

Institut für Maschinen-
und Energietechnik

Lucerne University of
Applied Sciences and Arts

**HOCHSCHULE
LUZERN**

MSE - Vertiefungsarbeit 2

Digitaler Zwilling des Pumpenprüfstandes

Autor: Manuel Häusler

Advisoren: Prof. Dr. Ulf Christian Müller
Thomas Sergi

Experte: Dr. Joel Schlienger

Auftraggeber: Hochschule Luzern
Kompetenzzentrum für
Fluidmechanik und Hydromaschinen

Horw, 13. Januar 2020

Selbständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig angefertigt und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet habe. Sämtliche verwendeten Textausschnitte, Zitate oder Inhalte anderer Verfasser wurden ausdrücklich als solche gekennzeichnet.

Horw, 13. Januar 2020

Manuel Häusler

Abstract

Dynamic systems are difficult for students to understand. A common method to introduce them to the students are guided laboratory exercises. eLearning modules with interactive simulators of the system could serve as a modern alternative or addition to the laboratory. The students would interact with a digital twin of the system on their computer instead of the real machine.

The Competence Center for Fluid Mechanics and Hydraulic Machines has built up a pump test bench in its own fluid laboratory in order to perform laboratory exercises and trainings on hydraulic pump systems. The instructors believe to achieve a didactic advantage with a digital twin of the pump test bench at hand. Students could use the digital twin to familiarise themselves with the system, independently of time and place even before their visit in the lab. The actual laboratory experiment itself then become more efficient and the students benefit more from the exercises.

The goal of this thesis is to create a high-performance, physically correct mathematical model of the pump test bench. For that purpose, the bench is used to study the basics of hydraulic-thermal systems in more detail and it is examined, how to model such systems in a stable and performant way. In order to achieve a realistic digital reproduction of the test bench, the characteristics of all pumps are measured in the laboratory. Suitable models for all installed components in the test bench are selected and/or created. All these models are validated and tested for stability and performance, and later combined to form the overall system.

The result is a realistic, high-performance dynamic system model of the pump test bench, realised in the modeling language Modelica, where the strand containing the pump turbine is not involved yet.

Kurzfassung

Dynamische Systeme sind für Studenten schwer zu verstehen. Eine bewährte Methode dynamische Systeme Studenten näher zu bringen sind geführte Laborübungen. Eine Alternative oder Ergänzung dazu können Lernmodule mit interaktiven Simulatoren der dynamischen Systeme sein. Dabei interagieren die Studenten statt mit der realen Anlage, mit dessen digitalem Zwilling am Computer.

Das Kompetenzzentrum für Fluidmechanik und Hydromaschinen hat sich im eigenen Fluid-Labor einen Pumpenprüfstand zusammengebaut, um damit Laborübungen und Schulungen zu hydraulischen Pumpensystemen anbieten zu können. Das Dozententeam verspricht sich einen didaktischen Vorteil, wenn der Pumpenprüfstand zusätzlich als digitaler Zwilling vorliegen würde. So können sich Lernende bereits vor dem Laborbesuch mithilfe des Zwillings, zeit- und ortsunabhängig, mit dem System vertraut machen. Der eigentliche Laborversuch kann somit effizienter gestaltet werden und die Lernenden profitieren mehr von den Übungen im Labor.

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein performantes, physikalisch korrekt abgebildetes mathematisches Modell des Pumpenprüfstandes erstellt werden. Dazu werden mithilfe des Prüfstandes die Grundlagen von hydraulisch-thermischen Systemen vertieft untersucht und recherchiert was notwendig ist, um solche Systeme stabil und performant zu modellieren. Um eine realitätsgetreue Abbildung des Prüfstandes zu ermöglichen werden die Kennlinienfelder sämtlicher Pumpen im Labor aufgenommen. Es werden geeignete Modelle für alle im Prüfstand verbauten Komponenten ausgesucht und/oder erstellt. Diese werden validiert, auf Stabilität und Performance getestet und zu einem Gesamtsystem zusammengefügt.

Das Resultat ist ein realitätsgetreues, performantes Modelica-Modell des Pumpenprüfstandes, (noch) ohne den Strang mit der Pumpturbine.

Das Resultat ist ein realitätsgetreues, performantes dynamisches Systemmodell des Pumpenprüfstandes, realisiert in der Modellierungssprache Modelica. Der hydraulische Strang mit der Pumpturbine wurde noch nicht berücksichtigt.

Inhaltsverzeichnis

Glossar	vii
Abbildungsverzeichnis	viii
Tabellenverzeichnis	ix
1 Einführung	1
1.1 Pumpenprüfstand	1
1.2 Ziel: Digitaler Zwilling	5
2 Modellierung	6
2.1 Zustands-Tetraeder	6
2.2 Modelica	9
2.3 Modellierungsansatz	9
2.3.1 Stationäre Sicht	10
2.3.2 Dynamisches Verhalten	11
2.3.3 Thermodynamik des Fluids	15
2.4 Best Practise	15
2.4.1 Modellstruktur	15
2.4.2 Nulldurchgang mit inkompressiblen Medien	16
2.4.3 Initialisierung von geschlossenen hydraulischen Systemen	16
2.4.4 Regler mit Hysterese	17
2.4.5 Lookup-Tabellen vermeiden	17
2.4.6 Numerisch stabile Funktionen	17
3 Komponenten-Modelle	18
3.1 Pumpe	18
3.1.1 Modellaufbau	20
3.1.2 Ausmessen der realen Pumpen	22
3.1.3 Validierung	22
3.2 Ventil	27
3.2.1 Modellaufbau	28
3.2.2 Validierung	29

3.3	T-Verzweigung	30
3.3.1	Berechnung von Zeta	30
3.3.2	Modellaufbau	33
3.4	Krümmen	35
3.5	Rohr	35
3.6	Einbauten	37
4	Gesamtmodell	38
4.1	Systemverhalten	38
4.1.1	Hydraulische Widerstände	38
4.1.2	Hydraulische Induktivität	40
4.1.3	Stabilität des Gesamtmodells	42
4.2	Vorteile des Modells	43
4.3	Fazit	44
5	Ausblick	45
	Literaturverzeichnis	46

Glossar

CC FMHM Kompetenzzentrum für Fluidmechanik und Hydromaschinen

dim-los dimensionslos

LL Leerlauf

MSL Modelica Standard Library

NL Nassläufer

Re Reynolds-Zahl

TL Trockenläufer

WÜ Wärmeübertrager

Abbildungsverzeichnis

1.1	Pumpenprüfstand im Fluid-Labor	1
1.2	Bedienoberfläche: Hauptübersicht	2
1.3	Bedienoberfläche: einzelne Pumpe	2
1.4	Schema des Pumpenprüfstandes	3
2.1	Zustands-Tetraeder	7
3.1	Parameter des MSL-Pumpen-Modells	19
3.2	Parameter des modifizierten Pumpe-Modells	19
3.3	Simulationsaufbau: Kennlinienfeld (Pumpe)	23
3.4	Simulationsaufbau: Transientes Anlaufverhalten (Pumpe)	23
3.5	Simulationsergebnis TL: Durchflusscharakteristik	24
3.6	Simulationsergebnis TL: Leistungscharakteristik	24
3.7	Simulationsergebnis TL: Transientes Anlaufverhalten	25
3.8	Simulationsergebnis NL1: Durchflusscharakteristik	25
3.9	Simulationsergebnis NL1: Leistungscharakteristik	26
3.10	Simulationsergebnis NL1: Transientes Anlaufverhalten	26
3.11	Simulationsergebnis NL2: Durchflusscharakteristik	26
3.12	Simulationsergebnis NL2: Leistungscharakteristik	27
3.13	Simulationsergebnis NL2: Transientes Anlaufverhalten	27
3.14	Simulationsaufbau: Ventilcharakteristik	29
3.15	Simulationsergebnis: Ventilcharakteristik	30
3.16	Extremas der zeta-Werte in T-Verzweigungen	32
3.17	Modellaufbau: T-Verzweigung (symbolisch)	33
3.18	Parameter der T-Verzweigung	33
4.1	Simulationsaufbau: Relevanz hydraulischer Widerstände	38
4.2	Simulationsergebnis: Relevanz hydraulischer Widerstände	39
4.3	Simulationsergebnis: Relevanz hydraulischer Widerstände (close-up)	39
4.4	Simulationsaufbau: hydraulische Induktivität	41
4.5	Simulationsergebnis: hydraulische Induktivität	41
4.6	Komplettes Systemmodell	43

Tabellenverzeichnis

1.1	Komponenten des Prüfstandes	4
2.1	Konventionelle Modellierungsdomänen	8
3.1	Modellaufbau: Pumpenmodell	21
3.2	Modellaufbau: Ventilmodell	28
3.3	Berechnung von zeta-Werten in T-Verzweigung	31
3.4	Modellaufbau: T-Verzweigung	34
3.5	Modellaufbau: Krümmermodell	35
3.6	Modellaufbau: Rohrmodell	36
3.7	Modellaufbau: Einbautenmodell	37

Kapitel 1

Einführung

1.1 Pumpenprüfstand

Der neuste Zuwachs im Fluid-Labor des Kompetenzzentrums für Fluidmechanik und Hydromaschinen (CC FMHM) ist ein Pumpenprüfstand. Dieser besteht aus einem Hochdrucktank (oben) und einem Tiefdrucktank (unten). Diese werden von unten nach oben mit fünf parallelen Pumpen-Strängen und zwei Verbraucher-Strängen verbunden. Einer der Verbraucher-Strängen beherbergt das Regelventil (Abb. 1.4, Nr. 2), mit welchem der hydraulische Systemwiderstand und somit die Anlagenkennlinie verändert werden kann. Das Regelventil wird durch einen elektrischen Antrieb verstellt, welcher für eine komplette Schliessung rund 20 Sekunden braucht. Der andere Verbraucher-Strang beinhaltet die Trockenläufer-Pumpe (Abb. 1.4, Nr. 9), welche als Turbine oder als Pumpe betrieben werden kann. Dieser Strang war zum Zeitpunkt dieser Arbeit jedoch noch nicht in Betrieb, da der notwendige Frequenzumrichter nicht installiert war.



Abbildung 1.1: Der Pumpenprüfstand im Fluid-Labor des CC FMHM

Die fünf Pumpenstränge bestehen aus drei verschiedenen Pumpentypen. Für die beiden Parallel-Stränge (Abb. 1.4, rot) und den Seriengang (Abb. 1.4, blau), wird eine Trockenläufer (TL) Pumpe der Firma Grundfos (siehe Tabelle 1.1, Nr. 6) verwendet. Die Drehzahl der Pumpe des ersten Parallelstrang (TL1) kann stufenlos zwischen 0

und 1500 rpm eingestellt werden, während die anderen drei Trockenläufer-Pumpen (TL2-4) entweder ein- (1500 rpm) oder ausgeschaltet (0 rpm) werden können. Im zweithintersten Strang (Abb. 1.4, grün) ist eine Hochleistungs-Nassläufer (NL) Pumpe (siehe Tabelle 1.1, Nr. 7) verbaut. Diese kann stufenlos zwischen 0 und 100% Drehzahl eingestellt werden und ist die leistungsstärkste und effizienteste Pumpe der Anlage. Im hintersten Strang (Abb. 1.4, gelb) ist eine handelsübliche Nassläufer Pumpe für einen Heizungskreislauf verbaut (siehe Tabelle 1.1, Nr. 8). Diese besitzt neun verschiedene Betriebsmodi, welche an der Pumpe eingestellt werden können. Diese Modi sind:

- drei verschiedene Drehzahlkonstanten (Speed I, Speed II, Speed III)
- drei verschiedene Druckkonstanten (CP I, CP II, CP III)
- drei verschiedene Proportionaldruck-Geraden (PP I, PP II, PP III)

Jeder Strang kann mit einem Handventil (Abb. 1.4, Nr. 1) geöffnet oder geschlossen werden. Somit können die einzelnen Stränge individuell aktiviert oder deaktiviert werden. Die Handventile können in beliebige Stellung zwischen 0° (geöffnet, Strang aktiviert) und 90° (geschlossen, Strang deaktiviert) gebracht werden und wirken je nach Stellung als zusätzlicher hydraulischer Widerstand. Wärmeübertrager (Abb. 1.4, Nr. 4) und Druckausdehnungsgefäß (Abb. 1.4, Nr. 5) sorgen für eine beinahe konstante Dichte des Wassers während dem Betrieb.

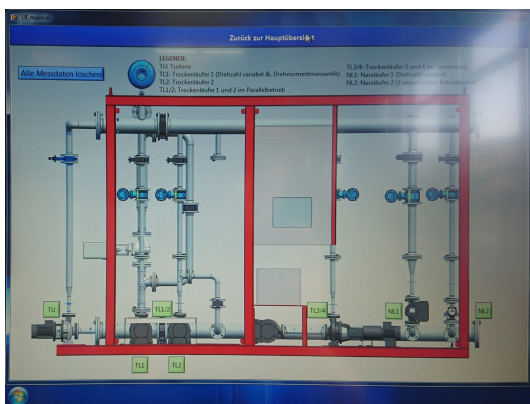


Abbildung 1.2: Hauptübersicht der Bedienoberfläche

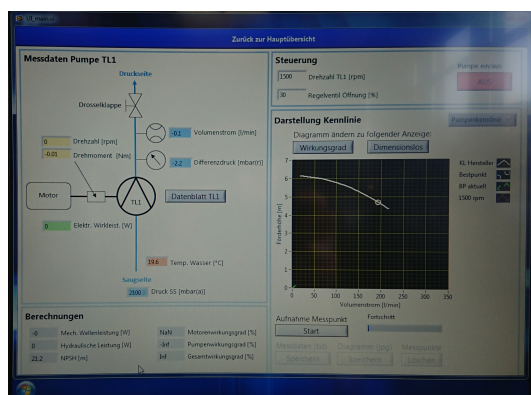


Abbildung 1.3: Bedienoberfläche einer einzelnen Pumpe

Bedient wird der Prüfstand über ein Touch-Display am Steuerkasten. In der Hauptübersicht (siehe Abb. 1.2) ist die Frontansicht des Prüfstandes zu sehen mit grünen Knöpfen für jede Pumpe. Über diese Knöpfe gelangt man zur Bedienoberfläche der jeweiligen Pumpe (siehe Abb. 1.3). Auf dieser Oberfläche kann die Pumpe angesteuert und das Regelventil verstellt werden. Sie zeigt sämtliche Messgrößen und gibt den aktuellen Betriebspunkt der Pumpe grafisch auf dem Kennlinienfeld aus. Zudem kann hier die Aufnahme von Messpunkten gestartet werden.

Die Anlage misst Drehmoment (TL1), Drehzahl (TL1) Volumenstrom (TL1-4, NL1-2), elektrische Aufnahmeleistung (TL1-4, NL1-2) und Differenzdruck (TL1-4, NL1-2) der Pumpe. Zudem wird der Relativdruck des Tiefdrucktanks und die Wassertemperatur gemessen. Aus diesen Messsignalen werden sämtliche Betriebs-Größen der Pumpe berechnet. Im Kennlinienfeld wird der aktuelle Betriebspunkt grafisch dargestellt. Durch das Starten der Aufnahme eines Messpunktes werden alle Größen in einem Text-File gespeichert und der Betriebspunkt im Kennlinienfeld grafisch festgehalten. Das Text-File mit allen aufgenommenen Betriebspunkten kann auf einen USB-Stick exportiert werden.

Sämtliche Messinstrumente sind dazu ausgelegt, stationäre Betriebspunkte messen und aufzeichnen zu können. Die Sensoren mitteln laufend ihre Aufzeichnungen und geben jede Sekunde einen neuen Messwert aus. Während der Aufnahme eines Betriebspunktes durch den Prüfstand, werden 60 solcher Messwerte ab den Sensoren gemittelt und als stationäre Werte gespeichert und verwendet.

Abbildung 1.4 zeigt das hydraulische Schema des Pumpenprüfstandes und Tabelle 1.1 liefert die zugehörigen Bezeichnungen der einzelnen Komponenten.

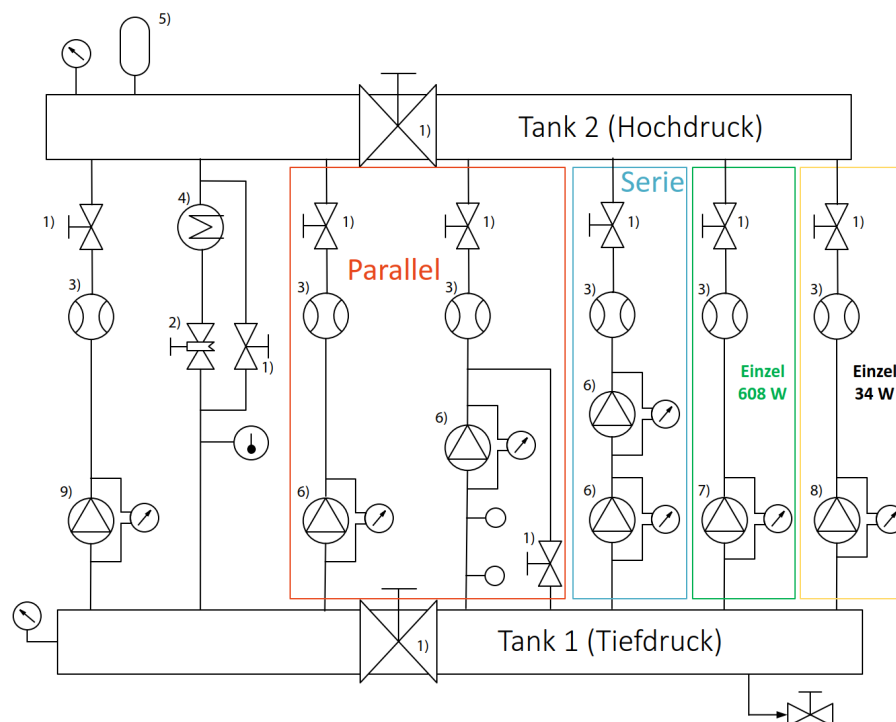


Abbildung 1.4: Schema des Pumpenprüfstandes

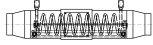
Nr.	Bild	Komponente	Bezeichnung	Beschreibung
1)		Ventil	Belimo Drosselklappe D6xxN ZD6N H150	Handventil zum unterbrechen einzelner Stränge
2)		Ventil	ARI-STEVI (PREMIO) 440 PN40, DN80, kvs 100, Edelstahl 1.4408	Regelventil zum automatischen verstellen der Anlagenkennlinie
3)		Durchfluss-Messgerät	Endress+Hauser (MID) Proline Promag 10D	Zur Messung des Volumenstromes des jeweiligen Stranges.
4)		Wärmeübertrager (WÜ)	IWS-Monje Gegenstrom-WÜ mit Rohrwendel	Ein-, Aus-Geregelter WÜ zwischen 25 und 30°C, um Wassertemperatur konstant zu halten.
5)		Druckausdehnungsgefäß	Aquapresso ADF 8.10	Zum ausgleichen des System-Fluidvolumens.
6)		Pumpe (Trockenläufer)	Grundfos NK 32-160/138 A2-F-A-E-BAQE	Pumpenlaufrad mit externem Asynchronmotor.
7)		Pumpe (Nassläufer)	Grundfos MAGNA3 40-150 F N	Moderne Hochleistungspumpe. Wird nur im Drehzahl-Modus betrieben.
8)		Pumpe (Nassläufer)	Grundfos ALPHA2 32-60 N 180	Gebräuchliche Heizungspumpe mit verschiedenen Betriebsmodi.
9)		Pumpe (Trockenläufer)	Grundfos NB 32-160172-AF2ABAE	Pumpenlaufrad mit externem Asynchronmotor. Wird als Pumpturbine betrieben.

Tabelle 1.1: Komponenten des Prüfstandes und deren Bezeichnungen (sämtliche Grafiken stammen von den Webseiten der Hersteller)

1.2 Ziel: Digitaler Zwilling

System-physikalische Prozesse und Verhalten, wie zum Beispiel dieses Pumpensystem, sind für Studenten schwer zu verstehen. Abhängigkeiten zwischen einzelnen Komponenten resultieren in nicht intuitivem Systemverhalten. Eine bewährte Methode, um Studenten mit solchen Systemen vertraut zu machen sind Laborversuche. Mithilfe von Testfragen werden die Studenten dabei angeleitet und geführt, um an einem einfachen System das Verständnis für diesen System-Typ zu verbessern. Der Erfolg hängt dabei von der Grösse der Studentengruppe und von der Zuverlässigkeit der Anlage ab. Jeder einzelne soll in der gegebenen Zeit mit der Anlage interagieren und verschiedene Szenarien ausprobieren können, damit der gewünschte Lernfortschritt erreicht wird.

Ein anderer Ansatz sind interaktive Simulationen, welche jeder Student auf seinem eigenen Computer ausführen kann. Statt eine Anlage zu bedienen, wird der Student eine digital animierte Simulation steuern, welche physikalisch korrekt reagiert und der Realität nachempfunden dargestellt ist. Wie beim realen Pendant können Parameter verändert und die Antwort des Systems darauf beobachtet werden. Grundlage dazu ist ein performantes, physikalisch korrekt abgebildetes mathematisches Modell der Anlage, ein sogenannter digitaler Zwilling. Da mit dem digitalen Zwilling keine Laborzeiten eingehalten werden müssen, kann sich der Student beliebig viel Zeit nehmen und muss keine Angst haben, dass er durch eine Fehlbedienung die Anlage beschädigen könnte. Mit spielerischen Elementen wie Highscores oder Auszeichnungen kann zudem die Motivation gesteigert und die Neugier des Teilnehmers geweckt werden (Gamification). Dadurch wird sich der Student viel intensiver mit dem System auseinandersetzen. Zudem können fürs Verständnis störende Effekte, wie zum Beispiel verrauschte Signale, in der Simulation abgeschaltet werden, sodass man sich besser auf die Physik konzentrieren kann und nicht durch solche «Effekte der Praxis» verunsichert wird.

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein performantes, physikalisch korrekt abgebildetes mathematisches Modell des unter Kapitel 1.1 beschriebenen Pumpenprüfstandes erstellt werden. Es soll die gleichen Möglichkeiten bieten wie der reale Prüfstand und genug performant sein, um Echtzeitsimulation zu ermöglichen. Zur Implementierung soll die Modellierungssprache Modelica eingesetzt werden.

2

Kapitel 2 Modellierung

Zur Modellierung von dynamischen, physikalischen Systemen hat sich der Port basierte Ansatz durchgesetzt. Ein Port ist ein konzeptionelles Interfaces, mit welchem charakteristische Grössen von einem Teilmodell zum anderen weitergereicht werden können. Durch geschickte Wahl der charakteristischen Grössen können Modellierungs-Domänen geschaffen werden, in welchen die für die jeweilige Domäne relevanten Phänomene richtig abgebildet werden. Die Ports erlauben ein modulares Modellieren. Es können damit einzelne Teilmodelle (Sub-Systeme) zu Gesamtmodellen erweitert werden, indem die Ports miteinander verbunden werden.

2.1 Zustands-Tetraeder

Bei physikalischen Domänen, ist eine Interaktion von zwei Sub-Systemen immer mit einem Energieaustausch, also einer Leistung gekoppelt. Um eine physikalische Domäne zu erschaffen, werden für die Ports zwei Variablen, ein Potential (e) und einen Fluss (f) der Grösse (q), so definiert, dass beide zusammen multipliziert eine Leistung ergeben ($P = e \times f$ [W]). Damit ergibt sich das Zustands-Tetraeder als Verkettung aller dynamisch relevanten Zustände dieser Domäne. Die charakteristische Grösse, das Potential, der Impuls und der Fluss der Grösse werden über die Zeit, den Widerstand, die Induktivität und die Kapazität miteinander verkettet. Eine grafische Veranschaulichung dieser Verkettung ist in Abbildung 2.1 zu sehen.

In Tabelle 2.1 ist diese Verkettung für einige physikalische Domänen ausgewertet. Durch eine Einheitenanalyse kann der Wahrheitsgehalt dieser anderen Sichtweise der Physik bestätigt werden. Während dieser systemphysikalische Ansatz für elektromagnetische Systeme weit verbreitet ist, so ist er für andere Domänen eher unbekannt. Dieser Ansatz ist jedoch für physikalische Systeme allgemein gültig und kann helfen das Verhalten eines dynamischen Systems zu modellieren, zu simulieren und damit auch zu verstehen.

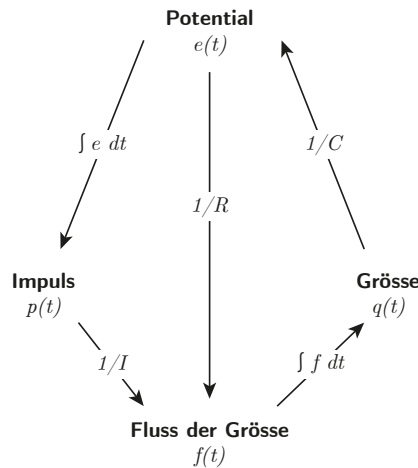


Abbildung 2.1: Das Zustands-Tetraeder

Tabelle 2.1 kann wie folgt interpretiert werden:

Aufgrund eines Potentials, welches auf das System wirkt, erfolgt ein Fluss der charakteristischen Grösse. Der Widerstand des Systems verkettet das Potential mit dem Fluss und bestimmt somit bei welchem Potential welcher Fluss resultiert. Wenn das System eine Induktivität, das heisst eine Trägheit besitzt, so wird ein Teil des Potentials genutzt, um Impuls aufzubauen. Denn die Induktivität bestimmt den Impuls des Systems bei einem bestimmten Fluss. Der Fluss des Systems mit einem positiven Impuls wird auch bei aussetzen des Potentials eine Zeit lang weiter fliessen, aufgrund seiner Induktivität. Die Kapazität beschreibt die Speicherfähigkeit des Systems. Ein anliegendes Potential kann Energie in das System speichern, welche bei nachlassen des Potentials wieder freigesetzt wird.

Und übersetzt für ein mechanisches System bedeutet dies:

Aufgrund einer Kraft, welche auf das System wirkt, erfolgt eine Geschwindigkeit. Die Dämpfungskonstante des Systems verkettet die Kraft mit der Geschwindigkeit und bestimmt somit bei welcher Kraft welche Geschwindigkeit resultiert. Wenn das System eine Masse, das heisst eine Trägheit besitzt, so wird ein Teil der Kraft genutzt, um Impuls aufzubauen. Denn die Masse bestimmt den Impuls des Systems bei einer bestimmten Geschwindigkeit. Die Geschwindigkeit des Systems mit einem positiven Impuls wird auch bei aussetzen der Kraft eine Zeit lang weiter bestehen bleiben, aufgrund seiner Massen(trägheit). Die Federkonstante beschreibt die Speicherfähigkeit des Systems. Eine anliegende Kraft kann Energie in das System speichern, welche bei nachlassen der Kraft wieder freigesetzt wird.

Diese Übersetzung kann für jede Domäne gemacht werden, dessen Fluss und Potential zusammen multipliziert eine Leistung ergibt und dessen Fluss die zeitliche Ableitung der charakteristischen Grösse ist.

Quellen: [1], [2], [3]

Domäne	Fluss der Grösse (f)	Potential (e)	char. Grösse ($q = \int f dt$)	Impuls ($p = \int e dt$)	Widerstand ($R = \frac{e}{f}$)	Induktivität ($I = \frac{p}{f}$)	Kapazität ($C = \frac{q}{e}$)
Elektro- magnetisch	Strom $[\frac{C}{s} = A]$	Spannung $[\frac{J}{C} = V]$	Ladung $[C]$	Flussverkettung $[V \cdot s]$	Widerstand $[\frac{V}{A} = \Omega]$	Induktivität $[\frac{V \cdot s}{A} = H]$	Kapazität $[\frac{C}{V} = F]$
Mechanisch (translation)	Geschwindigkeit $[\frac{m}{s}]$	Kraft $[\frac{J}{m} = N]$	Distanz $[m]$	Impuls $[N \cdot s]$	Dämpfungs- konstante $[\frac{N \cdot s}{m}]$	Masse $[\frac{N \cdot s}{\frac{m}{s}} = kg]$	Inverse der Federkonstante $[\frac{m}{N}]$
Hydraulisch/ Pneumatisch	Volumenstrom $[\frac{m^3}{s}]$	Druck $[\frac{J}{m^3} = Pa]$	Volumen $[m^3]$	Impuls (eines Fluidvolumens) $[Pa \cdot s]$	hydraulisch. Widerstand $[\frac{Pa \cdot s}{m^3}]$	Trägheit $[\frac{Pa \cdot s^2}{m^3} = \frac{kg}{m^4}]$	Kompressibilität $[\frac{m^3}{Pa}]$
Thermisch	Entropiestrom $[\frac{J \cdot s}{K} = \frac{W}{K}]$	Temperatur- differenz $[K]$	Entropie $[\frac{J}{K}]$	$[K \cdot s]$	$[\frac{K^2}{W}]$	$[\frac{K^2 \cdot s}{J}]$	$[J]$
Chemisch	Molekularfluss $[\frac{mol}{s}]$	chem. Potential (Gibbs-Energie) $[\frac{J}{mol}]$	anz. Moleküle $[mol]$	$[\frac{J \cdot s}{mol}]$	$[J \cdot s]$	$[J \cdot s^2]$	$[\frac{mol^2}{J}]$

Tabelle 2.1: Konventionelle Modellierungsdomänen und deren Variablen und Zustände[1]

2.2 Modelica

Modelica ist eine Programmier- bzw. Modellierungssprache zur Erstellung von dynamischen System-Modellen. Argumente, welche Modelica zu einer interessanten Sprache für Systemmodelle machen sind:

- Gleichungen statt Zuweisungen
Ermöglicht flexibel einsetzbare Modelle, da für Gleichungen die Datenflussrichtung nicht vorgegeben wird (akausal). Modelle können somit für verschiedene Datenflussrichtungen gebraucht werden, ohne diese umzuprogrammieren.
- Objektorientierung
Modelle sind Klassen. Somit sind viele Sprachkonstrukte der objektorientierten Programmierung unter Modelica gebräuchlich.
- Port basierte Systembildung
Modelle können über ihre Ports mit dem `connect()`-Befehl miteinander verknüpft werden. Damit werden Erhaltungsgleichungen, für Netzwerke aus mehreren Submodellen, automatisch generiert.
- Variablen mit Attributen (`start`, `min`, `max`, `nominal`, `unit`, `displayUnit`, ...)
Mit Attributen können zusätzliche Informationen zu den Variablen dem Solver mitgeteilt werden. Dies erhöht die Performance, Stabilität und Weiterverwendbarkeit der Modelle.
- Anheften von Informationen, welche das Modellverhalten nicht beeinflussen
Mit «Annotations» können dem Modell diverse Informationen mitgegeben werden. z.B Dokumentation, GUI-Verhalten, Blockschaltbilder, Debugging-Output, Simulationsparameter, usw.
- Performance
Vor dem Kompilieren werden sämtliche Gleichungen mathematisch vereinfacht und gekürzt (symbolisch transformiert). Anschliessend wird das Modell in C-Code umgewandelt und in ein Executable kompiliert, bevor es ausgeführt wird.

2.3 Modellierungsansatz

In diesem Kapitel werden die Annahmen und Vereinfachungen beschrieben, welche zur Erstellung des digitalen Zwillings des Pumpenprüfstandes getroffen wurden. Dazu wurde das System aus Sicht der stationären Betriebspunkte (Anlage- und Pumpenkennlinien), des dynamischen Verhaltens (Zustands-Tetraeder) und der Thermodynamik des Fluids (thermodynamische Zustände) untersucht. Basierend auf den Anforderungen an das Modell, wurde ein passender Modellierungsansatz gewählt.

2.3.1 Stationäre Sicht

Welche stationären Betriebspunkte könnten sich einstellen?

Im normalen Betrieb, würde man einen Pumpenstrang und den Strang mit dem Regelventil öffnen und die restlichen Stränge über Handventile schliessen. Dabei wird sich je nach Stellung des Regelventils und je nach Drehzahl der Pumpe, ein Betriebspunkt im ersten Quadranten des Pumpenkennfeldes einstellen. Überhaupt wird man sich mit dieser Konfiguration immer in den ersten Quadranten der hydraulischen Kennfelder der Komponenten (Ventile, Pumpen, Widerstände) bewegen.

Es besteht aber auch die Möglichkeit, zwei Pumpenstränge gleichzeitig zu öffnen. Wird nur eine der Pumpen aktiviert, so wird durch den zweiten aktivierten Pumpenstrang Wasser in entgegengesetzter Richtung fließen. Es werden sich nun Betriebspunkte im dritten Quadranten der hydraulischen Kennfelder (Ventile und Widerstände) einstellen. Da die zweite Pumpe rückwärts durchflossen wird, wird diese sich wie ein hydraulischer Widerstand verhalten. Das Laufrad wird sich mit der Strömung mitdrehen und ohne Leistungsaufnahme einen Widerstand der Strömung entgegen bringen.

Eine weitere Möglichkeit bei zwei aktiven Pumpensträngen besteht darin, dass beide Pumpen aktiviert sind, die eine jedoch stärker ist als die andere. Im Strang der stärkeren Pumpe wird das Wasser in vorgesehener Richtung strömen. Im Strang der schwächeren Pumpe wird das Wasser trotz eingeschalteter Pumpe in umgekehrter Richtung durch den Strang und somit auch die Pumpe fließen. Die Pumpe wird ein Betriebspunkt im vierten Quadranten ihres Kennfeldes, als sogenannte Pumpenbremse, einnehmen. Die Pumpe bezieht Leistung und bewirkt auch einen positiven Druckanstieg. Dieser reicht jedoch nicht, da die andere Pumpe zu stark ist und das Fluid wird trotzdem in verkehrter Richtung durch die Pumpe fließen.

Je nach Stellung der Handventile und je nach dem wie viele Pumpen gleichzeitig aktiviert sind, können sich demnach Betriebspunkte in verschiedenen Quadranten der hydraulischen Kennfelder der Komponenten einstellen. Die Komponenten-Modelle müssen also folgende Betriebspunkte abbilden können:

- Handventil und Regelventil: erster und dritter Quadrant
- Hydraulische Widerstände: erster und dritter Quadrant
- Pumpen (TL1-4, NL1&2): Arbeitscharakteristik im ersten und vierten Quadranten, sowie Leerlaufcharakteristik im ersten und dritten Quadranten
- Pumpe als Pumpturbine (TU): Arbeitscharakteristik in allen vier Quadranten, sowie Leerlaufcharakteristik im ersten und dritten Quadranten

2.3.2 Dynamisches Verhalten

Hydraulische Widerstände

Das Zusammenspiel aller hydraulischen Widerstände definiert die Anlagenkennlinie, welche zusammen mit der Pumpenkennlinie den Arbeitspunkt des Systems bestimmt. Während den transienten Anlauf-, Umschalt- und Abschaltvorgängen verändert sich die Anlagenkennlinie und damit der aktuelle Betriebspunkt im Kennfeld der Pumpen zeitlich, woraus ein dynamisches Systemverhalten resultiert.

Der hydraulische Widerstand ist gemäss Kapitel 2.1 definiert als

$$R = \frac{e}{f} = \frac{\Delta p}{\dot{V}}$$

Dieser Zusammenhang ist in der Hydraulik nicht ganz richtig, da der Druckverlust über einem hydraulischen Widerstand nicht linear mit dem Volumenstrom zunimmt, sondern quadratisch. Dies kann zum Beispiel mit der Bernoulli-Gleichung gezeigt werden. Der richtige Zusammenhang in der Hydraulik lautet

$$\Delta p = R_1 \cdot \dot{V}^2 = R_2 \cdot v^2$$

Der hydraulische Widerstandskoeffizient R kann dabei auf verschiedene Arten definiert werden. Für Rohrströmungen gilt

Gleichung 2.1 Druckverlust für Rohrströmungen

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \lambda \frac{L}{d} \cdot v^2$$

wobei L die Rohrlänge und d der Rohrdurchmesser ist. λ ist die Rohrreibungszahl und ist wiederum abhängig von Re (Reynolds-Zahl) und der Rauigkeit der Rohrwand. Die Varietät von λ wird jedoch in der Modellierung häufig vereinfacht. Die Abhängigkeit von Re kann vereinfacht werden, indem eine rein laminare oder rein turbulente Strömung angenommen wird. Zudem kann die Abhängigkeit von der Rauigkeit durch die Annahme einer hydraulisch glatten Wand häufig eliminiert werden.

Eine andere gängige Definition ist mittels des Druckverlustkoeffizienten ζ

Gleichung 2.2 Druckverlust mithilfe des Druckverlustkoeffizienten

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \zeta \cdot v^2$$

Auch der Druckverlustkoeffizient ζ ist eine Funktion von Re , kann jedoch meistens in guter Näherung als konstant angenommen werden. Der konstante Druckverlustkoeffizient kann aus einem bekannten Nominalpunkt (Druckverlust und Geschwindigkeit an einem nominellen Betriebspunkt) berechnet werden. Damit erhält man einen konstanten Druckverlustkoeffizienten, der zumindest in der Nähe des Nominalpunktes stimmt.

Gleichung 2.3 Druckverlustkoeffizient aus nominalem Betriebspunkt

$$\zeta = \frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta p_{nom}}{v_{nom}^2}$$

Eine weitere Möglichkeit den hydraulischen Druckverlust abzubilden, ist mithilfe eines Polynoms zweiter Ordnung. Dabei können die Koeffizienten a und b beliebig definiert werden.

Gleichung 2.4 Druckverlust mithilfe einem Polynom zweiter Ordnung

$$\Delta p = a \cdot v + b \cdot v^2$$

So kann zum Beispiel eine Messreihe gemacht werden, bei welcher der Druckverlust für verschiedene Volumenströme aufgezeichnet wird. Anschliessend wird dieses Polynom zweiter Ordnung (Gleichung 2.4) an die Messergebnisse angenähert und als Charakteristik für den Druckverlust verwendet. Ähnlich können beliebige Funktionen/Korrelationen für den Druckverlust mithilfe von Messreihen synthetisiert werden. Ein Beispiel für solche Korrelationen ist das „Handbook of hydraulic resistance“ von Idelchik [4].

Die Anlagenkennlinie wird neben diesen "passiven" hydraulischen Widerständen auch durch verschiedene aktive Widerstände beeinflusst, welche durch Stellparameter gesteuert werden. Der Druckverlust in Ventilen zum Beispiel ist abhängig von der Ventilstellung und wird mithilfe von Kv-Ventilcharakteristiken beschrieben. Der Druckverlust ist also abhängig von der Ventilstellung α und wird mithilfe eines Durchflussfaktors K_V berechnet.

Gleichung 2.5 Druckverlust von Ventilen

$$\Delta p = \frac{\rho}{K_V(\alpha)^2} \cdot \dot{V}^2$$

Folgende hydraulischen Widerstände sind im vorliegenden System zu finden:

- gerade Rohrstücke
- Krümmer
- T-Verzweigungen
- Ventile
- Wärmeübertrager
- Rohreinbauten (Düsen, Diffusoren, Druckmessbohrungen,...)
- Pumpen im Leerlauf

Hydraulische Kapazitäten

Die hydraulische Kapazität beschreibt die Nachgiebigkeit der Elemente des hydraulischen Systems. In erster Linie kommt diese Nachgiebigkeit durch die Kompressibilität der Flüssigkeit. Mögliche weitere Kapazitäten können Elastizitäten der Systemgrenze sein. Zum Beispiel elastische Rohre, Membranen oder bewegliche Wände. [5]

Die hydraulische Kapazität ist gemäss Kapitel 2.1 definiert als

Gleichung 2.6 Hydraulische Kapazität C [Nachgiebigkeit]

$$C = \frac{q}{e} = \frac{\Delta V}{\Delta p}$$

Im vorliegenden Fall wird die Flüssigkeit als inkompressibel betrachtet, siehe Kapitel 2.3.3. Zudem bewirkt das Druckausdehnungsgefäss, dass Volumenänderungen des Fluids aufgrund von thermischer Ausdehnung, den Systemdruck nicht relevant beeinflusst. Das System ist ein abgeschlossenes, entlüftetes System mit einem Systemdruck über atmosphärischem Druck im ausgeschalteten Zustand. Somit wird angenommen, dass keine kompressiblen Luftvolumen im System vorhanden sind. Die Leitungen und Armaturen des Systems sind allesamt aus Stahl oder ähnlich starren Werkstoffen. Druckänderungen im System befinden sich alle in der Grössenordnung um 1bar. Dieser geringe Druck bewirkt eine vernachlässigbare Ausdehnung der Leitungen und Armaturen.

Aus diesen Gründen wird keine Kapazität im System modelliert.

Hydraulische Induktivitäten

Die hydraulische Induktivität beschreibt die Kraft die benötigt wird, um eine Flüssigkeit im System zu beschleunigen. Sie beschreibt also die Trägheit der Fluid-Masse im System. [5]

Die hydraulische Induktivität ist gemäss Kapitel 2.1 definiert als

$$I = \frac{p}{f} = \frac{\int \Delta p dt}{\dot{V}}$$

Von Newton wissen wir, dass es eine Kraft braucht, um eine Masse zu beschleunigen

$$F_m = m \cdot a = m \cdot \frac{dv}{dt}$$

In der Hydraulik bewegt sich Fluidmasse immer aufgrund von Druckgradienten. Im Fall von konstanten Ein- und Austrittsquerschnitten gilt demnach

$$F_{\Delta p} = A \cdot \Delta p$$

Daraus folgt

$$F_m = F_{\Delta p}$$

$$m \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{d\dot{V}}{dt} = A \cdot \Delta p$$

umgeformt bedeutet das

Gleichung 2.7 Hydraulische Induktivität [Trägheit] (Annahme: konstanter Querschnitt)

$$\Delta p = I \cdot \frac{d\dot{V}}{dt} = \frac{m}{A^2} \cdot \frac{d\dot{V}}{dt}$$

Aus Gleichung 2.7 ist ersichtlich, dass hydraulische Induktivitäten überall dort auftreten, wo Wassermassen in Bewegung versetzt werden. Im vorliegenden System ist das jeweils die Wassermasse der aktiven Stränge. Um die Induktivitäten des Systems abzubilden, muss daher für jeden Systemabschnitt ein Fluidvolumen modelliert werden, damit bei Aktivierung und Deaktivierung von Strängen jeweils die richtige Fluidmasse berücksichtigt wird. Um Trägheit der Fluidmasse im vorliegenden System abzubilden, wird die Impulsgleichung für die jeweiligen Fluidvolumen 1-dimensional diskretisiert implementiert werden.

2.3.3 Thermodynamik des Fluids

In diesem Kapitel soll ermittelt werden, welches Fluidmodell verwendet werden soll. Relevante Grössen für diese Entscheidung sind Temperaturänderungen, Druckänderungen und Volumenänderungen des Systems.

- Maximale Druckänderung: 2.1bar (durch aktivieren des Stranges mit zwei seriellen Pumpen)
- Möglicher Temperaturbereich: 20 bis 30°C (Wärmeübertrager verhindert ein Übersteigen der Temperatur von 30°C)
- Volumenänderungen: Das Druckausdehnungsgefäss lässt das Volumen des Systems leicht anwachsen, wenn sich das Wasser ausdehnt

Durch das aktivieren der Pumpen wird sich der Systemdruck auf der Hochdruckseite erhöhen und auf der Tiefdruckseite etwas verringern. Es wird jedoch im ganzen System keine Druckänderung höher als 2.1bar wahrgenommen werden. Hydraulische Widerstände, sowie die Pumpen bringen durch dissipation Wärme ins System. Dies bewirkt ein ansteigen der Wassertemperatur und der Armaturen. Der eingebaute Wärmeübertrager wird sich einschalten, sobald das Wasser eine Temperatur von 25°C überschritten hat und kühlt das Wasser, bis es wieder 25°C erreicht. Somit wird gewährleistet, dass das Wasser niemals über 30°C steigen wird, auch bei längerem Betrieb der Anlage. Am Hochdrucktank ist zudem ein Druckausdehnungsgefäss installiert. Dieses soll verhindern, dass Volumenänderungen des Wassers aufgrund von Temperaturänderungen zu grossen Druckänderungen führen. Das Systemvolumen wird sich bei Temperaturerhöhung leicht vergrössern, das Druckausdehnungsgefäss wird grosse Druckänderungen somit verhindern.

Aufgrund dieser Betrachtungen kann das Fluid bzw. das Wasser für die Modellierung als inkompressibel angenommen werden.

2.4 Best Practise

Beim Modellieren von Systemmodellen haben sich einige Dinge bewährt, welche beachtet werden sollten, um numerische Fehler und Performance-Einbussen zu vermeiden. Dieses Kapitel zeigt solche Problemstellungen auf und wie sie gelöst werden können.

2.4.1 Modellstruktur

Bei hydraulischen Modellen wird grundsätzlich zwischen zwei Arten von Modellen unterschieden:

1. Durchfluss-Modelle

Durchfluss-Modelle sind Komponenten, in denen die Impulsgleichung gelöst wird, um aus dem vorhandenen Massenstrom ein Druckverlust zu rechnen oder umgekehrt.

2. Volumen-Modelle

Volumen-Modelle sind Komponenten mit internen Fluid-Volumen, in denen die Massen- und Energierhaltung durchgeführt werden.

Bei der Modellierung muss nun darauf geachtet werden, dass niemals zwei Durchfluss-Modelle oder zwei Volumen-Modelle in Serie geschaltet werden. Wenn zwei Durchfluss-Modelle verbunden werden, ist der Druck in der Verbindungsstelle unbekannt und der Solver muss iterativ den Druck bei jedem Zeitschritt herausfinden. Wenn zwei Volumen-Modelle verbunden werden heisst das, dass der Druck der beiden verbundenen Volumen gleich ist, nicht aber die Temperatur. Der Solver muss nun die Temperaturen der Volumen bei jedem Zeitschritt ausgleichen. Beides führt zu gekoppelten, nichtlinearen Gleichungssystemen, welche den Solver viel Performance kostet um sie zu lösen.

Bei der Modellierung soll deshalb immer zwischen diesen beiden Modell-Typen abgewechselt werden, um komplizierte Gleichungssysteme zu verhindern. [6]

2.4.2 Nulldurchgang mit inkompressiblen Medien

Wenn in einem thermo-hydraulischen Systemen mit einem inkompressiblen Fluid-Modell die Flussrichtung geändert wird, so resultiert das in einer thermischen Singularität im Fluid-Modell. Solver mit variablen Schrittweiten für die Integration, werden an dieser Singularität die Fluid-Temperatur ins unendliche steigern, bis die Temperatur die Grenztemperatur des Fluid-Modells erreicht. An dieser Stelle wird der Solver mit einer Fehlermeldung abbrechen. Abhilfe schafft eine Temperatur-Randbedingung im System, welche die Fluid-Temperatur fixiert und somit diese Grenztemperatur im Nulldurchgang nicht erreicht wird.

2.4.3 Initialisierung von geschlossenen hydraulischen Systemen

Geschlossene thermo-hydraulische Systeme mit stationärer Initialisierung und inkompressiblem Fluid-Modell können nicht initialisiert werden, auch wenn für die Initialisierung gute Startwerte definiert wurden. Das Problem hierbei ist, dass beim inkompressiblen Fluid-Modell die Dichte konstant und somit keine Gleichung vorhanden ist, um das Systemvolumen aus dem Startdruck zu berechnen. Abhilfe schafft eine Druck-Randbedingung oder ein Expansionsgefäß (z.B. ExpansionVessel aus der Buildings-Bibliothek). Es muss dabei unbedingt beachtet werden, dass keine Massen in die Komponenten fließen, da sie sonst das Systemverhalten ungewollt beeinflussen. [7], [8]

2.4.4 Regler mit Hysterese

Wird ein Ein/Aus Regler im System verwendet, so muss eine Hysterese für die Ein- und Ausschaltbedingung gesetzt werden. Ansonsten wird der Regler aufgrund von numerischem Rauschen dauernd ein- und ausschalten. Dieses dauernde umstellen der Gleichungen kann den Zeitintegrator zum Stillstand zwingen. [7]

2.4.5 Lookup-Tabellen vermeiden

Bei der Verwendung von Lookup-Tabellen, muss der Solver aus den Tabellenwerten bei jedem Zeitschritt anhand vom gewählten Interpolationsverfahren iterativ den gesuchten Wert aus der Tabelle ermitteln. Performanter ist es stattdessen Funktionen zu verwenden mit welchen der richtige Wert mathematisch eindeutig ermittelt werden kann. Zudem machen Lookup-Tabellen nach dem kompilieren zu JavaScript häufig Probleme. Deshalb wird empfohlen Lookup-Tabellen zu vermeiden, falls das Modell später in JavaScript kompiliert, verwendet werden soll.

2.4.6 Numerisch stabile Funktionen

Wann immer möglich müssen für die Modellierung numerisch stabile Funktionen verwendet werden. Vor allem thermo-hydraulische Systeme bereiten oft Probleme, wenn nicht numerisch stabile Funktionen verwendet werden. Numerisch stabile Funktionen sind Funktionen, welche folgende Bedingungen erfüllen:

- allgemein stetige Funktion (keine Knicke, Sprünge oder undefinierte Stellen)
- allgemein stetige erste Ableitung, die niemals Null wird
- allgemein monotone Funktion (keine Wendepunkte); Nur nötig, falls Funktion in beide Richtungen verwendet werden soll.

Kapitel 3

3 Komponenten-Modelle

Dank dem Port basierten Ansatz von Modelica ist es möglich die Komponenten eines Systems einzeln zu modellieren, zu validieren und auf ihre Stabilität zu prüfen, bevor sie zum Gesamtsystem zusammengesetzt werden. Dadurch können viele Modellierungsfehler bereits in den einfacheren Komponenten-Modellen erkannt und behoben werden, bevor das Modell komplex und die Fehlersuche schwierig wird.

Der digitale Zwilling des Pumpenprüfstandes wird aus den Komponenten-Modellen Pumpen, Ventile, T-Verzweigungen, gerade Rohre, Krümmer und Einbauten bestehen. In folgenden Kapiteln werden die einzelnen Komponenten-Modelle erklärt und mithilfe von Datenblatt und Messungen validiert.

3.1 Pumpe

Die Pumpen definieren durch ihre Spezifikation das Verhalten des vorliegenden Systems. Sie sind somit die wichtigsten Komponenten des Systemmodells, insbesondere im Bezug auf Systemverhalten und stationäre Betriebswerte. Da mit dieser Arbeit der Pumpenprüfstand so realitätsgetreu wie möglich modelliert werden soll, wurde dem Pumpenmodell besondere Beachtung geschenkt. Für jede Pumpe wurde das komplette Kennlinienfeld in zwei Quadranten, also dem Pumpenbetrieb (1.Quadrant) und der Pumpenbremse (4.Quadrant) für den Arbeitsbetrieb, sowie für den Leerlauf gemessen und aufgenommen. Zudem wurden transiente Drucksignale des Druckaufbaus über den Pumpen für verschiedene Drehzahlsprünge aufgezeichnet.

Es wurde ein Pumpenmodell erstellt, das alle vorhandenen Pumpentypen (TL1-4, NL1-2, TU) durch geeignete Parametrierung abbilden kann. Als Grundlage wurde die «PrescribedPump» aus der Modelica Standard Bibliothek (MSL) verwendet und diese mit zusätzlichen Funktionen ergänzt. Die «PrescribedPump» der MSL ist ein Modell für eine Zentrifugalpumpe, bei der die Drehzahl vorgegeben/forciert wird. Mit dieser vorgegebenen Drehzahl und dem hydraulischen Widerstand der Anlage, ermittelt das Modell mithilfe der hinterlegten Durchflusscharakteristiken den Betriebspunkt der Anlage. Der Betriebspunkt bestimmt Volumenstrom und Druckaufbau der Pumpe. Alle weiteren Betriebsgrößen der Pumpe werden anhand dieses ermittelten Betriebspunktes über die weiteren Charakteristiken und/oder Gleichungen berechnet.

Dieses Modell scheint für den Pumpenprüfstand geeignet, da auch auf der realen Anlage über das Bedienpanel des Prüfstandes eine Drehzahl vorgegeben wird, anhand deren sich der Betriebspunkt der Anlage einstellt. Das Modell musste mit zusätzlichen Funktionen ergänzt werden, damit es alle notwendigen Betriebsgrößen berechnen kann.

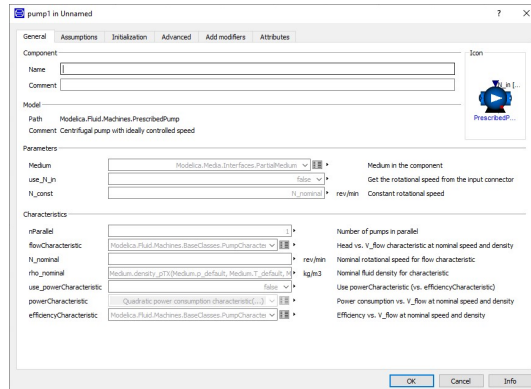


Abbildung 3.1: Parameter des Pumpen-Modells aus der MSL

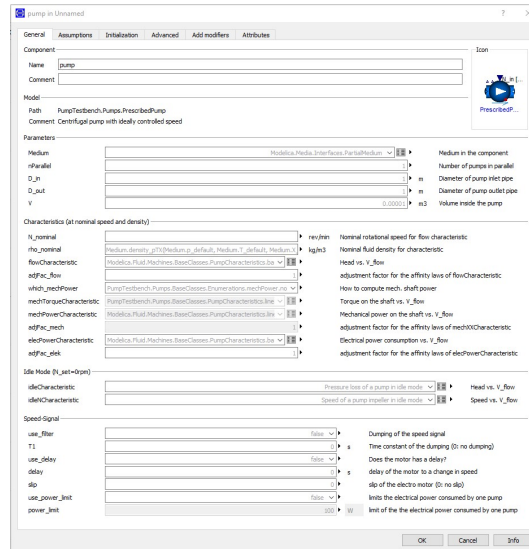


Abbildung 3.2: Parameter des modifizierten Pumpe-Modells

Parameters

Die Möglichkeit einer konstanten Drehzahl statt einer Vorgabe über den Signal-Port wurde entfernt. Dafür wurden Geometrieinformationen (Ein- und Austrittsdurchmesser und inneres Fluid-Volumen) ergänzt. Dank den Durchmessern kann die kinetische Energie und dank dem Volumen der Speicherterm in der Energiebilanz berücksichtigt werden. Dieser Speicherterm beeinflusst die Modellstruktur der Pumpe positiv, so wie in Kapitel 2.4.1 beschrieben.

Speed-Signal

Mit diesen Parametern kann das Drehzahlsignal vom Signal-Port vor der Weitergabe an die Charakteristiken manipuliert werden. So kann die Dynamik des Motors und der mechanischen Bauteile vor dem Laufrad modelliert werden. Mit dem Filter kann eine Trägheit (Induktivität) auf mechanischer Seite abgebildet werden. Dabei wird das Drehzahlsignal zu einem PT2-Verhalten mit Zeitkonstante T1 gezwungen. Mit dem «delay» kann dem Signal eine Zeitverzögerung hinzugefügt werden und mit «Schlupf» wird der Schlupf des Elektromotors modelliert. Der Schlupf ist dabei ein konstanter Wert und ist nicht von Temperatur und Drehmoment abhängig.

Zusätzlich kann eine Begrenzung für die elektrische Aufnahmeleistung der Pumpe gesetzt werden. Dabei wird das Drehzahlsignal mithilfe eines Reglers reduziert, falls die elektrische Aufnahmeleistung der Pumpe über das Limit zu kommen droht.

Characteristics

In diesem Abschnitt werden die Charakteristiken für den Arbeitsbetrieb der Pumpe hinterlegt. Also die Charakteristiken, die angewendet werden sollen, wenn ein Drehzahlsignal anliegt. Die Nominalwerte geben an, für welche Drehzahl und Dichte die Charakteristiken angegeben wurden. Mithilfe der Ähnlichkeitsbeziehungen werden die Charakteristiken an die aktuell anliegende Drehzahl angepasst. Mit den Korrekturfaktoren können diese Ähnlichkeitsbeziehungen justiert werden, um das ganze Drehzahlpektrum möglichst realitätsgetreu abbilden zu können. Dazu mehr im Kapitel 3.1.1.

Idle Mode

In diesem Abschnitt werden die Leerlaufcharakteristiken der Pumpe hinterlegt. Also die Charakteristiken, die angewendet werden sollen, wenn kein Drehzahlsignal anliegt. Wenn kein Drehzahlsignal anliegt ist die Pumpe ausgeschaltet, sie wirkt nur noch als hydraulischer Widerstand. Über die Durchflusscharakteristik wird definiert, welchen Druckverlust die Pumpe generiert und mit der Drehzahlcharakteristik, welche Drehzahl das Pumpenlaufrad hat, wenn es mit der Strömung mitdreht.

3.1.1 Modellaufbau

Als Grundlage für das Pumpenmodell wurde die «PrescribedPump» der MSL verwendet. Deshalb orientiert sich der Modellaufbau auch stark an diesem Modell. Neben den oben ersichtlichen Anpassungen, wurden eigene Funktionen für sämtliche Nominalcharakteristiken erstellt. Damit können die Messungen möglichst exakt abgebildet werden. Der sinngemässe Aufbau des Modells ist in Tabelle 3.1 verdeutlicht.

Die äusserste Modellebene bildet die «PrescribedPump» aus dem Package «Pump-Testbench». Auf dieser Ebene wird das angesetzte Drehzahlsignal gemäss Parametern modifiziert. Die nächst tiefere Ebene bildet die «ExtPartialPump». Auf dieser Ebene sind die Nominalcharakteristiken und die zugehörigen Gleichungen zur Bestimmung des Betriebspunktes und zur Berechnung der daraus resultierenden Betriebsgrössen hinterlegt. Eine Ebene tiefer befindet sich das «PartialLumpedVolume». Dies ist das Fluid-Volumen der Pumpe, welches dessen Systemgrenze definiert und über welches die Masse und Energie bilanziert wird. Die Modelle «HeatTransfer» und «TwoPort» definieren Ports durch welche physikalische Grössen die Systemgrenze betreten oder verlassen können.

Sämtliche Nominalcharakteristiken sind numerisch stabile Modelica-Funktionen (siehe 2.4.6), welche mithilfe der Messungen von 3.1.2 ermittelt wurden.

PumpTestbench.Pumps.PrescribedPump	
Variablen Signal-Port:	
N_{set}	
sinngemässe Gleichung:	
$N =$	
$max((dumped(delay(N_{set}) - slip \cdot dumped(delay(N_{set}) - Limiter(P_{el}, P_{limit}))), 0)$	
PumpTestbench.__.ExtPartialPump	
Strömungsgleichungen:	
$\dot{m} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \dot{V} \cdot \rho$	
$\Delta p = p_{out} - p_{in} = \left(\frac{N}{N_{nom}}\right)^{(2 \cdot adj)} \cdot Durchflusscharakteristik(\dot{V} \cdot \frac{N}{N_{nom}})$	
$\Delta p_{LL} = p_{out} - p_{in} = Durchflusscharakteristik(\dot{V})$	
$N_{LL} = Drehzahlcharakteristik(\dot{V})$	
Leistungsgleichungen:	
$\dot{H} = \dot{m}_{in}(h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2}) - \dot{m}_{out}(h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2})$	
$\dot{W} = P_{el} = \left(\frac{N}{N_{nom}}\right)^{(3 \cdot adj)} \cdot Leistungsscharakteristik(\dot{V} \cdot \frac{N}{N_{nom}})$	
$\dot{W}_{LL} = P_{el} = 0$	
$M = \left(\frac{N}{N_{nom}}\right)^{(2 \cdot adj)} \cdot Drehmomentscharakteristik(\dot{V} \cdot \frac{N}{N_{nom}})$	
$M_{LL} = 0$	
$P_{mech} = 2\pi \cdot \frac{N}{60} \cdot M$	
$P_{hyd} = \dot{V} \cdot (\Delta p + \frac{v_{out}^2 - v_{in}^2}{2})$	
Pumpenwirkungsgrad:	
$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{el}}$	
LL: Leerlauf	
adj: Korrekturfaktoren	
MSL.__.PartialLumpedVolume	
Innere-Energie: $U = V \cdot \rho \cdot u$	
Massenerhaltung: $\frac{dV \cdot \rho}{dt} = \dot{m}$	
Energieerhaltung: $\frac{dU}{dt} = \dot{H} + \dot{Q} + \dot{W}$	
MSL.__.HeatTransfer	
Variablen Heat-Port: $\dot{Q}$	
MSL.__.TwoPort	
Variablen Fluid-Port: $p_{in}, p_{out}, \dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}, h_{in}, h_{out}$	

Tabelle 3.1: Sinngemässer Modellaufbau des Pumpenmodells

3.1.2 Ausmessen der realen Pumpen

Aus Kapitel 3.1.1 wird ersichtlich, dass der Kern des Pumpenmodells die hinterlegten Charakteristiken sind. Deshalb müssen diese Charakteristiken möglichst realitätsgetreu im Modell implementiert werden können. Dazu wurden alle Pumpen-Typen, wie bereits zu Beginn von Kapitel 3.1 beschrieben, im Labor ausgemessen. Für diese Arbeit wurde viel Zeit investiert, um eine solide Datenbasis zur Erstellung und Validierung der Pumpenmodelle zu erschaffen.

Die Nominalcharakteristik entstand, indem eine Messreihe einer Drehzahl bestimmt wurde und ein Polynom durch dessen Messpunkte angeglichen wurde. Dieses Polynom diente fortan als Nominalcharakteristik. Mithilfe der Ähnlichkeitsbeziehungen wird diese Nominalcharakteristik schliesslich für alle möglichen Drehzahlen modifiziert. Je nach Pumpentyp wurden Nominalcharakteristiken für Durchfluss (Arbeitsbetrieb), elektrische Aufnahmeleistung, mechanische Wellenleistung, Durchfluss (Leerlauf) und Drehzahl (Leerlauf) erstellt.

Die Ergebnisse dieser Messungen und der Vergleich zur modellierten Pumpe sind in Kapitel 3.1.3 für jeden Pumpentyp zu sehen.

3.1.3 Validierung

Zur Validierung des Pumpenmodells wurden jeweils eine Messreihe und eine Simulationen gegenüber gestellt. In Abbildung 3.3 ist der Simulationsaufbau zu sehen, mit welchem das Kennlinienfeld der Pumpe simuliert werden soll. Dazu werden mehrere Pumpen gleichzeitig simuliert, welche jeweils eine konstante Drehzahl vorgegeben bekommen. Die Massenstromrandbedingung (links der Pumpe) lässt diese mithilfe einer Rampe alle Betriebspunkte zwischen einem bestimmten negativen und positiven Volumenstrom durchlaufen. Das Pumpen-Modell wird so, gemäss den hinterlegten Charakteristiken, andere Werte für Druckdifferenz, elektrische Aufnahmeleistung, hydraulische Leistung, mechanische Leistung und Wellen-Drehmoment berechnen. Für die unterste Pumpe wird eine Drehzahl von Null vorgegeben. Diese Pumpe befindet sich somit im Leerlauf und wird sich wie ein hydraulischer Widerstand verhalten.

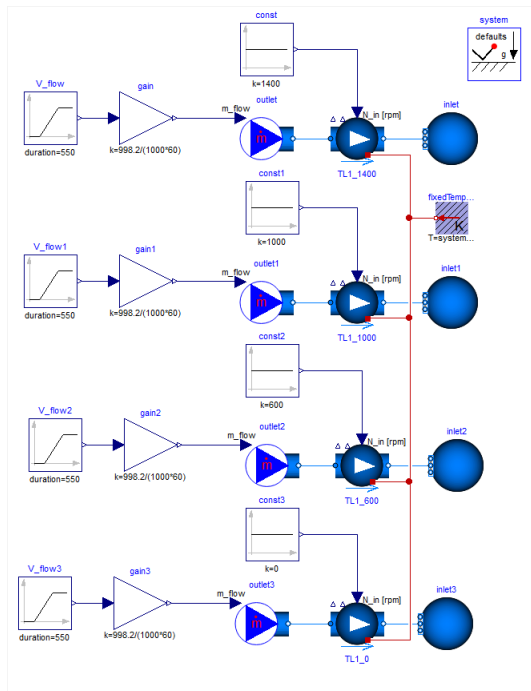


Abbildung 3.3: Simulationsaufbau zur Abbildung des Kennlinienfelds. Konstante Drehzahl an Pumpen und Rampe der Massenstrom-Randbedingung

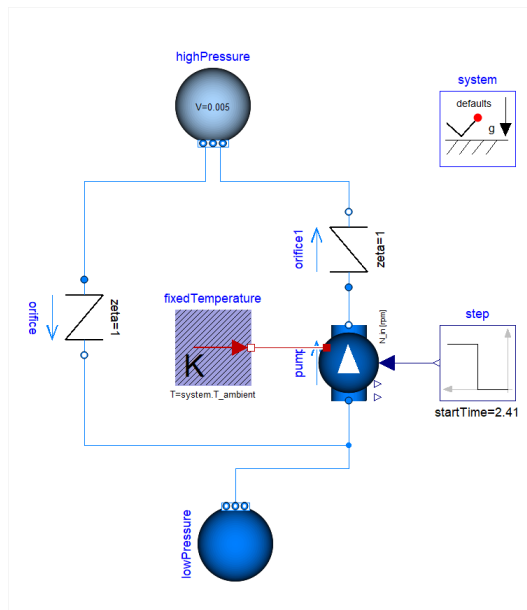


Abbildung 3.4: Simulationsaufbau zur Abbildung des transientes Anlaufverhaltens auf einen Drehzahlsprung

In Abbildung 3.4 ist der Simulationsaufbau zu sehen, mit welchem das transiente Anlaufverhalten simuliert werden soll. Die Pumpe muss hier gegen einen hydraulischen Widerstand arbeiten, der mit Nominalwerten definiert und so eingestellt ist, dass er stationär den gleichen Druckverlust erzeugt, wie das reale System während der Messung. Die Pumpe wird mit einem Drehzahlschritt beaufschlagt und das resultierende transiente Drucksignal verglichen mit einem gemessenen Drucksignal vom Prüfstand.

Die nachfolgenden Abbildungen 3.5 bis 3.13 zeigen die Vergleiche (Kennlinienfeld und transientes Anlaufverhalten) für alle modellierten Pumpen-Typen. Die schwarzen Linien sind jeweils die Kurven aus deren Datenblatt. Die farbigen Linien sind die Simulationen und gepunktet sind die Messungen, gemessen direkt am Prüfstand.

Trockenläufer-Pumpe (TL1-4)

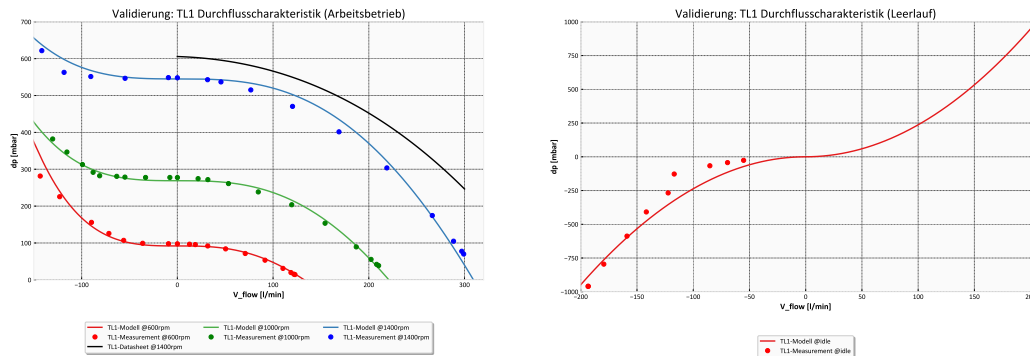


Abbildung 3.5: Vergleich der Simulation mit Datenblatt und Messwerten (Durchflusscharakteristik)

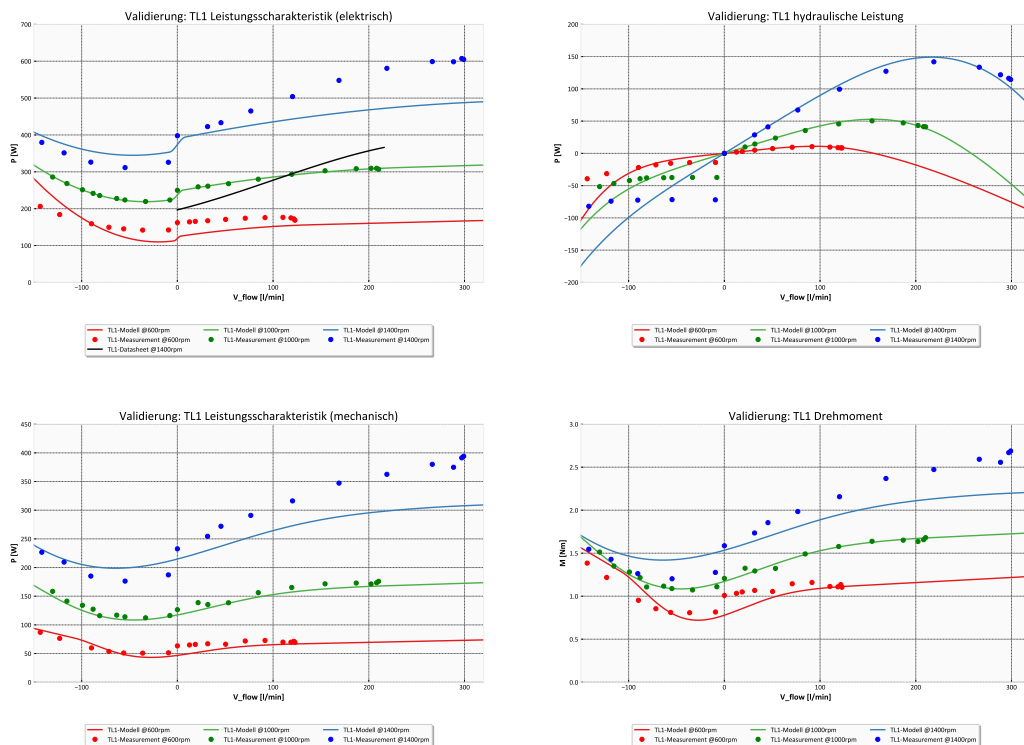


Abbildung 3.6: Vergleich der Simulation mit Datenblatt und Messwerten (Leistungscharakteristik)

Wie in Abbildung 3.6 (Leistungscharakteristik, elektrisch) zu sehen ist, besteht eine grosse Abweichung zwischen Datenblatt (schwarz) und Messung (blaue Punkte). Diese Abweichung wurde durch erneute Messungen mit anderen Konfigurationen bestätigt. Ein Messfehler kann somit ausgeschlossen werden. Es ist tatsächlich so, dass die Kombination (Elektromotor, Kupplung, Laufrad) zusammen mehr elektrische Leistung bezieht als spezifiziert. Da der Druckaufbau nicht stark vom Datenblatt abweicht, muss

davon ausgegangen werden, dass die zusätzliche Leistung irgendwo im mechanischen Strang zwischen Kupferwicklungen und Laufrad verloren geht. Eine abschliessende Erklärung konnte bis jetzt nicht gefunden werden.

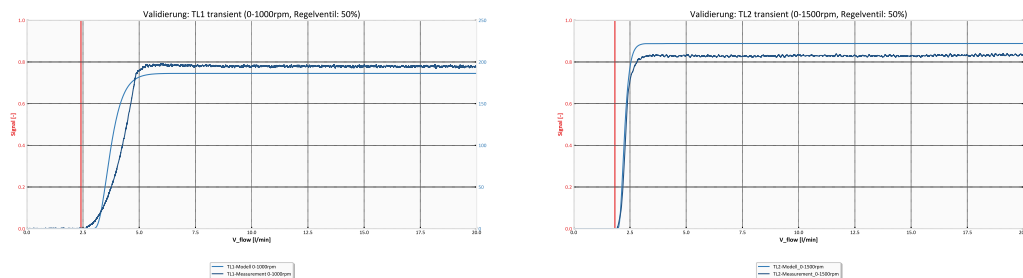


Abbildung 3.7: Vergleich der Simulation mit transientem Messsignal (transientes Anlaufverhalten)

In Abbildung 3.7 (links) ist zu sehen, dass das transiente Anlaufsignal der TL1 mithilfe der Dämpfung auf dem Drehzahlsignal und somit der Induktivität des Motors nicht kongruent gemacht werden kann. Dies liegt daran, dass dieser Pumpe eine Anlauframpe einprogrammiert wurde, um ihr Drehzahlvariabilität zu geben. Im Gegensatz dazu kann das transiente Anlaufsignal der TL2 (ohne Anlauframpe) mit der Dämpfung auf dem Drehzahlsignal korrekt abgebildet werden.

Hochleistungs-Nassläufer-Pumpe (NL1)

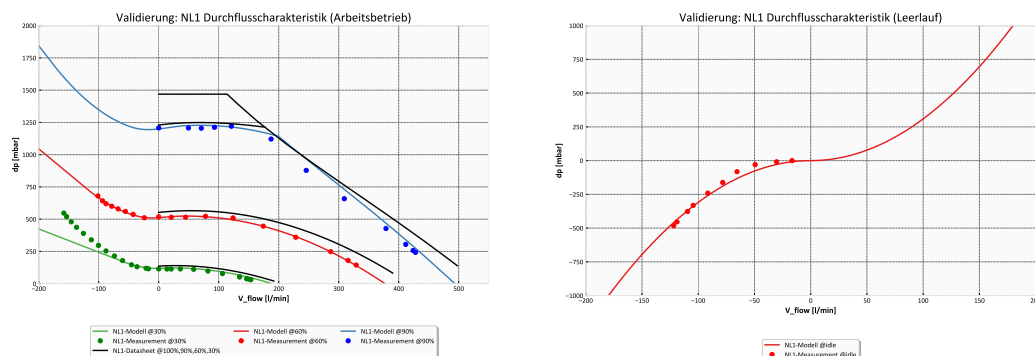


Abbildung 3.8: Vergleich der Simulation mit Datenblatt und Messwerten (Durchflusscharakteristik)

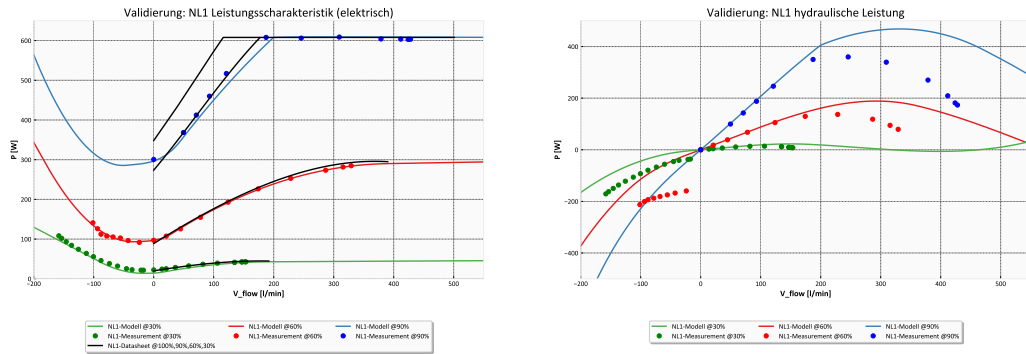


Abbildung 3.9: Vergleich der Simulation mit Datenblatt und Messwerten (Leistungscharakteristik)

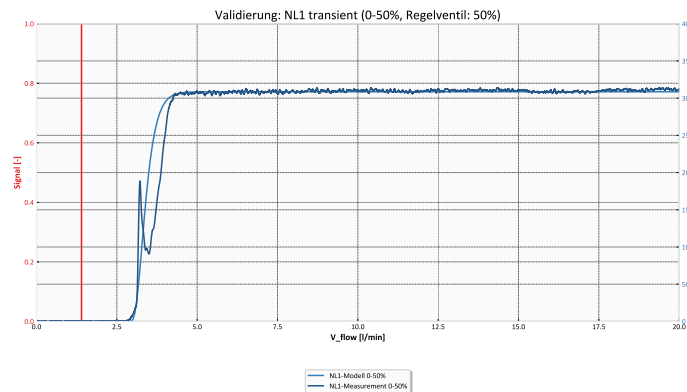


Abbildung 3.10: Vergleich der Simulation mit transientem Messsignal (transientes Anlaufverhalten)

Alle Vergleiche Simulation-Messung-Datenblatt liegen bei der geregelten Hochleistungspumpe in einem sehr guten Rahmen.

Heizungs-Pumpe (NL2)

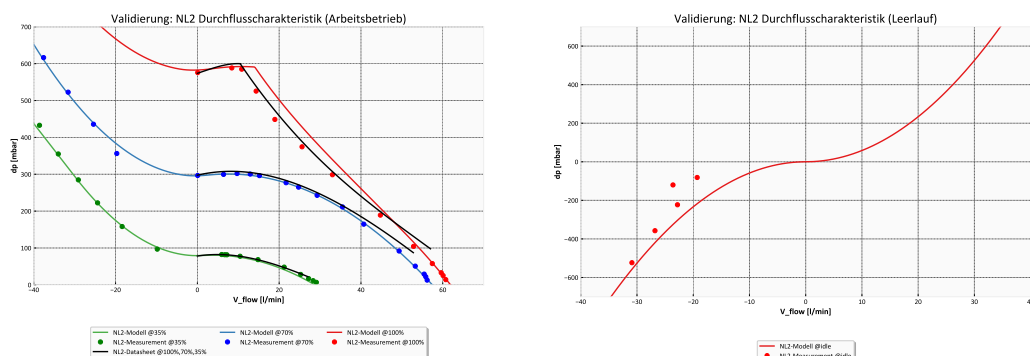


Abbildung 3.11: Vergleich der Simulation mit Datenblatt und Messwerten (Durchflusscharakteristik)

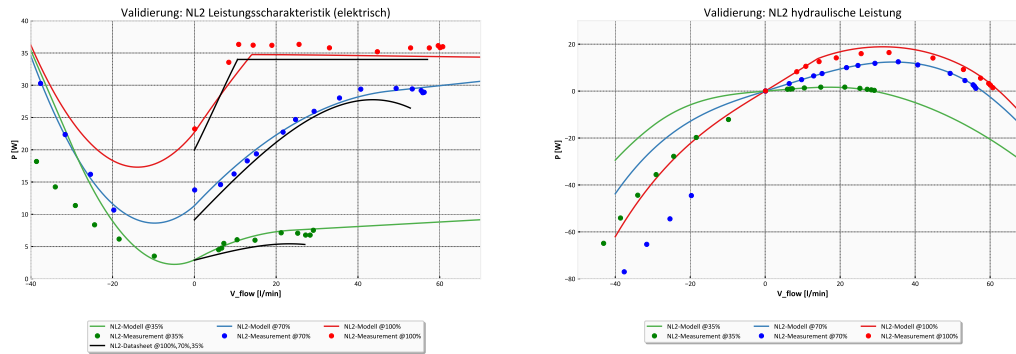


Abbildung 3.12: Vergleich der Simulation mit Datenblatt und Messwerten (Leistungscharakteristik)

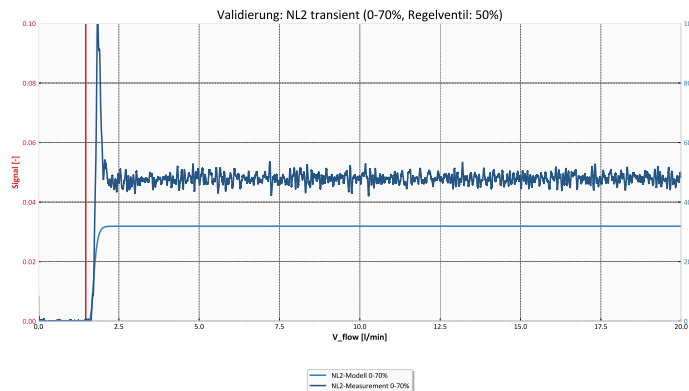


Abbildung 3.13: Vergleich der Simulation mit transientem Messsignal (transientes Anlaufverhalten)

Alle Vergleiche Simulation-Messung-Datenblatt liegen bei der geregelten Heizungspumpe in einem sehr guten Rahmen. Einzig die Totzeit beim Anlaufvorgang der Pumpe konnte nicht abschliessend spezifiziert werden. Diese beträgt in verschiedenen Messungen zwischen 0.1 bis 1 Sekunde. Ein Muster konnte nicht festgestellt werden.

3.2 Ventil

Die Ventile sind die Elemente, welche die grössten Druckverluste produzieren. Demnach sind sie die dominanten hydraulischen Widerständen im vorliegenden System. Sie sind neben den Pumpen massgeblich für das Systemverhalten und die Werte der stationären Betriebspunkte verantwortlich.

3.2.1 Modellaufbau

Als Modell wurde das «ValveIncompressible» der MSL verwendet. Dazu wurden eigene Funktionen für die Ventilcharakteristiken erstellt, um die Charakteristiken der Ventile besser abbilden zu können. Der sinngemässe Aufbau des Modells ist in Tabelle 3.2 verdeutlicht.

Die äusserste Modellebene bildet das «ValveIncompressible» aus der MSL. Auf dieser Ebene wird der Druckverlust gemäss Kapitel 2.3.2 definiert. Wobei $K_V(\alpha)$ durch eine dimensionslose Ventilcharakteristik und eine Durchflusszahl (A_{V1} , K_{V1} oder C_{V1}) für genormte Bedingungen ($\alpha = 1$, $\Delta p = 1 \text{ bar}$, $T = 5 \dots 30^\circ \text{C}$) ermittelt wird. Eine Ebene tiefer wird das Input-Signal mit einer Dämpfung (Modellierung der Induktivität des Stellmotors) und einem Limit (numerische Stabilität) versehen. Darunter befindet sich das «PartialTwoPortTransport». Ein Standard-Modell der MSL für die Systemgrenze einer durchströmten Komponente ohne innerem Volumen. Das Modell «TwoPort» definiert Ports durch welche die physikalischen Grössen die Systemgrenze betreten oder verlassen können.

MSL.Fluid.Valves.ValveIncompressible	
Strömungsgleichungen:	
$\Delta p = \frac{1}{(\text{Ventilcharakteristik}_{dim-loss}(\alpha) \cdot A_{V1})^2} \cdot \rho \cdot \dot{V}^2$	
Fluid.Valves.BaseClasses.PartialValve	
Variablen Signal-Port:	
α_{set}	
sinngemässe Gleichung:	
$\alpha = \max((\text{dumped}(\alpha_{set})), 1e^{-3})$	
Umrechnung Durchflussfaktor:	
$K_{V1} = \frac{A_{V1}}{27.7e^{-6}}$	
$C_{V1} = \frac{A_{V1}}{24.0e^{-6}}$	
MSL.__.PartialTwoPortTransport	
Massenerhaltung: $0 = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \dot{m}$	
Impulserhaltung: $\Delta p = p_{out} - p_{in}$	
MSL.__.TwoPort	
Variablen Fluid-Port:	
$p_{in}, p_{out}, \dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}, h_{in}, h_{out}$	

Tabelle 3.2: Sinngemässer Modellaufbau des Ventilmodells

Sämtliche auswählbaren Ventilcharakteristiken sind numerisch stabile Modelica-Funktionen (siehe 2.4.6), welche mithilfe der Angaben aus den Datenblättern erstellt wurden. Für das Regelventil wurde eine gleich-prozentige und für die Handventile eine exponentielle Funktion für die Ventilcharakteristik gewählt.

3.2.2 Validierung

Zur Validierung des Ventilmodells wurden jeweils die Punkte aus dem Datenblatt und eine entsprechende Simulation gegenüber gestellt. In Abbildung 3.14 ist der Simulationsaufbau für die beiden Ventiltypen zu sehen. Handventile rechts und Regelventil links. Die Ventile sind jeweils mit Druckrandbedingungen eingefasst, sodass über dem Ventil ein Druckverlust von 1 *bar* anliegt. Nun wird mit einer Rampe die Ventilöffnung von 0 bis 1 durchgeführt. Das Modell rechnet daraus die resultierenden Volumenströme durch das Ventil gemäss der hinterlegten Ventilcharakteristik.

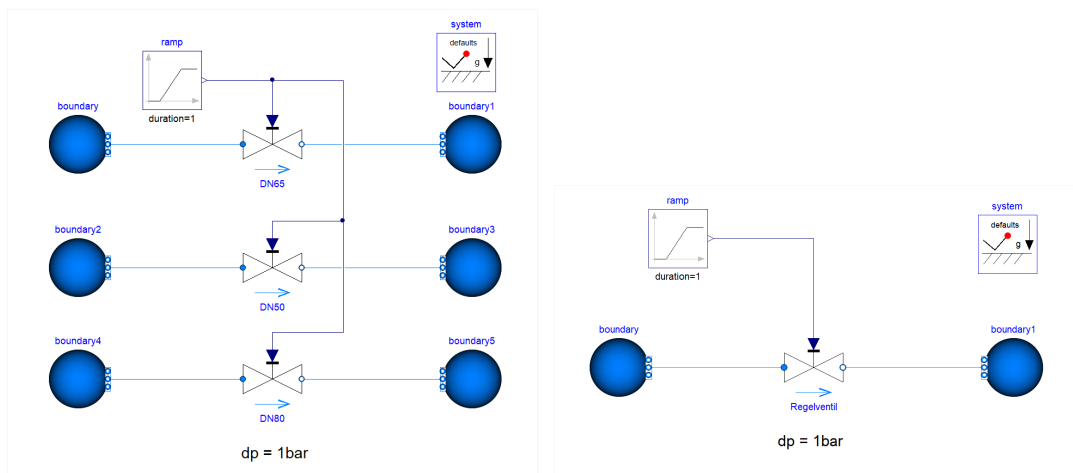


Abbildung 3.14: Simulationsaufbau zur Abbildung der Kv-Charakteristik. Druckrandbedingungen, sodass 1bar dp über den Ventilen anliegt.

Die nachfolgende Abbildung 3.15 zeigt den Vergleich (Datenblatt vs. Modell) für die beiden Ventil-Typen. Die farbigen Linien sind die Simulationen und gepunktet sind die Werte aus den Datenblättern der Ventilhersteller. Es ist zu sehen, dass die hinterlegten Charakteristiken die Werte aus dem Datenblatt sehr genau abbilden.

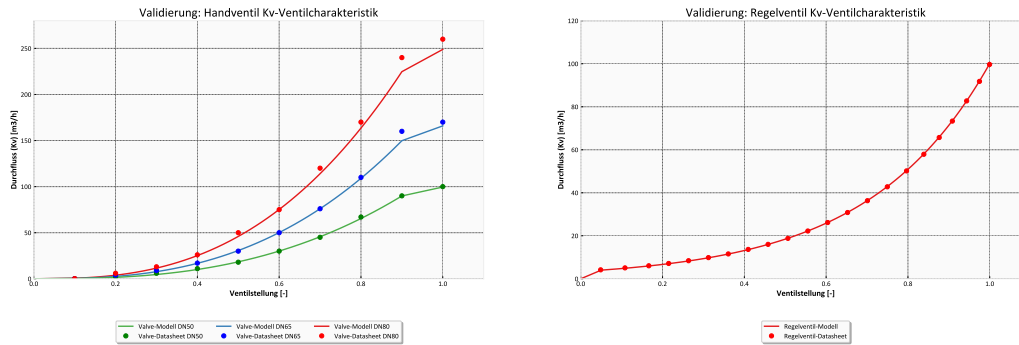


Abbildung 3.15: Vergleich der Simulation mit Datenblatt (Ventilcharakteristik)

Leider war es nicht möglich, die Ventilcharakteristiken im Labor auszumessen, da die Ventile bereits im Prüfstand verbaut waren und keine entsprechenden Druckmessstellen aufweisen. Deshalb muss hier auf die Daten des Herstellers vertraut werden. Um eine noch genauere Modellierung der Ventile zu erreichen, müssten die Ventile ausgebaut und vermessen werden. So wie das für die Pumpen gemacht wurde.

3.3 T-Verzweigung

Während den ersten Simulationen des Gesamtsystems hat sich gezeigt, dass die Verluste in den T-Verzweigungen nicht zu unterschätzen sind. Deshalb wurde ein Modell für diese Komponente verwendet, welches die Verluste in der T-Verzweigung berücksichtigt. Als Vorlage für das Modell diente das Modell «Junction» der «Buildings» Bibliothek. Bei der «Junction» handelt es sich um eine Sternschaltung von drei konstanten hydraulischen Widerständen. Die Korrelationen zu Verzweigungen in Idelchik [4] zeigen jedoch, dass die Verlustbeiwerte von T-Verzweigungen je nach Strömungsbedingungen sehr stark variieren. Die Annahme von konstanten hydraulischen Verlusten wurde deshalb verworfen und stattdessen eine eigene Komponente für die T-Verzweigung erstellt.

3.3.1 Berechnung von Zeta

Idelchik unterscheidet verschiedene Fälle zur Berechnung des Verlustbeiwertes von T-Verzweigungen mit 90° Umlenkung. Diese Fälle sind in Tabelle 3.3 zusammengefasst. Der Verlustbeiwert beschreibt dementsprechend einen hydraulischen Verlust zwischen zwei der drei Porte. Die Korrelationen ergeben somit eine Dreieckschaltung von hydraulischen Widerständen.

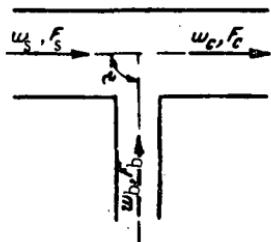
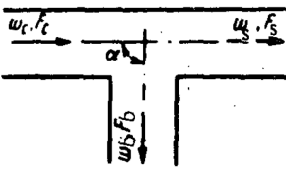
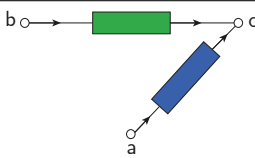
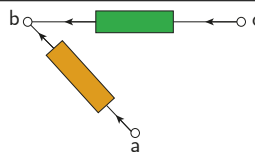
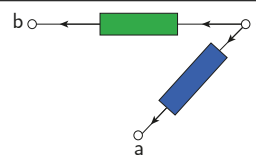
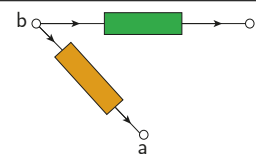
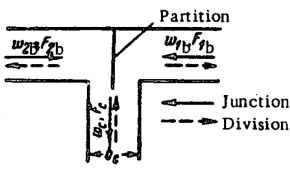
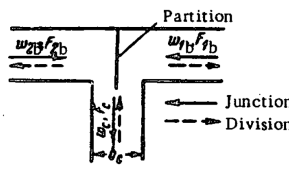
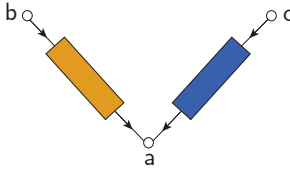
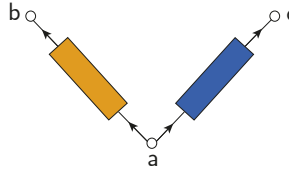
zusammenströmend...		auseinanderströmend...	
... nach port_c (1)	... nach port_b (2)	... von port_c (3)	... von port_b (4)
			
			
min: $bc = 0.001, ac = ab = 0.99$ max: $bc = 1.00, ac = ab = 92.67$		min: $bc = 0.7, ac = ab = 2.52$ max: $bc = 0.7, ac = ab = 22.27$	
Diagramm 7-4		Diagramm 7-18	
... nach port_a (5)		... von port_a (6)	
			
			
min: $ac = ab = 1.25$ max: $ac = ab = 1.3$		min: $ac = ab = 1.00$ max: $ac = ab = 1.02$	
Diagramm 7-23a (junction)		Diagramm 7-23b (division)	

Tabelle 3.3: verschiedene Fälle zur Berechnung des Verlustbeiwertes von T-Verzweigungen nach Idelchik[4]

Um die Varietät der Verlustbeiwerte im vorliegenden System abzuschätzen, wurden mithilfe der Diagramme von Idelchik Extremwerte (min und max) für die einzelnen Fälle berechnet. Abbildung 3.16 zeigt die Resultate dieser Untersuchung. Pro Fall wurden jeweils drei Berechnungen gemacht. Von links nach rechts wurden berechnet: Minimalwert, Nominalwert, Maximalwert. Insgesamt wurden sechs Fälle untersucht. Diese sind von links nach rechts: zusammenströmend nach port_c, auseinanderströmend von port_b, zusammenströmend nach port_a, auseinanderströmend von port_a, gerade Verbindung zwischen port_b und port_c, Krümmung von port_a nach port_c.

Somit sieht man im ersten der drei ersten Resultate von links Werte für ζ_{AC} und ζ_{BC} für den Fall zusammenströmend nach port_c die Minimalwerte. Im nächsten Resultat sind dessen Nominalwerte mit $\zeta_{AC} = 23.42$ und $\zeta_{BC} = 0.53$. Dann dessen Maximalwerte mit $\zeta_{AC} = 92.55$ und $\zeta_{BC} = 0.55$. Und so weiter...

Mit dieser Untersuchung wurden die max und min-Werte der Tabelle 3.3 ermittelt.

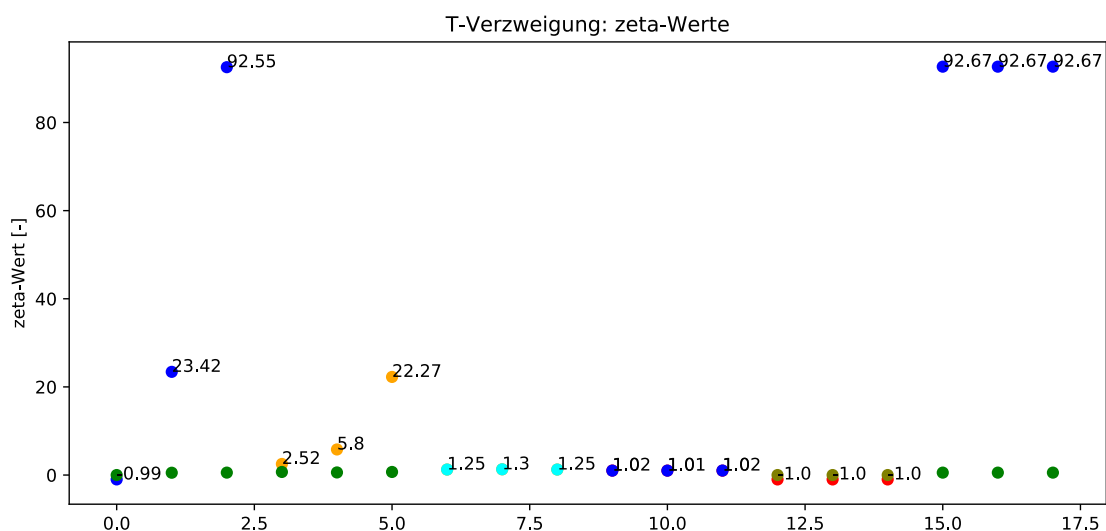


Abbildung 3.16: Extremwerte von zeta in T-Verzweigungen im vorliegenden System (Korrelationen gemäss Idelchik [4])

Aus den Resultaten dieser Untersuchung ist ersichtlich, dass die Werte für die gerade Verbindung ζ_{BC} in jedem Fall zwischen 0.0 und 1.0 liegt. Die Varietät hierfür ist also sehr gering. Anders sieht es aus, falls Strömung in/aus port_a vorhanden ist. In diesen Fällen können sich zeta-Werte zwischen 1.0 und 100.0 einstellen. Da die Modellierung mit einer Sternschaltung gemacht werden wird, können die beiden Widerstände des geraden Weges also mit konstanten zeta-Werten zwischen 0.0 und 0.5 modelliert werden. Der dritte Widerstand vor dem port_a muss nun je nach Fall die Werte von ζ_{AC} bzw. ζ_{AB} minus dem konstanten zeta-Wert einnehmen.

3.3.2 Modellaufbau

Das Modell der T-Verzweigung wurde als Sternschaltung von drei hydraulischen Widerständen realisiert (siehe Abbildung 3.17). Im Sternpunkt wurde ein Volumen hinzugefügt aus Gründen, welche in Kapitel 2.4.1 genauer erläutert sind. Die beiden Widerstände $resBI$ und $resIC$ sind mit einem konstanten zeta-Wert realisiert, welcher in den Parametern des Modells eingestellt werden kann. Port_b nach port_c bildet die gerade Verbindung mit gleichbleibendem Querschnitt. Der Querschnitt von port_a kann separat eingestellt werden. Der zeta-Wert des Widerstands $resAI$ wird gemäss Kapitel 3.3.1 mithilfe der Korrelationen von Idelchik berechnet. Die Transformation zwischen der Dreiecksschaltung von Idelchik und der verwendeten Sternschaltung wurde folgendermassen gelöst:

$$R_{AB} = R_{BI} + R_{AI}$$

$$R_{BC} = R_{BI} + R_{IC}$$

$$R_{AC} = R_{IC} + R_{AI}$$

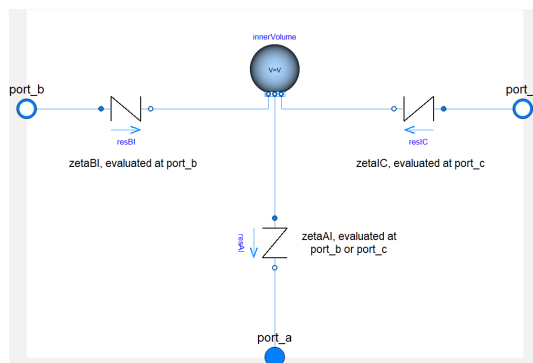


Abbildung 3.17: Modellaufbau der T-Verzweigung. Sternschaltung von zeta-Widerständen.

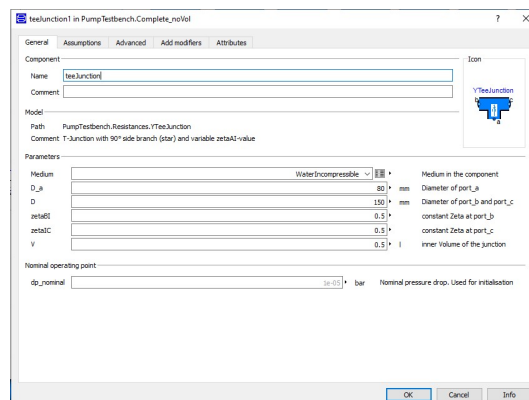


Abbildung 3.18: Parameter des T-Verzweigung Modells

Auf der ersten Ebene des Modells werden die Parameter aufgenommen, welche für die darunter liegenden Komponenten gebraucht werden, sowie die Korrelationen für die Berechnung von ζ_{AI} gesetzt. Die darunter liegenden Ebenen sind eigenständige, abgeschlossene Modelle aus der MSL. Diese werden hier nicht weiter erläutert. Sinngemäss kann der Modellaufbau aus Tabelle 3.4 entnommen werden.

PumpTestbench.Resistances.YTeeJunction	
Parameter: $D = D_b = D_c, D_a, V, \zeta_{IC}, \zeta_{BI}$	
Zeta-Korrelationen:	
$c = \begin{cases} 1 & \text{für } \frac{A_a}{A} \leq 0.35 \\ 0.75 & \text{für } 0.35 < \frac{A_a}{A} \leq 0.55 \\ 0.85 - 0.25 \cdot \frac{A_a}{A} & \text{für } \frac{A_a}{A} > 0.55 \end{cases}$	
(Fall 1): $\zeta_{AI} = \max \left(c \left[1 + \left(\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_c} \frac{A_c}{A_a} \right)^2 - 2 \left(1 - \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_c} \right)^2 \right] - \zeta_{IC}, 0 \right)$	
(Fall 2): $\zeta_{AI} = \max \left(c \left[1 + \left(\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_b} \frac{A_c}{A_a} \right)^2 - 2 \left(1 - \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_b} \right)^2 \right] - \zeta_{BI}, 0 \right)$	
(Fall 3): $\zeta_{AI} = \max \left(2.1338 \left[1 + \left(\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_c} \right)^2 \cdot \frac{A_c}{A_a} \right] - \zeta_{IC}, 0 \right)$	
(Fall 4/5): $\zeta_{AI} = \max \left(2.1338 \left[1 + \left(\frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_b} \right)^2 \cdot \frac{A_b}{A_a} \right] - \zeta_{BI}, 0 \right)$	
(Fall 6): $\zeta_{AI} = \max \left(1 + 1.5 \left[\frac{\max(\dot{V}_b, \dot{V}_c)}{A} : \left(\frac{\dot{V}_a}{A_a} \right)^2 \right] - \min(\zeta_{BI}, \zeta_{IC}), 0 \right)$	
MSL.__.FluidPort (3x)	
Variablen der drei Fluid-Ports:	
$p_a, p_b, p_c, \dot{m}_a, \dot{m}_b, \dot{m}_c, h_a, h_b, h_c$	
MSL.__.ClosedVolume	
Innere-Energie: $U = V \cdot \rho \cdot u$	
Massenerhaltung: $\frac{dV \cdot \rho}{dt} = \sum \dot{m}_{port}$	
Energieerhaltung: $\frac{dU}{dt} = \dot{H} + \dot{Q} + \dot{W}$	
$\dot{H} = \sum (\dot{m}_{port} \cdot h_{port})$	
$\dot{Q} = 0, \dot{W} = 0$	
PumpTestbench.Resistances.BaseClasses.GenericOrftrice	
Genau wie MSL.__.simpleGenericOrftrice, nur die Variable zeta wurde von einem Parameter zu einem Input geändert.	
Strömungsgleichung:	
$\Delta p = \frac{8}{\pi^2 \cdot D^4 \cdot \rho} \cdot \zeta \cdot \dot{m}_{in}^2$	
$0 = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$	

Tabelle 3.4: Sinngemässer Modellaufbau des T-Verzweigungs-Modells

3.4 Krümmer

Das verwendete Krümmermodell entspricht dem Modell «EdgetBend» aus der MSL. Lediglich die grafische Darstellung wurde geändert, sodass der Krümmer auch als Krümmer ersichtlich ist. Auf den detaillierten Modellaufbau wird deshalb verzichtet. In Tabelle 3.5 ist ein sinngemässer Aufbau ersichtlich, um eine Idee zu erhalten, wie das Modell aufgebaut ist.

PumpTestbench.Resistances.EdgeBend	
Strömungsgleichungen: $\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \zeta_{bend} \cdot v^2$ Wobei zur Berechnung von $\zeta_{bend}(D_{hyd}, r, \delta)$ die Korrelation von Diagramm 6-1 aus Idelchik [4] verwendet wird.	
MSL._.PartialTwoPortTransport	
Massenerhaltung: $0 = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \dot{m}$ Impulserhaltung: $\Delta p = p_{out} - p_{in}$	
MSL._.TwoPort	
Variablen Fluid-Port: $p_{in}, p_{out}, \dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}, h_{in}, h_{out}$	

Tabelle 3.5: Sinngemässer Modellaufbau des Krümmermodells

3.5 Rohr

Das verwendete Rohrmodell ist das Modell «DynamicPipe» aus der MSL. Dieses entspricht einer 1D-Modellierung der Strömung durch ein gerades Rohr. Dabei wird das Rohr in n diskrete Volumen aufgeteilt, in welchen separat gemäss gewählter «Model-Structure» die Energie-, Massen- und Impulsgleichung gelöst wird. Die «StaticPipe» der MSL ist ein Spezialfall der «DynamicPipe», bei welcher folgende Annahmen getroffen werden:

- $n = 1$ (ein diskretes Volumen über die ganze Rohr-Länge)
- $\dot{Q} = 0$ (Adiabates Rohr. Kein Wärmefluss über die Rohrwand.)
- $\frac{dI}{dt} = 0$ (keine Speicherterme, stationäre Strömung durch Rohr)

Auf den detaillierten Modellaufbau wird hier verzichtet, da es ein Modell der MSL ist und der Aufbau relativ kompliziert ausfällt. In Tabelle 3.6 ist ein sinngemässer Aufbau ersichtlich, um eine Idee zu erhalten, wie das Modell aufgebaut ist.

MSL.Fluid.Pipes.DynamicPipe	
$\dot{W} = v \cdot A (\Delta p_x + \Delta p_{friction} - \Delta p_{static})$	
MSL.__.PartialTwoPortFlow	
Aufteilung des Fluid-Volumens in mehrere diskretisierte Volumen (dV). Diskretisierung gemäss gewählter ModelStructure. $\dot{H}_{dV} = \dot{m}_{dV,i} \cdot h_{dV,i} - \dot{m}_{dV,i+1} \cdot h_{dV,i+1}$ $\dot{m}_{dV} = \dot{m}_{dV,i} - \dot{m}_{dV,i+1}$	
MSL.__.PartialDistributedVolume	
Inneres Volumen der einzelnen diskreten Volumen. Innere-Energie: $U_{dV} = dV \cdot \rho \cdot u_{dV}$ Massenerhaltung: $\frac{dV \cdot \rho}{dt} = \dot{m}_{dV}$ Energieerhaltung: $\frac{dU}{dt} = \dot{H}_{dV} + \dot{Q}_{dV} + \dot{W}_{dV}$	
MSL.__.PartialTwoPort	
Variablen, Fluid-Port der einzelnen diskreten Volumen: $p_{in}, p_{out}, \dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}, h_{in}, h_{out}$	
MSL.__.PartialTwoPortFlow (FlowModel)	
Berechnung von $\Delta p_{dV,friction}$ in den einzelnen diskreten Volumen. Verschiedene Berechnungsarten stehen zur Auswahl: NominalLaminar, NominalTurbulent, TurbulentPipe, DetailedPipe	
WallFriction	
Berechnung von λ . Formel je nach gewähltem FlowModel.	
MSL.__.PartialGenericPipeFlow	
Impulsbilanz: $\frac{dI}{dt} = \rho A \Delta v_{dV}^2 - A \Delta p_{dV,x} - A \Delta p_{dV,friction}$ $\Delta p_{dV,friction} = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot v^2$	
MSL.__.PartialFlowHeatTransfer	
Wärme-Port für einen Wärmetransport über die Systemgrenze des ganzen Rohres. PipeVariablen Heat-Port: $\dot{Q}$	
MSL.__.PartialTwoPort	
Variablen, Fluid-Port: $p_{in}, p_{out}, \dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}, h_{in}, h_{out}$	

Tabelle 3.6: Sinngemässer Modellaufbau des Rohrmodells

3.6 Einbauten

Für hydraulische Widerstände, welche keine geraden Rohre oder Krümmer sind, wird das Modell «SimpleGenericOrifice» aus der MSL verwendet. Auf den detaillierten Modellaufbau wird hier verzichtet. In Tabelle 3.7 ist ein sinngemässer Aufbau ersichtlich, um eine Idee zu erhalten, wie das Modell aufgebaut ist.

PumpTestbench.Resistances.EdgeBend	
Strömungsgleichungen: $\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \zeta \cdot v^2$ Wobei zur Berechnung von ζ entweder der Wert aus den Parametern genommen, oder es werden, wie in Gleichung 2.3 beschrieben, nominale Werte zur Ermittlung verwendet.	
MSL.__.PartialTwoPortTransport	
Massenerhaltung: $0 = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \dot{m}$ Impulserhaltung: $\Delta p = p_{out} - p_{in}$	
MSL.__.TwoPort	
Variablen Fluid-Port: $p_{in}, p_{out}, \dot{m}_{in}, \dot{m}_{out}, h_{in}, h_{out}$	

Tabelle 3.7: Sinngemässer Modellaufbau des Einbautenmodells

Kapitel 4

Gesamtmodell

4.1 Systemverhalten

Im folgenden wird das Gesamtmodell des Prüfstandes untersucht und auf Stabilität getestet.

4.1.1 Hydraulische Widerstände

Es soll herausgefunden werden, welche Relevanz die einzelnen hydraulischen Komponenten im Gesamtsystem haben. Dazu wurde ein Pumpenstrang inklusive dem Regelventil-Strang mit allen vorhandenen hydraulischen Widerständen ausgestattet. Dann wurde mit einer Rampe die Pumpe hochgefahren, sodass sich der Volumenstrom durch die Komponenten immer weiter erhöht. Anschliessend wurden die Druckverluste der einzelnen Komponenten mithilfe der Relevanz (siehe Gleichung 4.1) miteinander verglichen. Der Aufbau dieser Simulation ist in Abbildung 4.1 zu sehen.

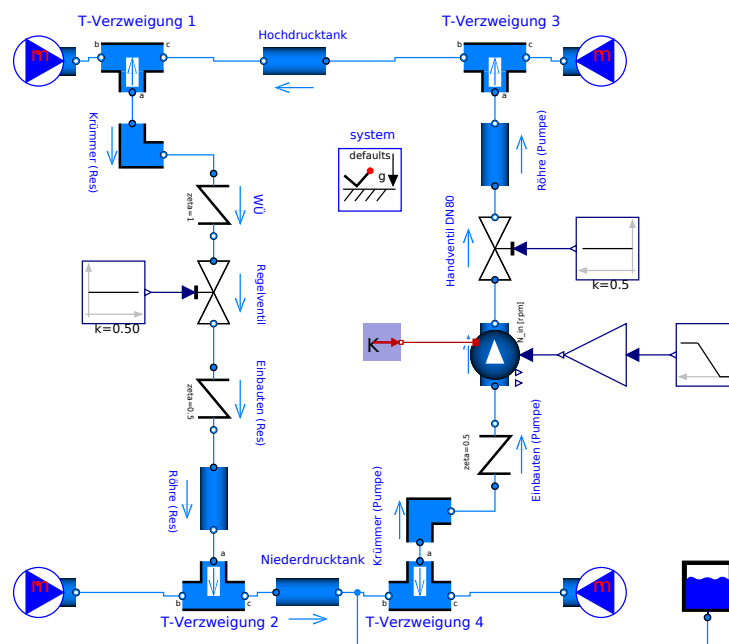


Abbildung 4.1: Simulationsaufbau zur Untersuchung der Relevanz der hydraulischen Widerstände

Die Abbildungen 4.2 und 4.3 zeigen die Resultate dieser Untersuchung. 100% Volumenstrom entsprechen hierbei 300 l/min. Die Dominanz der beiden Ventile ist in 4.2 klar zu sehen. Obwohl die beiden Ventile nur zu 50% geschlossen sind, haben sie eine Relevanz von 79% (Regelventil) respektive 13% (Handventil), zumindest bei grossen Volumenströmen. Etwas anders verhält es sich bei kleinen Volumenströmen bis 2% (6 l/min). Zwar sind die Ventile immer noch klar dominant, jedoch spielen in diesen Betriebspunkten auch die anderen hydraulische Widerstände eine grössere Rolle. Das close-up in Abbildung 4.3 zeigt den Verlauf der Relevanz für kleine Volumenströme.

Gleichung 4.1 Relevanz des hydraulischen Widerstandes der einzelnen Komponenten

$$\text{Relevanz} = \frac{100}{\Delta p_{\text{Pumpe}}} \cdot \Delta p_{\text{Komponente}}$$

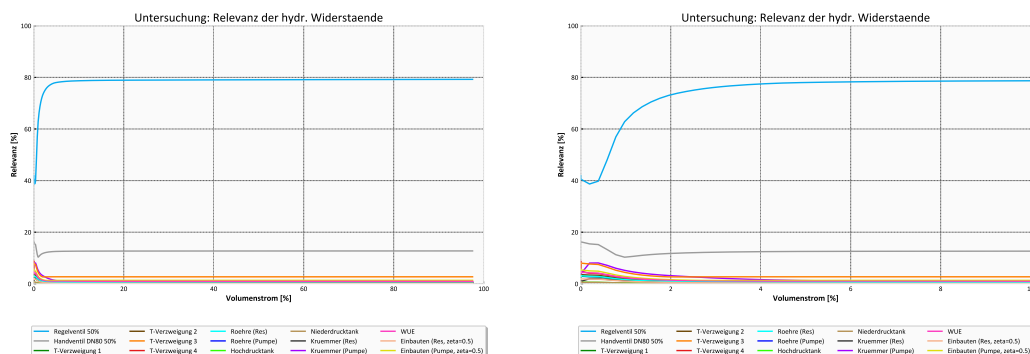


Abbildung 4.2: Resultate der Untersuchung der Relevanz der hydraulischen Widerstände

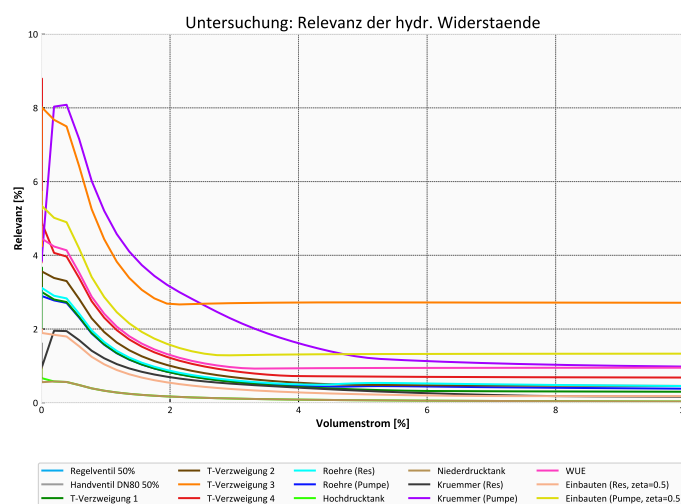


Abbildung 4.3: Resultate der Untersuchung der Relevanz der hydraulischen Widerstände (close-up)

In Abbildung 4.3 ist zu sehen, dass sich die Relevanzen der hydraulischen Widerstände bei kleinen Volumenströmen stark verändern, bis sie ab 10% (10 l/min) eine konstante Relevanz annehmen und für weiter steigende Volumenströme konstant bleiben. Bei den Widerständen unter 10% Relevanz scheinen die T-Verzweigungen, der Wärmeübertrager, sowie der Krümmer und die Einbauten im Pumpenstrang am wichtigsten zu sein. Während Krümmer und Einbauten im Regelventilstrang, sowie Verluste in Hoch- und Niederdrucktank komplett vernachlässigt werden können.

Aus den Grafiken ist zu sehen, dass die Verluste im Hochdruck und Niederdrucktank sowie Einbauten und Krümmer im Regelventilstrang, keine relevanten Druckverluste verursachen. Die anderen Elemente haben jedoch durchaus ihre Daseinsberechtigung und steuern, vor allem in Betriebspunkten mit kleinen Volumenströmen ihren Teil zum Gesamtdruckverlust bei.

4.1.2 Hydraulische Induktivität

Die hydraulische Induktivität zeigt sich gemäss Kapitel 2.3.2 als Trägheit der Fluidmasse also als Dämpfung gegenüber der Beschleunigung des Systems. Modelliert wird sie mit dem Rohrmodell vorgestellt unter Kapitel 3.5. Dieses modelliert das Fluidvolumen in dem Rohrabschnitt und diskretisiert die Impulsbilanz in dessen Fluidvolumen. Dabei wird hydraulische Induktivität modelliert.

Um die hydraulische Induktivität zu untersuchen wurde ein vereinfachter Pumpenstrang gemäss Abbildung 4.4 aufgebaut. Zusehen ist, dass sämtliche aktiven Rohrabschnitte mit der «dynamicPipe» und jeweils 5 diskreten Volumen modelliert wurden. Die hydraulischen Widerstände wurden entfernt, bis auf einen zeta-Widerstand, um den stationären Betriebspunkt zu erreichen. Das Regelventil ist um 50% geschlossen und auf die Pumpe wird ein Drehzahlschritt von 0 auf 80% gegeben.

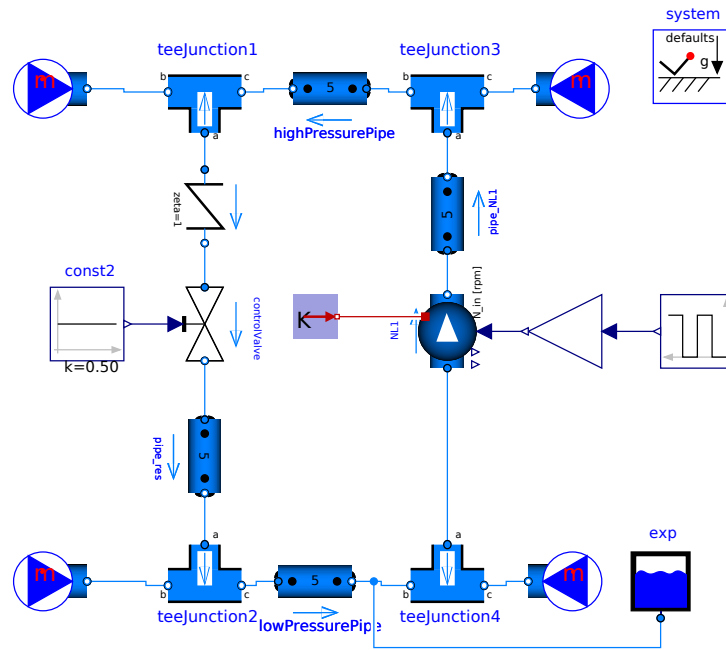


Abbildung 4.4: Simulationsaufbau zur Untersuchung der hydraulischen Induktivität im System

Die selbe Konfiguration, wurde auch am Prüfstand ausgemessen. Am Prüfstand konnten jedoch nur Drucksignale transient gemessen werden. So zeigt Abbildung 4.5 das Resultat der Untersuchung als Vergleich zwischen gemessenem (dunkelrot) und simuliertem Druckverlauf über der Pumpe. Blau zeigt zusätzlich den simulierten Volumenstrom durch die Pumpe. Mithilfe einer Stoppuhr und dem manuellen Ablesen des MID am Prüfstand wurde beobachtet, dass der Volumenstrom nach dem abschalten der Pumpe eigentlich rund 10 Sekunden braucht, um auf Null zu kommen.

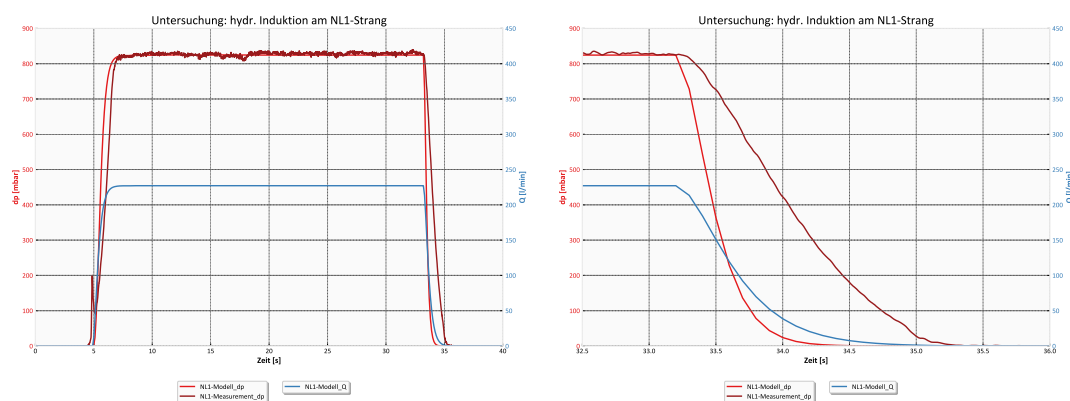


Abbildung 4.5: Resultate der Untersuchung der hydraulischen Induktivität

Die Untersuchung zeigt, dass die hydraulische Induktivität vom Modell nicht korrekt abgebildet wird. Weder der Druckverlauf, noch der Volumenstromverlauf verhalten sich in der Simulation nach abschalten der Pumpe wie erwartet. Das Druck- sowie Volumenstromsignal der Simulation verhält sich exakt wie das anliegende Drehzahlsignal

am Pumpenmodell. Es scheint, als ob das abfallende Drehzahlsignal die Strömung künstlich ausbremst und diese zwingt gleichzeitig mit dem Drehzahlsignal zum Stillstand zu kommen.

Grund für dieses Fehlverhalten wird der Modellierungsansatz des Pumpenmodells sein. Das gewählte Pumpenmodell ist drehzahlgesteuert. Das heisst, dass das anliegende Drehzahlsignal den Betriebspunkt der Pumpe bestimmt und dieser wiederum den Volumenstrom und die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe. Dieses Vorgehen des Pumpenmodells übersteuert die modellierte hydraulische Induktivität, in dem beim Abschaltvorgang der Volumenstromverlauf über das Drehzahlsignal forciert wird. Die Pumpe wirkt demnach wie eine Bremse, die das Runterfahren des Systems über das Drehzahlsignal vorgibt. Um die hydraulische Induktivität sehen zu können, müsste man das Pumpenmodell von Grund auf anders auslegen und ein leistungsgesteuertes Modell aufbauen. Dieses wäre jedoch weitaus komplexer im Aufbau und ergäbe ein Modell mit mehr Nichtlinearitäten. Der Solver hätte dementsprechend länger, um den Betriebspunkt zu ermitteln. Da die Vorgabe jedoch war, ein performantes Modell zu erstellen, wird auf die korrekte Abbildung der hydraulischen Induktivität verzichtet. Damit kann die einfachere, drehzahlgesteuerte Pumpe und die viel schnellere «staticPipe» statt der «dynamicPipe» verwendet werden.

4.1.3 Stabilität des Gesamtmodells

Das gesamte, gemäss Kapitel 2 optimierte Systemmodell des Pumpenprüfstandes besteht aus einem Gleichungssystem mit 6176 Gleichungen und hat 109 Nichtlinearitäten. Damit erreicht das System eine Grösse, welche unter bestimmten Bedingungen nicht mehr stabil läuft und unter welchen der Integrator an gewissen Zeitschritten den Dienst versagt. Nach einigem ausprobieren am Gesamtmodell, wird das Modell der T-Verzweigung als Stabilitätsbegrenzer vermutet. Mit bis zu 8 durchströmter T-Verzweigungen läuft das Gesamtmodell noch ohne Probleme. Ab 9 durchströmter T-Verzweigungen bricht die Simulation jedoch nach einer gewissen Zeit ab. Es wird deshalb empfohlen für die Simulatoren alle nicht benutzten Stränge aus dem Modell zu löschen und so die Anzahl der T-Verzweigungen möglichst tief zu halten. Alternativ könnte bei gewissen T-Verzweigungen das andere Modell mit drei konstanten zeta-Werten für die Widerstände verwendet werden. Dieses ist weitaus einfacher für den Solver und erhöht somit die Stabilität des Gesamtmodells. Jedoch bietet dieses Modell keine Variabilität des zeta-Wertes und sollte somit nur an Stellen eingesetzt werden, mit einigermaßen konstanten Strömungsbedingungen.

4.2 Vorteile des Modells

Der grosse Vorteil vom digitalen Zwilling gegenüber dem realen Prüfstand ist der Umstand, dass in jeder Komponente des Systems alle interessanten Betriebsgrössen ($\dot{V}$, p_{in} , p_{out} , v , N_{pump} , $P_{el,pump}$, η_{pump}) jederzeit verfügbar sind. Um eine Systemvariable am realen Prüfstand sichtbar zu machen, muss ein entsprechendes Messgerät gekauft und eingebaut, Software geschrieben und eine Anzeige realisiert werden. Das sichtbar machen einer neuen Systemvariable ist, wenn überhaupt möglich, aufwendig und teuer, zeigt dafür aber auch genau das, was im Prüfstand wirklich vorgeht.

Im digitalen Zwilling dagegen muss lediglich nach dem Ausführen der Simulation, in den Resultaten vor der gewünschten Variable ein Haken gesetzt werden und man sieht die Betriebsgrösse direkt in den Visualisierungen der Software. Damit können spontan und individuell ohne grossen Aufwand diverse Vorgänge des Pumpensystems sichtbar gemacht und untersucht werden. Einzige Einschränkung ist, dass die Physik des zu untersuchenden Phänomens im Modell abgebildet sein muss. Ansonsten wird man bloss eine «Scheinrealität» beobachten, die nichts mit dem realen System zu tun hat.

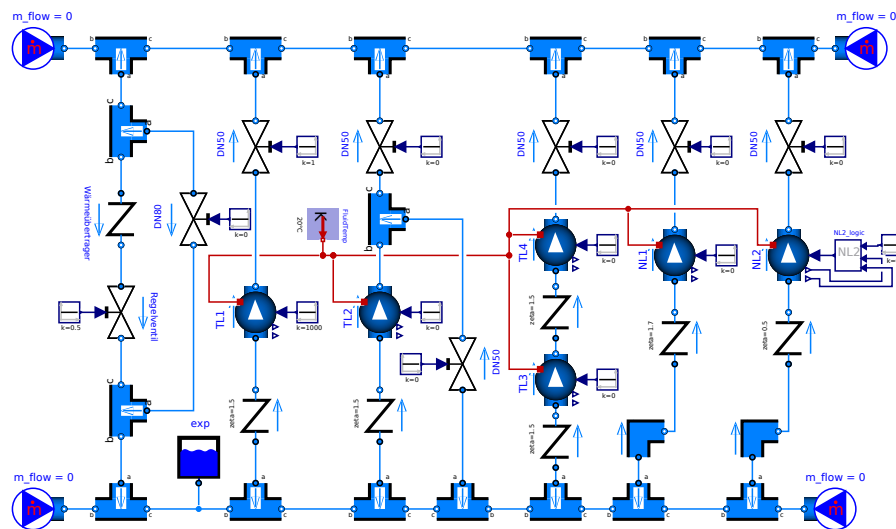


Abbildung 4.6: Komplettes Systemmodell des Pumpenprüfstandes

4.3 Fazit

Es wurde ein digitaler Zwilling des Pumpenprüfstandes aus dem Fluid-Labor des CC FMHM mit der Modellierungssprache Modelica erstellt und validiert. Dank dem Port-basierten Modellierungsansatz kann das Modell mit verfügbaren Komponenten-Modellen einfach erweitert und ergänzt werden. Der grafische Aufbau des Modells ist in Abbildung 4.6 zu sehen. Die Parallelen zum realen Prüfstand sind einfach zu erkennen und dadurch die Benutzung des Modells für jene, die den Prüfstand bedienen können, einfach. Das Modell ist in der Lage sämtliche stationären Betriebspunkte realitätsgetreu abzubilden. Zudem sind einige transiente Systemverhalten richtig modelliert. Diese sind:

- Öffnen und Schliessen von Ventilen
- Starten von Pumpen aus dem stillstand
- Verändern von Pumpendrehzahlen während dem Betrieb

Transiente Systemverhalten, welche vom Modell nicht korrekt abgebildet werden:

- Abschalten von Pumpen aus dem laufenden Betrieb

Sämtliche Komponenten können in beide Richtungen durchströmt werden. Dadurch ist es möglich, Ventile jederzeit zu öffnen und zu schliessen, sodass Stränge (Pumpen-, sowie Verbraucherstränge) vor- und rückwärts durchflossen werden können. Alle Stränge, bis auf den Turbinenstrang wurden komplett modelliert.

5

Kapitel 5

Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit war ein performantes, physikalisch korrekt abgebildetes mathematisches Modell des Pumpenprüfstandes zu erstellen. Dieses soll in einem interaktiven Lernmodul für virtuelle Laborübungen genutzt werden können. Dazu wird empfohlen das Gesamtmodell so weit wie möglich zu kürzen. Will heissen, alle nicht benötigten Stränge zu löschen und die Anzahl der T-Verzweigungen möglichst tief zu halten. Dies reduziert die Nichtlinearitäten im System und bringt so einen gravierenden Performance-Gewinn. Vor dem Einsatz in Lernmodulen ist das Modell in JavaScript kompilieren und ausführlich zu testen. Falls dieser Test gelingt, kann das Modell gemäss Workflow aus [9] weiter zu einem Lernmodul verarbeitet werden.

Um die Stabilität zu erhöhen könnte das Modell der T-Verzweigung noch stabiler gemacht werden. Ein möglicher Ansatz wäre dazu, die Gleichungen zur Berechnung von ζ_{AI} mithilfe der homotopy-Funktion von Modelica und einer linearen Nominalgleichung zu stabilisieren. Dies vereinfacht dem Solver das Auffinden des Betriebspunktes und reduziert somit die Nichtlinearität. Eine weitere Möglichkeit wäre die Umschaltung zwischen den Fällen zur Berechnung von ζ_{AI} mithilfe der regStep-Funktion zu verbessern. Sodass deren Übergang vom einen zum anderen Fall nicht hart verläuft, sondern durch eine geglättete Funktion ersetzt wird.

Dem Modell fehlt momentan noch der letzte Strang mit der Pumpe Nr. 9 aus Tabelle 1.1. Diese kann am Prüfstand als Pumpe, sowie auch als Turbine betrieben werden. Sämtliche Komponenten dieses Stranges können mit den Modellen aus Kapitel 3 realisiert werden. Die Pumpe müsste dazu im Labor in allen vier Quadranten ausgemessen werden. Zudem müssten neue Funktionen für die vier-Quadrantigen Nominalcharakteristiken erstellt und im Pumpen-Modell hinterlegt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] WOLFGANG BORUTZKY, G Dauphin-Tanguy M.A. D. P.C. Breedvelt B. P.C. Breedvelt: *Bond Graph Modelling of Engineering Systems*. Springer, 2011
- [2] BREEDVELD, Peter C.: Port-Based modeling of dynamic systems in terms of bond graphs. In: *ARGESIM* (2006)
- [3] FLEMMING, Les: *Tetrahedron of States - IRE Dynamic Systems*. YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=g9zwT9sLJ0U>. Version: 2016
- [4] IDELCHIK, I. E.: *Handbook of hydraulic resistance*. Springer, 1986
- [5] ONLINE-COMMUNITY: Hydraulik-Skript. In: *Maschinenbau-Wissen.de* (2009). <http://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/fluidtechnik/hydraulik>
- [6] GALLAROTTI, Maura: How to avoid computationally expensive fluid networks. In: *Claytex* (2016), September. <https://www.claytex.com/blog/how-to-avoid-computationally-expensive-fluid-networks-in-dymola/>
- [7] UNIVERSITY OF CALIFORNIA (Hrsg.): *Modelica Buildings Library: User Guide*. University of California, 2018. <https://simulationresearch.lbl.gov/modelica/userGuide/index.html>
- [8] CASELLA, Francesco: *On the Formulation of Steady-State Initialization Problems in Object-Oriented Models of Closed Thermo-Hydraulic Systems*, Dipartimento di Elettronica e Informazione, Politecnico di Milano, resreport, 2012
- [9] MANUEL HÄUSLER, Thomas S. Adrian Rettig R. Adrian Rettig: *SCORM-Lernmodule mit interaktiven physikalischen Simulatoren*. HSLU, 2019
- [10] MODELICA (Hrsg.): *Modelica Standard Library: Documentation*. Modelica, 2017. <https://doc.modelica.org/>
- [11] CONTROLLAB PRODUCTS (Hrsg.): *Modelica 20-sim Library: Reference Manual*. v4.8. Controllab Products, 2019. <https://www.20sim.com/help/manuals/>