



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

# Modellierung eines Gas-und-Dampfkraftwerks mit SIMSEN

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
**Diplom-Ingenieur**

unter der Leitung von  
**Univ.-Prof. Dr. -Ing. Wolfgang Gawlik**

eingereicht an der  
**Technischen Universität Wien**  
Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik  
Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe

von  
**Grabovickic, Ivan, BSc.**

Mat.-Nr. 0626347  
Forsthausgasse 2-8/2621  
1200 Wien

Wien, März 2014



## Danksagung

Bedanken möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Gawlik für seine Betreuung und Unterstützung bei der Erstellung dieser Arbeit, sowie für die Möglichkeit an einem so interessantem Thema zu arbeiten.

Danken möchte ich meiner ganzen Familie, insbesondere aber meinen Eltern und Bruder, die immer an mich geglaubt und mich in diesen sieben Jahren moralisch und finanziell unterstützt haben. Dank gilt auch meiner Freundin, die mir in dieser schwierigen Zeit beistand.

Weiters möchte ich mich an alle Freunde und Studienkollegen bedanken, die mir die Studienzeit erleichtert und interessanter gemacht haben.

## Kurzfassung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein Modell eines Gas-und-Dampfkraftwerks mit der Simulationssoftware *SIMSEN* entwickelt. Das entwickelte Modell ist sowohl für stationäre als auch für dynamische Berechnungen geeignet und die implementierten Regelungsstrukturen ermöglichen Simulationen im Insel- sowie im Verbundnetz.

Als Grundlage für die Modellierung wurde das *IEEE Combined Cycle Power Plant Model* verwendet. Da mit diesem nicht alle benötigten Funktionalitäten abgedeckt waren, wurde das Modell um zusätzliche Strukturen, wie Gradientenregler, Leistungsregler und Totband bei der Frequenzregelung, erweitert. Neben den Regelkreisen und der thermodynamischen Beschreibung verfügt das Modell über mechanische und elektrische Komponenten. Das elektrische System stellt die Schnittstelle für ein, in weiteren Projekten entwickeltes, Gesamtsystem, bestehend aus einem Pumpspeicher- und einem Windkraftwerk, dar.

Die Implementierung des Modells in *SIMSEN* sowie die Ermittlung der benötigten Parameter und Daten wurde detailliert beschrieben. Das Modell wurde in einem Leistungsbereich von 50-100 % der Nennleistung des Kraftwerks validiert und liefert vergleichsweise gute Ergebnisse.

Anschließend werden ausgewählte Verbesserungsmöglichkeiten diskutiert, die bei der weiteren Entwicklung implementiert werden könnten.

## Abstract

In this thesis, a model of a combined cycle power plant with the simulation software *SIMSEN* was developed. The model is suitable for both stationary and dynamic calculations, and the implemented control loops allow simulations in the islanded as well as in the interconnected power networks.

The *IEEE Combined Cycle Power Plant Model* was used as a basis for modelling. Due to the fact that it does not cover all the needed functionalities, the model was expanded to include additional structures such as gradient and power controls, and a dead band in the frequency control. Alongside the control loops and the thermodynamic specification, the model features mechanical and electrical components. The electrical components provide the interface for a system, developed as a part of other projects, consisting of a pumped storage and a wind power plant.

The implementation of the model in *SIMSEN*, as well as the determination of the required parameters and data, has been described in detail. The model has been validated in a range of 50-100% of the rated power plant output, providing relatively good results.

In conclusion possible improvements are discussed, which could be implemented in future developments.

# Inhaltsverzeichnis

Danksagung .....	I
Kurzfassung .....	II
Abstract.....	III
Inhaltsverzeichnis.....	IV
1. Einleitung.....	1
2. Gas-und-Dampfkraftwerke.....	3
2.1. Gasturbinenanlagen.....	3
2.1.1. Funktionsprinzip .....	3
2.1.2. Joule-Kreisprozess.....	4
2.1.3. Wirkungsgrad des idealen Joule-Kreisprozesses.....	6
2.1.4. Reeller Gasturbinenprozess .....	7
2.1.5. Teillastverhalten der Gasturbinenanlage.....	8
2.2. Dampfturbinenanlage.....	8
2.2.1. Clausius-Rankine-Prozess.....	9
2.2.2. Abhitzekessel .....	10
2.3. Zukunft der GuD-Kraftwerke.....	12
3. Mathematische Modelle für GuD-Kraftwerke .....	14
3.1. Rowens Gasturbinenmodell.....	14
3.1.1. Modellbeschreibung.....	15
3.1.2. Rowens Gasturbinenmodell mit Vorleitregelung.....	17
3.2. Das IEEE-GuD-Modell.....	18
3.2.1. Leistungsfrequenzregelung .....	19
3.2.2. Luft- und Brennstoffsteuerung.....	20
3.2.3. Gasturbine .....	22
3.2.4. Dampfturbine.....	22
3.3. Begründung der Modellwahl .....	23
4. Simulationssoftware – SIMSEN.....	24
4.1. Aufbau von Regelkreisen .....	25
4.1.1. Elements: <i>Regulator</i> .....	26
4.1.2. Elements: <i>Program</i> .....	27
4.2. Elektrische Elemente .....	27

---

4.3.	Lastflussanalyseprogramm – <i>Inisim</i> .....	28
4.4.	Simulationsprogramm - <i>Sim</i> .....	28
4.5.	Darstellung .....	29
5.	Gas-und-Dampfkraftwerk in <i>SIMSEN</i> .....	30
5.1.	Berechnung der Nenndaten für das Modell.....	30
5.2.	Simulationskonstanten .....	32
5.3.	Thermomechanisches Subsystem.....	33
5.3.1.	Gas Makro.....	35
5.3.2.	Dampf Makro .....	55
5.3.3.	Die Turbine.....	57
5.4.	Das elektrische System.....	57
6.	Validierung.....	61
6.1.	Initialisierung.....	62
6.2.	Totband .....	62
6.3.	Droop-Regler.....	64
6.4.	Temperaturregelung .....	65
6.5.	Gradientenregler.....	68
6.6.	Leistungsregler .....	69
6.7.	Arbeitsbereich .....	71
7.	Schlussfolgerung .....	74
	Literaturverzeichnis .....	76
	Abbildungsverzeichnis.....	78
	Tabellenverzeichnis.....	81

## 1. Einleitung

Motiviert durch die hohe Abhängigkeit von Energieimporten und mit dem Ziel, die Treibhausgasemissionen zu reduzieren, besteht in der Europäischen Union (EU) eine langjährige Unterstützung und Förderung der Energieerzeugung aus erneuerbaren Quellen. Im Jahr 2009 wurde die Erneuerbaren-Energien-Richtlinie (2009/28/EG) von der EU verabschiedet. Diese hat zum Ziel, bis 2020 den Anteil der erneuerbaren Energiequellen am Endenergieverbrauch auf 20 % zu steigern. Im Vergleich zu den bisherigen Initiativen und Richtlinien gibt diese den einzelnen Mitgliedsstaaten verbindliche Quoten zur Erfüllung des 20 %-Zieles dar [1] [2].

In den offiziellen Statistiken der EU macht sich der starke Anstieg der Erzeugung aus erneuerbaren Energiequellen besonders im Bereich der elektrischen Energieerzeugung bemerkbar [3]. Im Zeitraum von 2004 bis 2011 stieg der Anteil erneuerbarer Energie bei der Erzeugung elektrischer Energie von 13.65 % auf 20.44 % [4].

Eine Fortsetzung des positiven Trends ist zu erwarten. Laut [5] wird im OECD-Europa erneuerbare Energie im Zeitraum von 2010 bis 2040 die am schnellsten wachsende Quelle elektrischer Energie sein.

Durch den starken Ausbau erneuerbarer Energieträger, insbesondere von Fotovoltaik und Windkraft, kommt es zu einem geringeren Einsatz konventioneller thermischer Erzeugungseinheiten [5][6]. Der Ertrag regenerativer Kraftwerke kann aber nur prognostiziert werden, da er von der Verfügbarkeit der solaren Strahlung bzw. des Windes abhängt. Die Energiespeicherung ist derzeit nur im begrenzten Rahmen möglich und die erzeugte Energie muss zeitgleich aufgebraucht werden [7].

Um einer Destabilisierung des Netzes durch Prognosefehler oder Kraftwerksausfälle entgegenzuwirken, wird eine Anpassung des elektrischen Energiesystems an diese neuen Bedingungen nötig sein. Zukünftig wird es einen höheren Bedarf an flexiblen thermischen Kraftwerken geben, die hohe Leistungsgradienten fahren und in einem breiten Lastbereich wirtschaftlich arbeiten können.

Moderne Gas-und-Dampfkraftwerke zeichnen sich durch hohe Wirkungsgrade und Betriebsflexibilität aus. Aus diesem Grund haben sie, neben den hydraulischen Speicherkraftwerken und Gasturbinenkraftwerken, eine große Bedeutung beim Liefern von Regel- und Ausgleichsenergie. Gegenüber Speicherkraftwerken ist ihnen der Vorteil inne, dass ihre Einsatzzeit nicht durch die Speicherkapazität begrenzt ist und dass sie nicht an geografische Gegebenheiten gebunden sind. Gasturbinenkraftwerke haben einen weitaus geringeren Wirkungsgrad [8].

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird ein Modell eines Gas-und-Dampfkraftwerks (GuD-Kraftwerk) erstellt, das sich in ein, im Rahmen weiterer Arbeiten, entwickeltes Gesamtsystem einbinden lässt. Das Modell wird mittels der Simulationssoftware *SIMSEN*

realisiert und soll für stationäre und dynamische Berechnungen geeignet sein. Als Modellgrundlage werden Modelle und Daten aus der Fachliteratur verwendet.

Die Arbeit beginnt mit einem allgemeinen Überblick über GuD-Kraftwerke, deren ideale thermodynamische Vergleichsprozesse sowie Zukunftsperspektiven. Im weiteren Verlauf werden die zwei am weitesten verbreiteten Modelle im Bereich dynamischer Netzstudien vorgestellt und verglichen. Diese bilden die Grundlage des mit *SIMSEN* entwickelten GuD-Modells. Anschließend wird das entwickelte Modell beschrieben, validiert und es werden Verbesserungsmöglichkeiten diskutiert.

## 2. Gas-und-Dampfkraftwerke

Mit Wirkungsgraden von über 60 % haben Gas-und-Dampfkraftwerke den höchsten Wirkungsgrad unter allen thermischen Kraftwerke und bringen somit eine geringere Belastung für die Umwelt als konventionelle Dampfkraftwerke mit sich [9].

Den hohen Wirkungsgrad erreichen sie durch die Kombination von Gas-und Dampfprozess, bei dem die Abwärme der Gasturbine zur Erzeugung von überhitztem Dampf für den anschließenden Dampfturbinenprozess benutzt wird [8][9].

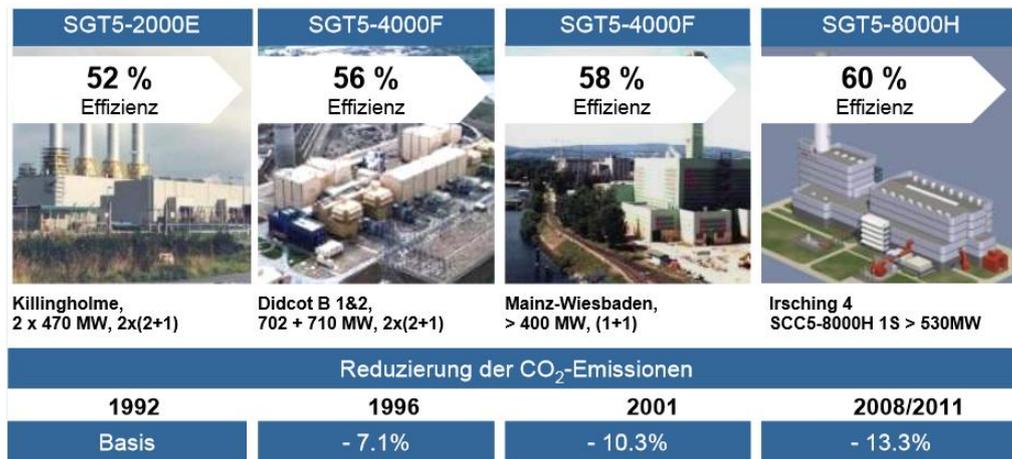


Abbildung 2.1 Wirkungsgradverbesserungen von Siemens GuD-Kraftwerken [10]

### 2.1. Gasturbinenanlagen

Durch das Verbrennen von flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen wandelt die Gasturbine die im Brennstoff enthaltene Energie in mechanische Rotationsenergie um. Moderne Gasturbinen zeichnen sich durch niedrige Emissionen und hohe Effizienz (auch im Teillastbetrieb), Schnellstartfähigkeit und hohe Betriebsflexibilität aus [8].

#### 2.1.1. Funktionsprinzip

In der Abbildung 2.2 ist das vereinfachte Schaltbild einer einwelligen, offen betriebenen Gasturbinenanlage dargestellt. Offen betriebene Gasturbinenanlagen werden heute vor allem in der Energieversorgung zur Stromerzeugung verwendet. Sie bestehen aus einem Verdichter, einer Brennkammer und einer Gasturbine. In der dargestellten Ausführung wird der Verdichter durch die Turbine angetrieben und befindet sich zusammen mit der Turbine und dem Generator (Generator nicht im Bild dargestellt) auf einer Welle [8].

Im Verdichter wird die angesaugte Luft auf den Arbeitsdruck komprimiert. Durch die Verbrennung des Brennstoffes in der Brennkammer expandiert das Gas bei konstantem Vordruck und wird anschließend in der Gasturbine isentrop entspannt und in die Umgebung ausgeblasen. Die Turbine treibt dann über die gemeinsame Welle den Verdichter und den Generator an. Optional könnte ein Wärmetauscher zur Wirkungsgradverbesserung

verwendet werden, in welchem die heißen Abgase zum Vorwärmen der Luft Verwendung finden. Der ideale Vergleichsprozess für die Gasturbine ist der Joule-Kreisprozess [7][8].

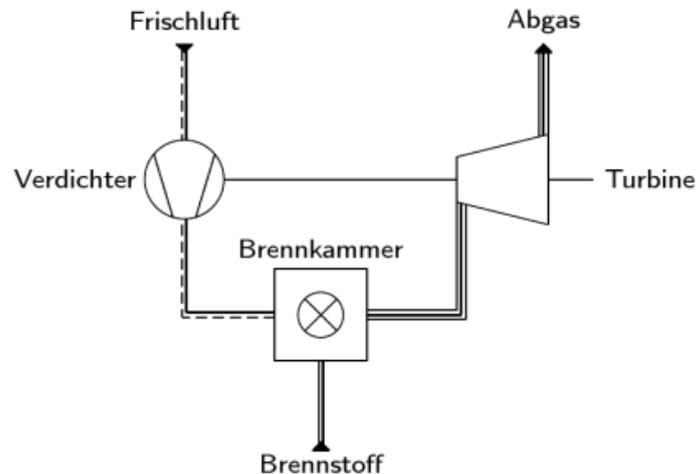


Abbildung 2.2 Einwellige, offen betriebene Gasturbinenanlage [7]

### 2.1.2. Joule-Kreisprozess

Der ideale Joule-Kreisprozess besteht aus zwei isentropen und zwei isobaren Zustandsänderungen. Dabei wird von folgenden Annahmen ausgegangen [8]:

- Bei innerer oder äußerer Verbrennung wird die Wärmemenge bei konstantem Druck zugeführt.
- Das Arbeitsgas ist ein ideales Gas mit konstanter spezifischer Wärmekapazität  $c_p$  und konstantem Isentropenexponent  $\kappa$ .
- Die Masse und die Zusammensetzung des Arbeitsmediums sind unveränderlich.
- Der Ausstoß des Abgases ins Freie wird als Wärmeabfuhr bei konstantem Druck betrachtet.

In der Abbildung 2.3 sind die Zustandsänderungen des Joule-Prozesses dargestellt [8]:

- 1-2: Im Verdichter wird unter Zufuhr von Kompressionsarbeit die abgesaugte Umgebungsluft isentrop auf den Arbeitsdruck komprimiert (isentropie Verdichtung). Dabei wird auch die Temperatur des Gases angehoben ( $p_1 < p_2, T_1 < T_2$ ).
- 2-3: In der Brennkammer wird isobar Wärme zugeführt, die Temperatur des Arbeitsmediums steigt auf  $T_3$  ( $p_2 = p_3, T_2 < T_3$ ).
- 3-4: Es erfolgt die isentrope Entspannung des Arbeitsmediums in der Gasturbine unter Abgabe äußerer Arbeit ( $p_3 > p_4, T_3 > T_4$ ).
- 4-1: Das Arbeitsmedium, das noch immer eine relativ hohe Temperatur hat, wird unter konstantem Druck in die Umgebung ausgestoßen (isobare Wärmeabfuhr) ( $p_4 = p_1, T_4 > T_1$ ).

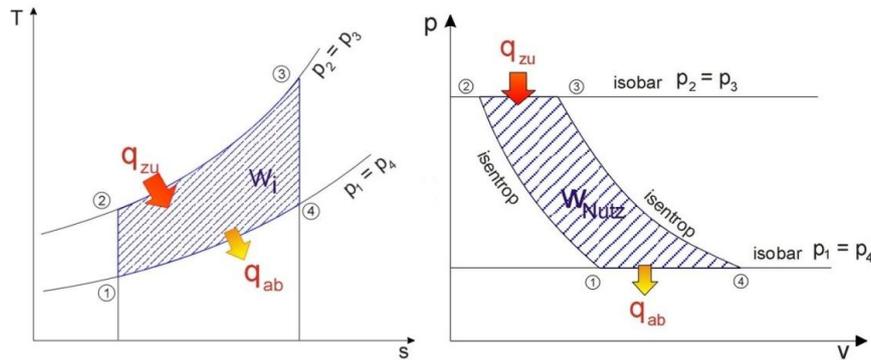


Abbildung 2.3 Zustandsänderungen im  $p,V$ - und  $T,s$ -Diagramm [11]

Für die einzelnen Temperaturstufen gelten folgende Bezeichnungen:

- $T_1, T_i$  – Umgebungstemperatur (engl. ambient temperature),
- $T_2, T_d$  – Druckgastemperatur (engl. compressor discharge temperature),
- $T_3, T_f$  – Turbineneingangstemperatur (engl. gas turbine inlet temperature),
- $T_4, T_e$  – Turbinenausgangstemperatur (engl. gas turbine exhaust temperature).

Die Gleichungen, die den idealen Joule-Kreisprozess beschreiben, wurden aus [8] entnommen.

Für isentrope Entspannung und Verdichtung gilt:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2-1)$$

Der Isentropenexponent  $\kappa$  für ein Gas als Arbeitsmedium ist definiert als das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten bei konstantem Druck und Volumen und hängt von der Anzahl der kinetischen Freiheitsgrade  $f$  der Moleküle ab.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{2}{f} \quad (2-2)$$

Die isobar zu- und abgeführte Wärme bzw. Arbeit berechnet sich durch die Formel (2-3) bzw. (2-4), wobei  $m$  die Masse des Arbeitsmediums ist:

$$Q_{zu} = Q_{23} = mc_p(T_3 - T_2) \quad (2-3)$$

$$Q_{ab} = Q_{41} = mc_p(T_4 - T_1) \quad (2-4)$$

Die abgegebene Nutzarbeit ist die Differenz der zu- und abgeführten Arbeit:

$$W_{id,G} = Q_{23} - Q_{34} = mc_p(T_3 + T_1 - T_2 - T_4) \quad (2-5)$$

Durch das Differenzial der Arbeit pro Zeit kann die Leistung der idealen Gasturbine berechnet werden:

$$P_{id,G} = \dot{m}c_p(T_3 + T_1 - T_2 - T_4) \quad (2-6)$$

Dabei ist  $\dot{m}$  der Massenstrom des Arbeitsmediums.

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} \quad (2-7)$$

### 2.1.3. Wirkungsgrad des idealen Joule-Kreisprozesses

Der thermische Wirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis der im Prozess abgegebenen Nutzarbeit zur zugeführten Arbeit:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{zu} - Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2-8)$$

Wird in diese die Gleichung (2-1) eingesetzt, so berechnet sich der thermische Wirkungsgrad der idealen Gasturbine wie folgt:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2-9)$$

Aus der Gleichung (2-9) ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses für ein bestimmtes Arbeitsmedium nur vom Temperatur- bzw. Druckverhältnis der isentropen Kompression oder Expansion abhängig ist. Heutige Gasturbinen erreichen Turbineneingangstemperaturen von bis zu 1200 °C und darüber hinaus, sowie Turbinenausgangstemperaturen im Bereich von 550 °C bis 700 °C und Wirkungsgrade von bis zu 40 % [8].

Die Erhöhung der Brennkammertemperatur würde zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades führen. Diese Temperatur wird jedoch durch die Werkstoffe, aus denen die Gasturbinen gefertigt sind, begrenzt, da ihre Festigkeit mit der steigenden Temperatur abnimmt. Die hohen Temperaturen lassen sich dann nur durch Kühlmaßnahmen erreichen. Da die Kühlung zu einem Wirkungsgradverlust führt, wird an einem Austausch der metallischen durch keramische Werkstoffe gearbeitet. Eine Anhebung der Turbineneingangstemperatur auf bis zu 1300 °C wäre dann denkbar [7].

### 2.1.4. Reeller Gasturbinenprozess

Der tatsächliche Gasturbinenprozess zeigt gegenüber dem idealen Vergleichsprozess mehrere Abweichungen.

Die Abbildung 2.4 ermöglicht den Vergleich zwischen dem idealen Joule-Kreisprozess, dargestellt durch die Zustandsänderungen  $1 \rightarrow 2s \rightarrow 3 \rightarrow 4s$ , und einem verlustbehafteten Prozess, dargestellt durch die Zustandsänderungen  $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$ . Es ist ersichtlich, dass die Kompression und die Expansion in der Realität nicht isentrop verlaufen. Tatsächlich kommt es zu einem Anstieg der Entropie. Dies ist auf verschiedene innere Verluste zurückzuführen [12].

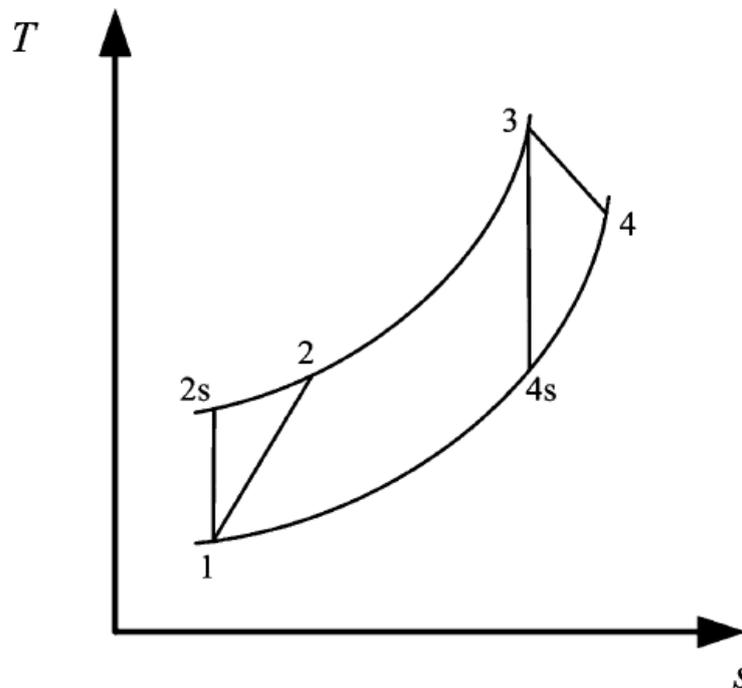


Abbildung 2.4 Reeller Joule-Kreisprozess ohne Druckabfall [13]

Die Verluste führen zu einem Arbeitsmehraufwand beim Verdichter und zu einem Arbeitsverlust bei der Turbine. Dementsprechend können die Verluste als Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad dargestellt werden [13]:

$$\eta_V = \frac{W_{12s}}{W_{12}} \approx \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2-10)$$

$$\eta_T = \frac{W_{34}}{W_{34s}} \approx \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (2-11)$$

Zusätzlich zu den Abweichungen bei der Kompression und der Expansion kommt es zu einem Druckabfall in den Rohrleitungen. Dieser Abfall ist auf reibungsbehaftete Strömung zurückzuführen [12].

### 2.1.5. Teillastverhalten der Gasturbinenanlage

Ein wesentlicher Nachteil früherer Gasturbinenkraftwerke war es, dass sie unter Teillast nicht wirtschaftlich gearbeitet haben. Dies begründet sich in der Tatsache, dass sich bei konstanter Drehzahl der Luftstrom wenig ändert, was zu einer Verringerung der Gastemperatur und des Wirkungsgrades führt [9].

Bei modernen Gasturbinen lässt sich der Luftstrom durch die verstellbaren Leitschaufeln am Verdichtereintritt regeln (Vorleitregelung). Diese sind bei Volllast voll geöffnet und der Luftstrom ist daher maximal. Bei kleineren Lasten werden die Leitschaufeln entsprechend verstellt und der Luftstrom verkleinert. Somit bleibt die Temperatur vor und hinter der Turbine hoch [9].

Bei GuD-Kraftwerken wird die Turbinenausgangstemperatur als Regelgröße der Vorleitregelung genommen. Sie wird im oberen Lastbereich konstant gehalten und entspricht der Volllasttemperatur, was den Wirkungsgrad des Kraftwerks positiv beeinflusst [9].

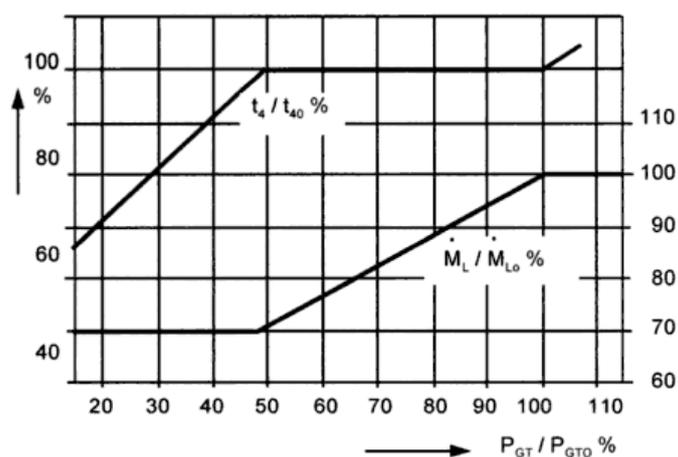


Abbildung 2.5 Luftstrom ( $\dot{M}_L$ ) und Turbinenausgangstemperatur ( $t_4$ ) bei Teillast mit Vorleitregelung [9]

Die Vorleitregelung ermöglicht es, das Gasturbinenkraftwerk in einem breiten Lastbereich wirtschaftlich zu betreiben [9].

## 2.2. Dampfturbinenanlage

Dampfturbinenanlagen nutzen die thermische Energie, die meist durch das Verbrennen von fossilen Energieträgern freigesetzt wird, um Wasser zu verdampfen. Durch die anschließende Entspannung des Wasserdampfs in der Dampfturbine wird der Generator angetrieben. Als Brennstoff wird häufig Stein- oder Braunkohle eingesetzt. Moderne Dampfkraftwerke zeichnen sich durch einen vergleichsweise hohen Wirkungsgrad von bis zu 45 % aus. Im Vergleich zu Gasturbinenkraftwerken haben sie niedrigere Brennstoffkosten, sind jedoch mit höheren Investitionskosten verbunden, da sie kostenintensive Anlagen wie

Dampferzeuger, Kondensator mit Kühlturm, Speisewasseraufbereitung usw. benötigen [8] [9].

Im Rahmen der Diplomarbeit wird die Dampfturbine durch ein vereinfachtes Modell dargestellt. Aus diesem Grund wird hier der Dampfturbinenprozess nur grundlegend erklärt. Auf die thermodynamischen Gleichungen wird nicht eingegangen.

### 2.2.1. Clausius-Rankine-Prozess

Der Clausius-Rankine-Prozess ist der ideale Vergleichsprozess für den Dampfkreisprozess. Es handelt sich um einen inhomogenen Prozess, da sich gasförmige und flüssige Phasen des Arbeitsmediums abwechseln. Im Gegensatz dazu ist der Joule-Prozess homogen, da nur die gasförmige Phase auftritt [8].

In Abbildung 2.6 sind die Zustandsänderungen des Kreisprozesses dargestellt [8]:

- 3-4: Arbeit wird isentrop zugeführt und in der Speisewasserpumpe der Wasserdruck auf den Kesseldruck von ungefähr 200 bar erhöht. Das Wasser befindet sich hier noch im flüssigen Zustand.
- 4-5-6-1: Es folgen drei isobare Bereiche im Kessel. Im Vorwärmer (4-5) wird das Wasser auf Siedetemperatur  $T_5$  gebracht, im Verdampfer (5-6) wird es bis zur Sättigungslinie geführt und anschließend im Überhitzer (6-1) auf die Prozesstemperatur von etwa 500 °C und höher gebracht.
- 1-2: In der Dampfturbine wird der überhitzte Dampf isentrop entspannt. Am Ende hat er eine Temperatur von etwa 30 °C bis 50 °C und einen Druck von 0,04 bis 0,1 bar.
- 2-3: Im Kondensator wird der Dampf in den flüssigen Aggregatzustand zurückgeführt. Dabei wird Kondensationswärme frei. Die Temperatur ändert sich dabei kaum. Aus dem Kondensator wird das Kondensatwasser mit einer Kondensatspeisepumpe in einen Speisewasserbehälter gepumpt, der bei Normaldruck betrieben wird.

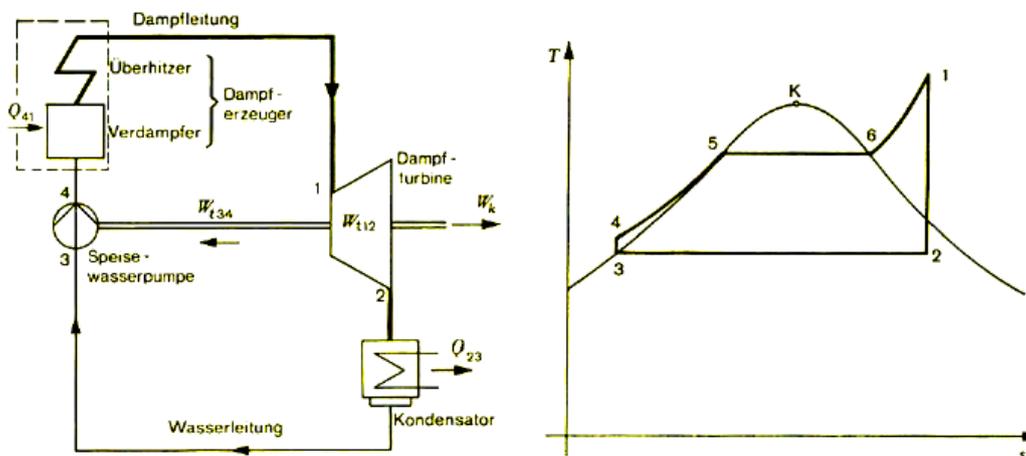


Abbildung 2.6 Schaltung einer Dampfturbinenanlage (links) mit den Zustandsänderungen im Dampfkreisprozess nach Clausius-Rankine (rechts) [8]

Übliche Prozesstemperaturen für moderne Dampfkraftwerke sind derzeit durch die verfügbaren Werkstoffe für Überhitzer und Frischdampfleitungen auf ca. 600 °C begrenzt. Zukünftig soll durch die Erhöhung der Frischdampf Temperatur auf 700 °C und des Frischdampfdruckes auf 350 bar der Wirkungsgrad auf 50 % angehoben werden [7].

### 2.2.2. Abhitzekessel

Ausschlaggebend für den Wirkungsgrad thermischer Kraftwerke ist die Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und der Wärmesenke. Gasturbinenkraftwerke haben Turbineneintrittstemperaturen von bis zu 1200 °C und Turbinenausgangstemperaturen von bis zu 600 °C. Moderne Dampfkraftwerke erreichen Prozesstemperaturen von bis zu 600 °C und Abdampftemperaturen im Bereich von ca. 30 °C bis 50 °C. Durch die Kombination dieser beiden Technologien ist es möglich, die Temperaturdifferenz, und somit auch den Wirkungsgrad, wesentlich zu steigern. Das thermodynamische Prinzip ist in der Abbildung 2.7 dargestellt [7].

Die Abwärme der Gasturbine gelangt über einen Abgaskanal zum Abhitzekessel, in welchem das Wasser für den anschließenden Dampfturbinenprozess vorgewärmt, verdampft und überhitzt wird. Der Abhitzekessel ist ein konventioneller Wärmetauscher. Die Gasturbine für ein GuD-Kraftwerk unterscheidet sich nur geringfügig von konventionellen Gasturbinen. Dagegen eignet sich der Abhitzekessel nur für GuD-Kraftwerke, da er einen beträchtlich kleineren umbauten Raum als konventionelle Kessel hat [9].

Die einfachste Umsetzung des GuD-Prozesses ist in der Abbildung 2.8 dargestellt. Der Abhitzekessel ist als ein nicht befeuerter Eindruckkessel ausgeführt. Die Gasturbinenabgase werden im Abhitzekessel bis auf die Kamintemperatur abgekühlt. Der Temperaturunterschied zwischen den Abgasen und dem Arbeitsstoff im Kessel liegt in der Größenordnung von 10 °K [9].

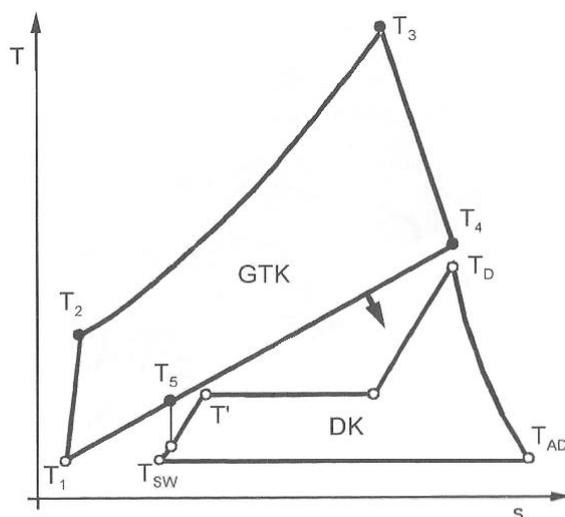


Abbildung 2.7 T,s-Diagramm des kombinierten Gas- und Dampfprozesses [9]

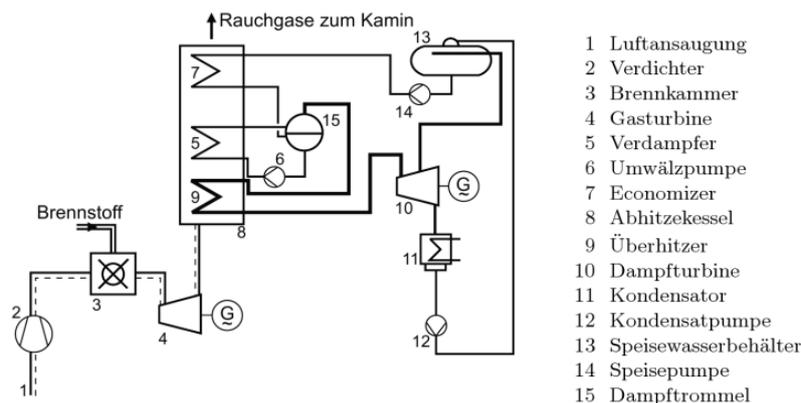


Abbildung 2.8 Schaltschema eines GuD-Prozesses mit Gasturbine und nachgeschaltetem Dampfturbinenprozess [7]

Der Abhitzekessel besteht im Wesentlichen aus einem Speisewasservorwärmer (Economizer), einem Verdampfer und dem Überhitzer. Um hohe Dampftemperaturen zu erreichen, muss der Abhitzekessel als ein Gegenstromwärmetauscher ausgeführt werden. Dies ist die Folge der kleinen Temperaturdifferenz zwischen dem Abgas und dem Arbeitsstoff [9].

In der Abbildung 2.9 ist der Temperaturverlauf des Abgas- und des Arbeitsstoffes entlang des Abhitzekessels dargestellt. Die durchströmenden Abgase geben ihre Energie an den Arbeitsstoff ab, wobei die Temperatur des Arbeitsstoffes im Economizer und im Überhitzer steigt. Im Verdampfer bleibt die Temperatur konstant. Die höchste Temperaturdifferenz wird am Überhitzereintritt erreicht und die kleinste Temperaturdifferenz am Verdampfereintritt. Dieser Punkt der kleinsten Temperaturdifferenz wird auch als Pinch-point bezeichnet. In diesem Punkt ist die Arbeitsstofftemperatur gleich der Siedetemperatur, die vom dortigen Druck abhängt. Die Kamintemperatur wird durch die Siedetemperatur bestimmt und beträgt beim Eindruckkessel um die 200 °C [9].

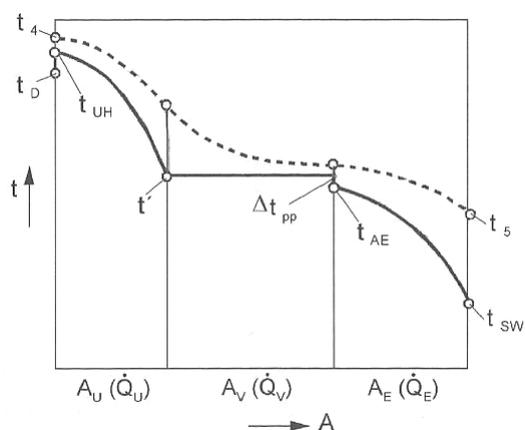


Abbildung 2.9 Temperaturverlauf des Abgas- und des Arbeitsstoffes entlang des Abhitzekessels ( $A_U, \dot{Q}_U$ -Überhitzer;  $A_V, \dot{Q}_V$ -Verdampfer;  $A_E, \dot{Q}_E$ -Economizer)

Die Kamintemperatur bei Eindruckkesseln ist vergleichsweise hoch. Durch Mehrdruckkessel kann diese noch weiter abgebaut werden. Die Druckstaffelung, wie auf der rechten Seite der Abbildung 2.10 dargestellt, führt zu weiteren Pinch-points im Temperaturverlauf, und somit auch zu kleineren Kamintemperaturen. Mit der steigenden Anzahl der Druckstufen kommt es zu einer Verringerung der Exergieverluste, die in der Abbildung durch die schraffierte Fläche dargestellt sind. Diese Kesselbauweise ist mit höheren Investitionskosten verbunden und ist erst bei höheren Volllaststunden wirtschaftlich [9].

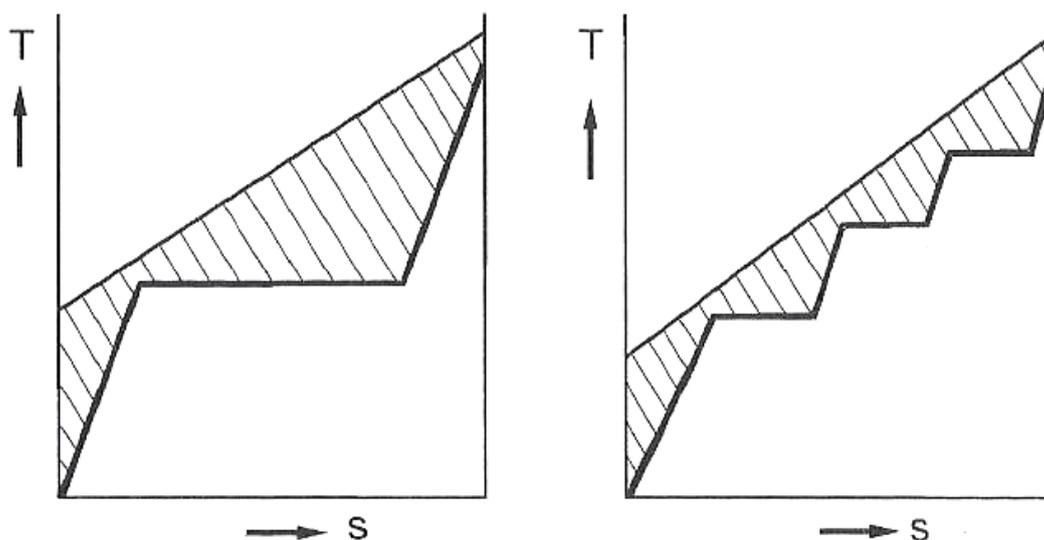


Abbildung 2.10 Idealisiertes T,s-Diagramm des Ein- und Mehrdruckprozesses

### 2.3. Zukunft der GuD-Kraftwerke

Durch den Ausbau der erneuerbaren Energieerzeugung in der EU wird es zukünftig einen höheren Bedarf an konventionellen Kraftwerken geben, die sich durch Schnellstartfähigkeit, hohe Lastgradienten und niedrige Treibhausgasemissionen auszeichnen.

Dies zeigt sich auch am Beispiel Deutschlands, wo eine wesentliche Änderung im Betrieb konventioneller thermischer Kraftwerke erwartet wird [14]. Um Netzstabilität zu gewährleisten und Überkapazitäten zu vermeiden, werden sie im sogenannten *Zweischichtbetrieb* arbeiten müssen. Das heißt, die Kraftwerke werden wöchentlich oder auch täglich mehrmals komplett aus- und wieder eingeschaltet. Daher wird zukünftig die Schnellstartfähigkeit der Kraftwerke eine wesentliche Rolle spielen.

Zwei Drittel der Gesamtleistung des GuD-Kraftwerks wird durch die Gasturbine und ein Drittel durch die Dampfturbine erbracht. Dies wirkt sich positiv auf das Betriebsverhalten aus, da somit schneller auf Laständerungen reagiert werden kann. Die Vorleitregelung der Gasturbine ermöglicht es, das Kraftwerk in einem breiten Lastbereich wirtschaftlich zu betreiben [9].

Die wesentlichen Vorteile, die GuD-Kraftwerke gegenüber anderen thermischen Kraftwerken haben, können der Tabelle 2.1 entnommen werden. Moderne GuD-Kraftwerke können in einem weitaus höheren Lastbereich hohe Lastgradienten fahren, behalten ihren hohen Wirkungsgrad auch bei Teillasten und haben eine höhere Anlaufgeschwindigkeit in allen betrachteten Fällen. Außerdem verursachen sie nur die Hälfte der Treibhausgasemissionen wie moderne Dampfkraftwerke. Zwar entsteht durch die Kernspaltung in Atomkraftwerken keine direkte Umweltbelastung, es werden aber radioaktive Abfallprodukte erzeugt, die entsorgt und für eine lange Zeit sicher gespeichert werden müssen. Außerdem besteht bei Atomkraftwerken ein grundsätzliches Risiko bezüglich einer Kernschmelze oder des Austritts radioaktiver Materialien.

Vergleichsparameter	Atomkraftwerk	Modernes Dampfkraftwerk	Gas-und-Dampfkraftwerk	
			Siemens F-Klasse	Siemens H-Klasse
Durchschnittliche Lastgradienten im Lastfolgebetrieb (Lastbereich in Prozent der Nennleistung)	10 %/min (80-100 %) 5 %/min (50-100 %) 2 %/min (20-100 %)	3-6 %/min (40-100 %)	4-8 %/min (40-100 %)	4-9 %/min (40-100 %)
Netzfrequenzregelung (Lastbereich)	60%/min (60-100%)	>60%/min (40-100%)	180%/min (50-100%)	180%/min (50-100%)
Mindestlast (in % der Nennleistung)	20-30 %	20-25% im Umlaufbetrieb 35-40 % in Durchlaufbetrieb	30-50 % als Mono-Blockanlage 15-25 % Kraftwerk mit 2 GT + 1 DT	
Wirkungsgrad (100 %-Belastung)	36-38 %	45-47 %	58-59 %	>60-61 %
Wirkungsgrad (50 %-Belastung)	33-35 %	42-44 %	52-55 % Mono-Block <60 % Multi-Block	54-57 % Mono-Block >60 % Multi-Block
CO <sub>2</sub> -Emissionen (g/kWh)	keine	740	345	330
SO <sub>2</sub> -Emissionen (mg/Nm <sup>2</sup> )	keine	100-200	≈ 0	≈ 0
NO <sub>x</sub> -Emissionen (mg/Nm <sup>2</sup> )	keine	75-100	30-50	30-50
Heißstart	60-120 min	80-150 min	30-60 min	
Warmstart	2-3 h	3-5 h	1-1,5 h	
Kaltstart	15-20 h	5-10 h	2-3 h	
Start-up-Zuverlässigkeit	nicht relevant	87-93 %	95-99 %	

Tabelle 2.1 Vergleich konventioneller thermischer Kraftwerke nach [14]



### 3.1.1. Modellbeschreibung

Das Modell arbeitet im *per Unit* (p.u.)-System, das heißt, alle Größen werden auf die Nenndaten bezogen. Die Temperaturen hingegen werden in Kelvin oder Fahrenheit berechnet. Für das Modell gilt die Nomenklatur aus der Tabelle 3.1.

Koeffizient	Erklärung	Koeffizient	Erklärung
$a, b, c$	Koeffizienten für das Brennstoffsystem	$E_{CR}$	Verzögerung Verbrennungsprozess
$W, X, Y, Z$	Koeffizienten für den Drehzahlregler	$E_{TD}$	Verzögerung Abgastransport
$K_F$	Rückkopplung im Brennstoffsystem	$T_{CD}$	Verzögerung am Verdichterausgang
$N$	Drehzahl in p.u.	$T_F$	Zeitkonstante des Brennstoffsystems
$T_R$	Referenzausgangstemperatur	$T_I$	Rotorzeitkonstante
$T_X$	Augenblickswert der Ausgangstemperatur	$T_T$	Integrationsrate für die Temperaturregelung
$VCE$	Brennstoffsignal in p.u.	$W_F$	Brennstoffstrom in p.u.

Tabelle 3.1 Nomenklatur für Rowens-Modell [15]

Die Eingangsgröße beim *Drehzahlregler* (*Speed Governor*) ist die Drehzahlabweichung. Diese wird durch die Differenz zwischen der Referenzdrehzahl zusammen mit einem *Digital Set Point* und dem Augenblickswert der Drehzahl gebildet. Durch eine geeignete Wahl der Koeffizienten  $W$ ,  $X$ ,  $Y$  und  $Z$  kann der Drehzahlregler als Droop oder Isochron-Regler implementiert werden.

Typ	W	X	Y	Z
Droop	25	0	0,05	1
Isochron	25	2,5	0,83	0

Tabelle 3.2 Typische Werte für den Drehzahlregler [15]

Der *Droop-Regler* ist ein einfacher Proportionalregler. Die Verstärkung  $W$  ist gleich dem Kehrwert des eingestellten Droops. Dieser beträgt meistens 4 % oder 5 %. Bei einem Droop von 4 % wird die Generatordrehzahl im Leerlauf 4 % höher als die Nenndrehzahl sein (bzw. die Referenzdrehzahl). Die Droop-Regelung ist Standard bei primärregelnden Kraftwerken in Verbundnetzen.

Der *Isochron-Regler* ist ein Proportional-Integral-Regler. In dieser Ausführung bleibt der *Digital Set Point* immer auf null. Der Fehler wird herauf- oder herunterintegriert, bis die

Drehzahlabweichung null und die Erzeugung der Gasturbine gleich der Last ist. Da hier die Drehzahl streng reguliert wird, eignet sich dieser Reglertyp nur im Inselbetrieb.

Der *Temperaturregler (Temperature Control)* ist auch ein Proportional-Integral-Regler und begrenzt über die Regelgröße Turbinenausgangstemperatur die Turbineneintrittstemperatur. Als Eingangsgröße wird eine Differenz zwischen der Referenzausgangstemperatur und dem Augenblickswert der Turbinenausgangstemperatur gebildet. Ist die Referenztemperatur größer als der Augenblickswert, wird der Regler herunterintegrieren und vice versa. Da die Ausgangstemperatur durch eine Reihe von Thermoelementen mit Strahlungsschildern gemessen wird, entsteht ein Messfehler, der durch die Blöcke *Thermocouple* und *Radiation Shield* dargestellt werden soll.

Der *Beschleunigungsregler* wird beim Anfahren der Gasturbine gebraucht. Er begrenzt die Rotorbeschleunigung und verringert die thermische Belastung der Komponenten während des Anfahrvorgangs.

Das Brennstoffnachfragesignal wird durch die Ausgänge des Drehzahl-, des Temperatur- und des Beschleunigungsreglers gebildet. Die Ausgänge dieser drei Signale kommen in das *Low Value Select (LVS)*. Im LVS wird der kleinste dieser Werte als Ausgang genommen und dieser bildet das Brennstoffnachfragesignal *VCE*. Der Temperaturregler stellt eine Leistungsbegrenzung für die Gasturbine dar: Sobald die Ausgangstemperatur größer ist als die Referenztemperatur, wird der Ausgang des Temperaturreglers kleiner sein als der des Drehzahlreglers, womit das LVS diesen Wert als Brennstoffnachfragesignal übernimmt. Der LVS-Ausgang ist nach oben und unten begrenzt. Die obere Grenze soll nur als zusätzliche Sicherung dienen und wird im Normalbetrieb nicht auftreten. Die untere Grenze bestimmt das Minimum an Brennstoffstrom, das für die Erhaltung der Flamme in der Brennkammer benötigt wird.

*Valve Positioner* und *Fuel System* bilden das *Brennstoffsteuerungssystem*. Der Eingang ist ein Produkt aus dem VCE-Signal und der Turbinendrehzahl. Durch eine geeignete Wahl der hier auftretenden Koeffizienten kann ein System mit flüssigem und gasförmigem Brennstoff nachgebildet werden.

Brennstoff	a	b	c	$T_F$	$K_F$
Gasförmig	1	0,05	1	0,40	0
Flüssig	10	1	0	0,10	1

Tabelle 3.3 Beispiele für Systeme mit flüssigem und gasförmigem Brennstoff [15]

Die Dynamik der Gasturbine wird durch die Verzögerungen  $E_{CR}$ ,  $E_{TD}$  und  $T_{CD}$  nachgebildet. Diese entstehen durch den Verbrennungsprozess, den Abgastransport und am Verdichterausgang.

Die Turbinenausgangstemperatur und das Turbinendrehmoment werden durch die zwei linearen Funktionen  $f_1$  und  $f_2$  berechnet. Werden die Modelleinschränkungen eingehalten, so erzielen diese zwei Funktionen zufriedenstellende Ergebnisse.

$$f_1 = T_x = T_R - 390(1 - W_F) + 306(1 - N) \quad (3-1)$$

$$f_2 = \text{Drehmoment} = 1,3(W_F - 0,23) + 0,5(1 - N) \quad (3-2)$$

### 3.1.2. Rowens Gasturbinenmodell mit Vorleitregelung

Ein wesentlicher Nachteil des ursprünglichen Rowen-Modells war, dass es keine Möglichkeit der Luftstromregelung gab. Somit ist es wenig sinnvoll, das Modell auf einen Kombiprozess mit einer nachgeschalteten Dampfturbine auszudehnen. Rowen erweiterte sein Modell durch eine Vorleitregelung (engl. IGV) in [16].

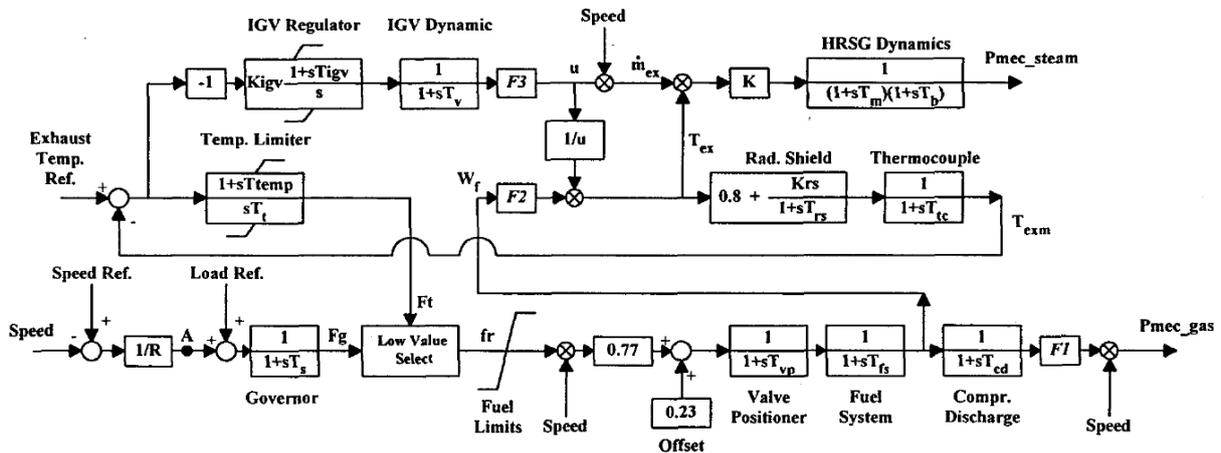


Abbildung 3.2 Rowens-Modell mit Vorleitregelung aus [17]

In der Abbildung 3.2 ist das Modell mit der Vorleitregelung und einer nachgeschalteten Dampfturbine dargestellt.

Die *Vorleitregelung* wird durch die Blöcke *IGV Regulator*, *IGV Dynamics* und  $f_3$  umgesetzt. Die Funktionsweise wurde bereits im Kapitel 2.1.5 beschrieben. Der Abgasstrom ist das Produkt des Ausgangs des Funktionsblocks  $f_3$  und der Drehzahl. Der Funktionsblock  $f_3$  bildet durch eine nichtlineare Funktion die Verstellung der Leitschaufeln nach.

$$f_3 = (L_{IGV})^{0,257} \quad (3-3)$$

Genauere Beschreibungen der Modelle finden sich in [15], [16] und [17].

### 3.2. Das IEEE-GuD-Modell

Im Jahr 1994 veröffentlichte die IEEE-Arbeitsgruppe für Kraft- und Energieversorgungssystemmodelle in [18] ein dynamisches Modell für GuD-Kraftwerke. Es besteht aus den Submodellen für *Leistungsfrequenzregelung*, *Luft- und Brennstoffsteuerung*, *Gasturbine* und *Abhitzekessel mit Dampfturbine*. Viele Bezeichnungen und Funktionalitäten wurden aus dem Rowen-Modell übernommen, was zu einer ähnlichen Nomenklatur geführt hat. In der Abbildung 3.3 ist das aus Submodellen bestehende IEEE-Konzept dargestellt.

Koeffizient	Erklärung	Koeffizient	Erklärung
$N$	Drehzahl in p.u.	$W_D$	Luftstromnachfrage in p.u.
$F_D$	Brennstoffnachfrage in p.u.	$W_F$	Brennstoffstrom in p.u.
$T_i$	Umgebungstemperatur in p.u.	$W, W_0$	Luftstrom in p.u., Nennwert in kg/s
$T_R$	Referenztemperatur in p.u.	$K_6$	Leerlaufverbrauch der Gasturbine in p.u.
$T_E$	Augenblickswert der Ausgangstemperatur in p.u.	$K_3 = 1 - K_6$	Anteil Brennstoffverbrauch ohne Leerlaufverbrauch
$T'_E$	Gemessener augenblickswert der Ausgangstemperatur in p.u.	$PR_0$	Druckverhältnis
$T_F, T_{F0}$	Turbineneingangstemperatur in p.u., Nennwert in °K	$T_D$	Druckgastemperatur in p.u.
$V_{CE}$	Brennstoffsignal in p.u.	$\gamma$	Isentropenexponent
$K_0$	Bezugskonstante	$x$	Druckverhältnisparameter
$K_2$	Brennkammertemperaturanstieg	$P_{MG}$	Mechanische Leistung der Gasturbine
$\eta_C$	Wirkungsgrad des Kompressors	$\eta_T$	Wirkungsgrad der Turbine
$T_{R1}$	Zeitkonstante der Referenzausgangstemperatur	$T_5$	Zeitkonstante der Temperaturregelung
$E_{CR}$	Verzögerung Verbrennungsprozess	$T_t$	Integrationsrate der Temperaturregelung
$E_{TD}$	Verzögerung Abgastransport	$T_v$	Zeitkonstante der Vorleitregelung
$T_{CD}$	Verzögerung am Verdichterausgang	$T_f$	Zeitkonstante des Brennstoffsystems
$K_4$	Strahlungsschildkonstante	$a, b, c$	Koeffizienten für das Brennstoffsystem
$K_5$	Strahlungsschildkonstante	$K_f$	Rückkopplung im Brennstoffsystem
$T_3$	Strahlungsschildzeitkonstante	$b_{f1}, c_{f2}$	Konstanten
$T_4$	Zeitkonstante des Temperaturmesssystems		

Tabelle 3.4 Nomenklatur im IEEE-Modell

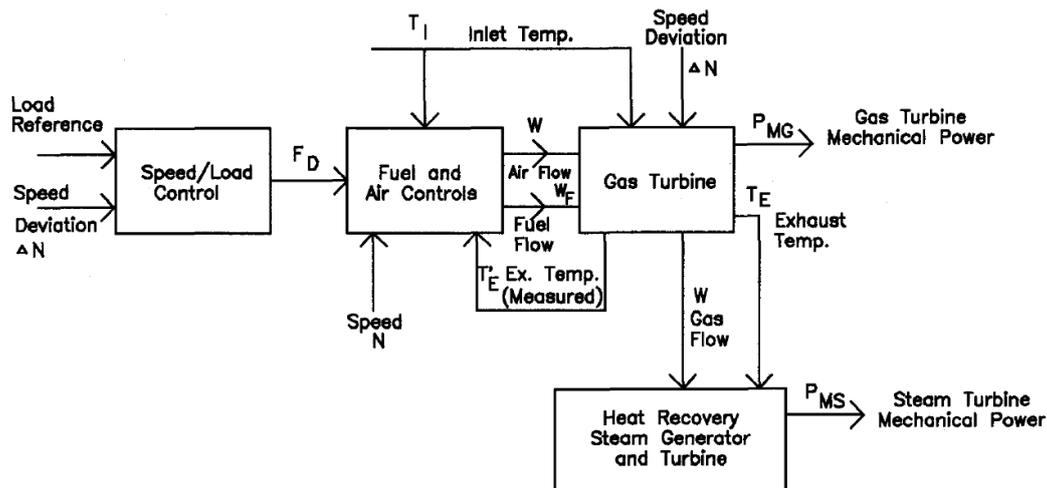


Abbildung 3.3 IEEE-Schema mit Submodellen für ein GuD-Kraftwerk [18]

Für das Gesamtmodell wurden folgende Einschränkungen definiert:

- die einwillige Gasturbine arbeitet bei konstanter Drehzahl,
- konstantes Druckverhältnis,
- die Gasturbine hat eine Vorleitregelung,
- Abhitzeessel ohne Zusatzfeuerung.

### 3.2.1. Leistungsfrequenzregelung

Bei der *Leistungsfrequenzregelung* werden die gleichen Bezeichnungen wie im Rowen-Modell benutzt. Für die Umsetzung eines Droop- oder Isochron-Reglers können die Daten aus der Tabelle 3.2 verwendet werden.

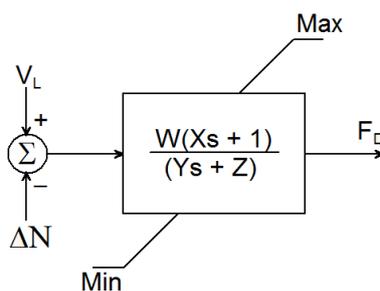


Abbildung 3.4 Submodell der Leistungsfrequenzregelung nach [18]

Die Eingangsgröße wird aus der Differenz zwischen der Lastreferenz  $V_L$  und der Drehzahlabweichung  $\Delta N$  gebildet. Ausgangsgröße ist die Brennstoffnachfrage  $F_D$ .

### 3.2.2. Luft- und Brennstoffsteuerung

In der Abbildung 3.5 ist die Umsetzung des Submodells der *Luft- und Brennstoffsteuerung* dargestellt. Eingangsgrößen sind die Drehzahl  $N$ , der Brennstoffbedarf  $F_D$ , die Umgebungstemperatur  $T_i$  und die gemessene Turbinenausgangstemperatur  $T'_E$ , aus denen die Ausgangsgrößen Luftstrom  $W$  und Brennstoffstrom  $W_F$  gebildet werden.

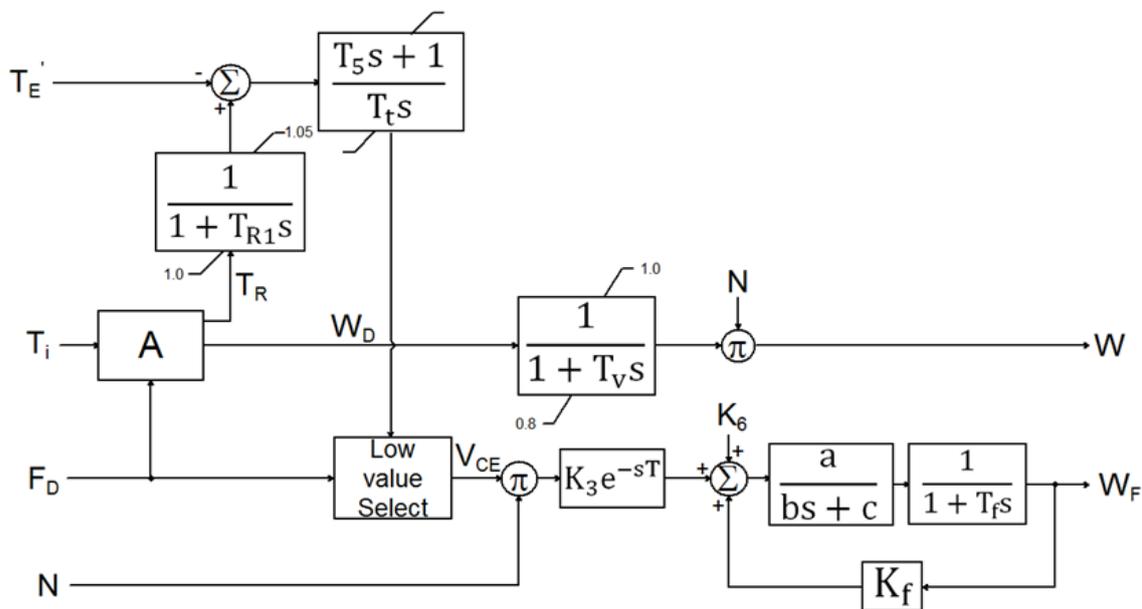


Abbildung 3.5 Luft- und Brennstoffsteuerung nach [18]

Die *Vorleitregelung* der Gasturbine wird im Block A umgesetzt. Hier werden die Luftstromnachfrage  $W_D$  und die Referenzausgangstemperatur  $T_R$  berechnet. Sie sind von der Umgebungstemperatur  $T_i$  und der Brennstoffnachfrage  $F_D$  abhängig. Ausgangspunkt für die Berechnung der Referenzausgangstemperatur sind die Gleichungen (3-4) bis (3-6).

$$T_R = T_F \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T \right] \quad (3-4)$$

$$x = [PR_0 \cdot W]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3-5)$$

$$T_F = T_D + \frac{W_F}{W} K_2 = T_i \left( 1 + \frac{x-1}{\eta_c} \right) + \frac{W_F}{W} K_2 \quad (3-6)$$

$$K_2 = \frac{\Delta T_0}{T_{F0}} \quad (3-7)$$

Die Luftstromnachfragefunktion ist eine nichtlineare Funktion, die nur mit Lösungsverfahren, wie z. B. dem Newton-Verfahren, gelöst werden kann. Die Gleichung

(3-8) berechnet den nötigen Luftstrom für die Turbinenleistung  $P_G$  bei Umgebungstemperatur  $T_i$ .

$$W = \frac{P_G \cdot K_0}{T_F \left(1 - \frac{1}{x}\right) \eta_T - T_i \left(\frac{x-1}{\eta_C}\right)} \quad (3-8)$$

Werden Gleichungen (3-5) und (3-6) in die Gleichung (3-8) eingesetzt, so entsteht eine Funktion, mit der die Berechnung der Luftstromnachfrage erfolgen kann [19]:

$$PR_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left(\eta_T + \frac{T_i}{\eta_C}\right) W_D^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \eta_T - PR_0^{\frac{2(\gamma-1)}{\gamma}} \left(\frac{T_i}{\eta_C}\right) W_D^{\frac{2(\gamma-1)}{\gamma}} - PR_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot P_G \cdot K_0 \cdot W_D^{\frac{\gamma-1}{\gamma}-1} = 0 \quad (3-9)$$

$$K_0 = \frac{P_G \cdot 3413}{W_0 \cdot T_{F0} \cdot C_p} \left[ \frac{kW}{\frac{lbs}{s} \cdot ^\circ R \cdot \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F}} \right] \quad (3-10)$$

Der nachgefragte Luftstrom wird der Gasturbine nicht sofort bereitgestellt. Dies erfolgt mit einer zeitlichen Verzögerung, modelliert durch das PT-1-Glied mit der Zeitkonstante  $T_p$ . Diese soll die Reaktionszeit der Vorleitregelung darstellen. Der Luftstrom kann sich in Grenzen von 80 % bis 100 % des Nennluftstromes bewegen, womit die Turbinenausgangstemperatur im Leistungsbereich von ca. 80 % bis 100 % der Nennturbinenleistung konstant gehalten wird. Das Produkt aus Luftstromnachfrage und der Turbinendrehzahl ergibt den Augenblickswert des Luftstromes  $W$ .

Die *Temperaturregelung* funktioniert wie die im Rowen-Modell. Aus der Differenz der gemessenen Turbinenausgangstemperatur  $T'_E$  und der Referenzausgangstemperatur  $T_R$  wird das Eingangssignal des Proportional-Integral-Reglers gebildet. Im Normalbetrieb ist die Referenztemperatur immer größer als die Turbinenausgangstemperatur und das Ausgangssignal der Temperaturregelung wird an einer oberen Grenze von meist 1.1 p.u gehalten. Ist die Referenz kleiner als die gemessene Ausgangstemperatur, so wird der Regler herunterintegrieren, bis  $T_R$  wieder größer als  $T'_E$  ist.

Das Brennstoffnachfragesignal  $V_{CE}$  ist das Ausgangssignal des LVS-Blocks. Die Eingänge sind die Brennstoffnachfrage  $F_D$  und das Ausgangssignal der Temperaturregelung. Der kleinere von diesen beiden Eingängen ist der Ausgang des LVS-Blocks.

Die *Brennstoffsteuerung* wurde analog zum Rowen-Modell ausgeführt und es können die Daten aus der Tabelle 3.3 benutzt werden, um flüssige oder gasförmige Brennstoffe nachzubilden.



Funktion, die aus den stationären Messungen abgeleitet werden kann [18]. Die so modellierte Dampfturbine kann zugleich im Rowen-Modell benutzt werden.

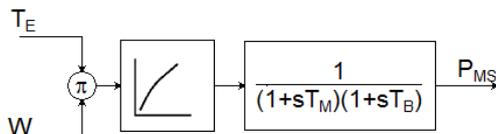


Abbildung 3.7 Vereinfachtes Dampfturbinenmodell nach [18]

### 3.3. Begründung der Modellwahl

Die vorgestellten Modelle ähneln sich im Aufbau und der Komplexität. Die beiden Modelle unterscheiden sich nur in der Umsetzung der Vorleitregelung und der Gasturbine.

Ein wesentlicher Vorteil des IEEE-Modells besteht in der Tatsache, dass für die Modellierung die Kenntnis der Nennwerte der Umgebungs-, der Turbineneintritts- sowie der Turbinenausgangstemperatur und des Druckverhältnisses ausreicht. Diese Daten können aus den Broschüren der Turbinenhersteller entnommen werden. Die Funktionen im Rowen-Modell wurden anhand der Kenntnisse der Betriebskennlinien der GE Gasturbinen ausgeführt, welche bei der Modellierung anderer Kraftwerke nur schwer verfügbar wären [19]. Aus diesem Grund erfolgte die Umsetzung auf der Basis des IEEE-Modells.

## 4. Simulationssoftware – SIMSEN

*SIMSEN (Modular Simulation software for analysis of ENergy conversion Systems)* ist eine Simulationssoftware für stationäre und dynamische Analysen von elektrischen Netzen, drehzahlvariablen Antrieben und hydraulischen Systemen, entwickelt an der Eidgenössischen Technischen Hochschule Lausanne.

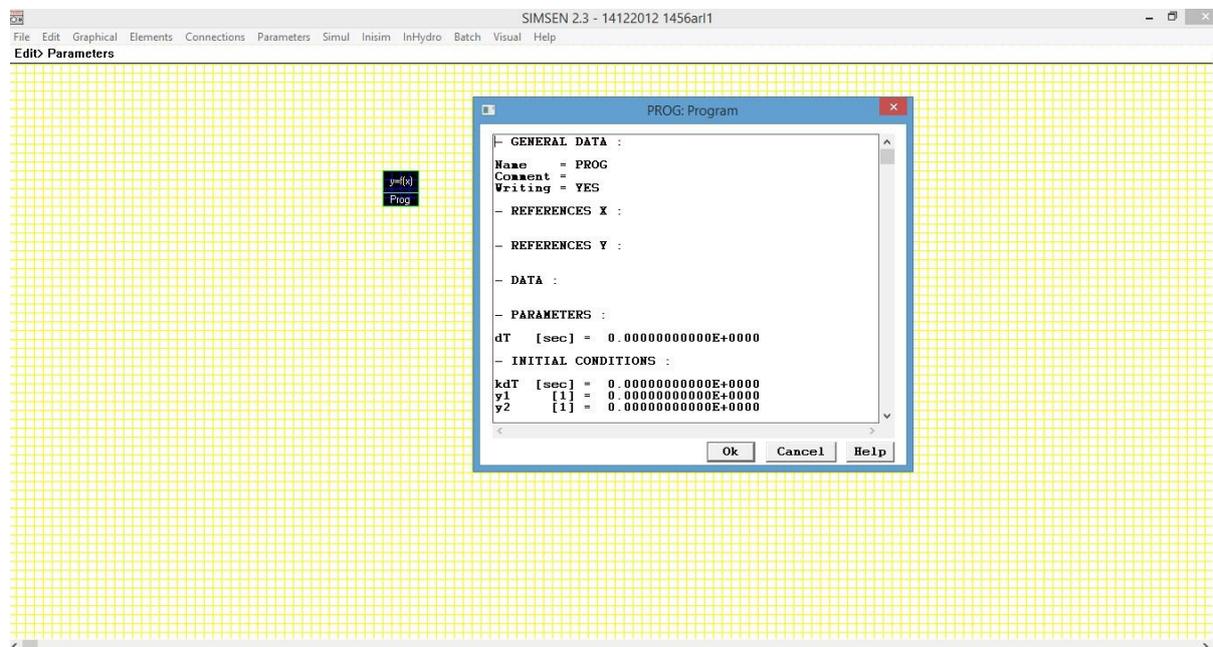


Abbildung 4.1 Grafische Benutzeroberfläche

Die Modellierung und die Simulation von beliebigen Topologien erfolgen im *SIMSEN*-GUI (Graphical User Interface, Abbildung 4.1) durch das Hinzufügen von Modulen. Dazu steht dem Benutzer im Menü *Elements* eine Vielzahl von Elementen zur Verfügung, die nach ihren Eigenschaften in drei Gruppen gegliedert werden können:

- Regler und Funktionen,
- elektrische Elemente sowie
- hydraulische Elemente.

Jedes Element ist durch eine Menge von Parametern charakterisiert, die für jeden Elementtyp spezifisch sind. Einzig die Eingabe der Basisdaten ist bei allen Elementen gleich und erfolgt im Feld *GENERAL DATA* mit folgenden Attributen:

- *Name* – Name des Elements, muss bei jedem unterschiedlich sein;
- *Comment* – Kommentar oder Beschreibung;
- *Writing* – Hier kann definiert werden, ob die Ergebnisse des Elements in eine Datei gespeichert werden oder nicht. Bei elektrischen und hydraulischen Elementen kann zusätzlich ausgewählt werden, ob die gespeicherten Daten in SI-Einheiten oder als bezogene Größen (p.u.) angezeigt werden. Die gültigen Eingaben für das Speichern

sind YES bei Reglern und Funktionen sowie SI und PU bei elektrischen und hydraulischen Elementen. Jede andere Eingabe führt dazu, dass für das Element keine eigene Ergebnisdatei angelegt wird.

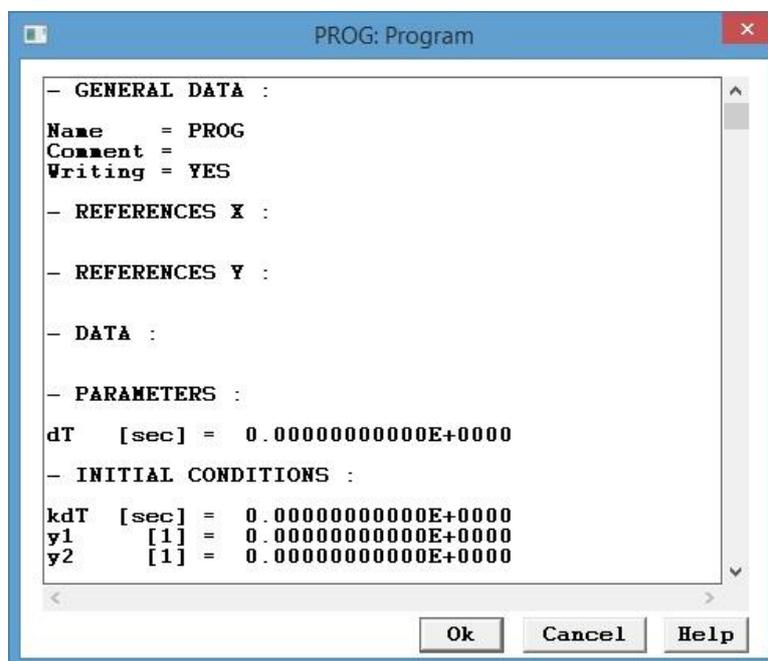


Abbildung 4.2 Parameter des Elements Program

#### 4.1. Aufbau von Regelkreisen

Der Aufbau von Regelkreisen in *SIMSEN* erfolgt nicht grafisch, sondern durch Labels, die in jedem Element festgelegt werden können. Das Schaltbild kann anschließend durch grafische Elemente (Linien, Kreise, Pfeile und Beschriftungen) visualisiert werden, um das Lesen der implementierten Struktur für den Benutzer zu erleichtern.

Die Elemente, mit denen Regelkreise aufgebaut werden, sind im *SIMSEN*-Menü Elements unter *Regulators and Functions* zu finden. Für das Lesen und Schreiben verfügt jedes Element aus dieser Gruppe über die Felder REFERENCES X und REFERENCES Y. Größen aus anderen Elementen können unter REFERENCES X gelesen und intern verwendet werden, was mit einem Label im folgenden Format erfolgt:

$$\textit{Element Quantity coeff1 coeff2 Legend Unit Comment} \quad (4-1)$$

- *Element* – Name des Elements, aus dem eine Größe ausgelesen wird;
- *Quantity* – Bezeichnung der Größe, die gelesen wird;
- *coeff1, coeff2* – Koeffizienten zur Bearbeitung von Eingangsgrößen;
- *Legend und Unit* – werden bei der Visualisierung der Ergebnisse verwendet, um die berechnete Größe zu beschreiben, sind aber nicht erforderlich;
- *Comment* – Kommentar, auch nicht erforderlich.

Jede Zeile  $i$  in REFERENCES X wird intern als Eingang  $x_i$  gespeichert und wie folgt berechnet:

$$x_i = \text{Quantity}(\text{Element}) * \text{coeff1} + \text{coeff2} \quad (4-2)$$

Labels unter REFERENCES Y ermöglichen das Überschreiben von Parametern in anderen Elementen mit Größen aus dem vorliegenden Element. Das Label hat folgendes Format:

$$\text{Element Parameter} = \text{Quantity coeff1 coeff2 Legend Unit Comment} \quad (4-3)$$

- *Element* – Name des Elements, in welches geschrieben wird;
- *Parameter* – Name des Parameters, in welches geschrieben wird;
- *Quantity* – Name der Größe aus dem vorliegenden Element, die verwendet wird, um den Parameter des anderen Elementes zu ändern;
- *Legend, Unit und Comment* – gleich wie bei REFERENCES X.

Sehr wichtig ist es hier, das Gleichheitszeichen zwischen *Parameter* und *Quantity* zu setzen, da sonst keine Werte übernommen werden. Der Wert, mit dem geschrieben wird, wird ähnlich wie in REFERENCES X berechnet:

$$\text{Parameter}(\text{Element}) = \text{Quantity} * \text{coeff1} + \text{coeff2} \quad (4-4)$$

Innerhalb des in Kapitel 5 dargestellten Modells wurden für die Regelung sowie für die mathematische Beschreibung des GuD-Kraftwerks meist die Elemente *Regulator* und *Program* herangezogen.

#### 4.1.1. Elements: *Regulator*

Mit dem *Regulator* ist es möglich, sieben verschiedene Reglertypen zu implementieren. Ausgehend von einem Eingang, der durch die Summe von bis zu 10 Signalen gebildet wird, generiert der Regulator einen von eingestellten Parametern abhängigen Ausgang  $y$ .

Die Definition des Reglers erfolgt im Feld PARAMETERS mit folgenden Attributen:

- *type* – Auswahl des Reglertyps durch die Eingabe eines Wertes zwischen 0 und 6,
- *k, T1, T2, T4, T4* – Proportionalanteil und Zeitkonstanten,
- *minX, maxX, minY, maxY* – Anti-Wind-Up-Grenzen.

In Abhängigkeit davon, welcher Reglertyp ausgewählt ist, sind auch Zustandsvariablen  $y_1$  und  $y_2$  aktiv, mit denen Anfangszustände definiert werden können.

type	Regler	Übertragungsfunktion G(s)	Aktive Zustandsvariablen
0	Hysterese	-	y1
1	Proportional-Regler (P-Regler)	$G(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = k$	Keine
2	Integrierender-Regler (I-Regler)	$G(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{1}{sT1}$	y1
3	Proportional-Integral-Regler (PI-Regler)	$G(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = k \cdot \frac{1 + sT1}{sT1}$	y1
4	Proportional-Differential-Regler (PD-Regler)	$G(s) = k \cdot \frac{1 + sT1}{1 + sT2}$	y1
5	Proportional-Integral-Differential-Regler (PID-Regler)	$G(s) = k \cdot \frac{1 + sT3}{sT3} \cdot \frac{1 + sT1}{1 + sT2}$	y1 und y2
6	Proportional-Integral-Differential-Regler (PID-Regler)	$G(s) = k \cdot \frac{1 + sT1}{1 + sT2} \cdot \frac{1 + sT3}{1 + sT4}$	y1 und y2

Tabelle 4.1 Einstellungen für Element Regulator

#### 4.1.2. Elements: *Program*

Logische und mathematische Funktionen lassen sich in *SIMSEN* mit dem Element *Program* implementieren. Die Funktionen werden im Feld *DATA* umgesetzt und generieren bis zu 20 Ausgänge  $y_i$ , die von anderen Elementen gelesen werden können. Für jeden Ausgang kann im Feld *INITIAL CONDITITIONS* ein Anfangszustand definiert werden.

#### 4.2. Elektrische Elemente

Im Gegensatz zu Regelkreisen werden elektrische Elemente grafisch über Verbindungselemente *Wire* – Verbindung einzelner Elemente und *Crossing* – Verbindung mehrerer Elemente über Knoten, die im Menü *Connections* zur Verfügung stehen, verknüpft.

Elektrische Elemente besitzen ein zusätzliches Feld *RATED VALUES*, wo die Bezugs- bzw. Nennwerte des Elements eingeschrieben werden. Diese sind für die Simulation unbedingt notwendig, da alle Berechnungen in bezogenen Größen ausgeführt werden.

### 4.3. Lastflussanalyseprogramm – *Inisim*

Das Lastflussanalyseprogramm *Inisim* ermöglicht die Initialisierung von elektrischen Elementen. Ausgangspunkt für die Berechnung ist der gewünschte Betriebspunkt, definiert unter SPECIFIED OPERATING POINT. Die durch *Inisim* berechneten Zustände werden unter INITIAL CONTIDIONS gespeichert und bei der Simulation berücksichtigt (Abbildung 4.3).

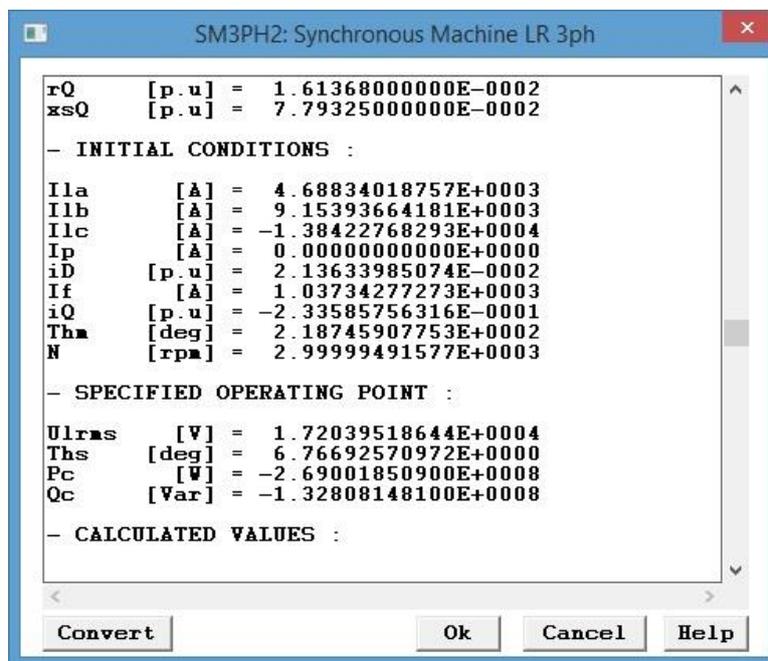


Abbildung 4.3 Definierter Betriebspunkt und die berechneten Anfangszustände einer Synchronmaschine

Regler und Funktionen können auf diese Weise nicht initialisiert werden. Hier müssen Anfangszustände manuell berechnet und in jedes Element eingegeben werden.

### 4.4. Simulationsprogramm - *Sim*

Die anschließende Simulation der aufgebauten Struktur erfolgt mit dem Simulationsprogramm *Sim*. Vor der eigentlichen Simulation müssen die Simulationsparameter definiert werden. Die wichtigsten Parameter hierbei sind *Time min* – die Anfangszeit der Simulation, *Time max* – die Endzeit der Simulation und *Integration step* – der Integrationsschritt. Unter anderem können hier Konstanten (CONSTANT DATA) und Parameter (PARAMETERS) sowie Störungen (DISTURBANCES), die sich zu bestimmten Zeitpunkten der Simulation ereignen, definiert werden.

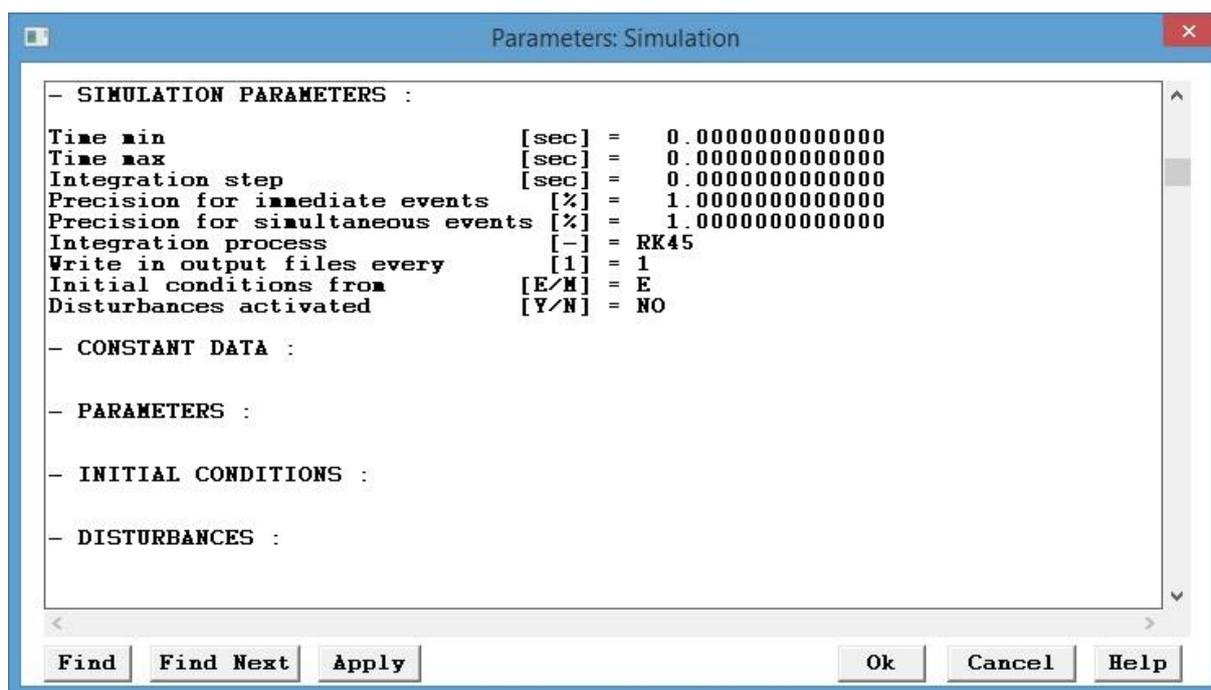
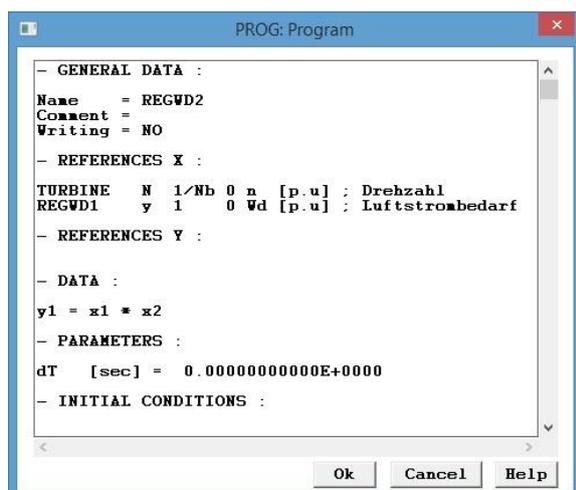


Abbildung 4.4 Simulationsparameter

## 4.5. Darstellung

Die einzelnen Elemente, die bei der Modellierung des GuD-Kraftwerks zum Einsatz kommen, verfügen über eine Vielzahl von Parametern, die teilweise nicht verwendet wurden. Aus diesem Grund werden in Rahmen diese Diplomarbeit die ausgeführten Elemente und deren Parametrisierung wie in der Abbildung 4.5 in Tabellen dargestellt. Es werden hierbei nur Parameter angeführt, die bei der Modellierung geändert wurden.



REGWD2	
Element	Program
Name	REGWD2
REFERENCES X	TURBINE N 1/Nb 0 n ; als x1 gesp. REGWD1 y 1 0 W_d ; als x2 gesp.
DATA	y1 = x1 · x2

Abbildung 4.5 Links-Darstellung in SIMSEN, rechts-Darstellung in der Diplomarbeit

## 5. Gas-und-Dampfkraftwerk in SIMSEN

Das im Rahmen dieser Diplomarbeit entwickelte Modell eines GuD-Kraftwerks mit der Simulationssoftware *SIMSEN* teilt sich in zwei Subsysteme auf. Im thermomechanischen Subsystem wird, in Anlehnung an die in den vorherigen Kapiteln beschriebenen Modelle, eine GuD-Anlage entwickelt, die über das elektrische Subsystem mit dem Netz gekoppelt ist. Bei der Modellierung wird von folgenden Annahmen und Einschränkungen ausgegangen:

- Die Gas- und Dampfturbinen liefern ihr Drehmoment auf eine gemeinsame Welle, über die ein Synchrongenerator angetrieben wird.
- Der Arbeitsstoff des Gasturbinenprozesses ist die Luft.
- Die Wärmekapazität, und somit auch der Isentropenexponent des Arbeitsstoffes, sind als temperaturunabhängig zu sehen.
- Die Gasturbine hat eine Vorleitregelung.
- Der Abhitzeessel ist ohne Zusatzfeuerung.
- Es soll möglich sein, reelle Laständerungsgeschwindigkeiten nachzubilden.
- Die Gültigkeit des Modells liegt im Bereich von 50 bis 100 % der Leistung des GuD-Kraftwerks.

### 5.1. Berechnung der Nenndaten für das Modell

Für die Modellierung war kein bestimmtes GuD-Kraftwerk vorgesehen, weshalb die entsprechenden Daten der Fachliteratur entnommen wurden. Dargestellt in der Tabelle 5.1 sind ausgewählte Nenndaten eines Gasturbinenkraftwerks aus [13].

Name	Bezeichnung	Wert
Brennstoffstrom	$\dot{m}_{fn}$	$10,66 \frac{kg}{s}$
Luftstrom	$\dot{m}_n$	$537 \frac{kg}{s}$
Umgebungstemperatur	$t_i$	$288,15 \text{ } ^\circ K$
Druckverhältnis	$PR_0$	15,4
Turbinenwirkungsgrad	$\eta_T$	0,89
Verdichterwirkungsgrad	$\eta_C$	0,86
Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses	$\eta_{comb}$	0,99
Wirkungsgrad des Abhitzeessels	$\eta_{HRSG}$	0,20
Isentropenexponent	$\gamma$	1,4
unterer Brennstoffheizwert	$H_U$	$43094 \frac{kJ}{kg}$
Wärmekapazität	$C_p$	$1,005 \frac{kJ}{kgK}$
Frequenz/Drehzahl	$f_n / n_n$	$50 \text{ Hz} / 3000 \frac{u}{min}$

Tabelle 5.1 Basisnenndaten für das GuD-Kraftwerk nach [13]

Der Wirkungsgrad des Abhitzekessels wurde so geschätzt, dass ca. ein Drittel der Gesamtleistung von der Dampfturbine geliefert wird. Alle Daten und Berechnungen beziehen sich auf Nennzustände unter ISO-Normatmosphäre (Umgebungstemperatur 15 °C, Luftdruck 1 atm, 60 % Luftfeuchtigkeit).

Um Verwechslungen mit der Nomenklatur des IEEE-Modells (Tabelle 3.4) zu vermeiden, werden die nicht bezogenen Größen der Temperatur und Leistung mit kleinen Buchstaben angegeben.

Die nachfolgenden Berechnungen der restlichen Nennwerte erfolgen unter Vernachlässigung der Druckverluste und unter Einbezug der Turbinen-, der Verdichter- und der Brennkammerverluste (Abbildung 2.4), die in der Gleichung (2-1) berücksichtigt werden müssen.

Die Nennwerte der Druckgas-, der Turbineneintritts- und der Turbinenausgangstemperatur werden durch die Gleichungen (5-1) bis (5-4) bestimmt [13].

$$x = \left[ PR_0 \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_n} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5-1)$$

$$t_d = t_i \left( 1 + \frac{x-1}{\eta_c} \right) \quad (5-2)$$

$$t_f = t_i \left( 1 + \frac{x-1}{\eta_c} \right) + \eta_{comb} \frac{\dot{m}_f H_u}{\dot{m} C_p} \quad (5-3)$$

$$t_e = t_f \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T \right) \quad (5-4)$$

Sind alle Temperaturniveaus bekannt, so kann mit (2-6) die Leistung der Gasturbine berechnet werden. Die in (5-5) dargestellte Leistungsgleichung ergibt sich durch Einsetzen der Gleichungen (5-2) bis (5-4) in (2-6). Das mechanische Drehmoment  $M_G$  leitet sich aus dem Verhältnis der Leistung zur Kreisfrequenz  $\omega$  der Gasturbine ab.

$$p_G = \dot{m} C_p \left( t_f \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T - t_i \left( \frac{x-1}{\eta_c} \right) \right) \quad (5-5)$$

$$\omega = 2\pi n \quad (5-6)$$

$$M_G = \frac{p_G}{\omega} \quad (5-7)$$

Da es sich um einen nicht befeuerten Abhitzekessel handelt, hängt die Dampfturbinenleistung nur von der Temperatur und dem Massenstrom der heißen Abgase der Gasturbine ab. Analog zu (5-6) und (5-7) kann das Drehmoment der Dampfturbine  $M_D$  berechnet werden [20].

$$p_D = \eta_{HRSG} C_p t_e \dot{m} \quad (5-8)$$

$$M_D = \frac{p_D}{\omega} \quad (5-9)$$

Ausgehend von einer einwelligen Anordnung kann die Gesamtleistung (bzw. das Gesamtdrehmoment) des GuD-Kraftwerks durch die Summe der entsprechenden Gas- und Dampfturbinenanteile berechnet werden:

$$p_{GuD} = p_G + p_D \quad (5-10)$$

$$M_{GuD} = M_G + M_D \quad (5-11)$$

In der Tabelle 5.2 sind die Ergebnisse der Gleichungen (5-1) bis (5-11) für den Nennpunkt des Gas- und Dampfkraftwerks dargestellt. Es sollte beachtet werden, dass sie hier auf zwei Nachkommastellen gerundet sind. Im Modell werden die genau berechneten Werte verwendet, um die Simulationsgenauigkeit zu erhöhen.

Name	Bezeichnung	Wert
Druckverhältnisparameter	$x_n$	2,18
Druckgastemperatur	$t_{dn}$	684,92°K
Turbineneintrittstemperatur	$t_{fn}$	1527,62°K
Turbinenaustrittstemperatur	$t_{en}$	790,50°K
Kreisfrequenz	$\omega_n$	314,16 $\frac{rad}{s}$
Gasturbinenleistung	$p_{Gn}$	183,68 MW
Gasturbinendrehmoment	$M_{Gn}$	584664,13 Nm
Dampfturbinenleistung	$p_{Dn}$	85,32 MW
Dampfturbinendrehmoment	$M_{Dn}$	271595,36 Nm
Leistung des GuD-Kraftwerks	$p_{GuDn}$	269 MW
Drehmoment des GuD-Kraftwerks	$M_{GuDn}$	856259,49 Nm

Tabelle 5.2 Berechnete Nenndaten des GuD-Kraftwerks

## 5.2. Simulationskonstanten

*SIMSEN* gestattet die Definition von Konstanten, die im gesamten Modell gültig sind. Jeder so definierte Wert kann in allen Funktionselementen einfach aufgerufen werden, womit das ständige Neudefinieren von allgemein verwendeten Werten in jedem Element entfällt. Ein weiterer Vorteil ist, dass im Falle einer Änderung der Konstante, z. B. bei der Modellierung eines anderen Kraftwerks, diese nur an einem Ort verändert werden muss.

In der Abbildung 5.1 sind die vordefinierten Konstanten des GuD-Modells dargestellt.

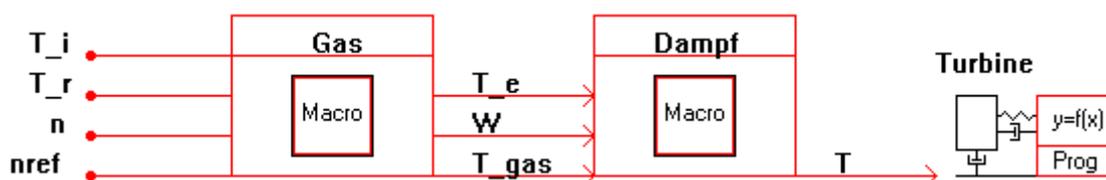
- CONSTANT DATA :			
nref	= 1	[p.u]	; Referenzdrehzahl
Nb	= 314.159265359	[rpm]	; Bezugsdrehzahl
Wfn	= 10.66	[kg/s]	; Nennbrennstoffverbrauch
Wn	= 537	[kg/s]	; Nennluftbedarf
Cp	= 1.005	[kJ/(kgK)]	; Spezifische Wärme beim Konstanten Druck
gama	= 1.4		; Isentropenexponent
PR	= 15.4		; Druckverhältnis
Hu	= 43094	[kJ/kg]	; Heizwert
niT	= 0.89		; Wirkungsgrad Turbine
niC	= 0.86		; Wirkungsgrad Kompressor
Tf0	= 1527.616531	[K]	; Bezugstemperatur
K0	= 0.222793041		; Bezugskonstante K0
K2	= 27.78891502		; Bezugskonstante K2
Ti	= 288.15	[K]	; Umgebungstemperatur
Ter	= 790.4996433	[K]	; Referenzausganstemperatur
Tn	= 856259.4854	[Nm]	; Nenndrehmoment
KG	= 0.682811853		; Anteil Gasturbine
KD	= 0.317188147		; Anteil Dampfturbine
Sn	= 300000000	[VA]	; Scheinleistung Synchrongenerator
Pn	= 266420000	[W]	; Wirkleistung Synchrongenerator
cosFi	= 0.896672836		; Leistungsfaktor

Abbildung 5.1 Simulationskonstanten

### 5.3. Thermomechanisches Subsystem

Daten aus der Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2 ermöglichen es, das Modell des Gas- und Dampfkraftwerks entsprechend den Abbildungen 3.4 bis 3.7 umzusetzen. Bei der Modellierung wird die Nomenklatur aus der Tabelle 3.4 verwendet. Da es in *SIMSEN* nicht möglich ist, ein tiefgestelltes Zeichen zu schreiben, wird stattdessen der Unterstrich verwendet (e. g.  $T_i \rightarrow T_{\underline{i}}$ ).

Das GuD-Modell wurde in zwei Makros aufgeteilt, welche in der Abbildung 5.2 dargestellt werden. Im Gas Makro befinden sich die Submodelle der Leistungsfrequenzregelung, der Luft- und Brennstoffsteuerung, der Temperaturregelung und der Gasturbine. Im Dampf Makro wird das Submodell der Dampfturbine implementiert und das Gesamtdrehmoment berechnet. Dieses wird dann an die mechanische Masse (*Turbine* in der Abbildung 5.2) abgegeben.

Abbildung 5.2 Thermomechanisches System in *SIMSEN*

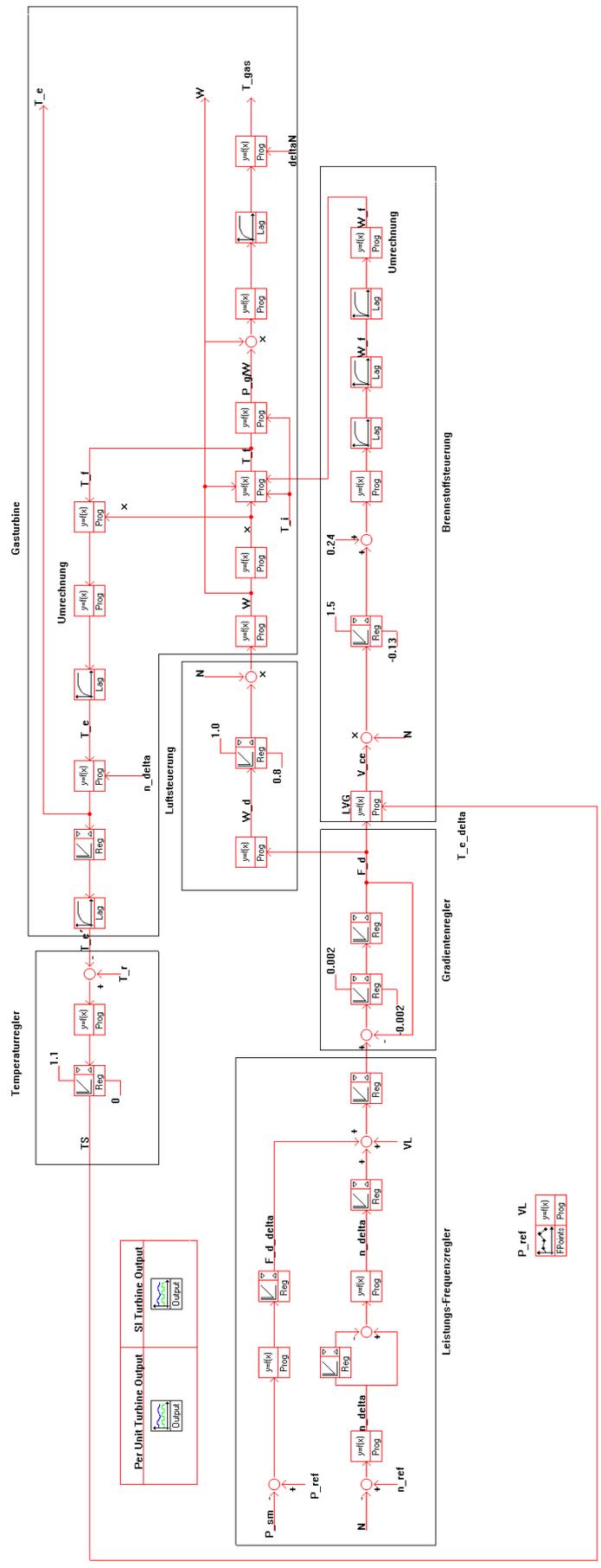


Abbildung 5.3 Gas Makro

### 5.3.1. Gas Makro

In der Abbildung 5.3 ist der Inhalt des Gas Makro dargestellt. In den nachfolgenden Kapiteln werden die einzelnen Bestandteile näher beschrieben.

#### 5.3.1.1. Leistungsfrequenzregelung

Das hier entwickelte GuD-Modell wird im Laufe weiterer Projektarbeiten in ein Gesamtsystem, bestehend aus einem Pumpspeicherkraftwerk und einer Windkraftanlage, eingebunden. Diese Tatsache muss bei der Reglerwahl berücksichtigt werden.

Im IEEE-Modell können zwei Regelstrategien implementiert werden. Der Isochron-Regler ist im Wesentlichen ein reiner Drehzahl- bzw. Frequenzregler. Die Eingangsgröße, die Frequenzabweichung, wird durch die Differenz des Soll- und des Ist-Werts der Frequenz gebildet. Ist das Eingangssignal negativ, so wird der Isochron-Regler die Leistung der Erzeugungseinheit erhöhen und vice versa. Isochron-Regler werden vor allem in Inselnetzen bei Kraftwerken implementiert, die alleinig für die Frequenzregelung zuständig sind [21].

Droop-Regler erlauben hingegen mehreren Kraftwerken, sich an der Regelung zu beteiligen, weshalb dieser im Modell implementiert wurde. Bei Frequenzabweichungen wird die Leistung der Erzeugungseinheit um einen Betrag proportional zur Frequenzabweichung erhöht bzw. verringert und ein stabiler Arbeitspunkt entsprechend der Droop-Kurve eingestellt (Abbildung 5.4) [21].

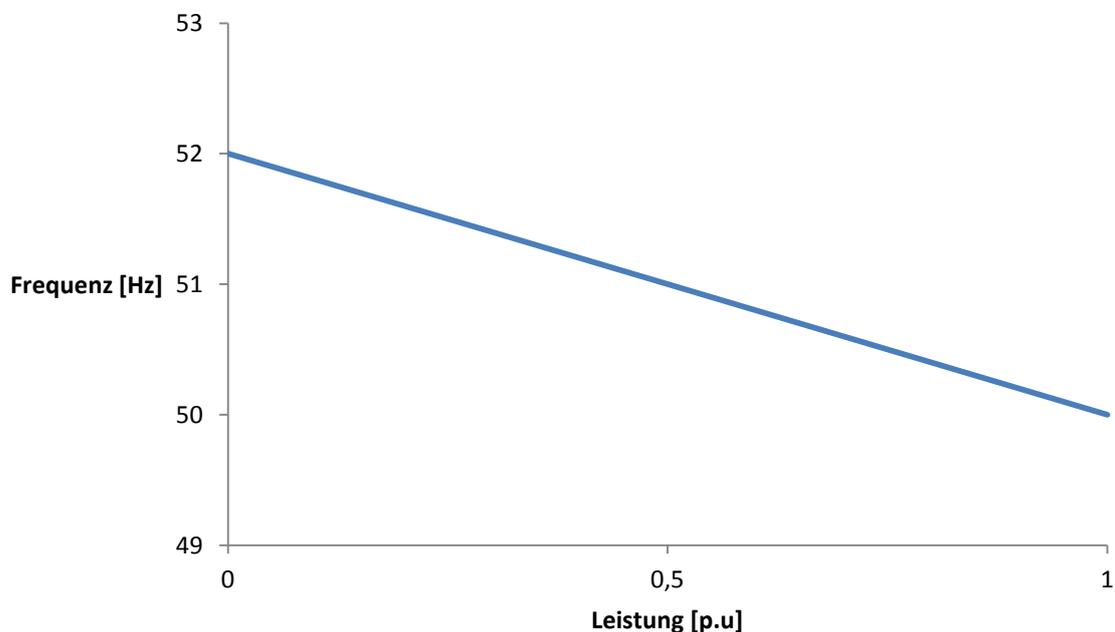


Abbildung 5.4 4 %-Droop-Kurve nach [22]

Als Referenz für die Modellierung des Droop-Reglers in *SIMSEN* wurden die Daten aus der Tabelle 3.2 und die Schaltung nach [17] verwendet. Dieser unterscheidet sich von der IEEE-

Ausführung nur durch den Ort des Einbezugs der Lastreferenz, die jetzt hinter dem Droop (P-Glied) liegt. Im Normalbetrieb wird die Kraftwerksleistung über die Lastreferenz  $V_L$  gesteuert.

Bei sehr kleinen Drehzahlabweichungen wird keine Regelleistung geliefert. Dieses Totband ist nach [23] bei  $\pm 20$  mHz definiert und wurde zusätzlich im Modell implementiert. In der Abbildung 5.5 ist die Referenzschaltung für die Modellierung des Droop-Reglers in *SIMSEN* dargestellt.

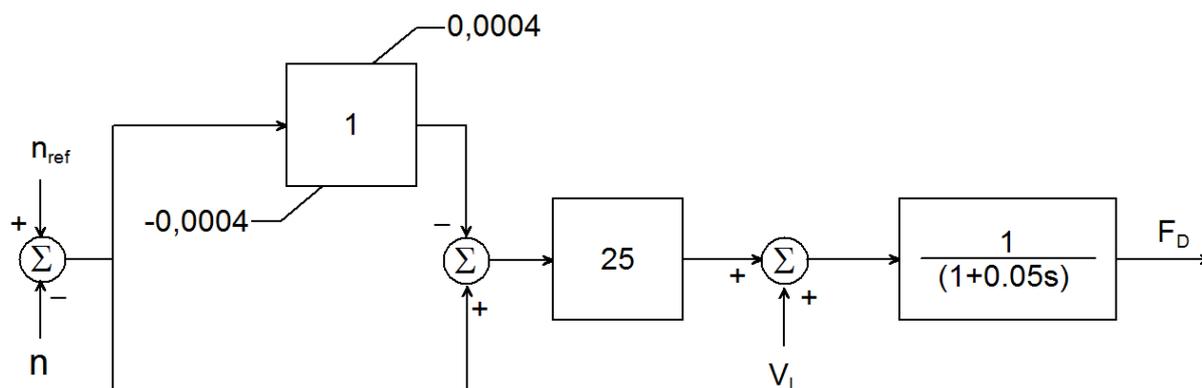


Abbildung 5.5 Referenzschaltung für die Modellierung des Droop-Reglers in *SIMSEN* nach [17] mit zusätzlichem Totband

Die Realisation des Droop-Reglers wird in Abbildung 5.6 visualisiert. Sie besteht aus den Funktionsblöcken *DELTA*, *TB1*, *TB2*, *REGDN* und *REGFD*.

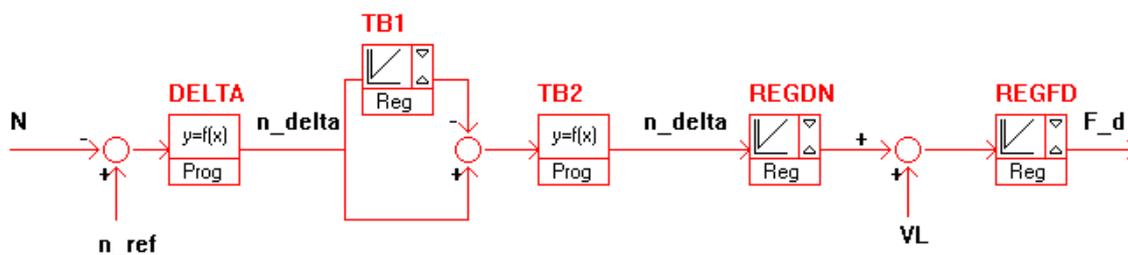


Abbildung 5.6 Droop-Regler in *SIMSEN*

Im Programmblock *DELTA* wird die Drehzahlabweichung  $n_{delta}$  berechnet. Dazu wird die Drehzahl  $N$ , die der Turbine entnommen wird, von der Referenzdrehzahl  $n_{ref}$  subtrahiert. Alle Berechnungen im Modell erfolgen im p.u.-System, weshalb die Turbinendrehzahl auf die Nenndrehzahl bezogen werden muss. Dies erfolgt durch die Multiplikation mit dem Kehrwert der vordefinierten Konstante  $N_b$ .

$$n [p.u.] = \frac{N \left[ \frac{rad}{s} \right]}{Nb \left[ \frac{rad}{s} \right]} \quad (5-12)$$

$$n\_delta [p.u.] = nref [p.u.] - n [p.u.] \quad (5-13)$$

DELTA	
Element	Program
Name	DELTA
REFERENCES X	DELTA 0 0 nref nref ; als x1 gesp. TURBINE N 1/Nb 0 n ; als x2 gesp.
DATA	y1 = x1 - x2 ; n_delta

Tabelle 5.3 Berechnung der Drehzahlabweichung im Programmblock DELTA

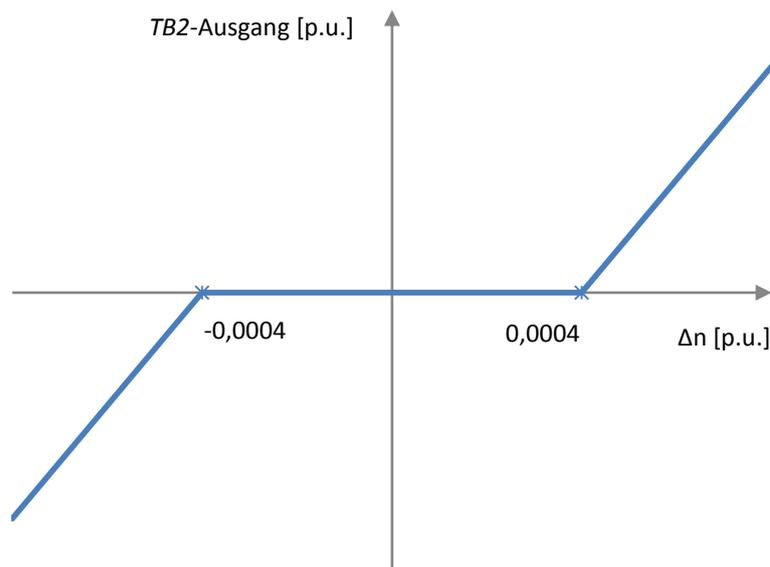
Für das Totband werden Anti-Wind-Up-Grenzen benötigt, die in SIMSEN nur mit dem Element *Regulator* (Reg in Abbildung 5.6) implementiert werden können. Der Reglerblock TB1 ist als ein P-Regler mit Totbandgrenzen ausgeführt, die entsprechend den Werten aus der Gleichung (5-14) eingestellt werden. Bewegt sich die Drehzahlabweichung innerhalb der eingestellten Grenzen, so werden die Ausgänge von DELTA und TB1 gleich sein.

$$p.u.-Totbandgrenzen = \frac{\pm 20 \text{ mHz}}{f_n} = \frac{\pm 20 \text{ mHz}}{50 \text{ Hz}} = \pm 0,0004 p.u. \quad (5-14)$$

Die DELTA- und TB1-Ausgänge werden anschließend im Programmblock TB2 subtrahiert, womit ein Totband entsprechend der Abbildung 5.7 realisiert wird.

TB1		
Element	Regulator	
Name	TB1	
REFERENCES X	DELTA y1 1 0 n_delta	
PARAMETERS	type	1
	k	1
	minY	-0,0004
	maxY	0,0004
TB2		
Element	Program	
Name	TB2	
REFERENCES X	DELTA y1 1 0 n_delta ; als x1 gesp. TB1 y 1 0 totband ; als x2 gesp.	
DATA	y1 = x1 - x2 ; n_delta ohne tb	

Tabelle 5.4 Implementierung des Totbandes durch TB1 und TB2

Abbildung 5.7 Durch *TB1* und *TB2* geformtes Totband

*REGDN* ist ein P-Regler, in welchem die Drehzahlabweichung aus *TB2* um den Kehrwert des gewünschten Droops verstärkt wird. Im Modell wurde ein 4 %-Droop ausgeführt.

$$k = \frac{1}{K_{Droop}} = \frac{1}{0,04} = 25 \quad (5-15)$$

Die Brennstoffnachfrage  $F_d$  wird im anschließenden Reglerblock *REGFD* durch die Summe der Lastreferenz *VL* und des *REGDN*-Ausgangs gebildet.

REGDN		
Element	<i>Regulator</i>	
Name	<i>REGDN</i>	
REFERENCES X	<i>TB2 y1 1 0 n_delta</i>	
PARAMETER	<i>type</i>	1
	<i>k</i>	25
REGFD		
Element	<i>Regulator</i>	
Name	<i>REGFD</i>	
REFERENCES X	<i>REGDN y 1 0 droop VL y 1 0 VL</i>	
PARAMETERS	<i>type</i>	4
	<i>k</i>	1
	<i>T1</i>	0
	<i>T2</i>	0,05

Tabelle 5.5 Bildung der Brennstoffnachfrage durch *REGDN* und *REGFD*

Die Lastreferenz  $VL$  wird durch die *Points Function*  $FP$  und den Programmblock  $VL$  realisiert (siehe Abbildung 5.3). In  $FP$  wird der gewünschte Leistungsverlauf eingegeben, dieser kann aber nicht direkt als Referenz verwendet werden. Grund hierfür ist die Ausführung der Brennstoffsteuerung: Das Verhältnis zwischen dem Brennstoffstrom und der Brennstoffnachfrage ist eine Funktion mit einem Offset, der dem Leerlaufverbrauch entspricht. Ausgehend von einem linearen Verhältnis zwischen der mechanischen Leistung des Kraftwerks und der Brennstoffnachfrage kann die Lastreferenz mit der Gleichung (5-16) ausgerechnet werden.

$$VL = \frac{P_{ref} - 0,24}{0,76} \quad (5-16)$$

Diese Funktion wird im Programmblock  $VL$  umgesetzt, wobei  $P_{ref}$  der Ausgang der *Points Function*  $FP$  bzw. der eingestellte Leistungsverlauf ist. Es hat sich aber durch Simulationen gezeigt, dass das entwickelte Modell nicht linear ist, weshalb sich an einem starren Netz eine Abweichung zwischen der Leistungsreferenz aus  $FP$  und der Leistung des Modells einstellt.

### 5.3.1.2. Leistungsregler

Zusätzlich wurde ein Leistungsregler entwickelt, der die Abweichung zwischen der Referenz- und der Wirkleistung des Synchrongenerators ausregeln soll. Es handelt sich hierbei um einen PI-Regler, dessen Parameter empirisch ermittelt worden sind.

Die Eingänge des PI-Reglers sind die bezogene Referenzleistung  $P_{ref}$ , die direkt aus der *Points Function*  $FP$  ausgelesen wird, und die auf die Nennwirkleistung  $P_n$  (siehe Abbildung 5.1) bezogene Wirkleistung des Synchrongenerators  $P_{sm}$  aus dem elektrischen Subsystem (die Wirkleistung ist im Generatorbetrieb negativ). In *SIMSEN* besteht der Leistungsregler aus dem Programmblock *PROGUMR*, in welchen die Abweichung berechnet wird, und dem Regulator *REGLEIST*, in welchem diese Abweichung ausgeregelt wird.

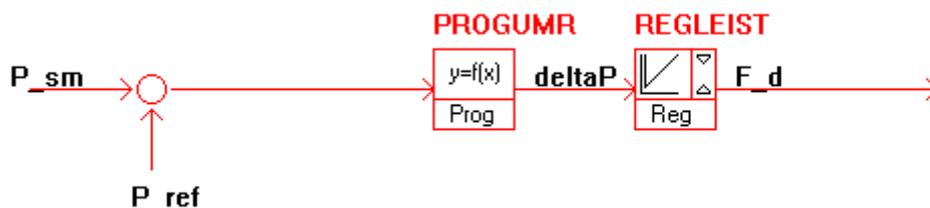


Abbildung 5.8 PI-Leistungsregler

Wird der Leistungsregler verwendet, so muss in *REGFD* die Zeile, in welcher die Lastreferenz  $VL$  aufgerufen wird, auskommentiert werden. Stattdessen wird der *REGLEIST*-Ausgang als neue Eingangsgröße in *REGFD* definiert. Um Überschwingen bei der Regelung zu verringern, sollte die Leistungsreferenz über einen Rate Limiter dem PI-Regler übergeben werden. Dieser kann wie der Gradientenregler ausgeführt werden.

PROGUMR		
Element	Program	
Name	PROGUMR	
REFERENCES X	SM1 P 1/Pn 0 P_sm ; <b>als x1 gesp.</b> FP y 1 0 P_ref ; <b>als x2 gesp.</b>	
DATA	y1 = x1 + x2 ; deltaP	
REGLEIST		
Element	Regulator	
Name	REGLEIST	
REFERENCES X	PROGUMR y1 1 0 deltaP	
PARAMETERS	type	3
	k	3
	T1	21

Tabelle 5.6 Parameter für den PI-Leistungsregler

### 5.3.1.3. Gradientenregler

Im IEEE-Modell ist kein Gradientenregler vorgesehen. Da aber das GuD-Modell in einem Gesamtsystem arbeiten wird, sollte die Möglichkeit bestehen, realistische Leistungsgradienten einstellen zu können.

Die Leistungsänderungsgeschwindigkeit entspricht ungefähr der Änderungsrate des Brennstoffstroms, welche wiederum durch die Brennstoffnachfrage bestimmt wird. Durch eine geeignete Begrenzung dieser ist es folglich möglich, die gewünschten Leistungsgradienten zu erhalten.

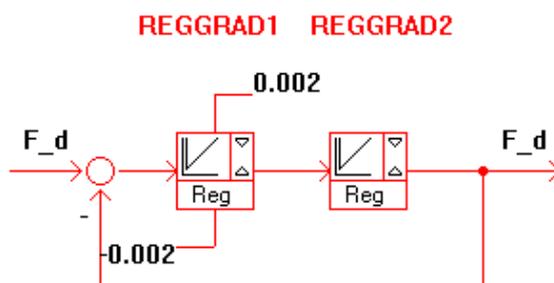


Abbildung 5.9 Gradientenregler in SIMSEN nach [24]

Der hier ausgeführte Gradientenregler, dargestellt in der Abbildung 5.9, ist eine Adaption des IEEE-Servomotormodells, mit welchem die Stellventile in Dampfkraftwerken gesteuert werden [24]. Es besteht aus einem P-Regler mit Anti-Wind-Up-Grenzen, implementiert in *REGGRAD1*, und einem I-Regler, implementiert in *REGGRAD2*. Die Geschwindigkeit, mit der die Ventile verstellt werden, ist durch die Grenzen im P-Regler einstellbar. Analog dazu wird diese Anordnung als eine Art Brennstoffventil im GuD-Kraftwerk ausgeführt. Durch die geeignete Wahl der Grenzen können somit die Gradienten nachgebildet werden.

In *REGGRAD1* wird die Eingangsgröße, gebildet durch die Differenz der *REGFD*- und der *REGGRAD2*-Ausgänge, verstärkt, um kleinere Änderungen der Brennstoffnachfrage schneller ausregeln zu können. Der Wert des Verstärkungsfaktors wurde aus [24] übernommen. Die Grenzen im Gradientenregler werden mit 0,002 angesetzt und ergeben zusammen mit der Turbinendynamik einen Leistungsgradienten von ungefähr  $9 \frac{\%}{\text{min}}$  bzw.  $0,0015 \frac{\text{p.u.}}{\text{s}}$ .

Beachtung finden muss dabei die Rückkopplung, da diese in *SIMSEN* zu Problemen führen kann. Das Ausgangssignal des *REGGRAD2*-Blocks ist für die erste Berechnung in *REGGRAD1* nötig. Falls keine Anfangsbedingungen definiert sind, kann es zu Fehlberechnungen kommen. Durch das Setzen des Prozentzeichens vor der Zeile, wo das rückgekoppelte Signal aufgerufen wird, kann dieses Problem gelöst werden. Sofern in einer Sequenz das Signal fehlt, wird ohne dieses weitergerechnet.

Die *langsamere* Brennstoffnachfrage wird anschließend im I-Regler gebildet. Das Ausgangssignal des *REGGRAD1* wird, in Abhängigkeit davon, ob es positiv oder negativ ist, herauf- oder herunterintegriert, bis die vom Leistungsfrequenzregler vorgegebene Brennstoffnachfrage erreicht wird. Die Integrationsgeschwindigkeit ist dabei von der Höhe des *REGGRAD1*-Ausgangs abhängig. Die Einstellungen wurden ebenfalls aus [24] übernommen.

REGGRAD1		
Element	Regulator	
Name	REGGRAD1	
REFERENCES X	REGFD y 1 0 F_d %REGGRAD2 y -1 0 F_d	
PARAMETER	type	1
	k	5
	minY	-0,002
	maxY	0,002
REGGRAD2		
Element	Regulator	
Name	REGGRAD2	
REFERENCES X	REGGRAD1 y 1 0 F_d	
PARAMETERS	type	2
	T1	1

Tabelle 5.7 Einstellungen in *REGGRAD1* und *REGGRAD2*

Der Gradientenregler wurde zwischen den Leistungsfrequenzregler sowie der Luft- und Brennstoffsteuerung positioniert, um bei Übertemperaturen höhere Gradienten zu ermöglichen.

Das eigentliche Brennstoffventil befindet sich in der Brennstoffsteuerung. Es wurde gegen eine Änderung desgleichen entschieden, um mit den verfügbaren Daten die Brennstoffeigenschaften nachbilden zu können.

#### 5.3.1.4. Luftsteuerung

In der Abbildung 5.10 ist die in *SIMSEN* implementierte Luftsteuerung, bestehend aus dem Programmblock *NEWTON* und den Regelblöcken *REGWD1* und *REGWD2*, dargestellt.

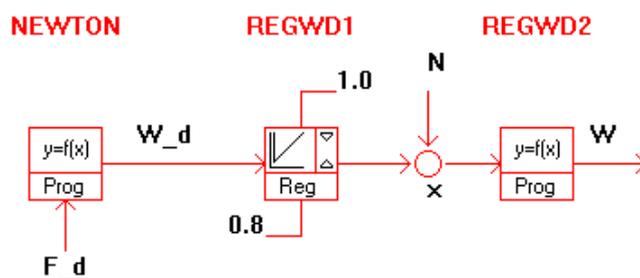


Abbildung 5.10 Luftsteuerung in *SIMSEN*

Im Programmblock *NEWTON* wird mittels Newton-Verfahren, entsprechen der Gleichung (5-17) [25], die Nullstelle der nichtlinearen Luftstromnachfragefunktion (3-9) ermittelt. Dabei sind  $f(W_{Dn})$  und  $f'(W_{Dn})$  die Luftstromnachfragefunktion und deren erste Ableitung nach Luftstromnachfrage  $W_D$  und  $n$  der Iterationsschritt.

$$W_{D(n+1)} = W_{D(n)} - \frac{f(W_{D(n)})}{f'(W_{D(n)})} \quad (5-17)$$

Werden in (3-9) alle Konstanten eingesetzt, so ergibt sich:

$$f(W_D) = -0,89 + 2,423 \cdot W_D^{0,286} - 1,046 \cdot W_D^{0,571} - 0,487 \cdot P_G \cdot W_D^{-0,714} \quad (5-18)$$

$$f'(W_D) = \frac{df(W_D)}{dW_D} = -\frac{0,597}{W_D^{0,429}} + \frac{0,693}{W_D^{0,714}} + \frac{0,348 \cdot P_G}{W_D^{1,714}} \quad (5-19)$$

Unter der Annahme einer Linearität zwischen der Leistung der Gasturbine  $P_G$  und der Brennstoffnachfrage  $F_D$  kann  $P_G$  wie in (5-20) berechnet werden. Die Brennstoffnachfrage  $F_D$  wird aus *REGGRAD2* aufgerufen, womit (5-18) und (5-19) nur noch eine Unbekannte haben. Die in (5-20) gebildete Größe wird als Iterationsanfangswert ( $n = 0$ ) angenommen und die Brennstoffnachfrage  $W_{D1}$  berechnet, die dann in der zweiten Iteration, wieder in die obigen Funktionen eingesetzt wird.

$$P_G = 0,76F_D + 0,24 = W_{D0} \quad (5-20)$$

Bei einer hinreichend kleinen Änderung zwischen  $W_{D(n)}$  und  $W_{D(n+1)}$  wird der Vorgang abgebrochen. Es hat sich gezeigt, dass mit drei Iterationsschritten zufriedenstellende Ergebnisse erreicht werden.

Um die Dynamik der verstellbaren Leitschaufeln nachzubilden, wird die in *NEWTON* berechnete Luftstromnachfrage  $W_d$  im, als PT-1 ausgeführten, Reglerblock *REGWD1* verzögert. Außerdem sind hier durch die Anti-Wind-Up-Grenzen die maximale und die minimale Stellung der Vorleitregelung dargestellt. Die entsprechenden Parameter wurden aus [18] übernommen.

REGWD1		
Element	<i>Regulator</i>	
Name	<i>REGWD1</i>	
REFERENCES X	<i>NEWTON y10 1 0 W_d</i>	
PARAMETERS	<i>type</i>	4
	<i>k</i>	1
	<i>T1</i>	0
	<i>T2</i>	10
	<i>minY</i>	0,8
	<i>maxY</i>	1,0

Tabelle 5.8 Einstellungen für *REGWD1*

Die Ausgangsgröße der Luftsteuerung, der p.u.-Luftstrom  $W$ , wird im Programmblock *REGWD2* durch die Multiplikation der Luftstromnachfrage aus *REGWD1* und der bezogenen Turbinendrehzahl gebildet.

REGWD2	
Element	<i>Program</i>
Name	<i>REGWD2</i>
REFERENCES X	<i>TURBINE N 1/Nb 0 n ; als x1 gesp.</i> <i>REGWD1 y 1 0 W_d ; als x2 gesp.</i>
DATA	$y1 = x1 \cdot x2$

Tabelle 5.9 Berechnung des Luftstromes in *REGWD2*

### 5.3.1.5. Brennstoffsteuerung

Die Brennstoffsteuerung wurde analog zum IEEE-Modell aufgebaut. Die Eingänge des Programmblocks *LVG* sind die Brennstoffnachfrage  $F_d$  sowie das Ausgangssignal der Temperaturregelung *TS*. Beide sind auf den Nennbrennstoffstrom bezogen. Der Ausgang des *LVG* ist das Brennstoffsignal  $V_{ce}$ , der gleich dem kleineren der beiden Eingänge und multipliziert mit der bezogenen Drehzahl ist.

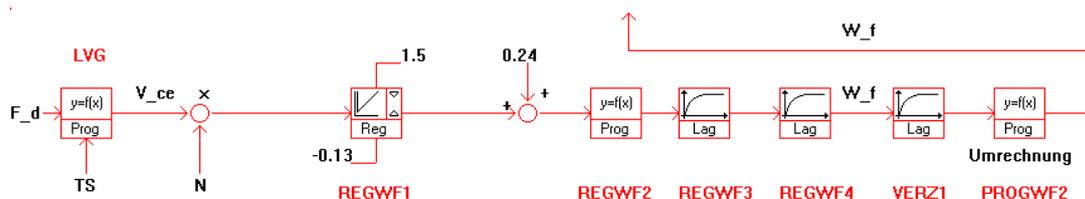


Abbildung 5.11 Brennstoffsteuerung

LVG	
Element	Program
Name	LVG
REFERENCES X	%TEREG y 1 0 TS ; als x1 gesp. REGGRAD2 y 1 0 F_d ; als x2 gesp. TURBINE N 1/Nb 0 n ; als x3 gesp.
PARAMETERS	y1 = MIN(x1, x2) y2 = y1 * x3

Tabelle 5.10 Programmblock LVG

Mit Daten aus der Tabelle 5.11 und den Gleichungen aus [13] können die Grenzen sowie das Leerlaufverbrauchs-koeffizient  $K_6$  berechnet werden. Die obere Grenze hat keine wesentliche Bedeutung und dient nur als zusätzliche Absicherung. Sie wird in den meisten Modellen bei 1.5 p.u. des Nennbrennstoffstroms angesetzt. Die tatsächliche Obergrenze wird durch die Temperaturregelung bestimmt und liegt meist bei 1.1 p.u.

Parameter	Wert
Brennstoff	Gas
Brennstoffdruck	21 atm
Durchschnittliche Temperatur	320°K
Brennstoffrohr	0,17 m <sup>3</sup>
Leerlaufverbrauch	2,56 kg/s
Minimum Verbrauch	1,5 kg/s

Tabelle 5.11 Daten für die Berechnung des Leerlaufkoeffizienten und des minimalen Brennstoffstroms aus [13]

$$K_6 = \frac{2,56 \text{ kg/s}}{10,66 \text{ kg/s}} \approx 0,24 \quad (5-21)$$

$$K_3 = 1 - K_6 = 0,76 \quad (5-22)$$

$$\max Y = 1,5 \quad (5-23)$$

$$\min Y = \frac{1,5}{\frac{10,66}{1 - 0,24}} - 0,24 \approx -0,13 \quad (5-24)$$

Die in (5-21) bis (5-24) berechneten Werte werden im *REGWF1* und *REGWF2* umgesetzt.

REGWF1		
Element	<i>Regulator</i>	
Name	<i>REGWF1</i>	
REFERENCES X	<i>LVG y2 1 0 V_ce</i>	
PARAMETERS	<i>type</i>	1
	<i>k</i>	0,76
	<i>minY</i>	-0,13
	<i>maxY</i>	1,5
REGWF2		
Element	<i>Program</i>	
Name	<i>REGWF2</i>	
REFERENCES X	<i>REFWF2 0 0 0,24 K6 ; als x1 gesp.</i> <i>REGWF1 y 1 0 V_ce ; als x2 gesp.</i>	
PARAMETERS	<i>y1 = x1 + x2</i>	

Tabelle 5.12 *REGWF1* und *REGWF2*

*REGWF3* bildet den *Valve Positioner* aus dem IEEE-Modell nach. Es ist als ein Verzögerungsglied (PT-1) mit den Daten aus der Tabelle 3.3 ausgeführt. Die Verzögerungszeitkonstante  $T_f$  des *Fuel Systems* wird, wie in [13], kraftwerkspezifisch, mit Daten aus der Tabelle 5.11 sowie der Näherung (5-25) für Gasdichteveränderungen aufgrund Druckänderungen berechnet und im Verzögerungsblock *REGWF4* implementiert.

$$\left. \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{1}{v} \right) \right|_{T_0} = 0,78 \frac{\text{kg/m}^3}{\text{atm}} \quad (5-25)$$

$$T_f = \frac{21 \text{ atm}}{10,66 \text{ kg/s}} \cdot 0,17 \text{ m}^3 \cdot 0,78 \frac{\text{kg/m}^3}{\text{atm}} = 0,26 \text{ s} \quad (5-26)$$

REGWF3		
Element	<i>Low – Pass Filter 1st Order</i>	
Name	<i>REGWF3</i>	
REFERENCES X	<i>REGWF2 y1 1 0 x1</i>	
PARAMETERS	<i>k</i>	1
	<i>T</i>	0,04
REGWF4		
Element	<i>Low – Pass Filter 1st Order</i>	
Name	<i>REGWF4</i>	
REFERENCES X	<i>REGWF3 y 1 0 x</i>	
PARAMETERS	<i>k</i>	1
	<i>T</i>	0,26

Tabelle 5.13 *REGWF3* und *REGWF4*

Da es in *SIMSEN* kein Totzeitglied gibt, wurde die Dynamik des Verbrennungsprozesses in *VERZ1* durch ein PT-1-Glied mit der Verzögerung aus [18]  $T = E_{CR} = 0,1s$  umgesetzt. Zwar könnte ein Totzeitglied nachgebildet werden, die entsprechende Methode ist aber komplex und das Ergebnis wird nicht wesentlich beeinflusst.

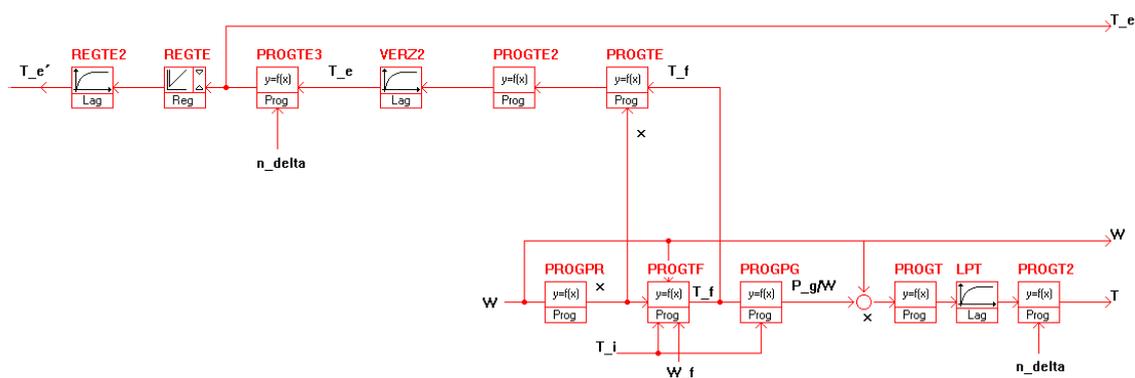
VERZ1		
Element	Low – Pass Filter 1st Order	
Name	VERZ1	
REFERENCES X	REGWF4 y 1 0 Wf	
PARAMETERS	k	1
	T	0,1

Tabelle 5.14 VERZ1

Der hier berechnete Brennstoffstrom  $W_f$  ist auf den Nennbrennstoffstrom bezogen. Für die Berechnungen der Turbineneintrittstemperatur wird der auf Nennluftstrom bezogene Brennstoffstrom benötigt. Auf die neue Bezugsbasis wird in *PROGWF2* umgerechnet.

### 5.3.1.6. Gasturbine

Ausgehend von Gleichungen (5-3), (5-4) und (5-5) werden im Gasturbinenblock, dargestellt in der Abbildung 5.12, das Drehmoment der Gasturbine sowie die Turbineneintrits- und die Turbinenausgangstemperatur ermittelt. Die oben angeführten Gleichungen müssen zuerst auf Nenngrößen bezogen werden. Als Bezugsgrößen werden die Gasturbinenleistung, die Turbineneintrittstemperatur und der Luftstrom im Nennpunkt (Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2) verwendet und mit Bezeichnungen entsprechend der IEEE-Nomenklatur aus der Tabelle 3.4 versehen.

Abbildung 5.12 Gasturbinenblock in *SIMSEN*

Für die Berechnung der Turbineneintrittstemperatur wird (5-3) auf die Nennbrennstoffstrom bezogen:

$$\frac{t_f}{t_{fn}} = \frac{t_i}{t_{fn}} \left(1 + \frac{x-1}{\eta_c}\right) + \frac{\eta_{comb}}{t_{fn}} \cdot \frac{\dot{m}_f/\dot{m}_n}{\dot{m}/\dot{m}_n} \cdot \frac{H_u}{C_p} \quad (5-27)$$

Die bezogenen Größen werden entsprechend (5-28) bis (5-32) definiert, womit die p.u. Turbineneintrittstemperturgleichung in (5-33) erhalten wird. Die dargestellte Gleichung unterscheidet sich von der im IEEE-Modell durch die Art der Ermittlung der Konstante  $K_2$ . Anstatt durch Temperaturdifferenz, wie in (3-7), wird sie durch den in (5-32) abgebildeten Ausdruck berechnet. Als Konsequenz muss der Brennstoffstrom auf den Nennluftstrom bezogen werden.

$$T_F [p.u.] = \frac{t_f [^\circ K]}{t_{fn} [^\circ K]} \quad (5-28)$$

$$T_i [p.u.] = \frac{t_i [^\circ K]}{t_{fn} [^\circ K]} \quad (5-29)$$

$$W [p.u.] = \frac{\dot{m} [kg/s]}{\dot{m}_n [kg/s]} \quad (5-30)$$

$$W_f [p.u.] = \frac{\dot{m}_f [kg/s]}{\dot{m}_n [kg/s]} \quad (5-31)$$

$$K_2 = \frac{\eta_{comb} H_u}{t_{fn} C_p} = 27,78891502 \quad (5-32)$$

$$T_F = T_i \left(1 + \frac{x-1}{\eta_c}\right) + \frac{W_f}{W} K_2 \quad (5-33)$$

Der Druckverhältnisparameter  $x$  wird mit der Gleichung (5-1) und dem Luftstrom aus der Luftsteuerung im Programmblock *PROGPR* berechnet. Dieser bildet zusammen mit dem Brennstoffstrom  $W_f$  und der Umgebungstemperatur  $T_i$  die Eingänge der Programmblöcke *PROGTF*, in welchem die Gleichung (5-33) implementiert wurde.

PROGTF	
Element	Program
Name	PROGTF
REFERENCES X	<i>PROGTF</i> 0 0 $T_i$ $x_1$ ; Umgebungstemperatur
	<i>PROGTF</i> 0 0 $T_{f0}$ $x_2$ ; Bezugstemperatur
	<i>PROGPR</i> y1 1 0 $x_3$ ; Druckverhältnissparameter
	<i>PROGTF</i> 0 0 $niC$ $x_4$ ; Wirkungsgrad Kompressor
	<i>REGWD2</i> y1 1 0 $x_5$ ; Luftstrom
	<i>PROGWF2</i> y1 1 0 $x_6$ ; Brennstoffstrom
	<i>PROGTF</i> 0 0 $K_2$ $x_7$ ; Bezugskonstante $K_2$
PARAMETERS	$y_1 = x_1/x_2 * (1 + (x_3 - 1)/x_4) + x_6/x_5 * x_7$

Tabelle 5.15 Ermittlung der Turbineneintrittstempertur  $T_f$  in *PROGTF*

Auf ähnliche Weise wird die bezogene thermische Leistungsgleichung gebildet. Dazu muss (5-5) mit der Gasturbinenleistung, dem Luftstrom und der Turbineneintrittstemperatur im Nennpunkt dividiert werden. Werden die gleichen Bezeichnungen für die bezogenen Größen verwendet, erhält man die p.u.-Leistungsgleichung in (5-36).

$$P_G = \frac{p_G}{p_{Gn}} \quad (5-34)$$

$$\frac{p_G}{p_{Gn} \dot{m}_n t_{fn}} = \frac{\dot{m} C_p}{p_{Gn} \dot{m}_n} \left( \frac{t_f}{t_{fn}} \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T - \frac{t_i}{t_{fn}} \left( \frac{x-1}{\eta_c} \right) \right) \quad (5-35)$$

$$P_G = \frac{W}{p_{Gn} / \dot{m}_n C_p t_{fn}} \left( T_F \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T - T_i \left( \frac{x-1}{\eta_c} \right) \right) \quad (5-36)$$

Der Ausdruck im Nenner wird als Bezugskonstante  $K_0$  definiert. Durch die anschließende Division mit dem Luftstrom ergibt sich die Funktion (5-38), die in *PROGPG* implementiert wurde. Die bezogene thermodynamische Gasturbinenleistung entspricht dem bezogenen Drehmoment  $T_{gas}$  der Gasturbine.

$$K_0 = p_{Gn} / \dot{m}_n C_p t_{fn} = 0,222793041 \quad (5-37)$$

$$\frac{T_{gas}}{W} = \frac{P_G}{W} = \frac{\left( T_F \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T - T_i \left( \frac{x-1}{\eta_c} \right) \right)}{K_0} \quad (5-38)$$

Die bis diesem Punkt modellierte Gasturbine wurde als ein alleinstehendes Modell entwickelt, weshalb die Leistungsgleichungen auf die Gasturbinennennleistung bezogen wurden. Da sich die bezogene Gesamtleistung des GuD-Modells anteilmäßig aus der Gas- und der Dampfturbinenleistung zusammensetzt, wird die Gleichung (5-38) zusätzlich mit dem Gasturbinenanteil  $KG$  multipliziert.

$$KG = \frac{p_{Gn}}{p_{GuDn}} \approx 0,683 \quad (5-39)$$

PROGPG	
Element	Program
Name	PROGPG
REFERENCES X	<i>PROGTF</i> y1 1 0 $T_f$ ; <b>als x1 gesp.</b>
	<i>PROGPG</i> 0 0 $T_i$ $T_i$ ; <b>als x2 gesp.</b>
	<i>PROGPR</i> y1 1 0 $x_3$ ; <b>Druckparameter x</b>
	<i>PROGPG</i> 0 0 $niC$ $x_4$
	<i>PROGPG</i> 0 0 $niT$ $x_5$
	<i>PROGPG</i> 0 0 $K_0$ $x_6$
	<i>PROGPG</i> 0 0 $Tf_0$ $x_7$
	<i>PROGPG</i> 0 0 $KG$ $x_8$
PARAMETERS	$y_1 = x_8 * (x_1 * (1 - 1/x_3) * x_5 - x_2/x_7 * (x_3 - 1)/x_4)/x_6$

Tabelle 5.16 Ermittlung des auf den Luftstrom bezogenen Turbinendrehmoments

Das Ergebnis der Gleichung (5-38) wird im Anschluss in *PROGT* mit dem Luftstrom multipliziert und durch das PT-1-Glied *LTP* verzögert. Diese Verzögerung ist, wie im Rowen- und im IEEE-Modell beschrieben, auf die Dynamik am Verdichterausgang zurückzuführen. Die Verzögerungszeitkonstante kann wiederum, wie in [13], kraftwerkspezifisch berechnet werden. Ausgangspunkt für die Berechnung dieser in (5-41) sind die Daten aus der Tabelle 5.11 und der Tabelle 5.17 sowie die Näherung (5-40), die die thermodynamischen Eigenschaften der Luft für das betrachtete Beispiel darstellt [13].

Parameter	Wert
Brennstoff	Gas
Durchschnittstemperatur	1050 °K
Abblasevolumen	16 m <sup>3</sup>

Tabelle 5.17 Daten für die Berechnung der Verdichterzeitkonstante  $T_{CD}$  aus [13]

$$\left. \frac{\partial}{\partial P} \left( \frac{1}{v} \right) \right|_{T_0} = 0,36 \frac{\text{kg/m}^3}{\text{atm}} \quad (5-40)$$

$$T_{CD} = \frac{15,4 \text{ atm}}{537 \text{ kg/s}} \cdot 16 \text{ m}^3 \cdot 0,36 \frac{\text{kg/m}^3}{\text{atm}} = 0,17 \text{ s} \quad (5-41)$$

LPT		
Element	Low – Pass Filter 1st Order	
Name	LPT	
REFERENCES X	PROGT y1 1 0 x	
PARAMETERS	k	1
	T	0,17

Tabelle 5.18 PT1-Glied *LTP* in *SIMSEN*

Um den Einfluss der Drehzahlabweichung auf das Drehmoment einzubeziehen, wurde im IEEE-Modell der Koeffizient  $c_{f2}$  aus der linearen Drehmomentformel des Rowen-Modells verwendet. Laut [13] liegt diese, ausgehend von einer linearen Antwort der Gasturbine, im Bereich zwischen 0,5 und 0,65. Dies wurde im Programmblock *PROGT2* berücksichtigt, indem die in *DELTA* gebildete Drehzahlabweichung mit 0,5 multipliziert und vom Ausgang des *LPT*-Blocks abgezogen wurde. Die in *PROGT2* gebildete Größe ist das Gasturbinendrehmoment  $T_{gas}$ , das in späteren Instanzen mit dem Dampfturbinendrehmoment addiert und der mechanischen Masse übergeben wird.

PROGT2	
Element	Program
Name	PROGT2
REFERENCES X	DELTA y1 0.5 0 x1
	LPT y 1 0 x2
DATA	y1 = x2 – x1

Tabelle 5.19 Programmblock *PROG2* zur Bildung des Gasturbinendrehmoments

Für die Berechnung der p.u.-Turbinenausgangstemperatur wird die Gleichung (5-4) auf die Turbineneintrittstemperatur im Nennpunkt bezogen, wodurch sich die in *PROGTE* implementierte Gleichung (5-43) ergibt. Die so ausgewählte Bezugsbasis macht die Verwendung des *PROGTF*-Ausgangs im *PROGTE* möglich. Für den weiteren Verlauf der Strecke ist jedoch die auf die Turbinenausgangstemperatur im Nennpunkt bezogene Größe nötig, da diese in der Temperaturregelung verwendet wird. Die Änderung der Bezugsbasis wird in *PROGTE2* durchgeführt.

$$\frac{t_e}{t_{fn}} = \frac{t_f}{T_{fn}} \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T \right) \quad (5-42)$$

$$T_E = T_F \left( 1 - \left( 1 - \frac{1}{x} \right) \eta_T \right) \quad (5-43)$$

PROGTE	
Element	<i>Program</i>
Name	<i>PROGTE</i>
REFERENCES X	<i>PROGTE</i> 0 0 niT x1 <i>PROGPR</i> y1 1 0 x2 <i>PROGTF</i> y1 1 0 x3
DATA	y1 = x3 * (1 - (1 - 1/x2) * x1)

Tabelle 5.20 Berechnung der Turbinenausgangstemperatur  $T_E$  in *PROGTE*

Die Verzögerung beim Abgastransport, dargestellt durch  $E_{TD}$  in der Abbildung 3.6, wird hier, wiederum wegen des fehlenden Totzeitglieds, als PT-1 in *VERZ2* ausgeführt. Die Verzögerungszeitkonstante wurde aus [13] übernommen und beträgt  $E_{TD} \approx 40ms$ .

Der Einfluss der Drehzahlabweichung auf die Turbinenausgangstemperatur ist in Abbildung 3.6 durch den Koeffizienten  $b_{f1}$  dargestellt und kann laut [13] in einem Bereich zwischen 0,55 und 0,65 p.u. der Turbinenausgangstemperatur angenommen werden. In Programmblock *PROGTE3* wird die Drehzahlabweichung aus *DELTA* mit 0,6 multipliziert und vom Ausgang des *VERZ2*-Blocks abgezogen. Der *PROGTE3*-Ausgang ist die tatsächliche Turbinenausgangstemperatur  $T_e$ , die zusammen mit dem Luftstrom  $W$  aus *REGWD2* dem Dampfmodell zugeführt wird.

VERZ2		
Element	<i>Low – Pass Filter 1st Order</i>	
Name	<i>VERZ2</i>	
REFERENCES X	<i>PROGTE2</i> y1 1 0 $T_e$	
PARAMETER	$k$	1
	$T$	0,04

Tabelle 5.21 Verzögerung beim Abgastransport

PROGTE3	
Element	Program
Name	PROGTE3
REFERENCES X	VERZ2 y 1 0 x1 DELTA y1 0.6 0 x2
DATA	y1 = x1 - x2

Tabelle 5.22 Einfluss der Drehzahlabweichung auf die Turbinenausgangstemperatur

Die Turbinenausgangstemperatur wird durch ein Thermoelement gemessen. Dieses ist in ein Strahlungsschild eingebettet, um Störungen, die durch die Strahlung der Gasturbine entstehen, zu kompensieren [13].

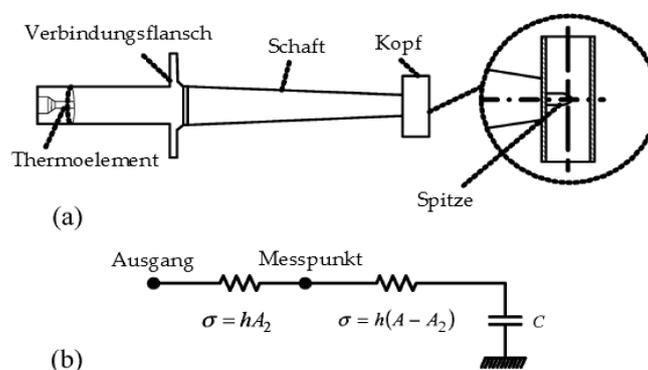


Abbildung 5.13 a) Strahlungsschild und Thermoelement, b) vereinfachtes elektrisches Ersatzschaltbild zur Temperaturberechnung nach [13]

Die Anwendung dieser Elemente (Abbildung 5.13) verursacht einen Messfehler, der von ihrem Wärmeübertragungsverhalten abhängig ist. Ausgehend von einer konvektiven Wärmeübertragung kann die an der Thermospitze gemessene Temperatur mit der Gleichung (5-44) approximiert werden [13].

$$\frac{T'_E}{T_E} = \frac{A_2}{A_1} + \frac{1 - \frac{A_2}{A_1}}{\frac{C}{h \cdot A_1} + 1} \quad (5-44)$$

Hierbei sind  $T'_E$  die von der Anordnung gemessene und  $T_E$  die tatsächliche Turbinenausgangstemperatur,  $A_1$  die aktive Fläche für die Wärmeübertragung am Schildkopf,  $A_2$  die aktive Fläche für die Wärmeübertragung zur Thermoelementspitze,  $C$  ist die Wärmekapazität des Schildkopfes und  $h$  der Wärmeübertragungskoeffizient [13].

Name	Bezeichnung	Wert
Schild-Legierung		Edelstahl
Schild-Kopfdurchmesser	$D_{SH}$	3 cm
Schild-Kopflänge	$L_{SH}$	7,5 cm
Schild-Kopfstärke	$H_{SH}$	0,08 mm
Länge der Thermoelements Spitze im Schild	$L_{Spitze}$	16 mm
Wärmeübertragungskoeffizient	$h$	$250 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
Spezifische Wärmekapazität pro Volumeneinheit	$C_{sp}$	$3,83 \frac{J}{cm^3 \cdot K}$

Tabelle 5.23 Daten für den Strahlungsschild nach [13]

Gemäß der Annahme, dass die konvektive Wärmeübertragung auf die Spitze des Thermoelements über einen Zylinder mit einer Länge von zwei Mal der Länge der Spitze im Schild auf jeder Seite erfolgt und unter Verwendung der Daten aus der Tabelle 5.23 sowie mit der Gleichung (5-44) kann die Übertragungsfunktion des Strahlungsschildes berechnet und in eine Form gebracht werden, die in *SIMSEN* implementiert werden kann [13]:

$$G_{SH} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{4\pi D_{SH} L_{Spitze}}{\pi D_{SH} L_{SH}} = \frac{4L_{Spitze}}{L_{SH}} = 0,85 \quad (5-45)$$

$$T_{SH} = \frac{C}{hA_1} = \frac{C_{sp} \cdot \pi D_{SH} L_{SH} H_{SH}}{h \cdot \pi D_{SH} L_{SH}} = \frac{C_{sp} H_{SH}}{h} = 12,2 \text{ s} \quad (5-46)$$

$$G_{SH} + \frac{1 - G_{SH}}{1 + T_{SH}s} = 0,85 + \frac{0,15}{1 + 12,2 \cdot s} = \frac{1 + 10,37 \cdot s}{1 + 12,2 \cdot s} \quad (5-47)$$

Die Verzögerung, die allein durch das Thermoelement verursacht wird, kann als ein PT-1-Glied mit einer angenommenen Zeitkonstante von  $T = 1,7 \text{ s}$  [13] modelliert werden.

Die Umsetzung des Strahlungsschildes und des Thermoelements erfolgen mit dem Reglerblock *REGTE* und dem PT-1-Glied *REGTE2*. Die durchzuführenden Einstellungen sind in der Tabelle 5.24 dargestellt.

Die *REGTE2*-Ausgangsgröße ist die gemessene Turbinenausgangstemperatur  $T_{e'}$ , die in der Temperaturregelung verwendet wird.

REGTE		
Element	<i>Regulator</i>	
Name	<i>REGTE</i>	
REFERENCES X	<i>PROGTE3 y1 1 0 Te</i>	
PARAMETER	<i>type</i>	4
	<i>k</i>	1
	<i>T1</i>	10,37
	<i>T2</i>	12,2

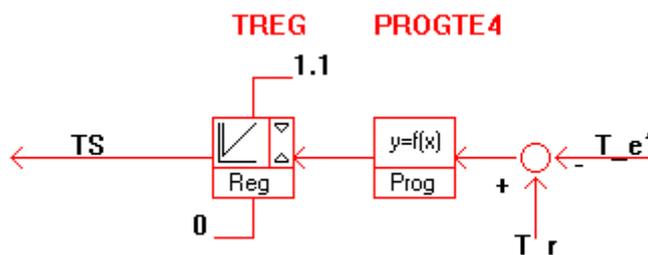
  

REGTE2		
Element	<i>Low – Pass Filter 1st Order</i>	
Name	<i>REGTE2</i>	
REFERENCES X	<i>REGTE y 1 0 Te</i>	
PARAMETERS	<i>k</i>	1
	<i>T</i>	1,7

Tabelle 5.24 Strahlungsschild *REGTE* und Thermoelement *REGTE2*

### 5.3.1.7. Temperaturregelung

Die Umsetzung der Temperaturregelung in *SIMSEN* ist in der Abbildung 5.14 dargestellt. Im Gegensatz zum IEEE-Modell, wo im Funktionsblock A (Abbildung 3.5) die Referenztemperatur ständig neu berechnet wird, ist sie hier als eine konstante Größe implementiert und wird als 1,05 p.u. der Turbinenausgangstemperatur im Nennpunkt angenommen.

Abbildung 5.14 Temperaturregelung in *SIMSEN*

Im Programmblock *PROGTE4* wird die Differenz zwischen der Referenztemperatur  $T_r$  und der gemessenen Turbinenausgangstemperatur  $T_e'$  ermittelt, woraus die Eingangsgröße für den Temperaturregler gebildet wird.

Der in *TREG* ausgeführte Temperaturregler wurde aus [13] übernommen, jedoch mit dem Unterschied, dass die Integrationszeitkonstante  $T_{TC}$  nicht in  $^{\circ}\text{C}$ , sondern als auf die Turbinenausgangstemperatur im Nennpunkt bezogene Größe verwendet wird. Sie wird als  $T_{TC} \approx 0,45 \text{ s}$  angenommen.

$$G_{TR}(s) = \frac{1 + G_{TC}s}{T_{TC}s} = \frac{1 + 3,3 \cdot s}{0,45 \cdot s} \quad (5-48)$$

In *SIMSEN* ist es nicht möglich, einen PI-Regler mit Anti-Wind-Up-Grenzen wie in (5-48) zu implementieren. Das *Regulator* Element lässt eine Definition nur gemäß (5-49) zu.

$$G_{PI}(s) = k \frac{1 + T_1s}{T_1s} \quad (5-49)$$

Zwar besteht die Möglichkeit, mit anderen Elementen beliebige Übertragungsfunktionen genau nachzubilden, jedoch verfügen diese nicht über Anti-Wind-Up-Grenzen, die für die Funktionalität des Temperaturreglers absolut nötig sind. Aus diesem Grund wurde der Temperaturregler wie in (5-50) in *TREG* ausgeführt.

$$G_{TR}(s) = \frac{1 + 0,45 \cdot s}{0,45 \cdot s} \cdot \frac{1 + 3,3 \cdot s}{1 + 0,45 \cdot s} \quad (5-50)$$

PROGTE4		
Element	<i>Program</i>	
Name	<i>PROGTE4</i>	
REFERENCES X	<i>PROGTE4</i> 0 0 1.05 <i>x1</i> ; <i>T_r</i> <i>REGTE2</i> <i>y</i> 1 0 <i>x2</i> ; <i>T_e'</i>	
DATA	<i>y1</i> = <i>x1</i> - <i>x2</i> ; <i>deltaT</i>	
TREG		
Element	<i>Regulator</i>	
Name	<i>TREG</i>	
REFERENCES X	<i>PROGTE4</i> <i>y1</i> 1 0 <i>x1</i> ; <i>deltaT</i>	
PARAMETERS	<i>type</i>	5
	<i>k</i>	1
	<i>T1</i>	3,3
	<i>T2</i>	0,45
	<i>T3</i>	0,45
	<i>minY</i>	0
	<i>maxY</i>	1,1

Tabelle 5.25 Programmblock *PROGTE4* und Temperaturregler *TREG*

Der Ausgang des Temperaturreglers ist das Temperatursignal *TS* (Abbildung 5.14). Im Normalfall, wenn die gemessene Turbinenausgangstemperatur unter der Referenztemperatur liegt, ist er in maximaler Stellung mit 1.1 p.u. Bei einer zu hohen Ausgangstemperatur wird der Temperaturregler herunterintegrieren und *TS* durch *LVG* die Brennstoffnachfrage bestimmen.

### 5.3.2. Dampf Makro

Im IEEE-Modell aus der Abbildung 3.7 ist die Proportionalität zwischen der Abgasenergie der Gasturbine und der Dampfturbinenleistung durch eine nichtlineare Funktion beschrieben, die aus stationären Messungen abgeleitet werden kann. Das Modell lässt sich aber auch ohne diese gut nachbilden, wie in [17] und [20] gezeigt wird.

Ausgangspunkt für die Berechnung der p.u.-Dampfturbinenleistung im Modell ist die auf die Nennleistung des GuD-Kraftwerks bezogene Gleichung (5-8):

$$P_D = \frac{p_D}{p_{GuDn}} = \frac{\eta_{HRSG} C_p t_{En} \dot{m}_n}{p_{GuDn}} \cdot \frac{t_E}{t_{En}} \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_n} = KD \cdot T_E \cdot W \quad (5-51)$$

$$KD = \frac{\eta_{HRSG} C_p t_{En} \dot{m}_n}{p_{GuDn}} \approx 0,317 \quad (5-52)$$

Die Bezugskonstante  $KD$  stellt den Anteil der Dampfturbinen an der Gesamtleistung des Kraftwerks dar und wird als eine Simulationskonstante in *SIMSEN* definiert. Die Umsetzung des von IEEE vorgeschlagenen vereinfachten Dampfturbinenmodells aus dem Kapitel 3.2.4 ist in der Abbildung 5.15 dargestellt.

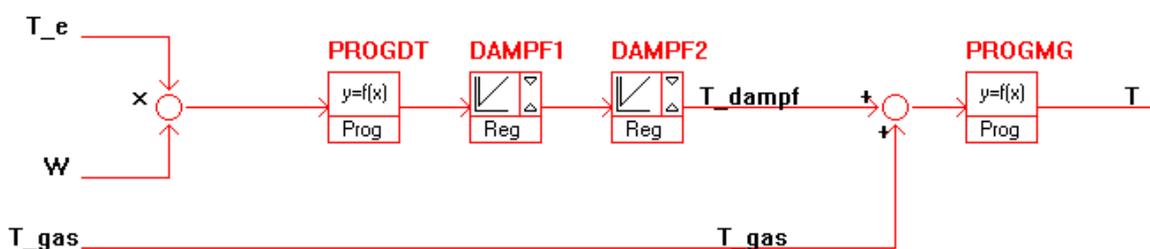


Abbildung 5.15 Dampfturbinenmodell in *SIMSEN*

Im Programmblock *PROGDT* wird die p.u.-Dampfturbinenleistung entsprechend der Gleichung (5-51) berechnet. Als Eingangsgrößen dienen die im Gas Makro berechnete Turbinenausgangstemperatur  $T_e$  und der Luftstrom  $W$ , multipliziert mit der Bezugskonstante  $KD$ . Die zwei Verzögerungen, mit denen die mechanische Leistung der Dampfturbine der in *PROGDT* gebildeten Größe folgt, wurden in *DAMPF1* und *DAMPF2* ausgeführt. Diese sind im Reglerblock als zwei PT-1-Glieder mit Verzögerungszeitkonstanten aus [18]  $T_{DAMPF1} = 5 \text{ s}$ , und  $T_{DAMPF2} = 20 \text{ s}$  definiert.

PROGDT		
Element	Program	
Name	PROGDT	
REFERENCES X	REGWD2 y1 1 0 W ; als x1 gesp. PROGTE3 y1 1 0 Te ; als x2 gesp. PROGDT 0 0 KD x3	
DATA	$y1 = x1 \cdot x2 \cdot x3$	
DAMPF1		
Element	Regulator	
Name	DAMPF1	
REFERENCES X	PROGDT y1 1 0 p	
PARAMETERS	type	4
	k	1
	T1	0
	T2	5
DAMPF2		
Element	Regulator	
Name	DAMPF2	
REFERENCES X	DAMPF1 y 1 0 p	
DATA	type	4
	k	1
	T1	0
	T2	20

Tabelle 5.26 Berechnung der Dampfturbinenleistung in SIMSEN durch PROGDT, DAMPF1 und DAMPF2

Die Ausgangsgröße der oben beschriebenen Anordnung ist die mechanische Leistung der Dampfturbine. Da diese nicht als Eingangsgröße der mechanischen Masse übergeben werden kann, wird sie im Programmblock PROGMG mit der bezogenen Turbinendrehzahl dividiert, womit das Dampfturbinendrehmoment  $T_{dampf}$  erhalten wird. Dieses bildet zusammen mit dem Gasturbinendrehmoment  $T_{gas}$  das Gesamtdrehmoment des GuD-Kraftwerks  $T$ , mit welchem die mechanische Masse angetrieben wird.

PROGMG	
Element	Program
Name	PROGMG
REFERENCES X	DAMPF2 y 1 0 $P_{dampf}$ ; als x1 gesp. TURBINE N 1/Nb 0 n ; als x2 gesp. PROGT2 y1 1 0 $T_{gas}$ ; als x3 gesp.
REFERENCES Y	TURBINE Text = y1 Tn 0
DATA	$y1 = x1/x2 + x3$ ; GuD-Drehmoment T

Tabelle 5.27 Berechnung des Gesamtdrehmoments in PROGMG

### 5.3.3. Die Turbine

Die Gas- und die Dampfturbine liefern ihr Drehmoment auf eine gemeinsame Welle. Vereinfachend werden die mechanischen Eigenschaften dieser Welle und der beiden Turbinen durch das *SIMSEN*-Element *Mechanical Mass TURBINE* (Abbildung 5.2) modelliert.

Im Wesentlichen ist die *Mechanical Mass* eine rotierende Masse, deren Eigenschaften durch die geeignete Definition der Trägheitsparameter manipuliert werden können (in *SIMSEN INERTIA PARAMETERS*).

Nennleistung und Nenndrehzahl der *TURBINE* sind mit denen des GuD-Kraftwerks ident ( $P_n = 269 \text{ MW}$ ,  $N = 3000 \text{ u/min}$ ). Ausgehend von der Gleichung (5-53) und unter der Annahme einer Anlaufzeitkonstante von  $T_A = 10 \text{ s}$  kann das Trägheitsmoment  $J$  berechnet werden:

$$T_A = \frac{J\omega^2}{P_{GuDn}} \quad (5-53)$$

$$J = 278283,24 \text{ 18 kgm}^2 \quad (5-54)$$

Schnittstelle zwischen dem GuD-Modell und der *TURBINE* ist das externe Drehmoment  $Text$ , in welches das in *PROGMG* berechnete Gesamtdrehmoment  $T$  übergeben wird (Tabelle 5.27, Zeile REFERENCES Y). Alle nachgeschalteten Verbraucher beziehen ihre Leistung von der *TURBINE*.

### 5.4. Das elektrische System

Das in der Abbildung 5.16 dargestellte elektrische System wurde weitgehend aus *SIMSEN*-Tutorien und Beispielen übernommen.

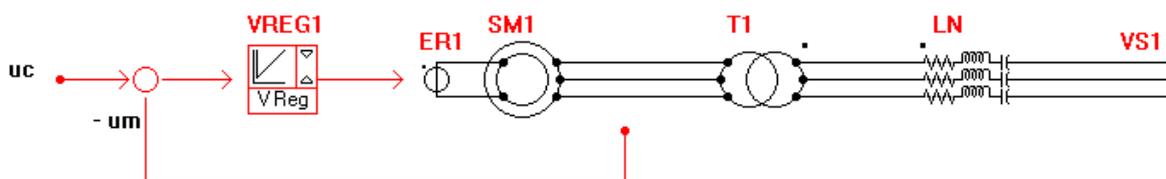


Abbildung 5.16 Das elektrische System

Der 300 MVA Synchrongenerator *SM1* bezieht das mechanische Drehmoment der *TURBINE* und wandelt es in elektrische Energie um. Die Generatorparameter stammen aus einem ähnlich ausgeführten Beispiel, das mit der Simulationssoftware geliefert wurde. Die Nenndaten sind in der Tabelle 5.28 aufgeführt.

Name	Bezeichnung	Wert
Scheinleistung	$S_n$	300 MVA
Spannung	$U_n$	17,5 kV
Frequenz	$f_n$	50 Hz
Polpaarzahl	$Pp$	1
Erregerstrom	$I_{fd0}$	578,3 A

Tabelle 5.28 Nenndaten Synchrongenerator SM1

In der Abbildung 5.17 wird das Ersatzschaltbild des in SIMSEN sehr detailliert ausgeführten Synchrongenerators gezeigt. Die dargestellten Parameter sind auf die Nenndaten des Generators bezogen und werden in p.u. angegeben.

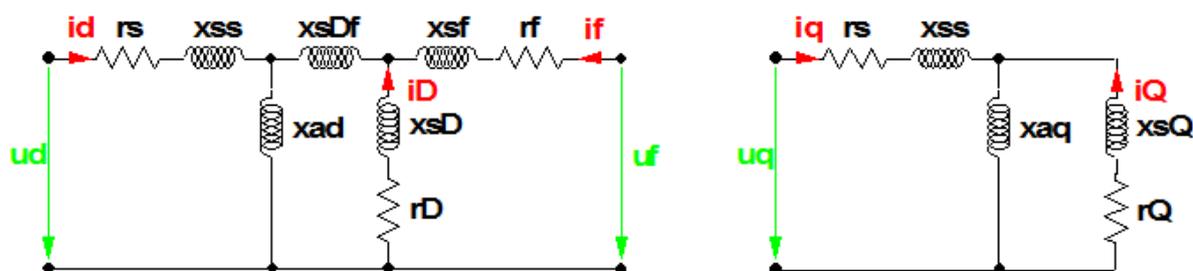


Abbildung 5.17 Längs- (links) und Querachse (rechts) des Synchrongeneratormodells in SIMSEN

SM1		
Element	Synchronous Machine LR 3 ph	
Name	SM1	
MECHANICAL SYSTEM	TURBINE 1.0	
PARAMETERS	$r_s$	0,00181
	$x_{ss}$	0,121
	$x_{ad}$	1,027
	$x_{sDf}$	-0,021
	$r_f$	0,0004974
	$x_{sf}$	0,1968189
	$r_D$	0,0100658
	$x_{sD}$	0,0828562
	$x_{aq}$	0,602
	$r_Q$	0,0161368
	$x_{sQ}$	0,0779325

Tabelle 5.29 Synchrongeneratorparameter aus SIMSEN-Beispielen

Die Generatorerregung ist durch die Gleichspannungsquelle  $ER1$  und den Spannungsregler  $VREG1$  modelliert. Die Parameter der Spannungsquelle werden durch das Lastflussanalyseprogramm  $Inisim$  berechnet. Spannungsregler ist ein PID-Regler, aufgebaut auf der Grundlage der ABB UNITROL®-Regler. Es werden wiederum die mit  $SIMSEN$  mitgelieferten Standardparameter verwendet, dargestellt in der Tabelle 5.30. Eingangsgröße ist der auf die Nennspannung bezogene Effektivwert der Spannungsamplitude des Synchrongenerators  $um$  und die durch  $Inisim$  berechnete Referenz  $uc$ . Der Ausgang muss, vor der Überlieferung zur Gleichspannungsquelle, mit der Leerlauferregerspannung  $Ufd0$  multipliziert werden. Unter Verwendung der Daten für den Synchrongenerator aus Tabelle 5.28 und Tabelle 5.29 kann  $Ufd0$  mit der Gleichung (5-55) berechnet werden.

VREG1		
Element	<i>Voltage Regulator</i>	
Name	<i>VREG1</i>	
REFERENCES X	<i>SM1 Ulrms 1/17500 0 um</i>	
REFERENCES Y	<i>ER1 U Ufd0 0 Uex</i>	
PARAMETERS	<i>k</i>	250
	<i>T1</i>	0,1
	<i>T2</i>	0,02
	<i>T3</i>	1
	<i>T4</i>	5
	<i>Tms</i>	0,04
	<i>Tst</i>	0,005
	<i>poF1</i>	0,04
	<i>puF1</i>	-0,05
	<i>poF2</i>	5,5
	<i>puF2</i>	-4,5
	<i>poF3</i>	5,5
<i>puF4</i>	-4,5	

Tabelle 5.30 Spannungsregler  $VREG1$

$$Ufd0 = \frac{rf \cdot S_n}{xad^2 \cdot Ifd0} = 244,64 V \quad (5-55)$$

Im anschließenden Transformator  $T1$  wird das Spannungsniveau auf 220 kV erhöht. Die elektrische Energie wird dem Verbraucher  $VS1$  über die Hochspannungsfreileitung  $LN$  geliefert, der die gleichen Nenndaten wie  $LN$  hat. Dieser ist vereinfachend als ein „Infinite Bus“ ausgeführt, der im Wesentlichen ein starres Netz darstellt: Es wird die gesamte vom Erzeuger gelieferte Leistung ohne Frequenz- und Spannungsabweichungen aufgenommen. Natürlich ist eine solche Darstellung für die tatsächlichen Begebenheiten nicht repräsentativ, kann aber bei der Modellierung durchaus von Nutzen sein.

T1		
Element	<i>Transformer 2x3ph</i>	
Name	<i>T1</i>	
RATED VALUES	<i>Sn</i>	300 MVA
	<i>Un1</i>	220 kV
	<i>Un2</i>	17,5 kV
	<i>Fn</i>	50 Hz
	<i>Connect</i>	Yy0
PARAMETERS	<i>rcc</i>	0,003
	<i>xcc</i>	0,14
	<i>xh1</i>	1000
	<i>type</i>	1
LN		
Element	<i>Transmission Line 3ph</i>	
Name	<i>LN</i>	
RATED VALUES	<i>Sn</i>	300 MVA
	<i>Un</i>	220 kV
	<i>Fn</i>	50 Hz
PARAMETERS	<i>unsym</i>	0
	<i>Ra, b, c</i>	0,1
	<i>La, b, c</i>	0,001

Tabelle 5.31 Transformator *T1* und Freileitung *LN*

## 6. Validierung

Für Totband-, Temperaturregelungs-, Gradientenregler- und Leistungsreglertests wird die Anordnung aus der Abbildung 6.1 verwendet.

Unter Simulationsparametern muss nur noch die Integrationszeitkonstante definiert werden. Elektrische Komponenten benötigen kleinere Integrationszeitkonstanten, weshalb diese bei allen Simulationen, die mit der Anordnung nach Abbildung 6.1 erfolgen, auf 0.001 s angesetzt ist.

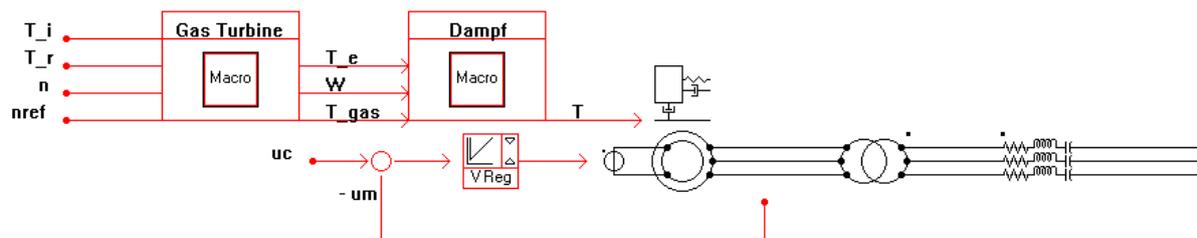


Abbildung 6.1 Testanordnung mit dem *Infinite Bus*

Da der Droop-Regler nicht mit einem *Infinite Bus* getestet werden kann, wird die Anordnung aus der Abbildung 6.2 verwendet. Mit der *Points Function FP1* wird der gewünschte Lastverlauf in p.u. eingetragen, der im Programmblock *LAST* mit dem GuD-Nennmoment multipliziert und der Turbine als Friktionsmoment übergeben wird. Somit kann eine Abweichung zwischen der Lastreferenz und der tatsächlichen Last simuliert werden. Für diese Simulation muss der Leistungsregler ausgeschaltet werden.

Da es hier keine elektrischen Komponenten mehr gibt, kann eine höhere Integrationszeitkonstante gewählt werden, womit sich die Simulationszeit deutlich verringert. Es muss aber beachtet werden, dass diese nicht größer sein darf als die kleinste Zeitkonstante in den Reglern und Verzögerungsgliedern.

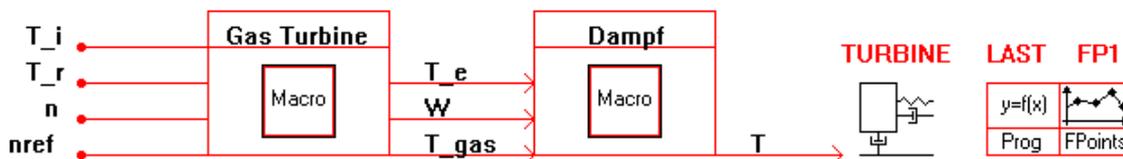


Abbildung 6.2 Testanordnung – mechanisch

## 6.1. Initialisierung

Die Initialisierung des elektrischen Subsystems erfolgt durch das Lastflussanalyseprogramm *Inisim*. Ausgangspunkt ist der Synchrongenerator *SM1*. Unter SPECIFIED OPERATING POINT wurden zwei Größen definiert:

- $P_c = -2664210000 \text{ W}$  und
- $Q_c = -13791247,5 \text{ Var}$ .

Das Vorzeichen deutet darauf hin, dass das Element im Generatormodus arbeitet. Die von *Inisim* berechneten Anfangswerte werden gespeichert und die Initialisierung des elektrischen Subsystems ist abgeschlossen.

Für Regler und Funktionen müssen die Anfangswerte manuell ausgerechnet und eingegeben werden. Die Berechnungsgrundlagen bilden die Gleichungen aus dem vorherigen Kapitel. Am einfachsten ist es, das Modell unter Nennbedingungen zu initialisieren, womit folgende Werte angenommen werden können:

- $n_{\text{delta}} = 0$ ,
- $n, T, T_e, T_f, W_f, W, W_d, F_d, V_{ce} = 1$ ,
- $T_{\text{gas}} = 0,683$ ,
- $T_{\text{dampf}} = 0,317$ .

Diese werden in die entsprechenden Felder in den Modulen, wo sie als Eingangs- oder Ausgangsgrößen definiert sind, eingegeben. Anschließend wird eine Simulation durchgeführt. Dies geschieht unter Beobachtung ausgewählter Größen (wie z. B. die Leistung oder Temperaturen). Nachdem das Modell den eingeschwungenen Zustand erreicht hat (Leistungs- und Temperaturniveau konstant), kann die Simulation abgebrochen und gespeichert werden, womit die Werte am Ende der Simulation als Anfangsgrößen definiert sind.

## 6.2. Totband

Für die Validierung des Totbandes wird im Simulationsfenster (Abbildung 4.4) unter DISTURBANCES eine Störung der Netzfrequenz definiert. Diese Störung ereignet sich im *Infinite Bus VS1* nach 25 Sekunden Simulationszeit. Es werden drei Fälle betrachtet:

- $f = 49,99 \text{ Hz}$  – Abweichung liegt im Totband,
- $f = 49,98 \text{ Hz}$  – Abweichung ist an der Totbandgrenze,
- $f = 49,9 \text{ Hz}$  – Abweichung außerhalb des Totbandes.

In der Abbildung 6.3 sind die Ausgänge der Programmblöcke *DELTA* und *TB2* bei einer Netzfrequenz von 49,99 Hz dargestellt. Der *DELTA*-Ausgang stellt die gemessene Drehzahlabweichung und *TB2* die Drehzahlabweichung nach dem Totband und somit den Eingang für den Droop dar. Da die Frequenzabweichung in diesem Fall unter den  $\pm 20 \text{ mHz}$

liegt, sollte keine Regelleistung geliefert werden. Tatsächlich bleibt der *TB2*-Ausgang während der ganzen Simulationszeit auf null.

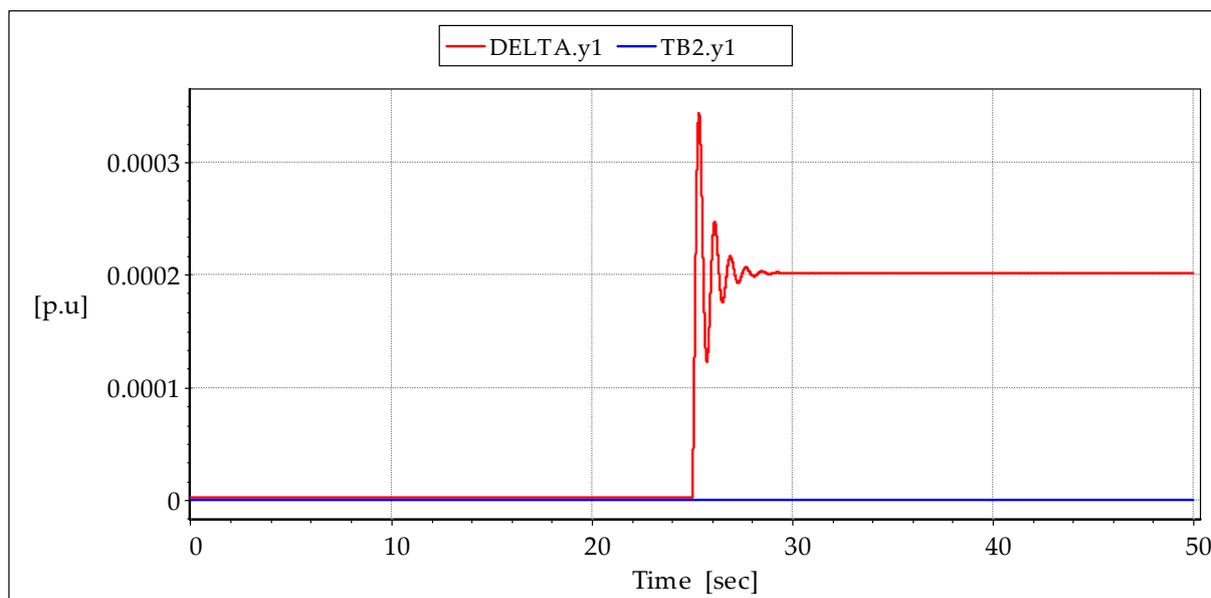


Abbildung 6.3 Gemessene Drehzahlabweichung *DELTA.y1* und die Drehzahlabweichung nach dem Totband *TB2.y2* bei *VS1* Frequenz von 49,99 Hz

Bei einer Abweichung, die an der Grenze des Totbandes liegt, wird sich unmittelbar nach der Störung eine höhere Drehzahlabweichung einstellen. Diese verschwindet aber nach wenigen Momenten und der *TB2*-Ausgang wird wieder null.

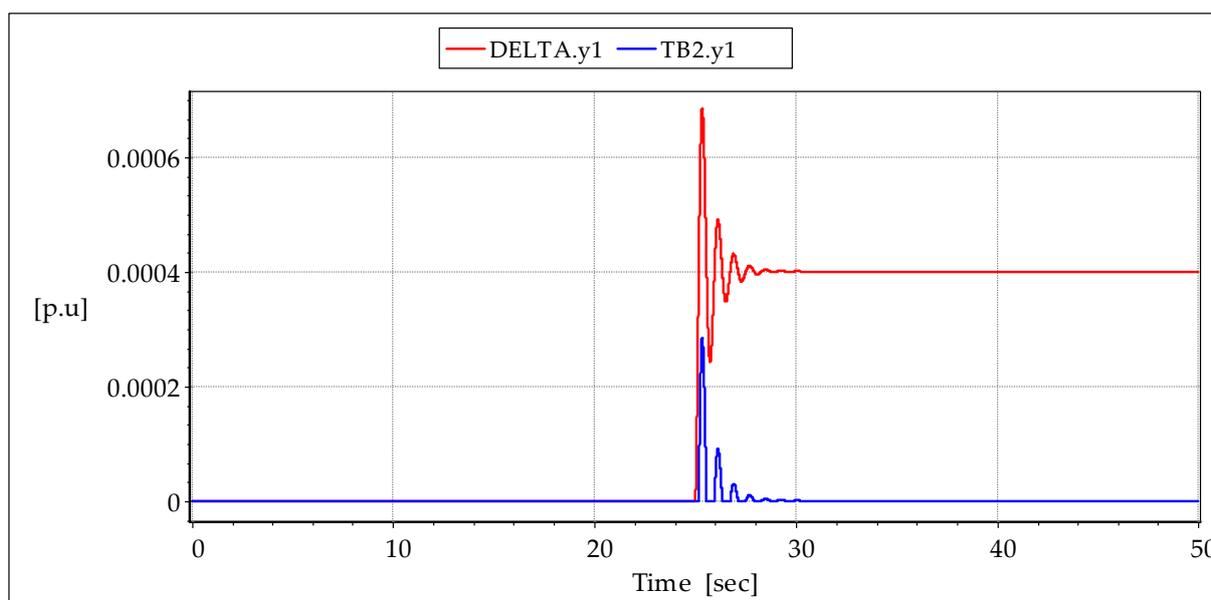


Abbildung 6.4 Gemessene Drehzahlabweichung *DELTA.y1* und die Drehzahlabweichung nach dem Totband *TB2.y2* bei *VS1* Frequenz von 49,98 Hz

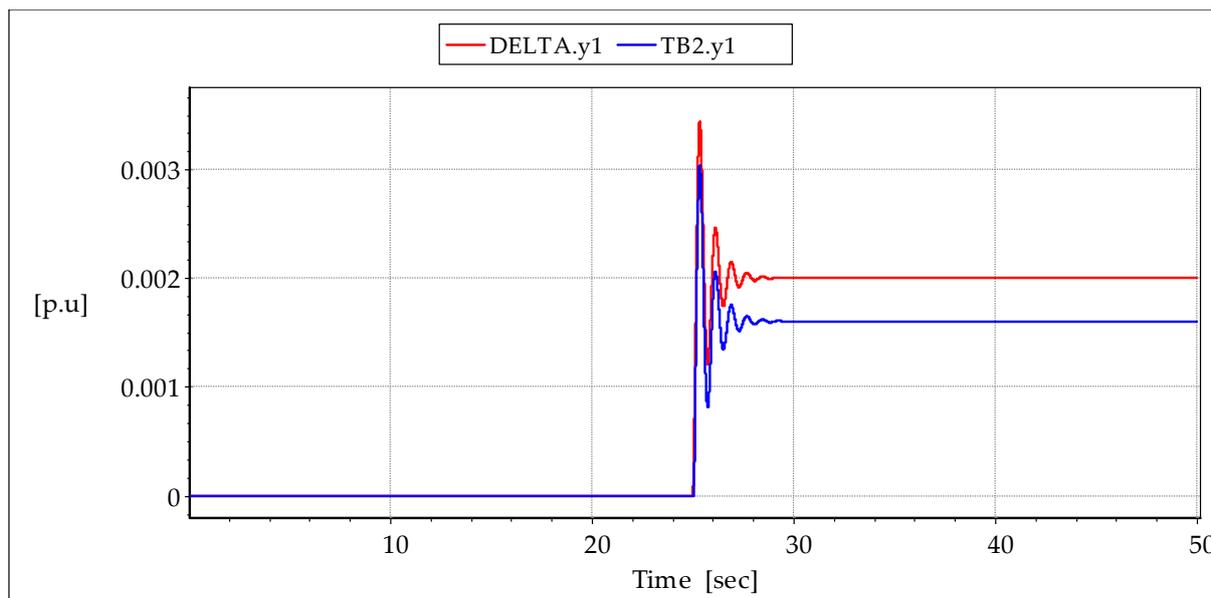


Abbildung 6.5 Gemessene Drehzahlabweichung  $DELTA.y1$  und die Drehzahlabweichung nach dem Totband  $TB2.y2$  bei  $VS1$  Frequenz von 49,9 Hz

Im dritten Fall liegt die Abweichung außerhalb des Totbandes und dementsprechend stellt sich der TB2-Ausgang auf einen Wert ungleich null ein.

Hiermit ist gezeigt, dass sich das Totband nach vorgegebenen Regeln verhält.

### 6.3. Droop-Regler

Bei einer Abweichung zwischen der Last und der Lastreferenz sollte sich der Droop-Regler durch die entstehende Drehzahlabweichung auf den neuen Arbeitspunkt ausregeln.

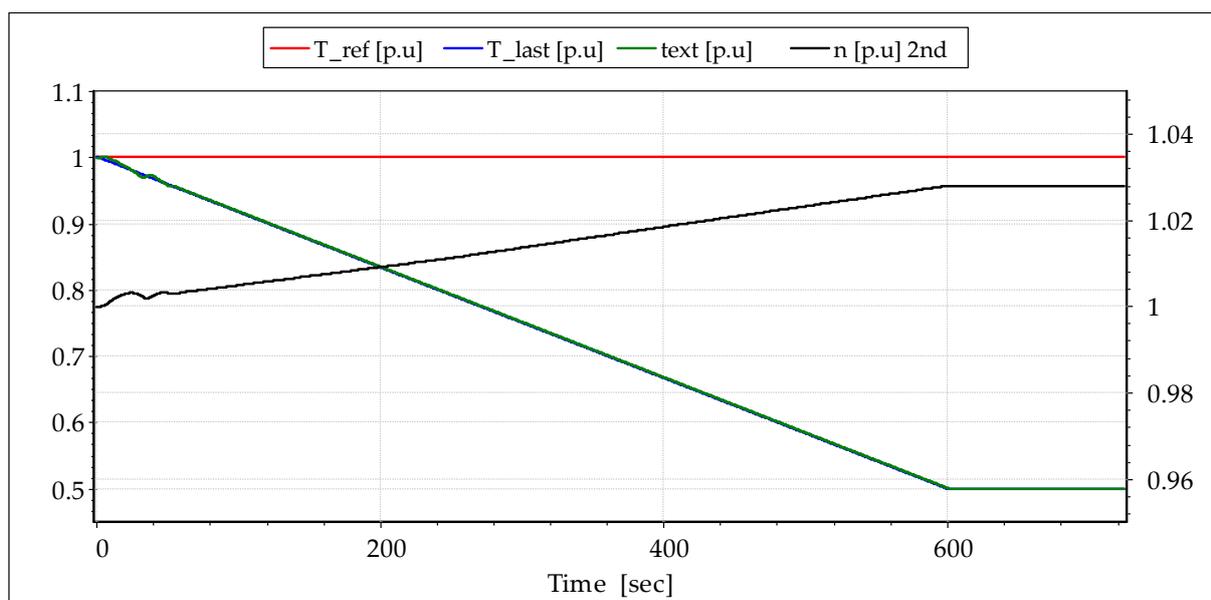


Abbildung 6.6 Drehzahl  $n$  bei Lastreferenz  $T_{ref} = 1 p.u.$  und der Last  $T_{last} = 0,5 p.u.$

Betrachtet wird ein Fall, bei welchem die Differenz zwischen der Last und der Lastreferenz 0,5 p.u. beträgt, wie in der Abbildung 6.6 dargestellt. Ohne Änderung der Lastreferenz wird sich eine Drehzahlabweichung einstellen, die es dem Droop-Regler ermöglicht, den neuen Arbeitspunkt zu erreichen. Da im Modell ein 4 %-Droop implementiert ist, sollte sich theoretisch in diesem Fall eine Abweichung von 0,02 p.u. (2 % der Nennzahl) einstellen. Tatsächlich liegt die Drehzahlabweichung mit ungefähr 2,7 % etwas höher. Dies hat mehrere Gründe:

- Totband und der Einfluss der Drehzahlabweichung auf das Drehmoment,
- Nichtlinearität zwischen der Brennstoffnachfrage und der Leistung sowie
- die im Rowen- und im IEEE-Modell ausgeführte Brennstoffsteuerung.

Insbesondere ist für die Abweichung zwischen dem theoretischen und dem simulierten Wert die Brennstoffsteuerung verantwortlich. Dies soll an einem Beispiel gezeigt werden:

*Ausgehend von einer Linearität zwischen den bezogenen Größen des Brennstoffstroms  $W_f$  (bezogen auf den Nennbrennstoffstrom) und der GuD-Leistung  $P_{GuD}$  wird jede Einheit  $W_f$  eine Einheit  $P_{GuD}$  erzeugen. Bei einer GuD-Leistung von 0,5 p.u. heißt es infolgedessen:*

$$P_{GuD} = W_f = 0,5 \text{ p.u.} \quad (6-1)$$

*Das Brennstoffnachfragesignal berechnet sich dann durch:*

$$F_d = \frac{W_f - 0,24}{0,76} \approx 0,34 \text{ p.u.} \quad (6-2)$$

*Das Brennstoffnachfragesignal wird durch die Lastreferenz und durch den Droop bestimmt. Da die Referenz während der ganzen Simulation auf 1 p.u. bleibt, muss die Differenz zwischen  $F_d$  und  $P_{ref}$  durch den Droop geliefert werden:*

$$\Delta n = \frac{P_{ref} - F_d}{K_{Droop}} = \frac{(1 - 0,34) \text{ p.u.}}{25} = 0,0264 \text{ p.u.} \quad (6-3)$$

Wie aus der Gleichung (6-3) ersichtlich ist, wird sich, wegen der so ausgeführten Brennstoffsteuerung insbesondere im unteren Lastbereich, nicht die theoretische Drehzahlabweichung einstellen, sondern eine etwas höhere.

## 6.4. Temperaturregelung

Bedingt durch den Gradientenregler, kommt es während des Betriebes des GuD-Modells im Leistungsbereich von 0,5 bis 1 p.u. zu keiner Auslösung des Temperaturreglers. Ohne den Gradientenregler und bei einem zu schnellen Leistungsanstieg wäre der Temperaturanstieg zu hoch und der Temperaturregler würde entgegenwirken (Abbildung 6.7 und Abbildung

6.8). Hierbei übernimmt der Ausgang der Temperaturregelung  $TS$  als Ausgang des LVS-Gliedes und bestimmt somit über den Brennstoffsignal  $V_{ce}$  den Brennstoffstrom  $W_f$ .

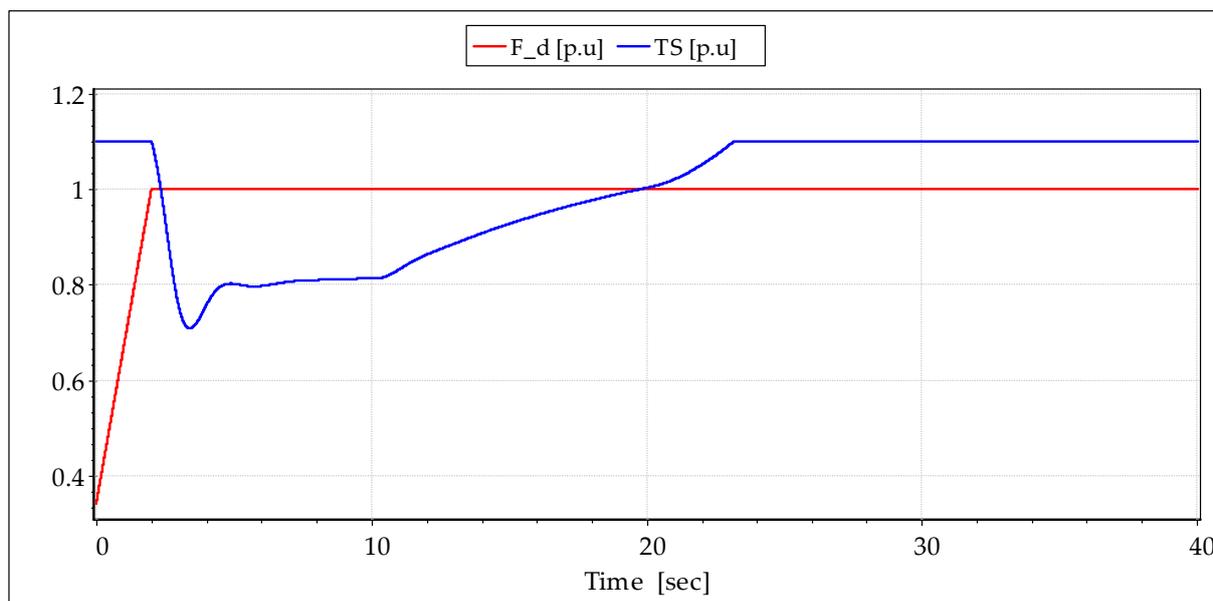


Abbildung 6.7 Brennstoffnachfrage  $F_d$  und Ausgang der Temperaturregelung  $TS$  bei einem Leistungssprung von 0,5 auf 1 p.u.

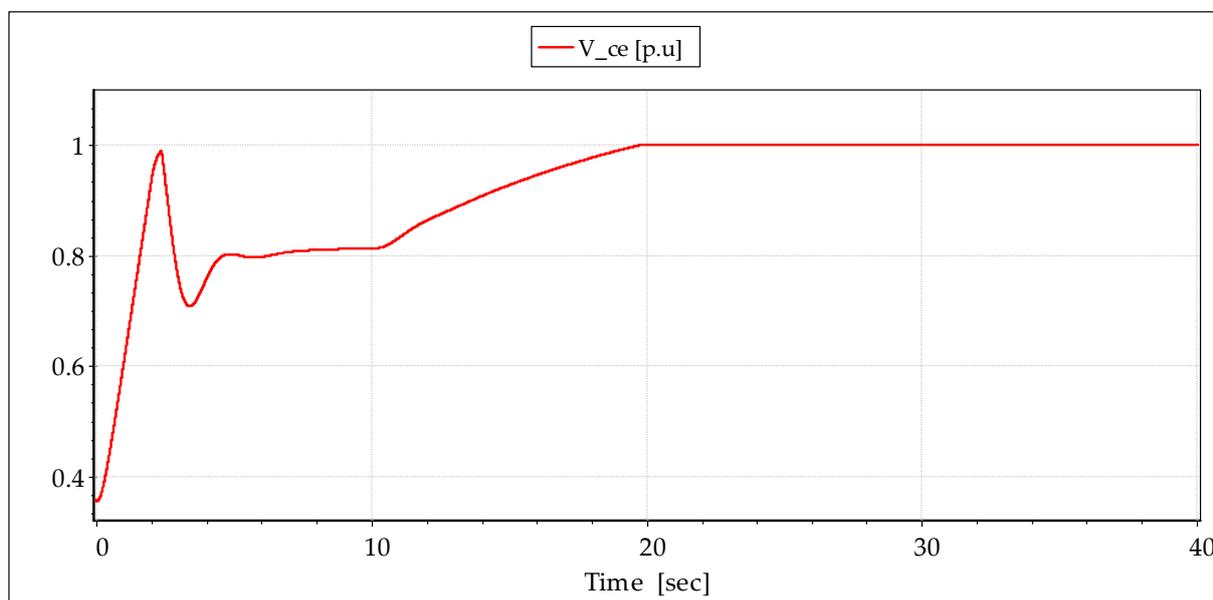


Abbildung 6.8 Brennstoffsignal  $V_{ce}$  bei einem Leistungssprung von 0,5 auf 1 p.u.

Anschließend wurde versucht, die Wirkleistung des Synchrongenerators auf 1,2 p.u. zu steigern. Wie aus der Abbildung 6.9 ersichtlich wird, stabilisiert sich die Wirkleistung bei einem Wert von ca. 1,08 p.u., obwohl die Lastreferenz höher liegt. Grund dafür ist die Obergrenze des Temperaturreglers, die mit 1,1 p.u. angesetzt ist.

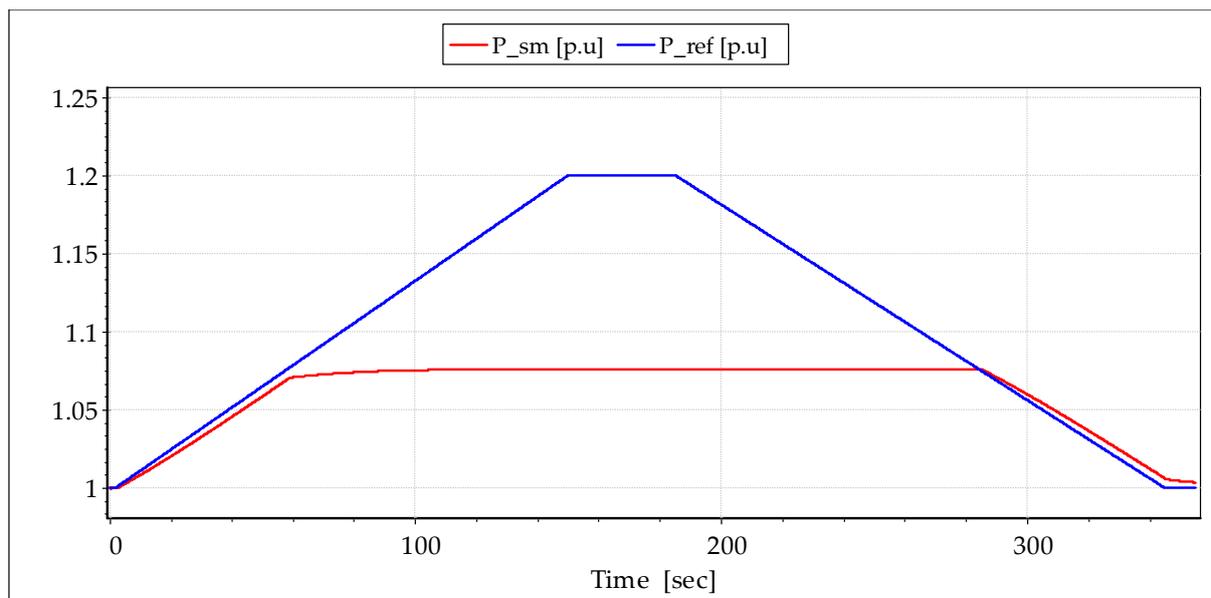


Abbildung 6.9 Wirkleistung des Synchrongenerators  $P_{sm}$  und die Leistungsreferenz  $P_{ref}$

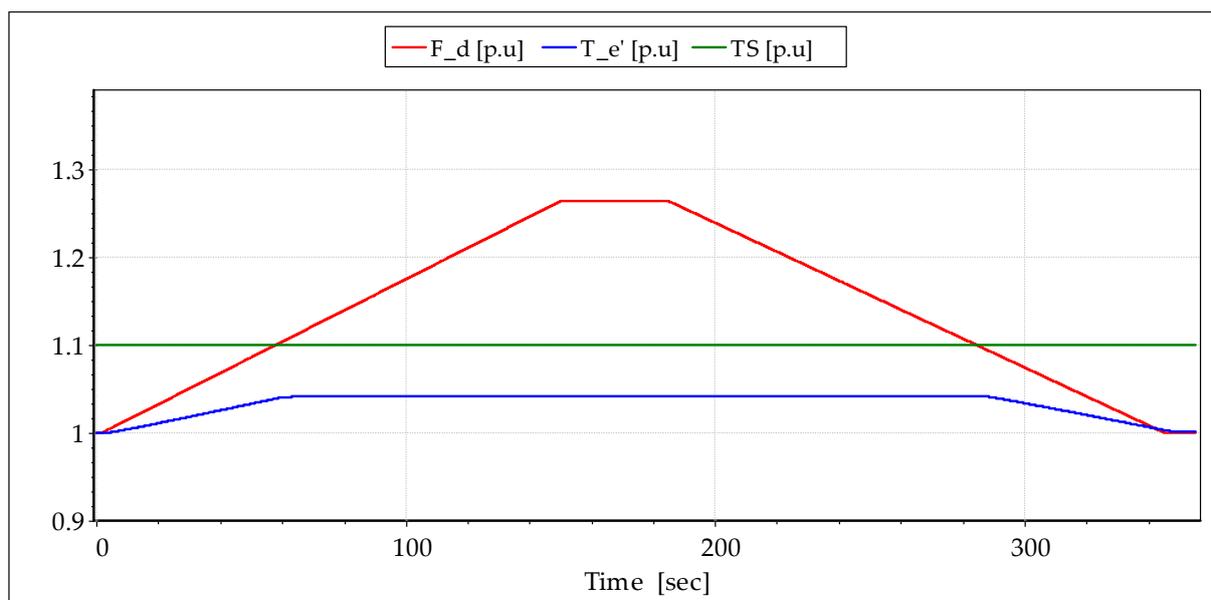


Abbildung 6.10 Brennstoffnachfrage  $F_d$ , gemessene Turbinenausgangstemperatur  $T_{e'}$  und Ausgangssignal der Temperaturregelung  $TS$ , bei  $P_{ref} = 1,2 \text{ p.u.}$

In der Abbildung 6.10 sind die Eingänge des LVS-Blocks und die gemessene Turbinenausgangstemperatur dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Temperatur nicht den Maximalwert übersteigt, da  $TS$  während der ganzen Simulationsdauer auf 1,1 p.u. bleibt. Ein Vergleich mit der Abbildung 6.11 zeigt, wie sich das Brennstoffsignal  $V_{ce}$  aus  $F_d$  und  $TS$  bildet. Im Punkt, wo die Nachfrage 1,1 p.u. übersteigt, übernimmt  $TS$  als LVS-Ausgang und bestimmt somit die maximale Leistung des Kraftwerks, da ein höheres Brennstoffsignal nicht möglich ist.

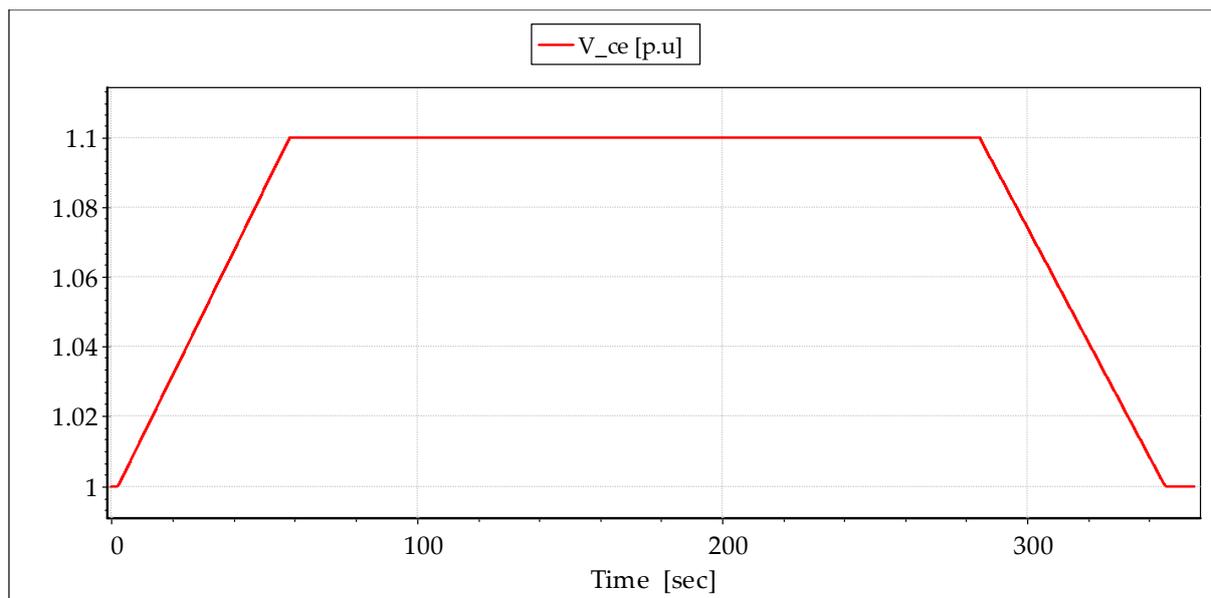


Abbildung 6.11 Brennstoffsignal  $V_{ce}$ , bei  $P_{ref} = 1,2$  p.u.

## 6.5. Gradientenregler

Ohne einen Gradientenregler würde die Geschwindigkeit, mit der sich die Leistung des Synchrongenerators auf den Referenzwert einstellt, größtenteils von der Geschwindigkeit, mit der sich die Lastreferenz ändert, abhängen. Um den Gradientenregler zu testen, wurde daher eine sehr schnelle Lastreferenzänderung vorgenommen (Abbildung 6.12).

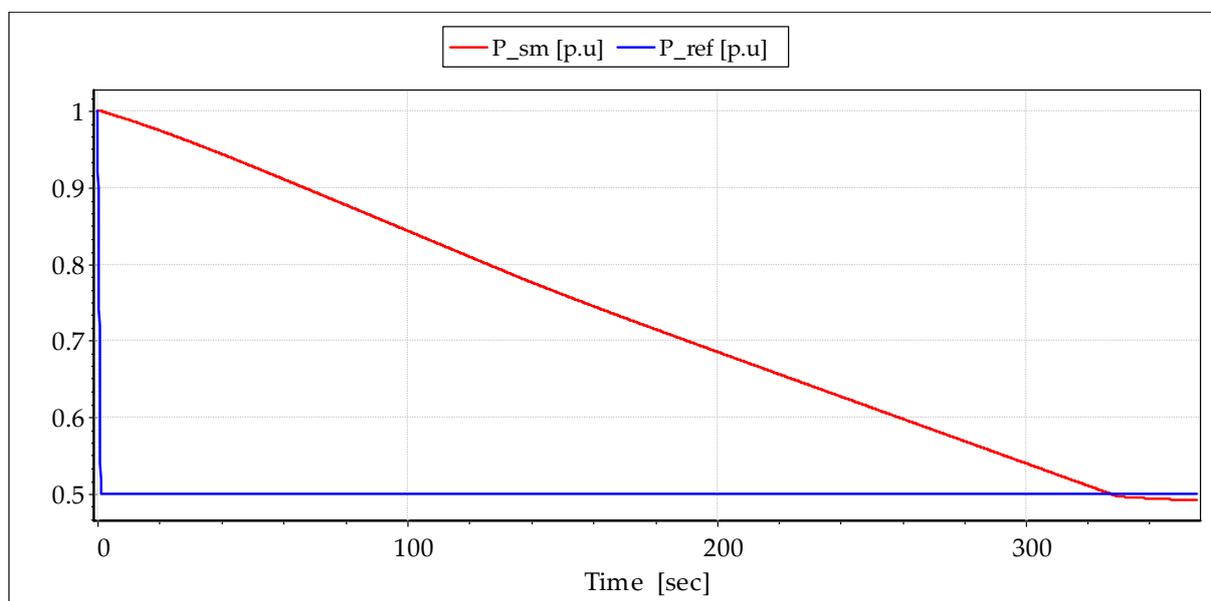


Abbildung 6.12 Wirkleistung des Synchrongenerators  $P_{sm}$  bei einer Entlastung auf  $P_{sm} = 0,5$  p.u.

Obwohl die Referenz innerhalb einer Sekunde von 1 auf 0,5 p.u. geändert wird, kommt die Wirkleistung des Synchrongenerators nur langsam nach. Die Wirkleistung von 0,5 p.u. wird erst nach etwa 330 Sekunden erreicht, was gleichbedeutend mit einem Leistungsgradienten von ca. 0,0015 p.u./s ist.

## 6.6. Leistungsregler

Bei Simulationen an einem starren Netz (Infinite Bus) kann sich per Definition keine Drehzahlabweichung einstellen, infolgedessen wird in diesem Fall der Droop-Regler keine Regelleistung liefern können und das Modell wird nur durch die Lastreferenz gesteuert. Wie aber aus der Abbildung 6.12 schon ersichtlich wird, besteht eine Abweichung zwischen der Lastreferenz und der Wirkleistung des Synchrongenerators. Ein weiterer Vergleich mit der Abbildung 6.13 und Abbildung 6.14 zeigt, dass diese Abweichung bei anderen Leistungsniveaus unterschiedlich stark ausgeprägt ist. Dies lässt auf eine Nichtlinearität zwischen der Brennstoffnachfrage, die in den betrachteten Fällen nur durch die Lastreferenz bestimmt wird, und der Leistung des GuD-Modells schließen.

Diese Nichtlinearität ist weitgehend auf die nichtlineare Luftstromnachfragefunktion zurückzuführen. Die so berechnete Luftstromnachfrage ist sowohl für die Temperaturniveaus in der Gasturbine als auch für das Gasturbinendrehmoment bestimmend (Abbildung 3.6). Besonders hohe Abweichungen stellen sich an der unteren Grenze der Vorleitregelung ein (Abbildung 6.19, Leistungsbereich von 0,78 bis 0,8 p.u.), wo auch die größte Abweichung zwischen dem Brennstoff- und dem Luftstrom besteht.

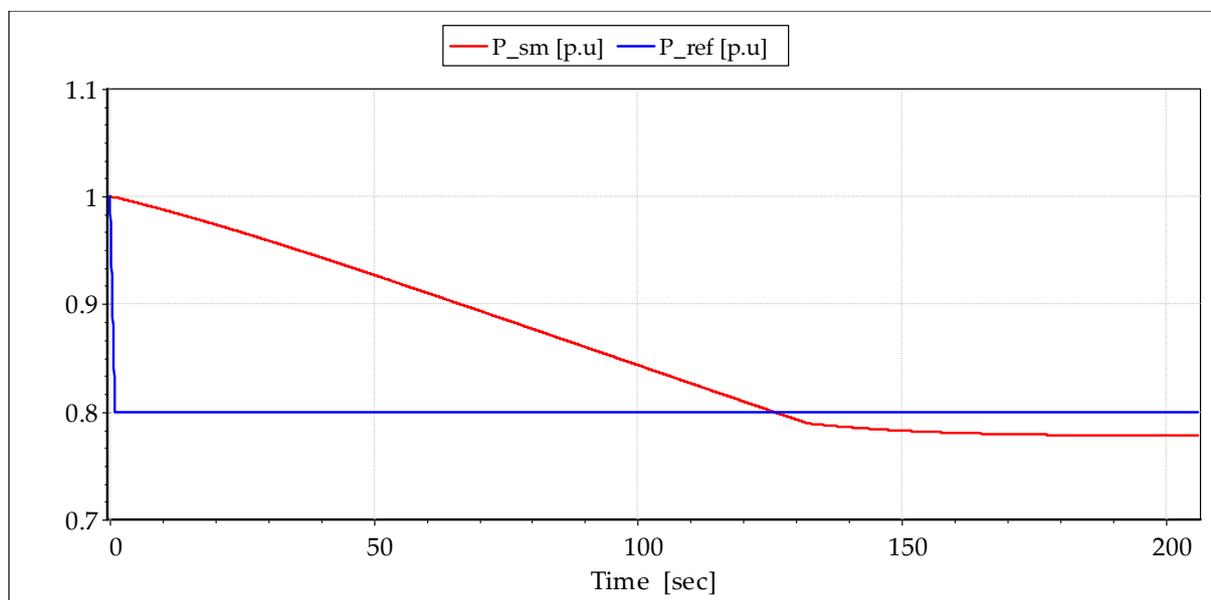


Abbildung 6.13 Wirkleistungsabweichung bei einer Lastreferenz von 0,8 p.u.

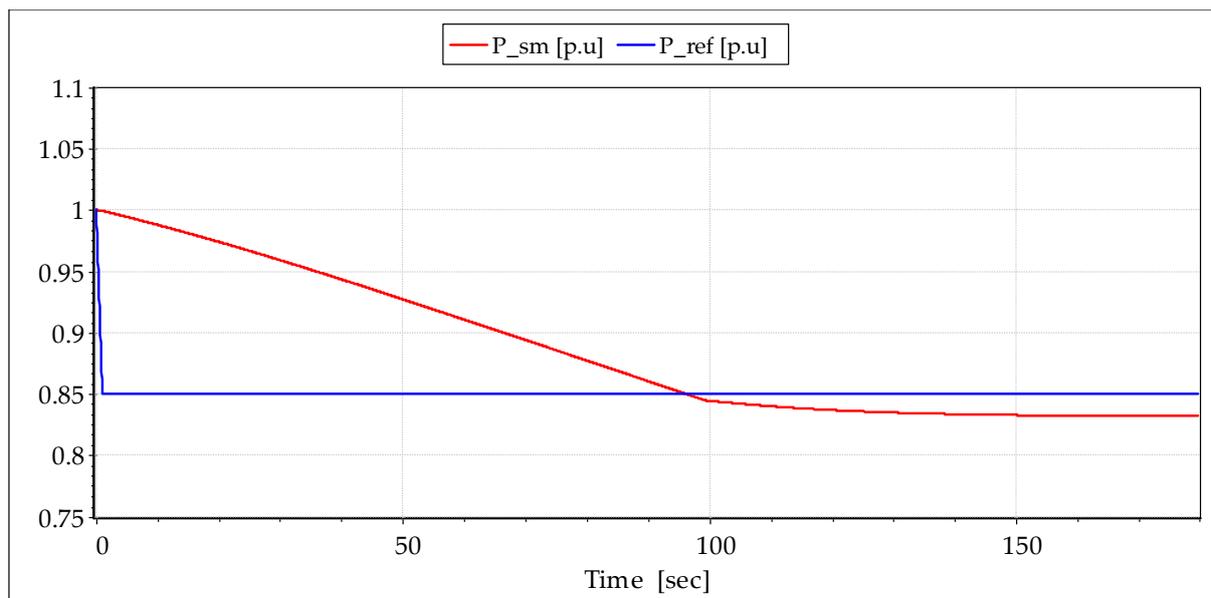


Abbildung 6.14 Wirkleistungsabweichung bei einer Lastreferenz von 0,85 p.u.

Aus diesem Grund wurde das Modell um einen PI-Leistungsregler erweitert, mit welchem die Abweichungen vergleichsweise schnell und mit wenig Überschwingen ausgeregelt werden können. Der Leistungsregler wurde bei Entlastungen und Belastungen validiert, dies wird in den Abbildungen 6.15, 6.16 und 6.17 dargestellt. Es ist daher ratsam, diesen bei Simulationen an einem starren Netz zu verwenden.

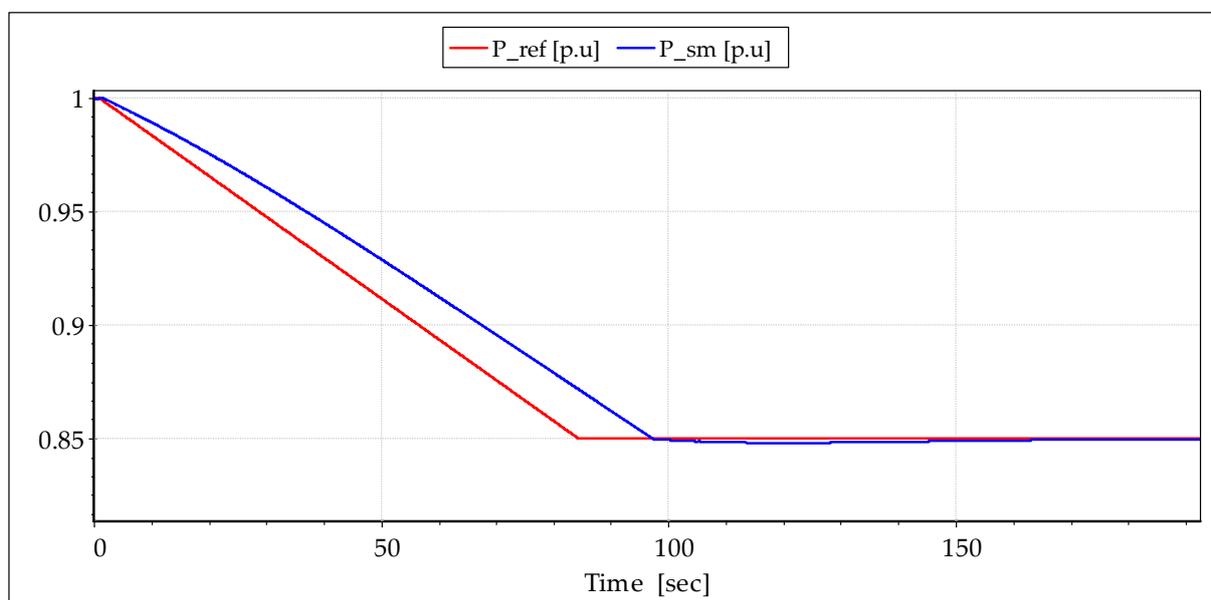


Abbildung 6.15 Vergleich Leistungsreferenz  $P_{ref}$  und Wirkleistung des Synchrongenerators  $P_{sm}$  mit dem PI-Leistungsregler

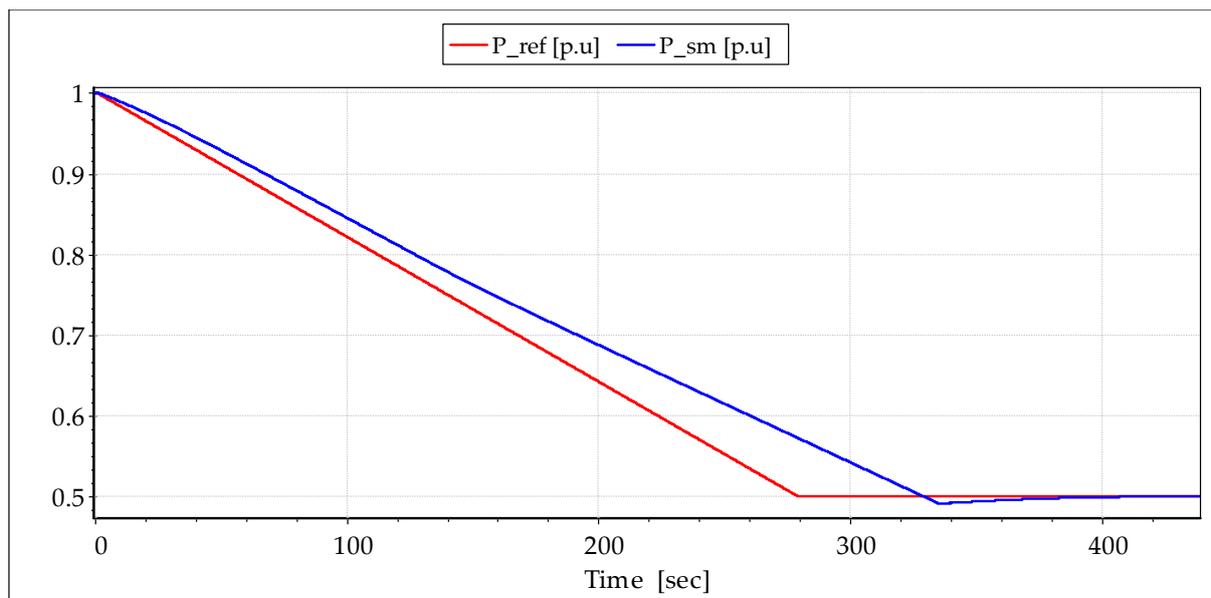


Abbildung 6.16 Vergleich Leistungsreferenz  $P_{ref}$  und Wirkleistung des Synchrongenerators  $P_{sm}$  mit dem PI-Leistungsregler

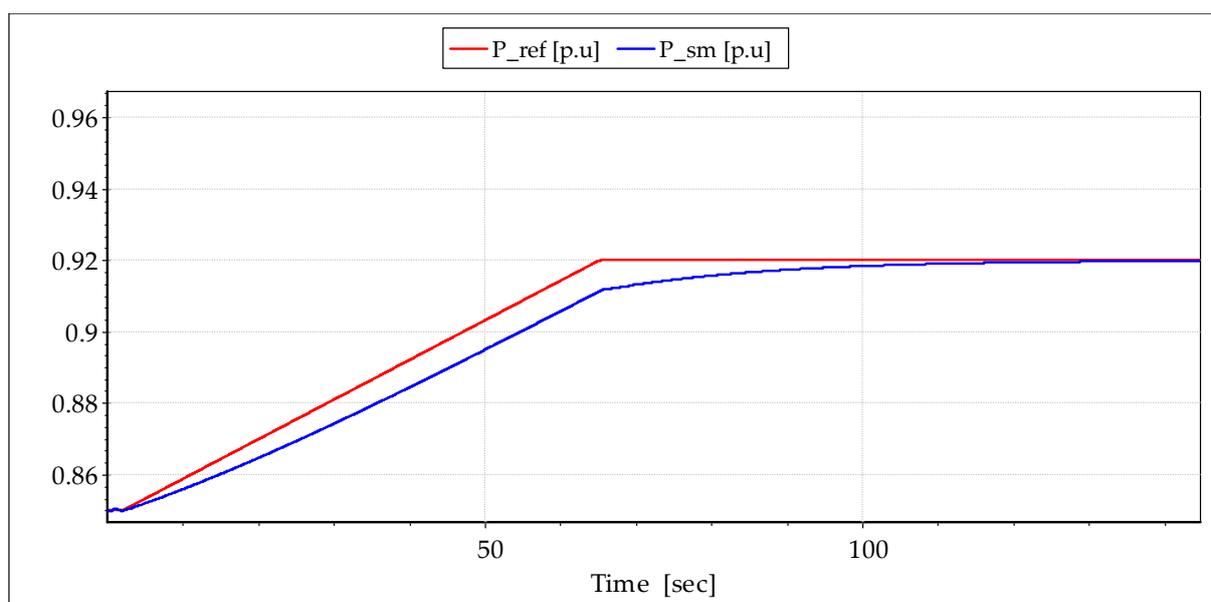


Abbildung 6.17 Vergleich Leistungsreferenz  $P_{ref}$  und Wirkleistung des Synchrongenerators  $P_{sm}$  mit dem PI-Leistungsregler

## 6.7. Arbeitsbereich

Abbildung 6.19 zeigt die Verläufe der Turbineneingangs- und der Turbinenausgangstemperatur, des Luftstromes und des Brennstoffstromes in Abhängigkeit von der Wirkleistung des Synchrongenerators.

Im oberen Leistungsbereich von ca. 0,78 bis 1 p.u. der Wirkleistung ist die Vorleitregelung aktiv und der Luftstrom wird dem Leistungsniveau entsprechend angepasst, um die Temperaturen, auch bei kleiner werdendem Brennstoffverbrauch, nahe an ihren Nennwerten zu halten.

Im unteren Leistungsbereich von 0,5 bis 0,78 p.u. der Wirkleistung sind die verstellbaren Leitschaufeln in der minimalen Stellung und der Luftstrom erreicht seinen minimalen Wert von 0,8 p.u. Da der Luftstrom nicht mehr angepasst wird, werden in diesem Bereich mit kleinerer Brennstoffzufuhr bei den Temperaturen niedrigere Werte erreicht.

Der untere Leistungsbereich ist mit einem höheren Brennstoffverbrauch verbunden, was in der Abbildung 6.18 verdeutlicht wird. Die schwarze Gerade stellt ein lineares Verhältnis zwischen dem Brennstoffverbrauch und der Wirkleistung dar, die rote Kurve bildet den tatsächlichen Verlauf ab. Der Brennstoffverbrauch kann annähernd mit zwei Geraden dargestellt werden:

- im Leistungsbereich von 0,5 bis 0,78 p.u. mit einer höheren Steigung sowie
- im Leistungsbereich von 0,78 bis 1 p.u. mit einer kleineren Steigung.

Der Übergang ereignet sich genau an der Stelle, wo der Luftstrom seinen untersten Wert erreicht. Dies verdeutlicht nochmals die Nichtlinearität des Modells, die besonders in dieser Übergangsregion ausgeprägt ist.

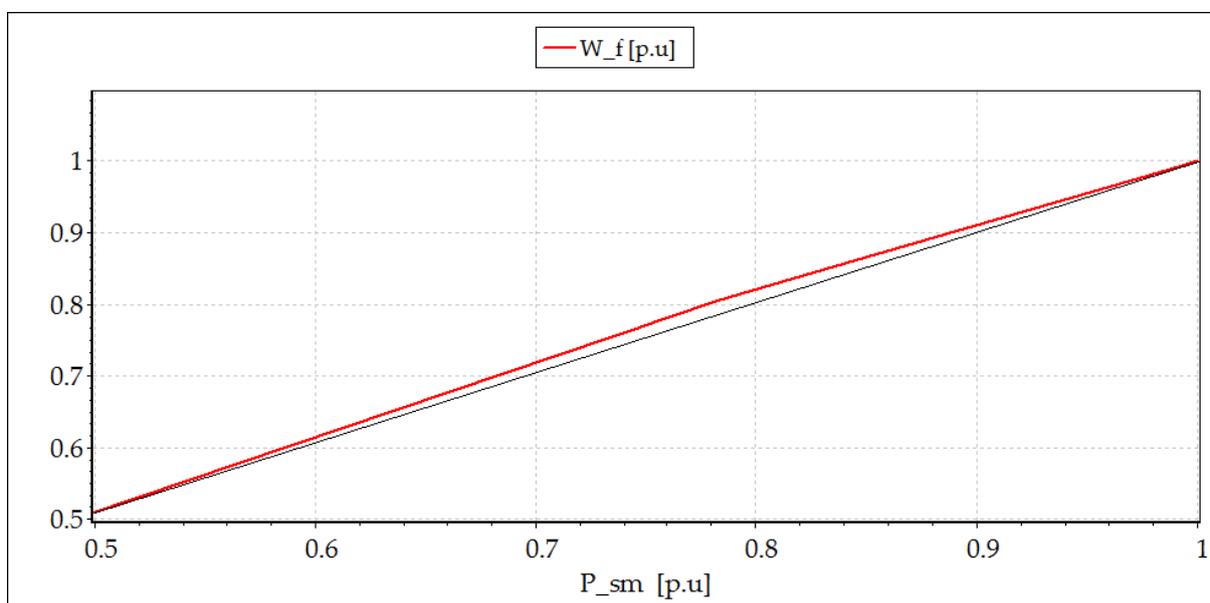


Abbildung 6.18 Brennstoffnachfrage  $W_f$  in Abhängigkeit von der Wirkleistung des Synchrongenerators  $P_{sm}$

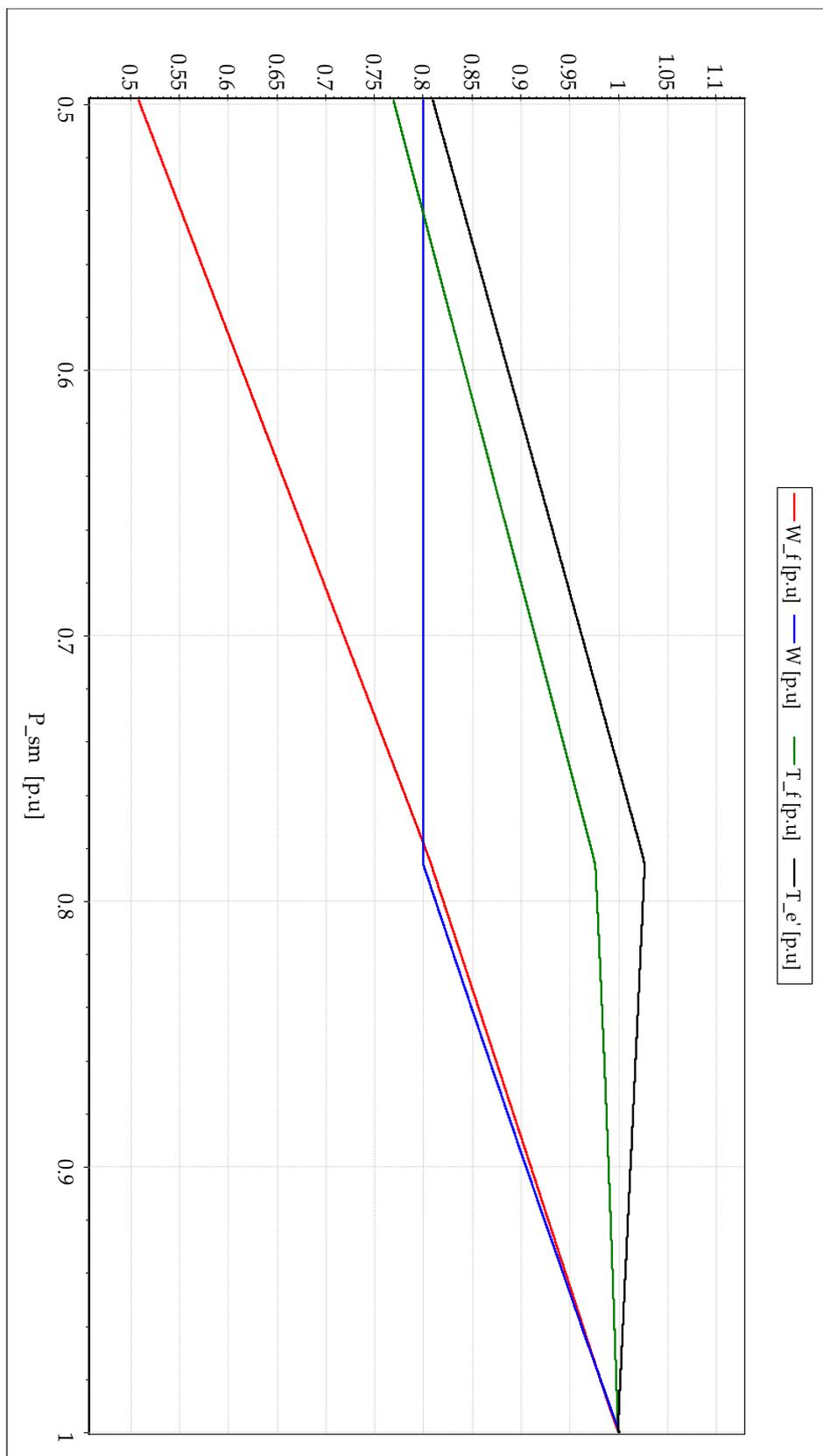


Abbildung 6.19 Arbeitsbereich des Modells

## 7. Schlussfolgerung

Ausgehend von dem IEEE-Modell wurde in dieser Diplomarbeit ein Modell eines Gas- und Dampfkraftwerks entwickelt, das im Laufe weiterer Projektarbeiten für Netzstabilitätsstudien verwendet werden kann. Aus diesem Grund war es besonders wichtig, die Dynamik bzw. reelle Leistungsgradienten eines GuD-Kraftwerks nachzubilden, was mit dem Gradientenregler gelungen ist. Das Modell arbeitet im vorgegebenen Arbeitsbereich stabil und liefert vergleichsweise gute Ergebnisse. Bei der Implementierung wurde zudem auf die Flexibilität geachtet: Durch geringfügige Änderungen und mit den entsprechenden Daten kann ein anderes GuD-Kraftwerk, aber auch nur ein Gasturbinenkraftwerk modelliert werden. Im Modell können eine Isochron-, eine Leistungsfrequenz- oder eine reine Leistungsregelung angewendet werden. Dargestellt sind auch Ansätze und Verfahren, um die meisten Parameter in den Regelkreisen kraftwerkspezifisch zu berechnen.

Obwohl sich die Ergebnisse, die das Modell liefert, als zufriedenstellend darstellen, sind Verbesserungen möglich.

Wie schon bei der Validierung des Droop-Reglers erläutert, verursacht die Ausführung des Brennstoffsystems Abweichungen zwischen der theoretischen und der simulierten Drehzahl. Eine Lösung wäre, das Offset, den Leerlaufverbrauch, zu vernachlässigen und eine direkte Proportionalität zwischen der Brennstoffnachfrage  $F_d$  und dem Brennstoffstrom  $W_f$  anzunehmen, wobei  $K_6 = 0$  und  $K_3 = 1$  gesetzt werden (siehe Kapitel 5.3.1.5). Mit diesen Einstellungen werden die Simulationsergebnisse nicht verfälscht, da der gewünschte Arbeitsbereich des Modells von 0,5 bis 1 p.u. der Kraftwerksleistung ist und sich außerhalb des Bereiches befindet, wo der Leerlaufverbrauch eine Rolle spielen würde.

Eine weitere Verbesserungsmöglichkeit bestünde bei der Luftsteuerung. Theoretisch sollte die Turbinenausgangstemperatur im oberen Leistungsbereich, wenn die Luftsteuerung aktiv ist, auf einem konstanten Wert gehalten werden. Im entwickelten Modell bleibt sie zwar immer unter der Temperaturobergrenze, die mit 1,05 p.u. der Nennausgangstemperatur angesetzt ist, wird aber nicht konstant gehalten, was die Abbildung 6.19 verdeutlicht. Diese Abweichung ist auf die Berechnung der Luftstromnachfrage zurückzuführen, für welche die Annahme der Linearität des Modells getroffen werden müsste, um die Gleichung (5-18) in Abhängigkeit von der Brennstoffnachfrage zu lösen. Eventuell könnte hier eine bessere Gleichung oder ein optimierter Ansatz angewendet werden, um bessere Ergebnisse zu erzielen. Bis zur Vollendung dieser Diplomarbeit ist es aber nicht gelungen, eine geeignete Lösung zu finden.

Eine andere Überlegung, mit der versucht wurde, die Temperatur konstant zu halten, bezieht sich auf die Temperaturregelung. Dazu wird die Temperaturreferenz von 1,05 auf 1 p.u. geändert. Da im oberen Lastbereich die Temperatur die neue Grenze überstiegen wird, wird der Temperaturregler den Brennstoffstrom so einstellen, dass die Ausgangstemperatur

wieder im erlaubten Bereich bzw. auf dem Nennwert ist. In der Abbildung 7.1 ist eine Simulation mit diesen Einstellungen dargestellt. Dabei wird eine Entlastung von 1 auf 0.85 p.u. der Leistung vorgenommen.

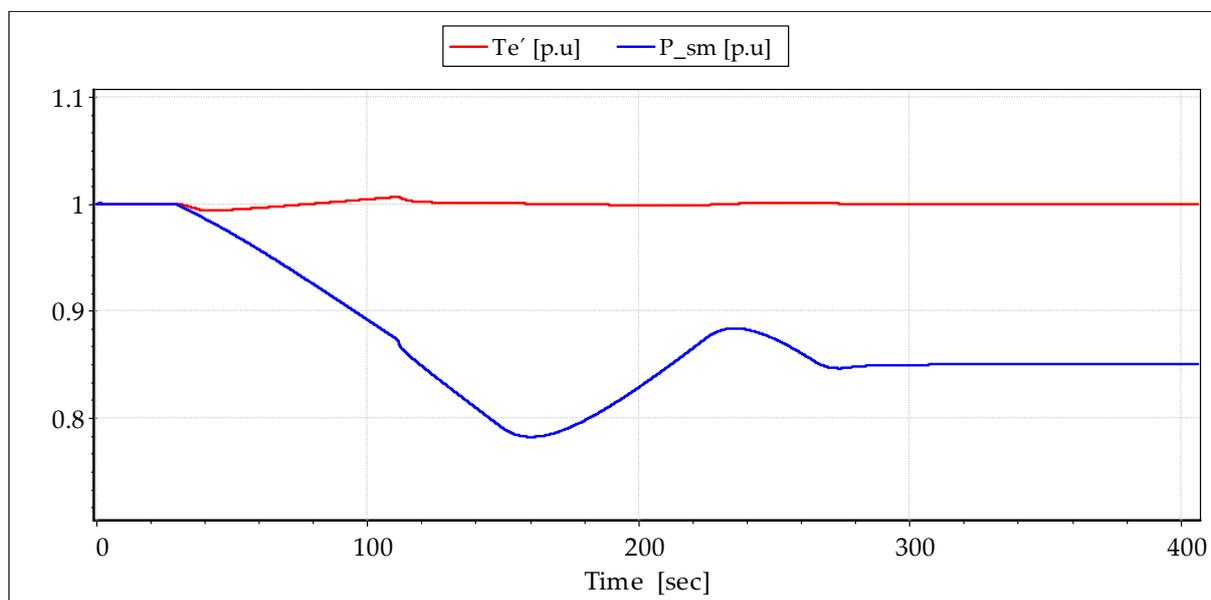


Abbildung 7.1 Simulationsergebnisse für den Verbesserungsansatz

Die Turbinenausgangstemperatur wird zwar konstant gehalten und es wird der korrekte Leistungswert erreicht, dies ist aber mit höheren Instabilitäten verbunden. Gegebenenfalls könnte dieses Problem gelöst werden, indem der Gradientenregler nach dem LVS-Glied ausgeführt wird.

Für eine realistischere Darstellung mechanischer Eigenschaften des Kraftwerks könnten mechanische Massen für die Dampfturbine, die Gasturbine, den Verdichter etc. implementiert werden. Hierzu fehlten aber die benötigten Daten und Referenzmodelle. Zusätzlich könnte ein komplexeres Modell des Dampfturbinenprozesses, eventuell auch mit Zusatzfeuerung, implementiert werden.

## Literaturverzeichnis

- [1] P. Brown, „European Union Wind and Solar Electricity Policies: Overview and Considerations,“ Congressional Research Service, 2013.
- [2] „EurActiv,“ EurActiv, 7 11 2012. [Online]. Available: <http://www.euractiv.com/energy/eu-renewable-energy-policy/article-117536?display=normal>. [Zugriff am 10 1 2014].
- [3] „Eurostat - Data Explorer,“ Eurostat - Europäische Union, 30 10 2013. [Online]. Available: [http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg\\_ind\\_335a&lang=en](http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_ind_335a&lang=en). [Zugriff am 10 1 2014].
- [4] „Eurostat - Data Explorer,“ Eurostat - Europäische Union, 26 6 2013. [Online]. Available: [http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg\\_ind\\_333a&lang=en](http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_ind_333a&lang=en). [Zugriff am 10 1 2014].
- [5] U.S. Energy Information Administration, „The International Energy Outlook 2013,“ Washington, 2013.
- [6] „WDR,“ WDR, 16 7 2013. [Online]. Available: <http://www.wdr2.de/nachrichten/wdrzweinamo16172.html>. [Zugriff am 11 1 2014].
- [7] K. Strauß, Kraftwerkstechnik : zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen, Berlin: Springer, 2009.
- [8] W. Gawlik, Skriptum zur Vorlesung Energieübertragung und Kraftwerke, Wien: TU Wien, 2012.
- [9] R. Dolezal, Kombinierte Gas-und Dampfkraftwerke, Berlin Heidelberg: Springer, 2001.
- [10] D. R. Schneider, „Die Zukunft der Gasturbinen,“ in s *CKI Konferenz*, Berlin , 2009.
- [11] „de.wikipedia.org,“ WikiMedia, 5 1 2014. [Online]. Available: <http://de.wikipedia.org/wiki/Joule-Kreisprozess>. [Zugriff am 20 1 2014].
- [12] G. Cerbe und G. Wilhelms, Technische Thermodynamik, München: Calr Hanser Verlag, 2013.
- [13] M. R. B. Tavakoli und W. G. Bahrooz Vahidi, „An Educational Guide to Extract the Parameters of Heavy Dutry Gas Turbines Model in Dynamic Studies Based on Operational Data,“ IEEE, 2009.

- 
- [14] L. Balling, „Flexible future for combined cycle,“ Siemens AG, Erlangen, 2010.
- [15] W. I. Rowen, „Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines,“ ASME, Journal of Engineering for Power, New York, 1983.
- [16] W. I. Rowen, „Simplified Mathematical Representations of Single Shaft Gas Turbines in Mechanical Drive Service,“ in *s International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Köln, 1992.
- [17] Q. Zhang, „Dynamic Modelling of a Combined Cycle Plant for Power System Stability Studies,“ IEEE, Singapur, 2000.
- [18] Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies, „Dynamic Models For Combined Cycle Plants in Power System Studies,“ IEEE, 1994.
- [19] S. K. Yee, F. Hughes und J. Milanovic, „Comparative Analysis and Reconciliation of Gas Turbine Models for Stability Studies,“ IEEE, 2007.
- [20] J. Mantzaris und C. Vournas, *Modelling and Stability of a Single-Shaft Combined Cycle Power Plant*, Zografou: Int. J. of Thermodynamics, 2007.
- [21] W. Gawlik, *Energieversorgung*, Wien: TU Wien, 2012.
- [22] Woodward, *Speed Droop and Power Generation, Application Note 01302*, Woodward, 1991.
- [23] European Network of Transmission System Operators for Electricity, „ENTSO-E,“ 2013. [Online]. Available: [https://www.entsoe.eu/fileadmin/user\\_upload/\\_library/publications/entsoe/Operation\\_Handbook/Policy\\_1\\_Appendix%20\\_final.pdf](https://www.entsoe.eu/fileadmin/user_upload/_library/publications/entsoe/Operation_Handbook/Policy_1_Appendix%20_final.pdf). [Zugriff am 9 2 2014].
- [24] IEEE Task Force on Overall Plant Response, *Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies*, New York: IEEE, 1973.
- [25] Deutsche Mathematiker-Vereinigung, „www.mathematik.de,“ 4 8 2010. [Online]. Available: <https://www.mathematik.de/ger/fragenantworten/erstehilfe/nullstellenapproximation/newtonverfahren.html>. [Zugriff am 9 2 2014].
- [26] K. B. Naoto Kakimoto, „Performance of Gas Turbine-Based Plants During Frequency Drops,“ IEEE, August 2013.
- [27] H. D. Vu und J. Agee, *WECC Tutorial on Speed Governors*, WEC Control Work Group, 1988.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1 Wirkungsgradverbesserungen von Siemens GuD-Kraftwerken [10].....	3
Abbildung 2.2 Einwellige, offen betriebene Gasturbinenanlage [7] .....	4
Abbildung 2.3 Zustandsänderungen im p,V- und T,s-Diagramm [11] .....	5
Abbildung 2.4 Reeller Joule-Kreisprozess ohne Druckabfall [13] .....	7
Abbildung 2.5 Luftstrom (ML) und Turbinenausgangstemperatur (t4) bei Teillast mit Vorleitregelung [9] .....	8
Abbildung 2.6 Schaltung einer Dampfturbinenanlage (links) mit den Zustandsänderungen im Dampfkreisprozess nach Clausius-Rankine (rechts) [8] .....	9
Abbildung 2.7 T,s-Diagramm des kombinierten Gas-und-Dampfprozesses [9].....	10
Abbildung 2.8 Schaltschema eines GuD-Prozesses mit Gasturbine und nachgeschaltetem Dampfturbinenprozess [7] .....	11
Abbildung 2.9 Temperaturverlauf des Abgas- und des Arbeitsstoffes entlang des Abhitzeessels (AU, QU-Überhitzer; AV, QV-Verdampfer; AE, QE-Economizer) .....	11
Abbildung 2.10 Idealisieretes T,s-Diagramm des Ein- und Mehrdruckprozesses.....	12
Abbildung 3.1 Rowens Gasturbinenmodell ohne Vorleitregelung [15] .....	14
Abbildung 3.2 Rowens-Modell mit Vorleitregelung aus [17] .....	17
Abbildung 3.3 IEEE-Schema mit Submodellen für ein GuD-Kraftwerk [18].....	19
Abbildung 3.4 Submodell der Leistungsfrequenzregelung nach [18] .....	19
Abbildung 3.5 Luft- und Brennstoffsteuerung nach [18].....	20
Abbildung 3.6 Submodell der Gasturbine nach [18] .....	22
Abbildung 3.7 Vereinfachtes Dampfturbinenmodell nach [18].....	23
Abbildung 4.1 Grafische Benutzeroberfläche.....	24
Abbildung 4.2 Parameter des Elements Program.....	25
Abbildung 4.3 Definierter Betriebspunkt und die berechneten Anfangszustände einer Synchronmaschine .....	28
Abbildung 4.4 Simulationsparameter.....	29
Abbildung 4.5 Links-Darstellung in SIMSEN, rechts-Darstellung in der Diplomarbeit .....	29
Abbildung 5.1 Simulationskonstanten .....	33
Abbildung 5.2 Thermomechanisches System in SIMSEN .....	33
Abbildung 5.3 Gas Makro .....	34
Abbildung 5.4 4 %-Droop-Kurve nach [22] .....	35

Abbildung 5.5 Referenzschaltung für die Modellierung des Droop-Reglers in <i>SIMSEN</i> nach [17] mit zusätzlichem Totband .....	36
Abbildung 5.6 Droop-Regler in <i>SIMSEN</i> .....	36
Abbildung 5.7 Durch <i>TB1</i> und <i>TB2</i> geformtes Totband .....	38
Abbildung 5.8 PI-Leistungsregler .....	39
Abbildung 5.9 Gradientenregler in <i>SIMSEN</i> nach [24].....	40
Abbildung 5.10 Luftsteuerung in <i>SIMSEN</i> .....	42
Abbildung 5.11 Brennstoffsteuerung.....	44
Abbildung 5.12 Gasturbinenblock in <i>SIMSEN</i> .....	46
Abbildung 5.13 a) Strahlungsschild und Thermoelement, b) vereinfachtes elektrisches Ersatzschaltbild zur Temperaturberechnung nach [13].....	51
Abbildung 5.14 Temperaturregelung in <i>SIMSEN</i> .....	53
Abbildung 5.15 Dampfturbinenmodell in <i>SIMSEN</i> .....	55
Abbildung 5.16 Das elektrische System .....	57
Abbildung 5.17 Längs- (links) und Querachse (rechts) des Synchrongeneratormodells in <i>SIMSEN</i> .....	58
Abbildung 6.1 Testanordnung mit dem <i>Infinite Bus</i> .....	61
Abbildung 6.2 Testanordnung – mechanisch.....	61
Abbildung 6.3 Gemessene Drehzahlabweichung $DELTA.y1$ und die Drehzahlabweichung nach dem Totband $TB2.y2$ bei <i>VS1</i> Frequenz von 49,99 Hz .....	63
Abbildung 6.4 Gemessene Drehzahlabweichung $DELTA.y1$ und die Drehzahlabweichung nach dem Totband $TB2.y2$ bei <i>VS1</i> Frequenz von 49,98 Hz .....	63
Abbildung 6.5 Gemessene Drehzahlabweichung $DELTA.y1$ und die Drehzahlabweichung nach dem Totband $TB2.y2$ bei <i>VS1</i> Frequenz von 49,9 Hz .....	64
Abbildung 6.6 Drehzahl $n$ bei Lastreferenz $T_{ref} = 1 p.u.$ und der Last $T_{last} = 0,5 p.u.$ .....	64
Abbildung 6.7 Brennstoffnachfrage $F_d$ und Ausgang der Temperaturregelung <i>TS</i> bei einem Leistungssprung von 0,5 auf 1 p.u.....	66
Abbildung 6.8 Brennstoffsignal $V_{ce}$ bei einem Leistungssprung von 0,5 auf 1 p.u.....	66
Abbildung 6.9 Wirkleistung des Synchrongenerators $P_{sm}$ und die Leistungsreferenz $P_{ref}$ .....	67
Abbildung 6.10 Brennstoffnachfrage $F_d$ , gemessene Turbinenausgangstemperatur $T_{e'}$ und Ausgangssignal der Temperaturregelung <i>TS</i> , bei $P_{ref} = 1,2 p.u.$ .....	67
Abbildung 6.11 Brennstoffsignal $V_{ce}$ , bei $P_{ref} = 1,2 p.u.$ .....	68

---

Abbildung 6.12 Wirkleistung des Synchrongenerators $P_{sm}$ bei einer Entlastung auf $P_{sm} = 0,5$ p.u. ....	68
Abbildung 6.13 Wirkleistungsabweichung bei einer Lastreferenz von 0,8 p.u. ....	69
Abbildung 6.14 Wirkleistungsabweichung bei einer Lastreferenz von 0,85 p.u. ....	70
Abbildung 6.15 Vergleich Leistungsreferenz $P_{ref}$ und Wirkleistung des Synchrongenerators $P_{sm}$ mit dem PI-Leistungsregler .....	70
Abbildung 6.16 Vergleich Leistungsreferenz $P_{ref}$ und Wirkleistung des Synchrongenerators $P_{sm}$ mit dem PI-Leistungsregler .....	71
Abbildung 6.17 Vergleich Leistungsreferenz $P_{ref}$ und Wirkleistung des Synchrongenerators $P_{sm}$ mit dem PI-Leistungsregler .....	71
Abbildung 6.18 Brennstoffnachfrage $W_f$ in Abhängigkeit von der Wirkleistung des Synchrongenerators $P_{sm}$ .....	72
Abbildung 6.19 Arbeitsbereich des Modells.....	73
Abbildung 7.1 Simulationsergebnisse für den Verbesserungsansatz .....	75

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1 Vergleich konventioneller thermischer Kraftwerke nach [14] .....	13
Tabelle 3.1 Nomenklatur für Rowens Modell [15].....	15
Tabelle 3.2 Typische Werte für den Drehzahlregler [15] .....	15
Tabelle 3.3 Beispiele für Systeme mit Flüssigem und Gasförmigem Brennstoff [15] .....	16
Tabelle 3.4 Nomenklatur im IEEE Modell .....	18
Tabelle 4.1 Einstellungen für Element Regulator.....	27
Tabelle 5.1 Basisnenndaten für das GuD-Kraftwerk nach [13].....	30
Tabelle 5.2 Berechneten Nenndaten des GuD-Kraftwerks .....	32
Tabelle 5.3 Berechnung der Drehzahlabweichung im Programmblock <i>DELTA</i> .....	37
Tabelle 5.4 Implementierung des Totbandes durch <i>TB1</i> und <i>TB2</i> .....	37
Tabelle 5.5 Bildung der Brennstoffnachfrage durch <i>REGDN</i> und <i>REGFD</i> .....	38
Tabelle 5.6 Parameter für den PI-Leistungsregler .....	40
Tabelle 5.7 Einstellungen in <i>REGGRAD1</i> und <i>REGGRAD2</i> .....	41
Tabelle 5.8 Einstellungen für <i>REGWD1</i> .....	43
Tabelle 5.9 Berechnung des Luftstromes in <i>REGWD2</i> .....	43
Tabelle 5.10 Programmblock <i>LVG</i> .....	44
Tabelle 5.11 Daten für die Berechnung des Leerlaufkoeffizienten und minimalen Brennstoffstroms aus [13].....	44
Tabelle 5.12 <i>REGWF1</i> und <i>REGWF2</i> .....	45
Tabelle 5.13 <i>REGWF3</i> und <i>REGWF4</i> .....	45
Tabelle 5.14 <i>VERZ1</i> .....	46
Tabelle 5.15 Ermittlung der Turbineneintrittstemperatur $T_f$ in <i>PROGTF</i> .....	47
Tabelle 5.16 Ermittlung des auf den Luftstrom bezogenen Turbinendrehmoments.....	48
Tabelle 5.17 Daten für die Berechnung der Verdichterzeikonstante $TCD$ aus [13] .....	49
Tabelle 5.18 PT1-Glied <i>LTP</i> in <i>SIMSEN</i> .....	49
Tabelle 5.19 Programmblock <i>PROG2</i> zur Bildung des Gasturbinendrehmoments.....	49
Tabelle 5.20 Berechnung der Turbinenausgangstemperatur $TE$ in <i>PROGTE</i> .....	50
Tabelle 5.21 Verzögerung beim Abgastransport.....	50
Tabelle 5.22 Einfluss der Drehzahlabweichung auf die Turbinenausgangstemperatur .....	51
Tabelle 5.23 Daten für den Strahlungsschild nach [13].....	52

---

Tabelle 5.24 Strahlungsschild <i>REGTE</i> und Thermoelement <i>REGTE2</i> .....	53
Tabelle 5.25 Programmblock <i>PROGTE4</i> und Temperaturregler <i>TREG</i> .....	54
Tabelle 5.26 Berechnung der Dampfturbinenleistung in SIMSEN durch <i>PROGDT</i> , <i>DAMPF1</i> und <i>DAMPF2</i> .....	56
Tabelle 5.27 Berechnung des Gesamtdrehmoments in <i>PROGMG</i> .....	56
Tabelle 5.28 Nenndaten Synchrongenerator <i>SM1</i> .....	58
Tabelle 5.29 Synchrongeneratorparameter aus SIMSEN-Beispielen.....	58
Tabelle 5.30 Spannungsregler <i>VREG1</i> .....	59
Tabelle 5.31 Transformator <i>T1</i> und Freileitung <i>LN</i> .....	60