

Weiters möchte ich mich noch bei der Abteilung Small Hydro der Firma Siemens Energy, insbesondere bei Herrn Dipl.-Ing. Christian Enzinger für die Idee zu dieser Arbeit und bei Herrn Simon Hausmaninger für die Durchführung der Messungen und die Besichtigung der Anlage bedanken.

Abschließend möchte ich meiner Freundin und meiner Familie für ihre Geduld, Rücksichtnahme und das Korrekturlesen danken.

Bad Ischl, 26. August 2024

Abstract

This thesis deals with the modeling and control of a run-of-river power plant with a Kaplan turbine. This type of turbine consists of two actuators, the wicket gate and the runner blades. Both can affect the flow rate and the efficiency. A goal of this work is, to optimize the efficiency in relation to the flow rate and to design a control strategy. For this purpose, a model of the turbine is needed. An analytical derivation of such a model is not feasible, so an approximation from measured data is used. With an optimization algorithm, a control for the flow rate is then created, which also accounts for frequency fluctuations and the necessary reduction in active power.

Such a hydro power plant must process the incoming natural water and keep the level of the inlet stable, which requires a level controller. This controller provides a setpoint for the flow rate control. A PI controller with a disturbance feedforward control is used for this purpose. A feedforward control is used for known outflows from the storage area.

The developed model is compared with real measurements and the developed strategies are tested and validated in a simulation. The flow rate control shows excellent tracking behavior, which would not be possible if it were based on the measurement and a feedback control strategy. The designed level controller can maintain the set point of the reservoir within a range of 0.3% in a realistic simulation.

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Modellierung und Regelung von einem Laufkraftwerk mit einer Kaplanmaschine. Diese Art der Turbine besitzt zwei Stellorgane, den Leitapparat und das Laufrad. Beide können den Volumenstrom und den Wirkungsgrad beeinflussen. Ein Ziel dieser Arbeit ist, den Wirkungsgrad im Bezug auf den Volumenstrom zu optimieren und eine Strategie für eine Steuerung zu entwerfen. Für dieses Vorhaben wird ein Modell der Turbine benötigt. Da eine physikalisch-basierte Modellierung jedoch nicht zielführend ist, wird ein Modell aus den Messdaten approximiert. Mithilfe einer Optimierung wird dann eine Volumenstromsteuerung erstellt, die auch auf Frequenzschwankungen und eine notwendige Wirkleistungsreduktion berücksichtigt.

Da ein Laufkraftwerk die zufließende natürliche Wassermenge verarbeiten und dabei den Pegel stabil halten muss, wird ein Pegelregler benötigt. Dieser gibt einen Sollwert für die Volumenstromsteuerung vor. Dazu wird ein PI-Regler mit Störgrößenaufschaltung verwendet. Diese Aufschaltung wird für bekannte Abflüsse aus dem Staubeckbereich verwendet.

Das entwickelte Modell wird mit der Realität verglichen und die entwickelten Strategien werden in der Simulation getestet und validiert. Die Steuerung des Volumenstroms zeigt ein ausgezeichnetes Führungsverhalten, das mit einer messtechnisch basierten Regelung nicht möglich wäre. Der entworfene Pegelregler kann den Sollwert des Staubeckens bei einem realistischen Verlauf auf unter 0.3% halten.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Modellbildung	4
2.1	Hydraulisches Teilsystem	5
2.1.1	Staubecken	5
2.1.2	Turbine	7
2.1.3	Druckrohr	9
2.2	Elektrisches Teilsystem	11
2.2.1	Generator	12
2.2.2	Transformator	14
2.2.3	Netz	15
2.2.4	Gesamtes elektrisches System	16
2.2.5	Mechanisches System	17
2.3	Sensoren	18
2.4	Gesamtsystem und Ruhelagenberechnung	19
3	Turbinenfaktor und -wirkungsgrad	23
3.1	Messanordnung und Vermessung	23
3.2	Approximation der Messdaten	28
4	Validierung des Modells	34
4.1	Turbinenmodell	34
4.2	Regelung der Stellorgane	37
4.3	Gesamtes System	40
5	Steuerung des Volumenstroms	43
5.1	Optimierung	43
5.2	Steuerung	46
5.3	Leistungsreduktion bei Überfrequenz	54
6	Pegelregelung	60
7	Zusammenfassung und Ausblick	68
A	Parameterberechnung	70
B	Parameter	79

Abbildungsverzeichnis

1.1	Skizze des Kraftwerks	2
2.1	Schematische Übersicht des gesamten Kraftwerks	4
2.2	Skizze des Staubeckens	5
2.3	Ströme in und aus dem Staubecken	6
2.4	Regelkreis der Leitapparatöffnung	8
2.5	Regelkreis der Laufradöffnung	9
2.6	Diskretisierung des Volumenstroms und des Druckes im Druckrohr mithilfe des Staggered Grids	11
2.7	Skizze des elektrischen Teilsystems	12
2.8	Zeigerdiagramm des Netzes	16
2.9	Reales Verhalten des Volumenstromsensors an zwei Versuchen. Verstellung des Leitapparates bei konstanter Laufradstellung.	19
2.10	Regelkreis des Volumenstromsensors	19
3.1	Anordnung zur Vermessung der Turbine	23
3.2	Der normierte Turbinenfaktor \bar{K}_T in Abhängigkeit von der Leitapparat ξ_{la} - und Laufradstellung ξ_{lr} . Dabei steht jede Markierung für eine Messung und die Farben gruppieren die Messungen zu den jeweiligen Leitapparat- stellungen für unterschiedliche Laufradstellungen	25
3.3	Der Reibungskoeffizient λ der Druckrohrleitung in Abhängigkeit des nor- mierten Volumenstroms q_T	26
3.4	Verteilung der Messungen für den Reibungskoeffizient λ und die Normal- verteilung anhand der Messdaten	27
3.5	Der Wirkungsgrad der Turbine η_T in Abhängigkeit von der Leitapparat- und Laufradstellung	28
4.1	Vergleich des normierten Turbinenfaktors \bar{K}_T in Abhängigkeit von der Laufradstellung ξ_{lr} zwischen dem Modell (Linie) und Messdaten (Markie- rungen), für unterschiedliche Leitapparatstellungen ξ_{la}	34
4.2	Vergleich des Wirkungsgrad η_T in Abhängigkeit von der Laufradstellung ξ_{lr} zwischen dem Modell (Linie) und Messdaten (Markierungen), für unter- schiedliche Leitapparatstellungen ξ_{la}	35
4.3	Vergleich des Produktes aus Wirkungsgrad η_T und Turbinenfaktor \bar{K}_T in Abhängigkeit von der Laufradstellung ξ_{lr} zwischen dem Modell (Linie) und Messdaten (Markierungen), für unterschiedliche Leitapparatstellungen ξ_{la}	36
4.4	Modellvergleich des Leitapparates	38
4.5	Modellvergleich des Laufrades	39

4.6	Modellvergleich mit dem realem Verhalten des Druckrohres, die Laufradstellung wurde dabei konstant bei 5% gehalten.	41
4.7	Modellvergleich mit zwei Sollwertsprüngen, die Laufradstellung wurde dabei konstant bei 5% gehalten	42
5.1	Beispielhafter zulässiger Bereich der Optimierung durch die Ungleichungsbeschränkungen aus (5.7)	44
5.2	Links sind die drei Startkurve und der zulässige Bereich, in der Mitte die Leitapparatöffnung und Rechts die Laufradöffnung über dem Turbinenfaktor beispielhaft für das Modell mit den Ordnungen $m = 5, n = 4, p = 5$ und $q = 4$ dargestellt	46
5.3	Oben ist der zulässige Bereich, sowie die einzelnen Modelle und der Mittelwert aus diesen zu sehen. In der Mitte ist die Leitapparatöffnung und unten die Laufradöffnung über dem Turbinenfaktor dargestellt.	47
5.4	Volumenstromsteuerung basierend auf den optimierten Modellen	48
5.5	Sprungantwort der Steuerung für den Volumenstrom anhand des Modells mit der geringsten Varianz	49
5.6	relativer Fehler des Volumenstromes der einzelnen Modelle im Bezug auf die Optimierung bei einer Stauhöhe h von 2 m	50
5.7	Sprungantwort der Steuerung für den Volumenstrom anhand verschiedener Modelle	51
5.8	Sprungantwort der Steuerung für den Volumenstrom an einem anderen Modelle und Rückführung des Druckes vor der Turbine, wodurch ein schwingendes System entsteht	53
5.9	Oben ist der zulässige Bereich, der ermittelte Zusammenhang für den maximalen Wirkungsgrad, sowie die einzelnen Modelle und der Mittelwert aus diesen für den geringsten Wirkungsgrad zu sehen. Danach ist der maximale und minimale Wirkungsgrad $\bar{\eta}_T$ über dem Turbinenfaktor \bar{K}_T für das Modell $m = 5, n = 4, p = 5$ und $q = 4$, sowie die Leitapparatstellung und die Laufradstellung über dem Turbinenfaktor dargestellt.	55
5.10	Kennfelder der minimalen Leistung für unterschiedliche Stauhöhen	56
5.11	Sprungantwort der Steuerung auf verschiedene Leistungsreduktionen	57
5.12	Antwort der Steuerung auf einen Frequenzverlauf über 50,2 Hz	59
6.1	Blockschaltbild der Pegelregelung	60
6.2	Amplituden und Phasengang	62
6.3	Sprungantwort des linearisierten Systems mit einem PI-Regler	62
6.4	Antwort der Regelung auf einen Sprung des zufließenden Volumenstroms	64
6.5	Antwort der Regelung auf einen der Realität nachempfundenen Verlauf des zu- und abfließenden Volumenstroms	65
6.6	Antwort der Regelung auf einen bekannten abfließenden Volumenstroms, mit und ohne Störgrößenaufschaltung.	66

Tabellenverzeichnis

2.1	Messbereich und Quantisierung der Sensoren	19
3.1	Vergleich verschiedener Modelle mit unterschiedlicher Ordnung der Polynome und deren Fehlervarianz in % für den Turbinenfaktor K_T und den Turbinenwirkungsgrad η_T	30
3.2	Vergleich verschiedener Modellekombinationen mit unterschiedlicher Ordnung der Polynome und deren Fehlervarianz $\sigma_T < 1,99\%$	32
A.1	Datenblatt des Generators	70
A.2	Datenblatt des DYN5 Transformators	74
B.1	Parameter des Beckens	79
B.2	Parameter des Druckrohres	79
B.3	Parameter der Turbine	79
B.4	Parameter des Turbinenmodells	80
B.5	Parameter des Turbinenfaktors für die Simulation	81
B.6	Parameter des Regelkreises für den Leitapparat	81
B.7	Die Parameter des Regelkreises für das Laufrad	82
B.8	Bezugsgrößen des elektrischen Modells	82
B.9	Die berechneten Parameterwerte des Generators.	82
B.10	Die berechneten Matrixwerte des Generators, mit der Einheit 1/s.	83
B.11	Die berechneten Werte des Transformators.	83
B.12	Die berechneten Matrixwerte des gesamten elektrischen Systems, mit der Einheit 1/s.	84
B.13	Die berechneten Werte des mechanischen Systems.	84
B.14	Parameter des Newton-Raphson Verfahrens	84
B.15	Parameter der Optimierung	85

1 Einleitung

In der Energieversorgung rücken aufgrund des Klimawandels regenerative Quellen immer mehr in den Vordergrund. Es werden viele neue Windräder am Land und auf See errichtet. Auch Photovoltaikanlagen auf Hausdächern werden immer mehr. Da hier der Schwerpunkt auf der Neuerrichtung liegt, stehen diese Anlagen im Fokus von Wirtschaft und Politik. Eine andere Form der erneuerbaren Energie wird dabei oft vernachlässigt: die Wasserkraft. Dabei zählt sie in Österreich zu den ältesten noch genutzten Formen der Stromerzeugung [1]. Zwischen 54 und 67% des österreichischen Energiebedarfs werden durch Wasserkraft gedeckt [2]. Für diese Menge sind mehr als 5000 Kraftwerke im Einsatz [3]. Die Ausbauleistung reicht von wenigen Kilowatt bis zu 730MW der Malta-Hauptstufe [4].

Bei einem derart breiten Leistungsspektrum kommen unterschiedlichste Turbinentypen zum Einsatz. Die drei wichtigsten sind die Pelton-, die Francis- und die Kaplan turbine [5]. Bei der Pelton turbine wird mithilfe einer Düse ein Wasserstrahl erzeugt. Dieser wird dann auf becherförmige Schaufeln umgelenkt, die radial um eine Welle angeordnet sind. Über die Welle ist ein Generator gekoppelt. Mithilfe der Düsenöffnung kann der Volumenstrom und damit auch die Leistung eingestellt werden. Dieser Typ wird bei größeren Fallhöhen bzw. Drücken verwendet [5]. Da unter diesen Bedingungen das Wasser meist aus einem Speicher entnommen wird, findet man diesen Typ bei Speicherkraftwerken.

Der nächste Typ ist die Francis turbine. Diese besitzt eine sogenannte höhere Beaufschlagung, d. h. einen höheren Volumenstrom. Bei ihr wird ein Laufrad radial angeströmt, meist über ein Spiralgehäuse. Über den sogenannten Leitapparat, der sich direkt zwischen dem Spiralgehäuse und der Turbine befindet, wird der Volumenstrom und somit auch die Leistung der Turbine eingestellt. Die feststehenden Laufradschaufeln lenken das Wasser um und treiben somit auch eine Welle an. Diese Schaufeln sehen je nach Anwendung unterschiedlich aus. Dieser Turbinentyp kann auch für Pumpspeicherkraftwerke verwendet werden, wenn die Drehrichtung bei einigen Typen umgekehrt wird, kann die Turbine pumpen.[5]

Die Kaplan turbine ist ähnlich aufgebaut, jedoch sind die Laufradschaufeln verstellbar. Dieser Turbinentyp wird sehr häufig in Laufkraftwerken eingesetzt. Ein natürlicher Flussverlauf weist keinen konstanten Volumenstrom auf, somit muss ein Flusskraftwerk in einem großen Bereich des Volumenstroms arbeiten. Da dieser Typ durch die Verstellbarkeit des Laufrades einen hohen Wirkungsgrad über einen breiten Bereich der Beaufschlagung hat, wird er häufig bei Laufkraftwerken eingesetzt [5]. Für den optimalen Betrieb dieser Turbine wird meist ein Zusammenhang von Leitapparat- zu Laufradstellung verwendet. Diese wird in der Regel vom Turbinenhersteller vorgegeben. Der Zusammenhang kann durch Versuche an einer Modell turbine oder Simulation erstellt werden. Da sich die reale Turbine jedoch anders verhalten kann, besteht das Ziel darin, diese Beziehung zu optimieren. Dazu gibt es verschiedene Ansätze. In [6] oder [7] wird eine in der Praxis häufig angewandte

Strategie verwendet. Dabei wird bei konstantem Leitapparat das Laufrad verstellt und der Wirkungsgrad ermittelt. Der Punkt mit dem maximalen Wirkungsgrad wird dabei als neuer Punkt verwendet. Dies ist jedoch problematisch. Durch die Verstellung des Laufrades wird auch der Volumenstrom verändert. Dadurch wird zwar der Wirkungsgrad für eine Leitapparatstellung optimiert, jedoch nicht bezogen auf den Volumenstrom und damit auf die eingesetzte Leistung.

In dieser Arbeit soll eine Optimierung des Zusammenhangs in Bezug auf den Volumenstrom durchgeführt werden. Da die Messung des Volumenstroms in der Praxis oft schwierig ist [8], soll ein Modell der Turbine erstellt werden. Anhand dessen wird die Optimierung durchgeführt. Als Versuchsanlage dient das Ausleitungskraftwerk Gündelhof, das in der

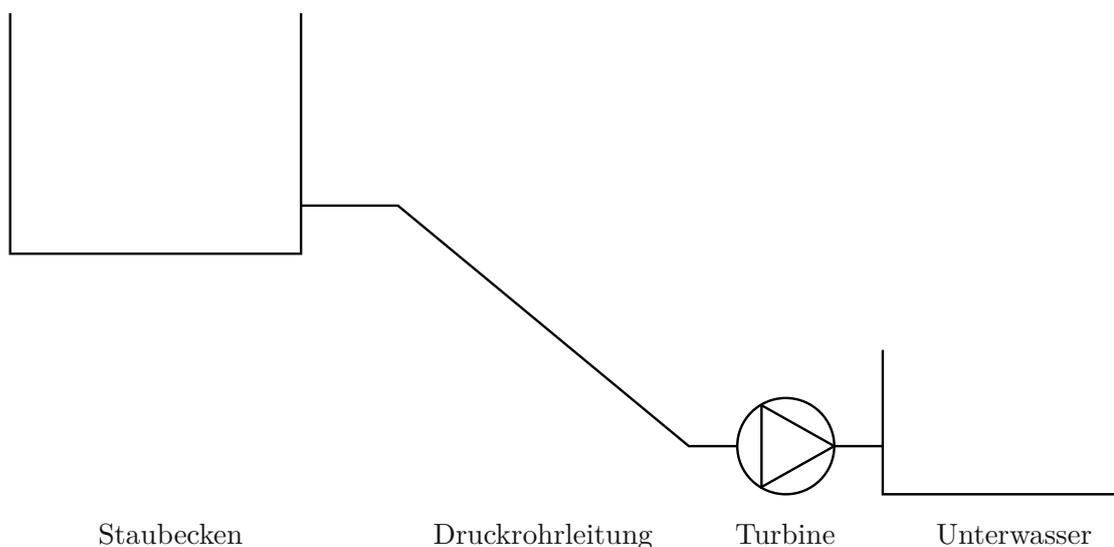


Abbildung 1.1: Skizze des Kraftwerks

Abbildung 1.1 skizziert ist. Eine Wehranlage leitet das Wasser aus dem Staubecken des Flusses in eine Druckrohrleitung aus. Das Wasser wird dann im Kraftwerk in der Turbine verarbeitet und dem Flussverlauf im Unterwasser wieder zurückgegeben. Die Rohrleitung ist mit einem Ultraschallsensor zur Bestimmung des Volumenstroms ausgestattet. Diese Messung ist jedoch sehr träge und es soll auch eine Strategie entwickelt werden, die den Volumenstrom direkt steuern kann.

Es gibt verschiedene Methoden zur Erstellung des Modells. In den meisten Studien wie in [9] wird ein einfaches lineares Modell für die Dynamik verwendet. In dem Artikel [10] wird eine Spline-Interpolation und ein exponentielles Modell zwischen den beiden Stellgrößen und dem Wirkungsgrad bzw. Volumenstrom angegeben. Für eine solche Interpolation werden Messpunkte benötigt, die keine oder nur eine geringe Zufallsverteilung aufweisen. Ein weiterer Ansatz [11] ist eine Polynomapproximation. Diese kann das Rauschen der Sensoren unterdrücken und soll auch in dieser Arbeit zur Optimierung verwendet werden.

Das Kraftwerk hängt am öffentlichen Stromnetz muss daher bestimmte Anforderungen erfüllen [12]. Ein wichtiger Punkt ist die Leistungsreduktion bei Überfrequenz. Dabei wird bei einer Frequenzerhöhung im Verbundnetz die Leistung reduziert, um diese wieder zu senken. Die Steuerung muss in so einem Fall zwei Dinge erfüllen. Sie muss einen

vorgegebenen konstanten Volumenstrom halten und bei einer Frequenzerhöhung die Leistung reduzieren. Für diesen Zweck soll auch eine Strategie entwickelt werden.

Der Volumenstrom wird von einer übergeordneten Regelung vorgegeben. Die meisten Laufkraftwerke müssen in ihrem Staubecken einen konstanten Pegel halten. Dazu wird ein Pegelregler eingesetzt [8]. Es gibt verschiedene Möglichkeiten wie dieser aufgebaut ist. In [13] wird ein PI-Regler über die Pol-/Nullstellen für ein Kraftwerk mit einem Wasserschloss entworfen. Für das selbe Kraftwerk wird in [14] ein Fuzzy-Regler verwendet und mit dem PI-Regler verglichen. Dabei erzielte der Fuzzy-Regler in der Simulation bessere Ergebnisse. Da aber der in [15] beschriebene PI-Regler zusätzlich eine direkte Einstellung für den Volumenstrom besitzt, soll diese Strategie auch in dieser Arbeit verwendet werden. Der Grund dafür liegt in der Konstruktion der Stauanlage, die durch verschiedene Vorgänge eine bekannte zusätzliche Abgabe in den natürlichen Flussverlauf erzeugt. Für all diese Aufgaben, muss ein dynamisches Modell der gesamten Anlage hergeleitet werden.

Der Inhalt dieser Arbeit beginnt im ersten Kapitel mit der Herleitung des Modells. Eine gute Grundlage für den hydraulischen Teil der Anlage ist in [5] und [16] gegeben. Zunächst wird das Staubecken mithilfe der Massenerhaltung aus [17] modelliert. Die Modellgleichungen und die Dynamik der Turbine mit ihren Stellorganen, Leitapparat und Laufrad werden anschließend diskutiert. Das Becken und die Turbine sind durch die Druckrohrleitung verbunden. Das Modell dieser wird mit der Impuls- und Massenerhaltung hergeleitet und mithilfe der Methode der Finiten Differenzen gelöst. Nach dem hydraulischen System wird das elektrische System näher betrachtet. Dabei wird der Generator mit dem angeschlossenen Transformator und dem elektrischen Verbundnetz modelliert. Die beiden Systeme werden dann über eine mechanische Welle gekoppelt. Da, wie bereits erwähnt, der Ultraschallsensor eine eigene Dynamik besitzt, muss diese ebenfalls berücksichtigt werden. Für die anschließende Simulation müssen noch die Ruhelagen des Systems bestimmt werden.

Das zweite Kapitel behandelt die Bestimmung der Modellparameter für die Turbinengleichungen und die Rauheit des Druckrohres. Es werden die notwendigen Gleichungen zur Bestimmung dieser Parameter aus den Messdaten hergeleitet. Dabei wird darauf geachtet, dass alle Einflüsse, wie z. B. der Generatorwirkungsgrad, eliminiert werden. Anschließend wird die Polynomapproximation durchgeführt und mögliche Modelle ermittelt.

Im dritten Kapitel wird das ermittelte Turbinenmodell mit der geringsten Fehlervarianz mit den Messdaten verglichen und Abweichungen diskutiert. Die ermittelte Regelung der Stellorgane wird ebenso wie das Gesamtsystem an der realen Anlage anhand von Versuchen validiert.

Das vierte Kapitel behandelt das Optimierungsproblem. Dieses wird genau definiert, um dann für eine Volumenstromsteuerung gelöst zu werden. Dabei wird nicht nur das genaueste Modell verwendet, sondern eine Schar von Turbinenmodellen. Um den Anforderungen des Netzbetreibers gerecht zu werden, wird diese Steuerung um eine Leistungsreduktion bei Überfrequenz ergänzt. Die so entwickelten Strategien werden in einer Simulation ausführlich getestet.

Diese Volumensteuerung wird dann im fünften Kapitel um einen Pegelregler erweitert. Mithilfe des Frequenzkennlinienverfahrens werden die Regelparameter für den PI-Regler ermittelt. Die gesamte Anlage mit den entworfenen Reglern wird anschließend an realitätsnahen Beispielen simuliert.

2 Modellbildung

Dieses Kapitel befasst sich mit der Herleitung eines mathematischen Modells einer Wasserkraftanlage mit einer Kaplan-Turbine. Um anschließend eine Optimierung durchzuführen und eine Regelung entwerfen zu können, wird ein ausreichend genaues Modell der Anlage benötigt. In Abbildung 2.1 ist die zu untersuchende Anlage schematisch abgebildet, die

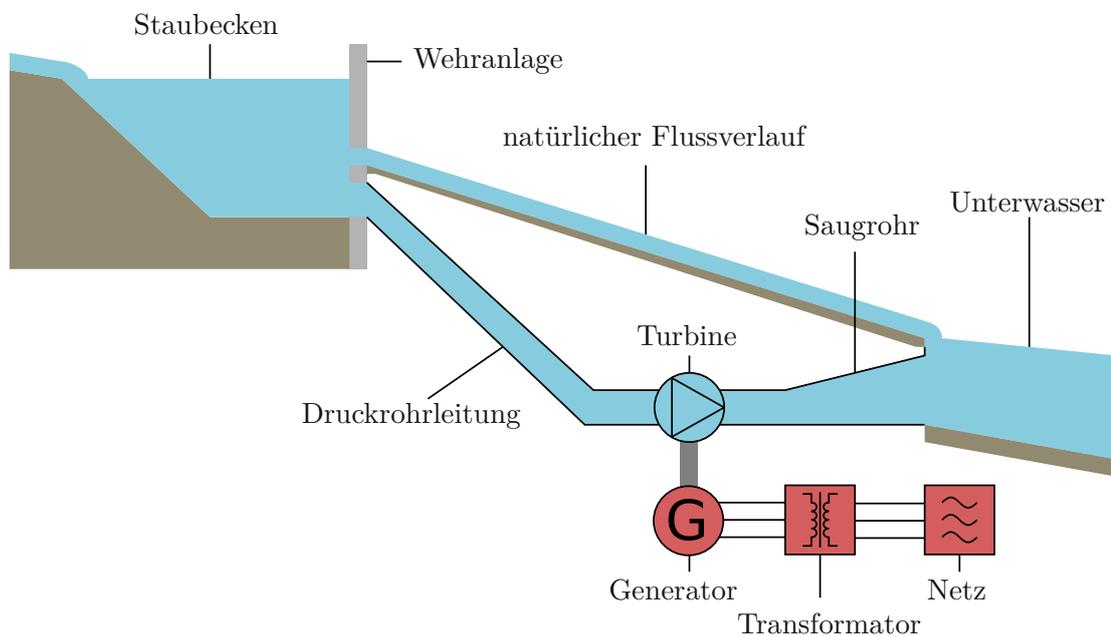


Abbildung 2.1: Schematische Übersicht des gesamten Kraftwerks

aus mehreren Bestandteilen besteht. Dem Wasserlauf folgend befindet sich links als erster Teil die Wehranlage mit dem Staubecken. Diese hat den Zweck das zufließende Wasser aufzustauen. Meistens ist es noch notwendig, eine durch den Gesetzgeber vorgegebene Mindestrestwassermenge in den natürlichen Flussverlauf abzugeben, der durch den oberen Wasserlauf dargestellt ist. Der untere Wasserweg besteht aus einer Druckrohrleitung, einer Turbine und dem sogenannten Saugrohr. Die Turbine ist über eine mechanische Welle mit dem Generator gekoppelt. Dieser hängt über einen Blocktransformator am elektrischen Verbundnetz.

In diesem Kapitel werden die Modelle für alle Einzelteile der Anlage hergeleitet und zu einem gesamten Modell zusammengeführt. Da, wie sich am Ende des Kapitels zeigen wird, die verwendeten Sensoren einen Einfluss auf das zu regelnde System haben, werden diese ebenfalls berücksichtigt.

2.1 Hydraulisches Teilsystem

Als erstes wird der hydraulische Teil der Anlage betrachtet. Dieser besteht aus dem Staubecken, der Druckrohrleitung und der Turbine mit ihren beiden Stellorganen, Leitapparat und Laufrad.

2.1.1 Staubecken

Bei einem Laufkraftwerk bildet die Wehranlage mit dem Flussbett ein Staubecken. In den meisten Fällen soll die Stauhöhe auf einem konstanten Wert gehalten werden, um die ökologischen Auswirkungen des Kraftwerkes auf die Umwelt gering zu halten. Um später einen geeigneten Regler für den Wasserpegel entwerfen zu können, wird ein dynamisches Modell des Staubeckens entwickelt. Aufgrund der meist nicht genau bestimmbarer Beschaffenheit

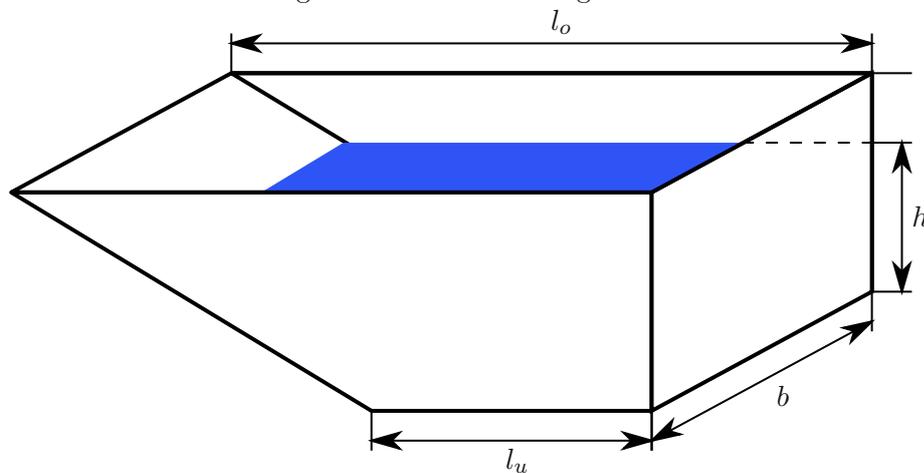


Abbildung 2.2: Skizze des Staubeckens

des Staubereiches, wird vereinfacht die Geometrie aus Abbildung 2.2 angenommen. Bei diesem variiert die Länge l des aufgestauten Wassers mit der Stauhöhe h . Daraus ergibt sich die Länge der Wasseroberfläche in Abhängigkeit der Höhe zu

$$l(h) = l_u + \frac{l_o - l_u}{h_{max}} h, \quad (2.1)$$

wobei l_o die Staulänge am obersten Rand des Staubeckens und l_u die Staulänge am Grund beschreibt. Die Breite b des Beckens wird als konstant angenommen. Ausgehend von der Kontinuitätsgleichung (Massenerhaltung) [17]

$$\frac{d}{dt} \int_{\mathcal{V}} \rho dV + \int_{\mathcal{A}} \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{s} dA = 0 \quad (2.2)$$

kann die Dynamik des Staubeckens modelliert werden. Dabei ist ρ die Dichte des Wassers, \mathcal{V} das zu betrachtende Volumen, \mathcal{A} der Rand dieses Volumens, \mathbf{v} der Geschwindigkeitsvektor eines Masseteilchens und \mathbf{s} der auf den Rand normal stehende Einheitsvektor in das Innere des Volumens. Der erste Term beschreibt dabei die Änderung der Masse in einem Kontrollvolumen \mathcal{V} . Der zweite Term steht für die durch den Rand des Volumens \mathcal{A} zu-

und abströmende Masse. Die Kompressibilität des Wasser ist, wie in der Literatur [18] angegeben, sehr gering. Für eine Volumensänderung von 1 % müsste ein Druck von ca. 200 bar herrschen, was einer Wassersäule von ca. 2000 m entspricht. Da bei einem Kraftwerk mit einer Kaplan Turbine meistens Fallhöhen von mehr als 60 m nicht überschritten werden, (was einer Volumens- bzw. einer Dichteänderung um 0,03 % entspricht) wird die Dichte im weiteren Verlauf als konstant angenommen. Das Integral über das Volumen ergibt sich unter dieser Annahme für die Geometrie aus Abbildung 2.2 zu

$$\int_{\mathcal{V}} dV = \int_0^{h(t)} \int_0^{l(h)} \int_0^b dx dy dz = bl_u h(t) + b \frac{l_o - l_u}{h_{max}} \frac{h^2(t)}{2}, \quad (2.3)$$

wobei lediglich die Stauhöhe $h(t)$ von der Zeit abhängt. Durch zeitliches Ableiten von (2.3) erhält man

$$\frac{d}{dt} \int_{\mathcal{V}} dV = bl_u \frac{dh}{dt} + b \frac{l_o - l_u}{h_{max}} h \frac{dh}{dt} = A(h) \frac{dh}{dt}, \quad (2.4)$$

welches den ersten Term von der Massenerhaltung (2.2) ergibt. Dabei beschreibt

$$A(h) = b \left(l_u + \frac{l_o - l_u}{h_{max}} h \right) = A_{min} + \frac{A_{max} - A_{min}}{h_{max}} h \quad (2.5)$$

den Flächeninhalt der Wasseroberfläche in der Höhe h . Betrachtet man nun die etwas

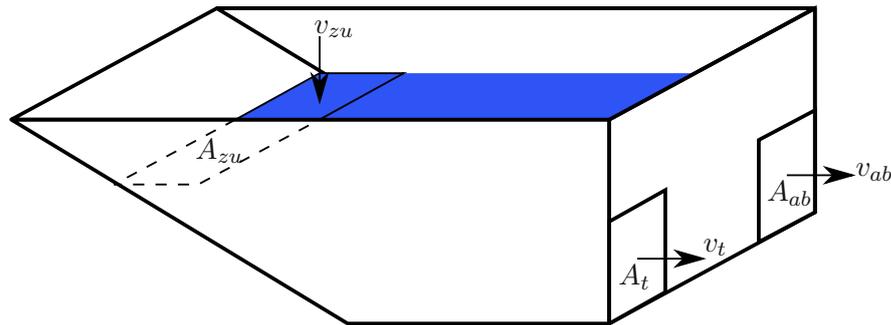


Abbildung 2.3: Ströme in und aus dem Staubecken

vereinfachte Situation aus Abbildung 2.3, so ergibt sich der zweite Term von (2.2) zu

$$\int_{\mathcal{A}} \mathbf{v} \cdot \mathbf{s} dA = A_{zu} v_{zu} - A_{ab} v_{ab} - A_t v_t = q_{zu} - q_{ab} - q_t, \quad (2.6)$$

mit der Fläche A_{zu} in der das Wasser in das Kontrollvolumen zuströmt, der Fläche A_{ab} des Abflusses von der Wehr abfließt, der Fläche A_t der Rohrleitung in Richtung der Turbine und den normalen Geschwindigkeiten v des Wassers auf die jeweilige Fläche. Das Produkt aus der Fläche mit der Geschwindigkeit ergibt die Volumenströme q . Mit (2.2), (2.4) und (2.6) ergibt sich die dynamische Beschreibung des Staubeckens zu

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{A(h)} (q_{zu} - q_{ab} - q_T). \quad (2.7)$$

2.1.2 Turbine

Die Turbine bildet im hydraulischen Teil der Anlage das Kernstück. In dieser wird die hydraulische Arbeit in kinetische Arbeit umgewandelt. Durch ihre Komplexität ist eine Herleitung eines physikalisch-basierten Modells für eine praktische Anwendung nicht sinnvoll. Um diesen Umstand zu umgehen werden die Modellgleichung aus [11] und [16] verwendet. Das Modell basiert somit auf

$$q_T = K_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) \sqrt{\Delta p_T} \quad (2.8a)$$

$$P_T = q_T \Delta p_T \eta_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) \quad (2.8b)$$

wobei q_T der Volumenstrom, $\Delta p_T = p_o - p_u$ der Druckabfall, mit dem Druck p_o vor und dem Druck p_u nach der Turbine und die Turbinenleistung P_T ist. Der Turbinenfaktor K_t und der Turbinenwirkungsgrad η_T hängen beide von der Leitapparatöffnung ξ_{la} und der Laufradstellung ξ_{lr} ab. Das Modell aus [11] bzw. [16] wurde dabei leicht abgeändert. So werden Drücke und keine statischen Druckhöhen verwendet, damit das Modell ohne Umrechnung in das Modell der Druckrohrleitung später integriert werden kann. Der Bezug auf den Leerlaufdurchfluss wurde entfernt, da der Wirkungsgrad im Leerlauf zu 0 wird und somit wird keine Leistung mehr abgegeben. Weiters wurde noch der Unterwasserdruck hinzugefügt. Der Grund liegt darin, dass bei Laufkraftwerken meist eine geringe Fallhöhe vorhanden ist und somit kleine Schwankungen im Unterwasser den Volumenstrom beeinflussen. Der Faktor K_t wird in Abhängigkeit von Leitapparat- und Laufradstellung im folgenden Kapitel 3 bestimmt.

In [5] wird angegeben, dass geometrisch ähnliche Turbinen in normierter Darstellung die selben Kennfelder besitzen. Um bei der anschließenden Modellerstellung und Optimierung für unterschiedliche Anlagen, ebenfalls ähnliche Kennfelder und Optimierungsparameter zu erhalten, soll das Modell durch

$$p = \bar{p} p_{TN} \quad (2.9a)$$

$$q = \bar{q} q_{TN} \quad (2.9b)$$

$$P = \bar{P} q_{TN} p_{TN} \quad (2.9c)$$

mit dem Nenndruck p_{TN} und dem Nennvolumenstrom q_{TN} der Turbine normiert werden. Die Werte dazu sind in B.3 angegeben. Somit ergibt sich

$$\bar{q}_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) = \bar{K}_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) \sqrt{\bar{p}_o - \bar{p}_u} \quad (2.10a)$$

$$\bar{P}_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) = \bar{q}_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) \Delta \bar{p}_T \eta_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) \quad (2.10b)$$

als die normierte Darstellung des Volumenstroms und der Turbinenleistung, mit dem normierten Turbinenfaktor $\bar{K}_T = K_t \frac{\sqrt{p_{TN}}}{q_{TN}}$. Mithilfe dieser beiden Gleichungen ergibt sich die Turbinenleistung in normierter Darstellung zu

$$\bar{P}_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) = (\bar{p}_o - \bar{p}_u)^{\frac{3}{2}} \bar{K}_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) \eta_T (\xi_{la}, \xi_{lr}) . \quad (2.11)$$

Dieses Modell berücksichtigt die aktuelle Drehzahl der Turbine nicht, da bei der untersuchten Anlage eine Synchronmaschine als Generator zum Einsatz kommt. Dadurch

kann angenommen werden, dass die Drehzahl näherungsweise konstant bleibt. Da bei einer Abweichung von ± 200 mHz bzw. $\pm 0,4\%$ bei einer Frequenz von 50 Hz schon die gesamte Primärregelreserve geliefert werden muss, ist diese Annahme zulässig [19].

Die primäre Stellgröße der Turbine ist der Leitapparat, welcher sich direkt vor dem Laufrad befindet. Der Leitapparat ist das Hauptstellorgan für die Wassermenge und beeinflusst ebenfalls den Anströmwinkel auf die Schaufeln des Rades. Die Öffnung des Leitapparates ξ_{la} wird in einer normierten Darstellung verwendet. Bei maximaler Öffnung ist $\xi_{la} = 100\%$ und bei komplett geschlossenem Leitapparat ist $\xi_{la} = 0\%$. Die Verstellung erfolgt über einen hydraulischen Zylinder, welcher mit einem Servoventil angesteuert wird. Mit diesem ist eine bessere Positioniergenauigkeit als mit Wegeventilen möglich. Basierend

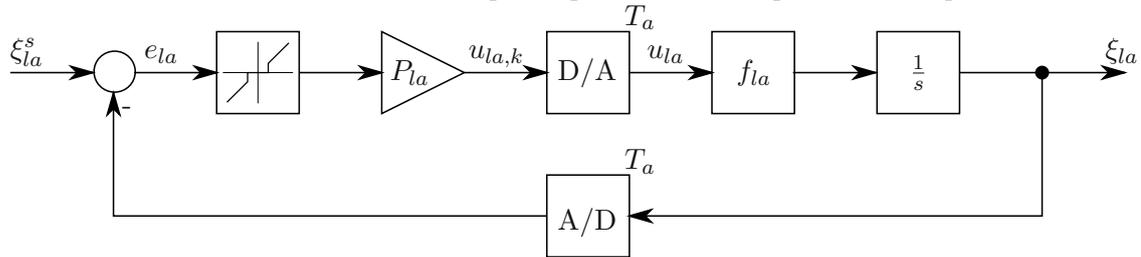


Abbildung 2.4: Regelkreis der Leitapparatöffnung

auf dem Modell aus [9] wird nun der komplette Regelkreis modelliert. In Abbildung 2.4 ist das verwendete Modell des Leitapparates zu sehen. Vereinfacht wird die Hydraulik, bestehend aus Servoventil und Hydraulikzylinder durch die Funktion f_{la} approximiert, welche die Verfahrgeschwindigkeit des Zylinders angibt. Diese Funktion ist gegeben durch

$$f_{la} = \frac{d\xi_{la}}{dt} = \begin{cases} k_{lao} u_{lao}^2, & u_{lao} \leq u_{la} \\ k_{lao} u_{la}^2, & 0 < u_{la} < u_{lao} \\ -k_{lau} u_{la}^2, & 0 \geq u_{la} > u_{lau} \\ -k_{lau} u_{lau}^2, & u_{la} \leq u_{lau} \end{cases}, \quad (2.12)$$

wobei u_{la} die Stellgröße des Servoventils, u_{lao} die obere maximale und u_{lau} die untere minimale Stellgröße, k_{lao} der positive und k_{lau} der negative Ventilkoeffizient sind. Die quadratische Abhängigkeit der Geschwindigkeit ergibt sich auf Grund des verwendeten Servoventils. Die unterschiedlichen Ventilkoeffizienten ergeben sich aufgrund des Zylinders, der unterschiedliche Kraftangriffsflächen in den jeweiligen Richtungen besitzt und ebenfalls der Leitapparat mit und gegen den Wasserdruck bewegt wird. Durch Integration dieser Geschwindigkeit erhält man die aktuelle Position des Leitapparates. Um den Regelkreis zu schließen wird ein einfacher Proportionalregler verwendet. Dadurch ergibt sich die Stellgröße zu

$$u_{la,k} = \begin{cases} P_{la} (\xi_{la,k}^s - \xi_{la,k}), & |e_{la,k}| \geq e_{lad} \\ 0, & |e_{la,k}| < e_{lad} \end{cases}. \quad (2.13)$$

Dabei ist P_{la} die Verstärkung des Reglers, $e_{la,k} = \xi_{la,k}^s - \xi_{la,k}$ der Regelfehler und e_{lad} beschreibt ein Totband. Wenn der Regelfehler innerhalb dieses Bandes ist, wird nicht

geregelt, dies dient dazu die Anzahl der Stellvorgänge des Leitapparates zu minimieren und damit den Verschleiß gering zu halten.

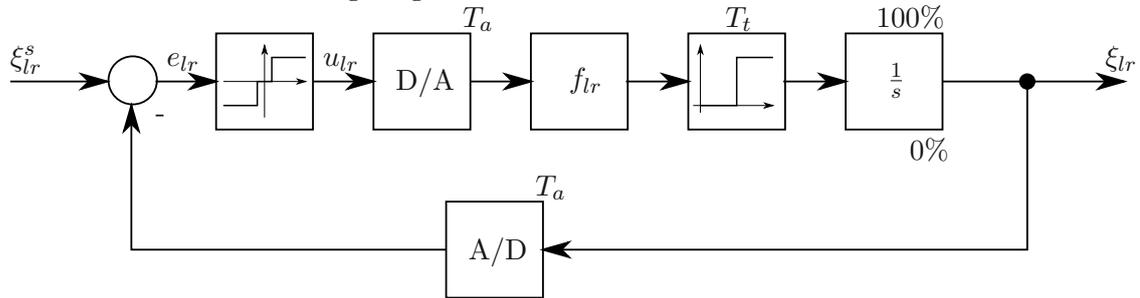


Abbildung 2.5: Regelkreis der Laufradöffnung

Wie der Leitapparat wird auch das zweite Stellorgan der Turbine, das Laufrad, hydraulisch verstellt. Durch Manipulation des Laufrades kann dieses mehr oder weniger in die Strömung gestellt werden. Dadurch wird der Wirkungsgrad und auch der Volumenstrom durch die Turbine beeinflusst. Das Laufrad wird bei dieser Anlage, im Gegensatz zum Leitapparat, nicht mit einem Servoventil betrieben, sondern nur mit einem 4/3-Wege Schaltventil. Durch diese Art der Ansteuerung mit den möglichen Betriebsmodi, Öffnen (1), Stillstand (0) und Schließen (-1), ergibt sich ein Regelkreis der in Abbildung 2.5 zu sehen ist. Durch diese Art der Ansteuerung wird die Stellgröße zu

$$u_{lr,k} = \begin{cases} 1, & e_{lr,k} > e_{lrd} \\ 0, & |e_{lr,k}| < e_{lrd} \\ -1, & e_{lr,k} < -e_{lrd} \end{cases}, \quad (2.14)$$

mit dem Regelfehler $e_{lr,k} = \xi_{lr,k}^s - \xi_{lr,k}$ und dem Totband e_{lrd} des Reglers. Die Verfahrensgeschwindigkeit ergibt sich zu

$$f_{lr} = \frac{d\xi_{lr}}{dt} = \begin{cases} k_{lro}, & u_{lr} = 1 \\ 0, & u_{lr} = 0 \\ -k_{lru}, & u_{lr} = -1 \end{cases}, \quad (2.15)$$

wobei k_{lro} die Öffnungs- und k_{lru} die Schließgeschwindigkeit ist. Danach ist noch ein Totzeitglied mit der Zeit T_t , welches richtungsabhängig sein soll eingefügt. Der Grund dafür liegt in der realen Anlage, welche ein solches Verhalten aufweist.

2.1.3 Druckrohr

Die Turbine wird über eine Druckrohrleitung mit Wasser aus der Wehranlage versorgt. Da diese Leitung bei dem betrachteten Kraftwerk über 1 km lang ist, müssen die dynamischen Vorgänge in dieser ebenfalls modelliert werden. In der Literatur [5] oder [20] werden mehrere Methoden beschrieben, um das dynamische Verhalten des Wassers in einer Druckrohrleitung zu beschreiben. Es wird angenommen, dass die Geschwindigkeitsverteilung

konstant über den Querschnitt ist, das Druckrohr auf der gesamten Länge das gleiche Gefälle besitzt und dass die Fließgeschwindigkeit viel kleiner als die Druckwellengeschwindigkeit ist [5]. Durch diese Annahmen kann das partielle Differentialgleichungssystem

$$\frac{\partial p(x, t)}{\partial t} = -\frac{\rho a^2}{A} \frac{\partial q(x, t)}{\partial x} \quad (2.16a)$$

$$\frac{\partial q(x, t)}{\partial t} = -\frac{A}{\rho} \frac{\partial p(x, t)}{\partial x} + gA \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{2dA} q(x, t) |q(x, t)|, \quad (2.16b)$$

mit Hilfe der Impulserhaltung und der Kontinuitätsgleichung hergeleitet werden. Eine genaue Herleitung ist in [5] beschrieben. In dieser Arbeit werden jedoch die Vorzeichen der einzelnen Terme so gewählt, dass die positive Richtung des Volumenstromes bergab zeigt. Bei diesen Gleichungen hängen der Druck p und der Volumenstrom q von der Zeit t und dem Ort x ab. Die Koordinate x hat ihren Ursprung beim Einlass des Rohres und führt entlang der Druckrohrleitung bis zur Turbine. Weiters ist ρ die Dichte des Wassers, d der Durchmesser, A der Querschnitt, L die Länge der Rohrleitung, g die Erdbeschleunigung und λ der Reibungskoeffizient. Die Druckwellengeschwindigkeit a wird laut [5] durch

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\frac{1}{K} + \frac{d}{E_r s_r} \right)}} \quad (2.17)$$

berechnet. Dabei ist K das Kompressionsmodul des Wassers, E_r das Elastizitätsmodul des Rohres und s_r die Rohrwanddicke.

Die partiellen Differentialgleichungen werden nun mithilfe eines sogenannten Staggered Grid [21] gelöst. Dabei wird in (2.16) die Ortsableitung durch finite Differenzen approximiert. Es werden abwechselnd an den Stützstellen entweder die Differentialgleichungen für den Druck oder den Volumenstrom berechnet. Die Ortsableitungen werden somit durch die Zustände d. h. Druck und Volumenstrom der Nachbarstützstellen und den Abstand zu ihnen ermittelt. Beim Einlass und bei der Turbine soll der Volumenstrom die Zustandsgröße sein. In Abbildung 2.6 ist dieser Sachverhalt dargestellt. Durch diese Wahl sind die fehlenden zwei Randbedingungen durch den Druck bzw. die Stauhöhe des Speichers (2.7) und die Turbinengleichung (2.8a) gegeben.

Somit ergeben sich

$$\frac{\partial p_i}{\partial t} = -\frac{\rho a^2}{A} \frac{q_{i+1} - q_{i-1}}{\Delta x_i}, \quad i \in \mathbb{N}_G^* | i < N \quad (2.18a)$$

$$\frac{\partial q_j}{\partial t} = -\frac{A}{\rho \Delta x_j} (p_{j+1} - p_{j-1}) + gA \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{2dA} q_j |q_j|, \quad j \in \mathbb{N}_U^* | j \leq N \quad (2.18b)$$

als Differenzialgleichungen, mit der Anzahl der Stützstellen $N \in \mathbb{N}_U^* | N \geq 3$, wobei \mathbb{N}_U^* die Menge der ungeraden und \mathbb{N}_G^* die der geraden natürlichen Zahlen beschreibt. Der Abstand Δx zwischen den Stützstellen ist

$$\Delta x_i = \Delta x = 2 \frac{L}{N-1}, \quad 2 \geq i \leq N-1 \quad (2.19a)$$

$$\Delta x_1 = \Delta x_N = \frac{L}{N-1} = \frac{\Delta x}{2}, \quad (2.19b)$$

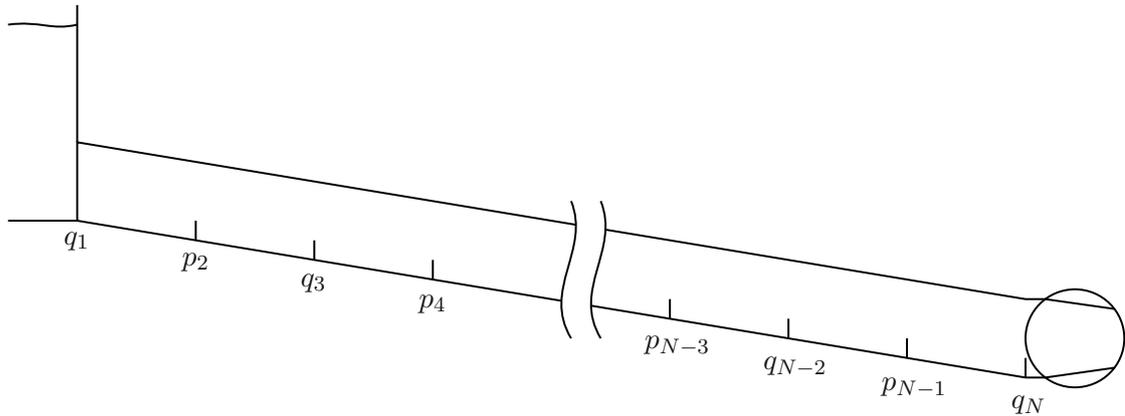


Abbildung 2.6: Diskretisierung des Volumenstroms und des Druckes im Druckrohr mithilfe des Staggered Grids

wobei an den Rändern die Drücke an der selben Stelle definiert sind wie die Volumenströme. Der Druck an der Turbine ergibt sich aus (2.10a) zu

$$p_{N+1} = \frac{q_N^2}{\bar{K}_T^2} \frac{p_{TN}}{q_{TN}^2} + p_u \quad (2.20)$$

wodurch die Differentialgleichung des untersten Volumenstroms der Rohrleitung zu

$$\frac{\partial q_N}{\partial t} = -\frac{2A}{\rho \Delta x} \left(\frac{q_N^2}{\bar{K}_T^2} \frac{p_{TN}}{q_{TN}^2} + p_u - p_{N-1} \right) + gA \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{2dA} q_N |q_N| \quad (2.21)$$

wird. Der Druck am Einlass wird über

$$p_0 = \rho gh \quad (2.22)$$

bestimmt, mit der Höhe h des Staubeckens, der Erdbeschleunigung g und der Dichte ρ des Wassers. Dadurch wird die Differentialgleichung am Druckrohrleitungsanfang zu

$$\frac{\partial q_1}{\partial t} = -\frac{2A}{\rho \Delta x} (p_2 - \rho gh) + gA \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{2dA} q_1 |q_1|, \quad (2.23)$$

wodurch alle Randbedingungen definiert sind.

2.2 Elektrisches Teilsystem

Das elektrische Teilsystem besteht aus einem Synchrongenerator, welcher über einen Transformator mit dem elektrischen Netz verbunden ist. Eine Skizze dieses Systems ist in Abbildung 2.7 zu sehen. Um die niedrigere Spannung des Generators an das Netz anzupassen, wird ein sogenannter Blocktransformator verwendet. Dieser wird mit dem Generator auf der Unterspannungsseite und mit dem Netz auf der Oberspannungsseite verbunden. Um das elektrische Modell zu simulieren, wird das sogenannte dq -Koordinatensystem verwendet, welches auf der Clark-Park Transformation beruht und in [22] beschrieben ist.

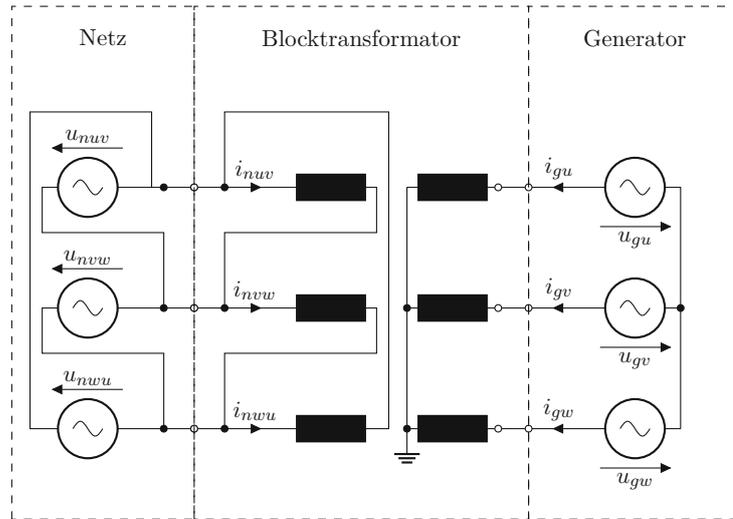


Abbildung 2.7: Skizze des elektrischen Teilsystems

Dadurch müssen keine Sinusschwingungen in den Spannungen und Strömen berechnet werden. Durch diese Ersparnis können die Zeitschritte bei der anschließenden Simulation größer gewählt werden. Das θ -System wird nicht betrachtet, da von einer symmetrischen Belastung ausgegangen wird. Weiters wird das elektrische System in normierter Darstellung verwendet. Der Grund liegt darin, dass die Parameter in den Gleichungen vereinfacht werden. Für die genaue Normierung sei hier auf die Literatur [22] verwiesen. Ein weiterer Grund für die Verwendung des normierten Systems ist, dass für ein nicht normiertes Modell die Daten für den Rotor im Datenblatt des Generators A.1 fehlen. Die normierten Größen werden durch einen Balken darüber dargestellt. Es wird auf die Nennscheinleistung, die Nennamplitude der Spannung und Nennfrequenz des Generators normiert. Die verwendeten Werte sind in der Tabelle B.8 angegeben.

2.2.1 Generator

Das Modell des Synchrongenerators wird ausführlich in [22] besprochen, darum wird hier auf eine detaillierte Herleitung verzichtet. Die Differentialgleichungen des Stators ergeben sich zu

$$\bar{u}_d = \frac{1}{\omega_b} \frac{d\bar{\psi}_d}{dt} - \bar{\psi}_q \bar{\omega}_r - \bar{R}_a \bar{i}_d \quad (2.24a)$$

$$\bar{u}_q = \frac{1}{\omega_b} \frac{d\bar{\psi}_q}{dt} + \bar{\psi}_d \bar{\omega}_r - \bar{R}_a \bar{i}_q . \quad (2.24b)$$

Dabei ist u die Spannung, i der Strom, ψ der verkettete Fluss in der jeweiligen Koordinate des Stators. \bar{R}_a ist der Statorwiderstand, $\bar{\omega}_r$ die elektrische Kreisfrequenz und ω_b die Bezugskreisfrequenz. Die verketteten Flüsse des Ständers ergeben sich zu

$$\bar{\psi}_d = -(\bar{L}_{ad} + \bar{L}_l) \bar{i}_d + \bar{L}_{ad} \bar{i}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{i}_{d1} \quad (2.25a)$$

$$\bar{\psi}_q = -(\bar{L}_{aq} + \bar{L}_l) \bar{i}_q + \bar{L}_{aq} \bar{i}_{q1} \quad (2.25b)$$

wobei \bar{L}_l die Streuinduktivität, \bar{L}_{ad} die Gegeninduktivität in der d - und \bar{L}_{aq} in der q -Achse beschreibt. Der Strom \bar{i}_{fd} ist jener der Erregerwicklung, \bar{i}_{d1} , und \bar{i}_{q1} sind die Ströme, welche in den Dämpferwicklungen in der jeweiligen Koordinate fließen. Die Differentialgleichungen

$$\bar{u}_{fd} = \frac{1}{\omega_b} \frac{d\bar{\psi}_{fd}}{dt} + \bar{R}_{fd}\bar{i}_{fd} \quad (2.26a)$$

$$0 = \frac{1}{\omega_b} \frac{d\bar{\psi}_{d1}}{dt} + \bar{R}_{d1}\bar{i}_{d1} \quad (2.26b)$$

$$0 = \frac{1}{\omega_b} \frac{d\bar{\psi}_{q1}}{dt} + \bar{R}_{q1}\bar{i}_{q1} \quad (2.26c)$$

beschreiben den Rotor, mit den jeweiligen Widerständen R in den Wicklungen. Die verketteten Flüsse des Rotors sind gegeben durch

$$\bar{\psi}_{fd} = (\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad})\bar{i}_{fd} + \bar{L}_{ad}\bar{i}_{d1} - \bar{L}_{ad}\bar{i}_d \quad (2.27a)$$

$$\bar{\psi}_{d1} = \bar{L}_{ad}\bar{i}_{fd} + (\bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad})\bar{i}_{d1} - \bar{L}_{ad}\bar{i}_d \quad (2.27b)$$

$$\bar{\psi}_{q1} = (\bar{L}_{qd} + \bar{L}_{ad})\bar{i}_{q1} - \bar{L}_{aq}\bar{i}_q \quad (2.27c)$$

mit $\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad}$ der Selbstinduktivität des Erregerkreises, $\bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad}$ bzw. $\bar{L}_{q1} + \bar{L}_{ad}$ der Selbstinduktivität der Dämpferwicklung in den jeweiligen Koordinaten. Es wird hier das klassische Modell für eine Schenkelpolmaschine verwendet, bei dem alle Gegeninduktivitäten in der d -Achse als gleich angesehen werden. Für die Kopplung des mechanischen mit dem elektrischen System wird noch das Moment

$$\bar{M}_e = \bar{\psi}_d\bar{i}_q - \bar{\psi}_q\bar{i}_d \quad (2.28)$$

benötigt, welches an der Generatorwelle wirkt. Um das System der Differentialgleichungen kompakt darstellen zu können, werden die Ströme als Zustandsvektor

$$\mathbf{x}_{eg}^T = [\bar{i}_d \quad \bar{i}_q \quad \bar{i}_{fd} \quad \bar{i}_{d1} \quad \bar{i}_{q1}]^T \quad (2.29)$$

und die Spannungen als Eingangsvektor

$$\mathbf{u}_{eg}^T = [\bar{u}_d \quad \bar{u}_q \quad \bar{u}_{fd}]^T \quad (2.30)$$

definiert. Die verketteten Flüsse (2.25) und (2.27a) werden in die Gleichungen (2.24a) und (2.26a) eingesetzt, wodurch sich die Differentialgleichungen als

$$\frac{d\mathbf{x}_{eg}}{dt} = \mathbf{A}_{eg}\mathbf{x}_{eg} + \bar{\omega}_r\mathbf{N}_{eg}\mathbf{x}_{eg} + \mathbf{B}_{eg}\mathbf{u}_{eg} \quad (2.31)$$

ergeben. Dabei beschreiben die Matrizen

$$\mathbf{A}_{eg} = \begin{bmatrix} a_{g11} & 0 & a_{g13} & a_{g14} & 0 \\ 0 & a_{g22} & 0 & 0 & a_{g25} \\ a_{g31} & 0 & a_{g33} & a_{g35} & 0 \\ a_{g41} & 0 & a_{g43} & a_{g44} & 0 \\ 0 & a_{g52} & 0 & 0 & a_{g55} \end{bmatrix} \quad (2.32)$$

die lineare Systemmatrix,

$$\mathbf{N}_{eg} = \begin{bmatrix} 0 & n_{g12} & 0 & 0 & n_{g15} \\ n_{g21} & 0 & n_{g23} & n_{g24} & 0 \\ 0 & n_{g32} & 0 & 0 & n_{g35} \\ 0 & n_{g42} & 0 & 0 & n_{g45} \\ n_{g51} & 0 & n_{g53} & n_{g54} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

die nichtlineare Systemmatrix aufgrund von $\bar{\omega}_r$ und

$$\mathbf{B}_{eg} = \begin{bmatrix} b_{g11} & 0 & b_{g13} \\ 0 & b_{g22} & 0 \\ b_{g31} & 0 & b_{g33} \\ b_{g41} & 0 & b_{g43} \\ 0 & b_{g52} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

die Eingangsmatrix. Die konstanten Terme a_{gij} , n_{gij} und b_{gij} sind im Anhang A im Detail dargestellt.

2.2.2 Transformator

Der Blocktransformator bildet das Bindeglied zwischen dem Generator und dem elektrischen Netz. Er wird zur Spannungsanpassung zwischen der niedrigen Spannung des Generators und der hohen Spannung des Netzes benötigt. Das in dieser Arbeit verwendete Transformatormodell ist in [23] beschrieben. Da der Transformator vom Generator immer belastet wird, ist der Einfluss von den Eisenverlusten und der Hauptinduktivität gering. Aufgrund dessen wird der Querkreis, wie auch in [23] vernachlässigt. Das Modell wird, wie der Generator in das dq -Koordinatensystem transformiert und mit den gleichen Parametern aus Tabelle B.8 normiert. Somit ergeben sich

$$\frac{d\bar{i}_{ud}}{dt} = -\omega_b \frac{\bar{R}_c}{\bar{L}_\sigma} \bar{i}_{ud} + \omega_b \bar{\omega}_r \bar{i}_{uq} - \omega_b \frac{1}{\bar{L}_\sigma} \bar{u}_{odd} + \omega_b \frac{1}{\bar{L}_\sigma} \bar{u}_{ud} \quad (2.35a)$$

$$\frac{d\bar{i}_{uq}}{dt} = -\omega_b \frac{\bar{R}_c}{\bar{L}_\sigma} \bar{i}_{uq} - \omega_b \bar{\omega}_r \bar{i}_{ud} - \omega_b \frac{1}{\bar{L}_\sigma} \bar{u}_{odq} + \omega_b \frac{1}{\bar{L}_\sigma} \bar{u}_{uq} \quad (2.35b)$$

als die Differentialgleichungen der Ströme des Transformators. Dabei beschreibt \bar{R}_c den Kupferwiderstand, \bar{L}_σ die Streuinduktivität, \bar{i}_{ud} und \bar{i}_{uq} die Ströme, \bar{u}_{odd} und \bar{u}_{odq} die Außenleiterspannungen auf der Oberspannungsseite, sowie \bar{u}_{ud} und \bar{u}_{uq} die Strangspannungen auf der Unterspannungsseite. Durch Einführung des Zustandsvektors

$$\mathbf{x}_{et}^T = \begin{bmatrix} \bar{i}_{ud} & \bar{i}_{uq} \end{bmatrix}^T \quad (2.36)$$

und des Eingangsvektors

$$\mathbf{u}_{et}^T = \begin{bmatrix} \bar{u}_{odd} & \bar{u}_{odq} & \bar{u}_{ud} & \bar{u}_{uq} \end{bmatrix}^T \quad (2.37)$$

kann das System, wie das des Generators, in Form von

$$\frac{d\mathbf{x}_{et}}{dt} = \mathbf{A}_{et}\mathbf{x}_{et} + \bar{\omega}_r \mathbf{N}_{et}\mathbf{x}_{et} + \mathbf{B}_{et}\mathbf{u}_{et} \quad (2.38)$$

geschrieben werden. Durch die konstanten Matrizen

$$\mathbf{A}_{et} = \begin{bmatrix} a_{t11} & 0 \\ 0 & a_{t22} \end{bmatrix} \quad (2.39a)$$

$$\mathbf{N}_{et} = \begin{bmatrix} 0 & n_{t12} \\ n_{t21} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.39b)$$

$$\mathbf{B}_{et} = \begin{bmatrix} b_{t11} & 0 & b_{t13} & 0 \\ 0 & b_{t22} & 0 & b_{t24} \end{bmatrix} \quad (2.39c)$$

wird das dynamische System des Transformators vollständig beschrieben. Die einzelnen Terme der Matrizen ergeben sich zu

$$a_{t11} = a_{t22} = -\omega_b \frac{\bar{R}_c}{\bar{L}_\sigma} \quad (2.40a)$$

$$n_{t12} = -n_{t21} = \omega_b \quad (2.40b)$$

$$b_{t11} = b_{t22} = -b_{t13} = b_{t24} = -\omega_b \frac{1}{\bar{L}_\sigma} \quad (2.40c)$$

mit den Werten aus Tabelle B.11.

2.2.3 Netz

In diesem Abschnitt wird das elektrische Netz aus Abbildung 2.7 behandelt. Mit Hilfe der Transformation in das dq -Koordinatensystem, der Umrechnung auf die Unterspannungsseite des Transformators und der Normierung mit den Bezugsgrößen des Generators kann man die Spannungen als Vektor

$$\mathbf{u}_{en}^T = [\bar{u}_{nd} \quad \bar{u}_{nq}]^T \quad (2.41)$$

zusammenfassen. Die Amplitude dieser Spannung, sowie die Netzfrequenz $\bar{\omega}_e$ werden vom Verbundnetz vorgegeben und können somit frei gewählt werden. In [23] wird der Spannungswinkel δ zwischen der Generatorspannung und der q -Achse definiert. Da die Generatorspannung jedoch von der Netzspannung und der Belastung des Transformators abhängt, soll dieser Winkel auf die Netzspannung bezogen werden. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 2.8 dargestellt. Dadurch kann die Netzspannung als

$$\bar{u}_{nd} = \bar{u}_n \sin(\delta) \quad (2.42a)$$

$$\bar{u}_{nq} = \bar{u}_n \cos(\delta) \quad (2.42b)$$

angegeben werden, wobei die Amplitude der bezogenen Netzspannung mit \bar{u}_n direkt vorgegeben wird. Im statorfesten $\alpha\beta$ -Koordinatensystem dreht sich \mathbf{u}_{en} mit der bezogenen

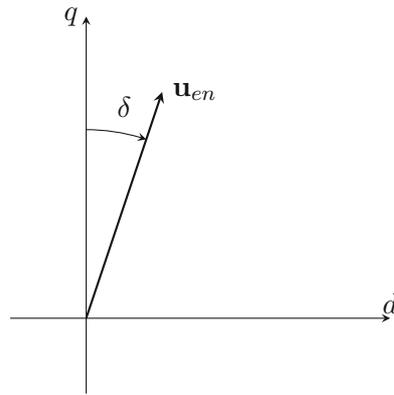


Abbildung 2.8: Zeigerdiagramm des Netzes

Netzkreisfrequenz $\bar{\omega}_e$. Da sich das dq -Koordinatensystem mit der bezogenen elektrischen Kreisfrequenz $\bar{\omega}_r$ bewegt, ändert sich der Winkel mit

$$\frac{d\delta}{dt} = (\bar{\omega}_r - \bar{\omega}_e) \omega_b, \quad (2.43)$$

wobei ω_b die Bezugskreisfrequenz ist. Somit ist das Netzmodell komplett beschrieben.

2.2.4 Gesamtes elektrisches System

Um aus den drei einzelnen Modellen - Generator, Transformator und Netz - ein gemeinsames zu bilden, müssen als Erstes zwischen dem Generator und den Transformator die Spannungen

$$\bar{u}_d = \bar{u}_{ud} \quad (2.44a)$$

$$\bar{u}_q = \bar{u}_{uq} \quad (2.44b)$$

und die Ströme

$$\bar{i}_{ud} = \bar{i}_d \quad (2.45a)$$

$$\bar{i}_{uq} = \bar{i}_q \quad (2.45b)$$

gleichgesetzt werden. Ebenfalls gilt für die Spannungen zwischen Transformator und Netz

$$\bar{u}_{odd} = \bar{u}_{nd} \quad (2.46a)$$

$$\bar{u}_{odq} = \bar{u}_{nq} . \quad (2.46b)$$

Mit diesen Gleichungen kann nun ein gesamtes elektrisches Modell erstellt werden. Als Zustandsvektor wird

$$\mathbf{x}_e^T = [\bar{i}_d \quad \bar{i}_q \quad \bar{i}_{fd} \quad \bar{i}_{d1} \quad \bar{i}_{q1}]^T \quad (2.47)$$

und als Eingangsvektor des Systems wird

$$\mathbf{u}_e^T = [\bar{u}_n \cos(\delta) \quad \bar{u}_n \sin(\delta) \quad \bar{u}_{fd}]^T \quad (2.48)$$

definiert, wodurch man das Gesamtsystem als

$$\frac{d\mathbf{x}_e}{dt} = \mathbf{A}_e \mathbf{x}_e + \bar{\omega}_r \mathbf{N}_e \mathbf{x}_e + \mathbf{B}_e \mathbf{u}_e \quad (2.49)$$

zusammenfassen kann. Dabei sind die Matrizen durch

$$\mathbf{A}_e = \begin{bmatrix} a_{e11} & 0 & a_{e13} & a_{e14} & 0 \\ 0 & a_{e22} & 0 & 0 & a_{e25} \\ a_{e31} & 0 & a_{e33} & a_{e34} & 0 \\ a_{e41} & 0 & a_{e43} & a_{e44} & 0 \\ 0 & a_{e52} & 0 & 0 & a_{e55} \end{bmatrix} \quad (2.50a)$$

$$\mathbf{N}_e = \begin{bmatrix} 0 & n_{e12} & 0 & 0 & n_{e15} \\ n_{e21} & 0 & n_{e23} & n_{e24} & 0 \\ 0 & n_{e32} & 0 & 0 & n_{e35} \\ 0 & n_{e42} & 0 & 0 & n_{e45} \\ n_{e51} & 0 & n_{e53} & n_{e54} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.50b)$$

$$\mathbf{B}_e = \begin{bmatrix} b_{e11} & 0 & b_{e13} \\ 0 & b_{e22} & 0 \\ b_{e31} & 0 & b_{e33} \\ b_{e41} & 0 & b_{e43} \\ 0 & b_{e52} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.50c)$$

gegeben. Eine genaue Beschreibung dieser Matrizen befindet sich im Anhang A.

2.2.5 Mechanisches System

Für die Kopplung des hydraulischen Systems mit der elektrischen Seite, wird ein mechanisches Modell der Turbine und des Generators benötigt. Auftretende Reibungs- und Ventilationsverluste sollen dem Turbinenwirkungsgrad η_T aus Gleichung (2.10a) direkt zugeordnet werden. Dies wird dadurch gerechtfertigt, dass die Drehzahl im Netzbetrieb, wie in Kapitel 2.1.2 erwähnt, um maximal $\pm 0,4\%$ abweichen darf und somit diese Verluste als konstant angenommen werden. Somit besteht die Differentialgleichung

$$2H \frac{d\bar{\omega}_m}{dt} = \bar{M}_m - \bar{M}_e \quad (2.51)$$

nur aus der bezogenen Massenträgheit H und den bezogenen Momenten der Turbine \bar{M}_m und des Generators \bar{M}_e . Das Turbinenmoment berechnet sich aus (2.10b)

$$\bar{M}_m = \frac{\bar{P}_T}{\bar{\omega}_m} \frac{P_{TN}}{S_b} = \frac{\bar{q}_T^3}{\bar{K}_T^2 \bar{\omega}_m} \eta_T \frac{P_{TN}}{S_b} \quad (2.52)$$

mit der bezogenen Turbinenleistung \bar{P}_T , dem bezogenen Volumenstrom durch die Turbine \bar{q}_T , dem Turbinenfaktor \bar{K}_T und der bezogenen mechanischen Drehzahl $\bar{\omega}_m$. Aufgrund der

Normierung ist die mechanische Drehzahl gleich der elektrischen, wodurch $\bar{\omega}_m = \bar{\omega}_r$ gilt. Der Faktor $\frac{P_{TN}}{S_b}$, mit der Bezugsscheinleistung des Generators S_b und der Bezugsleistung der Turbine P_{TN} entsteht aufgrund der unterschiedlichen Normierung der Modelle. Für die Lesbarkeit wird die Abhängigkeit von \bar{q}_T, \bar{K}_T und $\bar{\eta}_T$ bezüglich der Stellungen (ξ_{la}, ξ_{lr}) weggelassen. Das elektrische Moment ergibt sich aus den Gleichungen (2.28) und (2.25) zu

$$\bar{M}_e = \left(-(\bar{L}_{ad} - \bar{L}_{aq})\bar{i}_d + \bar{L}_{ad}(\bar{i}_{fd} + \bar{i}_{d1}) \right) \bar{i}_q - \bar{L}_{aq}\bar{i}_{q1}\bar{i}_d. \quad (2.53)$$

Mit diesen beiden Gleichungen kann die mechanische Differentialgleichung als

$$\frac{d\bar{\omega}_r}{dt} = \mathbf{x}_e^T \mathbf{M} \mathbf{x}_e + \frac{\bar{q}_T^3}{\bar{K}_T^2 \bar{\omega}_r} \eta_T \frac{P_{TN}}{S_{GN}} \quad (2.54)$$

angeschrieben werden, mit \mathbf{x}_e aus (2.47) und der Matrix

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} 0 & m_{12} & 0 & 0 & m_{15} \\ m_{21} & 0 & m_{23} & m_{24} & 0 \\ 0 & m_{32} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{42} & 0 & 0 & 0 \\ m_{51} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.55)$$

mit den Einträgen

$$m_{12} = m_{21} = \frac{\bar{L}_{ad} - \bar{L}_{aq}}{4H} \quad (2.56a)$$

$$m_{15} = m_{51} = \frac{\bar{L}_{a1}}{4H} \quad (2.56b)$$

$$m_{23} = m_{24} = m_{32} = m_{42} = -\frac{\bar{L}_{ad}}{4H}. \quad (2.56c)$$

2.3 Sensoren

Die Abtastung aller Sensoren erfolgt mit $T_a = 100$ ms. Der Volumenstrom wird mit Hilfe eines Ultraschallsensors gemessen, welcher, wie in Abbildung 2.9 zu sehen, schnelle Änderungen im System nicht detektieren kann. Aufgrund der Messmethode muss ein dynamisches Modell des Sensors entwickelt werden. Als Modell soll das in Abbildung 2.10 dargestellte System verwendet werden. Der Messfehler e_q ergibt sich aus der Subtraktion vom realen Volumenstrom q_T minus dem gemessenen Volumenstrom q_{Tm} . Ist dieser Fehler größer als ein gewisses Totband, wird die Integrationsgeschwindigkeit mit

$$f_q = \frac{dq_{Tm}}{dt} = \begin{cases} k_q, & e_q \geq e_{qo} \\ 0, & e_{qo} > e_q > e_{qu} \\ -k_q, & e_q \leq e_{qu} \end{cases} \quad (2.57)$$

berechnet, wobei e_{qo} das obere und e_{qu} das untere Totband und k_q die Integrationskonstante angibt. Der Messwert q_{Tm} wird dann in der Steuerung noch abgetastet und quantisiert.

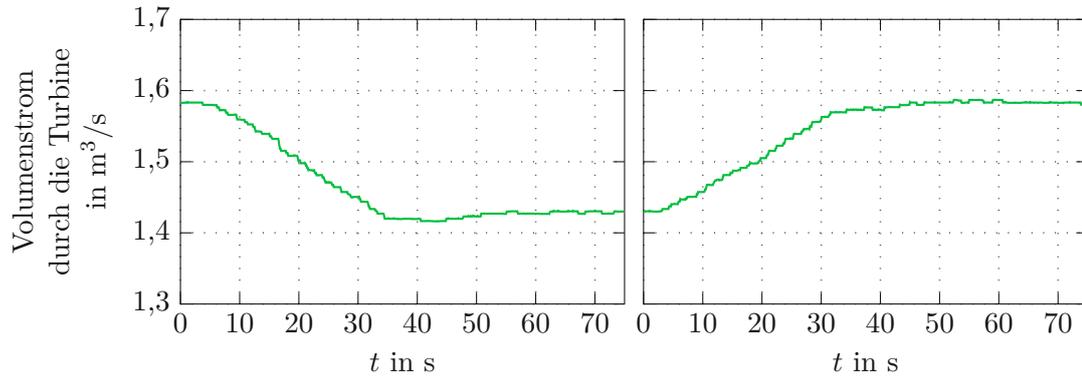


Abbildung 2.9: Reales Verhalten des Volumenstromsensors an zwei Versuchen. Verstellung des Leitapparates bei konstanter Laufradstellung.

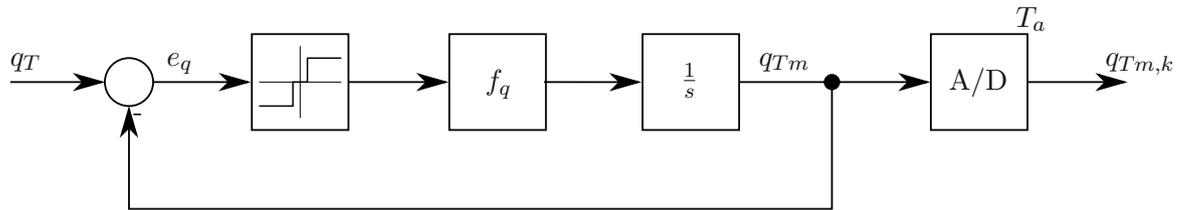


Abbildung 2.10: Regelkreis des Volumenstromsensors

Sensor	minimaler Wert	maximaler Wert	Quantisierung	Einheit
Volumenstrom	0	53	$\approx 0,003\,25$	m^3/s
Druck	0	400000	$\approx 24,5$	Pa
Pegel	0	4	$\approx 0,000\,25$	m
Leistung	0	5000	1	kW
Leitapparat	0	100	$\approx 0,036$	%
Laufrad	0	100	$\approx 0,073$	%

Tabelle 2.1: Messbereich und Quantisierung der Sensoren

Die Steuerung besitzt einen 14 bit-ADC und der Messbereich beträgt $0 - 53 \text{ m}^3/\text{s}$ wodurch sich eine Auflösung von rund $0,003\,25 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt. Die restlichen Sensoren sind schnell genug und benötigen daher kein dynamisches Modell. Die Quantisierung aller Sensoren ist in der Tabelle 2.1 zusammengefasst.

2.4 Gesamtsystem und Ruhelagenberechnung

Das gesamte Modell setzt sich, wie in der Abbildung 2.1 zu sehen, aus dem Staubecken (2.7), der Druckrohrleitung (2.18), der Turbine mit dem Leitapparat (2.12) und dem Laufrad (2.15), der Welle (2.54), dem elektrischen System (2.49), dem Netzmodell (2.43) und dem Modell für den Volumenstromsensor (2.57) zusammen. Somit ergeben sich die

Zustände

$$\mathbf{x} = \left[h \quad q_1 \quad p_2 \quad \cdots \quad q_N \quad q_{Tm} \quad \xi_{la} \quad \xi_{lr} \quad \omega_m \quad i_d \quad i_q \quad i_{fd} \quad i_{d1} \quad i_{q1} \quad \delta \right]^T \quad (2.58)$$

und die Eingänge

$$\mathbf{u} = \left[q_{zu} - q_{ab} \quad \xi_{las} \quad \xi_{lrs} \quad u_{fd} \quad u_n \quad \omega_e \right]^T \quad (2.59)$$

für das gesamte System. Für die Startwerte der Simulation des Modells werden noch die Ruhelagen der Differentialgleichungen benötigt. Betrachtet man die Gleichungen für den Leitapparat (2.12) und das Laufrad (2.15), ergeben sich

$$u_{la} = 0 \quad (2.60)$$

$$u_{lr} = 0 \quad (2.61)$$

wodurch, mit (2.13) bzw. (2.14) die Ruhelagen der Stellorgane innerhalb des Totbandes als

$$\xi_{laR} = \xi_{las} \quad (2.62)$$

$$\xi_{lrR} = \xi_{las} \quad (2.63)$$

gewählt werden können. Die Änderung der Stauhöhe (2.7) ergibt Null, wenn die Zu- und Abflüsse in das Staubecken gleich sind $q_{zu} = q_{ab} + q_T$. Somit kann die Ruhelage der Stauhöhe h_R beliebig gewählt werden. Um die Ruhelagen des Druckrohres zu berechnen wird vereinfacht $q_T |q_T| \hat{=} q_T^2$ angenommen, da das Wasser in einer Ruhelage nur nach unten fließen kann. Betrachtet man die Gleichungen für die Drücke (2.18a)

$$0 = -\frac{\rho a^2}{A} \frac{q_{i+1} - q_i}{\Delta x_i} \quad (2.64)$$

dann erkennt man, dass an jeder Stelle die Volumenströme gleich sein müssen $q_i = q_{i+1}$. Ausgehend von den Gleichungen für die Volumenströme (2.18b), den beiden Volumenströmen an den Rändern (2.23) und (2.21) kann durch Substitution die letzte Gleichung auf

$$0 = -\frac{A}{\rho} \left(\frac{q_{TR}^2}{\bar{K}_{TR}^2} \frac{p_{TN}}{q_{TN}^2} + p_u - \rho g h_R \right) + L \left(g A \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{2dA} q_{TR}^2 \right) \quad (2.65)$$

umgeformt werden, wobei \bar{K}_{TR} der Turbinenfaktor der Ruhelage von (2.4) ist. Der Volumenstrom

$$q_{TR} = \sqrt{\frac{2d(Lg\rho\sin(\alpha) - p_u + \rho g h_R)}{\bar{K}_{TR}^2 \lambda q_{TN}^2 \rho L + 2A^2 d p_{TN}}} q_{TN} \bar{K}_{TR} A \quad (2.66)$$

ist damit die Ruhelage für jede Stützstelle, d. h. $q_i = q_{TR}$. Mit Hilfe dieser ergeben sich

$$p_{1,R} = \rho g h + \frac{\rho L}{2A(N-1)} \left(g A \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{2dA} q_{TR}^2 \right) \quad (2.67a)$$

$$p_{i,R} = p_{i-1,R} + \frac{\rho L}{A(N-1)} \left(g A \sin(\alpha) - \frac{\lambda}{2dA} q_{TR}^2 \right), i \in \mathbb{N}_U^* | 1 < i \leq N-1 \quad (2.67b)$$

für die Drücke. Für den gemessenen Volumenstrom, welcher mit einem nicht idealen Sensor (2.57) gemessen wird, ergibt sich für das Messsignal

$$q_{TR} + e_{qo} \geq q_{TmR} \geq q_{TR} - e_{qu} \quad (2.68)$$

als die Ruhelage. Diese kann innerhalb des Totbandes frei gewählt werden. Um die Ruhelage des elektrischen Systems zu finden, muss als Erstes die Gleichung (2.43) für den Polradwinkel betrachtet werden. Dabei ergibt sich

$$0 = (\omega_{mR} - \omega_{eR}) \omega_b \Rightarrow \omega_{mR} = \omega_{eR} \quad (2.69)$$

als die Ruhelage für die mechanische Kreisfrequenz, wobei die elektrische Kreisfrequenz frei vorgegeben werden kann. Betrachtet man nun die Differentialgleichung (2.26a) erhält man

$$i_{fdR} = \frac{u_{fd}}{R_{fd}} \quad (2.70a)$$

$$i_{d1R} = 0 \quad (2.70b)$$

$$i_{q1R} = 0 \quad (2.70c)$$

für die Rotorströme. Mithilfe der ersten beiden Zeilen können die Ströme als

$$i_{dR} = V_1 \cos(\delta_R) - V_2 \sin(\delta_R) - V_3 \quad (2.71a)$$

$$i_{qR} = -V_4 \cos(\delta_R) + V_5 \sin(\delta_R) - V_6 \quad (2.71b)$$

angegeben werden, wobei die bekannten Terme zu

$$V_1 = \frac{b_{e22} n_{e12} \omega_{eR} u_n}{a_{e11} a_{e22} - n_{e12} n_{e21} \omega_{eR}^2} \quad (2.72a)$$

$$V_2 = \frac{a_{e22} b_{e11} u_n}{a_{e11} a_{e22} - n_{e12} n_{e21} \omega_{eR}^2} \quad (2.72b)$$

$$V_3 = \frac{(a_{e13} a_{e22} - n_{e12} n_{e23} \omega_{eR}^2) i_{fdR} + a_{e22} b_{e13} u_{fdR}}{a_{e11} a_{e22} - n_{e12} n_{e21} \omega_{eR}^2} \quad (2.72c)$$

$$V_4 = \frac{a_{e11} b_{e22} u_n}{a_{e11} a_{e22} - n_{e12} n_{e21} \omega_{eR}^2} \quad (2.72d)$$

$$V_5 = \frac{b_{e11} n_{e21} \omega_{eR} u_n}{a_{e11} a_{e22} - n_{e12} n_{e21} \omega_{eR}^2} \quad (2.72e)$$

$$V_6 = \frac{((a_{e11} n_{e23} - a_{e13} n_{e21}) i_{fdR} - b_{e13} n_{e21} u_n) \omega_{eR}}{a_{e11} a_{e22} - n_{e12} n_{e21} \omega_{eR}^2} \quad (2.72f)$$

zusammengefasst wurden. Mithilfe der Gleichungen (2.71), der Differentialgleichung für das Moment (2.54) erhält man

$$0 = U_1 \cos(\delta_R)^2 + (U_2 \sin(\delta_R) + U_3) \cos(\delta_R) + U_4 \sin(\delta_R) + U_5, \quad (2.73)$$

dabei wurden wieder die bekannten Terme zu

$$U_1 = - (V_1 V_4 - V_2 V_5) (L_{ad} L_{aq}) \quad (2.74a)$$

$$U_2 = (V_1 V_5 + V_2 V_5) (L_{ad} L_{aq}) \quad (2.74b)$$

$$U_3 = - ((-i_{fdR} - V_3) V_4 + V_1 V_6) L_{ad} + (V_1 V_6 - V_3 V_4) L_{aq} \quad (2.74c)$$

$$U_4 = ((-i_{fdR} - V_3) V_5 + V_2 V_6) L_{ad} - (V_2 V_6 - V_3 V_5) L_{aq} \quad (2.74d)$$

$$U_5 = - ((-i_{fdR} - V_3) V_6 + V_2 V_5) L_{ad} + (V_2 V_5 - V_3 V_6) L_{aq} + M_{mR} \quad (2.74e)$$

zusammengefasst, wobei sich das Turbinenmoment M_{mR} aus (2.52) ergibt. Aus (2.73) muss numerisch die Nullstelle für δ_R berechnet werden. Für den Generatorbetrieb ist dieser Winkel größer Null, jedoch nahe an der q-Achse. Somit wird als Startwert $\delta = 0$ gewählt.

Somit sind alle Ruhelagen definiert und das Modell bis auf den Turbinenfaktor K_T und den Wirkungsgrad η_T beschrieben. Diese beiden sollen nun im nächsten Kapitel umfangreicher hergeleitet werden.

3 Turbinenfaktor und -wirkungsgrad

Im letzten Kapitel wurde ein dynamisches Modell des Kraftwerkes hergeleitet. In diesem Kapitel wird für die Turbine mit den Gleichungen (2.10a) und (2.11) ein Modell ermittelt, welches die zwei Faktoren, \bar{K}_T und η_T abbildet. Der erste Faktor \bar{K}_T gibt den Zusammenhang zwischen Druck und Durchfluss an, der zweite Faktor η_T den Wirkungsgrad der Turbine. In diesem Kapitel wird nun ein mathematischer Zusammenhang dieser beiden Faktoren, abhängig von der Leitapparatstellung, der Laufradstellung und dem Druck vor und nach der Turbine anhand von Messdaten ermittelt. Dabei wird zunächst auf den Messaufbau und Datenverarbeitung eingegangen. Im nächsten Schritt wird aus den Messdaten ein Modell entwickelt. Dieses Modell wird schließlich mit den Daten verglichen, um die erreichte Modellgüte zu validieren.

3.1 Messanordnung und Vermessung der Anlage

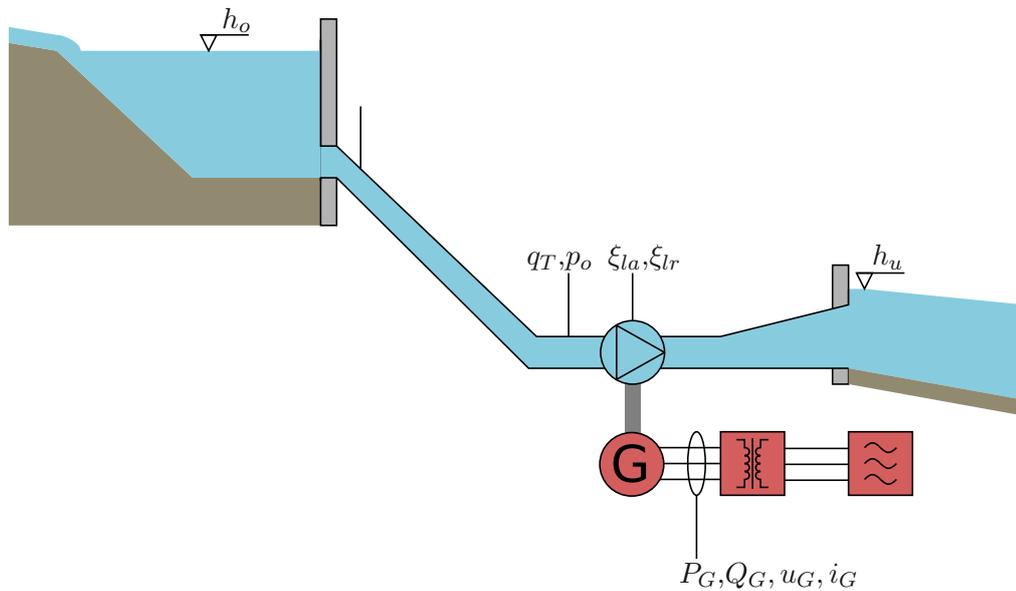


Abbildung 3.1: Anordnung zur Vermessung der Turbine

Um ein Modell zu ermitteln, müssen mehrere Punkte der Anlage vermessen werden. Die Messanordnung ist in Abbildung 3.1 zu sehen. Dabei wird der Pegel des Oberwassers h_o , der Druck p_o und der Volumenstrom q_T bei der Turbine im Rohr, die Stellungen des Leitapparates ξ_{la} und des Laufrades ξ_{lr} , der Unterwasserpegel h_u , sowie die Wirk- und Blindleistung P_G und Q_G die Spannung u_G und der Strom i_G des Generators gemessen. Für

die Modellierung würden schon die vier Messungen bei der Turbine und die Wirkleistung ausreichen. Mit dem Oberwasserpegel kann dann noch die Rohreibung ermittelt werden. Für die Wirkungsgrad-Bestimmung wird die Wirkleistung der Turbine benötigt, mit Hilfe der Blindleistung oder des Stromes werden zusätzlich noch die elektrischen Verluste berechnet.

Für die Erstellung des Modells wurden die besprochenen Messungen für unterschiedliche Leitapparat- und Laufradöffnungen ermittelt. Dabei stand zur Zeit der Aufnahme, aufgrund des natürlichen Zuflusses nicht der gesamte Bereich der Öffnungen zur Verfügung. Darüber hinaus kann das Laufrad nicht beliebig zu jeder Leitapparatstellung verstellt werden, da sonst an den Rotorblättern des Laufrades Kavitation auftreten kann. Mit diesen Einschränkungen wurde dann der Leitapparat beginnend bei 72% im 5%-Raster verringert. Bei jeder Stellung wurde dann das Laufrad auf- bzw. zubewegt und nach einer Abklingphase die Messungen durchgeführt.

Aufgrund der Tatsache, dass nach der Turbine keine Druckmessung vorhanden ist, wird der Unterwasserpegel zur Berechnung von p_u herangezogen. Dieser wird mit

$$p_u = \rho g (h_u - h_T) \quad (3.1)$$

bestimmt, wobei h_u die Höhe des Unterwasserpegels und h_T die Einbauhöhe der Turbine beschreibt. Diese Berechnung stellt jedoch nur eine Abschätzung des tatsächlichen Druckes dar, da sich am Auslauf das Saugrohr befindet, welches einen geringen Unterdruck direkt nach der Turbine erzeugt. Dieser Druck ist proportional zum Durchfluss und dem Unterwasserpegel. Da aber beide in der Bestimmung des Turbinenfaktors vorkommen, ist der Effekt des Saugrohres in diesem inbegriffen. Auf den Gleichungen (2.10a) und (3.1) aufbauend, kann der Turbinenfaktor

$$\bar{K}_T = \frac{q_T}{\sqrt{p_o - \rho g (h_u - h_T)}} \frac{\sqrt{p_{TN}}}{q_{TN}} \quad (3.2)$$

berechnet werden.

In Abbildung 3.2 ist der aus den Messungen berechnete Turbinenfaktor zu sehen. Bei mehreren Kurven kann ein Knick erkannt werden, wie bei der Leitapparatstellung $\xi_{la} = 30\%$ und zwischen den Laufradstellungen 7% und 8%. Bei der Messaufnahme wurde genau bei den Knickpunkten gestartet. Es wurde das Laufrad vorher geöffnet und dann geschlossen. Dies lässt auf eine Hysterese bei der Laufradstellung schließen, die entweder durch das Gestänge der Hydraulik oder direkt beim Stellungssensor entsteht. Der genaue Grund konnte nicht ermittelt werden.

Im nächsten Schritt wird der Reibungskoeffizient λ aus Gleichung (2.16) bestimmt. Um diesen aus den Messungen zu erhalten, wird (2.65), (3.2) und (3.1) herangezogen, wobei bei der Berechnung davon ausgegangen wird, dass sämtliche Einschwingvorgänge abgeschlossen sind. Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten erhält man

$$\lambda = \frac{2dA^2 (g\rho L \sin(\alpha) + g\rho h - p_o)}{q_T^2 \rho L} \quad (3.3)$$

mit d dem Rohrleitungsdurchmesser, A dem Querschnitt, g der Erdbeschleunigung, ρ der Dichte des Wassers, L der Druckrohrleitungslänge, α dem Steigungswinkel der Druckrohrleitung, p_o dem Druck vor der Turbine, h dem Wasserpegel des Staubeckens und q_T dem Volumenstrom durch die Turbine.

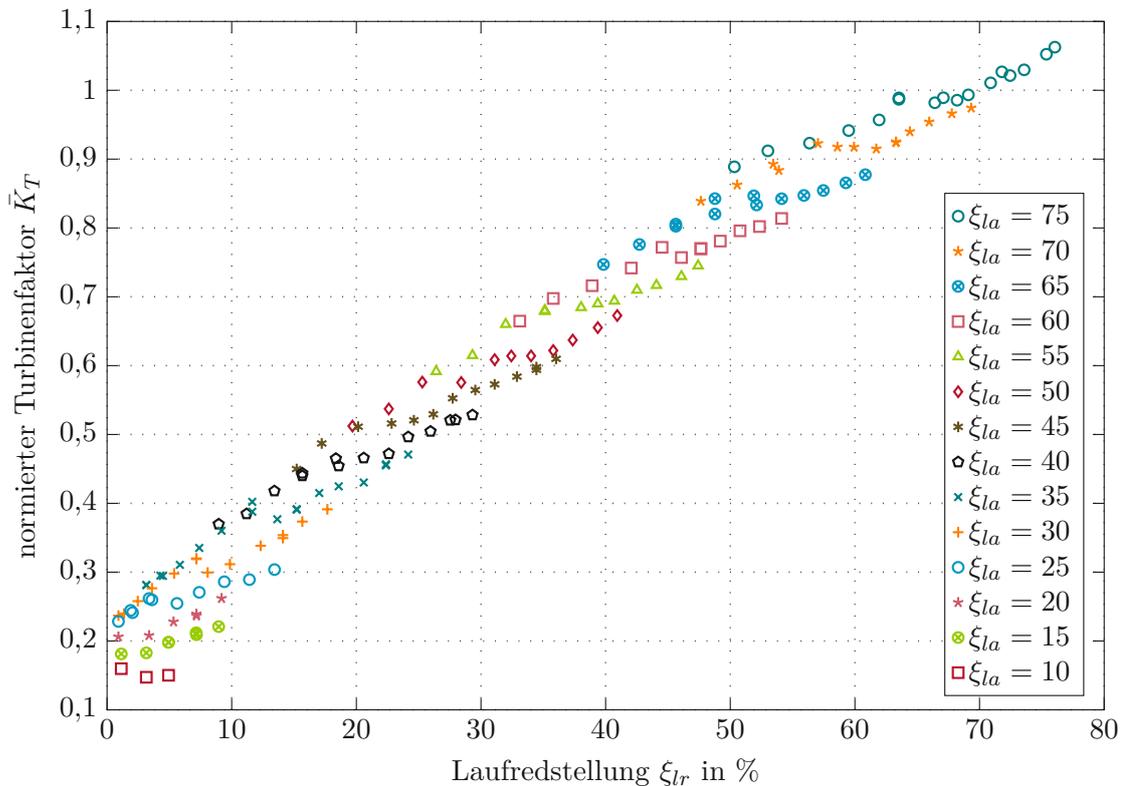


Abbildung 3.2: Der normierte Turbinenfaktor \bar{K}_T in Abhängigkeit von der Leitapparat ξ_{la} - und Laufredstellung ξ_{lr} . Dabei steht jede Markierung für eine Messung und die Farben gruppieren die Messungen zu den jeweiligen Leitapparatstellungen für unterschiedliche Laufredstellungen

In Abbildung 3.3 ist der berechnete Reibungskoeffizient zu sehen. In dieser kann man gut erkennen, dass die Messungen bei geringen Volumenströmen größere Schwankungen aufweisen. Diese kann man darauf zurück führen, dass bei geringen Werten vom Volumenstrom q_T der Druckabfall, in (3.3) der Ausdruck in den Klammern im Zähler im Druckrohr ebenfalls gering ist. Dadurch kann es bei geringen Schwankungen von q_T und p_o zu stärkeren Schwankungen der Rohrreibung λ kommen. Noch zusätzlich konnte bei der Messaufnahme im unteren Bereich nicht zu lange gewartet werden. Dadurch konnten die Einschwingvorgänge nicht ganz abklingen. Der Mittelwert des Reibungskoeffizienten ergibt sich zu $\mu = 0,01900$ sowie die Standardabweichung zu $\sigma = 0,0007336$, wenn nur jene mit einem Durchflusswert von über 0,4 betrachtet werden. Dieser Sachverhalt ist in dem Histogramm in Abbildung 3.4 zu sehen. Dabei erkennt man, dass die echte Verteilung sogar noch mehr Messwerte um den Mittelwert besitzt als die berechnete Standardverteilung. Nach [18] liegt für das hier verwendete Kunststoffrohr der Reibungskoeffizient zwischen 0,0183 und 0,0273, wodurch der berechnete Wert plausibel ist.

Als Letztes wird der Wirkungsgrad η_T aus Gleichung (2.8b) für unterschiedliche Leitapparat- und Laufredstellungen ermittelt. Die an den Generatorklemmen abgegebene

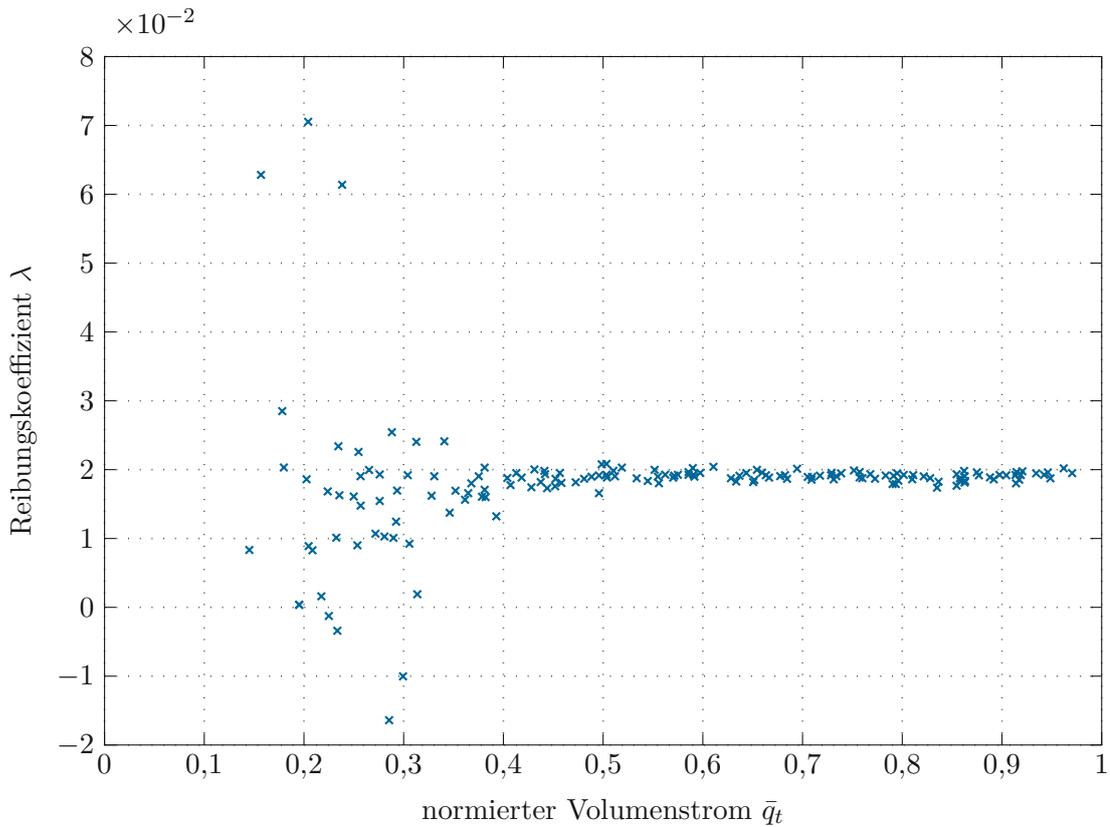


Abbildung 3.3: Der Reibungskoeffizient λ der Druckrohrleitung in Abhängigkeit des normierten Volumenstroms q_T

Leistung ist durch

$$P_G = P_T \eta_G \quad (3.4)$$

gegeben, mit der Turbinenleistung P_T aus (2.8b) und η_G den elektrischen Wirkungsgrad des Generators. Dieser Wirkungsgrad wird durch

$$\eta_G = \frac{P_G}{P_G + R_a (i_{G1}^2 + i_{G2}^2 + i_{G3}^2)} \quad (3.5)$$

bestimmt, mit dem Innenwiderstand R_a des Generators und den Effektivwerten i_G der Generatorströme. Der Turbinenwirkungsgrad kann nun mithilfe von den Gleichungen (3.4), (3.5), (2.8b) und (3.1) vereinfacht als

$$\eta_T = \frac{P_G + R_a (i_{G1}^2 + i_{G2}^2 + i_{G3}^2)}{q_T (p_o - \rho g (h_u - h_T))} \quad (3.6)$$

dargestellt werden. In diesem Wirkungsgrad sind nicht nur die Verluste durch die Turbine abgebildet, sondern auch Reibungs- und Ventilationsverluste, sowie Verluste aufgrund der Erregung, welche ebenfalls ein Moment auf die Welle bewirken und dessen Energieableitung vor der Generatormessung sitzt. In einem stabilen Netz variiert die Drehzahl um maximal

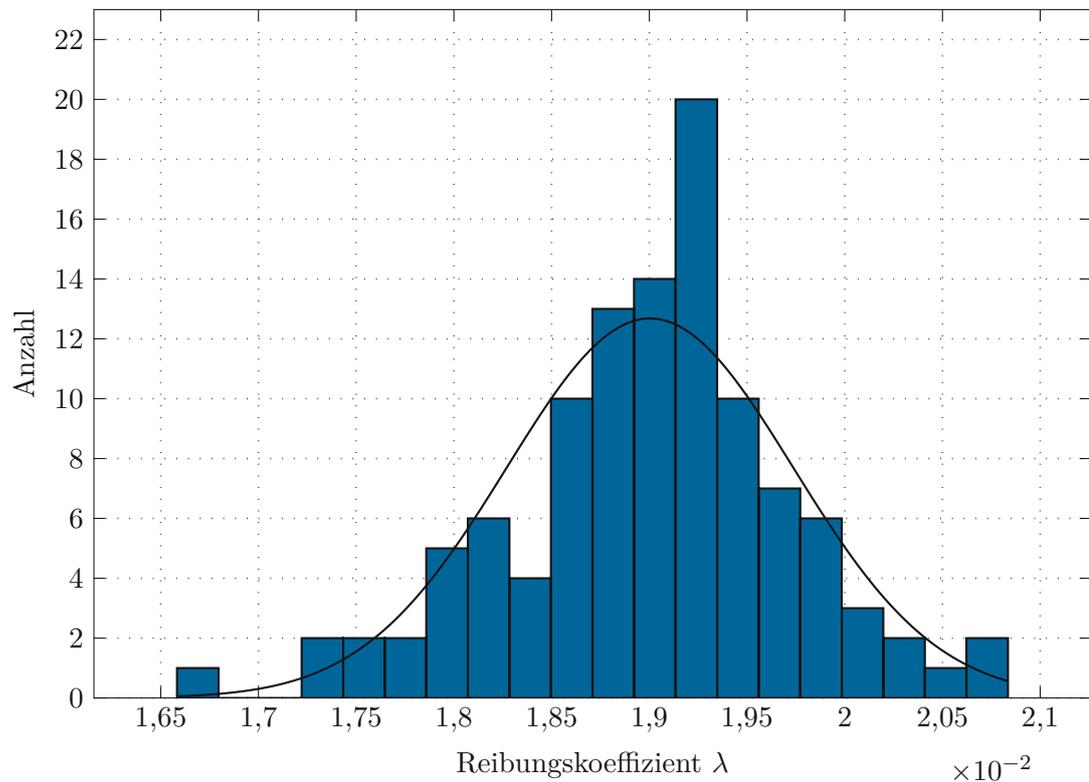


Abbildung 3.4: Verteilung der Messungen für den Reibungskoeffizient λ und die Normalverteilung anhand der Messdaten

4 %, wodurch die Reibungs- und Ventilationsverluste, welche drehzahlabhängig sind, als konstant angenommen werden. Dasselbe gilt für die Erregermaschine, welche als zusätzlichen Faktor den Erregerstrom besitzt. Dieser kann aber nicht gemessen werden, wodurch der Einfluss der Erregung ebenfalls als konstant angenommen wird.

In Abbildung 3.5 ist der Wirkungsgrad über die Laufradstellung, für verschiedene Leitapparatstellungen zu sehen. Dabei sind starke Schwankungen zwischen den Messungen zu erkennen. Ein Beispiel dafür wäre bei der Leitapparatstellung $\xi_{la} = 75\%$ und Laufradstellung $\xi_{lr} = 63,5\%$. Für diese Stelle sind 2 Messungen vorhanden, diese weichen jedoch um rund 3,5 % voneinander ab. Dies ist auf das verrauschte Messsignal der Wirkleistung zurückzuführen. Die hydraulische Leistung in diesem Punkt unterscheidet sich um 18 kW und die elektrische um 75 kW. Der Term aufgrund der Verluste am Innenwiderstand des Generators ergibt nur 8 kW und kann somit nicht für diese Schwankungen verantwortlich sein.

Somit sind nun alle Daten der Turbine berechenbar und auf diesen Daten kann ein Modell erstellt werden.

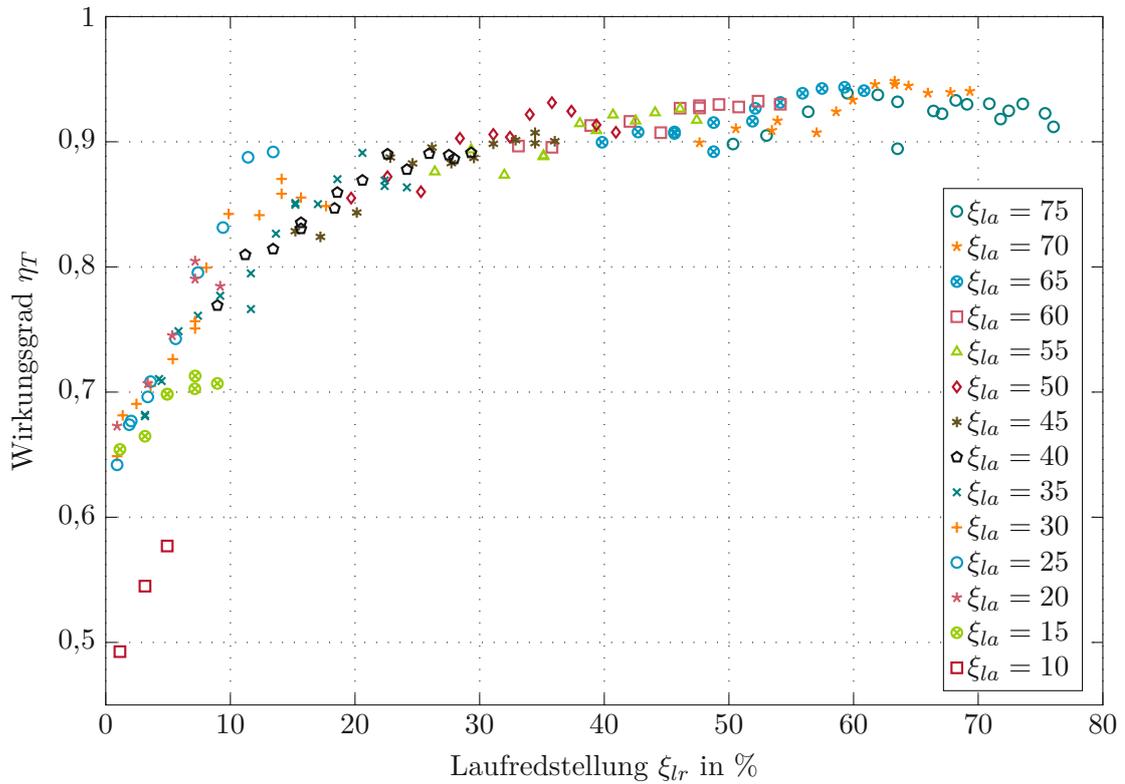


Abbildung 3.5: Der Wirkungsgrad der Turbine η_T in Abhängigkeit von der Leitapparat- und Laufradstellung

3.2 Approximation der Messdaten

Basierend auf den berechneten Messdaten des Turbinenfaktors (3.2) und des Wirkungsgrads (3.6) wird nun ein Modell entwickelt, das diese Messdaten approximiert. Für beide soll eine polynomiale Regression verwendet werden. Dies hat den Vorteil, dass der Einfluss des Messrauschens zu einem gewissen Grad unterdrückt wird. Die Modelle sind über

$$\bar{K}_T(\xi_{la}, \xi_{lr}) = \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n p_{Kij} \xi_{la}^i \xi_{lr}^j \quad (3.7)$$

und

$$\eta_T(\xi_{la}, \xi_{lr}) = \sum_{i=0}^p \sum_{j=0}^q p_{\eta ij} \xi_{la}^i \xi_{lr}^j \quad (3.8)$$

definiert. Dabei beschreiben m und p die höchste Ordnung des jeweiligen Polynoms in Bezug auf die Leitapparatöffnung, n und q die höchste Ordnung in Bezug auf die Laufradöffnung, p_{Kij} die Koeffizienten des Turbinenfaktors und $p_{\eta ij}$ die des Wirkungsgrades. Dieser Modellentwurf hat den Vorteil, dass er einfach ableitbar ist und sich somit gut für eine Optimierung eignet.

Für dieses Modell müssen nun die Koeffizienten der einzelnen Polynome aus den Messwerten bestimmt werden. Um diese festzustellen wird eine Least Squares Schätzung verwendet [24]. Für diese werden alle Parameter

$$\mathbf{p}_K^T = \begin{bmatrix} p_{K00} & \cdots & p_{K0n} & p_{K10} & \cdots & p_{Kmn} \end{bmatrix} \quad (3.9a)$$

$$\mathbf{p}_\eta^T = \begin{bmatrix} p_{\eta00} & \cdots & p_{\eta0q} & p_{\eta10} & \cdots & p_{\eta pq} \end{bmatrix} \quad (3.9b)$$

und die zur k -ten Messung gehörenden Daten

$$\mathbf{s}_{Kk}^T = \begin{bmatrix} \xi_{lak}^0 \xi_{lrk}^0 & \cdots & \xi_{lak}^0 \xi_{lrk}^n & \xi_{lak}^1 \xi_{lrk}^0 & \cdots & \xi_{lak}^m \xi_{lrk}^n \end{bmatrix} \quad (3.10a)$$

$$\mathbf{s}_{\eta k}^T = \begin{bmatrix} \xi_{lak}^0 \xi_{lrk}^0 & \cdots & \xi_{lak}^0 \xi_{lrk}^q & \xi_{lak}^1 \xi_{lrk}^0 & \cdots & \xi_{lak}^p \xi_{lrk}^q \end{bmatrix} \quad (3.10b)$$

als Vektoren angeschrieben. Somit kann man die Gleichungen (3.7) und (3.8) als

$$\bar{\mathbf{K}}_T = \begin{bmatrix} \bar{K}_{T1} \\ \bar{K}_{T2} \\ \vdots \\ \bar{K}_{Tl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{K1}^T \\ s_{K2}^T \\ \vdots \\ s_{Kl}^T \end{bmatrix} \mathbf{p}_K = \mathbf{S}_K \mathbf{p}_K \quad (3.11)$$

und

$$\boldsymbol{\eta}_T = \begin{bmatrix} \eta_{T1} \\ \eta_{T2} \\ \vdots \\ \eta_{Tl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{\eta 1}^T \\ s_{\eta 2}^T \\ \vdots \\ s_{\eta l}^T \end{bmatrix} \mathbf{p}_\eta = \mathbf{S}_\eta \mathbf{p}_\eta \quad (3.12)$$

für alle Messungen $k = 1, \dots, l$ zusammenfassen. Diese Gleichungen stellen, bei ausreichend vielen Messungen $l > mn$ bzw. $l > pq$ ein überbestimmtes System dar. Da diese nicht analytisch gelöst werden können, wenn $\text{rang}(\mathbf{S}_K) \neq \text{rang}(\begin{bmatrix} \mathbf{S}_K, \bar{\mathbf{K}}_T \end{bmatrix})$ bzw. $\text{rang}(\mathbf{S}_\eta) \neq \text{rang}(\begin{bmatrix} \mathbf{S}_\eta, \boldsymbol{\eta}_T \end{bmatrix})$ gilt, werden die quadratischen Fehler

$$e_{qK} = \|\mathbf{e}_K\|_2^2 = \|\bar{\mathbf{K}}_T - \mathbf{S}_K \mathbf{p}_K\|_2^2 \quad (3.13a)$$

$$e_{q\eta} = \|\mathbf{e}_\eta\|_2^2 = \|\boldsymbol{\eta}_T - \mathbf{S}_\eta \mathbf{p}_\eta\|_2^2 \quad (3.13b)$$

in Bezug auf die Parameter p_{Kij} und $p_{\eta ij}$ minimiert. Als Lösung ergibt sich

$$\mathbf{p}_K = \mathbf{S}_K^\dagger \bar{\mathbf{K}}_T \quad (3.14a)$$

$$\mathbf{p}_\eta = \mathbf{S}_\eta^\dagger \boldsymbol{\eta}_T, \quad (3.14b)$$

wobei $\mathbf{S}_r^\dagger = (\mathbf{S}_r^T \mathbf{S}_r)^{-1} \mathbf{S}_r^T$ die Pseudoinverse der Datenmatrizen, mit $r \in \{K, \eta\}$ ist. Ein Problem stellt die Lösung dieser jedoch dar. Denn aufgrund der Matrixinversion kann die Berechnung numerisch instabil werden. Um dieses Problem zu umgehen, werden die Lösungen von (3.14) auf

$$(\mathbf{S}_r^T \mathbf{S}_r) \mathbf{p}_r = \mathbf{S}_r^T \mathbf{z}_r \quad (3.15)$$

m/p	n/q	σ_K	σ_η	m/p	n/q	σ_K	σ_η
1	1	10,254	21,452	3	4	3,680	2,145
1	2	8,748	14,571	3	5	3,651	2,123
1	3	7,728	11,294	4	1	5,804	5,234
1	4	7,410	10,854	4	2	5,032	2,404
1	5	6,104	10,384	4	3	3,279	2,147
2	1	9,887	13,059	4	4	3,361	2,051
2	2	5,556	6,496	4	5	3,004	1,903
2	3	4,844	5,046	5	1	5,816	4,170
2	4	4,702	4,245	5	2	4,412	2,423
2	5	4,165	4,131	5	3	3,139	2,027
3	1	7,381	8,302	5	4	2,587	1,770
3	2	4,916	3,586	5	5	2,240	1,462
3	3	4,614	2,277				

Tabelle 3.1: Vergleich verschiedener Modelle mit unterschiedlicher Ordnung der Polynome und deren Fehlervarianz in % für den Turbinenfaktor K_T und den Turbinenwirkungsgrad η_T

umgeformt, mit $\mathbf{z}_K = \bar{\mathbf{K}}_T$ sowie $\mathbf{z}_\eta = \eta_T$. So entstehen zwei Systeme, für den Turbinenfaktor und den Wirkungsgrad mit einer symmetrisch positiv definiten Matrix $\mathbf{S}_r^T \mathbf{S}_r$. Das Gleichungssystem (3.15) kann numerisch effizient mit der Cholesky-Zerlegung gelöst werden [25].

Um nun herauszufinden welche Polynomgrade am geeignetsten sind, soll die Standardabweichung σ_K und σ_η der prozentualen Fehler

$$\bar{e}_{Kk} = \frac{\bar{K}_{Tk} - \mathbf{s}_{Kk}^T \mathbf{p}_K}{\bar{K}_{Tk}} \quad (3.16a)$$

$$\bar{e}_{\eta k} = \frac{\eta_{Tk} - \mathbf{s}_{\eta k}^T \mathbf{p}_\eta}{\eta_{Tk}} \quad (3.16b)$$

betrachtet werden. Die normierte Betrachtung hat den Vorteil, dass alle Messungen gleich behandelt werden und nicht von der Messgröße selber abhängen. Die Standardabweichung wird genommen, um die Abweichung des approximierten Modells zu den Messwerten so gering wie möglich zu halten. In Tabelle 3.1 ist der Vergleich verschiedener Modelle zu sehen. Dabei ist auffallend, dass alle mit einer Ordnung von 1, in Bezug auf die Standardabweichung die schlechtesten Modelle sind, wodurch man diese ausschließen kann.

Da die Modelle für den Turbinenfaktor \bar{K}_T und den Wirkungsgrad η_T beide in der Turbinenleistung (2.11) vorkommen, wird der prozentuale Fehler des Produktes aus den

beiden

$$\bar{e}_{Tk} = \frac{\bar{K}_{Tk}\eta_{Tk} - \mathbf{s}_{Kk}^T \mathbf{P}_K \mathbf{s}_{\eta k}^T \mathbf{P}_\eta}{\bar{K}_{Tk}\eta_{Tk}} \quad (3.17)$$

bzw. die Standardabweichung σ_T von diesem betrachtet. Da sich die Anzahl der möglichen Modelle auf 625 erhöht, werden nur jene mit einer Standardabweichung von weniger als 1,99% betrachtet. Die Modelle die dieses Kriterium erfüllen sind in der Tabelle 3.2 zusammengefasst. Alle in dieser Tabelle angeführten Modelle sind zur weiteren Verwendung geeignet. Für das Turbinenmodell wird nun jenes mit der geringsten Standardabweichung von $\sigma_T = 1.217\%$, mit den Ordnungen 5 für die Leitapparatstellung und 4 für die Laufradstellung, für beide Modelle verwendet. Dies ist gerechtfertigt, da bei der Simulation die Berechnung des Modells für unterschiedliche Ordnungen, zeitlich kaum einen Unterschied ergeben.

Für die spätere Optimierung werden die Polynomgleichungen (3.7) und (3.8) in Vektorschreibweise dargestellt. Dazu werden als Erstes die beiden Stellgrößen in den Vektoren

$$\mathbf{x}_{Kla} = \begin{bmatrix} 1 & \xi_{la} & \xi_{la}^2 & \cdots & \xi_{la}^m \end{bmatrix} \quad (3.18a)$$

$$\mathbf{x}_{Klr} = \begin{bmatrix} 1 & \xi_{lr} & \xi_{lr}^2 & \cdots & \xi_{lr}^n \end{bmatrix} \quad (3.18b)$$

für den Turbinenfaktor und

$$\mathbf{x}_{\eta la}^T = \begin{bmatrix} 1 & \xi_{la} & \xi_{la}^2 & \cdots & \xi_{la}^p \end{bmatrix} \quad (3.19a)$$

$$\mathbf{x}_{\eta lr}^T = \begin{bmatrix} 1 & \xi_{lr} & \xi_{lr}^2 & \cdots & \xi_{lr}^q \end{bmatrix} \quad (3.19b)$$

für den Turbinenwirkungsgrad angeschrieben. Die Parameter der Polynome können in den beiden Matrizen

$$\mathbf{P}_K = \begin{bmatrix} p_{K00} & \cdots & p_{K0m} \\ p_{K10} & \cdots & p_{K1m} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ p_{Kn0} & \cdots & p_{Knm} \end{bmatrix} \quad \mathbf{P}_\eta = \begin{bmatrix} p_{\eta 10} & \cdots & p_{\eta 0p} \\ p_{\eta 10} & \cdots & p_{\eta 1p} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ p_{\eta q0} & \cdots & p_{\eta qp} \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

zusammengefasst werden. Dadurch lassen sich die Funktionen für den Turbinenfaktor (3.2) und den Wirkungsgrad (3.6) als

$$\bar{K}_T = \mathbf{x}_{Kla}^T \mathbf{P}_K \mathbf{x}_{Klr} \quad (3.21a)$$

$$\eta_T = \mathbf{x}_{\eta la}^T \mathbf{P}_\eta \mathbf{x}_{\eta lr} \quad (3.21b)$$

darstellen. Diese Schreibweise hat den Vorteil, dass die Ableitung nach ξ_{la} oder ξ_{lr} sehr einfach berechnet werden können. Am Beispiel

$$\frac{\partial \bar{K}_T}{\partial \xi_{la}} = \mathbf{x}_{Klr} \mathbf{P}_K \frac{\partial \mathbf{x}_{Kla}}{\partial \xi_{la}} \quad (3.22)$$

m	n	p	q	σ_T	m	n	p	q	σ_T	m	n	p	q	σ_T
3	4	3	4	1,937	4	4	3	5	1,813	5	3	4	5	1,432
3	4	3	5	1,949	4	4	4	3	1,850	5	3	5	2	1,840
3	4	4	3	1,774	4	4	4	4	1,577	5	3	5	3	1,470
3	4	4	4	1,727	4	4	4	5	1,545	5	3	5	4	1,527
3	4	4	5	1,797	4	4	5	3	1,737	5	3	5	5	1,946
3	4	5	2	1,909	4	4	5	4	1,719	5	4	3	3	1,721
3	4	5	3	1,922	4	5	3	3	1,866	5	4	3	4	1,530
3	5	3	5	1,945	4	5	3	4	1,671	5	4	3	5	1,466
3	5	4	3	1,938	4	5	3	5	1,600	5	4	4	2	1,851
3	5	4	4	1,675	4	5	4	2	1,978	5	4	4	3	1,531
3	5	4	5	1,740	4	5	4	3	1,644	5	4	4	4	1,432
3	5	5	3	1,938	4	5	4	4	1,489	5	4	4	5	1,311
3	5	5	4	1,965	4	5	4	5	1,354	5	4	5	2	1,828
4	3	3	3	1,844	4	5	5	2	1,929	5	4	5	3	1,395
4	3	3	4	1,713	4	5	5	3	1,505	5	4	5	4	1,217
4	3	3	5	1,758	4	5	5	4	1,387	5	4	5	5	1,476
4	3	4	2	1,974	4	5	5	5	1,835	5	5	3	4	1,841
4	3	4	3	1,633	5	2	5	2	1,959	5	5	3	5	1,793
4	3	4	4	1,535	5	3	3	3	1,812	5	5	4	3	1,842
4	3	4	5	1,521	5	3	3	4	1,614	5	5	4	4	1,731
4	3	5	2	1,864	5	3	3	5	1,549	5	5	4	5	1,593
4	3	5	3	1,635	5	3	4	2	1,917	5	5	5	3	1,703
4	3	5	4	1,674	5	3	4	3	1,599	5	5	5	4	1,449
4	4	3	4	1,933	5	3	4	4	1,495	5	5	5	5	1,218

Tabelle 3.2: Vergleich verschiedener Modellekombinationen mit unterschiedlicher Ordnung der Polynome und deren Fehlervarianz $\sigma_T < 1,99\%$

ist zu sehen, dass sich die Schreibweise deutlich verkürzt, wobei der Vektor

$$\frac{\partial \mathbf{x}_{Kla}}{\partial \xi_{la}} = \left[0 \quad 1 \quad 2\xi_{la} \quad 3\xi_{la}^2 \quad \dots \quad m\xi_{la}^{m-1} \right]^T \quad (3.23)$$

eingeführt wird.

Es ist anzumerken, dass das Modell nur innerhalb der Messgrenzen angepasst wurde. Dies hat zur Folge, dass eine qualitative Aussage über den Messbereich hinaus nicht getroffen werden kann.

4 Validierung des Modells anhand von Messdaten

In Kapitel 2 wurde das dynamische Modell der gesamten Anlage und in Kapitel 3 die Zusammenhänge der Turbine hergeleitet. Nun soll das Modell mit den Daten der realen Anlage verglichen werden. Zunächst wird das Turbinenmodell (3.21) mit den Messdaten verglichen. Anschließend wird die Regelung der beiden Stellorgane und das Verhalten des gesamten Systems untersucht.

4.1 Turbinenmodell

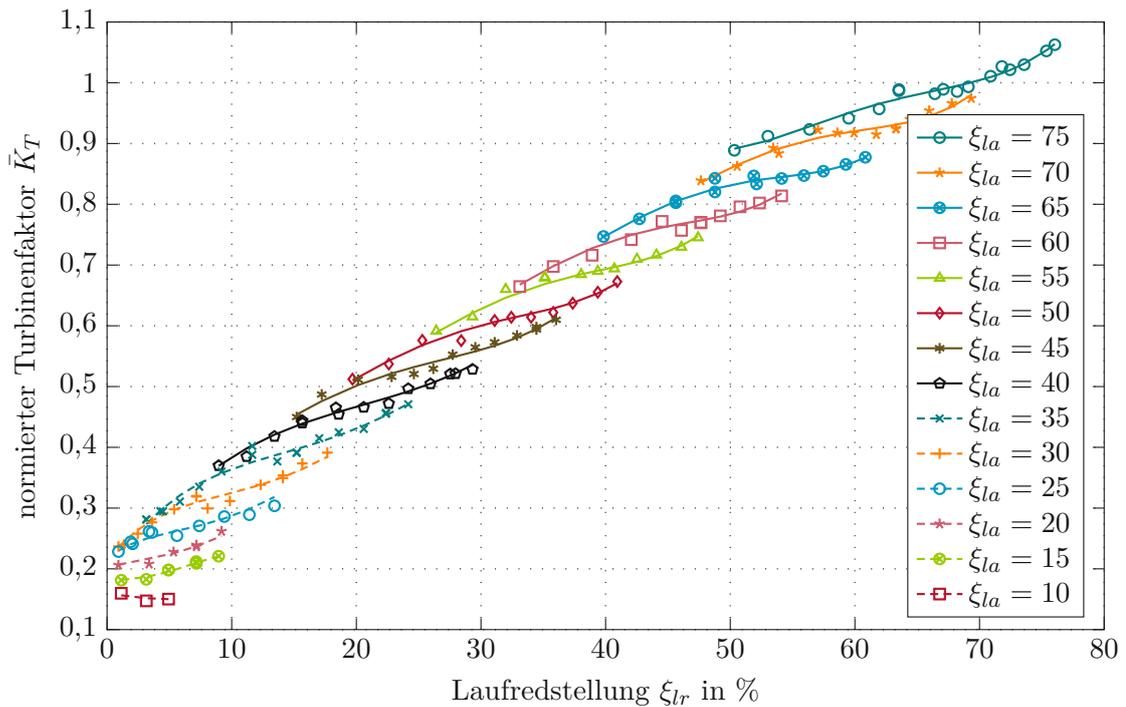


Abbildung 4.1: Vergleich des normierten Turbinenfaktors \bar{K}_T in Abhängigkeit von der Laufredstellung ξ_{lr} zwischen dem Modell (Linie) und Messdaten (Markierungen), für unterschiedliche Leitapparatstellungen ξ_{la} .

Das Modell und die Messdaten des Turbinenfaktors \bar{K}_T sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Es wurde das Modell mit den Ordnungen $m = 5$ und $n = 4$ verwendet. Die Linien

zeigen die Werte des Modells und die Markierungen die der Messungen an. Es sind kleine Abweichungen zu erkennen, aber die Genauigkeit des Modells in Bezug auf diese Messdaten ist ausreichend, um für die Simulation und Regelung verwendet zu werden.

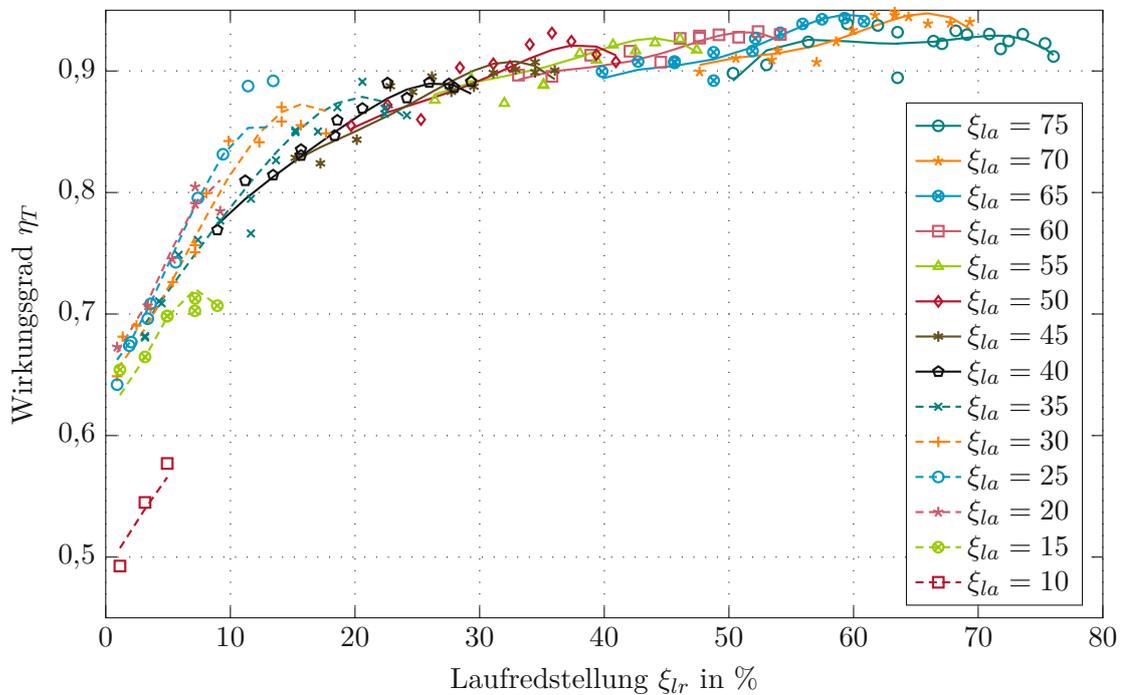


Abbildung 4.2: Vergleich des Wirkungsgrad η_T in Abhängigkeit von der Laufradstellung ξ_{lr} zwischen dem Modell (Linie) und Messdaten (Markierungen), für unterschiedliche Leitapparatstellungen ξ_{la} .

Abbildung 4.2 zeigt den Wirkungsgrad η_T der Turbine. Für das Modell wurde dabei die Ordnung $p = 5$ und $q = 4$ gewählt. Hier ist eine größere Abweichung zwischen den Messdaten und dem Modell zu erkennen. In Kapitel 3.1 wurde bereits auf die Schwankungen der Wirkungsgradmessung eingegangen. Das Modell liefert jedoch ein physikalisch sinnvolles Ergebnis, da der Wirkungsgrad einen ähnlichen Verlauf wie in [5] aufweist.

Das Produkt der beiden Modelle, welches in (2.11) vorkommt ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Dieses Produkt sowie das Modell für den Turbinenfaktor K_T werden anschließend für die Simulation benötigt. Es ist zu erkennen, dass hier die Abweichungen zu den Messdaten sehr gering sind. Dies wurde durch die Wahl der Ordnung der Modelle, wie bereits in Kapitel 3.2 diskutiert, sichergestellt.

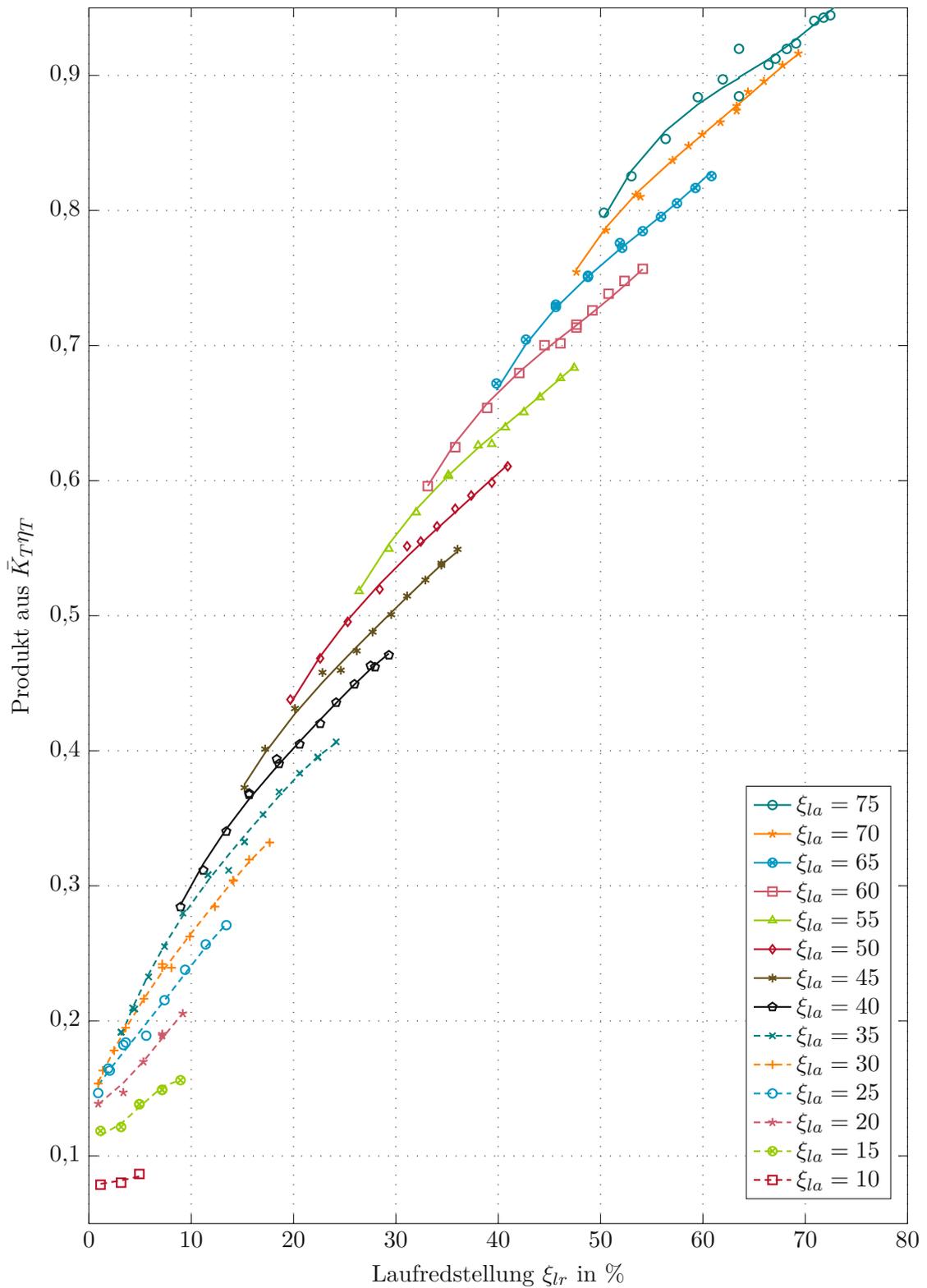


Abbildung 4.3: Vergleich des Produktes aus Wirkungsgrad η_T und Turbinenfaktor \bar{K}_T in Abhängigkeit von der Laufradstellung ξ_{lr} zwischen dem Modell (Linie) und Messdaten (Markierungen), für unterschiedliche Leitapparatstellungen ξ_{la} .

4.2 Regelung der Stellorgane

Die Regelung und das Modell des Leitapparates sollen nun mit dem realen Verhalten verglichen werden. Dabei soll auch ein Vergleich mit einem konventionellen PT1-Glied wie in [26] als Strecke durchgeführt werden, bei dem die Stellgröße u_{la} linear auftritt, jedoch ebenfalls die Geschwindigkeitsbegrenzung besitzt. Die Parameter k_{lao} und k_{lau} aus Gleichung (2.12) können aus den Kurven des realen Systems berechnet werden. Dabei wird der Unterschied vom Start eines Sollwertsprunges bis zum Erreichen von

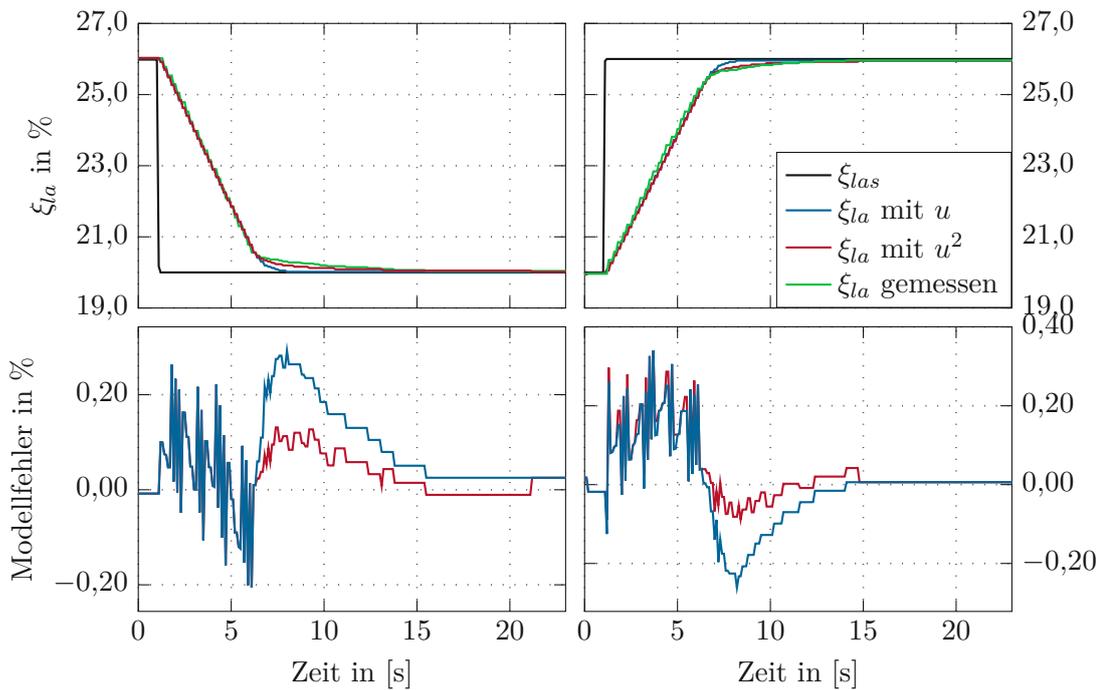
$$P_{la} |\xi_{las} - \xi_{la}| < u_{lao} \text{ bzw.} \quad (4.1)$$

$$P_{la} |\xi_{las} - \xi_{la}| < u_{lau} \quad (4.2)$$

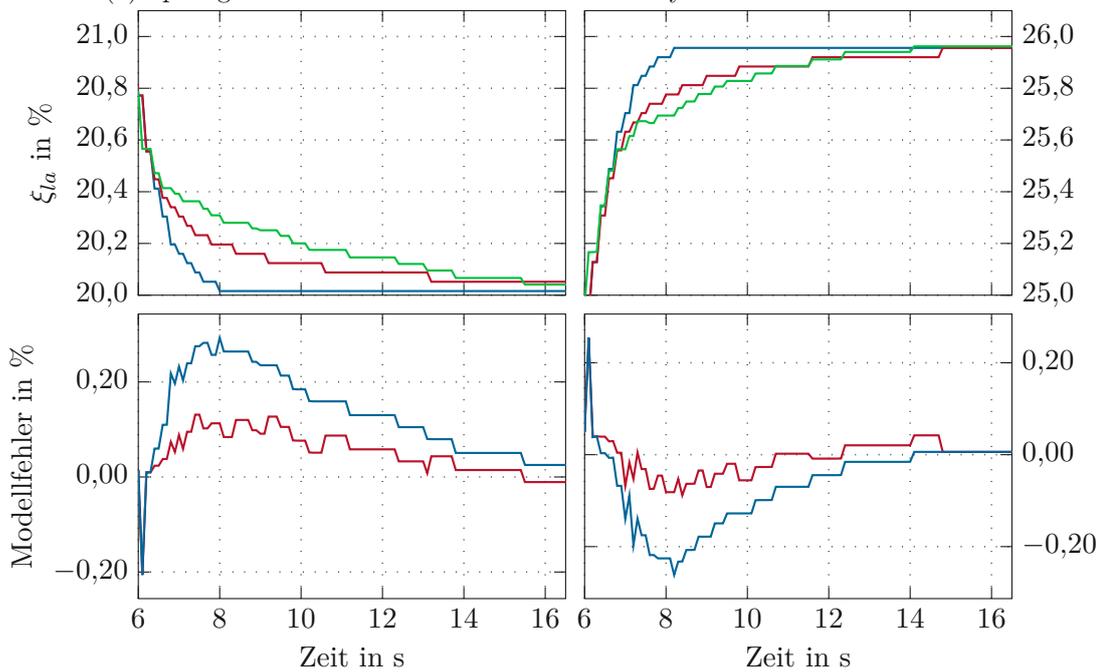
genommen. Die Steigung der Kurve zwischen diesen Punkten entspricht dem Funktionswert von f_{la} . Durch Division mit der maximalen Stellgröße je nach System erhält man die gesuchten Parameter. Die definierten und resultierenden Parameter sind im Anhang in Tabelle B.6 zusammengefasst. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 4.4a zu sehen. In den beiden oberen Darstellungen ist in Blau die Leitapparatstellung des Modells mit linearer Stellgröße, in Rot mit quadratischer Stellgröße und in Grün die tatsächliche Stellung zu sehen. Die beiden unteren Abbildungen zeigen die Abweichung des Modells zum realen Verhalten. Es ist zu erkennen, dass durch die gewählten Modellparameter das reale Verhalten mit beiden Systemen gut abgebildet wird.

Betrachtet man jedoch den Bereich, in dem der Prozesswert nahe am Sollwert liegt, genauer, so sind Unterschiede zu erkennen. Dies ist in Abbildung 4.4b vergrößert dargestellt. Das Modell mit quadratischer Stellgröße zeigt das genauere Verhalten und wird daher in den folgenden Kapiteln verwendet.

Als nächstes werden die Regelung und das Modell des Laufrades untersucht werden. Wie beim Laufrad werden die Parameter aus (2.15) über eine Steigungsberechnung ermittelt. Das Verhalten des Modells im Vergleich zur Realität ist in Abbildung 4.5 dargestellt, die verwendeten Parameter sind im Anhang in der Tabelle B.7 angegeben. Das Modell verhält sich im Vergleich zum realen Verhalten des Systems relativ ähnlich. Aufgrund des relativ großen Totbandes von 1,2 % und möglicher Nachlaufzeiten kann es, wie beim Sprung von 0 auf 10 % zu Abweichungen kommen. Da das Laufrad das Drehmoment auf die Welle überträgt, ist es auch sehr stark der Strömung ausgesetzt. Dies hat zur Folge, dass es beim Öffnen zu einer Totzeit von 2s kommt.



(a) Sprungantwort der Modelle und des realen Systems mit dem Modellfehler



(b) Detailansicht der Sprungantwort und Fehler der Modelle zu dem realen Verhalten

Abbildung 4.4: Modellvergleich des Leitapparates

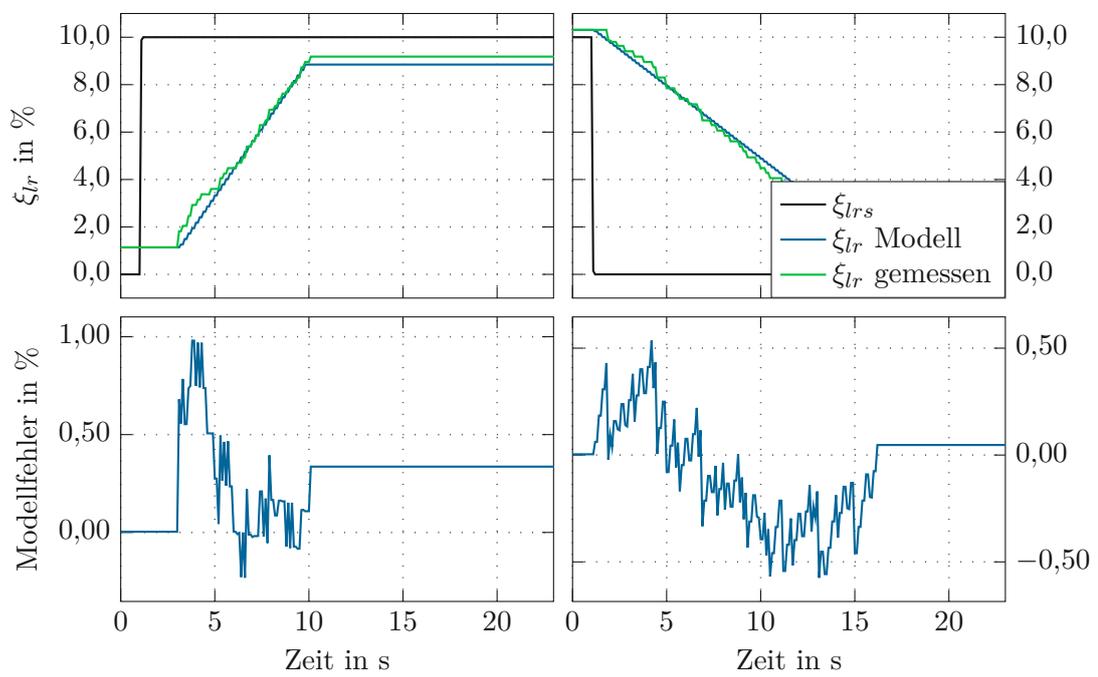


Abbildung 4.5: Modellvergleich des Laufrades

4.3 Gesamtes System

Nun soll das Verhalten der gesamten Anlage betrachtet werden. Für die Druckrohrleitung aus Kapitel 2.1.3 soll untersucht werden, wie sich die Anzahl der Stützstellen des Staggered Grid auf das Modell auswirkt. Abbildung 4.6 zeigt die Ergebnisse der Simulation. Bei der Leistung kann man eine große Abweichung zwischen dem Modell und der Realität sehen. Dies ist auf das Turbinenmodell mit dem Turbinenfaktor \bar{K}_T und dem Wirkungsgrad η_T zurück zu führen. Diese weichen, wie bereits in Kapitel 3.1 schon zu erahnen war, im unteren Teil des Durchflussbereiches voneinander ab. Auch im Druckverlauf ist eine Abweichung zu erkennen, die jedoch auf den Sensor und dessen Einbau zurückzuführen ist. Dieser ist durch ein kurzes Rohr mit der Druckrohrleitung verbunden und kann daher leicht gedämpft werden. Betrachtet man jedoch die Dynamik der Verläufe, so zeigt sich, dass das Modell ab einer Anzahl von 9 Stützstellen bereits dem realen Verlauf schon ähnelt. Zu Beginn des Sprunges sind jedoch noch kleiner Oszillationen in der Leistung zu erkennen. Diese sind ab einem Modell mit 15 Berechnungspunkten kaum mehr vorhanden. Mit Erhöhung der Anzahl wird der Verlauf zwar immer glatter, jedoch erhöht sich der Rechenaufwand und die Zeit für eine Simulation drastisch. Für die weiteren Betrachtungen wird daher das Druckrohrleitungsmodell mit 15 Stützstellen verwendet.

Abbildung 4.7 zeigt das gewählte Modell und das reale Verhalten an zwei Sprüngen des Leitapparates. Zusätzlich zur vorherigen Darstellung werden auch der berechnete Turbinenfaktor und die Wirkleistung dargestellt. Bei Letzterem kann man ein starkes Rauschen erkennen. Dies zeigt, dass bei der Aufnahme mehr als nur eine Messung pro Stellung erforderlich ist, um ein genaues Modell zu erhalten. Ebenso muss eine Abklingzeit der Einschwingvorgänge von mehr als einer Minute abgewartet werden, bevor eine Messung durchgeführt wird. Da dies bei der Aufnahme noch nicht vollständig berücksichtigt wurde, weicht das Modell von der Realität ab. Die dynamischen Vorgänge werden jedoch gut abgebildet und können für die Entwicklung einer Regelungsstrategie verwendet werden.

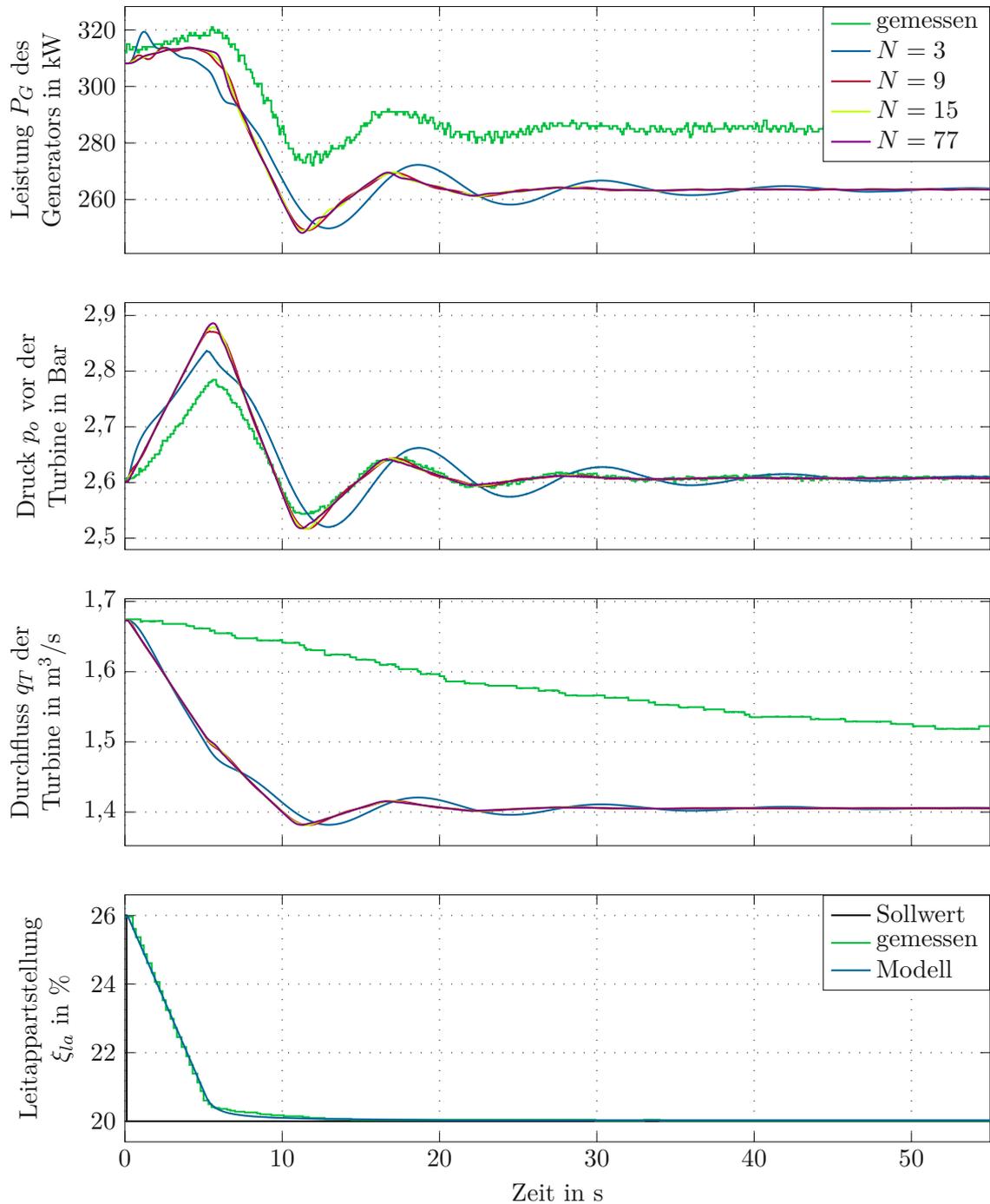


Abbildung 4.6: Modellvergleich mit dem realen Verhalten des Druckrohres, die Laufradstellung wurde dabei konstant bei 5% gehalten.

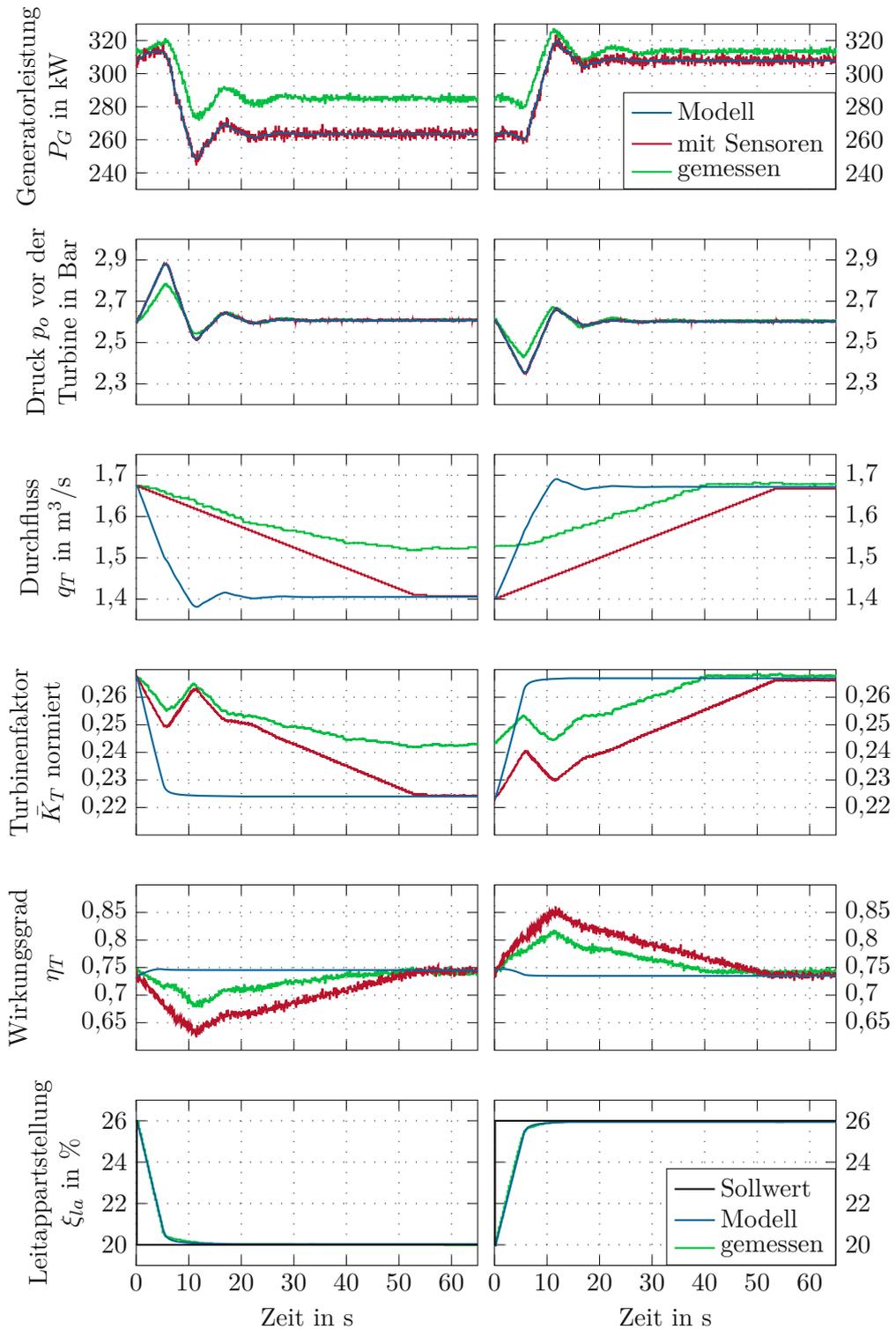


Abbildung 4.7: Modellvergleich mit zwei Sollwertsprüngen, die Laufradstellung wurde dabei konstant bei 5% gehalten

5 Steuerung des Volumenstroms

In diesem Kapitel wird zunächst eine Steuerung entworfen, die auf dem Turbinenmodell (3.7) und (3.8) bzw. (3.21) basiert. Diese Steuerung soll einen vorgegebenen Volumenstrom mithilfe der beiden Stellorgane, Leitapparat und Laufrad so einstellen, damit die elektrische Leistung maximiert wird. Zur Lösung dieses Problems wird ein Optimierungsproblem aufgestellt und eine Lösungsstrategie entwickelt. In vielen Ländern muss ein Kraftwerk an der Frequenzstabilisierung des Netzes beteiligen, in Österreich gelten die sogenannten "Technischen und Organisatorischen Regeln für Betreiber und Benutzer von Netzen" (TOR) [12]. Dies geschieht bei Laufwasserkraftwerken lediglich durch Verminderung der aktuellen Leistung in Abhängigkeit der Frequenzänderung. Dies wird im Gesamtregelungskonzept berücksichtigt.

5.1 Optimierung

Um das Optimierungsproblem aufstellen zu können, sollen in einem Vektor

$$\boldsymbol{\xi} = \begin{bmatrix} \xi_{la} \\ \xi_{lr} \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

die Leitapparatstellung ξ_{la} und die Laufradstellung ξ_{lr} zusammengefasst werden. Als Nächstes betrachtet man nun die Leistung, die für einen gegebenen Volumenstrom maximiert werden soll. Diese ergibt sich nach (2.11) zu

$$\bar{P}_T(\boldsymbol{\xi}) = \bar{q}_T(\boldsymbol{\xi}) \Delta \bar{p}_T \eta_T(\boldsymbol{\xi}) \quad (5.2)$$

in normierter Darstellung, mit $\bar{P}_T(\boldsymbol{\xi})$ der Turbinenleistung, $\bar{q}_T(\boldsymbol{\xi})$ dem Volumenstrom durch die Turbine, $\Delta \bar{p}_T = \bar{p}_o - \bar{p}_u$ dem Druckabfall an der Turbine und $\eta_T(\boldsymbol{\xi})$ dem Turbinenwirkungsgrad. Dabei ist zu beachten, dass sich der Volumenstrom aus dem Modell nach (2.10a) zu

$$\bar{q}_T(\boldsymbol{\xi}) = \bar{K}_T(\boldsymbol{\xi}) \sqrt{\Delta \bar{p}_T} \quad (5.3)$$

ergibt, mit $\bar{K}_T(\boldsymbol{\xi})$ dem normierten Turbinenfaktor. Mit Hilfe dessen kann Gleichung (5.2) auf das Kostenfunktional

$$\max_{\boldsymbol{\xi} \in \mathbb{R}^2} f(\boldsymbol{\xi}) = \frac{\bar{P}_T}{\sqrt{\Delta \bar{p}_T^3}} = \bar{K}_T(\boldsymbol{\xi}) \eta_T(\boldsymbol{\xi}) \quad (5.4)$$

umgeformt werden. Durch diese Umformung ist das Funktional unabhängig vom Zustand des Systems durch den Druckunterschied $\Delta \bar{p}_T$. Der Volumenstrom soll einem vorgegebenem Sollwert $q_T^s = q_T(\boldsymbol{\xi})$ entsprechen. Aus (5.3) ergibt sich

$$\bar{K}_T^s = \frac{\bar{q}_T^s}{\sqrt{\Delta \bar{p}_T}} \quad (5.5)$$

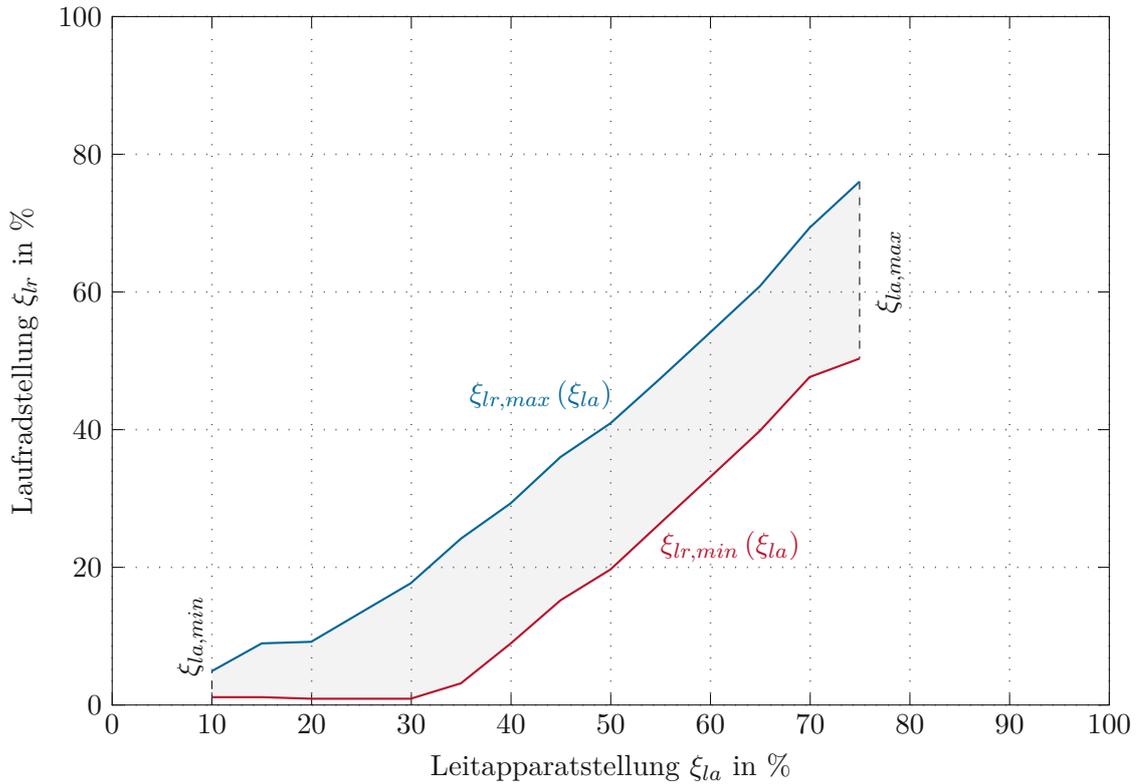


Abbildung 5.1: Beispielhafter zulässiger Bereich der Optimierung durch die Ungleichungsbeschränkungen aus (5.7)

der Sollturbinenfaktor \bar{K}_T^s , welcher über

$$g(\boldsymbol{\xi}) = \bar{K}_T(\boldsymbol{\xi}) - \bar{K}_T^s = 0 \quad (5.6)$$

eine Gleichungsbeschränkung des Optimierungsproblems darstellt. Das Turbinenmodell ist nur innerhalb der für die Herleitung verwendeten Punkte gültig. Dadurch muss das Optimierungsproblem noch um die Ungleichungsbeschränkungen

$$h_1(\boldsymbol{\xi}) = \xi_{la,min} - \xi_{la} \leq 0 \quad (5.7a)$$

$$h_2(\boldsymbol{\xi}) = \xi_{la} - \xi_{la,max} \leq 0 \quad (5.7b)$$

$$h_3(\boldsymbol{\xi}) = \xi_{lr,min}(\xi_{la}) - \xi_{lr} \leq 0 \quad (5.7c)$$

$$h_4(\boldsymbol{\xi}) = \xi_{lr} - \xi_{lr,max}(\xi_{la}) \leq 0 \quad (5.7d)$$

erweitert werden, mit $\xi_{la,min}$ und $\xi_{la,max}$ der minimalen und maximalen Leitapparatöffnung, $\xi_{lr,min}(\xi_{la})$ und $\xi_{lr,max}(\xi_{la})$ der minimalen und maximalen Laufradöffnung für eine gegebene Öffnung des Leitapparates. Abbildung 5.1 zeigt den zulässigen Bereich.

Mit den Gleichungen (5.4), (5.6) und (5.7) ist das komplette Optimierungsproblem

$$\max_{\boldsymbol{\xi} \in \mathbb{R}^2} f(\boldsymbol{\xi}) \quad (5.8a)$$

$$g(\boldsymbol{\xi}) = 0 \quad (5.8b)$$

$$h_i(\boldsymbol{\xi}) \leq 0, \quad i = 1, \dots, 4 \quad (5.8c)$$

gegeben. Um dieses numerisch lösen zu können, wird ein rechnergestütztes Optimierungsverfahren angewendet. Dies ist notwendig, da das Kostenfunktional (5.4) bzw. die Gleichungsbeschränkung (5.6) keine analytischen Lösungen besitzen.

Als Lösungsmethode soll die reduzierte Gradientenmethode [27] angewendet werden. Dabei wird die Laufradstellung als abhängige und die Leitapparatstellung als unabhängige Variable definiert, wodurch

$$\xi_{lr} = g^{-1}(\xi_{la}) \quad (5.9)$$

als Umkehrfunktion definiert wird. Um die Laufradstellung für einen gegebenen Turbinenfaktor und Leitapparatstellung zu berechnen, müssen die reellen Nullstellen des um \bar{K}_T^s verschobenen Polynoms berechnet werden. Für Ordnungen größer als der dritten wird das *Newton-Raphson-Verfahren* für die Berechnung verwendet. Anschließend wird eine Polynomdivision durch die gefundene Nullstelle durchgeführt. Dies wird bis zum dritten Grad wiederholt und anschließend werden die verbleibenden Nullstellen direkt berechnet. Um eine Nullstelle auszuwählen, werden alle außerhalb des gültigen Bereiches ignoriert und ausgehend von einem Startpunkt, dann die am nächst gelegene verwendet. Hier zeigt sich nun einen Vorteil des Modells, es können relativ einfach inverse Funktionswerte berechnet werden.

Für die reduzierte Gradientenmethode wird noch die totale Ableitung des Kostenfunktionals

$$\frac{df(\boldsymbol{\xi})}{d\xi_{la}} = \frac{\partial f(\boldsymbol{\xi})}{\partial \xi_{la}} - \frac{\partial g(\boldsymbol{\xi})}{\partial \xi_{la}} \frac{\partial g(\boldsymbol{\xi})^{-1} \partial f(\boldsymbol{\xi})}{\partial \xi_{lr}} \quad (5.10)$$

nach der Leitapparatstellung ξ_{la} benötigt. Ein weiterer Vorteil des Modells ist, dass sich die Ableitungen einfach bestimmen lassen.

Um nun das Kostenfunktional mit den Ungleichungsbeschränkungen zu maximieren, wird in Aufstiegsrichtung von einem Startwert aus gesucht. Um einen geeigneten Startwert zu wählen, werden als erstes die Werte des bezogenen Turbinenfaktors \bar{K}_T entlang der Stützpunkte der Ungleichungsbeschränkungen $h_1(\boldsymbol{\xi}) = 0$, $h_2(\boldsymbol{\xi}) = 0$, $h_3(\boldsymbol{\xi}) = 0$ und $h_4(\boldsymbol{\xi}) = 0$ berechnet. Ausgehend vom niedrigsten Wert für den Turbinenfaktor bis zum höchsten Wert werden zwei Kurven entlang der Ungleichungsbeschränkungen erstellt. Dazwischen wird eine dritte Kurve ermittelt. Diese dritte Kurve ist für die Polynome höherer Ordnung hilfreich, damit auch Optima gefunden werden können, die vom Rand aus nicht erreichbar wären. In Abbildung 5.2 sind diese Kurven für ein Modell zu sehen. Um einen Startwert für einen konkreten Wert \bar{K}_T^s des Turbinenfaktors zu erhalten, wird in einem ersten Schritt eine lineare Interpolation zwischen den beiden nächstgelegenen Stützstellen durchgeführt. Die gefundene Stelle ist der Startwert für das Newton-Raphson-Verfahren, das die Nullstelle von (5.6) entlang der Linie zwischen den beiden Stützstellen sucht. Die verwendeten Parameter sind in der Tabelle B.14 zu finden. Es wurde bei dem Verfahren die Schrittweite auf ein Maximum beschränkt. Die Abbruchbedingungen des Algorithmus

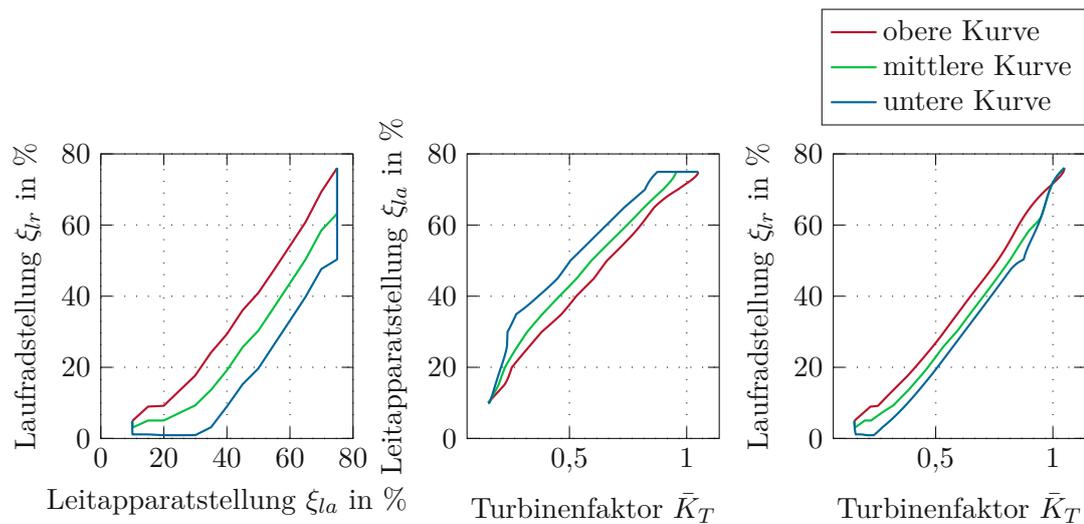


Abbildung 5.2: Links sind die drei Startkurve und der zulässige Bereich, in der Mitte die Leitapparatöffnung und Rechts die Laufradöffnung über dem Turbinenfaktor beispielhaft für das Modell mit den Ordnungen $m = 5, n = 4, p = 5$ und $q = 4$ dargestellt

sind entweder bei unterschreiten einer minimalen Schrittweite, oder des Absolutbetrages der Funktion (5.6). Es wird ebenfalls abgebrochen, wenn ein Schleifenzähler überschritten wird. Dann wurde kein Startwert gefunden und im weiteren Verlauf, an dieser Stelle somit auch kein Optimum. Wird ein Wert gefunden, ist dies dann der Startwert für die Optimierungsaufgabe (5.4).

Für die Wahl der Schrittweite wird das Intervallschachtelungsverfahren nach [27] in Aufstiegsrichtung (5.10) mit einer fixen Startschrittweite angewendet. Wenn die Schrittweite zu groß ist und der nächste Punkt außerhalb des gültigen Bereichs liegt, wird die Schrittweite halbiert. Die Halbierung wird solange durchgeführt, bis entweder der Schritt im Bereich liegt oder die Division eine eingestellte Grenze erreicht. Bei unterschreiten dieser, befindet sich das Optimum an der Grenze. Das Intervallschachtelungsverfahren wird so oft durchgeführt, bis entweder die Karush-Kuhn-Tucker-Bedingungen nach [28] erfüllt sind oder ein Schleifenzähler überschritten wird und somit kein Optimum gefunden wurde. Die verwendeten Parameter sind in der Tabelle B.15 zu finden.

5.2 Steuerung

Aus der Optimierung von (5.4) wird nun eine Steuerungsstrategie entwickelt. Da es, wie schon in Tabelle 3.2 gezeigt, mehrere Modelle mit einer geringen Varianz gibt, werden alle für die Steuerung herangezogen. Es soll nun für jedes Modell die Optimierungsaufgabe gelöst und der Mittelwert aus diesen Lösungen gebildet werden. Die Kurven die dabei entstehen, bilden die Grundlage der Steuerung.

Das Optimum wird nun für diskrete Werte des Turbinenfaktors bestimmt. Da die einzelnen Modelle für die Beschränkungen $\xi_{la,min}$ und $\xi_{la,max}$ unterschiedliche Werte

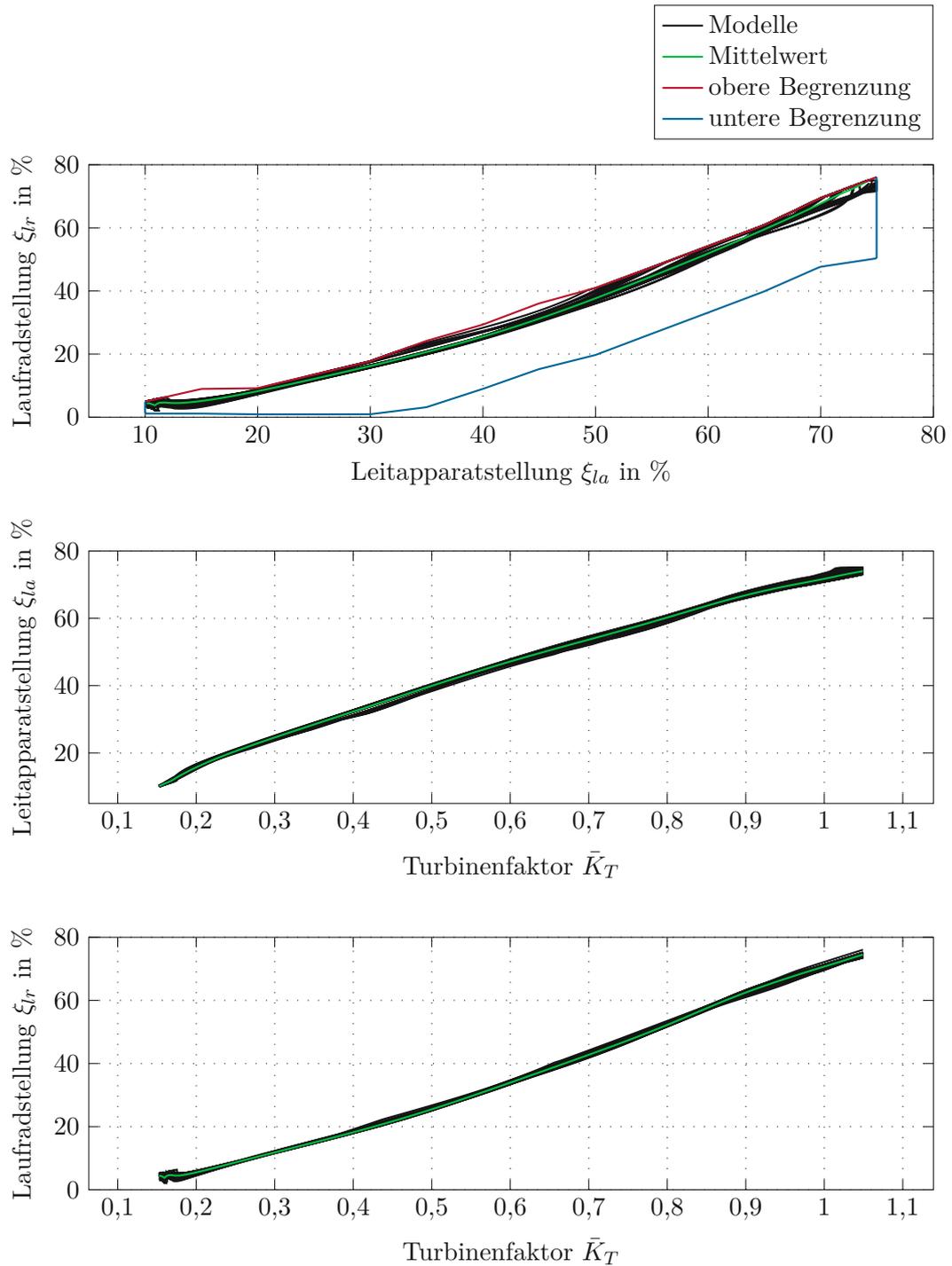


Abbildung 5.3: Oben ist der zulässige Bereich, sowie die einzelnen Modelle und der Mittelwert aus diesen zu sehen. In der Mitte ist die Leitapparatöffnung und unten die Laufradöffnung über dem Turbinenfaktor dargestellt.

für den Turbinenfaktor \bar{K}_T ergeben, wird im ersten Schritt der größte Wert bei der unteren Beschränkung und der kleinste Werte bei der oberen Beschränkung bestimmt. Somit gibt es zwischen diesen beiden Werten garantiert für jedes Modell einen Punkt im Zulässigen Bereich. Es wird nun zwischen diesen Punkten in regelmäßigen Abständen das Optimierungsproblem gelöst. Dabei wird für jeden Wert des Turbinenfaktors jedes Modell optimiert und der Mittelwert jeweils für die Leitapparat- und die Laufradstellung über alle Modelle gebildet. Der sich so ergebende Zusammenhang bildet die Grundlage der Steuerung.

Dieser Zusammenhang zwischen dem Turbinenfaktor \bar{K}_T und der Leitapparatstellung ξ_{la} bzw. der Laufradstellung ξ_{lr} für alle Modelle und dem Mittelwert ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Optima der Modelle alle im gleichen Bereich liegen. Ein Vorteil der Mittelwertbildung über die besten Modelle ist, dass kein Modell explizit ausgewählt werden muss, wodurch Ungenauigkeiten in bestimmten Bereichen der einzelnen Modelle unterdrückt werden. Um für einen geforderten Volumenstrom q_T^s nach (5.5) die beiden Stellungen zu bestimmen, wird die Druckdifferenz Δp_T benötigt. Da der Druck vor der Turbine p_o im eingeschwungenen Zustand nach (3.3) abhängig von der Stauhöhe h und des Volumenstroms in der Druckrohrleitung ist, sollen diese in der Steuerung ebenfalls berücksichtigt werden. Aus (3.1), (3.2) und (3.3) ergibt sich

$$\bar{p}_o = \frac{2dA^2(g\rho L \sin(\alpha) + gph) - (q_T^s)^2 \rho L}{p_n} \quad (5.11a)$$

$$\bar{p}_u = \frac{\rho g(h_u - h_T)}{p_n} \quad (5.11b)$$

$$\bar{K}_T^s = \frac{q_T^s}{\sqrt{\bar{p}_o - \bar{p}_u} q_n} \quad (5.11c)$$

für die Berechnung des geforderten Turbinenfaktors.

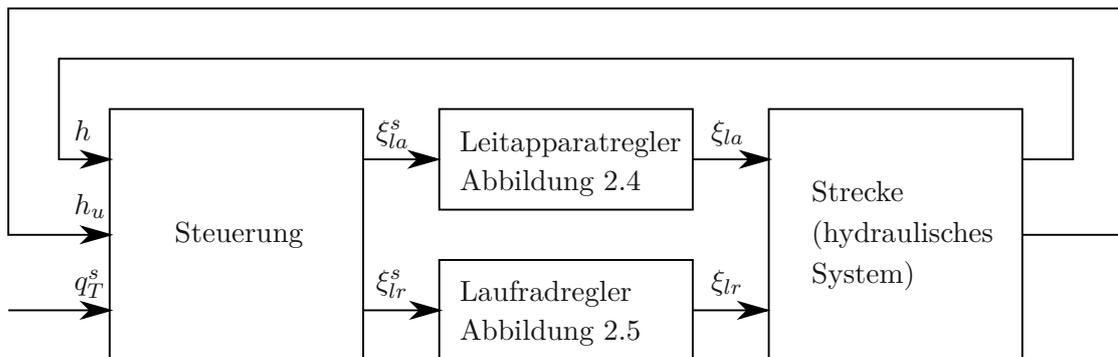


Abbildung 5.4: Volumenstromsteuerung basierend auf den optimierten Modellen

Abbildung 5.4 zeigt ein vereinfachtes Blockschaltbild der Steuerung, die nun aus den Vorberechnungen (5.11) und der anschließenden Bestimmung der Öffnungen ξ_{la}^s und ξ_{lr}^s aus den beiden unteren Kurven in Abbildung 5.3 besteht. Die Steuerung gibt dem Leitapparatregler bzw. dem Laufradregler einen Sollwert für die Stellungen vor.

Diese Steuerung soll nun anhand des Modells mit der geringsten Varianz aus Tabelle 3.2 mit den Ordnungen $m = 5$, $n = 4$, $p = 5$ und $q = 4$ getestet werden. Dabei wird ein Sprung

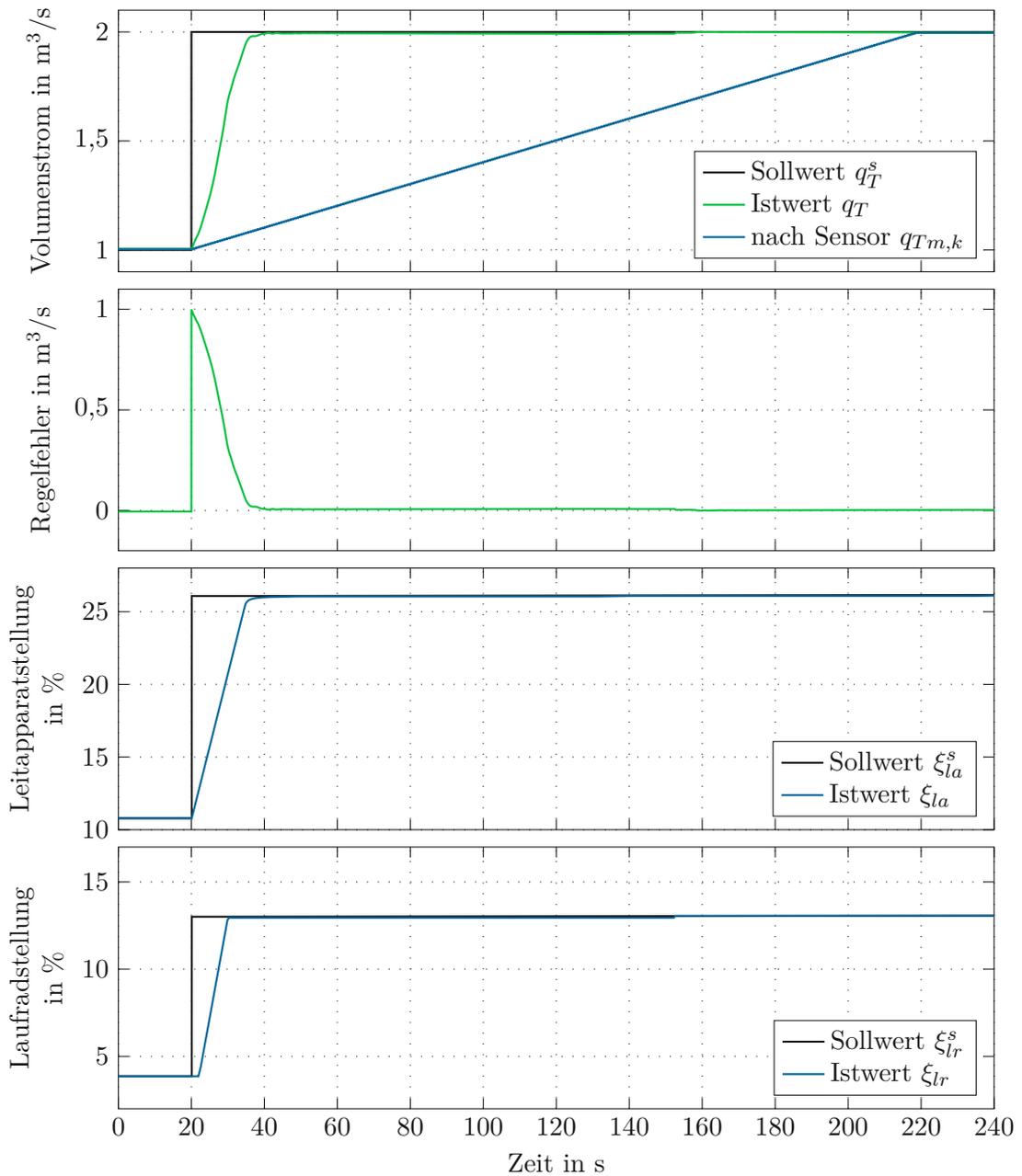


Abbildung 5.5: Sprungantwort der Steuerung für den Volumenstrom anhand des Modells mit der geringsten Varianz

vom Sollwert des Volumenstroms q_T^s von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ auf $2 \text{ m}^3/\text{s}$ vorgegeben. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 5.5 zu sehen. Die Steuerung funktioniert mit dem Modell sehr gut und weist eine bleibende Abweichung zwischen Soll- und Istwert am Start von $4,731/\text{s}$ bzw. $0,473\%$ und am Ende von $0,201/\text{s}$ bzw. $0,0001\%$ auf. Außerdem ist die Steuerung im Vergleich um den Faktor 10 schneller als der gemessene Volumenstromwert und damit zeiteffizienter als jede Regelung.

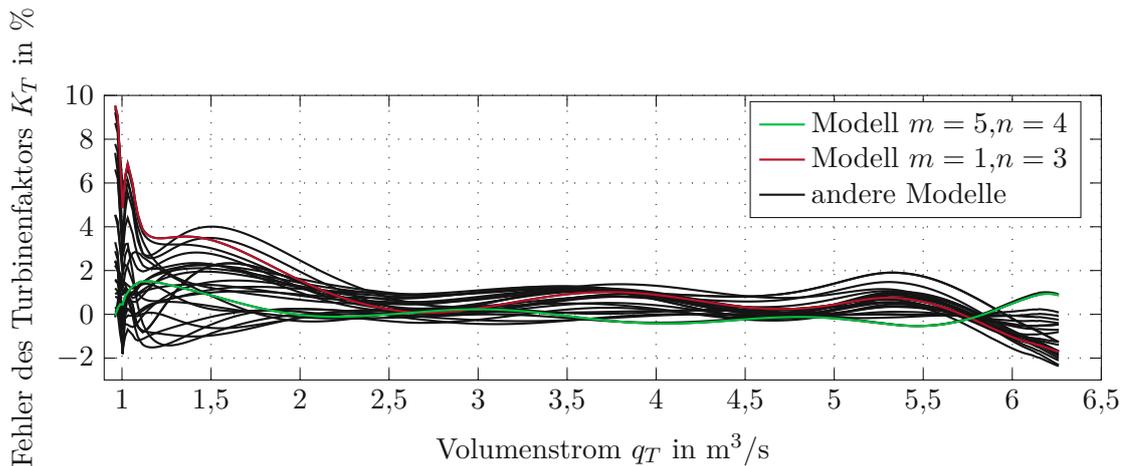


Abbildung 5.6: relativer Fehler des Volumenstromes der einzelnen Modelle im Bezug auf die Optimierung bei einer Stauhöhe h von 2 m

Diese Genauigkeit ist jedoch nur gegeben, wenn das Modell zum berechneten Optimum wenig Abweichung zeigt. Der Vergleich aller Fehler der Turbinenmodelle für den Turbinenfaktor \bar{K}_T mit dem Ergebnis der Optimierung ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Das soeben verwendete mit den Ordnungen $m = 5$ und $n = 4$ ist grün dargestellt. Es ist zu erkennen, dass fast alle Modelle oberhalb eines Durchflusses von $2 \text{ m}^3/\text{s}$ in einem Bereich von $\pm 2\%$ liegen. Dies ist für die überlagerte Pegelregelung im nächsten Kapitel ausreichend genau. Im Bereich unterhalb von $2 \text{ m}^3/\text{s}$ sind jedoch größere Abweichungen erkennbar. Diese können auf die bereits erwähnte ungenaue Messung im unteren Durchflussbereich zurückgeführt werden. Diese und weitere Modellabweichungen werden nun anhand der Abbildung 5.7 untersucht.

Zuerst wird eine Abweichung der Rohrreibung betrachtet. Wie in Abbildung 3.4 zu sehen ist, unterliegt diese einer Schwankung. Es wird nun eine andere Rohrreibung verwendet, die um das Dreifache der Standardabweichung größer ist. Damit liegt der Wert innerhalb von $\approx 99,7\%$ der Standardnormalverteilung. Das Ergebnis der Simulation ist in rot dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Abweichungen zum ursprünglichen Modell so gering sind, dass die beiden Ergebnisse fast übereinander liegen.

Würde man jedoch auf die Ermittlung der Rohrreibung und den Berechnungsschritt (5.11a) verzichten und stattdessen direkt den gemessenen Druck p_o vor der Turbine verwenden, so würde sich die Steuerung wie die blaue Kurve der Simulation verhalten. Auffällig ist dabei das Einschwingen, das durch die Druckschwankungen im Druckrohr entstehen. Diese bewirken wiederum eine Stellbewegung des Leitapparates und des Laufrades, was zu

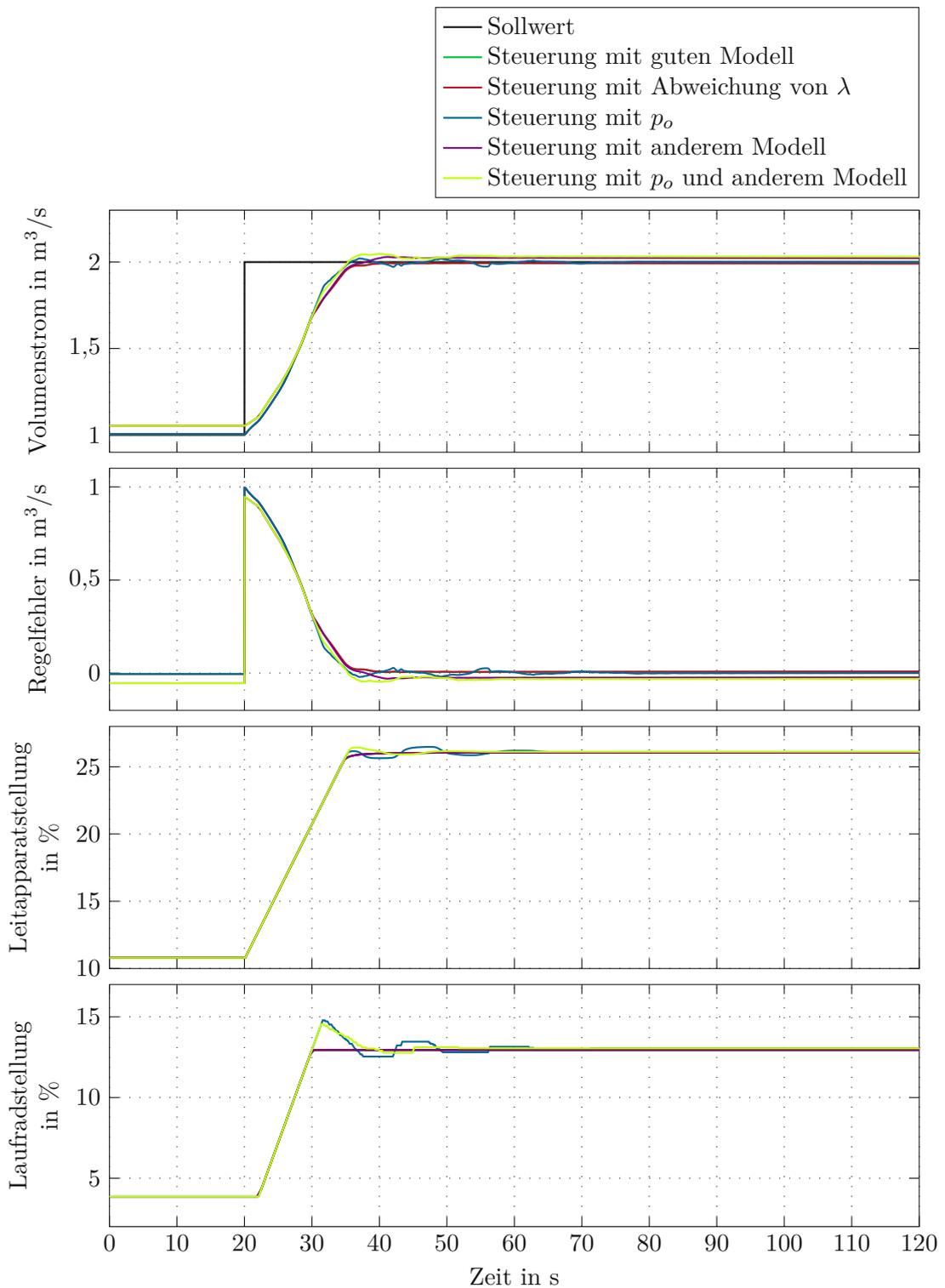


Abbildung 5.7: Sprungantwort der Steuerung für den Volumenstrom anhand verschiedener Modelle

sehr vielen Stellbewegungen führt, die jedoch aufgrund des Verschleißes der Regelorgane unerwünscht sind.

Für die Simulation wurde das Modell aus der Tabelle 3.1 mit der Ordnung $m = 5$ und $n = 4$ verwendet, das nun in das Modell mit der höchsten Varianz mit der Ordnung $m = 1$ und $n = 3$ geändert wird. Dieses Modell ist in Abbildung 5.6 rot dargestellt und weist die größten Abweichungen von der Optimierung auf. Das Ergebnis der Simulation ist in Abbildung 5.7 violett dargestellt. Hier weicht vor und nach dem Sprung der stationäre Wert vom Sollwert ab. Am Anfang beträgt die Abweichung 53,99 l/s bzw. 5,40 % und am Ende 28,86 l/s bzw. 1,43 %. Diese Abweichungen sind zwar mehr als zehnmal so groß wie beim anderen Modell, aber immer noch ausreichend für den späteren Pegelregler.

Wird bei diesem Modell jedoch der Druck direkt wieder verwendet, kommt es aufgrund der Rückkopplung ebenfalls zu einem Einschwingen. Dieses Verhalten ist in Abbildung 5.7 hellgrün dargestellt. Es ist sogar zu erkennen, dass das Einschwingen schneller erfolgt, als bei dem besseren Modell.

Bei anderen Sprungantworten ist dies nicht unbedingt der Fall. Abbildung 5.8 zeigt die Sprungantwort des Systems von 4 auf 5 m³/s. Durch die Rückkopplung des Druckes entsteht dabei ein schwingendes Verhalten des Systems. Daher ist die Rückführung nicht für eine Regelung geeignet und es ist der berechnete Druck über (5.11a) zu verwenden.

Eine Korrektur des Fehlers wäre auch mit einem Fehlerregler möglich, der jedoch um den Faktor 10 langsamer als der Durchflusssensor sein müsste. Dies hätte dann auch zur Folge, dass der Volumenstrom bei größeren Verstellungen, falsche Werte annehmen kann und durch das langsame Stellverhalten des Fehlerreglers, der Pegelregler den Fehler bereits kompensiert hat. Die beste Strategie ist jene, wenn das Modell zu stark abweicht, die Messungen zu wiederholen und das Modell neu zu erstellen. Anschließend muss die Steuerung mit dem neuen Modell adaptiert werden.

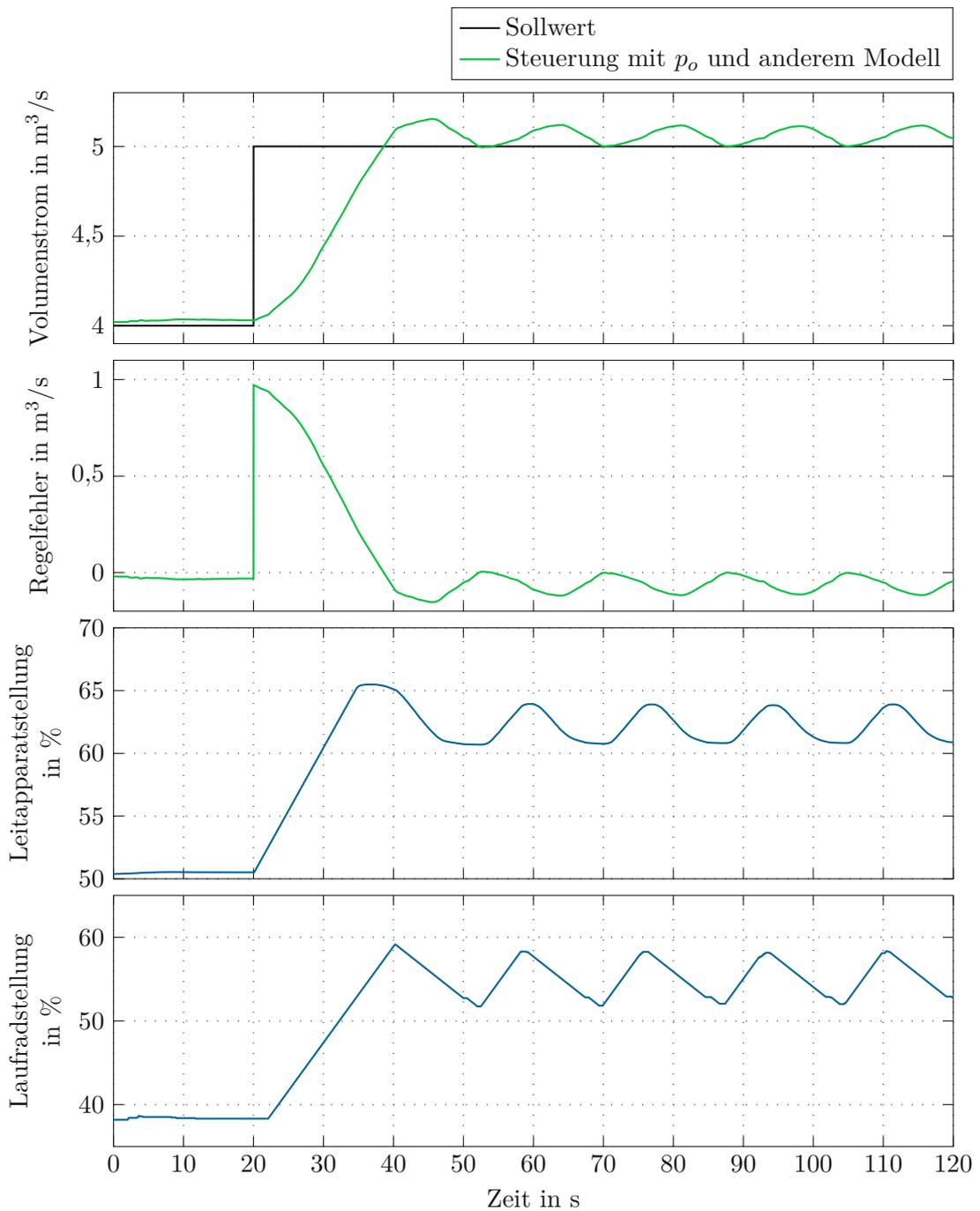


Abbildung 5.8: Sprungantwort der Steuerung für den Volumenstrom an einem anderen Modelle und Rückführung des Druckes vor der Turbine, wodurch ein schwingendes System entsteht

5.3 Leistungsreduktion bei Überfrequenz

Aufgrund der gesetzlichen Bestimmungen in Österreich ist es notwendig, in diesem Kraftwerk müssen die sogenannten "Technischen und Organisatorischen Regeln für Betreiber und Benutzer von Netzen" (TOR) vom Typ Erzeuger B [12] zu implementieren. Diese beinhaltet die Wirkleistungsreduktion bei Überfrequenz. Dabei wird bei Überschreiten eines bestimmten Frequenzschwellwertes die abgegebene Leistung über einen linearen Zusammenhang reduziert. Da dies jedoch einen Einfluss auf den Volumenstrom und somit auf die Wasserführung und den Pegel hat, wird nun eine Strategie erarbeitet, die diesen Einfluss minimieren soll.

Die Steuerung wurde in Abschnitt 5.1 so entworfen, dass bei gegebenem Volumenstrom q_T^s bzw. Turbinenfaktor \bar{K}_T^s der Wirkungsgrad η_T optimiert wird. Im ersten Schritt wird nun jene Kurve bestimmt, die den geringsten Wirkungsgrad aufweist. Das Ergebnis ist in Abbildung 5.9 dargestellt. Dieses Minimum liegt genau gegenüber dem Maximum in der Nähe der unteren Begrenzung. Im unteren und oberen Bereich ist zu erkennen, dass die einzelnen Modelle stärker voneinander abweichen. Dies kann verschiedene Gründe haben. Die Interpolation mit den Polynomen, der enge Bereich in dem das Minimum liegen muss und dadurch immer wieder von einer Grenze zur anderen springt, um nur einige zu nennen. Dennoch ergibt sich eine Kurve die für eine Steuerung verwendbar ist.

Für die frequenzabhängige Leistungsreduktion muss dabei der Unterschied nach [12] über

$$\Delta P = P_N \frac{\Delta f}{f_N s} \quad (5.12)$$

bestimmt werden, wobei P_N die Nennwirkleistung und f_N die Nennfrequenz des Generators, sowie s die sogenannte Statik und Δf die Frequenzabweichung von einem Schwellwert beschreibt. Die Statik ist bei dieser Anlage auf 8% durch den Netzbetreiber festgelegt worden. Der Frequenzschwellwert liegt bei 50,2 Hz.

Für den nächsten Schritt wird aus Gleichung (2.10b) die maximale und minimale Leistung

$$\bar{P}_{max} = \Delta \bar{p}^{\frac{3}{2}} \eta_{T,max} \bar{K}_T^s \quad (5.13a)$$

$$\bar{P}_{min} = \Delta \bar{p}^{\frac{3}{2}} \eta_{T,min} \bar{K}_T^s \quad (5.13b)$$

für den aktuellen Sollturbinenfaktor \bar{K}_T^s bestimmt, mit dem Druckunterschied $\Delta \bar{p} = \bar{p}_o - \bar{p}_u$, der über die beiden Drücke \bar{p}_o und \bar{p}_u aus den Gleichungen (5.11a) und (5.11b) berechnet wird. Die Wirkungsgrade werden dabei über die zweite Kurve aus Abbildung 5.9 bestimmt. Über diese Kurven werden ebenfalls die Leitapparat- und Laufradstellung für die maximale und minimale Leistung ermittelt. Ist nun die geforderte Leistung

$$\bar{P}_f = \bar{P}_{max} - \frac{\Delta P}{P_N} \quad (5.14)$$

größer oder gleich der minimalen Leistung \bar{P}_{min} , wird eine lineare Interpolation zwischen dem maximalen und minimalen Punkt für die Sollstellung des Leitapparats ξ_{la}^s und des Laufrads ξ_{lr}^s durchgeführt. Bei dieser Methode wird vereinfachend angenommen, dass sich der Turbinenfaktor zwischen diesen Punkten ebenfalls linear verhält.

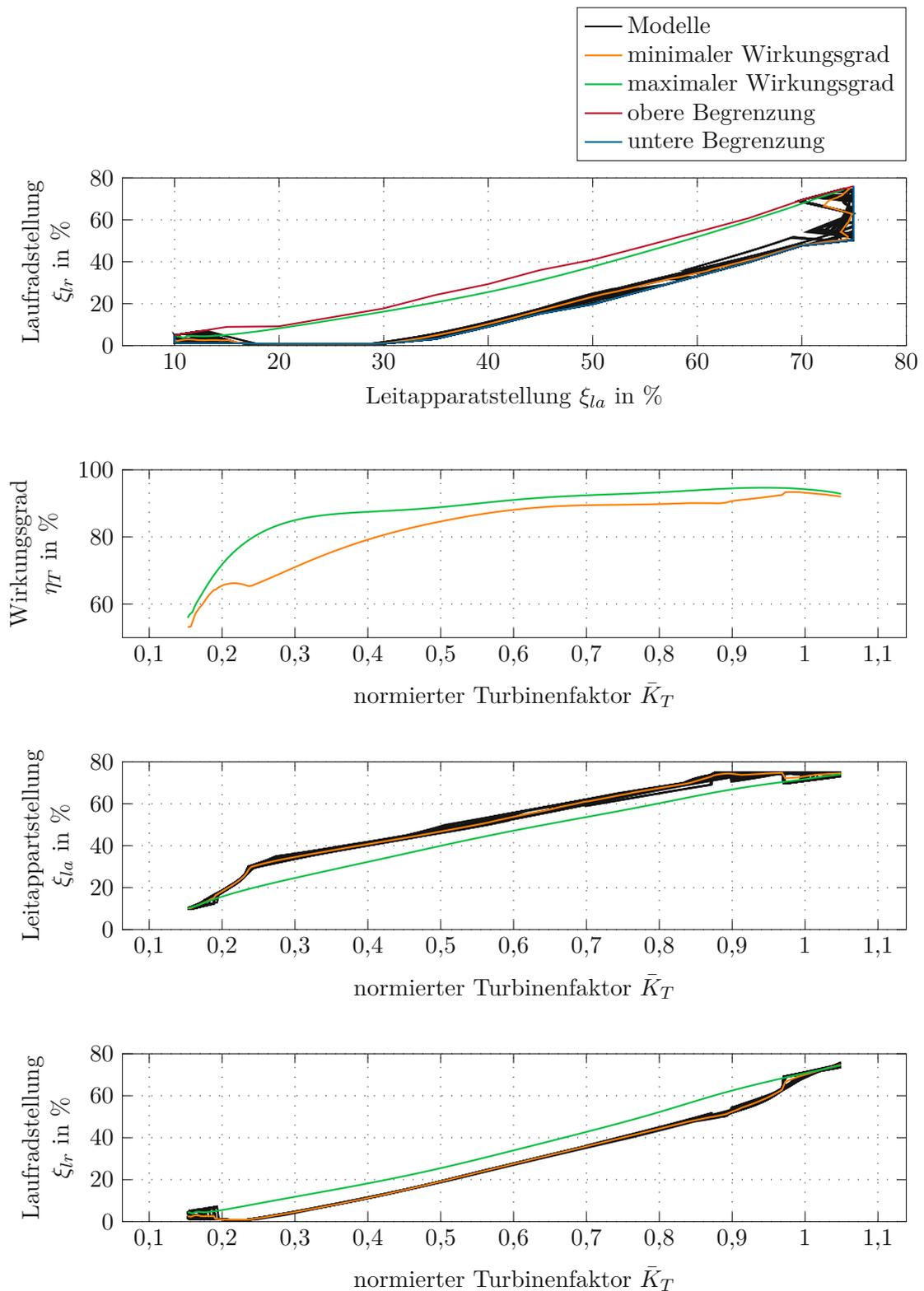


Abbildung 5.9: Oben ist der zulässige Bereich, der ermittelte Zusammenhang für den maximalen Wirkungsgrad, sowie die einzelnen Modelle und der Mittelwert aus diesen für den geringsten Wirkungsgrad zu sehen. Danach ist der maximale und minimale Wirkungsgrad $\bar{\eta}_T$ über dem Turbinenfaktor \bar{K}_T für das Modell $m = 5, n = 4, p = 5$ und $q = 4$, sowie die Leitapparatstellung und die Laufradstellung über dem Turbinenfaktor dargestellt.

Ist jedoch die Leistung \bar{P}_f kleiner als \bar{P}_{min} kann der Volumenstrom nicht mehr aufrecht gehalten werden. Um jedoch die Abweichung so gering wie möglich zu halten, soll die geforderte Leistung über die Kurven des minimalsten Wirkungsgrades bestimmt werden. Mit der Änderung des Volumenstroms stellt sich auch ein anderer Druck \bar{p}_o vor der Turbine ein. Aus den Gleichungen (3.3) und (3.2) kann die Druckdifferenz

$$\Delta\bar{p} = \frac{\rho g (L \sin(\alpha) + h - h_u)}{p_N + \bar{K}_T^2 q_N^2 \frac{\rho L \lambda}{2dA^2}} \quad (5.15)$$

über den Turbinenfaktor bestimmt werden. Nun wird für jeden Stützpunkt aus den Kenn-

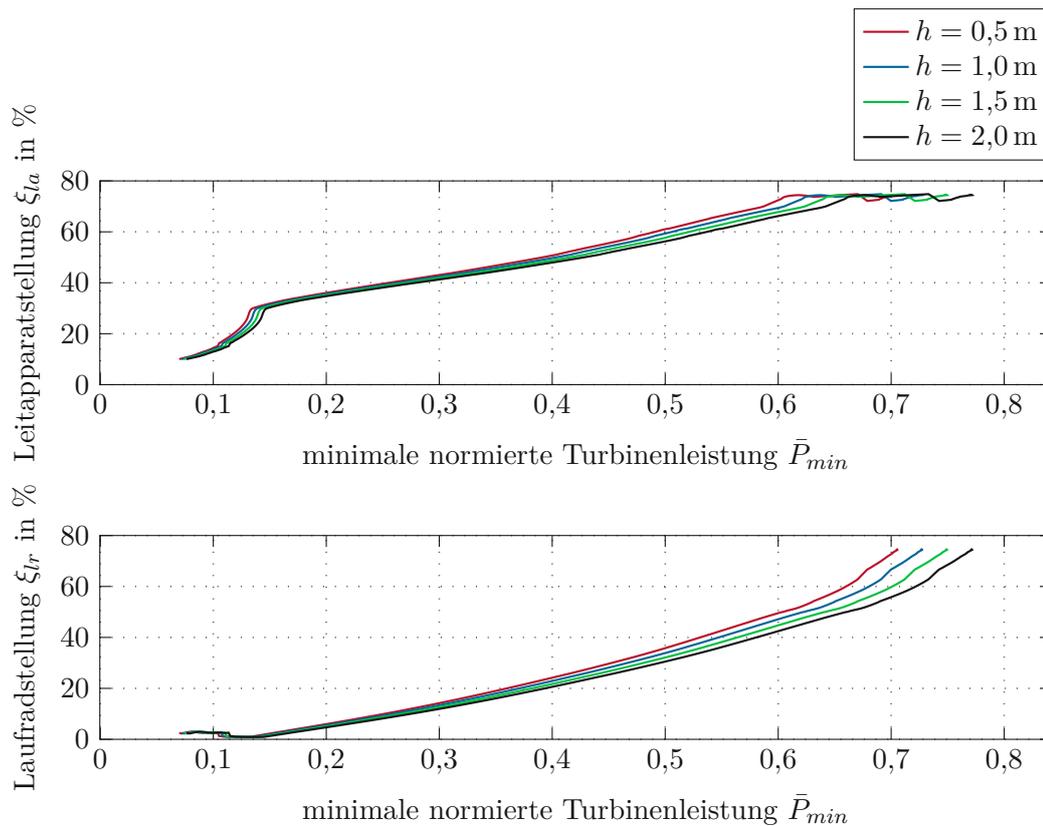


Abbildung 5.10: Kennfelder der minimalen Leistung für unterschiedliche Stauhöhen

feldern für den Turbinenfaktor mit der aktuellen Stauhöhe h und dem Unterwasserpegel h_u , die dazugehörige Druckdifferenz bestimmt. Als nächstes wird über die Gleichung (5.13b) für jeden Punkt der Druckdifferenz die Leistung bestimmt. Da man nach Abbildung 5.9 vom Turbinenfaktor direkt auf die Stellorgane schließen kann, können nun neue Kennfelder erstellt werden. Diese beinhalten den Zusammenhang der Leistung zu den dazugehörigen Öffnungen. Abbildung 5.10 zeigt die Kennfelder für unterschiedliche Stauhöhen h . Dabei wurde für alle Kennlinien ein Unterwasserpegel von $h_u = 0,2$ m angenommen. Die Steuerung wird zunächst anhand von Sprüngen der geforderten Leistung aus Gleichung (5.14) untersucht. Dabei soll einmal ein Sprung genau zwischen der optimalen und der

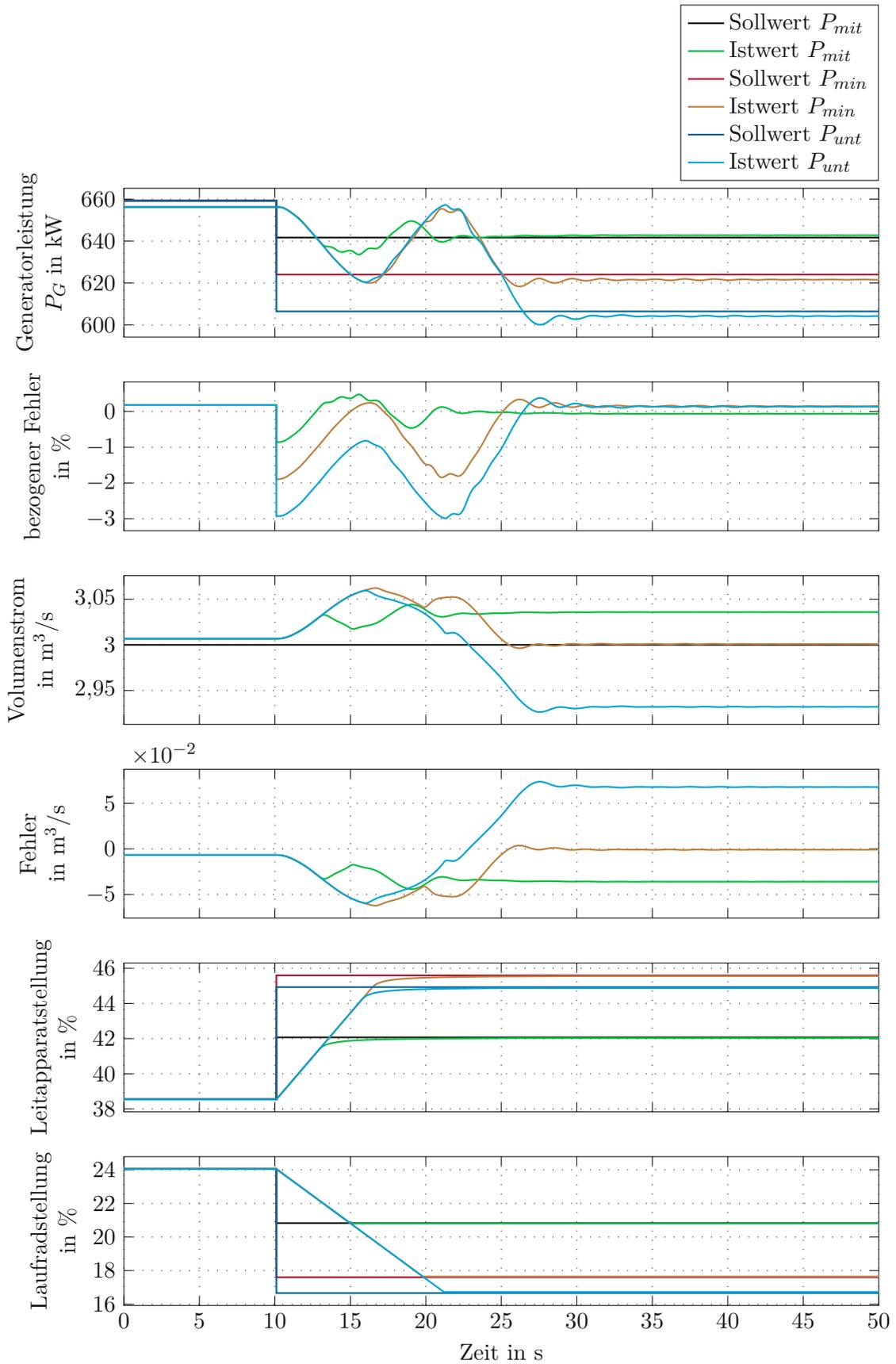


Abbildung 5.11: Sprungantwort der Steuerung auf verschiedene Leistungsreduktionen

minimalen Leistung

$$P_{mit} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}, \quad (5.16)$$

bis zur minimalen Leistung P_{min} und darüber hinaus

$$P_{unt} = \frac{3P_{min} - P_{max}}{2} \quad (5.17)$$

simuliert werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.11 zu sehen. Die Startwerte der Generatorleistung liegen knapp unter dem Sollwert. Diese Tatsache ist auf den Generatorwirkungsgrad, der nicht berücksichtigt wird, zurückzuführen. Im eingeschwungenen Zustand werden die geforderten Leistungen bis auf einen kleinen Fehler $< 0,2\%$ erreicht. Beim Volumenstrom ist der Sprung zur minimalen Leistung P_{min} sehr gut, jedoch wird durch die lineare Interpolation bei P_{mit} dieser um $35,91/s$ erhöht. Dies ist bei einem geforderten Volumenstrom von $3\text{ m}^3/s$ eine Abweichung von $1,20\%$ und somit noch tolerierbar. Bei Unterschreitung der minimalen Leistung ist deutlich zu erkennen, dass auch der Volumenstrom reduziert werden muss. Das Einschwingen kommt durch die Trajektorie der Turbinenöffnungen zustande, da sich bei einem sprunghaften Verstellen der Leitapparat und das Laufrad nicht entlang des konstanten Volumenstromes bewegen.

Da es im Verbundnetz nicht zu Sprüngen der Frequenz kommt, soll die Steuerung noch mit einem realen Frequenzverlauf simuliert werden. Dabei wird der Verlauf vom 22.5.2023, zwischen 5:51 bis 6:11 [29], verwendet und um $0,194\text{ Hz}$ angehoben. Die Wahl wird aufgrund der öffentlichen Verfügbarkeit der Daten gewählt. Da in der Quelle [29] die Daten erst ab 2022 abrufbar sind, muss der Frequenzverlauf angehoben werden, damit dieser ebenfalls den Grenzwert von $50,2\text{ Hz}$ übersteigt und die maximale Frequenz bei $50,35\text{ Hz}$ ist.

Abbildung 5.12 zeigt das Ergebnis der Simulation. Dabei wird zum Vergleich auch noch das derzeitige Standardverfahren simuliert. Bei diesem wird nicht darauf geachtet, dass der Volumenstrom konstant gehalten wird, sondern es wird nur entlang der optimalen Kurven verfahren. Es fällt auf, dass die Leistung ein stärkeres Rauschen aufweist. Dies ist auf die sich ständig ändernde Frequenz und das elektrische Modell aus Abschnitt 2.2.4 zurückzuführen. Im Vergleich zu einem realen Leistungsverlauf, wie in Abbildung 4.7 dargestellt, verhält sich diese sehr ähnlich und kann somit als realistisch angesehen werden. Beide Arten der Regelung schaffen es, dem Sollwert der Leistung innerhalb eines Toleranzbandes des Fehlers bezogen auf die Nennleistung von ungefähr 2% , zu bleiben. In der TOR Erzeuger Typ B [12] wird ein Toleranzband von 5% angegeben, wodurch diese Art der Regelung eine ausreichende Genauigkeit aufweist. Einen größeren Unterschied erkennt man jedoch im Verlauf des Volumenstroms. Da verhält sich die Strategie mit der Interpolation und den Kurven entlang von P_{min} deutlich besser und der Volumenstrom kann beinahe konstant gehalten werden.

Um noch genauere Ergebnisse zu erhalten, könnte man noch mehrere Kurven zwischen der maximalen und der minimalen Leistungskurve ermitteln, um die Interpolation zu verbessern. Da sich der Fehler hier jedoch auf um ca. $501/s$ beschränkt, ist dies für die nachfolgende Pegelregelung ausreichend.

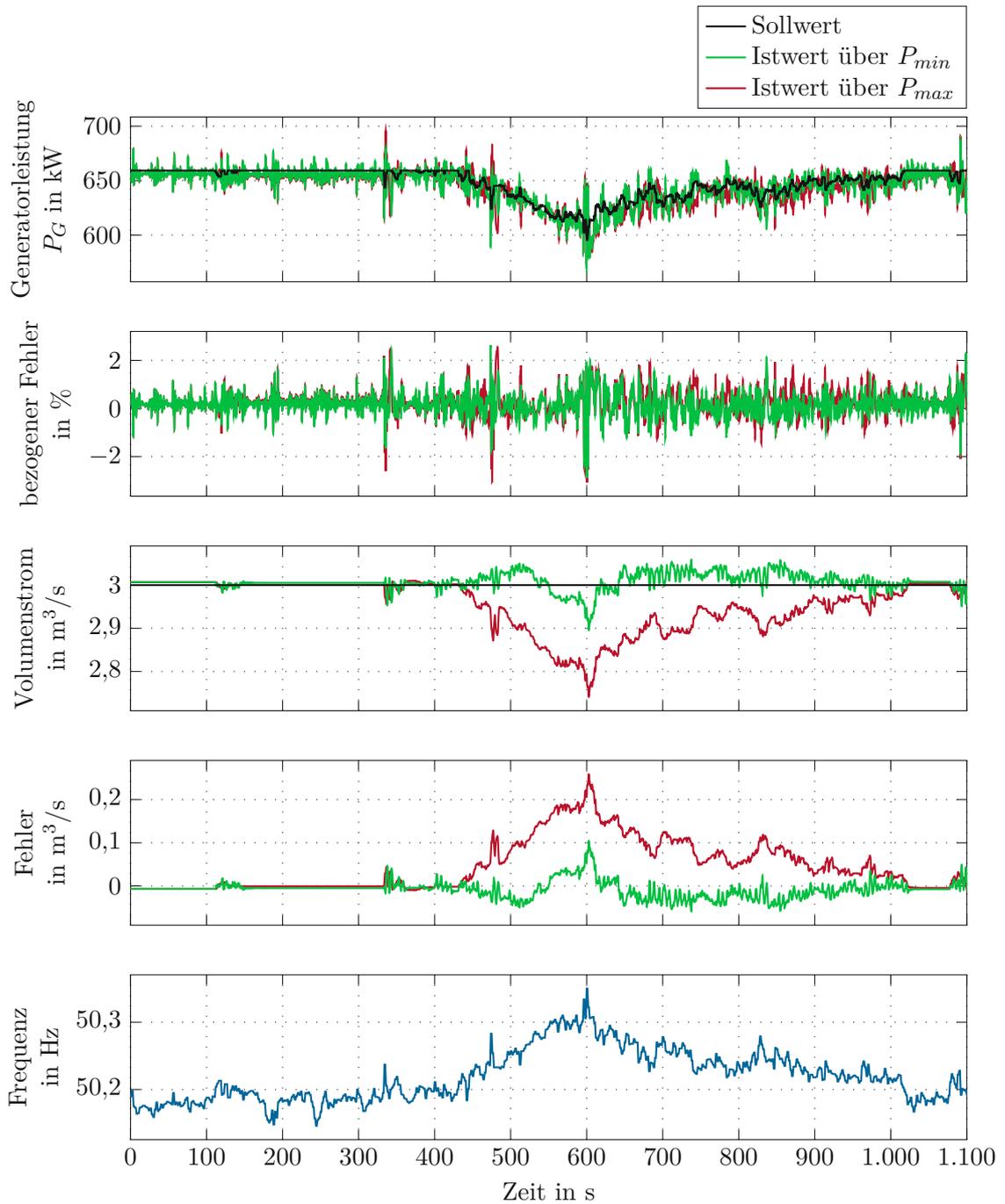


Abbildung 5.12: Antwort der Steuerung auf einen Frequenzverlauf über 50,2 Hz

6 Pegelregelung

In diesem Kapitel wird eine Methode für einen Regler hergeleitet und simuliert, der den Pegel im Staubecken auf einen vorgegebenen Sollwert reguliert. Abbildung 6.1 zeigt

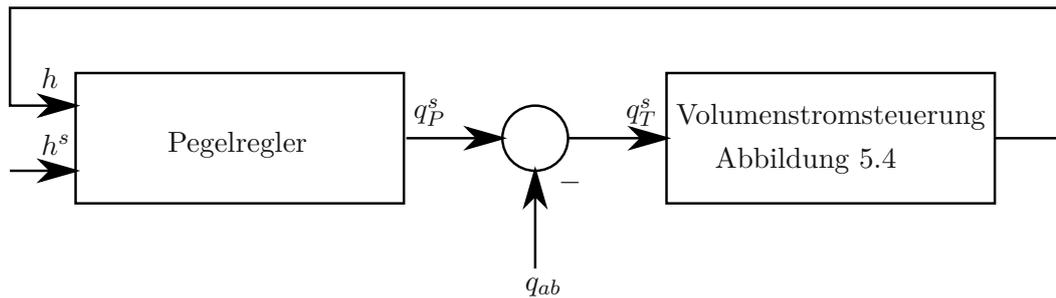


Abbildung 6.1: Blockschaltbild der Pegelregelung

das Blockschaltbild für die verwendete Strategie, dadurch wird die Regelstrategie aus Abbildung 5.4 um eine Kaskade erweitert. Dieser Regler ist bei den meisten Laufkraftwerken von entscheidender Bedeutung, da aus rechtlichen, ökonomischen und ökologischen Gründen ein konstanter Pegel im Oberwasserbereich notwendig ist. Dieser muss daher auf jede Volumenstromänderung reagieren. Wie in Abbildung 2.1 zu sehen ist, kann das Wasser nicht nur zu, sondern auch direkt über den natürlichen Flussverlauf abfließen. In diesem muss immer ein sogenanntes minimales Restwasser abgegeben werden. Weitere Eingriffe in den Wasserhaushalt können durch diverse Spülvorgänge der Betriebsmittel im Staubecken entstehen. Da aus diesen jedoch der Volumenstrom berechnet werden kann, soll dieser einen direkten Einfluss auf die Regelung haben. In Gleichung (2.7) werden diese abfließenden Volumenströme als q_{ab} zusammengefasst und wie in Abbildung 6.1 dargestellt direkt von der Vorgabe des Pegelreglers abgezogen.

Es soll ein PI-Regler zum Einsatz kommen, der in der Industrie für diese Zwecke eine weit verbreitet ist. Abweichend von der üblichen manuellen Einstellung und Erprobung sollen die Parameter über das Frequenzkennlinienverfahren abgeleitet werden. Für den Entwurf des Reglers wird die Gleichung des Staubeckens (2.7) um den Sollwert des Pegel $h^s = 2\text{m}$ und den Volumenstrom der Turbine $q_T = 0\text{m}^3/\text{s}$ linearisiert. Wodurch sich die Übertragungsfunktion zu

$$G(s) = \frac{\hat{h}}{\hat{q}_T} = -\frac{1}{A_0 s} \quad (6.1)$$

ergibt, mit $A_0 = A(h^s)$ = der Oberfläche des Wassers am Sollwert des Pegels. Da es sich jedoch um einen digitalen Regler handelt, soll die Abtastzeit der Sensoren von $T_a = 100\text{ms}$ berücksichtigt werden. Dazu wird die *Tustin*-Transformation [30] verwendet, wodurch die

Übertragungsfunktion auf

$$G_q(q) = -\frac{1 - q\frac{T_a}{2}}{Aq} \quad (6.2)$$

umgeformt wird. Für das Frequenzkennlinienverfahren wird die Anstiegszeit benötigt. Für eine Abschätzung wird

$$t_r = \frac{A_0 h_a}{\frac{qT_N}{2}} \quad (6.3)$$

verwendet, mit dem halben Nennvolumenstrom qT_N der Turbine und einer Abweichung des Pegel h_a . Die maximal mögliche Pegelabweichung, bevor die Wehranlage mithilfe der Schützen eingreift, beträgt 0,15 m. Damit diese nicht erreicht werden, wird für die Abschätzung $h_a = 0,1$ m verwendet. Somit ergibt sich die Anstiegszeit zu $t_r = 44,20$ s. Als nächstes wird mit der Näherungsbeziehung aus [31] die Durchtrittsfrequenz

$$\Omega_c = \frac{1.2}{t_r} = 27.15 \text{mHz} \quad (6.4)$$

ermittelt. Ein Überschwingen des Reglers von 10% wird toleriert, wodurch die Phasenreserve 60° ergibt. Es wird ein PI-Regler

$$R = \frac{-V(1 + qT)}{q} \quad (6.5)$$

verwendet. Das negative Vorzeichen ist erforderlich, da der Regelfehler bei einer positiven Abweichung, die einem zu niedrigen Pegel entspricht, einen geringeren Volumenstrom vorgibt. Das Argument der Übertragungsfunktion der bekannten Terme

$$L_1 = \frac{-1}{q} G_q \quad (6.6)$$

an der geforderten Durchtrittsfrequenz beträgt -180° . Mithilfe des Terms $1 + qT$ wird die Phase auf -120° angehoben. Anschließend wird der Betrag von

$$L_2 = \frac{-(1 + qT)}{q} G_q \quad (6.7)$$

mit dem Verstärkungsfaktor V so angepasst, dass die Durchtrittsfrequenz Ω_c eingehalten wird. Das Bode-Diagramm der Strecke, der Zwischenschritte und dem offenen Regelkreis ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei der Durchtrittsfrequenz die geforderte Phasenreserve eingehalten wird. Die Reglerparameter ergeben sich zu $V = 0.3522$ und $T = 217.3$. Um den digitalen Regler herzuleiten, wird eine Transformation in den zeitdiskreten Bereich

$$x_{k+1} = x_k + 0.25(h_k^s - h_k) \quad (6.8a)$$

$$q_{T,k}^s = -0.1409x_k - 76.54(h_k^s - h_k) \quad (6.8b)$$

durchgeführt. Dadurch kann der Regler implementiert werden. Die Sprungantwort des geschlossenen digitalen Systems ist in Abbildung 6.3 zu sehen. Die Anstiegszeit wird gut

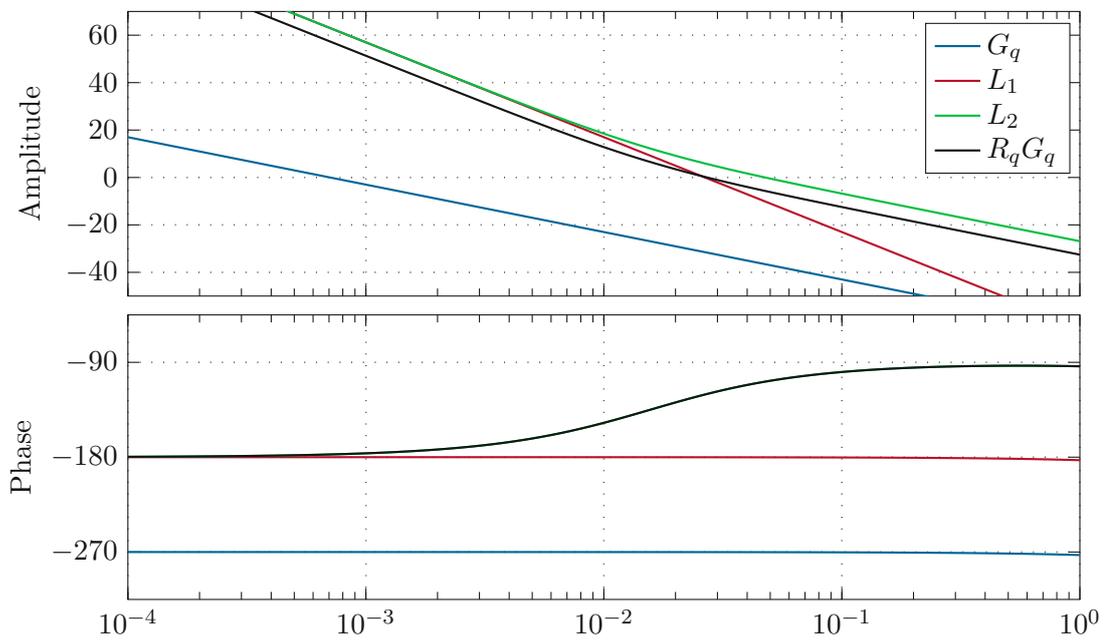


Abbildung 6.2: Amplituden und Phasengang

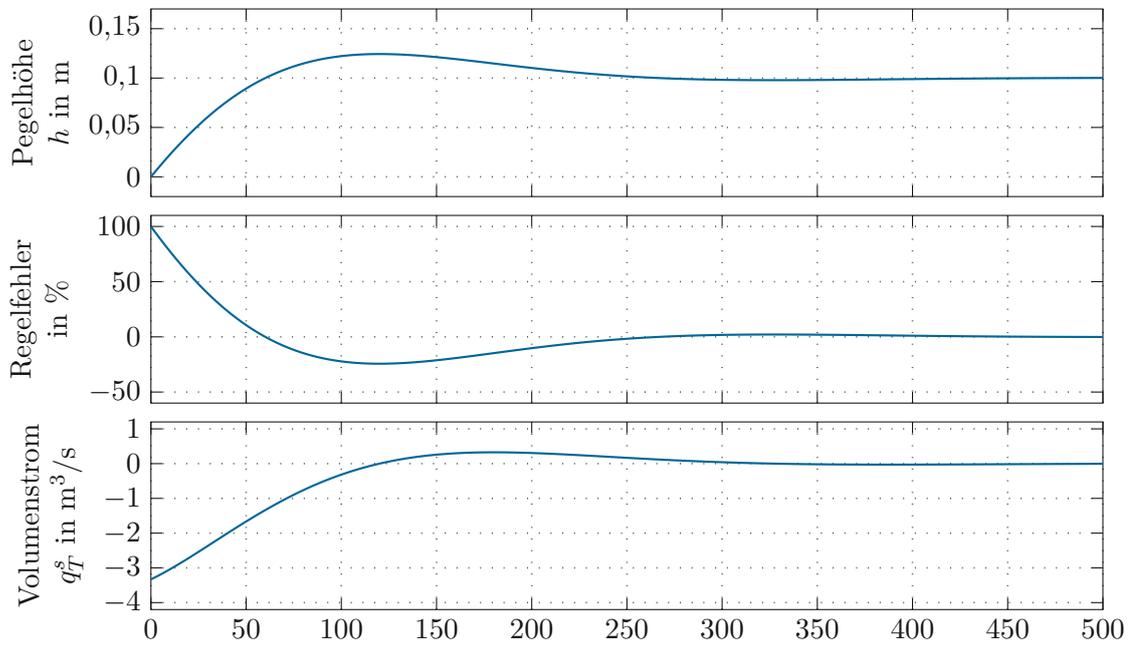


Abbildung 6.3: Sprungantwort des linearisierten Systems mit einem PI-Regler

erfüllt. Das System schwingt um 12% über, was jedoch vertretbar ist. Die Stellgröße befindet sich auch innerhalb der Begrenzung, da hier jedoch keine Störgröße in Form eines Zuflusses simuliert wurde, befindet sich die Stellgröße im negativen Bereich.

In Gleichung (2.7) werden zwei Störgrößen angeführt. Einmal der in den Staubereich zufließende, nicht messbare Volumenstrom q_{zu} und der aus dem Staubereich abgegebene, über Berechnungen messbarer q_{ab} . Dieser zweite wird direkt von der Regelung des erforderlichen Turbinenvolumenstroms abgezogen, wie bereits in Abbildung 6.1 dargestellt.

Da der Volumenstrom durch die Turbine vom Pegelregler nicht beliebig schnell vorgegeben werden kann und das Modell linearisiert wurde, soll nun der Regler am gesamten System simuliert werden. Dabei wird jenes Modell verwendet, das schon in Kapitel 5.3 zur Anwendung kam. Für die erste Simulation wird der Zufluss in den Staubereich sprunghaft erhöht. Dies wird gemacht, weil der Pegelregler im Betrieb keine Sollwertsprünge macht, sondern den Pegel immer auf einen fix vorgegebenen Sollwert halten soll. Das Ergebnis dieser Simulation ist in Abbildung 6.4 zu sehen. Dabei wurde ein Sprung von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ angenommen. Der Regler kann den Sprung der Störgröße gut ausregeln. Es kommt zu einer maximalen Abweichung des Pegels von nicht ganz 2 cm bzw. -1% . Der Volumenstrom folgt dabei dem Stellwert des Pegelreglers q_T^s ausreichend genau. Die Abweichungen sind auf das Modell der Turbine und der verwendeten Steuerung des Volumenstroms, sowie der Genauigkeit des Laufradreglers, zurückzuführen.

Da im regulären Betrieb solche Sprünge nur durch eine andere Stauanlage oder durch Katastrophenereignisse entstehen, soll nun ein Verlauf des zu- und abfließenden Volumenstroms

$$\Delta q = q_{zu} - q_{ab} \quad (6.9)$$

gewählt werden, der einem realen Volumenstrom gleicht. Dabei wird aus der Ruhelage $3 \text{ m}^3/\text{s}$ ein Ansteigen des Volumenstroms Δq mit unterschiedlichen Steigungen bis zu $5 \text{ m}^3/\text{s}$ angenommen. Nach dem Erreichen dieses Wertes wird der Volumenstrom mit zwei unterschiedlichen Steigungen wieder auf den ursprünglichen Wert reduziert. Da ein natürlicher Fluss nie eine konstante Strömung führt, wird mit Δq ein Rauschen hinzugefügt. Das Ergebnis dieser Simulation ist in Abbildung 6.5 zu sehen. Dabei kann der Regler den Pegel in einem Bereich von ca. $\pm 0,2\%$ halten. Damit ist er ausreichend genau für die Regelung des Pegel. Solche starken Anstieg des Volumenstroms kann bei Starkregen- und Hochwasserereignissen auftreten.

Zuletzt wird der Fall untersucht, bei dem der abfließende Volumenstrom bekannt ist. Als Szenario wird ein Spülen des Einlaufes betrachtet. Bei so einem Vorgang wird ein Schütz der Wehranlage geöffnet, um Kies und Schotter, die sich im Staubereich angesammelt haben, zu entfernen. Dabei wird der Schütz schnell geöffnet, um einen starken Abfluss und schnelle Strömungen zu erzeugen, das Wasser wird dabei am Kraftwerk vorbei in den natürlichen Fluss abgegeben. Nach einer gewissen Zeit wird der Schütz ebenso schnell wieder geschlossen. In Abbildung 6.6 ist dieser Verlauf des Volumenstroms Δq zu sehen. Dabei wurde der Zufluss q_{zu} für die Simulation konstant gehalten. Es wurde einmal mit und einmal ohne der Störgrößenaufschaltung simuliert. Dabei kann man deutlich den Vorteil dieser Störgrößenaufschaltung erkennen. Die Abweichung bei der Aufschaltung ist auf das dynamische Verhalten der Anlage und die nicht perfekte Volumenstromregelung zurückzuführen.

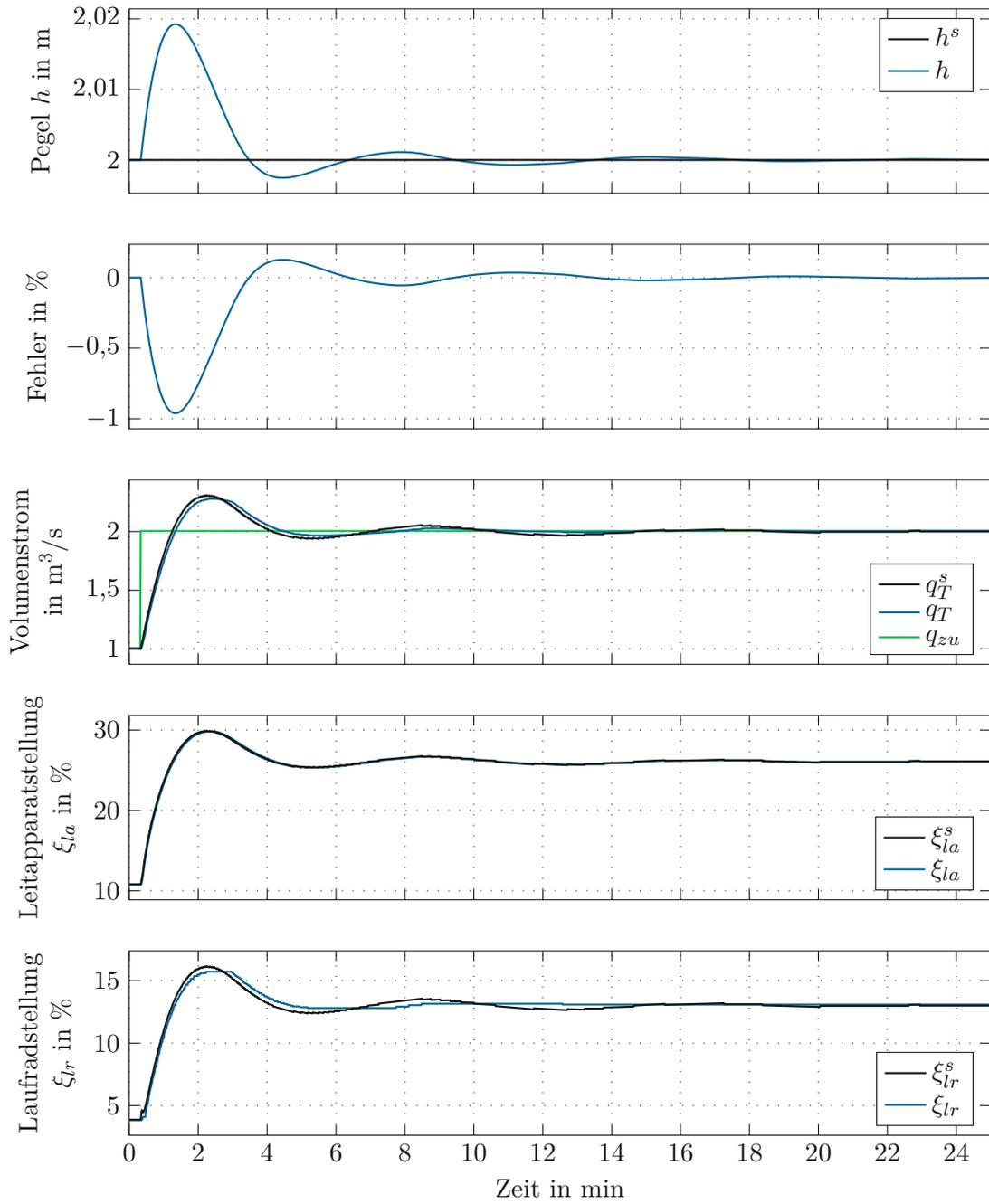


Abbildung 6.4: Antwort der Regelung auf einen Sprung des zufließenden Volumenstroms

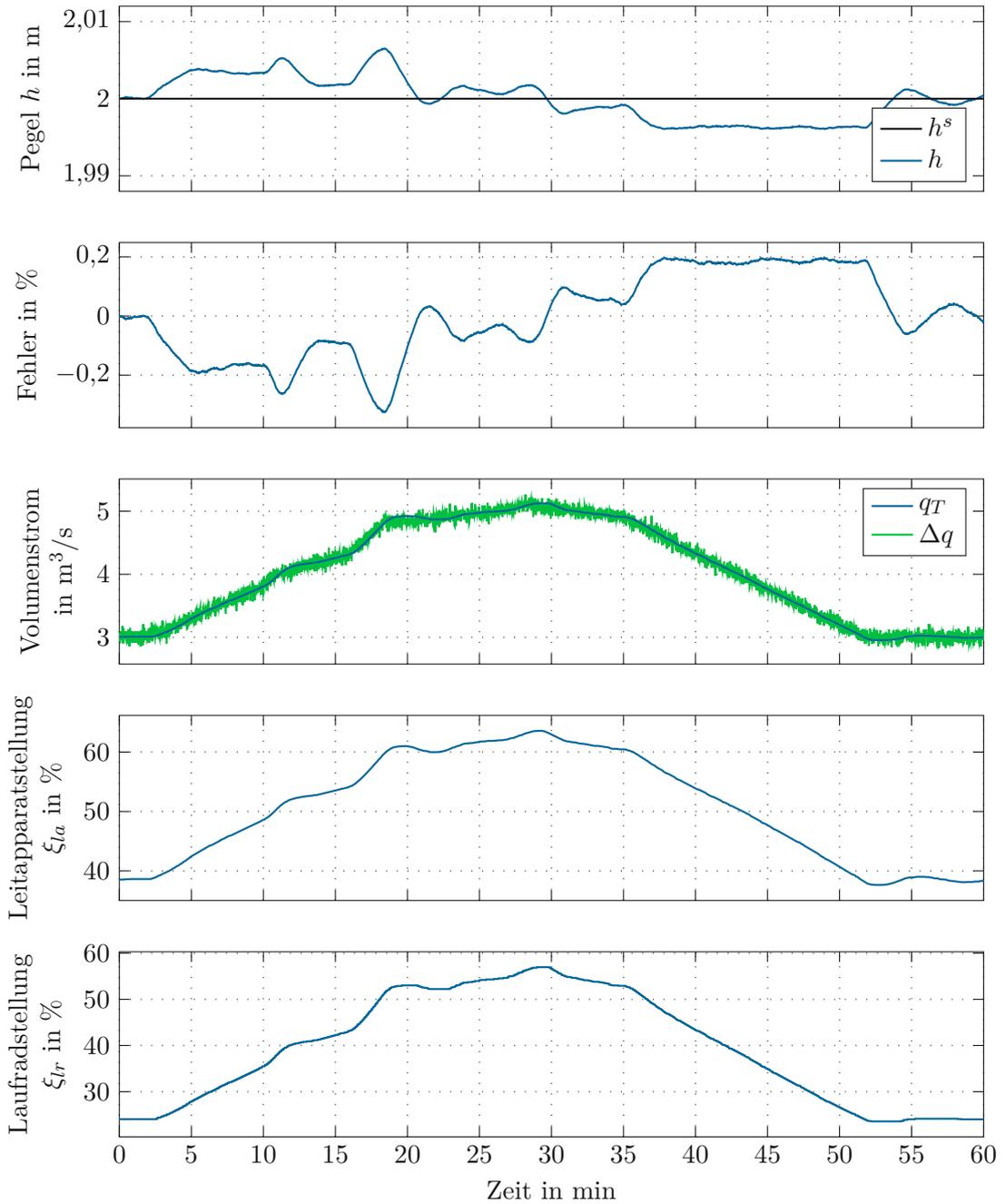


Abbildung 6.5: Antwort der Regelung auf einen der Realität nachempfundenen Verlauf des zu- und abfließenden Volumenstroms

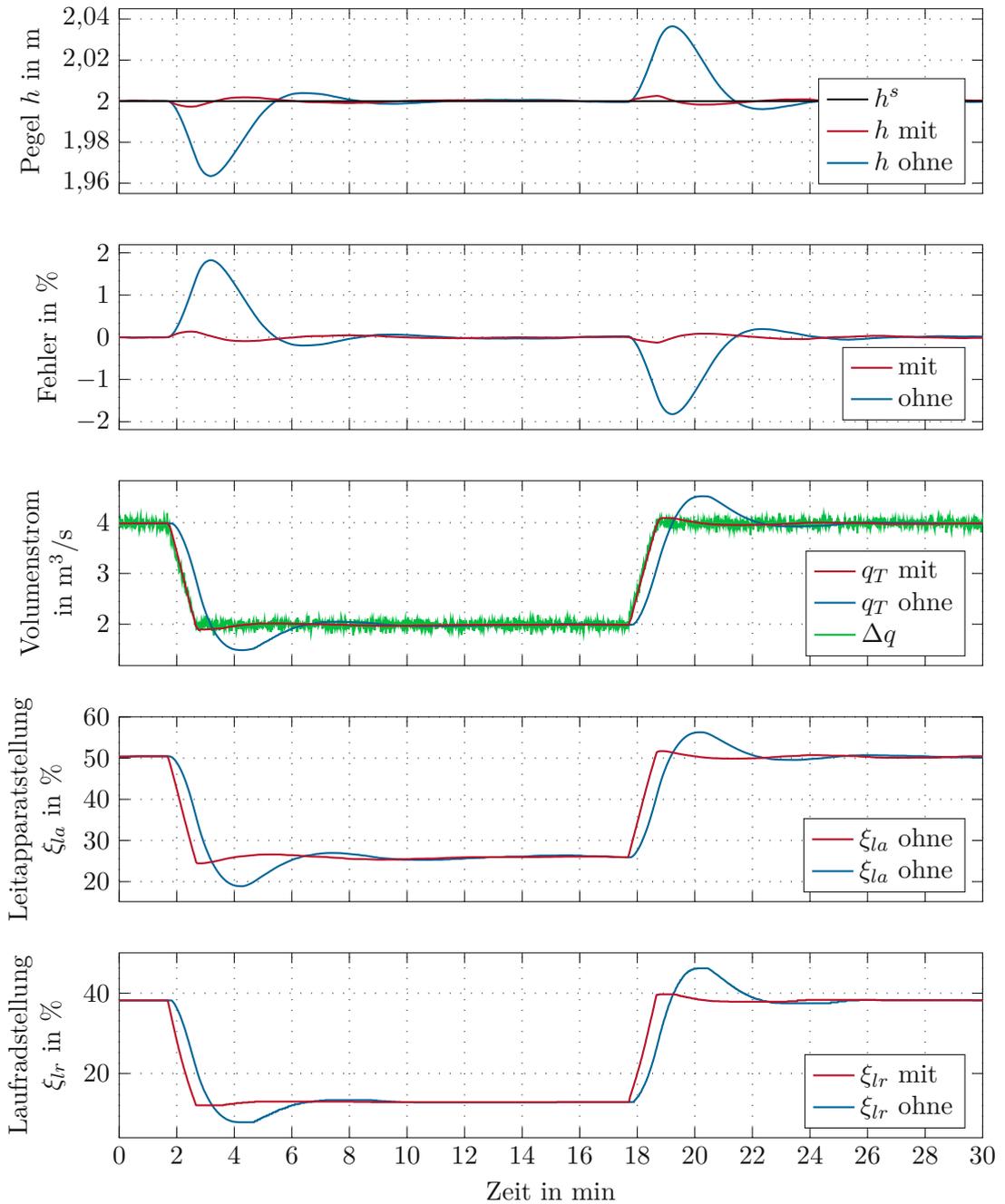


Abbildung 6.6: Antwort der Regelung auf einen bekannten abfließenden Volumenstroms, mit und ohne Störgrößenaufschaltung.

Der Pegelregler kann diese schnelle Änderung zwar ebenfalls ausgleichen, hat aber einen größeren Regelfehler. Hier zeigt sich nun der Vorteil, dass der Pegelregler als Stellwert den Volumenstrom durch die Turbine vorgibt und nicht direkt auf den Leitapparat und das Laufrad wirkt. Es kann somit ein bekannter Zu- oder Abfluss direkt verwendet werden und der Regler muss dies nicht explizit ausregeln. Die Linearisierung des Systems des Beckens vereinfacht die Entwicklung eines passenden Reglers erheblich. Da sich auch die Fläche $A(h)$ nicht wesentlich im Bereich der Regelung ändert, ist der Entwurf eines nichtlinearen Reglers nicht erforderlich.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit befasste sich mit der Regelung einer doppelt regulierten Kaplan turbine, die Teil eines Ausleitungskraftwerks ist. Dabei wurde eine kaskadierte Regelstrategie angewendet.

Für den Entwurf der Regelstrategien wurde zunächst ein dynamisches Modell des Kraftwerks erstellt. Die Herleitung begann mit dem Staubecken, der mithilfe der Massenerhaltung hergeleitet wurde. Anschließend wurde die Turbine mit den beiden Stellorganen Leitapparat und Laufrad modelliert. Danach wurde das Verbindungsstück zwischen Becken und Turbine, die Druckrohrleitung, untersucht. Ausgehend von der Massen- und Impulserhaltung und der Annahmen, dass die Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt konstant ist und das Gefälle über die gesamte Strecke gleich ist, wurden mithilfe eines sogenannten Staggered Grid die partiellen Differenzialgleichungen entlang der Rohrleitung durch Differenzengleichungen ersetzt. Als Randbedingungen wurde der Druck im Staubecken und der Druck durch die Turbinengleichungen eingesetzt. Im folgenden Teil wurde das elektrische Teilsystem beschrieben. Beginnend mit dem Generator, dem Transformator und dem Netz. Dabei wurde die dq -Transformation verwendet. Das hydraulische und elektrische System wurden über die Generatorwelle gekoppelt. Als letztes dynamisches System wurde noch der Ultraschallsensor für den Volumenstrom modelliert, da dieser im Vergleich zum System träge reagierte. Für eine anschließende Simulation wurden auch noch die Ruhelagen des Systems bestimmt.

Das dritte Kapitel befasste sich mit dem Turbinenfaktor und dem Turbinenwirkungsgrad. Zunächst wurde der Messaufbau erläutert. Dabei wurden alle nicht direkt messbaren Größen, wie der Faktor selbst, hergeleitet. In diesem Schritt wurde auch die Rohrreibungszahl bestimmt, die bei der anschließenden Steuerung des Volumenstroms eine Rolle spielte. Mithilfe der Daten aus den Messung und Berechnungen wurden über eine Polynomapproximation mehrere Modelle für den Turbinenfaktor und den Wirkungsgrad ermittelt. Jede Kombination der Modelle wurde für einen Gesamtfehler untersucht und nur die mit der geringsten Varianz wurden anschließend verwendet.

Basierend auf den Modellen aus dem dritten Kapitel wurde eine Volumensteuerung entwickelt. Aufgrund des trägen Verhaltens des Sensors, wurde eine reine Vorsteuerung verwendet, da eine Regelung aufgrund der Messung zu langsam wäre. Aus ökonomischer und ökologischer Sicht sollte die Turbine für einen geforderten Volumenstrom über den Leitapparat und das Laufrad so eingestellt werden, dass die Wirkleistung maximiert wird. Dazu wurde in einem ersten Schritt das Optimierungsproblem aufgestellt und anschließend für die Modelle mit der geringsten Varianz gelöst. Für jeden Punkt des Volumenstroms ergab sich für jedes Modell eine Leitapparat- und Laufradstellung, deren Mittelwerte für die Steuerung verwendet wurden. Daraus ergaben sich zwei Kurven, eine vom Volumenstrom auf die Leitapparatstellung und eine auf die Laufradstellung. Für diese Steuerung wurde der Druck vor der Turbine benötigt, dieser kann über zwei verschiedene

Methoden bestimmt werden. Als Erstes wurde er mithilfe des gemessenen Pegels und über die Reibung im Druckrohr bestimmt. Bei der anderen Methode wurde der Druck direkt vor der Turbine gemessen. Der Vergleich zeigte, dass auch wenn die Rohrreibung nicht exakt bestimmt wurde, diese Art der Steuerung kein Überschwingen aufweist und die bleibende Abweichung gering ist. Es wurde sogar einmal gezeigt, dass das System mit dem Drucksensor zum Schwingen angeregt werden kann.

Da das Kraftwerk im Verbundnetz betrieben wird, muss es auch eine Leistungsreduktion bei einer Überfrequenz beherrschen. Damit in diesem Fall der Volumenstrom nicht zu stark verändert wird, ist eine Anpassung der Steuerung notwendig. Um dieses Problem zu lösen, wurde das Optimierungsproblem nochmals, jedoch für den geringsten Wirkungsgrad gelöst. Es existierte nun eine weitere Kurve. Liegt die geforderte Leistungsreduktion zwischen der maximalen und minimalen Kurve wurde die benötigte Stellung interpoliert. Wird die minimale Kurve unterschritten, musste der geforderte Volumenstrom reduziert werden. Findet die Bewegung jedoch entlang des neu ermittelten Zusammenhangs statt, kann diese Reduzierung minimal gehalten werden. Diese Strategie wurde anhand mehrerer Szenarien getestet und mit einer Regelung verglichen, bei der entlang der maximalen Kurve verfahren wird. Das Ergebnis spricht eindeutig für die Erweiterung um die minimale Kurve. Diese Art der Steuerung könnte mit mehreren Kurven zwischen dem maximalen und minimalen Verlauf verfeinert werden, um den Volumenstrom noch besser zu halten.

Im letzten Kapitel wurde dann ein Regler entwickelt, der den Pegel im Staubecken konstant halten sollte. Dazu wird ein in der Literatur häufig verwendeter PI-Regler eingesetzt. Für die Erstellung wurde die Differentialgleichung des Beckens um die Ruhelage linearisiert. Mithilfe dieser Linearisierung und dem Frequenzkennlinienverfahren wurden die Parameter des Reglers bestimmt. Dieser wurde noch um eine Störgrößenaufschaltung erweitert, da bekannte Abflüsse aus dem Staubecken vorhanden sind, die direkt auf diese Art der Regelung aufgeschaltet wurden. Abschließend wurde der gesamte Regelkreis mit realistischen Zu- und Abflüssen simuliert. Die Ergebnisse sind sehr zufriedenstellend.

Die in dieser Arbeit entwickelten Strategien zeigten gute Ergebnisse in den Simulationen und sollten in einem nächsten Schritt in der Realität getestet werden. Da der Pegel im Oberwasser bei dieser Anlage konstant gehalten wird, wurde die Druckdifferenz über der Turbine für das Modell des Wirkungsgrads nicht berücksichtigt. Bei veränderlichen Pegel müsste das Modell um diesen erweitert und dann für unterschiedliche Stauhöhen gelöst werden. Dabei ist es sinnvoll für jeden Wasserstand eine eigene Modellschar zu entwickeln. Dadurch ergeben sich mehrere Kurven zwischen denen dann eine Interpolation stattfinden muss.

Da sich das Verhalten einer Turbine auch mit der Zeit ändern kann, wäre eine Optimierung nach einer gewissen Zeit sinnvoll. Für eine adaptive Anpassung, muss dabei jedoch der gesamte Bereich für Messungen durchgeföhren und der Pegel mithilfe der Stauanlage konstant gehalten werden. Dies stellt einen erhöhten Aufwand dar, bei dem auch Energie verloren gehen kann.

A Parameterberechnung

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
S_{GN}	1700	kV A	Nennscheinleistung
U_{GN}	690	V	Nennspannung (verkettet)
I_{GN}	1,422	kA	Nennstrom
p	10		Polpaarzahl
f	50	Hz	Nennfrequenz
\bar{X}_d	2,69	pu	synchrone Längsreaktanz
\bar{X}'_d	0,334	pu	transiente Längsreaktanz
\bar{X}''_d	0,128	pu	subtransiente Längsreaktanz
\bar{X}_q	1,183	pu	synchrone Querreaktanz
\bar{X}''_q	0,131	pu	subtransiente Querreaktanz
\bar{X}_l	0,101	pu	Ankerstreureaktanz
\bar{R}_a	0,010	pu	Ankerwiderstand
T'_d	0,433	s	transiente längs Kurzschlusszeitkonstante
T''_d	0,011	s	subtransiente längs Kurzschlusszeitkonstante
T''_q	0,011	s	subtransiente quer Kurzschlusszeitkonstante
I	294,48	kg m ²	Rotorträgheitsmoment

Tabelle A.1: Datenblatt des Generators

Das Datenblatt des Generators ist in Tabelle A.1 zusammengefasst. Aus diesem müssen noch die Parameter aus (2.24a), (2.25), (2.26a) und (2.27a) berechnet werden. Diese

ergeben sich nach [22] zu

$$\bar{L}_{ad} = \bar{L}_d - \bar{L}_l \quad (\text{A.1a})$$

$$\bar{L}_{aq} = \bar{L}_d - \bar{L}_l \quad (\text{A.1b})$$

$$\bar{L}_{fd} = \frac{\bar{L}_{ad} (\bar{L}'_d - \bar{L}_l)}{\bar{L}'_d - \bar{L}_l + \bar{L}_{ad}} \quad (\text{A.1c})$$

$$\bar{L}_{d1} = \frac{(\bar{L}''_d - \bar{L}_l) \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd}}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} - (\bar{L}''_d - \bar{L}_l) (\bar{L}_{ad} + \bar{L}_{fd})} \quad (\text{A.1d})$$

$$\bar{L}_{q1} = \frac{\bar{L}_{aq} (\bar{L}''_q - \bar{L}_l) \bar{t}}{\bar{L}_{aq} - \bar{L}''_q + \bar{L}_l} \quad (\text{A.1e})$$

$$T'_{d0} = T'_d \frac{\bar{L}_d}{\bar{L}'_d} \quad (\text{A.1f})$$

$$T''_{d0} = T'_d \frac{T''_d \bar{L}_d}{T'_{d0} \bar{L}''_d} \quad (\text{A.1g})$$

$$T''_{q0} = T''_q \frac{\bar{L}_q}{\bar{L}''_q} \quad (\text{A.1h})$$

$$\bar{R}_{fd} = \bar{L}_{ad} + \bar{L}_{fd} \frac{t_b}{T'_{d0}} \quad (\text{A.1i})$$

$$\bar{R}_{d1} = \left(\bar{L}_{d1} + \frac{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd}}{\bar{L}_{ad} + \bar{L}_{fd}} \right) \frac{t_b}{T''_{d0}} \quad (\text{A.1j})$$

$$\bar{R}_{q1} = \bar{L}_{aq} + \bar{L}_{q1} \frac{t_b}{T''_{q0}} \quad (\text{A.1k})$$

wobei alle Werte in normierter Darstellung sind. Die sich ergebenden Werte sind in der Tabelle B.9 zusammengefasst. Die Einträge der Matrizen für den Generator ergeben sich

Für die Matrix A_{eg} zu

$$a_{g11} = - \frac{\bar{R}_a \omega_b (\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd})}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2a})$$

$$a_{g31} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{d1} \bar{L}_{ad} \bar{R}_a}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2b})$$

$$a_{g41} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{fd} \bar{L}_{ad} \bar{R}_a}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2c})$$

$$a_{g22} = - \frac{\bar{R}_a \omega_b (\bar{L}_{q1} + \bar{L}_{aq})}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.2d})$$

$$a_{g52} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{aq} \bar{R}_a}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.2e})$$

$$a_{g13} = - \frac{\omega_b \bar{R}_{fd} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2f})$$

$$a_{g33} = - \frac{\bar{R}_{fd} \omega_b (\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_l)}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2g})$$

$$a_{g43} = \frac{\omega_b \bar{L}_{ad} \bar{R}_{fd} \bar{L}_l}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2h})$$

$$a_{g14} = - \frac{\omega_b \bar{R}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2i})$$

$$a_{g34} = \frac{\omega_b \bar{L}_{ad} \bar{R}_{d1} \bar{L}_l}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2j})$$

$$a_{g44} = - \frac{\bar{R}_{d1} \omega_b (\bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_l + \bar{L}_l \bar{L}_{fd})}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.2k})$$

$$a_{g25} = - \frac{\omega_b \bar{R}_{q1} \bar{L}_{aq}}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.2l})$$

$$a_{g55} = - \frac{\bar{R}_{q1} \omega_b (\bar{L}_{aq} + \bar{L}_l)}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.2m})$$

für die Matrix \mathbf{N}_{eg} zu

$$n_{g21} = - \frac{\omega_b \left(\bar{L}_{ad} \bar{L}_{aq} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_l \bar{L}_{q1} \right)}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.3a})$$

$$n_{g51} = - \frac{\bar{L}_{aq} \omega_b \left(\bar{L}_{ad} + \bar{L}_l \right)}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.3b})$$

$$n_{g12} = \frac{\omega_b \left(\bar{L}_{ad} \bar{L}_{aq} \bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{aq} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l \right)}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.3c})$$

$$n_{g32} = \frac{\omega_b \bar{L}_{d1} \bar{L}_{ad} \left(\bar{L}_{aq} + \bar{L}_l \right)}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.3d})$$

$$n_{g42} = \frac{\omega_b \bar{L}_{fd} \bar{L}_{ad} \left(\bar{L}_{aq} + \bar{L}_l \right)}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.3e})$$

$$n_{g23} = \frac{\bar{L}_{ad} \omega_b \left(\bar{L}_{q1} + \bar{L}_{aq} \right)}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.3f})$$

$$n_{g53} = \frac{\omega_b \bar{L}_{aq} \bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.3g})$$

$$n_{g24} = \frac{\bar{L}_{ad} \omega_b \left(\bar{L}_{q1} + \bar{L}_{aq} \right)}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.3h})$$

$$n_{g54} = \frac{\omega_b \bar{L}_{aq} \bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{aq} \bar{L}_l + \bar{L}_{aq} \bar{L}_{q1} + \bar{L}_l \bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.3i})$$

$$n_{g15} = - \frac{\bar{L}_{aq} \omega_b \left(\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \right)}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.3j})$$

$$n_{g35} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{d1} \bar{L}_{aq} \bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.3k})$$

$$n_{g45} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{fd} \bar{L}_{aq} \bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{d1} \bar{L}_l + \bar{L}_{ad} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l + \bar{L}_{d1} \bar{L}_{fd} \bar{L}_l} \quad (\text{A.3l})$$

und für die Matrix \mathbf{B}_{eg} zu

$$b_{g11} = - \frac{\omega_b (\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd})}{\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_l + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l + \bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l} \quad (\text{A.4a})$$

$$b_{g31} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{d1}\bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_l + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l + \bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l} \quad (\text{A.4b})$$

$$b_{g41} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{fd}\bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_l + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l + \bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l} \quad (\text{A.4c})$$

$$b_{g22} = - \frac{\omega_b (\bar{L}_{q1} + \bar{L}_{aq})}{\bar{L}_{aq}\bar{L}_l + \bar{L}_{aq}\bar{L}_{q1} + \bar{L}_l\bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.4d})$$

$$b_{g52} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{aq}}{\bar{L}_{aq}\bar{L}_l + \bar{L}_{aq}\bar{L}_{q1} + \bar{L}_l\bar{L}_{q1}} \quad (\text{A.4e})$$

$$b_{g13} = \frac{\omega_b \bar{L}_{d1}\bar{L}_{ad}}{\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_l + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l + \bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l} \quad (\text{A.4f})$$

$$b_{g33} = \frac{\omega_b (\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_l + \bar{L}_{d1}\bar{L}_l)}{\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_l + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l + \bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l} \quad (\text{A.4g})$$

$$b_{g43} = - \frac{\omega_b \bar{L}_{ad}\bar{L}_l}{\bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd} + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{d1}\bar{L}_l + \bar{L}_{ad}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l + \bar{L}_{d1}\bar{L}_{fd}\bar{L}_l} \quad (\text{A.4h})$$

Die berechneten Werte für die Matrizen sind in Tabelle B.10 zusammengefasst.

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
S_{TN}	1800	kV A	Nennscheinleistung
U_{TuN}	690	V	US Leerlaufspannung (verkettet)
U_{ToN}	30,2	kV	OS Leerlaufspannung (verkettet)
f	50	Hz	Nennfrequenz
P_{Tk}	14 028,3	W	Kurzschlussverlustleistung
\bar{u}_{Tk}	5,54	%	bezogene Kurzschlussspannung

Tabelle A.2: Datenblatt des DYN5 Transformators

In der Tabelle A.2 ist das Datenblatt des Transformators zusammengefasst. Die Bere-

chung der Parameter wird analog zu denen aus [23] mit

$$u = \frac{U_{ToN}\sqrt{3}}{U_{TuN}} \quad (\text{A.5a})$$

$$U_{Tk} = \bar{u}_{Tk} U_{TN0} \quad (\text{A.5b})$$

$$I_{Tk} = \frac{S_{TN}}{3 U_{ToN}} \quad (\text{A.5c})$$

$$\cos(\phi_{Tk}) = \frac{P_{Tk}}{3 U_{Tk} I_{Tk}} \quad (\text{A.5d})$$

$$Z_{Tk} = \frac{U_{Tk}}{I_{Tk}} \quad (\text{A.5e})$$

$$\bar{R}_c = Z_{Tk} \cos(\phi_{Tk}) \frac{1}{u^2 Z_b} \quad (\text{A.5f})$$

$$\bar{L}_\sigma = \sqrt{Z_{Tk}^2 - (R_{T1} + R'_{T2})^2} \frac{1}{u^2 Z_b} \quad (\text{A.5g})$$

vorgenommen, wobei die Größen auf die Generatorseite umgerechnet und mit den Bezugs-
werten aus Tabelle B.8 normiert werden. Die sich ergebenden Parameter sind in Tabelle
B.11 zusammengefasst.

Das elektrische Teilsystem wurde in Kapitel 2.2.4 hergeleitet, dabei ergeben sich die

Einträge der Matrix \mathbf{A}_e zu

$$a_{e11} = \frac{a_{g11} b_{t13} - a_{t11} b_{g11}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6a})$$

$$a_{e13} = \frac{a_{g13} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6b})$$

$$a_{e14} = \frac{a_{g14} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6c})$$

$$a_{e22} = \frac{a_{g22} b_{t13} - a_{t11} b_{g22}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.6d})$$

$$a_{e25} = \frac{a_{g25} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.6e})$$

$$a_{e31} = \frac{-a_{g11} b_{g13} - a_{g31} b_{g11} + a_{g31} b_{t13} + a_{t11} b_{g13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6f})$$

$$a_{e33} = \frac{-a_{g13} b_{g13} - a_{g33} b_{g11} + a_{g33} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6g})$$

$$a_{e34} = \frac{-a_{g14} b_{g13} - a_{g34} b_{g11} + a_{g34} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6h})$$

$$a_{e41} = \frac{a_{g11} b_{g41} - a_{g41} b_{g11} + a_{g41} b_{t13} - a_{t11} b_{g41}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6i})$$

$$a_{e43} = \frac{a_{g13} b_{g41} - a_{g43} b_{g11} + a_{g43} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6j})$$

$$a_{e44} = \frac{a_{g14} b_{g41} - a_{g44} b_{g11} + a_{g44} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.6k})$$

$$a_{e52} = \frac{a_{g22} b_{g52} - a_{g52} b_{g22} + a_{g52} b_{t13} - a_{t11} b_{g52}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.6l})$$

$$a_{e55} = \frac{a_{g25} b_{g52} - a_{g55} b_{g22} + a_{g55} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g22}}, \quad (\text{A.6m})$$

für die Matrix \mathbf{N}_e zu

$$n_{e12} = \frac{-b_{g11} n_{t12} + b_{t13} n_{g12}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.7a})$$

$$n_{e15} = \frac{b_{t13} n_{g15}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.7b})$$

$$n_{e21} = \frac{-b_{g22} n_{t21} + b_{t13} n_{g21}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.7c})$$

$$n_{e23} = \frac{b_{t13} n_{g23}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.7d})$$

$$n_{e24} = \frac{b_{t13} n_{g24}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.7e})$$

$$n_{e32} = \frac{-b_{g11} n_{g32} - b_{g13} n_{g12} + b_{g13} n_{t12} + b_{t13} n_{g32}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.7f})$$

$$n_{e35} = \frac{-b_{g11} n_{g35} - b_{g13} n_{g15} + b_{t13} n_{g35}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.7g})$$

$$n_{e42} = \frac{-b_{g11} n_{g42} + b_{g41} n_{g12} - b_{g41} n_{t12} + b_{t13} n_{g42}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.7h})$$

$$n_{e45} = \frac{-b_{g11} n_{g45} + b_{g41} n_{g15} + b_{t13} n_{g45}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.7i})$$

$$n_{e51} = \frac{-b_{g22} n_{g51} + b_{g52} n_{g21} - b_{g52} n_{t21} + b_{t13} n_{g51}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.7j})$$

$$n_{e53} = \frac{-b_{g22} n_{g53} + b_{g52} n_{g23} + b_{t13} n_{g53}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.7k})$$

$$n_{e54} = \frac{-b_{g22} n_{g54} + b_{g52} n_{g24} + b_{t13} n_{g53}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.7l})$$

und für die Matrix \mathbf{B}_e zu

$$b_{e11} = \frac{-b_{g11} b_{t11}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.8a})$$

$$b_{e13} = \frac{b_{g13} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.8b})$$

$$b_{e22} = \frac{-b_{g22} b_{t11}}{b_{t13} - b_{g22}} \quad (\text{A.8c})$$

$$b_{e31} = \frac{b_{g13} b_{t11}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.8d})$$

$$b_{e33} = \frac{-b_{g11} b_{g33} - b_{g13}^2 + b_{g33} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.8e})$$

$$b_{e41} = \frac{-b_{g41} b_{t11}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.8f})$$

$$b_{e43} = \frac{-b_{g11} b_{g43} + b_{g13} b_{g14} + b_{g43} b_{t13}}{b_{t13} - b_{g11}} \quad (\text{A.8g})$$

$$b_{e51} = \frac{-b_{g52} b_{t11}}{b_{t13} - b_{g22}}. \quad (\text{A.8h})$$

B Parameter

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
A_{max}	1700	m ²	maximale Staufläche
A_{min}	700	m ²	minimale Staufläche
h_{max}	2,8	m	maximale Stauhöhe

Tabelle B.1: Parameter des Beckens

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
L	1400	m	Länge
d	2,0	m	Durchmesser
K	2,08	GPa	Kompressionsmodul des Wassers
E_r	30	GPa	Elastizitätsmodul des Rohres
s_r	0,02	m	Rohrwanddicke
ρ	1000	kg/m ³	Dichte des Wassers
a	512,0	m/s	Druckwellengeschwindigkeit
g	9,81	m/s ²	Erdbeschleunigung
h	23,8	m	Druckrohrhöhe
α	17,00	rad	Druckrohrneigung

Tabelle B.2: Parameter des Druckrohres

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
p_n	262,1	kPa	Nenndruck
q_n	6,4	m ³ /s	Nenndurchfluss
P_n	1,677	MW	Nennleistung

Tabelle B.3: Parameter der Turbine

Symbol	Wert	Symbol	Wert
p_{k00}	$-7,562 \cdot 10^{-3}$	$p_{\eta00}$	$-1,147 \cdot 10^{-1}$
p_{k01}	$-6,731$	$p_{\eta01}$	$6,166$
p_{k02}	$1,217 \cdot 10^1$	$p_{\eta02}$	$7,114 \cdot 10^1$
p_{k03}	$-6,258 \cdot 10^2$	$p_{\eta03}$	$-1,746 \cdot 10^3$
p_{k04}	$-1,854 \cdot 10^3$	$p_{\eta04}$	$3,766 \cdot 10^3$
p_{k10}	$4,405$	$p_{\eta10}$	$8,007$
p_{k11}	$1,228 \cdot 10^2$	$p_{\eta11}$	$-1,441 \cdot 10^2$
p_{k12}	$2,813 \cdot 10^2$	$p_{\eta12}$	$3,067 \cdot 10^2$
p_{k13}	$9,036 \cdot 10^3$	$p_{\eta13}$	$9,489 \cdot 10^3$
p_{k14}	$7,463 \cdot 10^3$	$p_{\eta14}$	$-2,761 \cdot 10^4$
p_{k20}	$-4,625 \cdot 10^1$	$p_{\eta20}$	$-7,552$
p_{k21}	$-9,038 \cdot 10^2$	$p_{\eta21}$	$1,118 \cdot 10^3$
p_{k22}	$-3,636 \cdot 10^3$	$p_{\eta22}$	$-3,931 \cdot 10^3$
p_{k23}	$-3,524 \cdot 10^4$	$p_{\eta23}$	$-1,455 \cdot 10^4$
p_{k24}	$-3,270 \cdot 10^3$	$p_{\eta24}$	$7,366 \cdot 10^4$
p_{k30}	$2,485 \cdot 10^2$	$p_{\eta30}$	$-1,669 \cdot 10^2$
p_{k31}	$3,239 \cdot 10^3$	$p_{\eta31}$	$-3,609 \cdot 10^3$
p_{k32}	$9,726 \cdot 10^3$	$p_{\eta32}$	$1,223 \cdot 10^4$
p_{k33}	$5,752 \cdot 10^4$	$p_{\eta33}$	$-4,939 \cdot 10^2$
p_{k34}	$-1,959 \cdot 10^4$	$p_{\eta34}$	$-9,189 \cdot 10^4$
p_{k40}	$-6,187 \cdot 10^2$	$p_{\eta40}$	$6,490 \cdot 10^2$
p_{k41}	$-4,661 \cdot 10^3$	$p_{\eta41}$	$4,638 \cdot 10^3$
p_{k42}	$-7,828 \cdot 10^3$	$p_{\eta42}$	$-1,774 \cdot 10^4$
p_{k43}	$-4,503 \cdot 10^4$	$p_{\eta43}$	$2,160 \cdot 10^4$
p_{k44}	$3,057 \cdot 10^4$	$p_{\eta44}$	$5,131 \cdot 10^4$
p_{k50}	$5,610 \cdot 10^2$	$p_{\eta50}$	$-7,049 \cdot 10^2$
p_{k51}	$1,712 \cdot 10^3$	$p_{\eta51}$	$-1,144 \cdot 10^3$
p_{k52}	$2,137 \cdot 10^3$	$p_{\eta52}$	$7,950 \cdot 10^3$
p_{k53}	$1,397 \cdot 10^4$	$p_{\eta53}$	$-1,397 \cdot 10^4$
p_{k54}	$-1,338 \cdot 10^4$	$p_{\eta54}$	$-9,091 \cdot 10^3$

Tabelle B.4: Parameter des Turbinenmodells

Symbol	Wert	Symbol	Wert
p_{k00}	$9,075 \cdot 10^{-3}$	p_{k30}	$4,830 \cdot 10^1$
p_{k01}	$-1,230$	p_{k31}	$-3,520 \cdot 10^2$
p_{k02}	$3,387 \cdot 10^1$	p_{k32}	$-1,586 \cdot 10^3$
p_{k10}	$2,594$	p_{k40}	$-7,535 \cdot 10^1$
p_{k11}	$-8,732 \cdot 10^{-1}$	p_{k41}	$5,094 \cdot 10^2$
p_{k12}	$-3,055 \cdot 10^2$	p_{k42}	$1,169 \cdot 10^3$
p_{k20}	$-1,503 \cdot 10^1$	p_{k50}	$4,476 \cdot 10^1$
p_{k21}	$9,456 \cdot 10^1$	p_{k51}	$-2,682 \cdot 10^2$
p_{k22}	$1,010 \cdot 10^3$	p_{k52}	$-3,100 \cdot 10^2$

Tabelle B.5: Parameter des Turbinenfaktors für die Simulation

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
P_{la}	10,0	pu	Proportional Verstärkung
T_a	0,1	s	Abtastzeit
e_{lad}	0,05	%	Totband
u_{lao}	0,08	pu	maximale Steuergröße
u_{lau}	-0,08	pu	minimale Steuergröße
k_{lao}	1,579	1/s	Öffnungsgeschwindigkeit
k_{lau}	1,677	1/s	Schließgeschwindigkeit

Tabelle B.6: Parameter des Regelkreises für den Leitapparat

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
T_{ao}	0,1	s	Abtastzeit
T_{to}	2,0	s	Totzeit beim Öffnen
T_{tu}	0,0	s	Totzeit beim Schließen
e_{trd}	1,2	%	Totband
k_{lro}	$1,150 \cdot 10^2$	1/s	Öffnungsgeschwindigkeit
k_{lru}	$6,107 \cdot 10^2$	1/s	Schließgeschwindigkeit

Tabelle B.7: Die Parameter des Regelkreises für das Laufrad

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
S_b	1700	kV A	Nennscheinleistung
u_b	563,4	V	Stator Nennspitzenspannung
i_b	2,012	kA	Stator Nennspitzenstrom
f	50	Hz	Nennfrequenz
ω_{eb}	$2\pi f$	rad/s	elektrische Nennkreisfrequenz
ω_{rb}	62,83	rad/s	mechanische Nennkreisfrequenz
Z_b	0,2801	Ω	Stator Bezugsimpedanz
L_b	891,5	μH	Stator Bezugsinduktivität
Ψ_b	1,793	Wb	Stator Bezugsfluss

Tabelle B.8: Bezugsgrößen des elektrischen Modells

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
\bar{L}_{ad}	2,589	pu	synchrone Hauptreaktanz der Längsachse
\bar{L}_{aq}	1,082	pu	synchrone Hauptreaktanz der Querachse
\bar{L}_{fd}	$2,560 \cdot 10^{-1}$	pu	Streuaktanz der Erregerwicklung
\bar{L}_{d1}	$3,054 \cdot 10^{-2}$	pu	Streuaktanz der Dämpferwicklung in Längsachse
\bar{L}_{q1}	$3,086 \cdot 10^{-2}$	pu	Streuaktanz der Dämpferwicklung in Querachse
\bar{R}_{fd}	$2,597 \cdot 10^{-3}$	pu	Rotorwiderstand
\bar{R}_{d1}	$2,923 \cdot 10^{-2}$	pu	Dämpferwiderstand in Längsachse
\bar{R}_{q1}	$3,566 \cdot 10^{-2}$	pu	Dämpferwiderstand in Quersachse

Tabelle B.9: Die berechneten Parameterwerte des Generators.

Symbol	Wert	Symbol	Wert	Symbol	Wert
a_{g11}	-24,54	a_{g31}	-2,588	a_{g41}	-21,69
a_{g22}	-23,98	a_{g52}	-23,32	a_{g13}	-0,6721
a_{g33}	-2,921	a_{g43}	2,223	a_{g14}	-63,42
a_{g34}	25,02	a_{g44}	-90,91	a_{g25}	-83,15
a_{g55}	-90,91				
n_{g21}	-6451	n_{g51}	-6272	n_{g12}	2904
n_{g32}	306,2	n_{g42}	2567	n_{g23}	6209
n_{g53}	6037	n_{g24}	6209	n_{g54}	6037
n_{g15}	-2656	n_{g35}	-280,0	n_{g45}	-2348
b_{g11}	-2454	b_{g31}	-258,8	b_{g41}	-2170
b_{g22}	-2398	b_{g52}	-2332	b_{g13}	258,8
b_{g33}	1125	b_{g43}	-856,0		

Tabelle B.10: Die berechneten Matrixwerte des Generators, mit der Einheit 1/s.

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
\bar{L}_σ	$5,180 \cdot 10^{-2}$	pu	bezogene Streuinduktivität
\bar{R}_c	$7,361 \cdot 10^{-3}$	pu	bezogener Kupferwiderstand
a_{t11}	-44,64	1/s	
n_{t12}	314,2	1/s	
b_{t11}	-6004	1/s	

Tabelle B.11: Die berechneten Werte des Transformators.

Symbol	Wert	Symbol	Wert	Symbol	Wert
a_{e11}	-30,33	a_{e13}	-0,4785	a_{e14}	-45,1474
a_{e22}	-29,84	a_{e25}	-59,59	a_{e31}	-3,199
a_{e33}	-2,901	a_{e34}	26,94	a_{e41}	-26,82
a_{e43}	2,394	a_{e44}	-74,76	a_{e52}	-29,01
a_{e55}	-68,00				
n_{e12}	2158	n_{e15}	-1891	n_{e21}	-4712
n_{e23}	4449	n_{e24}	4449	n_{e32}	227,5
n_{e35}	-199,4	n_{e42}	1908	n_{e45}	-1671
n_{e51}	-4581	n_{e53}	4326	n_{e54}	4326
b_{e11}	-1747	b_{e13}	184,3	b_{e22}	-1719
b_{e31}	-184,3	b_{e33}	1117	b_{e41}	-1545
b_{e43}	-921,9	b_{e52}	-1671		

Tabelle B.12: Die berechneten Matrixwerte des gesamten elektrischen Systems, mit der Einheit 1/s.

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
I	$2,945 \cdot 10^2$	kg m ²	Trägheitsmoment
H	8,548	pu	bezogenes Trägheitsmoment
m_{34}	$4,407 \cdot 10^{-3}$	1/s	
m_{37}	$3,164 \cdot 10^{-3}$	1/s	
m_{45}	$-7,572 \cdot 10^{-3}$	1/s	

Tabelle B.13: Die berechneten Werte des mechanischen Systems.

Beschreibung	Wert	Einheit
maximale Schrittweite	20,0	%
minimale Schrittweite	$1,0 \cdot 10^{-5}$	%
minimaler absoluter Funktionswert	$2,220 \cdot 10^{-16}$	1/s
maximaler Schleifendurchlauf	50	

Tabelle B.14: Parameter des Newton-Raphson Verfahrens

Beschreibung	Wert	Einheit
Startschrittweite bei Intervallschachtelung	10,0	%
maximaler Schleifendurchlauf für die Halbierung	15	
minimale Distanz der Schranken bei Intervallschachtelung	0,01	%
maximaler Schleifendurchlauf bei Intervallschachtelung	50	
maximaler Schleifendurchlauf red. Gradientenmethode	50	
Abweichung der Ungleichungsbeschränkungen KKT	$1,0 \cdot 10^{-7}$	
Abweichung KKT	$5,0 \cdot 10^{-4}$	

Tabelle B.15: Parameter der Optimierung

Literatur

- [1] K. Müller, *Ältestes Flusskraftwerk Österreichs liefert seit über 125 Jahren Energie*, Juni 2015. Adresse: https://www.meinbezirk.at/salzkammergut/c-lokales/aeltestes-flusskraftwerk-oesterreichs-liefert-seit-ueber-125-jahren-energie_a1391152#gallery=null (besucht am 25.06.2024).
- [2] *Zahlen und Fakten - Energiewirtschaft*, Advantage Austria Zagreb, 2022. Adresse: https://www.advantageaustria.org/hr/zentral/branchen/energiewirtschaft/zahlen-und-fakten/Zahlen_und_Fakten.de.html (besucht am 25.06.2024).
- [3] *Wasserkraft*, Oekostrom AG, 2024. Adresse: <https://oekostrom.at/wasserkraft-erklaert/> (besucht am 25.06.2024).
- [4] *Pumpspeicherkraftwerk Malta-Hauptstufe*, Verbund AG, 2024. Adresse: <https://www.verbund.com/de-at/ueber-verbund/kraftwerke/unsere-kraftwerke/malta-hauptstufe> (besucht am 25.06.2024).
- [5] J. Giesecke und E. Mosonyi, *Wasserkraftanlagen : Planung, Bau und Betrieb*. Springer Berlin Heidelberg, 2014.
- [6] K. Badberger, „Optimierung der Erzeugung von doppelt regulierten Kaplan turbinen durch den Einsatz einer adaptiven Zusammenhangsregelung“, in *9. Internationales Seminar Wasserkraftanlagen*, 1996, S. 313–320.
- [7] C. Weigel, „Analyse einer automatischen Optimierung für Leitapparat und Laufgrad“, Masterarbeit, BA Glauchau, 2011.
- [8] J. Stickler und E. Gumpfenberger, „Operating concepts for centrally managed AHP hydropower plants and demonstration of ITS implementation at the danube“, in *9. Internationales Seminar Wasserkraftanlagen*, 1996, S. 513–521.
- [9] J. Zhao u. a., „Dynamic Model of Kaplan Turbine Regulating System Suitable for Power System Analysis“, *Mathematical Problems in Engineering*, S. 1–12, 2015.
- [10] M. Brezovec, I. Kuzle und T. Tomisa, „Nonlinear Digital Simulation Model of Hydroelectric Power Unit With Kaplan Turbine“, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Jg. 21, Nr. 1, S. 235–241, 2006.
- [11] H. A. Menarin, H. A. Costa, G. L. M. Fredo, R. P. Gosmann, E. C. Finardi und L. A. Weiss, „Dynamic Modeling of Kaplan Turbines Including Flow Rate and Efficiency Static Characteristics“, *IEEE Transactions on Power Systems*, Jg. 34, Nr. 4, S. 3026–3034, 2019.
- [12] *TOR Stromerzeugungsanlagen Typ B*, E-Control, 2024. Adresse: <https://www.e-control.at/documents/1785851/0/TOR+Stromerzeugungsanlagen+Typ+B+Version+1.3.pdf/90369a06-566e-1344-f9ad-167ec4731d57?t=1718018823128> (besucht am 25.06.2024).

- [13] J. I. Sarasua, J. Fraile-Ardanuy, J. I. Perez, J. R. Wilhelmi und J. A. Sanchez, „Control of a run of river small hydro power plant“, in *2007 International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives*, IEEE, 2007, S. 672–677.
- [14] O. Yadav, N. Kishor, J. Fraile-Ardanuy, S. R. Mohanty, J. I. Perez und J. I. Sarasua, „Pond head level control in a run-of-river hydro power plant using fuzzy controller“, in *2011 16th International Conference on Intelligent System Applications to Power Systems*, IEEE, 2011.
- [15] H. Linke, „A model-predictive controller for optimal hydro-power utilization of river reservoirs“, in *2010 IEEE International Conference on Control Applications*, IEEE, 2010, S. 1868–1873.
- [16] J. Gulliver, *Hydropower engineering handbook*. McGraw-Hill, 1991.
- [17] K. A. Hoffmann, *Fundamental equations of fluid mechanics*. Engineering Education Systems, 1996.
- [18] H. Sigloch, *Technische Fluidmechanik*. Springer Berlin Heidelberg, 2022.
- [19] *Erläuterungen Präqualifikation Primärregelung*, APG, 2015. Adresse: https://pb1-medien.apg.at/im/dl/pboxx-pixelboxx-9157/Er1%C3%A4uterungen_Pr%C3%A4qualifikation_20150910.pdf (besucht am 25.06.2024).
- [20] J.-F. Mennemann, J. Schmidt, W. Kemmetmüller und A. Kugi, „Simulation von Welleneffekten in Pumpspeicherkraftwerken mit Hilfe der Spektral-Element-Methode“, *at - Automatisierungstechnik*, Jg. 64, Nr. 8, S. 681–695, Aug. 2016.
- [21] T. Petrilu und D. Trif, *Basics of Fluid Mechanics and Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Kluwer Academic Publishers, 2005.
- [22] P. Kundur, *Power System Stability and Control*. McGraw-Hill Companies Inc., 2017.
- [23] R. Fischer, *Transformatoren*. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2017.
- [24] H. Schiefer und F. Schiefer, *Statistik für Ingenieure*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [25] S. Brandt, *Datenanalyse für Naturwissenschaftler und Ingenieure*. Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [26] D. Kosterev, „Hydro Turbine-Governor Model Validation in Pacific Northwest“, *IEEE Transactions on Power Systems*, Jg. 19, Nr. 2, S. 1144–1149, 2004.
- [27] M. Papageorgiou, M. Leibold und M. Buss, *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [28] F. Jarre und J. Stoer, *Optimierung: Einführung in mathematische Theorie und Methoden*. Springer Berlin Heidelberg, 2019.
- [29] *Sekündliche Frequenz*, Netztransparenz, 2024. Adresse: <https://www.netztransparenz.de/de-de/Regelenergie/Daten-Regelreserve/Sek%C3%BCndliche-Daten> (besucht am 25.06.2024).
- [30] H. Unbehauen, *Regelungstechnik 2*. Vieweg+Teubner, 2009.

- [31] A. Kugi, *Automatisierung*. Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, TU Wien, Skriptum zur Vorlesung, 2023.

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass die vorliegende Arbeit gemäß dem Code of Conduct Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis (in der aktuellen Fassung des jeweiligen Mitteilungsblattes der TU Wien), insbesondere ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel, angefertigt wurde. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet. Die Arbeit wurde bisher weder im In noch im Ausland in gleicher oder in ähnlicher Form in anderen Prüfungsverfahren vorgelegt.

Bad Ischl, 26. August 2024

Michael Hahn