

Dynamisches Verhalten eines Fernwärmenetzes

am Beispiel des Netzes Kirchdorf/Krems

Dissertation



Begutachter:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Lothar Fickert
Univ.-Prof. Mag. Dr. phil. Dr. techn. Franz Adunka

vorgelegt von:

Dipl.-Ing. Josef Füreder

Institut für Elektrische Anlagen
Institutsleiter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Lothar Fickert

Technische Universität Graz
A - 8010 Graz, Inffeldgasse 18-I
Telefon: (+43 316) 873 – 7551
Telefax: (+43 316) 873 – 7553
<http://www.ifea.tugraz.at>
<http://www.tugraz.at>

Kirchdorf, August - 2009



Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 25.11.2009



Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, 25.11.2009



Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand in einem Zeitraum von etwa 18 Jahren, beginnend 1991 mit den Problemen bei der Betriebsführung des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf/Krems durch die enormen Durchflussschwankungen, den provisorischen Maßnahmen zur Minderung der Störeinflüsse, dem Umbau der Umformstation und damit der Beseitigung der Ursache 2006, bis zur theoretischen Analyse der Systeme.

Durch die Komplexität und die Größe der betrachteten Systeme konnte nicht auf alle möglichen Fälle eingegangen oder alle Modelle ausführlich analysiert werden.

Es wurde versucht, sich nur auf die für die Problemstellung erforderlichen Untersuchungen zu beschränken um die Ergebnisse und die damit verbundenen Schlussfolgerungen deutlich herauszuarbeiten.

Meinem Betreuer, Herrn Univ. Prof. Mag. Dr. phil. Dr. techn. Franz Adunka danke ich sehr herzlich für sein Interesse an meiner Arbeit, für seine Betreuung, für seine wertvollen Hinweise, für seine Geduld und vor allem für seine Unterstützung bei der Fertigstellung.

Mein besonderer Dank gilt aber auch in gleicher Weise Herrn Univ. Prof. Dipl.- Ing. Dr. techn. Lothar Fickert, Vorstand am Institut für Elektrische Anlagen an der TU Graz, für seine Hilfsbereitschaft, für seine Unterstützung und vor allem für seine konkreten Ratschläge und seine persönliche Betreuung.

Dank gilt auch dem Betriebspersonal der Fernwärme Kirchdorf, vor allem dem Kraftwerksmeister, Herrn Manfred Aichinger, für die Mitwirkung bei den Messreihen sowie der Industrie für die Unterstützung mit firmeninternen Untersuchungen und technischen Unterlagen sowie für konkrete Anregungen.

Besonders danken möchte ich aber auch meiner Familie, meiner Frau Ulrike und meinen drei Töchtern, für die Geduld, die sie mir während der Erstellung der Arbeit entgegengebracht haben.

Kirchdorf, im August 2009

Kurzfassung der Dissertation

Aufgabe dieser Arbeit war es, die Ursachen für die massiven Schwankungen der Durchflussmenge im Heizkondensator der Dampfturbinenanlage 1 des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf, die einige Male zu betriebsgefährdenden Zuständen geführt hatten, zu diskutieren und mögliche Ursachen dafür zu finden. Ein weiteres Ziel der Untersuchung war es, daraus Maßnahmen abzuleiten, um Fehler dieser oder ähnlicher Art künftig zu vermeiden.

In den ersten Abschnitten wird allgemein die Situation der Fernwärme in Österreich und ihre in den letzten Jahren enorm gestiegene Bedeutung behandelt. Sie wird in allen Klimaschutzprogrammen der Mitglieder der Europäischen Union als vorrangiges Instrument zur Erreichung der CO₂ - Ziele angesehen.

Anschließend werden allgemein die wichtigsten Grundlagen der Fernwärme Kirchdorf und die technischen Anlagen beschrieben.

Im vierten Abschnitt werden die doch massiven Durchflussschwankungen an Hand einiger Messungen gezeigt und analysiert. Daraus ist erkennbar, dass die Periodendauer zwischen 4 und 6 min liegt, die Amplitudenschwankungen bei etwa $\pm 15\%$ vom Sollwert und die Änderungsgeschwindigkeit meist im noch zulässigen Rahmen, manchmal aber kurzzeitig auch deutlich darüber liegt.

Im Folgenden wird dann ausführlich auf die Technik der Umformstationen eingegangen, im Wesentlichen auf die Funktion und die Grundlagen der Differenzdruckregler, der Wärmetauscher und der primärseitigen Temperaturregelung. Es wird weiters gezeigt, dass die eingesetzten Differenzdruckregler für ein stabiles Regelverhalten der Temperaturregelkreise unbedingt erforderlich sind. Mit Messungen und einem Simulationsmodell wird nachgewiesen, dass die mechanischen Differenzdruckregler im Vergleich zu den Temperaturreglern ein wesentlich schnelleres Regelverhalten aufweisen und dass sie die Temperaturregelung keinesfalls beeinflussen.

Für eine Nachbildung der Verhältnisse im Fernwärmenetz ist die Kenntnis der Verteilung der Massenströme im gesamten Fernwärmenetz erforderlich. Deshalb wurde eine statische hydraulische und thermische Simulation des Systems erstellt, aus der die für die weiteren Überlegungen notwendigen Parameter ermittelt werden konnten. Dabei wurden keine Vereinfachungen angenommen. Aus Überschaubarkeits- und auch aus rechentechnischen Gründen wurde die Netzstruktur des Fernwärmenetzes im nächsten Schritt vereinfacht und für die Simulation auf acht Kundenanlagen sowie die Umformstation des Landeskrankenhauses Kirchdorf zusammengefasst.

Im darauffolgenden Kapitel sind die für die Erstellung von Simulationsmodellen erforderlichen Grundlagen und Kenntnisse dargestellt. Im Anschluss daran erfolgten die Simulationsrechnungen für das zuvor vereinfachte Netzmodell; diese wurden den Messungen gegenübergestellt. Dabei wurde die größte Kundenanlage, die des Landeskrankenhauses Kirchdorf, als stabil angenommen.

Die Analyse dieser mit Abstand größten Umformstation erfolgt in Abschnitt zehn. Sie ergab sehr gravierende Mängel bei der Dimensionierung, bei der Konzeption der Anlage und bei der Auswahl der Regelsysteme. Eine Nachbildung im Modell brachte im Wesentlichen das Ergebnis, dass durch die fehlende Differenzdruckregleinheit und durch eine nicht entsprechende Dimensionierung der Temperaturregelventile ein Auf-Zu-Regelverhalten entsteht. Dies ist auch der Grund für die enormen Mengenschwankungen.

Am Schluss dieser Arbeit wird das gesamte Verhalten des Systems – Fernwärmenetz und Kraftwerk – durch Koppelung der größten Kundenanlage und der Mengenregelung mit dem vereinfachten Netzmodell nachgebildet.

Diese Zusammenschaltung der Simulationsmodelle zeigt in den wesentlichen Punkten eine gute Übereinstimmung mit den tatsächlichen hydraulischen Verhältnissen im Fernwärmenetz und im Kraftwerk.

Es sind daraus aber auch sehr deutlich die Auswirkungen der größten Verbraucheranlage, die modellhaft für Großkundenanlagen steht, auf das Fernwärmenetz erkennbar. Es wurde dabei ersichtlich, dass diese Umformstation auch der Verursacher und Auslöser der zuvor beschriebenen Schwankungen der Durchflussmengen im Heizkondensator und den sich daraus ergebenden Auswirkungen ist. Außerdem werden die positiven Auswirkungen nach dem Umbau gezeigt.

Am Ende der Arbeit sind die wichtigsten Ergebnisse aus der vorliegenden Untersuchung für den Betrieb von Fernwärmesystemen kurz zusammengefasst. Es wird nochmals auf die Bedeutung funktionierender Differenzdruckregler, auf die entsprechende Dimensionierung und Konzeption von Umformstationen und deren Regelsysteme, sowie auf die Folgen bei Nichteinhaltung der technischen Auslegungsgrundsätze bzw. auf die Folgen von Fehldimensionierungen hingewiesen. Außerdem werden auch die Auswirkungen von nicht optimalen Reglereinstellparametern bei der Differenzdruckregelung der Fernwärmenetzpumpe gezeigt.

Es wird nicht nur Aufgabe der Heizungsbranche sein, zukünftig Fehler dieser Art bei der Planung und Errichtung von Fernwärmestationen zu vermeiden, sondern auch Zielsetzung der österreichischen Fernwärmeunternehmen sein, effektive Schulungsprogramme aufzubauen. Dabei gilt es, technisch einwandfreie Anschlussbedingungen zu erarbeiten und anschließend ihre Umsetzung zu überprüfen.

Abstract

The main purpose of this dissertation is to discuss the various causes for the flow rate's massive variations in the steam turbine facility, the heating condenser in the district heating power station of *Fernwärme Kirchdorf*. Moreover, it also means to recite measures, concluded from previously mentioned causes, which have to be taken in order to avoid particular malfunctions in the future.

The first section clarifies Austria's thermo technical-situation in general. In section two, the growing importance of district heating is explained. In all of the European Union's different climate protection programs, district heating is regarded as the primary instrument to obtain the intended level of carbon dioxide.

In the third section, the basic facts about the *Fernwärme Kirchdorf* and the technical facilities are described.

Section four analyzes the massive flow rate fluctuations by using different measurements. Between four and six, a cycle duration and an oscillation amplitude of about $\pm 15\%$ of the nominal value exist. In addition, the alteration speed mostly lies within the acceptable ranges, rarely exceeding the tolerable maximum limit.

The following section elaborates on the transformer stations' technical procedure, focusing on the functions and the fundamentals of differential pressure regulators, heat exchangers and the primary side temperature regulation. It also shows the differential, mandatory pressure regulators, which are being used for a stable control mode. Moreover, based on measurements and the simulation model, the mechanical differential pressure regulators, as compared to temperature controls, are proven to not only show a substantially faster control mode, but also to avoid compromising the temperature regulation.

In order to simulate the district heating network's conditions, knowledge of the mass flows' allocation in the entire district heating network is necessary. Therefore, without simplifying, a statically hydraulic and thermal simulation of the system was created, which helped to develop the necessary parameters for further considerations. Due to reasons of convenience and certain calculations, the network structure of the district heating network was simplified to include only eight customer installations and the transformer station of the local hospital, *Landeskrankenhaus Kirchdorf (LKH)*.

The following chapter outlines the fundamental knowledge that is needed in order to create a simulation model. Subsequently, the reactions of the simplified district heating network was recreated and compared to the measurements. For this process, the largest of the customer installations was assumed to be stable in their reactions.

The analysis of this transformer station, which by far is the largest, is discussed in Section Ten. It illustrates serious defects in the dimensioning area, as well as in the conception of the facility and in the choice of control systems. As a result of the missing differential pressure regulating unit and the incorrect dimensioning of the temperature regulating valves, an exemplary replication leads to an on-off-control mode. This is also a reason for the tremendous fluctuation in flow rates.

The final section recreates the entire range of the systems: district heating network and power-houses, reactions by linkage of the greatest facility, volume control and the simplified model-mains.

This interconnection of the simulation models reveals at essential points a high conformability to the actual hydraulic conditions of the district heating network and the powerhouse.

Nevertheless, the largest consumer facility's effects on the district heating system and therefore also the perpetrator and trigger of the fluctuations of the flow rates in the heating condenser and consequently its results, are clearly perceptible. Besides, positive effects noticeable after the alteration are pointed out as well. In closing, the most important results of present studies' about the organization of district heating networks are summarized.

Besides, once again the importance of functioning differential pressure regulators, correct dimensioning and conception of transformer stations, the control system of those and the consequences of non-compliance of technical designs, respectively wrong dimensioning, is pointed out. Furthermore, effects of unideal calibration of controller parameters used in the differential pressure regulating of the district heating network's pump are discussed.

It's not just going to be the heating industry whose purpose it is to avoid those kind of mistakes when planning and building district heating stations, but also the Austrian district heating companies, whose overall aim is not only going to be the development of a technically impeccable grid code but also its implementation and the setup of effective training programs.

Inhaltsverzeichnis

1	Allgemeines	11
1.1	Raumwärme	12
1.2	Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung	12
1.3	Anpassung der Klimastrategie 2007	13
1.4	Fernwärme in Österreich	15
1.5	Kraft - Wärme - Kopplung und Endenergieeffizienz	22
2	Problemstellung, Zielsetzung und Forschungsfragen	24
3	Technische Anlagen	27
3.1	Energieerzeugung	28
3.1.1	Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen	28
3.1.2	Heißwasserkesselanlage	29
3.1.3	Wärmerückgewinnung	29
3.1.4	Brennstoffe	30
3.1.5	Technische Daten	30
3.1.5.1	Dampferzeugung	30
3.1.5.2	Stromerzeugung	31
3.1.5.3	Wärmeerzeugung	32
3.1.5.4	Brennstoffe	32
3.1.6	Hydraulikschema des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf	33
3.2	Betriebsdaten	34
3.3	Fernwärmeversorgung	35
3.3.1	Fernwärmenetz	35
3.3.2	Kundenanlagen	37
3.3.2.1	Primäranschluss	37
3.3.2.2	Sekundäranschluss	38
4	Wärmeerzeugung Kraftwärmekopplung	39
4.1	Technische Daten des Heizkondensators	39
4.2	Durchflussschwankungen	40
4.3	Auswirkungen der Schwingungen auf die Regelkreise	41
4.3.1	Austrittstemperatur Heizkondensator	41
4.3.2	Frischdampfdruckregelung	43
4.3.3	Heißdampfregelung	43
4.3.4	Speisewasserregelkreis	43
4.3.5	Ablaufregelung Heizkondensator	43
4.3.6	Niveauregelung Speisewasserbehälter	43
4.3.7	Differenzdruckregelung Fernwärmenetz	43
4.3.8	Vermaschung und Beeinflussung der Regelkreise	44
4.4	Wärmeübertragung Dampfkreislauf – Warmwassernetz	46
4.5	Druckhaltung Fernwärmenetz	50
4.6	Analyse der Schwingungen	51

5	Umformstationen und Primärkunden	56
5.1	Kundendaten	56
5.2	Fernwärmeeigene Primärstationen	57
5.2.1	Aufbau der Umformstation	58
5.2.2	Differenzdruckregler	61
5.2.3	Volumenstromregler (Durchflussregler)	61
5.2.4	Kombinierte Durchfluss- und Differenzdruckregler	61
5.2.5	Kennlinien Differenzdruckregelventil	62
5.2.6	Kennlinie Regelventil	63
5.2.7	Wärmetauscher U 30	65
5.3	Primärstation Landeskrankenhaus	68
6	Hydraulische und thermische stationäre Simulation	72
6.1	Grundlagen der statischen hydraulischen Berechnung	72
6.1.1	Druckverluste Rohrleitungen	73
6.1.2	Umwälzpumpen	73
6.1.3	Armaturen	75
6.1.4	Abzweiger	75
6.1.5	Kundenanlagen	75
6.1.6	Wärmetauscher	76
6.1.7	Berechnungsmethode für die hydraulische Simulation	76
6.2	Stationäre thermische Netzberechnung	77
6.2.1	Thermisches Modell des Einzelrohres	77
6.2.2	Thermisches Modell des Doppelrohres	77
6.2.3	Versorger	77
6.2.4	Kundenanlagen	78
6.3	Kopplung von hydraulischer und thermischer Netzberechnung	78
6.4	Eingabedaten	80
6.4.1	Rohrleitungen	80
6.4.2	Kundendaten	81
6.4.3	Druckhaltung	81
6.4.4	Abgleich des Rechenmodells von 1999 mit den Betriebswerten	81
6.4.5	Abgleich des Rechenmodells von 2006 mit den Betriebswerten	82
6.4.6	Berechnungsergebnisse bei Netzhöchstlast	82
6.4.7	Berechnungsergebnisse bei Zweidrittel-Last	83
7	Vereinfachung der Netzstruktur	86
7.1	Druckverhältnisse bei Zweidrittel-Last	86
7.2	Durchflussmengen bei Zweidrittel-Last	86

8	Grundlagen des Simulationsmodell für dynamische Vorgänge	89
8.1	Transiente Analyse	89
8.2	Dynamisches Verhalten des Differenzdruckreglers	90
8.2.1	Simulationsmodell des Differenzdruckreglers	90
8.2.2	Regelverhalten	93
8.2.3	Messungen des Regelverhalten des ROH's an der Umformstation U 30	93
8.2.4	Simulation des Regelverhalten des ROH's an der Umformstation U 30	97
8.2.5	Auslegung von ROH's in Fernwärmenetzen	100
8.3	Temperaturregelventil	101
8.3.1	Ventilkennlinien	101
8.3.2	Ventilautorität	102
8.4	Wärmetauscher	105
8.4.1	Kennlinie eines Wärmetauschers	105
8.4.2	Bauarten von Wärmetauschern	107
8.5	Streckenkenlinie	108
8.6	Temperaturregelkreis	110
8.6.1	Temperaturfühler	111
8.6.2	Temperaturregler	113
8.6.3	Stellmotor – Temperaturregelventil	116
8.6.4	Rücklauf Temperaturbegrenzung	117
8.7	Regelstrecke	117
8.7.1	Sprungantwort	119
8.7.2	Ermittlung der Streckenparameter	121
8.7.3	Kreisverstärkung	123
8.8	Einstellregeln	123
8.8.1	Optimierungsverfahren	124
8.8.2	Experimentelle Einstellregeln nach Ziegler und Nichols	124
8.8.3	Einstellung nach den Kenngrößen der Regelstrecke	124
8.8.4	Einstellregeln für langsame Regelkreise	125
8.8.5	Messungen an Anlagen	126
9	Simulationsmodell	127
9.1	Allgemeines	127
9.2	Numerische Integrationsverfahren	128
9.2.1	Euler-Verfahren	130
9.2.2	Runge-Kutta-Verfahren	130
9.3	Simulationsmodell Differenzdruckregler	130
9.4	Simulationsmodell Temperaturregelung	131
9.4.1	Streckenkenlinie U 30	132
9.4.2	Übertragungsbeiwert der Regelstrecke U30	134
9.4.3	Aufnahme Sprungantwort der Station U 30	135
9.4.4	Simulationsmodell Temperaturregelkreis	137
9.5	Vereinfachtes Schema des Fernwärmenetzes	140

10	Umformstation LKH – Kirchdorf	146
10.1	Differenzdruckregelung	146
10.2	Temperaturregelung	152
10.2.1	Regelverhalten	152
10.2.2	Streckenverstärkung	155
10.2.3	Rücklauftemperaturbegrenzung	158
10.3	Simulationsmodell LKH Kirchdorf	158
10.4	Messung Durchflussmenge	162
11	Modell – Gesamtsystem	165
11.1	Mengen- und Differenzdruckregelung Heizzentrale Kraftwerk	165
11.1.1	Fernwärme-Netzpumpen	165
11.1.2	Simulationsmodell Mengen- und Differenzdruckregelung	167
11.1.3	Einfluss der Einstellparameter der Drehzahlregelung	171
11.2	Kopplung der Einzelmodule zu einem Gesamtsystem	172
11.3	Vergleich: Ist - Modellrechnung	176
11.3.1	Vergleich: Ist - Modellrechnung vor dem Umbau	177
11.3.2	Vergleich: Ist - Modellrechnung nach dem Umbau	178
12	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	184
	Literaturverzeichnis	188
	Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen	192
	Verwendete Symbole der Heizungstechnik	195
	Anhang	197
	Tab. 6.6: <i>Auszug aus Strangdaten</i>	197
	Tab. 6.7: <i>Auszug aus „Ergebnisse Knoten“</i>	198
	Tab. 6.8: <i>Auszug aus „Betriebsdaten Stränge“</i>	198
	Tab. 7.1: <i>Differenzdrücke und Durchflussmengen für das vereinfachte Netzmodell bei Zweidrittel-Last</i>	200

1 Allgemeines

Die Europäische Union und ihre Mitgliedstaaten haben sich in Kyoto 1997 zu einer Reduktion der Treibhausgase¹ um 8 % verpflichtet. Das Reduktionsziel von Österreich, ausgehend von der Basis von 1990, wurde jedoch mit 13 % festgelegt.

Dieses sicher sehr ambitionierte Ziel zu erreichen, erfordert von allen Beteiligten umfangreiche Maßnahmen und Anstrengungen.

Es ist verständlich, dass kosteneffizienten Lösungen der Vorzug gegeben werden muss, wobei natürlich nicht nur kurzfristige Ziele sondern auch langfristige Vorteile, wie Schutz der Gesundheit, Reduktion der Luftschadstoffe, Lärminderungen und Energieeinsparung mit einbezogen werden müssen.

Sorgfältig ausgearbeitete Klimaschutzprogramme können mittel- und langfristige positive Auswirkungen auf das Wirtschaftswachstum und auf die Beschäftigung unseres Landes bringen.

Im Verpflichtungszeitraum von Kyoto von 2008 bis 2012 dürfen in Österreich die Treibhausgas-Emissionen jährlich nicht mehr als 67 Mio t CO₂-Äquivalent betragen. Gegenüber 1990 bedeutet dies eine Reduktion von 10 Mio t CO₂-Äquivalent.

Im Wesentlichen teilen sich diese Emissionen wie folgt auf [1]:

	Maßnahmenbereich	1990	1999	2000	Trend 2010	Redukt.-Potential	Ziel 2010
	Sektor (Österreich)						
1	Raumwärme und sonstiger Kleinverbrauch	14,60	14,89	14,17	14,50	4,00	10,50
2	Energieaufbringung (Elektr.- und Wärmeerzeugung, Raffinerien)	14,44	12,97	12,18	14,50	2,10	12,40
3	Abfallwirtschaft	6,26	5,31	5,33	4,80	1,10	3,70
4	Verkehr	12,32	16,59	17,53	20,00	3,70	16,30
5	Industrie und produzierendes Gewerbe	21,71	22,46	23,15	22,00	1,25	20,75
6	Landwirtschaft	5,60	4,93	4,81	4,80	0,40	4,40
7	"Fluorierte Gase"	1,74	1,60	1,74	3,00	1,20	1,80
8	Sonstige	0,97	0,95	0,84	0,80	0,10	0,70
	Summe Inland	77,64	79,70	79,75	84,40	13,85	70,55

Tab.1.1: *Ist-Emissionen, Trend- und Zielwerte für 2010 nach Sektoren (Emissionsquellen) in Mio. CO₂-Äquivalent pro Jahr*

¹ Es sind dies: Kohlendioxid (CO₂), Methan (CH₄), Lachgas (N₂O), teilhalogenierte Kohlenwasserstoffe (HFKW), vollhalogenierte Kohlenwasserstoffe (PFKW) und Schwefelhexafluorid (SF₆)

1.1 Raumwärme

Der weitaus größte Raumwärmebedarf mit ca. 75 % fällt für die Beheizung von Wohnungen an. Um das angestrebte Reduktionsziel von 4 Mio t CO₂-Äquivalent durch thermische-energetische Sanierungsmaßnahmen zu erreichen, muss die jährliche Sanierungsrate über einen Zeitraum von 10 Jahren von 1 % auf 2 % beim Altbestand angehoben und energetische Optimierungen vorgenommen werden.

Auch im Neubausektor sind Anreize für die Energieeinsparung und auch im Hinblick auf die Ökologie zu setzen. Allein durch den erhöhten Einsatz von erneuerbaren Energieträgern können mehr als 2 Mio t an CO₂-Emissionen im Raumwärmebereich eingespart werden.

Die Nutzung bestehender Fernwärmepotentiale bringt 0,6 Mio t, die Nutzung bestehender industrieller Abwärme 0,2 Mio t und Fernwärme aus erneuerbaren Energieträgern 0,7 Mio t CO₂-Äquivalente Reduktionseffekt. Damit könnte die Fernwärme in diesem Sektor in Summe 1,3 Mio t pro Jahr zur Zielerreichung beitragen.

Die vorherige österreichische Bundesregierung hat deshalb auch im 21. Ministerrat² durch Beschluss darauf hingewiesen, dass der Ausbau der Fernwärme eine wesentliche Zielsetzung im Rahmen der Klimastrategie darstellt. Im 53. Ministerrat³ wurde dazu beschlossen, dass der Bundesminister für Wirtschaft und Arbeit ein Leitungsausbaugesetz⁴ (Fernwärme und Kälte) vorzulegen hat, das ab 1.1.2009 ein jährliches Fördervolumen von 60 Mio. Euro pro Jahr vorsieht. Damit soll eine dauerhafte Emissionsreduktion von bis zu 3 Mio t CO₂ erreicht werden.

Neben den umweltpolitischen Auswirkungen wird von diesem Gesetz auch eine Reduktion der Abhängigkeit der österreichischen Wirtschaft vom Import fossiler Energieträger erwartet. Durch die Umsetzung entsprechender Infrastrukturprojekte kommt es zudem zu einer Ankurbelung der Wirtschaftsleistung.⁵

1.2 Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung

Die EU strebt im Weißbuch der Kommission vom Mai 1998 eine Verdoppelung der erneuerbaren Energien von 6 % auf 12 % im EU-weiten Gesamtenergieverbrauch an. Dieser Prozentsatz soll in nächster Zeit, ausgelöst durch die Lieferengpässe bei Gas aus Russland Ende 2005, verstärkt durch den Lieferstopp Ende 2008 bis Anfang 2009 und durch die seit Sommer 2005 bis Herbst 2008 stark gestiegenen Primärenergiepreise, schon auf 15 % angehoben werden.

² am 11. Juli 2007

³ am 7. Mai 2008. Dieses Gesetz (Wärme- und Kälteleitungsausbaugesetz und Änderung der Energie-Regulierungsbehördengesetzes) wurde als 113. Bundesgesetz im Nationalrat im Sommer 2008 beschlossen und am 8. August 2008 herausgegeben. Es liegt derzeit bei der Europäischen Kommission zur Notifizierung.

⁴ Investitionen, die nach dem 1.1.2008 begonnen wurden, fallen auch in die Bestimmungen dieses Gesetzes. Allerdings könnte dieser Zeitpunkt durch die Verzögerungen bei der Notifizierung auf 1.1.2009, wenn nicht sogar auf 1.1.2010 verschoben.

⁵ Die geplanten Maßnahmen wirken sich daher positiv auf die Beschäftigung und den Wirtschaftsstandort Österreich aus.

Erhebliches Potential besteht auch für die leitungsgebundene Wärmeversorgung aus erneuerbaren Energien. Schwerpunktprogramme bei der Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung umfassen deshalb die Bereiche:

- Stromerzeugung auf Basis erneuerbarer Energieträger
- Fernwärmerzeugung durch Biomasse und Geothermie
- Kombinierte Strom- und Wärmeerzeugung - Kraft-Wärme-Kopplung - durch Biomasse und Geothermie

Alleine beim Maßnahmenprogramm „*Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung durch fossile Energieträger*“ sind bei Neuanlagen durch Fernwärme-Kraftwärmekopplungen (KWK's) und Blockheizkraftwerke (BHKW's) und bei optimierter Kraftauskoppelung 0,5 Mio t CO₂-Äquivalent Einsparung zu erreichen. Insbesondere in den Wintermonaten wird auch in Zukunft ein wesentlicher Teil der Strom- und Wärmeerzeugung in konventionellen fossil befeuerten Kraftwerken erfolgen.

Es sind deshalb geeignete Rahmenbedingungen und Anreizsysteme zu schaffen um den Einsatz der Rohenergie so effizient wie möglich zu gestalten. Zudem muss damit auch die wirtschaftliche Attraktivität der gemeinsamen Erzeugung von Strom und Wärme (in KWK-Anlagen) – besonders für die Wärmeerzeugung für kommunale Fernwärmenetze – im liberalisierten Strommarkt gegeben sein.

Um den verstärkten Ausbau der großen Fernwärmeversorgungsnetze zu forcieren, muss unbedingt auch die sektorübergreifende Zurechnung der Einsparungen bei der Zuteilung der Emissionszertifikate Berücksichtigung finden (NAP⁶ II und vor allem 3. Handelsperiode⁷). Ansonsten besteht die Gefahr, dass eines der stärksten Mittel, mit dem die sehr ambitionierten Ziele erreicht werden sollen, nicht oder nur teilweise greift.

1.3 Anpassung der Klimastrategie 2007

Inzwischen liegen auch die Werte der Vorjahre⁸ vor. 2005 lagen die Emissionen um etwa 14,2 Mio t über dem Basisjahr 1990 und um 24,4 Mio. t über dem Kyoto-Ziel (Abb.1.1). Gemäß Energieszenarien WIFO 2005 ist bei der Energieaufbringung trotz verstärktem Einsatz biogener Brennstoffe auch mit einer weiteren Zunahme der fossilen Brennstoffe zu rechnen. Auch im Sektor Industrie ist mit einem Zuwachs an Emissionen zu rechnen. Beim Verkehr wird die Zunahme – obwohl weiterhin ein kräftiges Wachstum erwartet wird – durch Effizienzsteigerungen (primär bei den Personenkraftfahrzeugen) und durch andere Maßnahmen wie beispielsweise die Beimischung von Biokraftstoffen kompensiert.

Inwieweit sich die Finanzkrise 2008/09 auf die Ausbaupläne der Wärmeunternehmen, vor allem aber auch die Anschlussfreudigkeit der Industrie- und Gewerbeunternehmen auswirkt, kann zur Zeit noch nicht abgeschätzt werden.

⁶ NAP II: nationaler Allokationsplan II 2008 bis 2012, inzwischen gültig ohne Zurechnung

⁷ 2013 bis 2020 (EU ETS)

⁸ bis einschließlich 2005

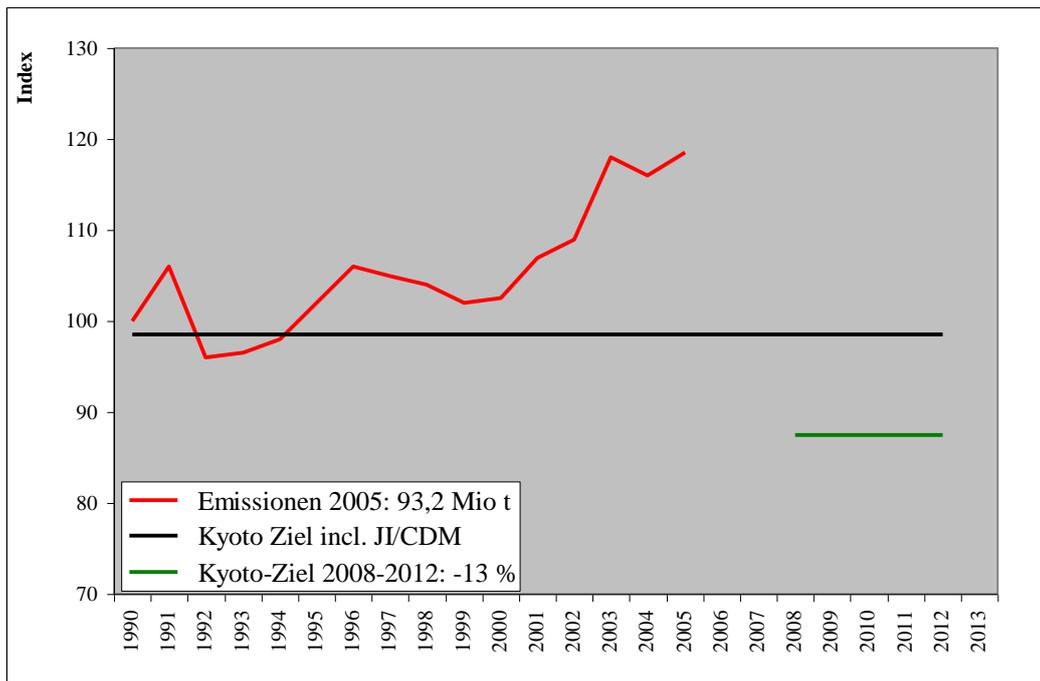


Abb. 1.1: Index-Verlauf der österreichischen Treibhausgasemissionen im Vergleich zum Kyoto-Ziel unter Berücksichtigung flexibler Mechanismen (Kyoto)

Die aktuelle Anpassung der Klimastrategie Österreichs zur Erreichung des Kyoto-Zieles 2008 - 2013 zeigt die Tabelle 1.2.⁹

Die Maßnahmenvorschläge der Expertengruppe Energie zielen in mehreren Punkten auf einen weiteren raschen Ausbau der Fernwärme ab. [2]

Unter Punkt 1 „*Weitere Steigerung der Gesamtenergieeffizienz im Gebäudebestand (thermische Sanierung) und des Umstieges auf erneuerbare Energie und effiziente Fernwärme*“ errechnet die Arbeitsgruppe eine Emissionsreduktion von jährlich 1,5 Mio. t.

In Punkt 2 „*Anhebung des energetischen Standards im Gebäudeneubau und verstärkter Einsatz erneuerbarer Energie und effizienter Fernwärme*“ sollen Maßnahmenkombinationen aus Anreizen der Wohnbauförderung und der Weiterentwicklung der Wärmeschutzstandards im Baurecht in Verbindung mit Energieausweisen einen wesentlichen Beitrag erbringen.

Zum Thema „*Einbeziehung von Energieeffizienz in Raumplanung*“ (Punkt 4) schlägt die Expertengruppe im Sektor Energie vor, dass durch geeignete Raumordnungskonzepte und verbindliche Vorgaben an die Gemeinden im Bezug auf die Flächenwidmung sichergestellt werden soll, vorhandene Abwärmepotentiale von Betrieben durch Einspeisung in Fernwärmeverteilssysteme möglichst effizient zu nutzen.

In Punkt 6 „*Umsetzung der KWK-Richtlinie*“ wird die gesetzliche Regelung der bestehenden und modernisierten Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen zur öffentlichen Fernwärmeversorgung angesprochen. Die Schaffung stabiler Rahmenbedingungen und die Ausweitung von finanziellen Anreizen für neue Anlagen werden als wichtige Maßnahmen zum verstärkten Ausbau der KWK angesehen.

⁹ siehe nächste Seite

	Maßnahmenbereich	2005	Prognose ¹⁰ 2010	Adaptierter Zielwert 2010
	Sektor (Österreich)			
1	Raumwärme und sonstiger Kleinverbrauch	15,60	14,30	11,90
2	Energieaufbringung (Elektr. und Wärmeerzeugung, Raffinerien)	15,90	16,70	12,95
3	Abfallwirtschaft	2,30	2,80	2,10
4	Verkehr ¹¹	24,40	21,60	18,90
5	Industrie und produzierendes Gewerbe	24,70	25,00	23,25
6	Landwirtschaft	7,80	7,90	7,10
7	"Fluorierte Gase"	1,30	1,40	1,40
8	Sonstige	1,20	0,90	0,90
9	Landnutzung, Forstwirtschaft			-0,70
	Summe Inland	93,20	89,90	77,80
	Beitrag JI/CDM ¹²			-9,00
	Kyoto-Zielwert			68,80

Tab.1.2: Sektorale Emissionen 2005, Prognose 2010 (BaU¹³) und Zielwert 2010 [2]

Im Bereich Raumwärme konnte im Zeitraum 1990 bis 2003 eine weitestgehende Stabilisierung erreicht werden, obwohl die beheizte Gebäudefläche in Österreich stark angestiegen ist. Drei Hauptgründe sind für diesen Erfolg verantwortlich. Einerseits ist dies verringerter Energieeinsatz pro Wohnfläche, andererseits der Wechsel von Kohle und Öl zu Gas und Biomasse sowie vermehrter Fernwärmeeinsatz. Um die gesamtwirtschaftlichen und emissionsrelevanten Effekte zu optimieren, muss auf die enge Verzahnung zwischen Maßnahmen im Raumwärme- und Kleinverbrauchersegment und Maßnahmen der Energiebereitstellung hingewiesen werden.¹⁴

1.4 Fernwärme in Österreich

Fernwärme zählt zu den am stärksten wachsenden Branchen im Energiesektor in Österreich.¹⁵

Seit 1990 ist beispielsweise der Wärmeverkauf an die Kunden um mehr als das Doppelte gestiegen. Dieser Trend setzte sich auch in den nächsten Jahren fort. In Österreich ist bereits jede sechste Wohnung, in Wien schon jede dritte, mit Fernwärme versorgt (Abb. 1.2). Die Unternehmen der Branche haben ihre Investitionstätigkeit wieder verstärkt, nicht zuletzt deshalb, weil Umweltorientierung und nachhaltiges Wirtschaften als Investitionen

¹⁰ entsprechend Umweltbundesamt 2005

¹¹ CO₂+N₂O+CH₄

¹² Joint Implementation (JI) und Clean Development Mechanism (CDM)

¹³ BaU: Business-as-usual

¹⁴ Die Fernwärmewirtschaft Europas fordert seit Jahren ergebnislos, dass Effekte, die durch sie im Sektor Raumwärme erreicht werden, ihr im Sektor Energie angerechnet werden.

¹⁵ Statistik Austria, Jahrbuch 2006

in die Zukunft verstanden werden.

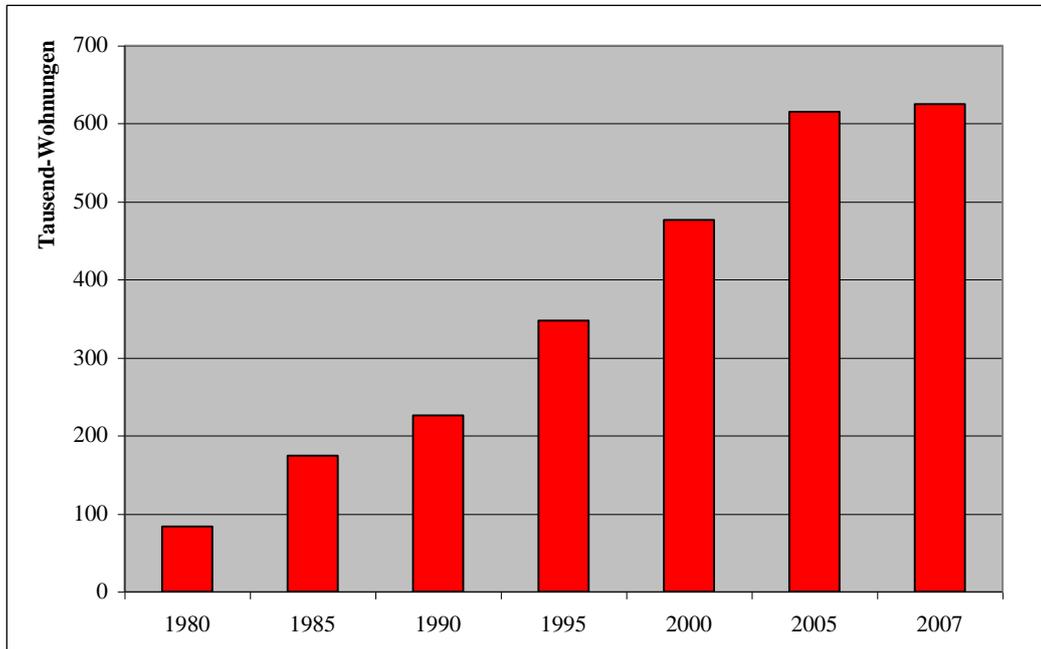


Abb.1.2: Entwicklung nah- und fernwärmeversorgter Wohnungen in Österreich (in Tausend) [3]

Einen Vergleich der Entwicklung des Energiebedarfes der Letztverbraucher (Endenergieverbrauch) mit der Nah- und Fernwärme zeigt die nächste Abbildung 1.3. Die Fernwärme verdoppelte seit 1990 ihren Anteil, wobei der Gesamtverbrauch jedoch nur um 40 % stieg.

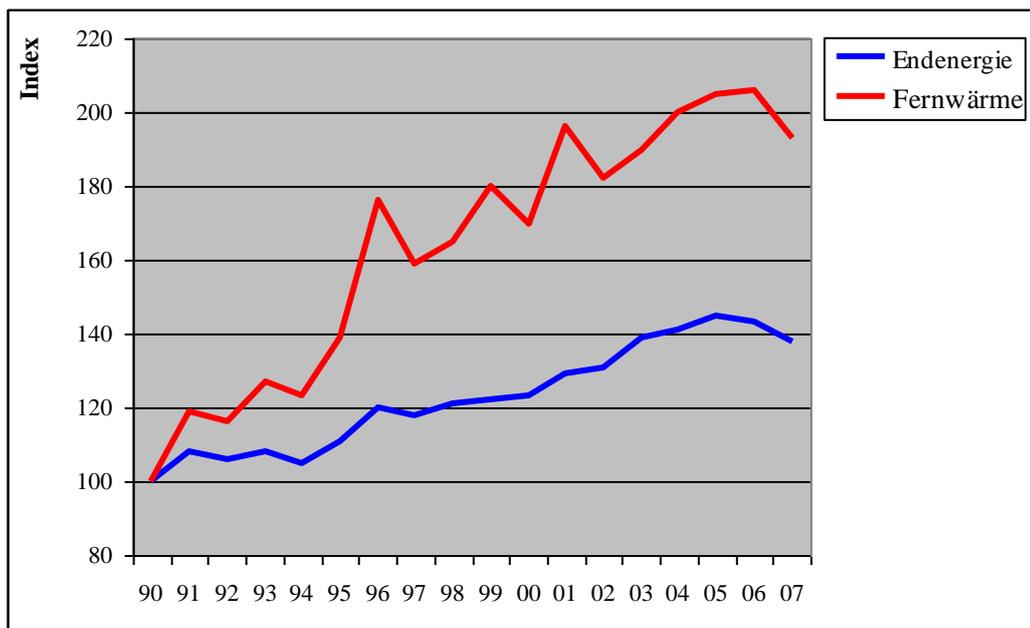


Abb. 1.3: Entwicklung Endenergieverbrauch und Fernwärmeverkauf [4] (Indexentwicklung 1990=100)

In den letzten fünf Jahren wurde der überwiegende Teil der Fernwärme (70 % bis 75 % der Wärmeerzeugung) durch die kombinierte Produktion von Strom und Wärme erzeugt.¹⁶ Damit liegt Österreich im Vergleich zum restlichen Europa im oberen Drittel (Abb. 1.4).

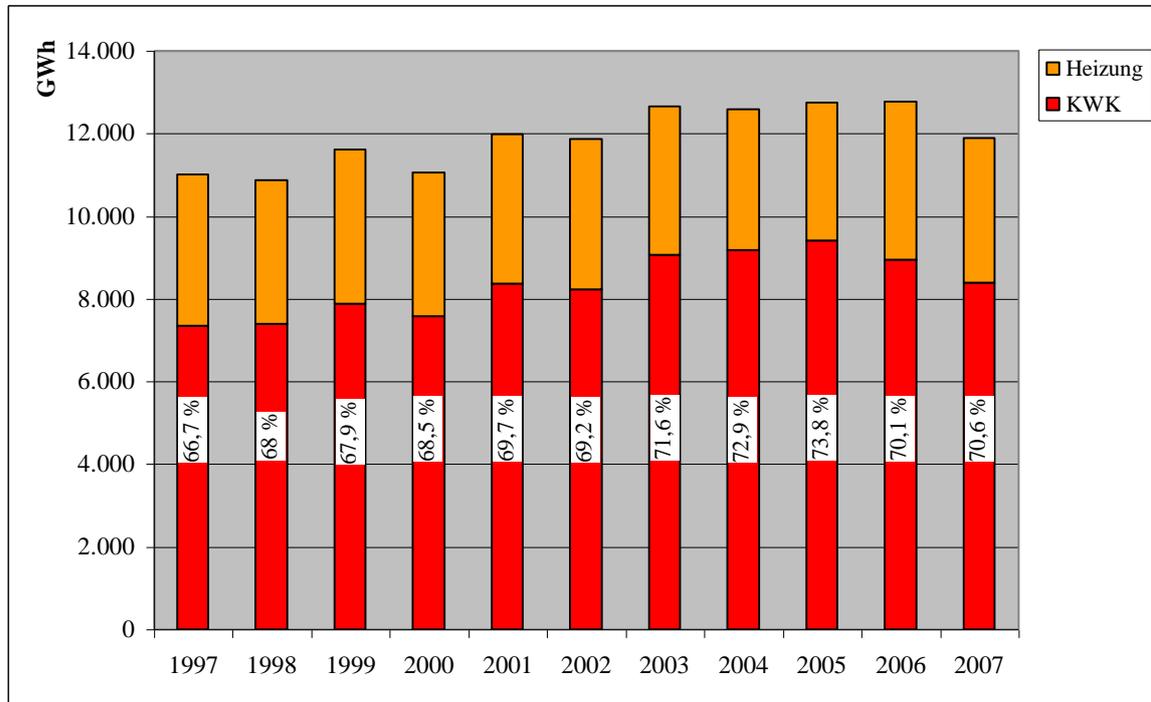


Abb. 1.4: Wärmeerzeugung aus Kraft-Wärme-Kopplung und Heizwärme in GWh (prozentueller Anteil der KWK an der der gesamten Wärmeerzeugung) [3]

Der nachstehende Vergleich der CO₂-Emissionen der unterschiedlichen Heizsysteme zeigt in Abbildung 1.5 die herausragende Stellung der Fernwärme durch den Einsatz der KWK. Mit 140 kg/MWh liegt der Schadstoffausstoß fünf Mal niedriger als bei dem einer Kohleheizung und bei rund 35 % der CO₂-Emissionen einer Ölheizung. (Dabei wurde angenommen, dass 70 % der Fernwärme in KWK-Anlagen erzeugt und der Fernwärme nur der anteilige Brennstoff – Methode Brennstoffmehraufwand – zugerechnet wird.)

Nach den Plänen der Wärmeversorgungsunternehmungen soll der Verkaufszuwachs, bezogen auf ein Normjahr, von 2008 bis 2017 in Österreich 2 % pro Jahr betragen. Der Wärmeverkauf könnte somit von 12 TWh auf fast 14,5 TWh steigen. Damit soll in der mittelfristigen Vorschau die Nachfrage nach Fernwärme bei den Endkunden im Vergleich zur Gesamtenergienachfrage deutlich schneller wachsen als der Gesamtmarkt.

Die Fernwärme-Bedarfsprognose für die nächsten Jahre, die auf den Angaben der über 400 Mitglieder des Fachverbandes der Gas- und Wärmeunternehmen¹⁷ Österreichs basieren, zeigt die Abbildung 1.6. Dabei wird davon ausgegangen, dass im Zeitraum von 2008 bis 2017 der Wärmeabsatz um fast 20 % steigen wird.

¹⁶ 2006 und 2007 lag der KWK Anteil wegen der wärmeren Durchschnittstemperaturen nur knapp über 70 %.

¹⁷ Der Fachverband Gas-Wärme ist eine Organisation der Bundeswirtschaftskammer Österreichs und vertritt derzeit rd. 450 Mitgliedsunternehmen.

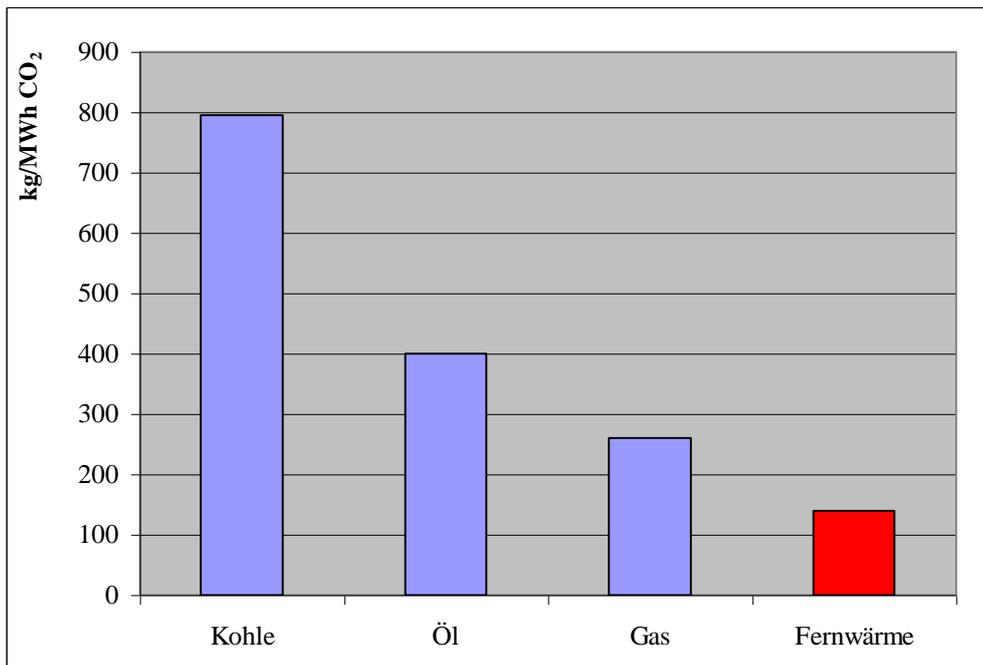


Abb.1.5: CO₂-Emissionen unterschiedlicher Heizsysteme in kg/MWh [3]

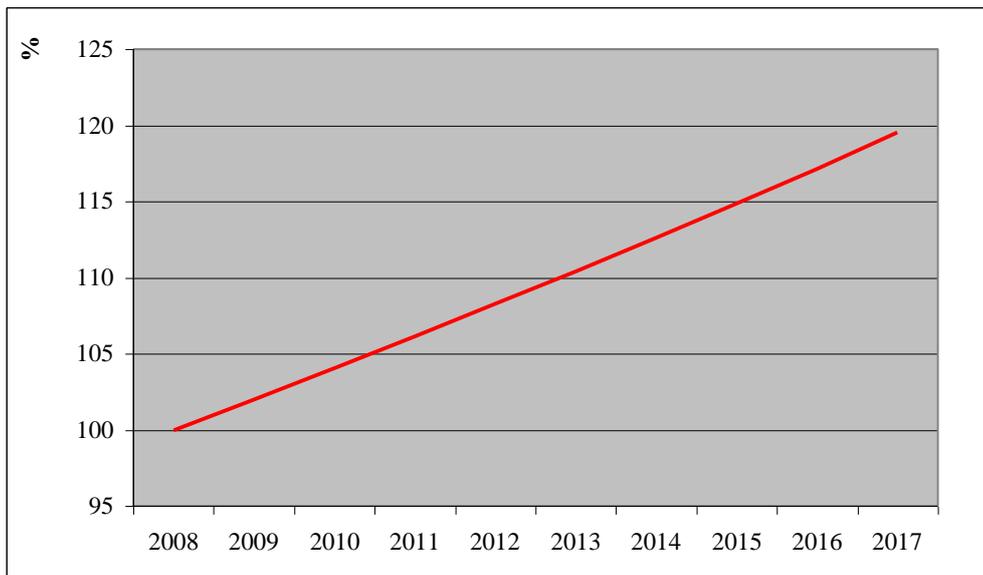


Abb. 1.6: Fernwärme Bedarfsprognose für die nächsten 10 Jahre (Indexentwicklung 2008 = 100) [3]

Beim Vergleich jener Europäischen Staaten, in denen die Fernwärme einen merkbareren Marktanteil aufweist, liegt Österreich mit etwa 18 % beim Niedertemperatur-Wärmemarkt im Mittelfeld (Abb. 1.7).

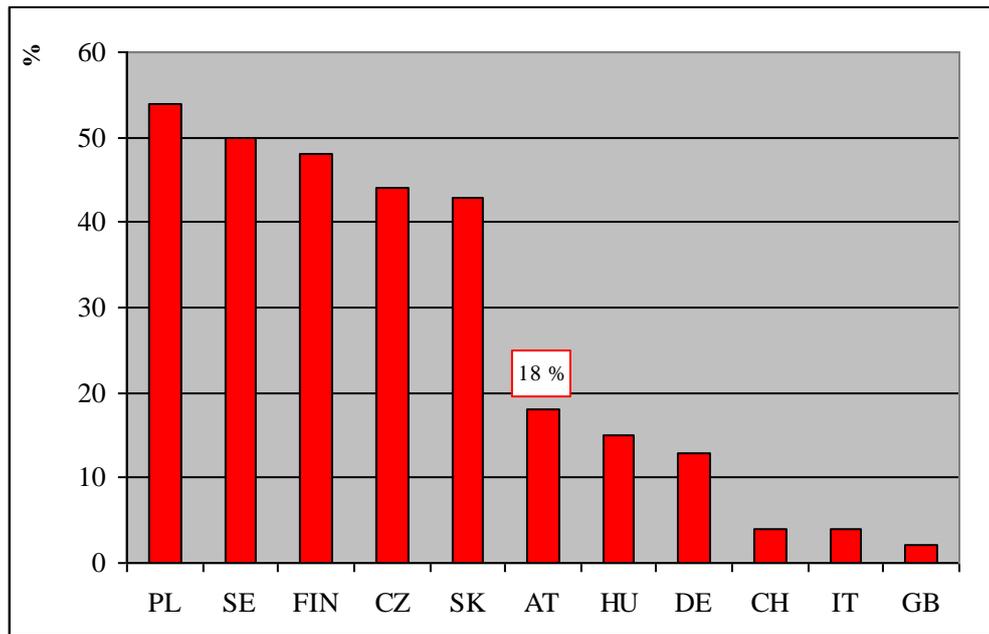


Abb. 1.7: Marktanteile Fernwärme in Prozenten im internationalen Vergleich (jeweiliger Niedertemperatur-Wärmemarkt)[3]

Wie sich das Nachfragepotential nach Fernwärme gegenüber der Fernwärmeaufbringung¹⁸ entwickelt, zeigt die nachstehende Abbildung 1.8. Dabei wurde bei dem Fernwärmepotential nur das realistisch mögliche (Anlagen > 4 GWh) bis 2031 berücksichtigt.¹⁹

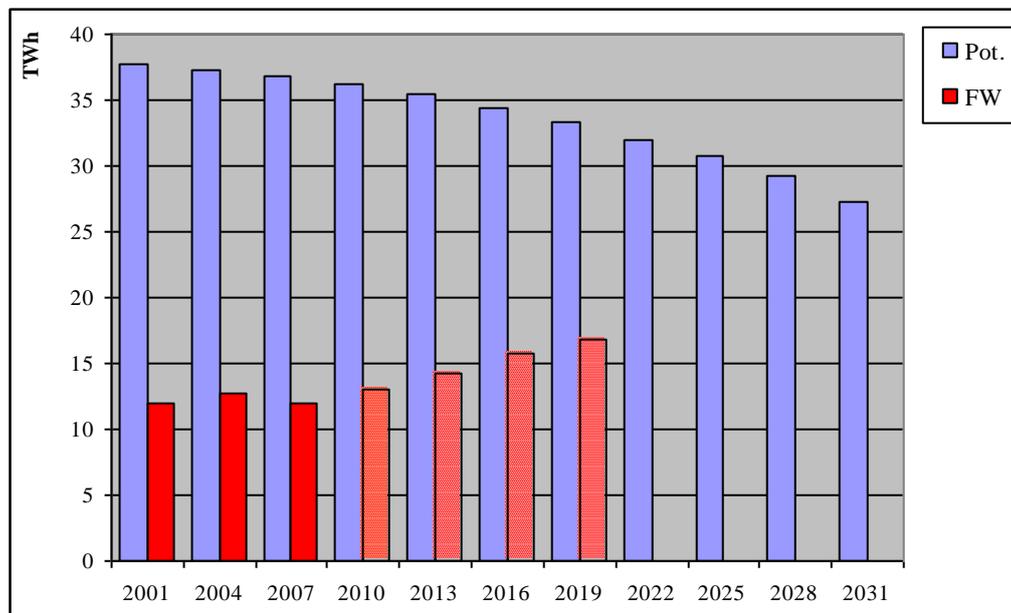


Abb. 1.8: Fernwärmefragepotential – Fernwärmeaufbringung in Österreich bis 2031 (> 4 GWh)

¹⁸ Der Rückgang des Wärmepotentials durch zukünftige Energie- und Wärmeeinsparmaßnahmen.

¹⁹ Fachverband Gas-Wärme, Entwicklungspotentiale für Fernwärme und Fernkälte in Österreich, e7 Energie Markt Analyse GmbH, Fernwärmeforum 2009, 19.3.2009, Linz

Wie die Fernwärme in Österreich imagemäßig im Vergleich zu anderen Heizformen liegt, zeigen die zwei folgenden Grafiken. In Abbildung 1.9 wird der Gesamteindruck der Fernwärme im Vergleich mit Wärmepumpen, Pellets, Gas, Strom und Öl gezeigt. Dabei wurden vier Kundengruppen – Private Haushalte, Großkunden, Bauträger und Meinungsmultiplikatoren – um ihre Meinung gefragt.²⁰

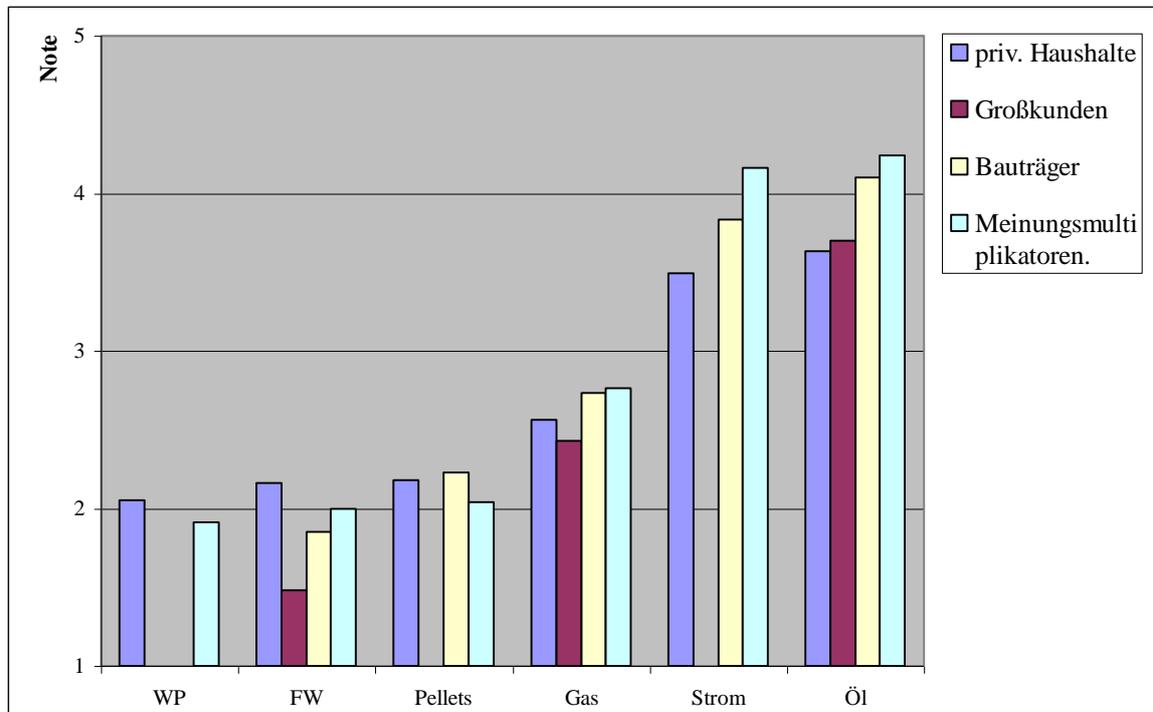


Abb. 1.9: Gesamteindruck der Fernwärme im Vergleich zum Wettbewerb [4]

In der nächsten Abbildung (1.10) wird der Gesamteindruck²¹, d.h. das Image von Fernwärme im Vergleich zu Öl und Gas dargestellt, wobei wieder die oben angeführten Kundengruppen gefragt wurden. Bei der Gruppe Private Haushalte wurde aber in Fernwärmenutzer und Nichtnutzer unterschieden.

Aus beiden Bildern ist erkennbar, dass die Fernwärme insgesamt auf einem sehr guten Niveau liegt und die „starken“ Mitbewerber – Öl und Gas – deutlich distanziert.

Aus Kundensicht sind die Stärken der Fernwärme Zuverlässigkeit, Versorgungssicherheit, Sauberkeit, Preisstabilität, Schonung der natürlichen Ressourcen, die Kosten, niedrige Umweltbelastung und auch die Trendigkeit.

Bei der Kundengruppe Private Haushalte liegt die Fernwärme gleichauf mit Pellets und Wärmepumpen. Da Fernwärmenetze, bedingt durch die hohen Investitionskosten (der Leitungen), überwiegend in Ballungsräumen errichtet werden, müssen Private Haushalte die nicht im Versorgungsgebiet liegen, auf andere Heizformen zurückgreifen.

²⁰ 1 - sehr positiv, 5 - sehr negativ

²¹ 1 - sehr positiv, 5 - sehr negativ

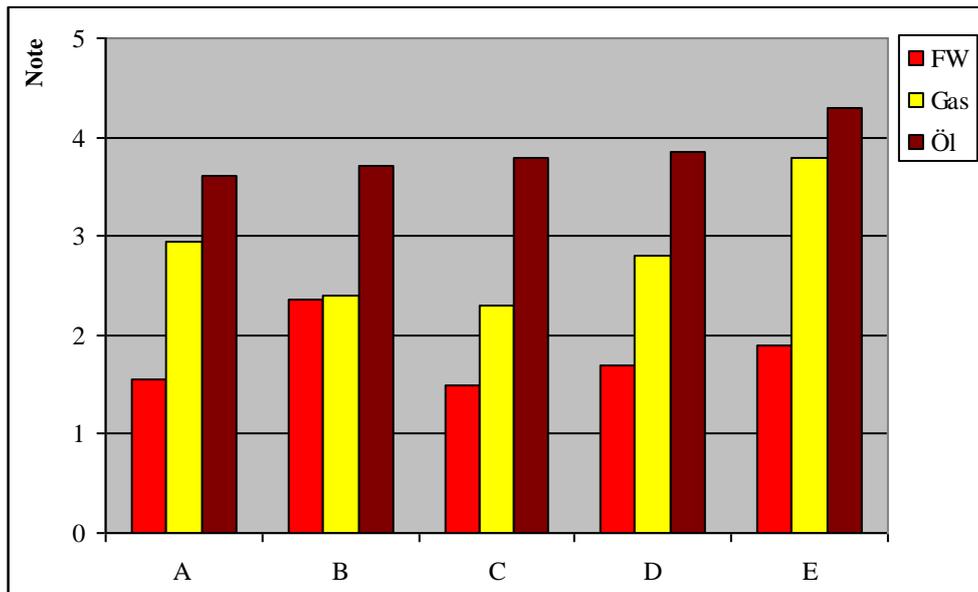


Abb. 1.10: Gesamteindruck der verschiedenen Heizformen bei den Kundengruppen [4],
 A ...FW – Nutzer, B ... FW - Nichtnutzer, C ... Großkunden, D ... Bauträger,
 E ... Meinungsmultiplikatoren

1.5 Kraft - Wärme - Kopplung und Endenergieeffizienz

Die Entwicklung bei der Aufbringung der Wärme bei den Fernwärmeunternehmen in Österreich mit einem Anteil von fast drei Viertel der Gesamtproduktion (Abb. 1.4) durch Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen zeigt, dass damit ein Weg beschritten wird, der sowohl bei der Effizienz als auch bei den Umweltbelastungen zu den optimalsten zählt. Im europäischen Vergleich beim KWK-Anteil an der Fernwärmeerzeugung liegt Österreich (Stand 2005) mit 74 % an vierter Stelle (Abb. 1.11).

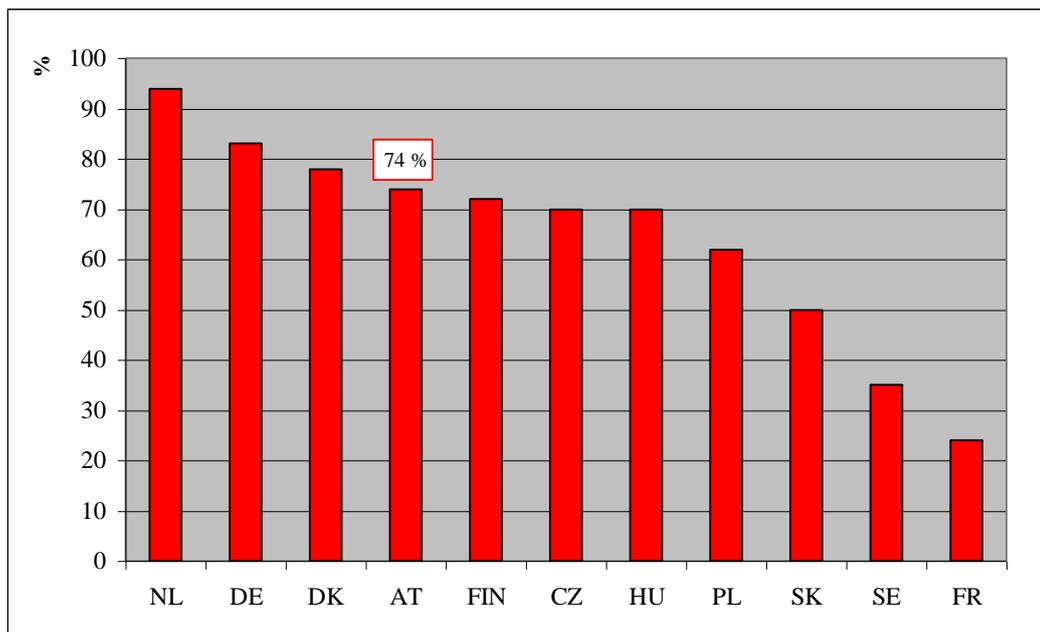


Abb. 1.11: KWK-Anteil an der Wärmeerzeugung im internationalen Vergleich [3]

Im Grünbuch zur Energieversorgungssicherheit, das 2000 veröffentlicht wurde, wies die EU-Kommission auf die Notwendigkeit hin, die Abhängigkeit der Europäischen Union von Energieimporten zu begrenzen und die Treibhausgase zu senken.

Durch KWK-Anlagen können deutliche Energieeinsparungen erzielt und die Versorgungssicherheit verbessert werden. In den Mitgliedsstaaten besteht ein großes ungenutztes Potenzial für KWK. Die EU-Richtlinie über die Förderung einer am Nutzwärmebedarf orientierten Kraft-Wärme-Kopplung im Energiebinnenmarkt soll den Bau und den Betrieb solcher Anlagen erleichtern. [5]

In Kapitel II der EU-Richtlinie über die Endenergieeffizienz und Energiedienstleistungen wird als allgemeines Ziel ein Richtwert für die Energieeinsparung von 9 % bis 2015 angegeben, der aufgrund von Energiedienstleistungen und anderen Energieeffizienzmaßnahmen zu erreichen ist. [6]

Im Anhang III derselben Richtlinie sind als Beispiele für geeignete Energieeffizienzmaßnahmen im Wohn- und Tertiärsektor der Einbau und die Modernisierung von Fernheizungs- und Fernkühlsystemen und im Sektor Industrie eine hocheffiziente Kraft-Wärme-Kopplung (z. Bsp. KWK-Anlagen) angegeben.

Um die bestehenden KWK-Anlagen zur öffentlichen Fernwärmeversorgung zu unterstützen, deren weiteren Betrieb sicherzustellen und deren Modernisierung zu fördern, wurde im Mai 2008 ein Bundesgesetz (KWK-Gesetz) neu erlassen.

Dieses Gesetz regelt bundesweit die gleichmäßige Aufteilung der durch die Förderung der Erzeugung elektrischer Energie in KWK-Anlagen.

Gegenstand der Förderungen sind folgende Bereiche:

- Förderung durch Vergütung eines Teils der Aufwendungen für den Betrieb von bestehenden und modernisierten KWK-Anlagen zur öffentlichen Fernwärmeversorgung
- Förderung durch Investitionszuschüsse für neue KWK-Anlagen (ausgenommen der durch das Ökostromgesetz erfassten Anlagen)

Aufgebracht werden die dafür notwendigen Mittel durch das Zählpunktpauschale, das im Ökostromgesetz festgelegt ist.

Wie im Punkt 1.1 bereits ausgeführt, wurde am 11. Juli 2008 ein entsprechendes Bundesgesetz für den verstärkten Ausbau der Fernwärme²² beschlossen.

Im Artikel 1, §1. (1) ist folgendes festgehalten: *„Durch die in diesem Bundesgesetz vorgesehenen Förderungen soll das bestehende Energie- und CO₂-Einsparungspotential unter Berücksichtigung der Versorgungssicherheit und eines ausgeglichenen Energiemixes sowie einer Reduktion des Primärenergieträgereinsatzes genutzt werden. Dabei soll auf Basis von Investitionsförderungen insbesondere*

- 1. eine kostengünstige CO₂-Einsparung bewirkt werden*
- 2. die Energieeffizienz erhöht werden*
- 3. durch die Errichtung von Kältenetzen der Stromverbrauchszuwachs für Klimatisierung gedämpft werden*
- 4. die Emission von Luftschadstoffen...verringert werden*
- 5. bestehende Wärme- und Abwärmepotentiale, insbesondere industrieller Art kostengünstig genutzt werden*
- 6. die Einbindung von erneuerbaren Energieträgern...erreicht werden*
- 7. der Fernwärmeausbau in den Ballungszentren beschleunigt werden*

Zudem ist in §1. (2) ein weiteres Ziel definiert, nämlich dass die durch dieses Bundesgesetz geförderten Maßnahmen eine dauerhafte Reduktion von bis zu 3 Mio t CO₂ erreicht wird.

²² 113. Bundesgesetz vom 8. August 2008, (Wärme- und Kälteleitungsausbaugesetz und Änderung des Energie-Regulierungsbehördengesetz)

2 Problemstellung, Zielsetzung und Forschungsfragen

In jedem Energiekonzept und in jeder Klimastrategie werden die Vorzüge der Fernwärme, insbesondere wenn die Wärme größtenteils in Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen erzeugt wird, betont.

Auch die in letzter Zeit enorm gestiegenen Preise bei den Primärenergien, die Lieferengpässe bei Erdgas in den letzten Jahren und die damit verbundenen Anstrengungen, Energie effizient einzusetzen und den Verbrauch überhaupt zu senken, verpflichtet die Fernwärmeunternehmen – nicht nur aus wirtschaftlichen Überlegungen – ihre Anlagen zu optimieren und auch für eine entsprechende Betriebssicherheit²³ zu sorgen.

Im Kraftwerk der Fernwärme Kirchdorf erfolgt die Wärmerzeugung in den Wintermonaten im Regelfall im Kraft-Wärme-Kopplungsbetrieb über die Dampfturbinenanlage 1 (DT 1). Diese Turbine ist eine reine Gegendruckanlage. Dabei wird die gesamte Wärmeenergie des Abdampfes über den Kondensator ans Fernwärmenetz abgegeben. Die Anlage wird somit ausschließlich wärmegeführt gefahren.

Im Zeitraum von Anfang Jänner bis etwa Anfang März ist der Dampfkessel 2 (DK 2) in Betrieb, in der übrigen Betriebszeit der Dampfkessel 1 (DK 1). Die Brennereinrichtungen der beiden Dampfkessel sind technisch gleich aufgebaut. Die Kesselanlagen werden fast ausschließlich mit Erdgas befeuert.²⁴

Seit Anfang der Neunziger-Jahre wurden bis 2006 zu bestimmten Betriebszeiten – bei etwa Halb- bis Dreiviertelleistung der Dampfturbine 1 – periodische Lastschwankungen mit einer Periodendauer von ca. 5 Minuten festgestellt. (Bei Vollast traten diese Schwingungen nicht oder nur in einem nicht merkwürdigen Umfang auf.) Diese Schwingungen, die durch mehr oder weniger periodische Änderung der Durchflussmenge durch den Heizkondensator verursacht wurden, führten zu entsprechenden Reaktionen in den Regelkreisen des Dampfkreislaufes.

Im Wesentlichen sind dies die Abdampfdruck- und die Leistungsregelung der Turbine, die Frischdampfdruck- und die Frischdampfdruckregelung des Dampfkessels und die Regelung der Brennstoffzufuhr mit allen damit verbundenen sonstigen Regelkreisen. Diese Schwankungen weichen bis zu ± 15 Prozent (Spitzen sogar bis zu ± 20 %) vom Sollwert ab. Problematisch sind vor allem die Geschwindigkeiten²⁵ mit der sich die Durchflussmengen ändern und die damit verbundenen Auswirkungen auf den Dampfkreislauf und in Folge auf die Leistung der Turbine und des Dampfkessels.

Die wichtigsten sich daraus ergebenden Gefahren und Risiken für die Strom- und Wärmeerzeugung und somit für das Betriebsverhalten der Dampfkessel- und Turbinenanlage sind:

- periodische Belastung des Radiallagers und damit verbunden laufende Schubänderungen der Dampfturbine 1
- Ein- und Ausschalten der Einspritzkühlung des Turbinenabdampfgehäuses und die damit verbundenen Temperatur- und Spannungsänderungen im Graugusskörper

²³ siehe auch Pkt. 1.5, Bundesgesetz 113, Jahrgang 2008.

²⁴ In den letzten 10 Jahren wurden fast ausschließlich (über 98%) Erdgas als Brennstoff eingesetzt.

²⁵ Langsame Änderungen führen zu keinen Problemen und können von den Anlagen ausgegelt werden.

- Pendeln des Abdampfdruckes
- Instabilität der Turbinenfrischdampfregelung
- Auswirkung auf die Frischdampf temperaturregelung der Dampfkesselanlage und die damit verbundenen Gefahr eines Temperaturschockes der DT 1²⁶
- Auswirkung auf die Brennstoffregelung des Dampfkessels

Daraus ist erkennbar, welche betriebliche Störfälle und Schäden durch diese schnellen und starken Schwankungen der Durchflussmenge des Wärmetauschers (Kondensators) entstehen können.

Hauptaufgabe dieser Arbeit ist es, den Verursacher und Auslöser dieser Schwankungen zu finden, sein Verhalten genau zu analysieren und auch nachzubilden. Es sollen dann Maßnahmen abgeleitet werden, die solche für einen KWK-Betrieb gefährlichen Zustände verhindern. Eine Aufgabe wird auch sein, die Ursachen dafür zu eruieren und entsprechende Konsequenzen aus diesem Fall zu ziehen um Empfehlungen für eine ordentliche und sichere Betriebsführung zugeben.

Dafür wird es notwendig sein, nach einer entsprechenden Darstellung der technischen Anlagen der Fernwärme Kirchdorf, zuerst nachzuweisen, dass die Ursache vom Fernwärmenetz und nicht von der Dampferzeugungsanlage ausgeht.

Für eine Analyse der Struktur des Primärnetzes und der Umformstationen, im Besonderen der größten Anlage, der im Landeskrankenhaus Kirchdorf, ist die Kenntnis der Mengenverteilung und der Druckverhältnisse im Netz unbedingt erforderlich. Außerdem muss auch das Verhalten der Differenzdruckregler untersucht werden und inwieweit sie möglicherweise nicht auch Ursache der geschilderten Probleme sein können.

In den nächsten Schritten wird auch das Verhalten der Umformstationen (besonders der mit Abstand größten) zu untersuchen und in Modellen nachzubilden sein.

Wichtige Elemente des gesamten Systems sind die Hauptumwälzpumpen des Fernwärmenetzes im Kraftwerk und die dazugehörige Differenzdruckregelung, die auf die Drehzahl der Pumpen wirkt.

Interessant und entscheidend wird auch sein, die zu entwickelnden Modelle und ihre Ergebnisse den Messungen an den Anlagen, soweit sie möglich und zulässig sind, gegenüberzustellen und sie miteinander zu vergleichen.

Daran anschließend sollen theoretische und auch empirische Lösungen für die Beseitigung oder für eine zumindest entsprechende Abschwächung der Schwingungen gefunden werden, um eine einigermaßen sichere und stabile Betriebsweise des Fernheizkraftwerkes zu gewährleisten.

Aus der Untersuchung sollen am Schluss auch Maßnahmen und Empfehlungen abgeleitet werden können um betriebsgefährdende Zustände zu vermeiden, aber auch Hinweise für Fernwärmeunternehmen gegeben werden, um eine sichere und stabile Versorgung der Kundenanlagen zu gewährleisten.

Das Fernwärmenetz und die Kraftwerksanlagen in Kirchdorf stehen als Beispiele für eine Menge von Anlagen in Österreich, vor allem auch in Deutschland. Der Aufbau und die

²⁶ Die Nenn-Frischdampf temperaturregelung beträgt 480 °C. Fällt die Frischdampf temperaturregelung unter 430 °C löst der Schnellschluss aus und die Turbine geht vom Netz.

Struktur Fernwärmenetze (dieser Größenordnung) und der Wärmeerzeugungseinheiten²⁷ in Mitteleuropa unterscheiden sich nicht wesentlich von den Anlagen in Kirchdorf. Es sollen und können daher die Simulationsmodelle, die modellhaft für die Anlagen in Kirchdorf erstellt werden, allgemein anwendbar sein.

Zusammengefasst stellen sich folgende Forschungsfragen:

1. Welche sind die kritischen Elemente in Fernwärmesystemen, wenn es zu periodischen Mengenschwankungen kommt?
2. Welche Auswirkungen auf die Betriebsweise eines Fernheizkraftwerkes haben periodische Mengenschwankungen?
3. Welchen Einfluss üben die Differenzdruckregler in realen Netzen auf die Temperatur bzw. Durchflussregelkreise aus?
4. Wie lässt sich die Funktion eines Differenzdruckreglers mit einem einfachen Modell nachbilden?
5. Wie lassen sich die hydraulischen Verhältnisse einer Umformstation mit einem einfachen Modell nachbilden?
6. Welche Rückwirkungen auf die vorgelagerten Fernwärmesysteme ergeben sich durch Anlagenelemente, die nicht entsprechend dimensioniert sind und wie können diese modellhaft gezeigt werden?
7. Wie lässt sich die Wirksamkeit von Abhilfemaßnahmen theoretisch ableiten?
8. Wie lassen sich die Auswirkungen der Abhilfemaßnahmen messtechnisch nachweisen?
9. Welche Schlüsse und welche Empfehlungen ergeben sich aus den Untersuchungen?

Die Antworten auf diese Fragen werden in der vorliegenden Arbeit gegeben, allerdings entspricht auf Grund des Themas ihr Aufbau und Gliederung nicht der Struktur der Forschungsfragen.

²⁷ insbesondere der KWK-Anlagen

3 Technische Anlagen

Die Stadt Kirchdorf an der Krems ist das wirtschaftliche und politische Zentrum des im Südosten Oberösterreichs liegenden Bezirkes Kirchdorf (Pyhrn-Priel-Region). Das sehr dicht verbaute Gemeindegebiet umfasst ca. 3 km² und knapp über 5000 Einwohner. Als Bezirksstadt ist Kirchdorf nicht nur Mittelpunkt der öffentlichen Verwaltung, sondern auch Zentrum der Schul- und Berufsausbildung.

Die Anfänge der Fernwärmeversorgung in Kirchdorf liegen nunmehr fast 40 Jahre zurück und sind eng mit dem Ausbau der kalorischen Stromerzeugung des ehemaligen Portlandzementwerkes Kirchdorf, Hofmann und Compagnie verbunden.

Bis 1977 versorgte dieses Unternehmen überwiegend aus eigenen Energieerzeugungsanlagen den gesamten südlichen Bereich des Bezirkes Kirchdorf mit elektrischer Energie. Der Ausbau dieser Anlagen war durch die niedrigen Rohenergiekosten Ende der 1960-iger Jahre und das Erdgasvorkommen im rund 15 Kilometer entfernten Feld Voitsdorf in Kremsmünster geprägt.

Zunächst wurde die bei der kalorischen Stromerzeugung anfallende Wärme nur für interne Heizungszwecke im Zementwerk und den Werkswohnungen verwendet. Zur Aufnahme der öffentlichen Fernwärmeversorgung kam es erst anlässlich der Erweiterung des Kraftwerks Anfang der 1970-iger Jahre. Der erste große Fernwärmekunde war das sich damals in Bau befindliche Krankenhaus Kirchdorf.

Im Jahr 1977 übernahm die Energie AG Oberösterreich (vormals Oberösterreichische Kraftwerke AG) die Stromversorgung der Zementwerke Hofmann Comp. Für die Fernwärmeversorgung von Kirchdorf wurde aus diesem Anlass eine eigene Gesellschaft, die Kirchdorfer Fernheizkraftwerk AG, gegründet, die sowohl das kalorische Kraftwerk, als auch das damals noch kleine Fernwärmenetz mit dem Ziel übernahm, die Wärmeversorgung in Kirchdorf weiter auszubauen.

Die Aktiengesellschaft wurde 1991 in eine Gesellschaft mit beschränkter Haftung - Fernwärme Kirchdorf - umgewandelt.²⁸ Unternehmensgegenstand war und ist die Errichtung und der Betrieb von Anlagen zur Erzeugung und Verteilung von Wärme und elektrischer Energie und die damit verbundenen Dienstleistungen.

Die Fernwärme Kirchdorf versorgt nicht nur Kunden im Stadtbereich von Kirchdorf, sondern auch in Teilen der Nachbargemeinden Micheldorf und Schlierbach.

Mittlerweile ist das Versorgungsgebiet bedeutend gewachsen. Über ein Leitungsnetz von rund 47 km werden zurzeit über 1300 Kunden versorgt. Der Verrechnungsanschlusswert beträgt mit Stand Ende 2008 knapp über 37,7 MW.

Im Lauf der letzten Jahre sind über 95 Prozent aller Heizungsanlagen im Versorgungsgebiet an das Fernwärmenetz angeschlossen worden. Damit liegt die Fernwärme Kirchdorf in der Anschlussdichte an der Spitze in Österreich.

Die Energie AG Oberösterreich Wärme GmbH betreibt in Kirchdorf ein Fernheizkraftwerk, das in mehreren Bauetappen errichtet wurde. Es steht direkt an der Gemeindegrenze Kirchdorf - Schlierbach, unmittelbar neben der Bahnstrecke Linz - Graz. [7]

²⁸ Im Jahr 2003 wurde die Fernwärme Kirchdorf mit den Fernwärmenetzen der Energie AG (Vöcklabruck und Riedersbach) zu einer Gesellschaft, der Energie AG Oberösterreich Wärme GmbH, verschmolzen.



Bild 3.1: Fernheizkraftwerk Kirchdorf (Südansicht)

3.1 Energieerzeugung

Die drei Hauptanlagen, bestehend aus zwei Dampfturbinen- und Dampfkesselanlagen und einer Heißwasserkesselanlage, wurden in verschiedenen Bauetappen errichtet. Die Dampfturbinen- und Dampfkesselanlage 1 wurde 1967 gebaut und 1973 mit der Dampfturbinen- und Dampfkesselanlage 2 erweitert.

Für den Fernwärmebetrieb im Sommer, zur Spitzenabdeckung und als Reserveanlage bei Störungen, wurden 1983 zwei Heißwasserkessel eingebaut und 1993 um einen dritten, größeren, ergänzt.

3.1.1 Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK's)

Die 64 bar, 480 °C-Anlage umfasst zwei Dampfkessel. Der wahlweise zu 100 % mit Heizöl Schwer oder Erdgas zu befeuernde 30-t/h-Eckrohrkessel (DK 1) ist primär der 6 MW Gegendruckturbine zugeordnet, während der 55-t/h-Flossenwandkessel (DK 2) ausschließlich mit Erdgas befeuert wird und die 10 MW Anzapfkondensationsturbine versorgt. Es besteht die Möglichkeit für gewisse Betriebsfälle die Zuordnungen von Kessel- und Turbinenanlage zu tauschen. Mit Einschränkungen können die Kessel auch auf eine gemeinsame Dampfschiene geschaltet werden.

Die 6 MW-Turbine wurde im Jahr 1986 durch Entfernen der drei letzten Schaufelreihen von einer Anzapfkondensationsturbine zu einer Gegendruckturbine umgebaut. Mit dem auch in diesem Jahr neu installierten Heizkondensator, der über eine Leistung von 21 MW_{th} verfügt, wird auch der größte Teil der Fernwärme erzeugt.²⁹

²⁹ Damit sank die max. elektrische Leistung von 6 MW (bei Kondensationsbetrieb) auf 5,4 MW bei max. Gegendruckbetrieb.

Bei dieser Anpassung musste auch die Turbinenregelung abgeändert und eine Wassereinspritzung eingebaut werden, um zu hohe Abdampftemperaturen am Graugussgehäuse zu vermeiden.



Bild 3.2: Dampfturbine 1 des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf/Krems

Der Kondensator der 10 MW_{el} Dampfturbine 2 wurde im Jahr 2000 durch einen neuen ersetzt, der wahlweise entweder zu 100 % über den Naturzugkühlturm oder über das Fernwärmenetz gefahren bzw. gekühlt werden kann. Diese Anlage wird im Wesentlichen bei elektrischen Leistungsengpässen eingesetzt, kann aber auf Grund der Konstruktion auch eingeschränkt für die Fernwärmeversorgung verwendet werden.

3.1.2 Heißwasserkesselanlage

Für den Sommerbetrieb sowie als Störungsreserve und zur Spitzenabdeckung steht eine Heißwasserkesselanlage zur Verfügung. Von den drei Dreizug-Flammrohr-Kesseln mit einer Leistung von 14, von 9,3 und 4,5 MW_{th} können die beiden kleineren wahlweise zu 100 % mit Heizöl Schwer oder mit Erdgas, der große nur mit Erdgas, betrieben werden.

3.1.3 Wärmerückgewinnung

Seit 1986 wird auch Wärme vom Kirchdorfer Zementwerk Hofmann bezogen. Diese Wärme wird der Kühlluft des Klinkers über einen Glattrohr-Luft-Wasser-Wärmetauscher mit einer Leistung von etwa 1,2 bis 1,5 MW_{th} entzogen. Diese wird direkt in der Heizzentrale des Kraftwerkes über einen Zwischenkreis ins Fernwärmesystem eingespeist. Der Sollwert der Vorlauftemperatur wird entsprechend der Fahrkurve des Fernwärmenetzes vorgegeben.

3.1.4 Brennstoffe

In den letzten Jahren wurde fast ausschließlich Erdgas eingesetzt. Der Anteil von Heizöl Schwer lag in den letzten Jahren unter 1,5 % des Gesamtenergieeinsatzes.

Als Besonderheit bezieht die Fernwärme Kirchdorf zwei Arten von Erdgas, normales Gas (Trockengas) und heimisches „Nassgas“ aus dem Raum Kremsmünster, das bei der Erdölförderung gewonnen wird.



Bild 3.3: Kondensator Dampfturbine 1 (Heizkondensator)

3.1.5 Technische Daten [8]

3.1.5.1 Dampferzeugung

Dampfkessel 1

Art	Eckrohrkessel mit Naturumlauf; 2 NO _x -arme Brenner
Hersteller	SGP (Simmering - Graz - Pauker)
Baujahr	1967
Brennstoff	Gas oder Heizöl Schwer
Frischdampfmenge	Maximum: 30 t/h Dauerbetrieb: 24 t/h
Frischdampfdruck	64 bar
Frischdampf Temperatur	480 °C
Kesselwirkungsgrad	> 89 %
Erdgasverbrauch	2.400 Nm ³ /h
Heizölverbrauch	2.300 kg/h

Dampfkessel 2

Art	Steilrohr – Strahlungskessel mit Naturumlauf
Hersteller	SGP (Simmering - Graz - Pauker)
Baujahr	1973
Brennstoff	Gas
Frischdampfmenge	Maximum: 55 t/h Dauerbetrieb: 44 t/h
Frischdampfdruck	64 bar
Frischdampf Temperatur	480 °C
Kesselwirkungsgrad	> 94,5 %
Erdgasverbrauch max,	4.800 Nm ³ /h

3.1.5.2 Stromerzeugung

Dampfturbine 1

Art	eingehäusige Kondensationsturbine; für Gegendruckbetrieb 1985 umgebaut
Hersteller	SGP (Simmering - Graz - Pauker)
Baujahr	1967; Umbau 1986
Nennleistung	6.062 kW
Drehzahl	8.000 min ⁻¹
Wärmeabgabe	23.000 kW

Dampfturbine 2

Art	eingehäusige Kondensationsturbine
Hersteller	SGP (Simmering - Graz - Pauker)
Baujahr	1973
Nennleistung	10.000 kW
Drehzahl	8.000 min ⁻¹

Generator 1

Hersteller	Garbe Lahmeyer & Co AG
Baujahr	1967
Nennleistung	7.500 kVA
Nennspannung	6.150 V
Drehzahl	1.500 min ⁻¹

Generator 2

Hersteller	Garbe Lahmeyer & Co AG
Baujahr	1974
Nennleistung	15.000 kVA
Nennspannung	6.150 V
Drehzahl	1.500 min ⁻¹

3.1.5.3 Wärmeerzeugung

Heißwasserkessel 1

Art	Flammrohr - Rauchrohr - Dreizugkessel
Hersteller	LOOS
Baujahr	1983
Brennstoff	Gas oder Heizöl Schwer
Nutzwärmeleistung	5.000 kW
Betriebsdruck (max.)	13 bar
Vorlauftemp. (max.)	160°C

Heißwasserkessel 2

Art	Flammrohr - Rauchrohr - Dreizugkessel
Hersteller	LOOS
Baujahr	1983
Brennstoff	Gas oder Heizöl Schwer
Nutzwärmeleistung	10.000 kW
Betriebsdruck (max.)	16 bar
Vorlauftemp. (max.)	160°C

Heißwasserkessel 3

Art	Flammrohr – Rauchrohr – Dreizugkessel
Hersteller	LOOS
Baujahr	1993
Brennstoff	Gas
Nutzwärmeleistung	14.000 kW
Betriebsdruck (max.)	15 bar
Vorlauftemp. (max.)	160°C

3.1.5.4 Brennstoffe

Brennstoff	Heizwert	Versorgung
Erdgas	10,53 kWh/Nm ³	kontinuierliche Anlieferung durch OÖ Ferngas AG (Econgas)
Heizöl Schwer	11,30 kWh/kg	3 Lagertanks (max. Lagermenge 1.500 Tonnen)

Tabelle 3.1: Technische Daten der Anlagen des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf/Krems

3.1.6 Hydraulikschema des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf

Das stark vereinfachte hydraulische Schaltschema der Wasser- und Dampfkreisläufe der Dampfturbinen-, Dampfkessel- und der Heißwasserkesselanlagen des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf ist in der Abbildung 3.1 dargestellt.

Dabei wurden nur die wesentlichen Anlagenelemente der Wasser- und Dampfkreisläufe eingetragen. Dargestellt sind auch die Brennstoffversorgungen – Gas und Heizöl Schwer – und die wichtigsten Fernwärmeumwälzpumpen.

Auch die möglichen dampfseitigen Betriebsmöglichkeiten sowie die verschiedenen Arten der Wärme- und der Stromerzeugung können daraus entnommen werden. Eine Besonderheit stellt der Kondensator der Dampfturbinenanlage 2 dar. Im Normalbetrieb wird diese als Kondensationsanlage betrieben, wobei die Kühlung über den Naturzugkühlturm erfolgt. Dabei wird das Kühlwasser je nach Außentemperatur um rund 7 bis 10 °C abgekühlt. Das dabei verdunstete Wasser wird durch das Brunnenwasser des Kraftwerksbrunnen ersetzt.

Ersichtlich ist darin auch die Einspeisemöglichkeit der Wärmerückgewinnungsanlage des Kirchdorfer Zementwerkes.³⁰

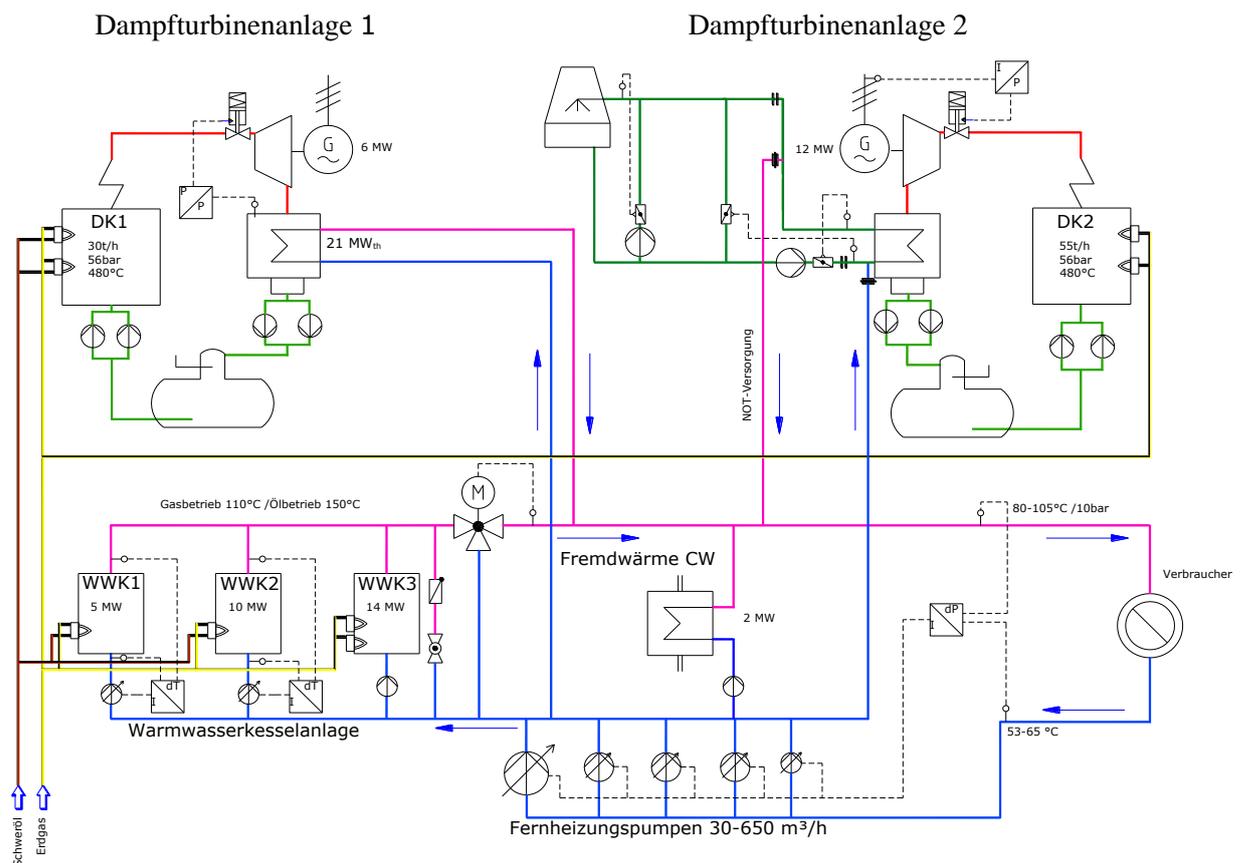


Abb. 3.1: Vereinfachtes hydraulisches Anlagenschema der Kraftwerksanlagen des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf (Wasser-Dampfkreisläufe)

³⁰ Fremdwärme CW

3.2 Betriebsdaten

Die Entwicklung und die Betriebsweise der Kraftwerksanlage zeigt die nachstehende Tabelle 3.2. Daraus ist ersichtlich, dass in den letzten Jahren die Dampfturbinenanlage 2, die ausschließlich³¹ zur Stromerzeugung verwendet wird, wegen ihres niedrigen elektrischen Wirkungsgrades³² nicht zum Einsatz kam.

Der KWK-Anteil liegt bei der Eigenerzeugung im Bereich von 72 - 77 %. Der Gesamtwirkungsgrad der Dampfkessel- und Turbinenanlage 1 beträgt etwa 85 - 87 % des eingesetzten Brennstoffes (bezogen auf H_u).

Betriebsdaten		1999	2006	2007
Wärmeerzeugung gesamt	MWh	63.159	66.847	60.787
DT 1	MWh	38.907	43.879	37.025
DT 2	MWh	0	0	0
WWK 1	MWh	4.776	4.639	3.674
WWK 2	MWh	8.881	6.320	8.975
WWK 3	MWh	421	2.852	1.530
WRG Zementwerk	MWh	10.174	9.157	9.583
KWK-Anteil	%	73	76	72
Stromerzeugung gesamt	MWh	10.934	11.757	9.612
DT 1	MWh	10.934	11.757	9.612
DT 2	MWh	0	0	0
Energieeinsatz gesamt	MWh (H_u)	74.086	77.710	68.728
Erdgas	MWh (H_o)	81.362	85.777	75.887
Heizöl S	t	47	14	10
Gesamtwirkungsgrad DT 1	%	85	89	88
Heizgradtage		3.319	3.575	3.189
Wärmeverkauf	GWh	50,90	52,93	49,57
Anschlusswert	MW	36,34	37,39	37,54
Kundenanschlüsse gesamt		1.143	1.337	1.351
Fernwärmenetzlänge gesamt	km	41,41	47,20	47,70
Primärnetz	km	17,40	20,70	21,06
Sekundärnetz	km	24,00	26,50	26,64

Tab. 3.2: Betriebsdaten der Fernwärme Kirchdorf für die Jahre 1999, 2005 und 2006³³

Vergleicht man die unterschiedlichen Jahre, so ist deutlich der Einfluss der Heizgradtage (HGT) und damit der mittleren Außentemperaturen im Winter ersichtlich.

³¹ Ein Betrieb zur Fernwärmeerzeugung mit einer maximalen Vorlauftemperatur von 90 °C ist im Notfall möglich.

³² Er liegt etwa bei 26 %.

³³ Die Werte sind Jahreswerte eines Kalenderjahres und nicht die eines Geschäftsjahres.

Die Heizgradtage errechnen sich als Summe der Differenzen der Raumtemperatur (20 °C) minus dem Tagesmittel der Außentemperatur³⁴. Die Heizgrenztemperatur beträgt in Österreich 12 °C. (Außentemperaturen darüber gehen daher nicht mehr in die Ermittlung ein.)

3.3 Fernwärmeversorgung

3.3.1 Fernwärmenetz

Das Fernwärmenetz der Fernwärme Kirchdorf ist als klassisches Zweileiternetz mit Vorlauf- und Rücklaufleitung ausgeführt.

Der größte Teil der Kunden in Kirchdorf werden – im Gegensatz zu der in Mitteleuropa üblichen indirekten Anschlussart – aus Preisgründen größtenteils über Sekundärnetze direkt mit Wärme versorgt. Die Trennung der Netze erfolgt über größere zentrale Umformstationen (Aufbau Abb. 3.2). Diese Umformstationen werden aus dem Primärnetz gespeist, das auf einen Nenndruck von 16 bar ausgelegt ist und derzeit mit maximal 11 bar betrieben wird. Die Vorlauftemperatur des Primärnetzes beträgt maximal 105 °C bis 107 °C, die Rücklauftemperatur ca. 60 °C bis 65 °C.

Die Sekundärnetze sind auf eine Vorlauftemperatur von 80 °C und einem Nenndruck von 6 bar ausgelegt und werden vom Wärmeversorger errichtet und auch betrieben. Der Betriebsdruck dieser Sekundärnetze beträgt maximal 3,5 bar. Über diese Sekundärnetze werden rund drei Viertel der Kundenanlagen direkt versorgt. Zurzeit sind über 220 Kundenanlagen, vor allem alle Großkunden, mit eigenen Umformstationen ausgestattet.

Das Primärnetz ist derzeit³⁵ 21,3 Trassenkilometer³⁶ und das Sekundärnetz 26,8 Kilometer lang. Das Fernwärmenetz besteht zum größten Teil aus vorisolierten Stahlrohren mit Kunststoffaußenmantel und PU-Schaumisolierung (KMR), die direkt im Erdreich verlegt sind. Rund 1,6 Trassenkilometer, der älteste Teil des Primärnetzes, sind in klassischer Haubenkanalbauweise verlegt.

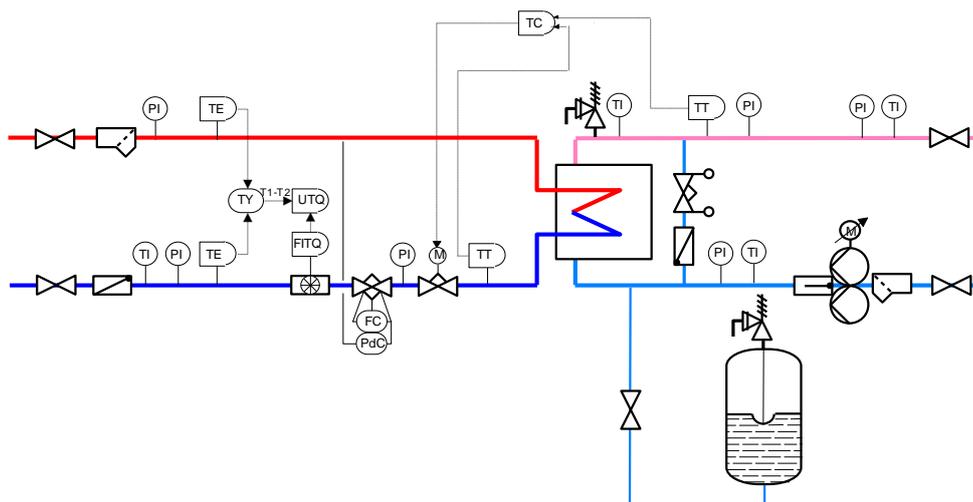


Abb. 3.2: Schema einer fernwärmeeigenen Umformstation für ein Sekundärnetz

³⁴ Nach der Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik Wien errechnet sich die mittlere Tagestemperatur: $\vartheta_m = (\vartheta_{7.00} + \vartheta_{19.00} + \vartheta_{\max} + \vartheta_{\min})/4$

³⁵ Stand 1.1. 2009

³⁶ Trassenkilometer: Kilometer Trasse (Vorlauf- und Rücklaufleitung)

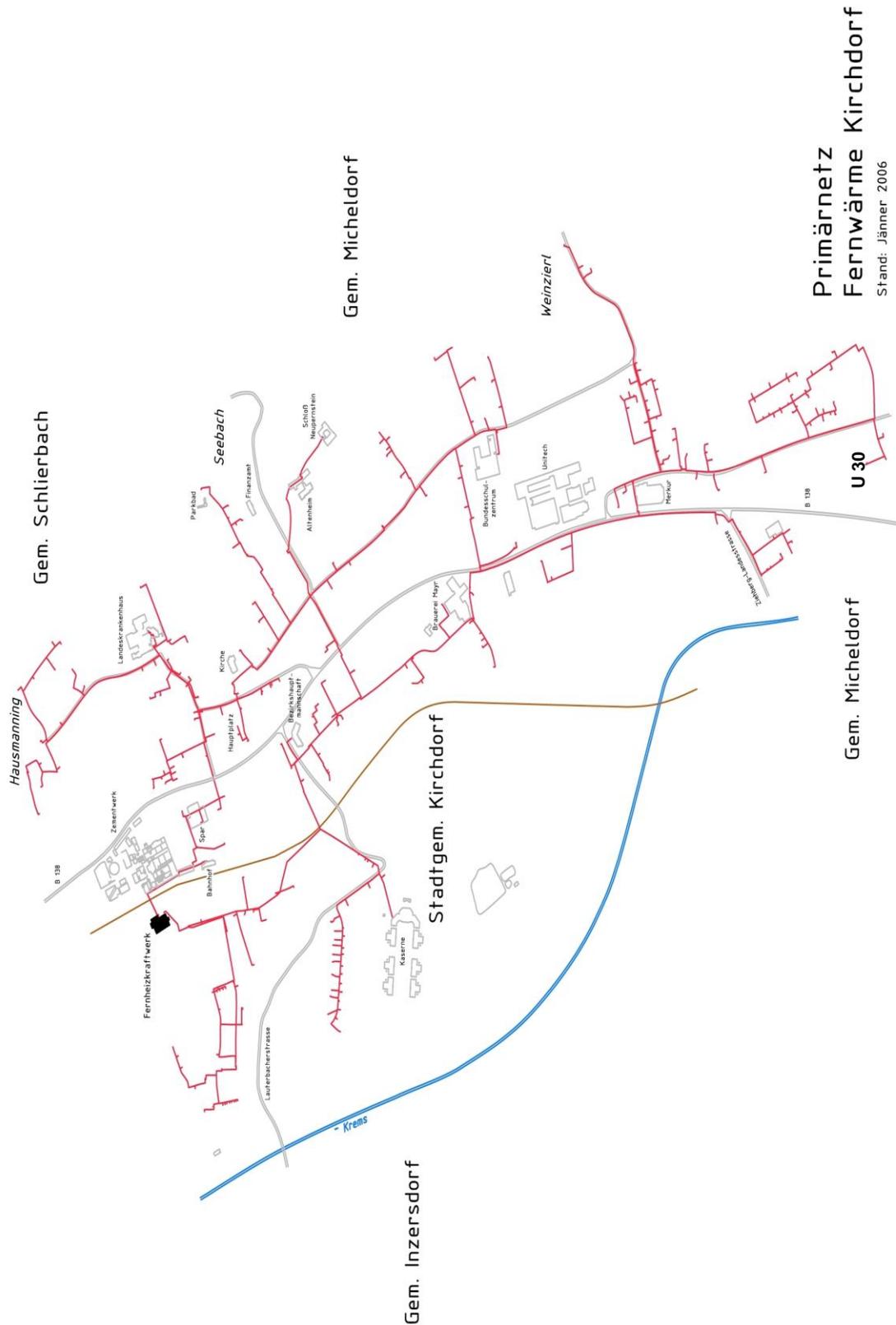


Abb. 3.3: Netzstruktur des Primärnetzes der Fernwärme Kirchdorf (Stand Ende 2006)

3.3.2 Kundenanlagen

3.3.2.1 Primäranschluss

Gemäß den technischen Anschlussbedingungen der Fernwärme Kirchdorf endet das Eigentum des Wärmeversorgers mit den nach dem Eintritt ins Gebäude gesetzten Absperrarmaturen. Das Anschlussschema (Abb. 3.4) zeigt die erforderliche Mindestausstattung einer Umformstation, bestehend aus Wärmetauscher, Mengendifferenzdruckregler³⁷ (für die Begrenzung der maximalen Durchflussmenge gemäß Wärmelieferungsübereinkommen), Regelung mit Durchgangsregelventil, Wärmezähler (wird vom Wärmeversorger beigestellt), sowie den erforderlichen Druck- und Temperaturanzeigen und den Absperrarmaturen. [9]

Die am Mengenregler³⁸ einzustellende max. Durchflussmenge \dot{m} wird wie folgt ermittelt:

$$\dot{m} = \frac{AW}{c_p \cdot \Delta\vartheta} \quad (3.1)$$

Den Aufbau einer Primärstation zeigt nachstehende Abbildung 3.4:

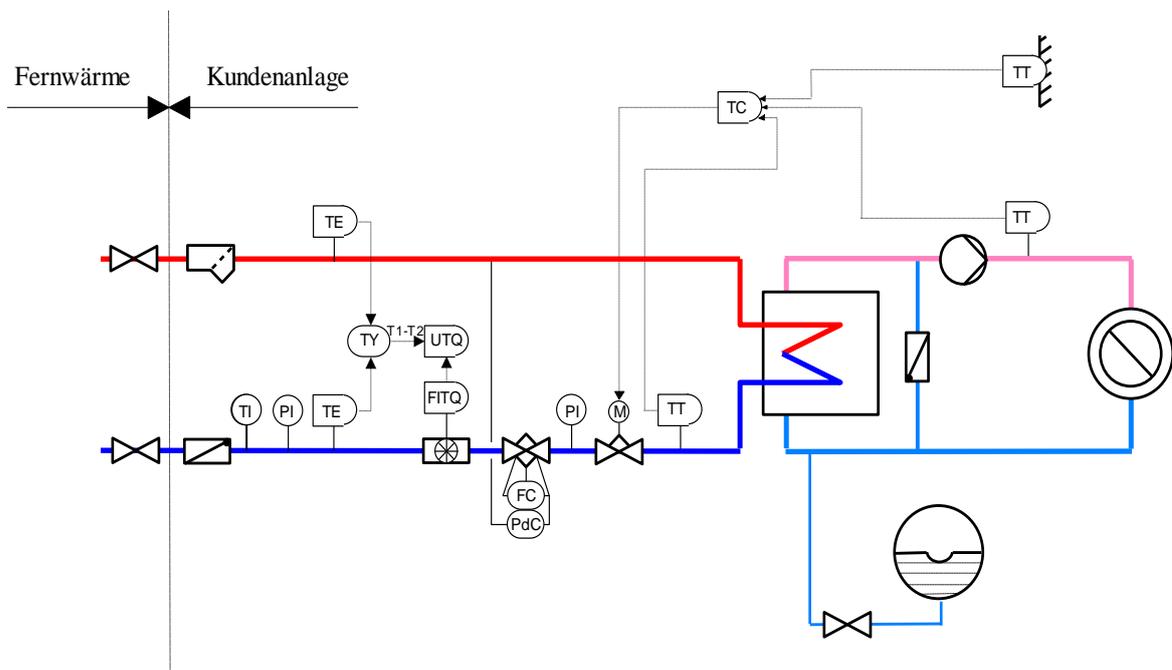


Abb. 3.4: Schema Primäranschluss - Mindestanforderung

³⁷ Beim Primäranschluss ist laut Wärmelieferungsübereinkommen die Mindesttemperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf mit 30 °C festgelegt.

³⁸ Die maximale Durchflussmenge wird über den hydraulischen Geber des Wärmemengenzählers gemessen. Sie bildet im Normalfall die Basis für die Ermittlung des jährlichen Leistungspreises. Bei der Fernwärme Kirchdorf wird zwischen dem (erworbenen) Anschlusswert, dem Verrechnungsanschlusswert und dem eingestellten Anschlusswert unterschieden. Im Normalfall sind der eingestellte Wert und der für den Leistungspreis maßgebliche Wert gleich.

3.3.2.2 Sekundäranschluss

Bei einem Sekundäranschluss wird die Objektheizung direkt – ohne Systemtrennung – ans Fernwärmenetz angeschlossen. Die technischen Mindestanforderungen sind dem nachstehenden Anschlussschema entnommen, wobei abweichend von einem Primäranschluss auf die Gegebenheiten bei der Umstellung einer bestehenden Heizungsanlage (Altanlage) Rücksicht zu nehmen ist.

Mindestanforderungen sind nach den Hauseintrittsarmaturen die Mengendifferenzdruckregel-einrichtung³⁹ für die Begrenzung der maximalen Durchflussmenge (gemäß Wärmelieferungsübereinkommen), der Rücklauf-temperaturbegrenzer⁴⁰, Regelung mit Regelventil, Wärmezähler (wird vom Wärmeversorger beigestellt) sowie den erforderlichen Druck- und Temperaturanzeigen und den Absperrarmaturen. [9]

Die am Mengenregler einzustellende max. Durchflussmenge wird gemäß (3.1) ermittelt und wie beim Primäranschluss für die Einstellung über den hydraulischen Geber des Wärmemengenzählers gemessen. Sie ist dann die Basis für die Berechnung des jährlichen Leistungspreises.⁴¹

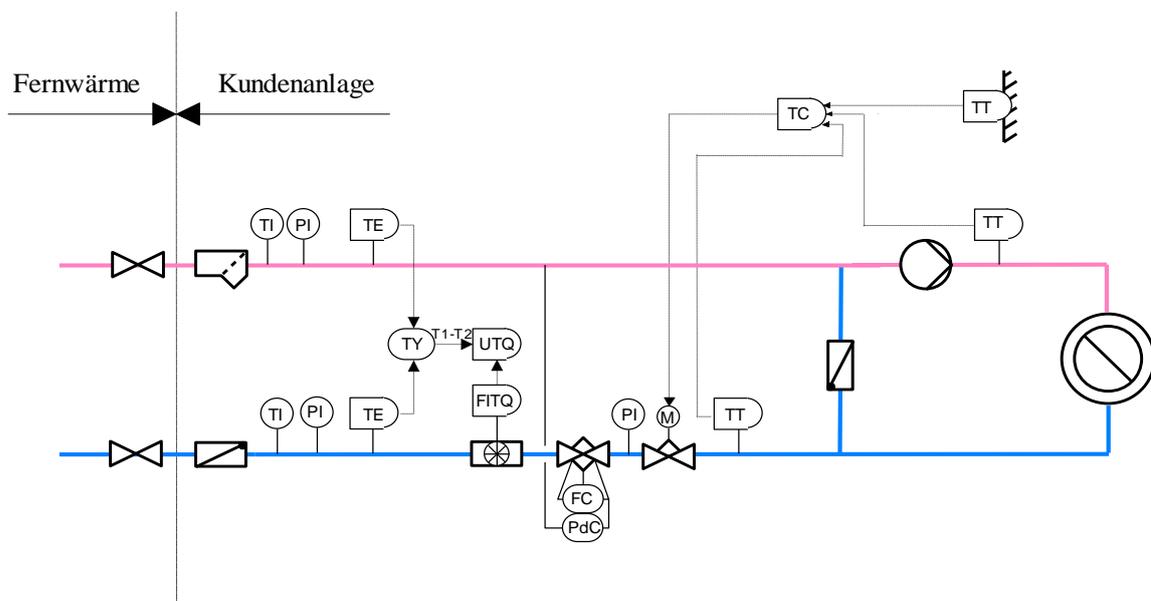


Abb.: 3.5: Schema Sekundäranschluss - Mindestanforderungen

³⁹ Beim Sekundäranschluss ist laut Wärmelieferungsübereinkommen die Mindesttemperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf mit 20 °C festgelegt.

⁴⁰ Die Rücklauf-temperaturbegrenzung kann auch über die Temperaturregelung erfolgen.

⁴¹ Unterschieden werden muss, wie beim Primäranschluss, zwischen dem erworbenen Anschlusswert, dem Verrechnungsanschlusswert und dem eingestellten Anschlusswert.

4 Wärmeezeugung Kraftwärmekopplung

Wie in Abschnitt 3 gezeigt, wird über 70 % der im Jahr für den Fernwärmebetrieb erzeugten Wärme im KWK-Betrieb über den Heizkondensator der Dampfturbinenanlage 1 aufgebracht. Normalerweise erstreckt sich diese Betriebsweise – bedingt durch die Größe und Auslegung der Gegendruckanlage – von Mitte Oktober bis Anfang April des Folgejahres.

4.1 Technische Daten des Heizkondensators

Die Wärmeübertragung vom Dampfkreislauf – Abdampf der Turbine – auf den Warmwasserkreislauf der Fernwärme erfolgt über den vierzügigen Heizkondensator mit einer Nennleistung von 21 MW_{th} (siehe Abb. 3.1 und Bild 3.3) mit folgenden technischen Daten:

Fläche	m ²	442,34
Rohranzahl		2200
Rohrlänge	mm	4000
Außendurchmesser	mm	16,0
Innendurchmesser	mm	13,0
Flusszahl (Züge)		4
Mantelinnendurchmesser	mm	1400,0
Rohrplattenstärke	mm	65,0
Rohrmaterial		St 35.8/I

Tab. 4.1: Technische Daten des Heizkondensators

Für nachstehende Lastfälle liegen die Auslegungsdaten detailliert vor, sodass eine Abschätzung der Übertragungsgeschwindigkeit von Durchflussänderungen auf der Rohrseite auf den Mantelraum und damit auf die Dampfmenge und Kondensationstemperatur in Punkt 4.4. möglich ist.

Lastfall		I	II	III
Gesamtleistung	MW	20,396	20,349	6,553
Dampfmenge	kg/s	9,10	8,93	2,85
Abdampfdruck	bar	1,30	0,94	0,80
Dampftemperatur	°C	107,00	98,00	93,00
Wärmeübergang (mantelseitig)	kW/m ² K	19,498	18,340	16,521
Wassermenge (Fernwärme)	kg/s	120,98	157,44	60,84
Wassergeschwindigkeit	m/s	1,71	2,20	0,86
Eintrittstemperatur	°C	65,00	65,00	65,00
Austrittstemperatur	°C	104,00	95,0	90,00
Wärmeübergang (rohrseitig)	W/(m ² K)	11478,20	13751,90	6326,00
log. Temperaturdifferenz ⁴²	°C	14,78	12,51	11,19

Tab. 4.2: Daten des Heizkondensators bei verschiedenen Lastfällen

⁴² $\Delta\vartheta_{\log} = (\Delta\vartheta_1 - \Delta\vartheta_2) / \ln(\Delta\vartheta_1 / \Delta\vartheta_2)$

4.2 Durchflussschwankungen

Die Laständerungen, die sich durch die Durchflussänderungen am Heizkondensator, wie in Abschnitt 2 (Problemstellung und Zielsetzung) beschrieben, auf die Dampfturbinen- und Dampfkesselanlage auswirken, zeigen beispielhaft die Abbildungen 4.1 und 4.2.

Aus den Kurvenverläufen⁴³ sind die Änderungen des Regelöldruckes der Frischdampfventile der Dampfturbine 1 ersichtlich, wobei nur der Bereich von 1,28 bis 4,28 bar (entspricht 0 bis 100 %) dargestellt ist.⁴⁴ (Damit sind alle Werte um den Faktor 0,7 abzumindern.)

Aus diesen Verläufen sind die Lastschwankungen und vor allem die Laständerungsgeschwindigkeiten ermittelbar. Außerdem können, bei Annahme von konstanten Kondensationstemperaturen und einer stabilen Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes, direkte Rückschlüsse auf die Änderungen der Durchflussmengen im Heizkondensator und damit auf die Umwälzmengen im Fernwärmenetz gezogen werden. Diese sind praktisch direkt proportional dem Regelöldruck des Turbinenreglers und damit auch proportional den Stellgrößen für die Frischdampfregelventile.

(Nicht dargestellt ist der Verlauf der Vorlauftemperatur des Heizkondensators. Er war in den gezeigten Intervallen sehr konstant und stabil und lag zwischen 93 °C bis 94 °C. Die Eintrittstemperatur betrug konstant 65 °C. Die Außentemperatur lag bei + 3 °C, die Leistung der Turbine im Bereich von 3 bis 3,5 MW.)

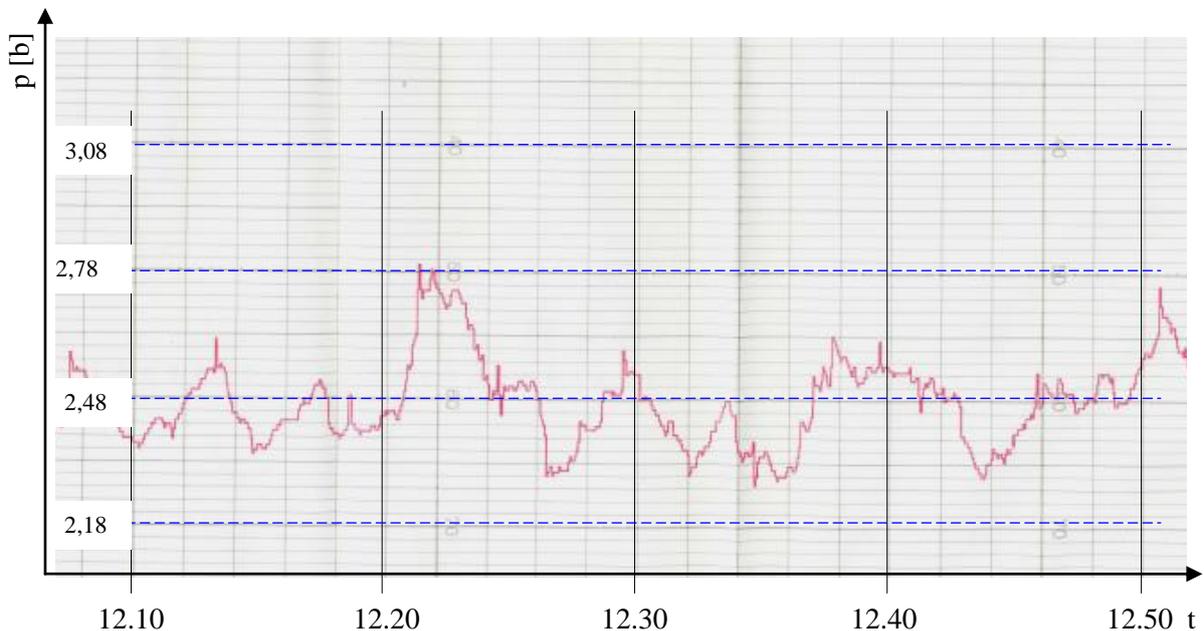


Abb. 4.1: Zeitlicher Verlauf des Regelöldruckes der Dampfturbine 1 bei konstanten Fernwärmeverlauf- und Rücklauftemperaturen⁴⁵ im Bereich von 2,18 bis 3,08 b (Messbereiches 1,28 bis 4,28 b)

⁴³ Diese Daten stammen von einer Messung am 19.12. 1999, Außentemperaturen 3,7/-2,4 °C.

⁴⁴ Der Regelbereich des Regelöldruckes beträgt 0 bis 4,28 bar. Der Messbereich umfasste 0 bis 3 bar, wobei der Nullpunkt mit 1,28 bar eingestellt war. Bei der Aufzeichnung entsprechen 100 % einem Regelöldruck von 1,28 bar, 0 % daher 4,25 bar.

⁴⁵ Die Prozentwerte der y-Achse stimmen nur bedingt. Die Differenz ist um den Faktor 0,7 zu vermindern.

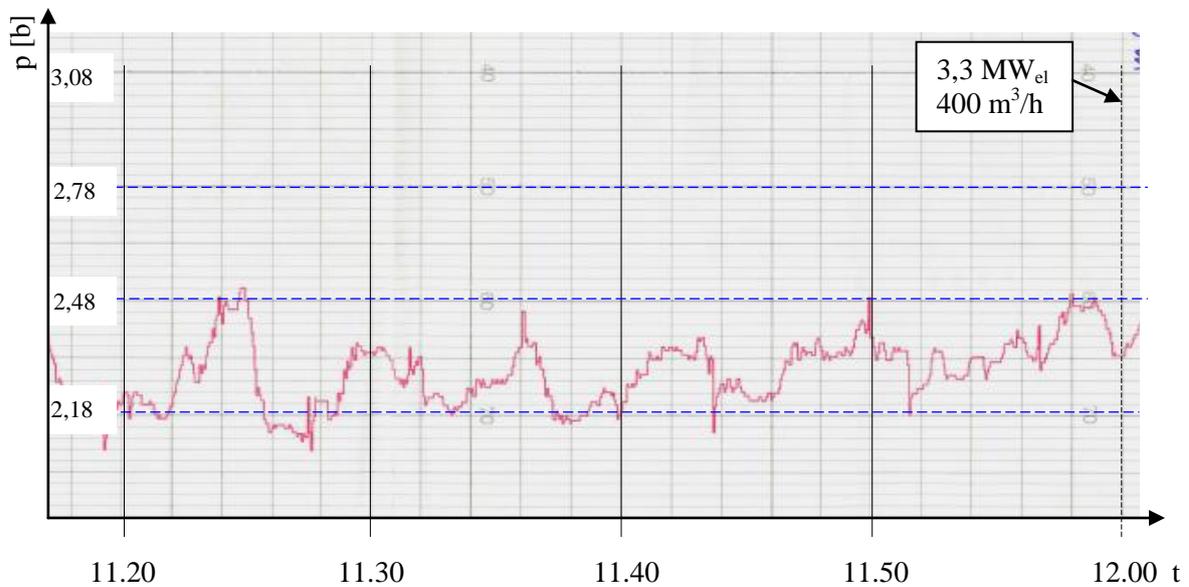


Abb. 4.2: Zeitlicher Verlauf des Regelöldruckes der Dampfturbine 1 bei konstanten Fernwärmeverlauf- und Rücklauftemperaturen⁴⁶

4.3 Auswirkung der Schwingungen auf die Regelkreise

In Abbildung 4.3 sind die wichtigsten Regelkreise des gesamten Prozesses der Dampfturbinenanlage⁴⁷ 1 dargestellt. Daraus sind die Komplexität, die gegenseitige Beeinflussung und die Abhängigkeiten der Systeme und Einheiten deutlich ersichtlich.

Im Folgenden werden die wichtigsten Regelkreise der DT 1 und des DK 1 beschrieben.

4.3.1 Austrittstemperatur Heizkondensator (PRC-3)

Die Leistung des Wärmetauschers wird bei fester Vorlauf- und konstanter Fernwärmerrücklauf-temperatur durch die Wassermenge, die durch den Wärmebedarf der Fernwärmekundenanlagen (Fernwärmenetz) vorgegeben wird, bestimmt.

Der Sollwert der Vorlauf-temperatur der Fernwärme – Austrittstemperatur des Heizkondensators – wird in Abhängigkeit von der Außentemperatur entsprechend einer festen Fahrkurve geregelt und bestimmt den Abdampfdruck (Kondensationstemperatur) der Turbine. Damit ergeben sich aber automatisch auch die Frischdampfmenge und die elektrische Leistung der Turbine. Die Leistungsregelung erfolgt durch vier hydraulisch (Turbinenöl) angesteuerte Frischdampfventile, die in Sequenz – mit einer entsprechenden Überdeckung – geschaltet sind. Die Stellgröße entspricht dem Turbinenöldruck (Regelbereich 0 bis 4,28). Durch die Konstruktion dieser Frischdampfventile und der Aufteilung auf vier Bereiche wird ein in etwa lineares Regelverhalten erreicht, d.h. die Öffnung der Ventile entspricht der Dampfmenge und damit auch der Turbinenleistung⁴⁸.

⁴⁶ Die Prozentwerte der y-Achse stimmen nur bedingt. Die Differenz ist um den Faktor 0,7 zu vermindern.

⁴⁷ Auf die Darstellung der DT 1- und DK 1- Anlage wurde verzichtet, da die Kesselanlage ident aufgebaut ist und damit für die Problemstellung keine zusätzlichen Informationen bietet.

⁴⁸ Voraussetzungen dafür sind ein konstanter Frischdampfdruck und eine konstante Frischdampf-temperatur

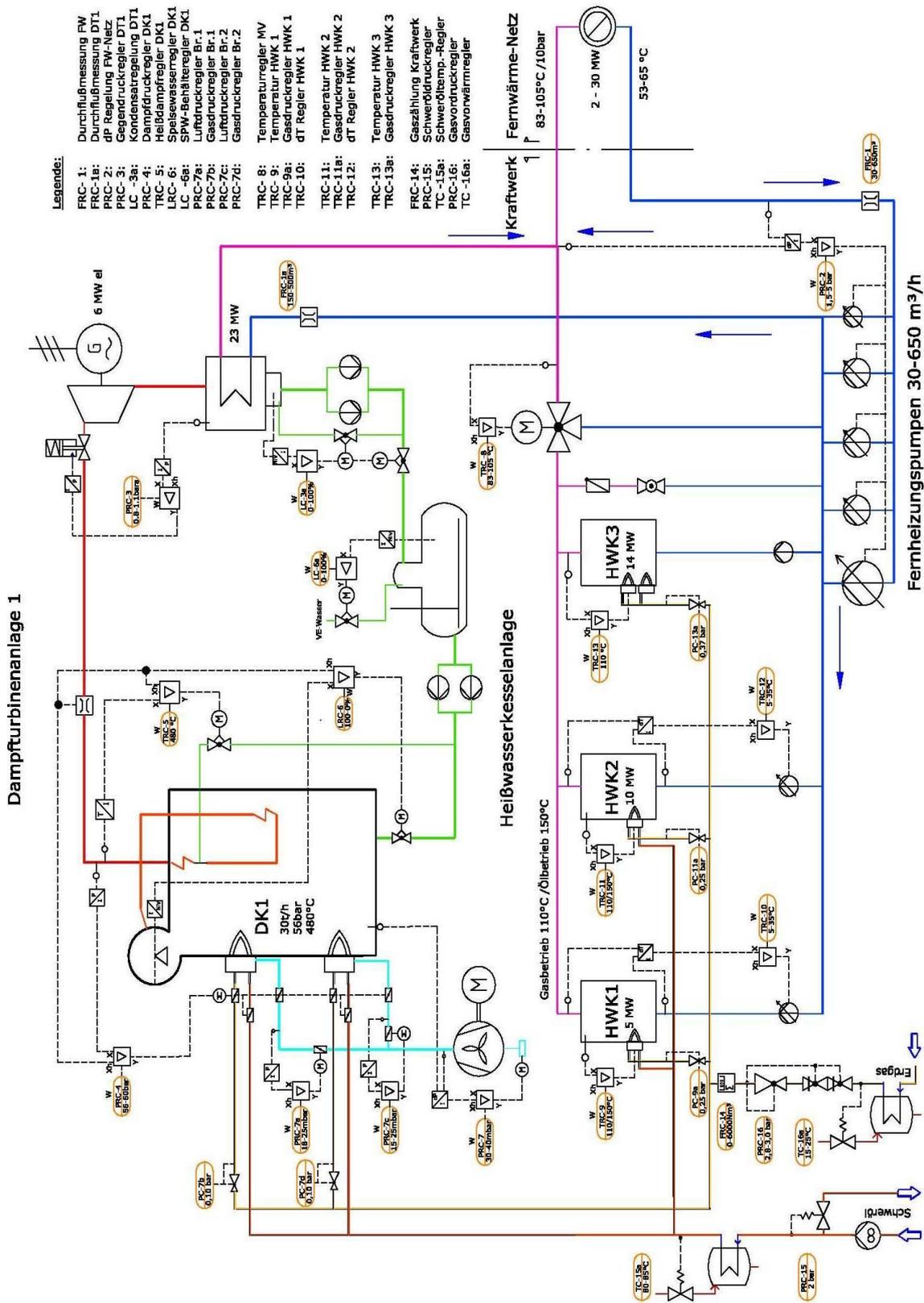


Abbildung 4.3: Regelschema des Fernheizkraftwerkes Kirchdorf (Dampfkessel- und Dampfturbinenanlage 1)

4.3.2 Frischdampfdruckregelung (PRC-4)

Über den Frischdampfdruckregler wird der erforderliche Dampfdruck – im Regelfall 60 b – gehalten. Er wirkt auf die Brennstoffversorgung (Erdgas oder Heizöl) und auf die Luftmengenregelung. Als Störgröße geht die Dampfmenge in den Regelkreis ein.

4.3.3 Heißdampfregelung (TRC-5)

Die erforderliche Dampf Temperatur liegt im Normalzustand bei 480 °C. Geregelt wird sie durch den Heißdampfregler, der auf das Einspritzventil des Kühlers wirkt. Gleichzeitig geht aber auch die Dampfmenge wie beim Frischdampfdruckregelkreis (PRC 4) als Störgröße ein.

4.3.4 Speisewasserregelkreis (LRC-6)

Das Niveau in der Dampftrommel der Kesselanlage wird durch die Drosselregelung der Speisewassermenge gehalten. Als Störgröße ist der Dampfdruck aufgeschaltet. Die Regelgröße ist die Speisewasserdurchflussmenge. Der Regelbereich beträgt 10 t bis 30 t Dampf pro Stunde.

4.3.5 Ablaufregelung Heizkondensator (LC-3a)

Im Heizkondensator wird der Abdampf der Turbine durch die Fernwärme kondensiert. Das ablaufende Kondensat wird im Hotwell gesammelt. Das Niveau wird durch die Ablaufregelung durch Drosselung der Kondensatwassermenge bzw. Regelung der Bypassmenge auf dem erforderlichen Stand gehalten.

4.3.6 Niveauregelung Speisewasserbehälter (LC-6a)

Das Kondensat wird im Speisewasserbehälter gesammelt und entgast. Die Speisewasserregelung sorgt durch Nachspeisung von vollentsalztem Wasser für den entsprechenden Wasserstand im Speisewassertank.

4.3.7 Differenzdruckregelung Fernwärmenetz (PRC-2)

Bei den Fernwärmekundenanlagen ist für eine optimale Funktion der Regeleinrichtungen am Umformstationseintritt ein Minstdifferenzdruck von 0,5 bar erforderlich. Üblicherweise wird dieser durch entsprechende drehzahlgeregelte Fernwärmenetzpumpen gehalten.

Der Differenzdruck des Netzes wird oft am Kraftwerksausgang gemessen, wobei dann der Fernwärmebetreiber den am schlechtesten versorgten Punkt seines Fernwärmenetzes entweder durch Erfahrung, durch hydraulische Nachbildung und/oder durch Übertragung des Differenzdruckes der wichtigsten (gefährdeten) Umformstationen feststellt.

Eine andere Möglichkeit ist, den Differenzdruck bei mehreren Netzschlechtpunkten zu erfassen, zu übertragen und direkt auf die Drehzahlregelung der Netzpumpen aufzuschalten.⁴⁹

In den Sommermonaten ist bei der Fernwärme Kirchdorf die kleine „Sommerpumpe“, in der Übergangszeit eine der drei mittleren Fernheizpumpen und im Winter die „Winter-

⁴⁹ Im Kraftwerk Kirchdorf wurde bis Mitte 2008 der Ausgangsdruck des Fernwärmenetzes geregelt, seitdem nach dem niedrigstem Wert von drei Übertragungswerten an den Netztenden.

pumpe“ im Einsatz (Abb. 11.1). Für Extremfälle oder im Störfall können Pumpen parallel oder auch in Serie gefahren werden. Alle Pumpen sind mit spannungsgeführten Frequenzumformer drehzahl geregelt.⁵⁰ Der Sollwert wird entsprechend den Erfordernissen vorgegeben und über den Differenzdruckregler (PRC-2) gehalten.

Auf Mengenschwankungen im Fernwärmenetz wird somit durch die Regelung der Frequenz und damit mit der Drehzahl der Umwälzpumpe unmittelbar reagiert. Jede Mengenänderung wird über die Messeinrichtung FRC-1a aufgezeichnet und ist auch aus den mitprotokollierten Abdampfdruckwerten des Heizkondensators, des Regelöldruckes der Dampfturbine sowie der Messblende, die die Frischdampfmenge erfasst, ersichtlich.

4.3.8 Vermaschung und Beeinflussung der Regelkreise

Die Beeinflussung und Auswirkungen der einzelnen Strecken und Parameter bis zum letzten Regelkreis zeigt die nachstehende Abbildung 4.4. Dabei wird von einer Laständerung im Fernwärmenetz ausgegangen. Diese bewirkt – bei gleicher Vorlauftemperatur und stabilen Druckverhältnissen – eine Änderung der Durchflussmenge durch den Heizkondensator der Dampfturbine 1.

⁵⁰ siehe auch Pkt. 11.1

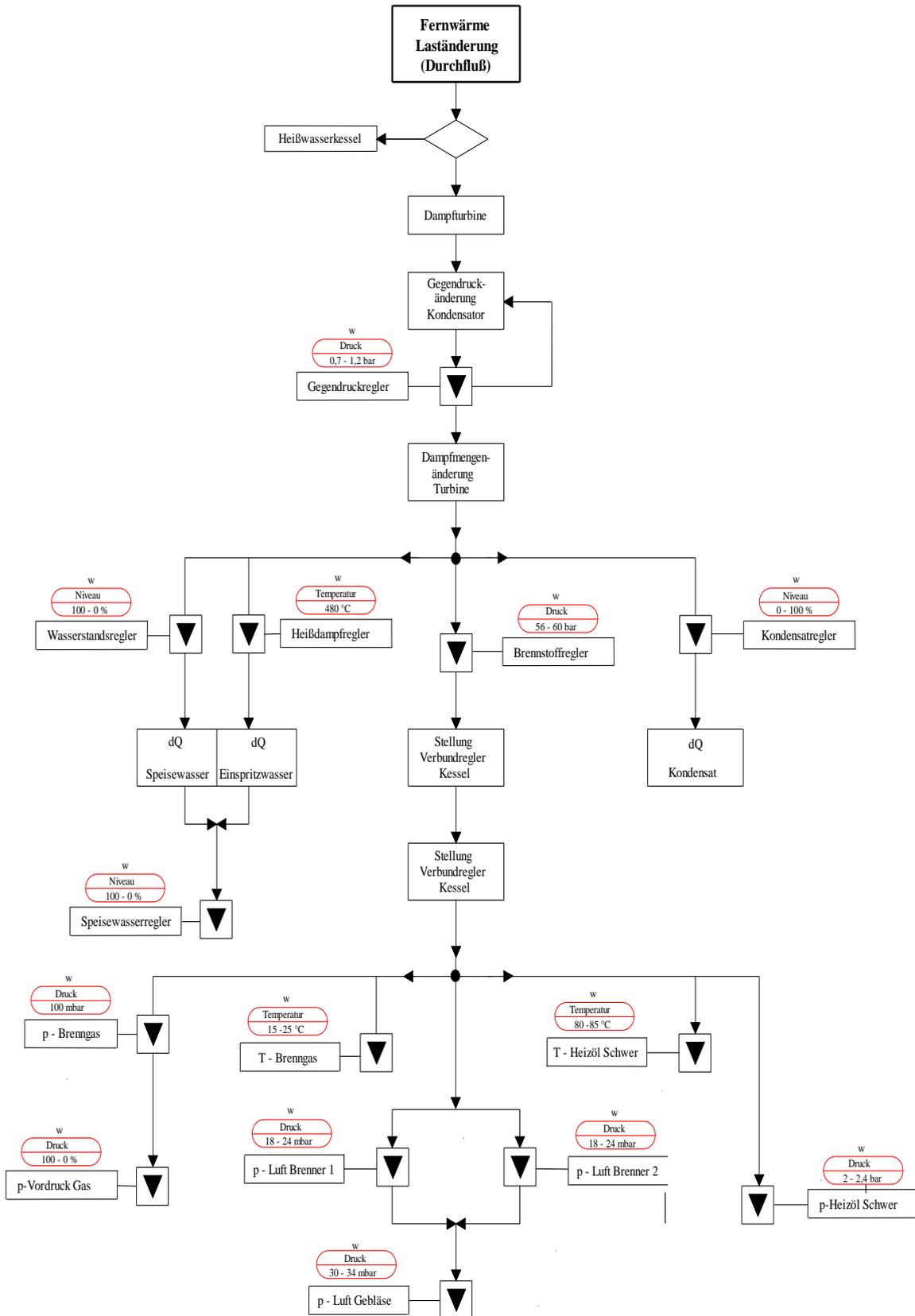


Abbildung 4.4: Regelfluss-Pyramide

4.4 Wärmeübertragung Dampfkreislauf - Warmwassernetz

Im Folgenden wird versucht, die ungefähre Geschwindigkeit bzw. die Zeit zu ermitteln, in der sich Durchflussänderungen des Fernwärmenetzes von der Wasserseite des Kondensators auf den Dampfraum und in Folge auf die Turbine und Kesselanlage auswirken.

Für die Berechnung des Wärmeüberganges eines Dampf-Wasser-Wärmetauschers werden in der Literatur verschiedene Methoden vorgeschlagen.⁵¹ Die Abschätzung der Übertragungsgeschwindigkeit soll nur zeigen, dass sich Änderungen unmittelbar auf die dahinterliegenden Anlagen weder zeitverzögert noch stark gedämpft auswirken. Deshalb wurden bei der Ermittlung die Methoden, die im VDI-Wärmeatlas [10] und in [11] dargestellt sind, angewandt.

Berechnet man bei einer sprunghaften Änderung des Massenstroms durch den Wärmetauscher von 102,5 kg/s (ca. 380 m³/h) auf 113,3 kg/s (ca.420 m³/h) die Temperaturen⁵², so ergibt sich nachstehende Werte⁵³ (Tab. 4.3).

		1	2
Wärmeleistung	MW	13,260	13,260
Eintrittstemperatur	°C	65,00	65,00
Austrittstemperatur	°C	95,00	92,16
Kondensationstemperatur	°C	98,00	98,00
Massenstrom	kg/s	102,50	113,30
Wärmeübergang innen	kW/(m ² K)	10,10	11,00
Wärmeübergang außen	kW/(m ² K)	18,34	18,34
Wassergeschwindigkeit	m/s	1,45	1,60
log. Temperaturdifferenz	°C	12,51	17,64
Rohrfläche innen	m ²	359,40	359,40
Rohrfläche außen	m ²	442,34	442,34
log. Temperaturdifferenz	°C	12,51	15,68
mittl. Wassertemperatur	°C	85,49	82,32
mittl. Rohrtemperatur innen	°C	89,14	85,67
mittl. Rohrtemperatur außen	°C	96,37	92,90

Tab. 4.3: Temperaturen im Kondensator bei 102,5 kg/s und bei 113,3 kg/s Massenstrom

Das nachstehende Bild 4.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines klassischen Dampfturbinenkondensators. Bei einem Vierwege-Heizkondensator, wie er bei einer Gegendruckturbinen zum Einsatz kommt, ist die vordere Wendekammer horizontal, die hintere Wendekammer vertikal geteilt und ein Trennblech zwischen den Eintritts- und Austrittsstutzen eingebaut. Damit entstehen für das durchströmende Fernheizwasser vier Züge (vier Wege) durch den Kondensator. (Die im Bild noch dargestellten Leitbleche entfallen.)

⁵¹ [12], [13], [14], [15]

⁵² im stationären Betrieb

⁵³ Dabei wurde angenommen, dass die Änderung vom Fernwärmenetz ausgeht und die Dampfmenge im ersten Moment unverändert bleibt.

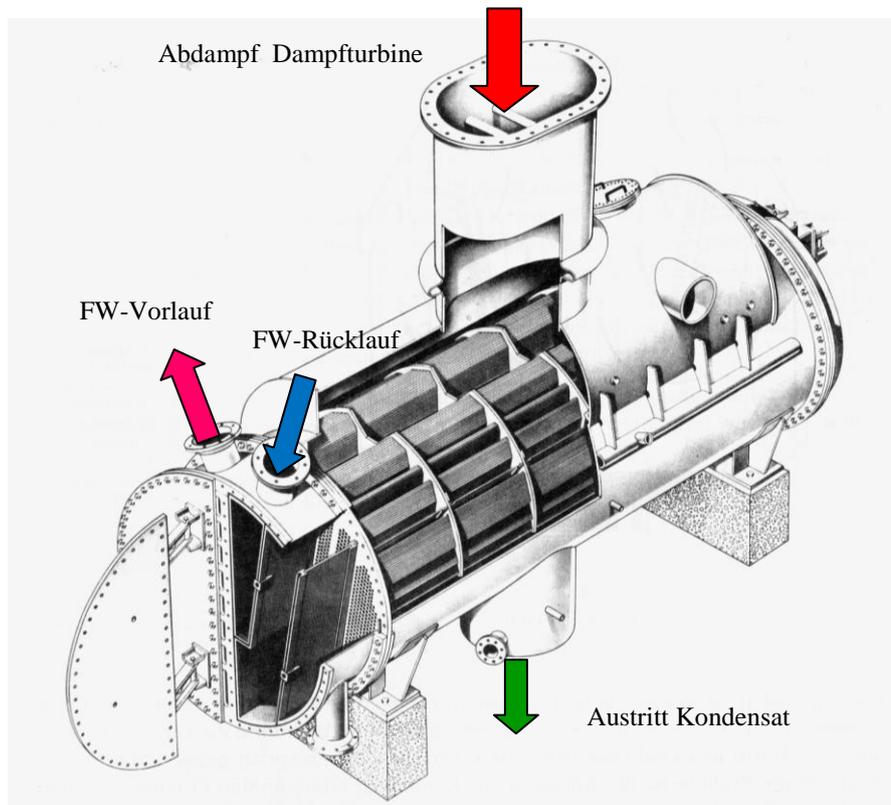


Bild 4.1: *Prinzipieller Aufbau eines Heizkondensators einer Dampfturbine*

Die Abschätzung der Zeit, wie schnell sich eine Temperaturänderung der Fernwärme auf die Dampfseite im Kondensator auswirkt, erfolgt am besten über die Biotzahl Bi , die dimensionslose Temperatur θ_o und der Fourierzahl Fo .

$$Bi = \frac{\alpha_a \cdot R}{\lambda} \quad (4.1)$$

$$\theta_o = \frac{\vartheta - \vartheta_\infty}{\vartheta_A - \vartheta_\infty} \quad (4.2)$$

$$Fo = \frac{a \cdot t}{R^2} \quad (4.3)$$

Dabei wird mit ϑ_A die Anfangstemperatur ($t = 0$) und die Endtemperatur mit ϑ_∞ ($t = \infty$) beschrieben.

Bei einer Wärmeleitfähigkeit von $\lambda \approx 50 \text{ W/(m K)}$ ergibt sich für die $Bi \approx 2,9$ und somit für Fo ein Wert von ca. 1,5.

Bei einer Temperaturleitfähigkeit von Stahl von $a = 16,9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ergibt sich damit eine Zeit von ca. 5 bis 6 Sekunden, in der sich eine Temperaturänderung auf der Wasserseite auf der Dampfseite voll auswirkt.

Nimmt man an, dass die in den Rohren gespeicherte Wärmemenge zuerst ins Fernheizwasser übergeht, bis eine Reaktion auf der Dampfseite erkennbar ist, so ergibt dies bei den oben angegebenen Massenströmen (Tab. 4. 3) eine rechnerische Dauer⁵⁴ von 5,7 s.

Damit und mit der oben angegebenen Abschätzung soll auch gezeigt werden, dass die Schwankungen der Durchflussmengen sich sehr rasch und direkt auf den Dampfkreislauf auswirken und die Verzögerung und Dämpfung durch den Wärmetauscher im Vergleich zu den Schwingungen der Mengen (Pkt. 4.2) vernachlässigbar ist.

Um die theoretischen Überlegungen und Abschätzungen zu untermauern, wurden auch Messungen am Kondensator durchgeführt.⁵⁵

Aus Abbildung 4.5 ist ersichtlich, wie schnell sich eine Änderung der Durchflussmenge von rund 300 m³/h auf etwa 250 m³/h auf die Dampfmenge der Dampfturbinen- und Dampfkesselanlage auswirkt.⁵⁶

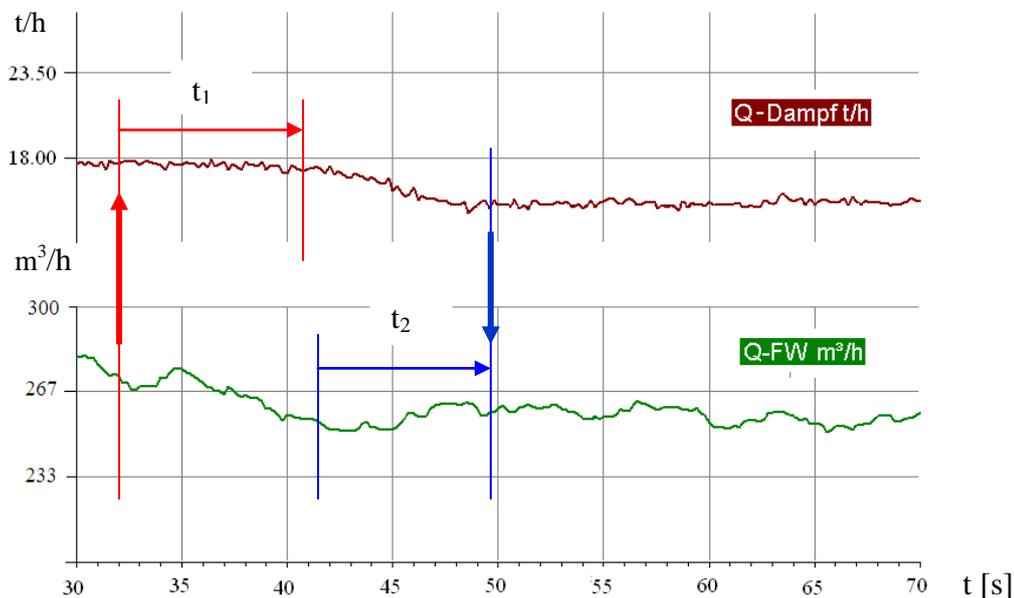


Abb. 4.5: Auswirkung einer Änderung der Durchflussmenge um etwa 15 % auf die Dampfmenge bei konstanter Vorlauftemperatur (300 m³/h auf 250 m³/h)

Aus diesem Bild ist erkennbar, dass die rechnerisch ermittelten Zeiten mit den Messungen gut übereinstimmen.⁵⁷

Damit und mit der oben angegebenen Abschätzung⁵⁸ ist auch nachgewiesen, dass die Schwankungen der Durchflussmengen sich sehr rasch und direkt auf den Dampfkreislauf

⁵⁴ Auch empirische Erfahrungen von Herstellern von Wärmetauscher geben Zeiten an, die in der gleichen Größenordnung liegen.

⁵⁵ Die Messungen erfolgten an der laufenden Anlage. Um die Betriebssicherheit nicht zu gefährden, konnten Änderungen nur in beschränktem Umfang durchgeführt werden.

⁵⁶ Da nicht die absoluten Messwerte sondern nur die Änderungen für die Betrachtungen wichtig sind, wird auf eine Beschreibung der Messeinrichtungen verzichtet.

⁵⁷ t₁...Zeit (9 s) bis Reaktion auf Dampfseite erkennbar ist, t₂...Zeit (8 s) bis stabiler Zustand erreicht ist

⁵⁸ Bei der Abschätzung der Reaktionszeiten geht es nicht um die absoluten Werte sondern um die Größenordnung, in der die Störung eine Reaktion im Dampfkreislauf hervorruft.

auswirken und die Verzögerung und Dämpfung durch den Wärmetauscher (Kondensator) im Vergleich zu den Schwingungen⁵⁹ der Mengen (Pkt. 4.2, Abb. 4.1 und 4.2) vernachlässigbar sind.

Die folgende Abbildung 4.6 zeigt die Auswirkung einer dampfseitigen Laständerung auf die Vorlauftemperatur (Austrittstemperatur Heizkondensator). Bei dieser Messung⁶⁰ wurde die Dampfmenge von etwa 19,7 t/h auf rd. 18 t/h reduziert. Die Reaktionszeit (t_1) der Vorlauftemperatur, das heißt die Zeitspanne bis eine Änderung der Vorlauftemperatur messbar ist, betrug dabei etwa 30 s, der Zeitraum (t_2) bis wieder stabile Verhältnisse eintraten rund 65 s. Im Gegensatz zu den Durchfluss- und Druckmessungen in Abb. 4.5, bei denen es zu praktisch keinen Zeitverzögerungen kommt, wirken sich bei der Messung der Vorlauftemperatur die Zeitverzögerungen durch den Abstand Messort - Heizkondensator, das Speicherverhalten des Kondensators und der Rohrleitung und die Zeitverzögerung des Messfühlers und des Schutzrohres merklich aus.

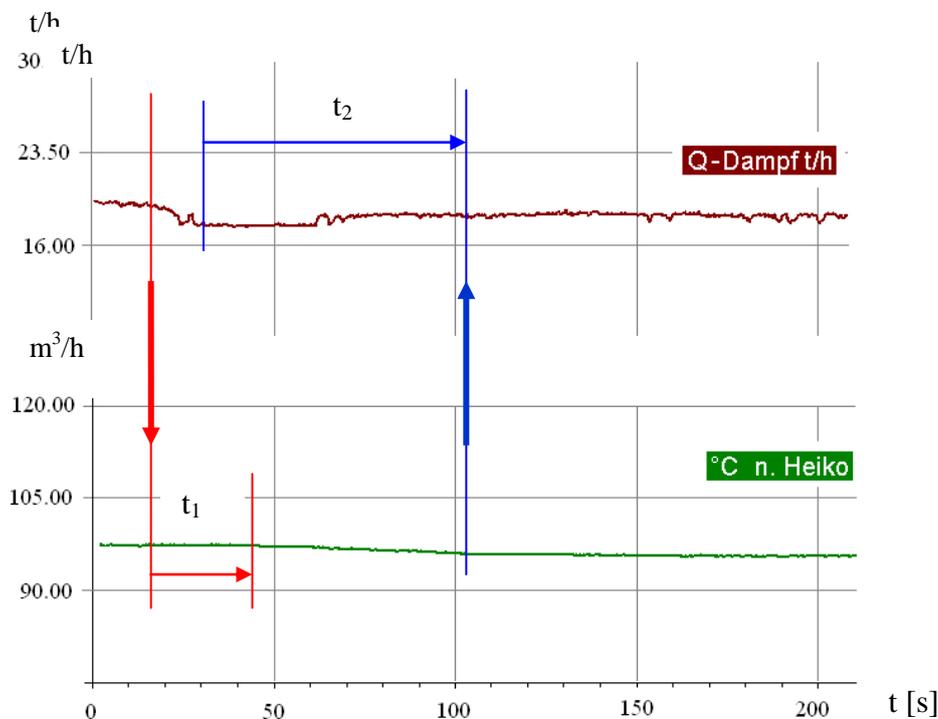


Abb. 4.6: Auswirkung einer Änderung der Dampfmenge um etwa 10 % auf die Austrittstemperatur des Heizkondensators bei konstanter Durchflussmenge

⁵⁹ von $\tau \approx 5$ min

⁶⁰ Weitere und umfangreichere Messungen waren während des laufenden Betriebes unmöglich ohne die Betriebssicherheit zu gefährden. Sie sind für die vorliegenden Untersuchungen aber auch nicht erforderlich.

4.5 Druckhaltung Fernwärmenetz

Die Druckhaltung des gesamten Fernwärmenetzes erfolgt im Kraftwerk. Der Einspeisepunkt liegt beim Pumpendruckverteiler. Die Druckhaltung erfolgt im Regelfall durch eine kleine drehzahlregelte Druckhaltepumpe, wobei zwei Überströmeinrichtungen auch eine Rückspeisung in das Ausdehnungsgefäß ermöglichen.⁶¹ Die zwei Hauptpumpen kommen zum Einsatz wenn größere Wassermengen ins Netz, wie bei Leitungsfüllungen oder Leckagen, nachgespeist werden müssen (Abb. 4.7).

Der Sollwert beträgt 10 bar, wobei die mechanischen Überströmregler⁶² auf 10,3 und 10,5 bar eingestellt sind.

Um die Sauerstoffdiffusion zu verhindern, wird das Ausgleichsgefäß mit einer geringen Stickstoffvorlage von 0,5 bar beaufschlagt. Die Nachspeisung erfolgt beim Dampfturbinenbetrieb über den Speisewassertank der Dampfkesselanlage direkt. In den Sommermonaten wird das Wasser aus der Wasseraufbereitung in einen Zwischentank und von dort über eine Vakuumentgasungsanlage, in der der Sauerstoff ausgasen kann, in den Ausgleichsbehälter gepumpt.

Das Sicherheitsventil ist so dimensioniert, dass es bei einem Störfall die maximale Wassermenge ablassen kann. Das Volumen des Ausdehnungsgefäßes ist nicht für einen vollen Aufheiz- oder Abkühlvorgang des gesamten Inhaltes des Primärnetzes⁶³ ausgelegt, sondern nur für ein Abkühlen oder Aufheizen von 60 °C auf 105 °C.

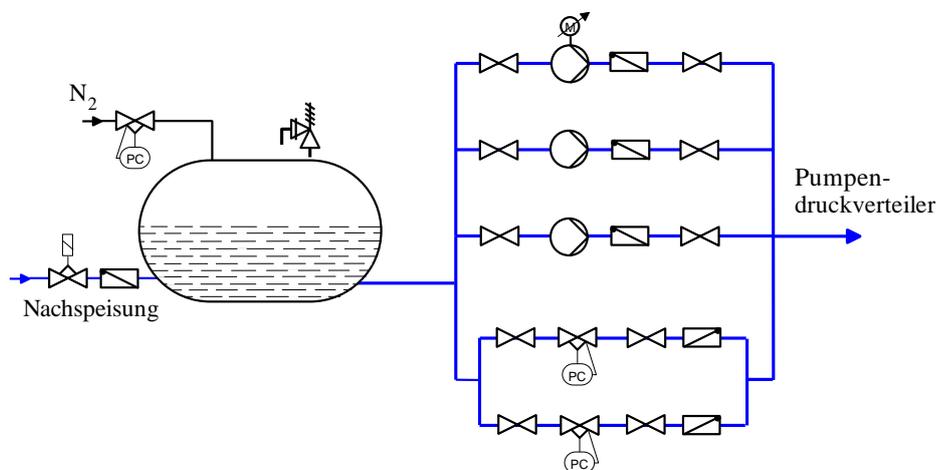


Abb. 4.7: Druckhaltung des Fernwärmenetzes Kirchdorf

Wie stabil und konstant die Druckreglung arbeitet zeigt die nachstehende Abbildung 4.8, in der der Verlauf des Vorlaufdruckes (rot) und als zusätzliche Information der Differenzdruck am Netzeingang (blau) im Kraftwerk dargestellt sind.

⁶¹ Im Störfall läuft eine starre Pumpe und die Druckhaltung erfolgt über eine mechanische Überströmeinrichtung

⁶² Regler ohne Hilfsenergie

⁶³ Durch den ständigen Ausbau der Fernwärmenetze ist es fast keinem Fernwärmebetreiber möglich, die Ausdehnungsgefäße auf 100 % auszulegen. Vielmehr ist man bemüht, aufbereitetes Wasser in entsprechenden drucklosen Speichertanks vorzuhalten.

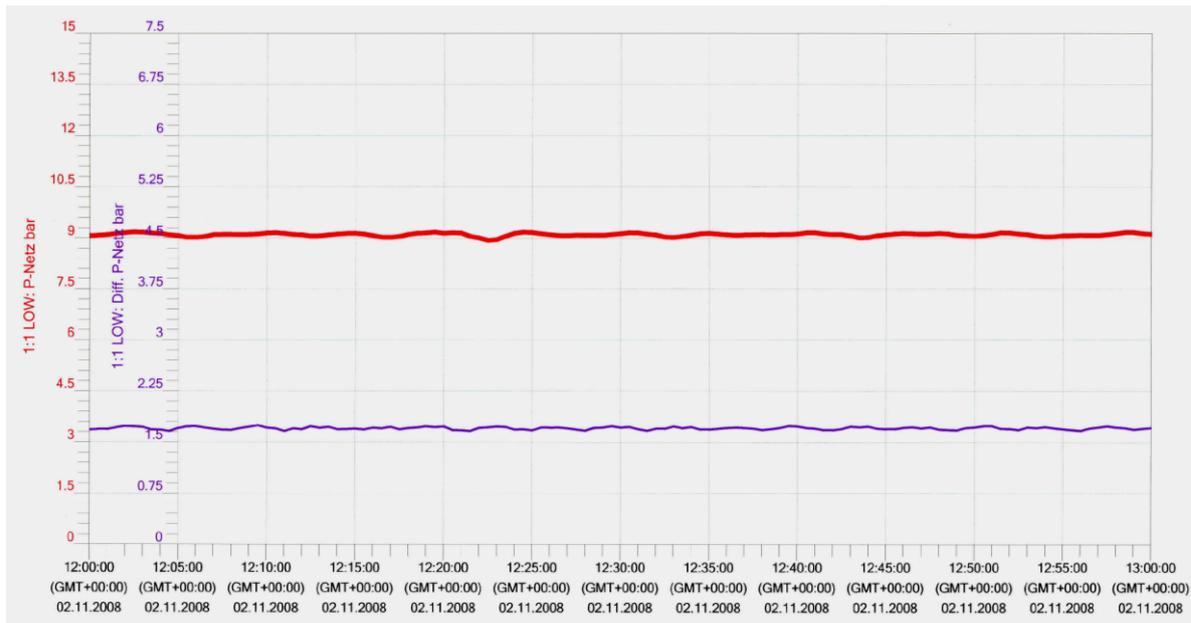


Abb. 4.8: Zeitlicher Verlauf von Druckhaltung und Differenzdruck-Kraftwerksausgang

4.6 Analyse der Schwingungen

Welche Auswirkungen extreme Lastwechsel – sowohl in der Änderungsgeschwindigkeit als auch in den Mengen (Amplituden) – verursachen können, sind im Punkt 4.3 dargestellt.

Wie groß diese Schwankungen sind, soll an einigen Beispielen an Hand der in den Abbildung 4.1 und Abb. 4.2 gezeigten Kurvenverläufe diskutiert werden.

Bei den Industrieturbinen, wie denen im Fernheizkraftwerk Kirchdorf (DT 1 und DT 2), sind konstruktionsbedingt maximale Temperaturänderungen von 50 °C zulässig.⁶⁴

Ebenso kritisch sind zu schnelle Lastwechsel bei den Kesselanlagen. Für die beiden Dampfkessel in Kirchdorf gelten als Richtwerte für maximal zulässige Änderungen 6 % bis 7% pro Minute der Nennleistung des Kessels.⁶⁵ (Diese Angaben gelten nicht zwingenderweise für alle Dampfkesselanlagen, sondern sind auch von der Bauart und vom eingesetzten Brennstoff⁶⁶ abhängig.)

In der Abbildung 4.9 sind die Laständerungsgeschwindigkeiten ermittelt und in der nächsten Darstellung (Abb. 4.10) ist ein extremes Beispiel (für dieses Problem) vergrößert dargestellt.

Damit ist deutlich erkennbar, dass einige Male Betriebszustände aufgetreten sind, die entweder knapp an der Grenze des zulässigen waren oder diese sogar deutlich überschritten wurden.⁶⁷

⁶⁴ Bei einer Frischdampf Temperatur (Auslegungsparameter) von 480 °C ergibt sich daher eine maximale Temperaturänderung auf 430 °C (Auslösen der Schnellschlusseinrichtung).

⁶⁵ Diese Angaben stammen von der Herstellerfirma der Kesselanlagen SGP (Simmering-Graz-Pauker).

⁶⁶ Beispielsweise sind bei mit Biomasse befeuerte Dampfkesselanlagen deutlich niedrigere Werte anzusetzen.

⁶⁷ Es kam glücklicherweise zu keiner Abschaltung (Lastabwurf) oder sonstigen Schäden.

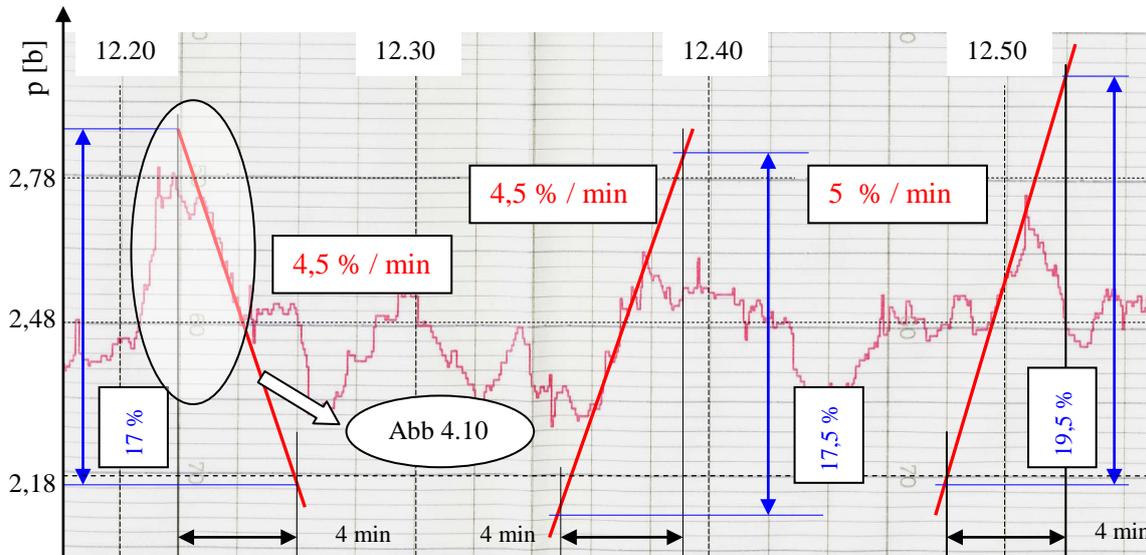


Abb. 4.9: Zeitlicher Verlauf des Regelöldruckes der Dampfturbine 1 bei konstanten Fernwärmevorlauf- und Rücklaufstemperaturen mit Darstellung der Laständerungsgeschwindigkeiten

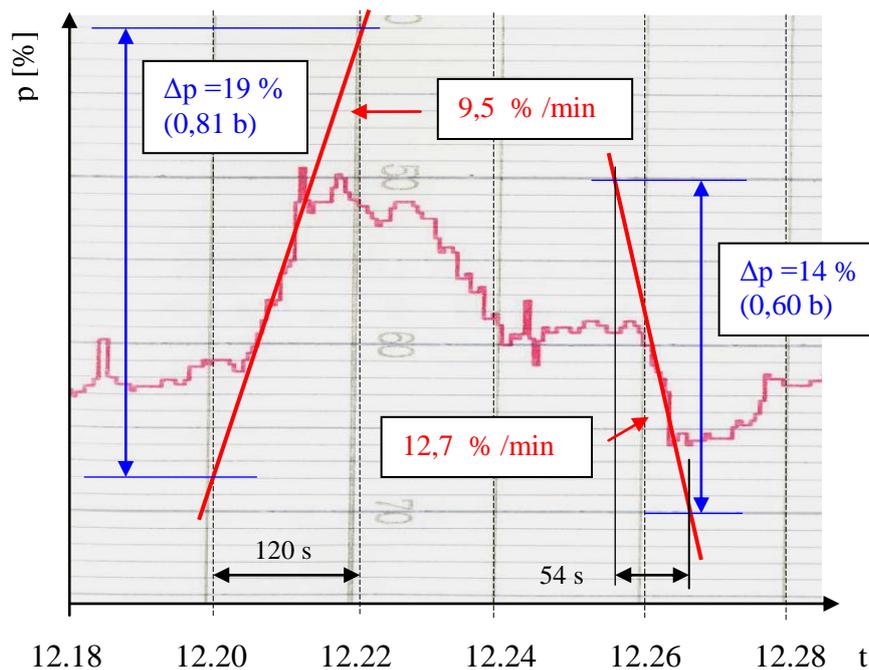


Abb. 4.10: Zeitlicher Verlauf des Turbinenöldruckes der DT 1 (Detail)

Die Mengenschwankungen im Heizkondensator können ebenso aus den Grafiken in den Abbildungen 4.1 und 4.2 ermittelt werden, indem man die maximale Durchflussmenge von $566,7 \text{ m}^3/\text{h}$ prozentuell umrechnet.⁶⁸ Die Schwankungsbreiten sind im zeitlichen Verlauf in den nachstehenden Abbildungen 4.11 und 4.12 dargestellt, wobei nicht unbedingt die absolute Genauigkeit maßgebend ist, sondern die Größenordnungen und vor allem auch

⁶⁸ Diese Menge errechnet sich aus der maximal zulässigen Durchflussgeschwindigkeit von $2,2 \text{ m/s}$ und dem Querschnitt der Kondensatorrohre ($157,44 \text{ kg/s}$).

die Änderungsgeschwindigkeiten, die zu nicht erlaubten oder zu zumindest unsicheren Betriebszuständen führen können.

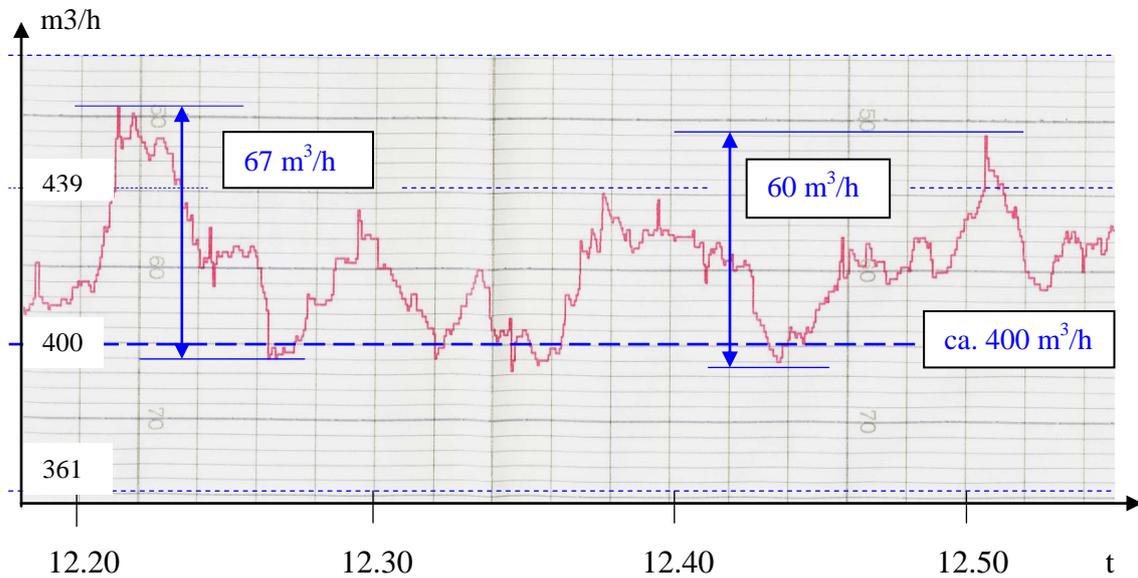


Abb. 4.11: Zeitlicher Verlauf der Durchflussmenge im Heizkondensator der DT 1

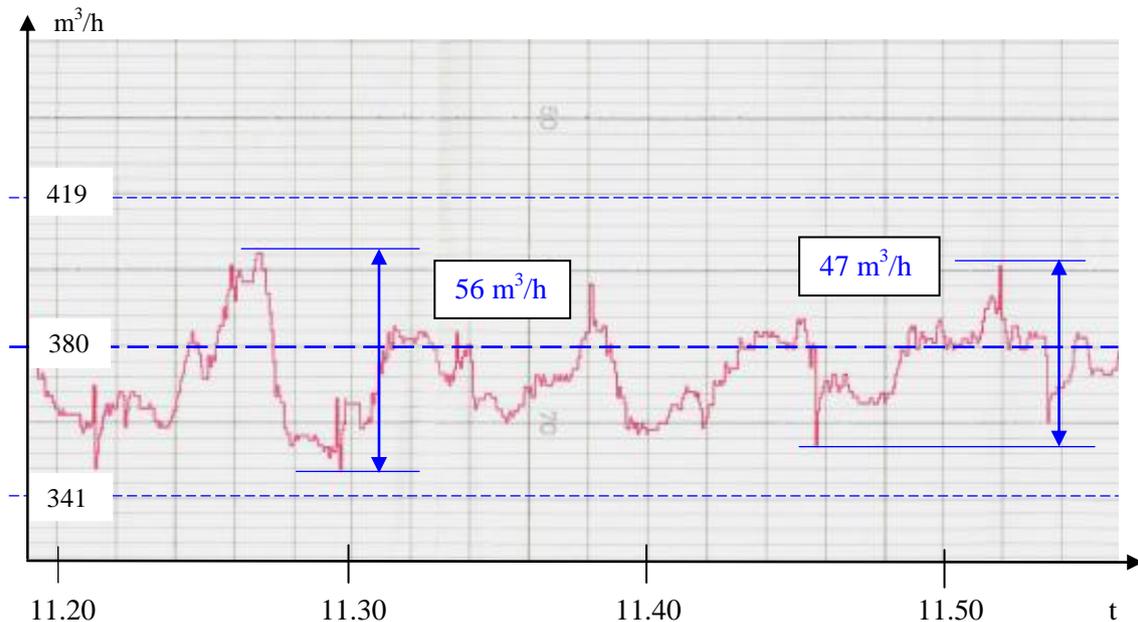


Abb. 4.12: Zeitlicher Verlauf der Durchflussmenge im Heizkondensator der DT 1

Versucht man dem Kurvenverlauf Regelmäßigkeiten, wie in den folgenden Abb. 4.13 und 4.14 gezeigt, zu entnehmen, so ist zu bedenken, dass kleinere Schwankungen, verursacht durch die knapp über 200 Primäranlagen, normal und auch nicht beunruhigend sind.

Trotzdem ist es erstaunlich, dass die Änderungen ziemlich regelmäßig sind und Perioden von etwa 4 bis 6 Minuten aufweisen. Die Amplituden der Durchflussschwankungen betragen rund ± 30 bis $35 \text{ m}^3/\text{h}$, wobei der Mittelwert der Durchflussmenge durch den Heizkondensator etwa 380 bis $400 \text{ m}^3/\text{h}$ beträgt.

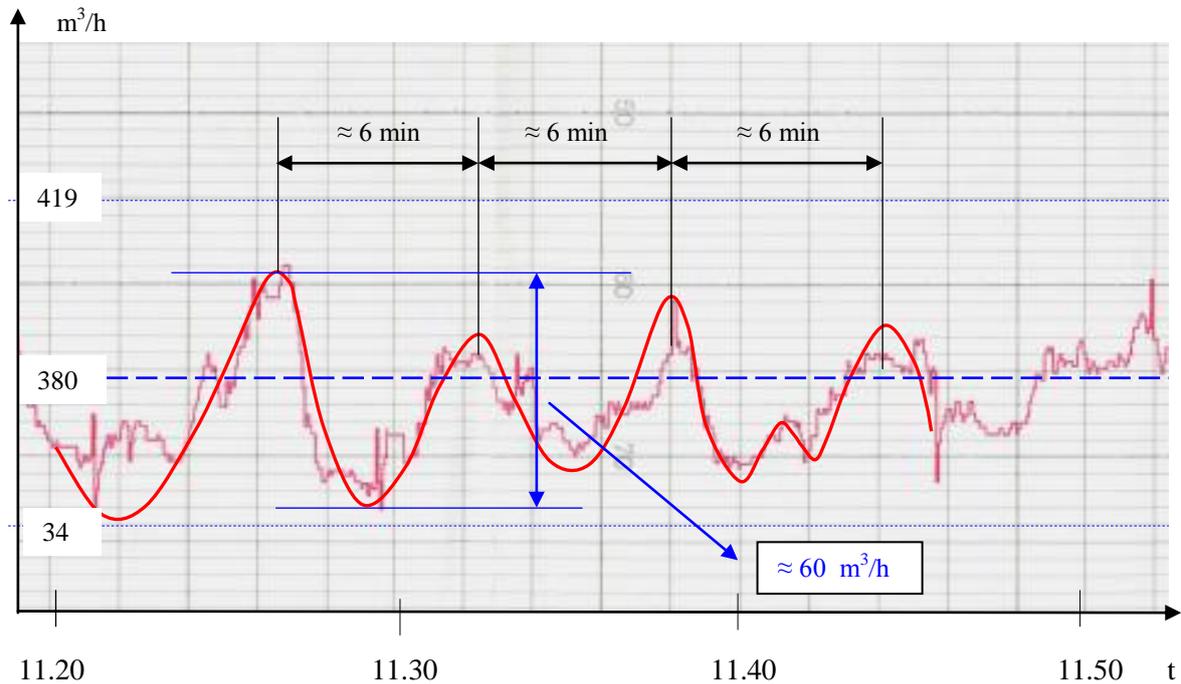


Abb.4.13: Analyse des Kurvenlaufes mit Darstellung möglicher Perioden und Amplituden

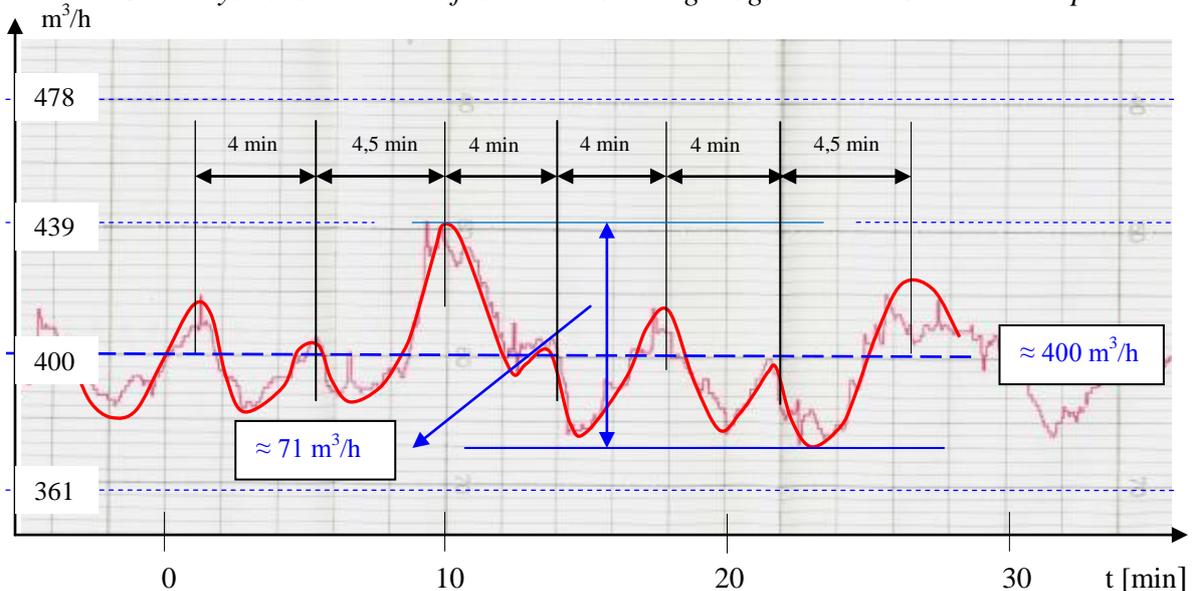


Abb.4.14: Analyse des Kurvenlaufes mit Darstellung möglicher Perioden und Amplituden

Diese Werte lassen die Vermutung zu, dass die normalen Schwankungen des Netzes von extremen Reaktionen einer sehr großen Umformstation überlagert werden.

Wie in Punkt 5.3 angeführt, ist der mit Abstand größte Wärmekunde und damit Betreiber der größten Verbraucheranlage das Landeskrankenhaus Kirchdorf.

Da bekannt war, dass bei der Auslegung dieser Anlage entsprechende Reserven eingeplant waren und auch die Umformanlage nicht unbedingt für einen optimalen Fernwärmebetrieb

ausgelegt und konzipiert⁶⁹ worden war, wurde schnell erkannt, dass die Ursachen für die Schwankungen sicherlich in dieser großen Station liegen müssen. Zwei Hauptgründe wurden vermutet, einerseits eine fehlerhafte Dimensionierung und andererseits ein Gegen-einanderarbeiten von Regelkreisen.

Allerdings wurde auch vom Betriebspersonal der Fernwärme Kirchdorf vermutet, dass die Temperaturregler in Verbindung mit der Netzstruktur⁷⁰, vor allem in Verbindung mit den zwei Bypassleitungen zwischen den Netzsträngen Ost und Süd, Schwingungsvorgänge hochschaukeln können. Diese Annahme war aber schnell als nicht zutreffend widerlegt, da einerseits ein Schließen der Querverbindungen absolut keine Wirkung zeigte, andererseits im Fernwärmenetz keine Speicher⁷¹ installiert sind.

Es wurden zwar in der Folge von der Fernwärme und den Haustechnikern des Betreibers der Station Maßnahmen gesetzt, um diese Probleme zu mindern, leider aber nur mit mäßigem Erfolg.⁷²

Eine wesentliche Besserung brachte jedoch eine Änderung der Regelparameter der Drehzahlregelung der Fernwärmeumwälzpumpe im Kraftwerk.⁷³

⁶⁹ pneumatische Regelung und pneumatische Differenzdruckregelungen, extreme Überdimensionierungen der Regelventile (siehe auch Pkt. 5.3)

⁷⁰ vermaschtes Netz

⁷¹ in Analogie zu einem elektrischem Schwingkreis

⁷² Erst um 2004/05 wurde die Anlage genau analysiert, die Ursachen gefunden und die Probleme mit dem Umbau 2006 beseitigt.

⁷³ Die Anlage wurde wesentlich träger eingestellt. Damit wurde erreicht, dass die schnellen Laständerungen deutlich verlangsamt werden konnten. Dies bedeutete zwar keine Beseitigung der Ursache, doch es bewirkte eine deutliche Verbesserung in der Betriebsführung. (Siehe auch Abschnitt 11.)

5 Umformstationen und Primärkunden

In Abschnitt 3.3 werden die Netztopologie und die Netzstruktur beschrieben. Die wichtigsten Kenndaten mit Stand Ende Heizperiode 1998/99 und 2005/06 wie Anschlusswert, Wärmeverkauf und Heizgradtage zeigt folgende Tabelle 5.1:

Kenndaten	Einheit	1999	2006
Summe Anschlusswerte	MW	36,24	37,20
Wärmeverkauf	MWh	51.814	58.017
Primäranlagen	Stk.	198	216
Ausnutzungsstunden		1.430	1.560
Gleichzeitigkeit		0,789	0,758
Leistungsspitze	MW	28,6	28,2
Heizgradtage ⁷⁴		3388	3847

Tab. 5.1: Kenndaten⁷⁵ Fernwärme Kirchdorf (Geschäftsjahre 1998/99 und 2005/06)

Heizgradtage gestatten Rückschlüsse auf den wetterbedingten Heizenergieverbrauch. Es wird an jedem Tag der Heizperiode (d.h Tagesaußentemperatur < Heizgrenze) die Differenz Raumtemperatur minus mittlere Tagestemperatur gebildet und für jeden Tag der Jahres aufsummiert. (In Österreich werden die Heizgradtage meist auf eine Innentemperatur von 20 °C und eine Heizgrenze von 12 °C bezogen.)

5.1 Kundendaten

Für die Berechnung der Massenströme und Ermittlung der Druckverhältnisse im Netz sind die wichtigsten Kundendaten der Primärstationen erforderlich. In diesem Fall, da der Umfang ohne Vereinfachungen noch überschaubar ist, wurden alle Primäranlagen in die Simulation und Modellierung einbezogen. (Bei größeren Netzstrukturen und sehr vermaschten Netzen werden üblicherweise Vereinfachungen und Datenkomprimierungen vorgenommen, um die Rechenzeiten und Rechenläufe in vertretbaren Rahmen zu halten.)

Nachstehende Tabelle 5.2 zeigt einen kleinen Ausschnitt aus den Kundendaten.

lfd. Nr.	Kundenanlage	1999		2006		Knoten	Verbr. ⁷⁶ Gruppe
		m ³ /h	kW	m ³ /h	kW		
1	K. Z.	37,27	1300	37,27	1300	1000	3
2	K. Z.	2,87	100	2,87	100	1000	2
3	G. R.	0,57	20	0,57	20	4010	1
4	A.K.	166,67	5814	166,67	5814	1100	3
5	Ö. und G. Z.	20,07	700	7,17	250	4041	3
6	W. F.	0,40	14	0,40	14	4030	1

⁷⁴ ermittelt gemäß der Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik in Wien.

⁷⁵ Ein Geschäftsjahr beginnt mit 1. Okt. und endet mit 30. Sept. des Folgejahres. Deshalb weichen die Daten gegenüber den Daten in der Tab. 3.2 ab, in der ein Kalenderjahr dargestellt ist.

⁷⁶ Einteilung siehe Abb. 6.1

7	L. J.	0,29	10	0,29	10	1052	1
8	P. J.	0,17	6	0,17	6	1052	1
9	D. G.	0,43	15	0,43	15	1052	1
10	K. E.	0,72	25	0,72	25	1081	1
11	S. M. GmbH	0,86	30	0,86	30	1060	1
12	S. G.	0,34	12	0,34	12	1070	1
13	S. B.	0,72	25	0,72	25	4020	1
16	K. R.	0,20	7	0,20	7	1070	1
17	B. J.	1,43	50	1,72	60	3005	1
18	E. W.	0,52	18	0,52	18	1052	1
19	Pfl. Z.	31,82	1110	31,82	1110	3031	3
21	B. IMG.	10,00	349	10,00	349	4081	2
22	E. EV.	28,61	998	19,35	675	4013	3
23	S.	2,24	78	0,29	10	4000	2
24	K. F.	0,43	15	0,43	15	4081	1
25	M. A.	0,49	17	0,29	10	3033	1
26	Fa. H/W.	2,44	85	2,26	79	1060	2
27	GP 1	0,57	20	0,92	32	4090	1
28	O. F.	0,37	13	0,37	13	4072	1
29	G. A. u. C.	0,52	18	0,52	18	1110	1
30	S. G.KG	1,15	40	1,15	40	4081	1
31	B. H.	11,01	384	11,01	384	4061	2
..

Tab. 5.2: Ausschnitt Kundendaten Primäranlagen (anonymisiert)

5.2 Fernwärmeeigene Primärstationen

Im Punkt 3.3.1 (Abb. 3.2) sind der Aufbau der Primärstationen, die von der Fernwärme Kirchdorf errichtet und betrieben werden, angeführt. Über diese Umformstationen werden über 1000 Sekundärkundenanlagen mit Wärme versorgt. In der Umformstation 30 wird der Differenzdruck gemessen und der Istwert ins Kraftwerk übertragen.

Die Regelung der Hauptumwälzpumpe für das Fernwärmenetz soll über den Frequenzumformer einen Sollwert von 0,5 bar halten⁷⁷ (Regelknoten 6092, Abschnitt 6.4.6).

Ifd. Nr.	Kundenanlage	1999		2006		Knoten	Verbr. Gruppe
		m ³ /h	kW	m ³ /h	kW		
146	Umformstation 1	16,20	565	15,14	528	3011	4
147	Umformstation 2	28,18	983	19,72	688	3005	4
148	Umformstation 3	9,57	334	10,38	362	3001	4
149	Umformstation 4	16,20	565	17,14	598	1053	4
150	Umformstation 5	11,09	387	9,57	334	3004	4
151	Umformstation 6	10,21	356	11,44	399	1120	4
152	Umformstation 7	11,09	387	12,53	437	1042	4
153	Umformstation 8	15,59	544	15,39	537	4102	4

⁷⁷ Der Mindestdifferenzdruck wurde händisch über eine Sollwertverstellung des Frequenzumformers der Hauptnetzpumpe, abhängig vom Differenzdruck der U 30, von den Kesselwärtern geregelt.

154	Umformstation 9	11,38	397	11,78	411	3010	4
155	Umformstation 10	12,90	450	12,90	450	1055	4
156	Umformstation 12	26,98	941	23,05	804	3060	4
157	Umformstation 13	16,20	565	17,74	619	4101	4
158	Umformstation 14	7,80	272	5,65	197	3045	4
160	Umformstation 15	10,78	376	9,06	316	4012	4
161	Umformstation 16	11,95	417	9,49	331	3032	4
162	Umformstation 17	44,86	1565	40,13	1.400	3035	4
163	Umformstation 18 (in U17 enthalten)	3,44	120	15,16	529		
164	Umformstation 19	2,87	100	3,47	121	4018	4
165	Umformstation 20	8,08	282	10,06	351	4100	4
166	Umformstation 21	10,61	370	20,35	710	5000	4
167	Umformstation 22	6,59	230	5,65	197	4170	4
168	Umformstation 23	6,25	218	3,15	110	3043	4
169	Umformstation 24	14,45	504	11,41	398	4021	4
170	Umformstation 25 (WKOÖ)	6,59	230	5,73	200	3002	4
171	Umformstation 26	6,88	240	6,88	240	3120	4
172	Umformstation 27	3,44	120	3,67	128	2021	4
173	Umformstation 30	11,47	400	16,05	560	6092	4
174	Umformstation 31	8,37	292	9,66	337	6091	4
175	Umformstation 32	3,01	105	4,07	142	6045	4

Tab. 5.3: Daten der fernwärmeigenen Primärstationen

5.2.1 Aufbau der Umformstationen

In Punkt 3.3.2 sind die Mindestanforderungen an die Primärstationen, die in den technischen Anschlussbedingungen festgelegt sind, angegeben. (Auch die Ausstattung der fernwärmeigenen Umformstationen entsprechen selbstverständlich diesen Vorgaben.)

Die nachstehenden Fotos (Bild 5.1) zeigen die Umformstation U 30, die im Eigentum der Fernwärme Kirchdorf steht und über die das Sekundärnetz versorgt wird.



Bild. 5.1: Umformstation U 30 mit Wärmetauscher, Mengen/Differenzdruckregler, Durchregelventil, Wärmezähler, Fernwärmenetzpumpen und Ausdehnungsgefäß

In dieser Umformstation ist auch der Differenzdruckgeber, der für die Drehzahlregelung im Kraftwerk maßgebend ist, installiert. Sie befindet sich zurzeit am Netzende und ist bei Netzhöchstlast am schlechtesten versorgt, d.h., dass hier der niedrigste Differenzdruck ansteht.

Für die Überlegungen und Berechnungen im Abschnitt 7 müssen auch die Auslegungsdaten und Dimensionierungsgrundlagen der Umformstationen bekannt sein. Das nachstehende Schema (Abb. 5.1) zeigt zum besseren Verständnis den prinzipiellen Aufbau einer fernwärmeigenen Umformstation mit dem zugehörigen Druckverlauf im Primärteil der Anlage.

Am Beispiel⁷⁸ der Umformstation U 30 werden im Folgenden die Funktionen und Aufgaben der wichtigsten installierten Einrichtungen (Tab. 5.4) einer Umformstation wie Wärmetauscher, Regelventil, Mengendifferenzdruckregler und Wärmezähler auf der Primärseite, Umwälzpumpen, Ausdehnungsgefäß und sekundärseitige Vorlauftemperaturreglung beschrieben. Gleichzeitig sind aus dieser Tabelle die Auslegungs- und den Betriebsdaten sowie die Funktion und die Betriebsweise ersichtlich.

⁷⁸ Alle Umformstationen der Fernwärme Kirchdorf sind gleich oder sehr ähnlich aufgebaut. Abweichungen gibt es bei den Wärmetauscher, da die älteren Anlagen nicht mit Plattenwärmetauschern sondern mit Rohrbündelwärmetauschern (U-Rohr) ausgestattet sind.

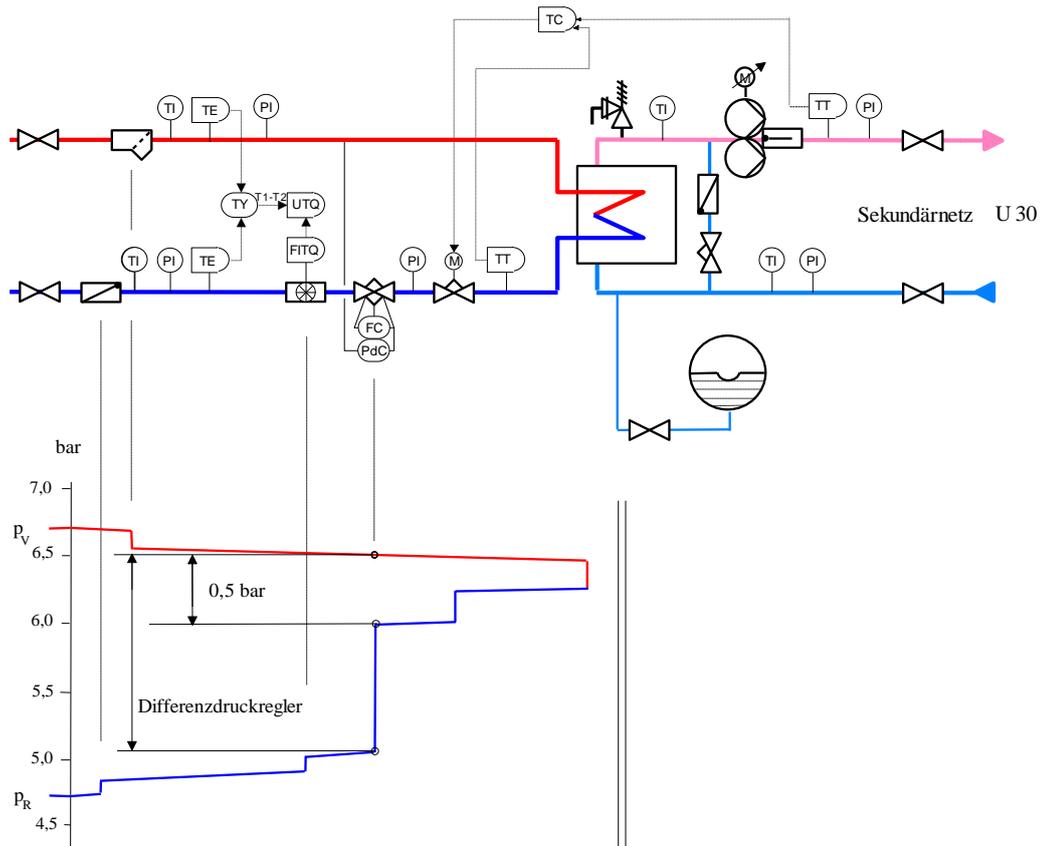


Abb. 5.1: Aufbau Umformstation U 30 mit Darstellung des primärseitigen Druckverlaufes

	Fabrikat	Type	Technische Daten
Wärmetauscher	Swep	B 57-90/1P-SC-S	prim. 95-65/sek. 50-75 °C , 560 kW, prim. 4,5 kg/s, sek. 5,4 kg/s Δp prim. 17,8 kPa, Δp sek. 26,5 kPa
Regelventil	Samson	3241	DN 40, k_{vs} 25, Nennhub 15 mm
Stellmotor	Samson	5802	Stellzeit: 240 s, max. Nennhub: 30 mm
Mengen/Differenzdruckregler	Samson	42-37	Stellventil 2423, Stellantrieb 2427 0,2 - 1,0 bar (Sollwert 0,5 bar) DN 50, kvs 32
Wärmezähler	SVM	SVMV-2-3-5-4	Q_N 15
Sekundärpumpen	Wilo	DP-E 50/5-28	Δp : 2,5 bar, 55 m ³ /h, 2900 Upm
Ausdehnung	Eder	Elcoflex C 600	600 l
Sicherheitsventil	Pneumatex	DN 50	3,5 bar
Vorlauftemp. Regler	Exomatic	Software-regler	$K_R = 1,2$; $T_n = 180$ s

Tab. 5.4: Technische Daten Umformstation U30

5.2.2 Differenzdruckregler

In einem verzweigten Netz sind für einen ordnungsgemäßen Betrieb definierte Druckverhältnisse an den Umformstationen und vor allem bei den üblicherweise zum Einsatz kommenden Durchgangsregelventilen Voraussetzung. Dafür werden Differenzdruckregler eingesetzt, die unabhängig vom Eingangsdruck, den Differenzdruck über den Wärmetauscher, das Regelventil und über die Rohrleitungsverbindungen auf dem voreingestellten Sollwert⁷⁹ halten. Außerdem schützen sie vor zu hohen oder wechselnden Differenzdrücken und damit auch vor Geräuschen. Es werden Regler eingesetzt, die bei steigendem Differenzdruck zum Schließen des Ventils führen. Elektrischen Regelgeräten wird damit eine hohe Ventilautorität⁸⁰ zugesichert und somit wird eine stabile Temperaturregelung auch im Schwachlastbereich erreicht.

Der Differenzdruck⁸¹ wird über Impulsleitungen auf die beiden Seiten des Membranantriebes geleitet. Das Produkt Membranfläche mal Differenzdruck wirkt gegen eine Federkraft, über die der Sollwert vorgegeben wird.

Da diese Regler proportional wirken, d.h. mit der Ventilstellung ändert sich die von der Feder vorgegebene Kraft, kann der eingestellte Sollwert nur innerhalb einer Bandbreite⁸² gehalten werden.

5.2.3 Volumenstromregler (Durchflussregler)

Wie in Kapitel 3.3.2 ausgeführt, wird die vertraglich fixierte Durchflussmenge und damit die Leistung der Kundenanlage über den Mengenregler begrenzt. Außerdem wird dadurch auch der Wärmezähler⁸³ vor unzulässigen Mengen geschützt, vor allem aber eine definierte Verteilung der Wassermengen im Fernwärmenetz erreicht. Volumenstromregler erfassen den Durchfluss durch den Druckabfall über einem Drosselkörper⁸⁴ in der Ventileinlaufseite. Dieser Druckabfall (Wirkdruck) wird durch einen Membranantrieb erfasst. Ein Volumenstromregler arbeitet wie ein Differenzdruckregler mit festem Sollwert, der einen internen Druckabfall und damit letztlich den Volumenstrom regelt.

5.2.4 Kombinierte Durchfluss- und Differenzdruckregler

In Fernwärmenetzen kommen üblicherweise kombinierte Regler (Volumen- und Differenzdruckregler) zum Einsatz.

Diese Regler bestehen im Wesentlichen aus einem Stellventil mit einem entlasteten Kegel und einem Schließantrieb mit den zwei Stellmembranen. Diese zwei Membranantriebe arbeiten voneinander unabhängig und regeln einerseits den Volumenstrom an der Drossel und andererseits den Differenzdruck auf den am Antrieb eingestellten Sollwert. Dabei bestimmt jeweils das größere Signal der beiden Regelgrößen die Stellung des Ventilkegels und damit den momentanen Durchsatz. Im Schwach- und Teillastbetrieb arbeitet die Differenzdruckregelung. Im Volllastbetrieb wechselt die Priorität. Der Regler erkennt nun den Volumenstrom als Regelgröße.

⁷⁹ Der Sollwert für den Differenzdruck liegt üblicherweise wie auch in Kirchdorf im Bereich von 0,3 bis 0,7 bar.

⁸⁰ Ventilautorität: siehe Abschnitt 8.3.2

⁸¹ Differenzdruck zwischen Anlagenvor- und Anlagenrücklauf

⁸² P- Bereich von $\pm 15\%$ des maximal einstellbaren Sollwertes bei voller Ventilöffnung

⁸³ insbesondere bei mechanischen Durchflusszählern

⁸⁴ Die Größe des Drosselkörpers (Blende) bestimmt den maximalen Durchsatz.

In Abbildung 5.2 ist die Wirkungsweise eines kombinierten Durchfluss- und Differenzdruckreglers (ohne Hilfsenergie) dargestellt.

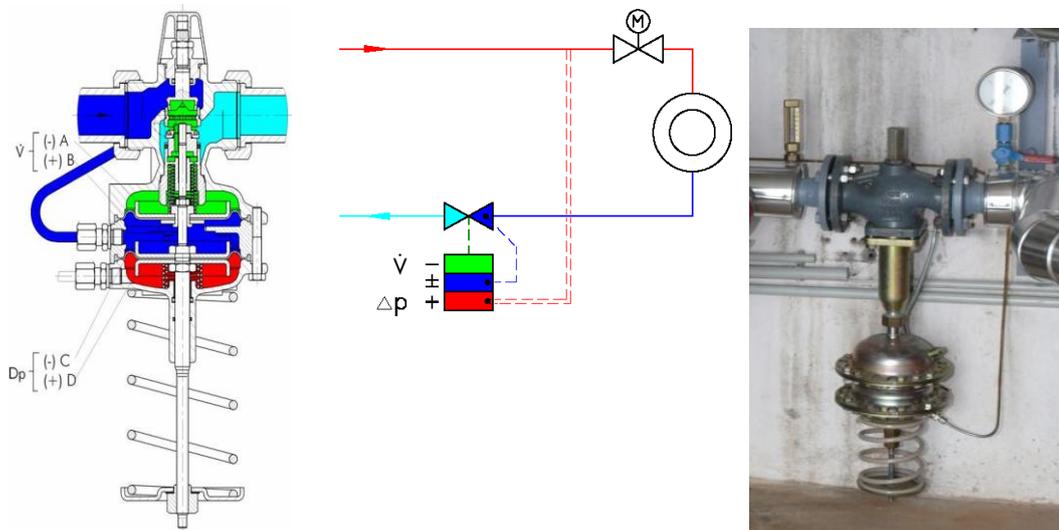


Abb. 5.2: Wirkungsweise kombinierter Durchfluss- und Differenzdruckregler⁸⁵ (ohne Hilfsenergie), Ausschnitt aus Bild 5.1

5.2.5 Kennlinien Differenzdruckregelventil

Als Beispiel einer Regelkennlinie⁸⁶ wird in Abbildung 5.3 die Ventilkennlinie des in der Umformstation U30 eingesetzten Differenzdruckreglers (ROH) dargestellt. (Ausführlich werden die zwei möglichen Kennlinienformen⁸⁷ – lineare und gleichprozentige – von Regelventilen in Abschnitt 5.2.6 beschrieben.)

Aus dieser Abbildung ist erkennbar, dass in einem großen Bereich – 0,2 bis 0,85 – des bezogenen Ventilhubes H/H_{100} die Regelkennlinie⁸⁸ sich linear verhält. (Üblicherweise werden die Ventilkegel bei Differenzdruckregelventilen so ausgebildet sind, dass im Kleinlastbereich ein gleichprozentiges Verhalten erreicht wird.) [16]

Ersichtlich ist auch der Übertragungsbeiwert⁸⁹ des Differenzdruckreglers mit ca. 1,2. Dieser ergibt sich aus der Steigung in Abhängigkeit des Ventilhubes. (Kombinierte Volumen-Differenzdruckregler benötigen für die Funktion des Volumenstromreglers einen Mindest-differenzdruck von 0,2 bar.)

⁸⁵ Fabrikat Samson, Typ 46-7

⁸⁶ In allen Umformstationen bei der Fernwärme Kirchdorf sind kombinierte Volumen- Differenzdruckregler gleicher Bauart eingesetzt.

⁸⁷ siehe auch Pkt. 8.3.1

⁸⁸ siehe Kennlinien: Abschnitt 8.3.1

⁸⁹ siehe Übertragungsbeiwert: Abschnitt 8.7.3

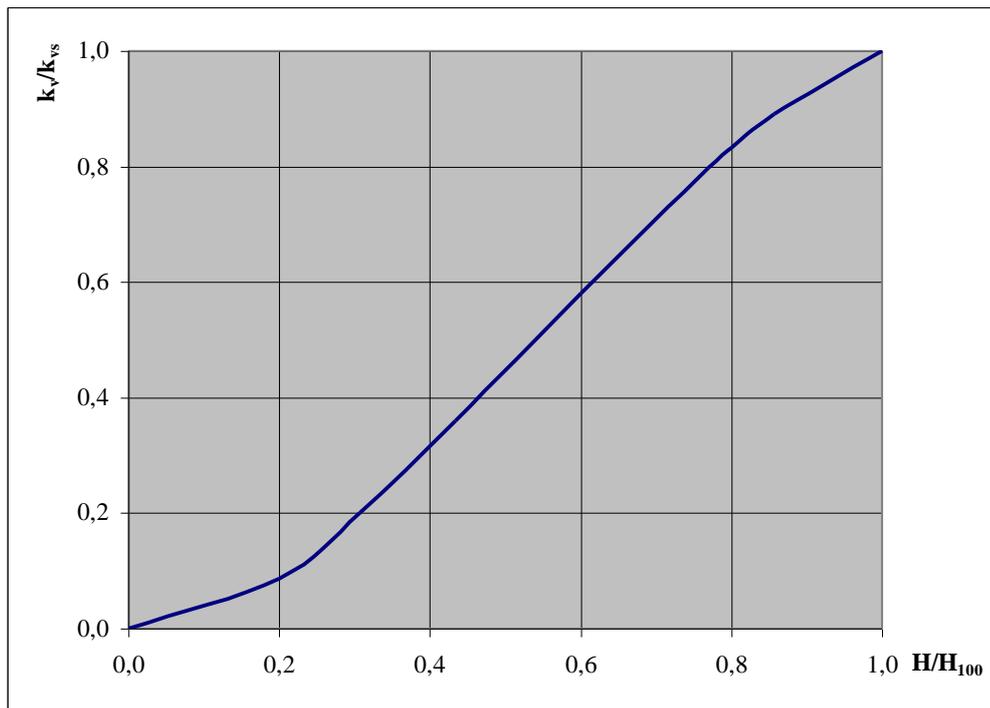


Abb. 5.3: Ventilkennlinie Differenzdruckregler DN 50, k_{vs} 32 [17]

5.2.6 Kennlinie Regelventil

Im Fernwärmebereich, wie auch in der gesamten Heizungstechnik, werden üblicherweise Ventile mit gleichprozentiger Kennlinie⁹⁰ eingesetzt, d. h. eine gleiche Hubänderung H ergibt eine gleich große Änderung des k_v -Wertes.⁹¹

(Eine Mischform stellt die gleichprozentig-lineare Kennlinie⁹² dar, bei der sich im unteren Hubbereich die Kennlinie linear, dann aber gleichprozentig verhält.) Die folgende Abbildung 5.4 zeigt die Ventilkennlinie des Regelventiles der Umformstation U 30.

⁹⁰ siehe Kennlinien und Definitionen in Abschnitt 8.3.1

⁹¹ k_v -Wert: Durchflusskoeffizient in m^3/h ist ein spezifischer Volumendurchfluss eines Ventiles bei einem festgelegten Hub und bei einem Druckverlust über dem Ventil von 1 bar. [19]

⁹² Diese Sonderbauformen werden in der Fernwärme normalerweise nicht eingesetzt.

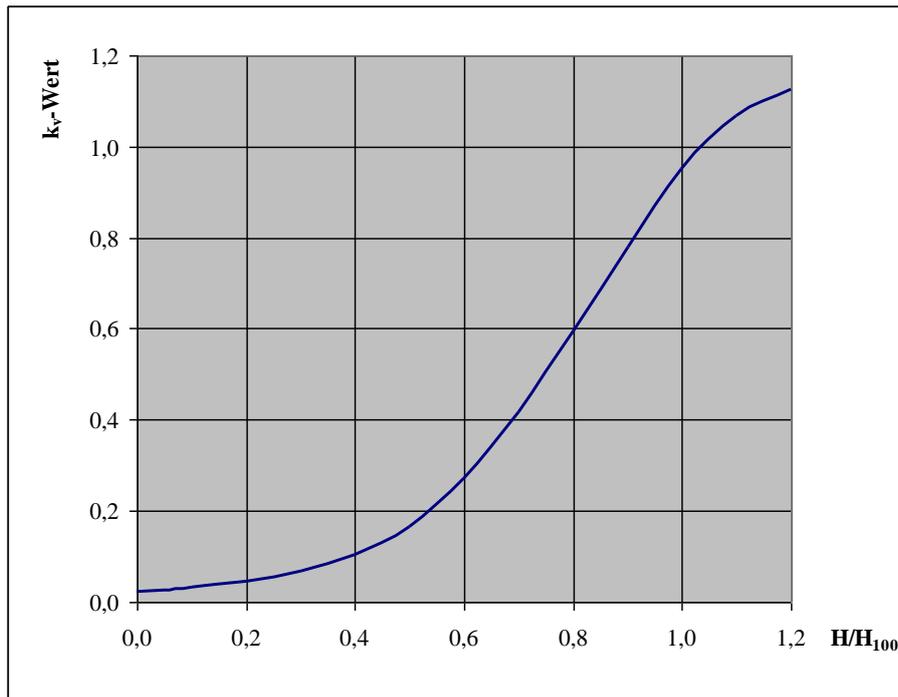


Abb. 5.4: Ventilkennlinie Durchflussregelventil DN 40, k_{vs} 25, [18]

Im Fernwärmebereich kommen im Regelfall Ventile, unabhängig von der Kennlinie, zum Einsatz, die der VDI/VDE-Richtlinie 2173 [19] entsprechen. Damit muss die Kennlinie im Hubbereich von 10 % bis 100 % innerhalb der Neigungstoleranzen liegen.

Da unterhalb eines Ventilhubes von 10 % die zulässigen Neigungstoleranzen (Abb. 5.5) bei weitem überschritten werden, sollten Anlagen unbedingt so dimensioniert werden, dass das Stellventil nie in diesem Bereich arbeitet. Ansonsten muss mit Instabilitäten gerechnet werden. Diese Forderung gilt sowohl für Ventile mit linearer als auch für Ventile mit gleichprozentiger Kennlinie.

Unterhalb eines Mindesthubes⁹³ $H_{min}(k_{vr})$ kann die Kennliniensteigung nicht mehr im erlaubten Toleranzbereich eingehalten werden. Der Grund liegt in der Konstruktion des Stellventiles⁹⁴ und auch in der Strömungsphysik, insbesondere im Verlauf der Druckdifferenz am Ventilkegel beim Öffnungsvorgang. Bei einem Stellventil ist im Gegensatz zu einem Absperrventil nicht mit vollständiger Dichtheit zu rechnen. Nach [20] liegt die Leckrate L bei Einsitzventilen deutlich unter 1 %, nach der VDI 2174⁹⁵ bei maximal 0,05 %, des k_{vs} -Wertes.

⁹³ Der k_{vr} -Wert ist der kleinste k_v -Wert, bei dem die Neigungstoleranz noch eingehalten wird.

⁹⁴ Das Ventil wurde als Regelventil und nicht als Schließventil konstruiert.

⁹⁵ Diese Richtlinie (VDI 2174) wurde 2006 zurückgezogen.

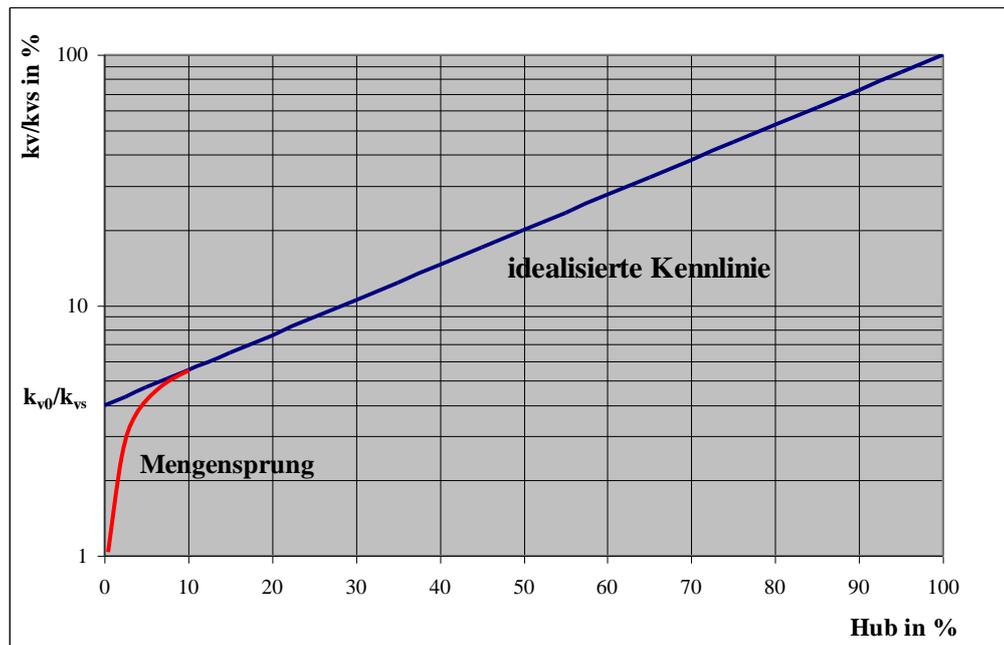


Abb. 5.5: Grundform einer gleichprozentigen Kennlinie und tatsächliche Kennlinie im Kleinlastbereich bei einer Ventilautorität⁹⁶ von $a_v=1$

In den letzten Jahren wurden deshalb Stellventile für den Schwachlastbereich entwickelt, die auch unterhalb von $H/H_{100} \leq 0,1$ ein befriedigendes Regelverhalten bringen. Bei diesen Ventilkonstruktionen wird eine lineare Grundkennlinie von H_{10} bis zum Schließpunkt erreicht, auch wenn die zulässige Neigungstoleranz unterschritten wird. Stabilitätsprobleme im Regelkreis durch Sprünge in der Ventilkennlinie sollten so vermieden oder zumindest aber stark abgeschwächt werden.

5.2.7 Wärmetauscher U 30

Im Primärnetz des Kirchdorfer Fernwärmenetzes sind sowohl Rohrbündelwärmetauscher als auch Plattenwärmetauscher im Einsatz.⁹⁷ Die Druckverlustkennlinie des Wärmetauschers, eines Plattenwärmetauschers, der Umformstation 30, zeigt nachstehende Abbildung 5.6, wobei deutlich der quadratische Zusammenhang erkennbar ist.

In Abbildung 5.7 ist der Zusammenhang von Leistung und Durchflussmenge desselben Wärmetauschers im normalen Betriebsbereich und bei den im Fernwärmenetz gefahrenen primär- und sekundärseitigen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen dargestellt. Üblicherweise verhält sich diese Kennlinie nichtlinear.⁹⁸

Da aber die Betriebstemperaturen im Winter bei den fernwärmeeigenen Umformstationen auf der Sekundärseite mit konstant 55 °C Rücklauftemperatur und 75 °C Vorlauftemperatur gefahren werden, ergibt sich ein weitestgehend lineares Verhalten⁹⁹ für die Wärmetau-

⁹⁶ Ventilautorität: siehe Abschnitt 8.3.2

⁹⁷ Durch die technische und vor allem die preisliche Entwicklung der Plattenwärmetauscher werden, sowohl bei eigenen als auch bei Kundenanlagen, seit etwa 1995 bei der Fernwärme Kirchdorf fast ausschließlich Wärmetauscher dieser Bauart eingesetzt (siehe auch Pkt. 8.4.2)

⁹⁸ siehe Abschnitt 8.4.1

⁹⁹ Die Kennlinie wurde nach [21] ermittelt.

scher in den Umformstationen. (Da es für die Untersuchungen und Überlegungen nicht von Bedeutung ist, wird auf das Verhalten bei kleinen und geringen Lasten¹⁰⁰ bei dieser Darstellung nicht eingegangen.)

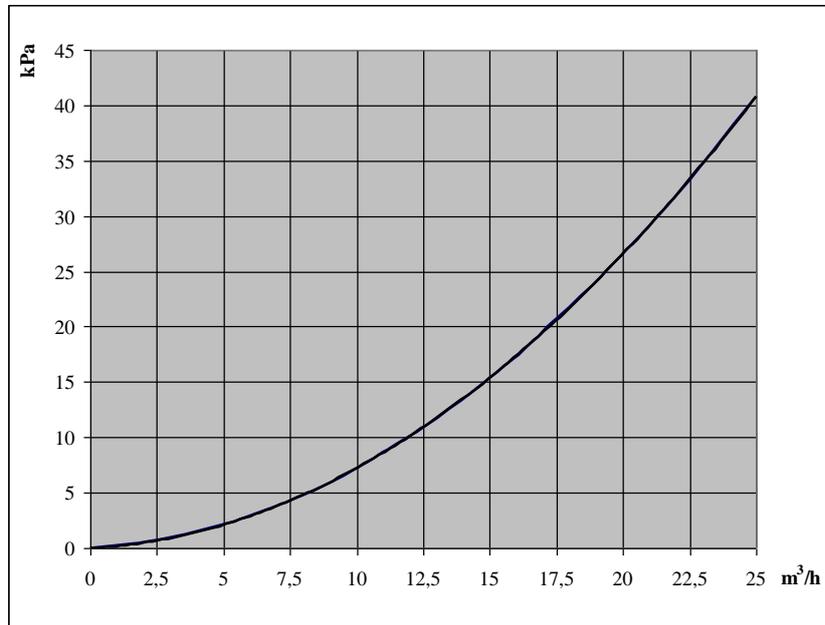


Abb. 5.6: Druckverlust des Wärmetauschers in Abhängigkeit von der Durchflussmenge in kPa

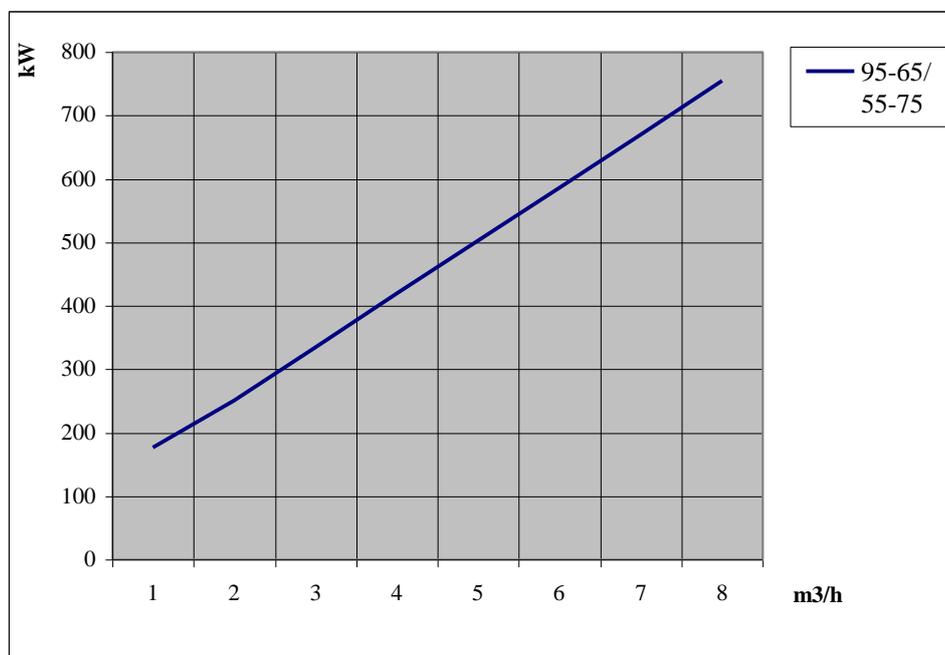


Abb. 5.7: Leistung des Wärmetauschers in kW in Abhängigkeit von der Durchflussmenge bei konstanten Primär- und Sekundärtemperaturen [21]

¹⁰⁰ Im Kleinlastbereich ändern sich durch die niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten im Wärmetauscher die Werte für den Wärmeübergang deutlich.

Der größte Teil der Primärstationen wird aber von den Fernwärmekunden betrieben. Bei diesen werden die Vorlauftemperaturen auf der Sekundärseite, abhängig von der Außentemperatur, gleitend gefahren. Die Anlagen werden zudem überwiegend mit variabler Umwälzmenge und nicht mit konstantem Massenstrom betrieben.

Damit ergibt sich bei diesen Wärmetauschern ein nichtlineares Verhalten. Außerdem ist es noch von der Bauart der Wärmetauscher abhängig.¹⁰¹

Strenggenommen wird die Durchflussmenge der fernwärmeeigenen Umformstationen durch das thermische Verhalten der Heizflächen der versorgten Objekte bestimmt. Die Änderung der Leistung von Heizflächen, bezogen auf die Normleistung, kann nach [22] wie folgt ermittelt werden:

$$Q = Q_N \cdot \left(\frac{\Delta\vartheta}{\Delta\vartheta_N} \right)^n \quad (5.1)$$

Dabei wird mit Q_N die Nennleistung¹⁰², bezogen auf 20 °C Raumtemperatur und Heiztemperaturen 90/70 °C, definiert. $\Delta\vartheta$ errechnet sich als Temperaturdifferenz von mittlerer Heizkörpertemperatur minus Raumtemperatur. (Damit ergibt sich für $\Delta\vartheta_N = 60$ °C)

Für den empirischen Wert n kann mit hinreichender Genauigkeit für die in Kirchdorf üblichen Betriebstemperaturen ein Wert von 1,2 bis 1,3 angesetzt werden. (Genauere Untersuchungen darüber sind in [22], [23] und [24] zu finden.)

Die Wärmeabgabe¹⁰³ eines Heizkörpers ist jedoch nicht proportional zur Wassermenge, sondern ändert sich wegen des größeren Temperaturabfalls bei kleineren Umwälzmengen. Die Nichtlinearität ist umso größer, je geringer die Spreizung – Differenz zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur – ist.

Abbildung 5.8 zeigt diesen prinzipiellen nichtlinearen Zusammenhang für zwei verschiedene Fälle.

¹⁰¹ siehe auch Abschnitt 8.4.2

¹⁰² Seit etwa 10 Jahren wird die Nennleistung meist auf die Heiztemperaturen 70/50 °C und 20 °C Raumtemperatur bezogen.

¹⁰³ Die Heizleistung in Abhängigkeit des Massenstroms bezogen auf die Nennleistung kann nach [25] nur iterativ erfolgen.

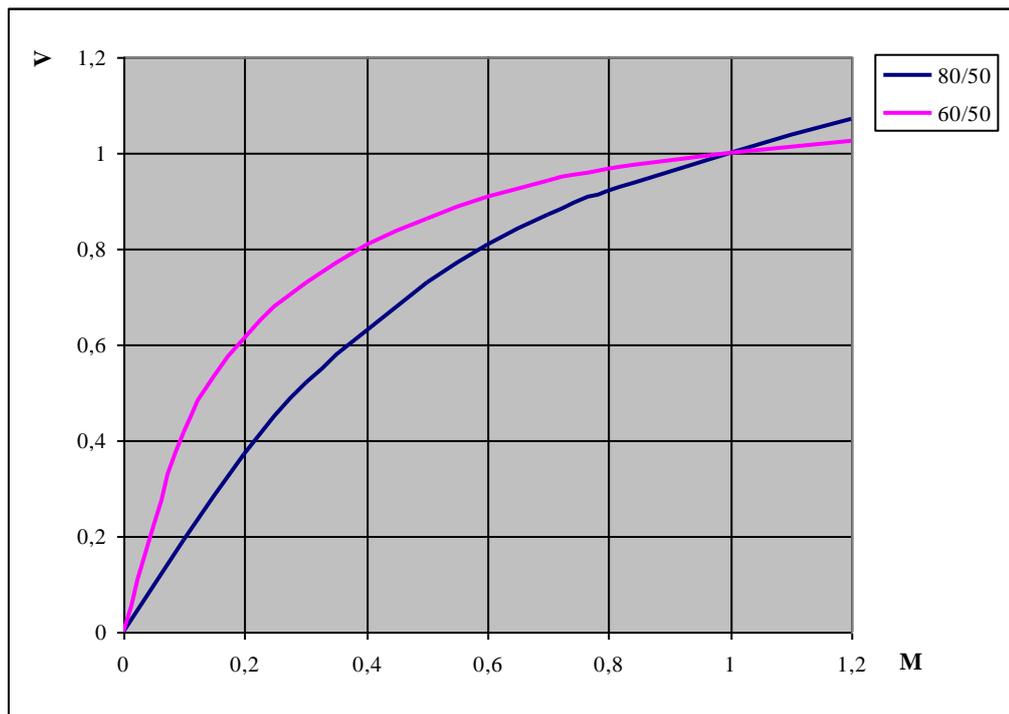


Abb. 5.8: Wärmeabgabe von Heizkörpern bei verschiedenen Vor- und Rücklauftemperaturen (80/50 °C und 60/50 °C) und bei 20 °C Raumtemperatur und $n = 1,3$ ($M = \dot{m}/\dot{m}_N$ und $Q = \dot{Q}/\dot{Q}_N$)

5.3 Primärstation Landeskrankenhaus

Die größte Kundenanlage der Fernwärme Kirchdorf ist im Landeskrankenhaus installiert. Die Umformstation wurde 1972 errichtet und durch die ständigen Erweiterungen des Krankenhauses laufend umgebaut und vergrößert.

Mit einer maximalen Durchflussmenge von 140 bis 160 m³/h können Störungen und rasche Schwankungen in dieser Übergabestation das gesamte Fernwärmesystem¹⁰⁴ stark beeinflussen. Das Krankenhaus liegt im Nordosten von Kirchdorf und die Leitungslänge vom Fernheizkraftwerk zur Umformstation beträgt nur etwa 1.050 m¹⁰⁵.

Damit ist auch der relativ hohe Differenzdruck von etwa 1,7 bar, der an der Anlage im Vollastfall ansteht, erklärbar. (Die hydraulische Netzberechnung ergibt auch bei Zweidrittel-Last einen Differenzdruck von 1,7 bar.)

Die Anlage besteht aus zwei getrennten Stationen, eine im Bauteil 1 und eine im Bauteil 2, wobei über die im Neubau rund ein Drittel des jährlichen gesamten Wärmeverbrauches¹⁰⁶ bezogen wird.

Den doch einigermaßen komplizierten und teilweise unübersichtlichen Aufbau der Anlagen zeigt nachstehendes Schema (Abb. 5.9). Dabei ist erkennbar, dass das Konzept ursprünglich nicht für eine Fernwärmeversorgung ausgelegt war, sondern für eine Ölkesselanlage.

¹⁰⁴ Die maximale Durchflussmenge ab Kraftwerk beträgt rund 600 bis 650 m³/h.

¹⁰⁵ Bis zur am weitesten entfernten Anlage beträgt die Leitungslänge ca. 2,6 km (Luftlinie).

¹⁰⁶ In der Heizperiode 2005/06 betrug der Anteil 33,6 %, in der Heizperiode 2006/07 37,2 %.

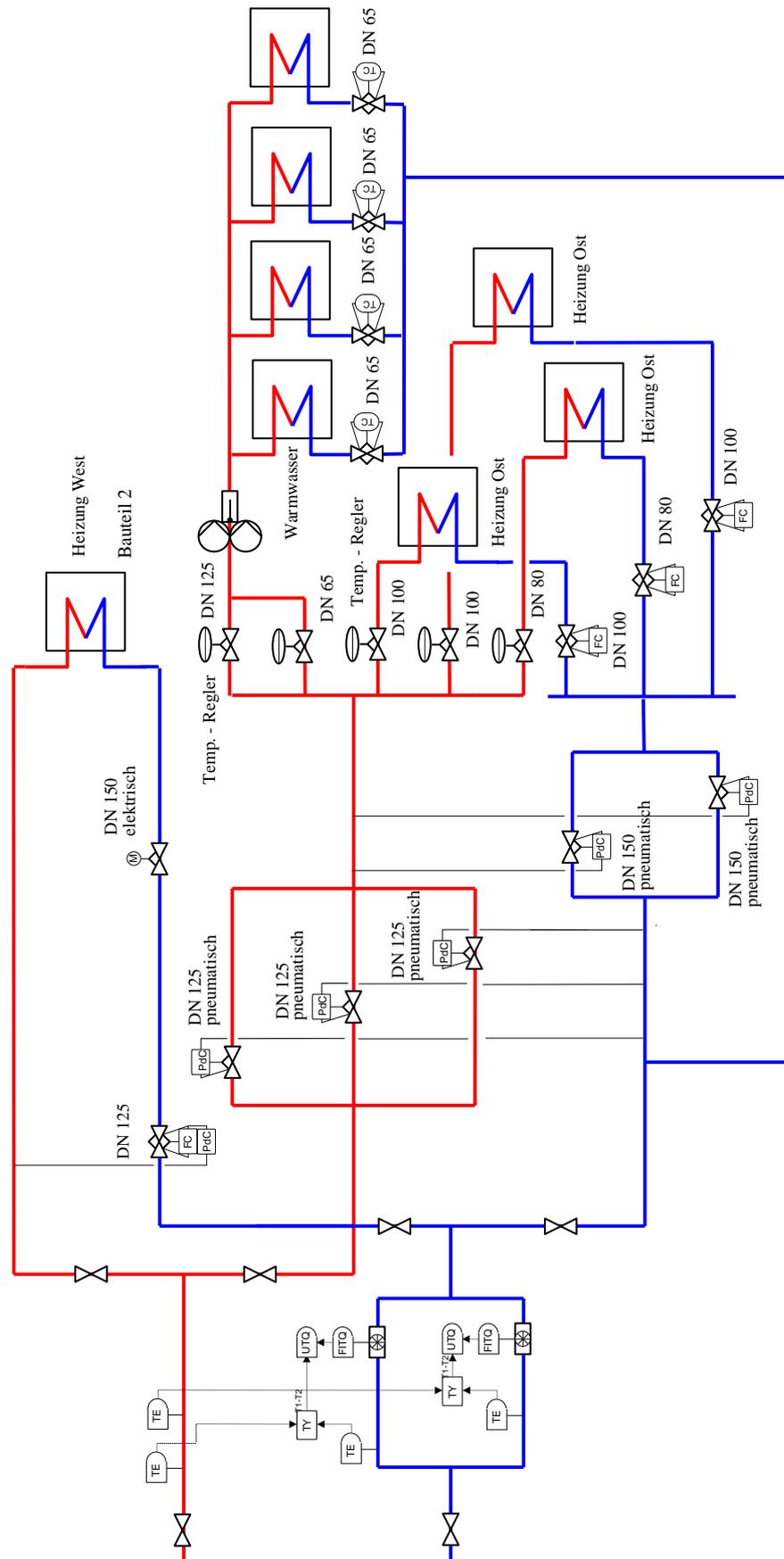


Abb. 5.9: Primäranlage Landeskrankenhaus Kirchdorf (1972 bis 2006)

Auch waren bei der ausführenden Firma zu diesem Zeitpunkt¹⁰⁷ weder die Erfahrung noch das Fachwissen für große Fernwärmanlagen im erforderlichen Umfang gegeben.

Da es seit dem Einbau einer Drehzahlregelung für die Hauptnetzpumpe (1987) im Kraftwerk ständig zu den in Punkt 4.2 beschriebenen Mengenschwankungen gekommen ist, konnte die Verwaltung des Krankenhauses von der Notwendigkeit eines Umbaus ihrer Umformanlagen überzeugt werden. Das Hauptargument dafür war allerdings die damit verbundene Energieeinsparung und die Möglichkeit der Optimierung der gesamten Wärmezentrale und nicht die Probleme im Heizkraftwerk.

Im Sommer 2006 wurde die Primäranlage hydraulisch entsprechend den Vorgaben der Fernwärme Kirchdorf umgebaut und vor allem die Ventile dem tatsächlichen Bedarf angepasst. Dabei wurden die Stationen in „klassischer Weise“ mit mechanischen Durchfluss- und Differenzdruckreglern und Temperaturregelventilen mit elektrischen Stellmotoren ausgerüstet.

Da in Abschnitt 10 ausführlich auf die Anlage Bauteil 1 eingegangen wird, sollen hier nur einige Informationen über die Station im Neubau gegeben werden. Sie wurde als klassische Umformstation mit einem mechanischen Differenzdruckregler¹⁰⁸ und einem Temperaturregelventil¹⁰⁹ mit elektrischem Stellmotor ausgeführt.

Die Kennlinie des mechanischen Differenzdruckreglers ist in Abbildung 5.10 dargestellt.

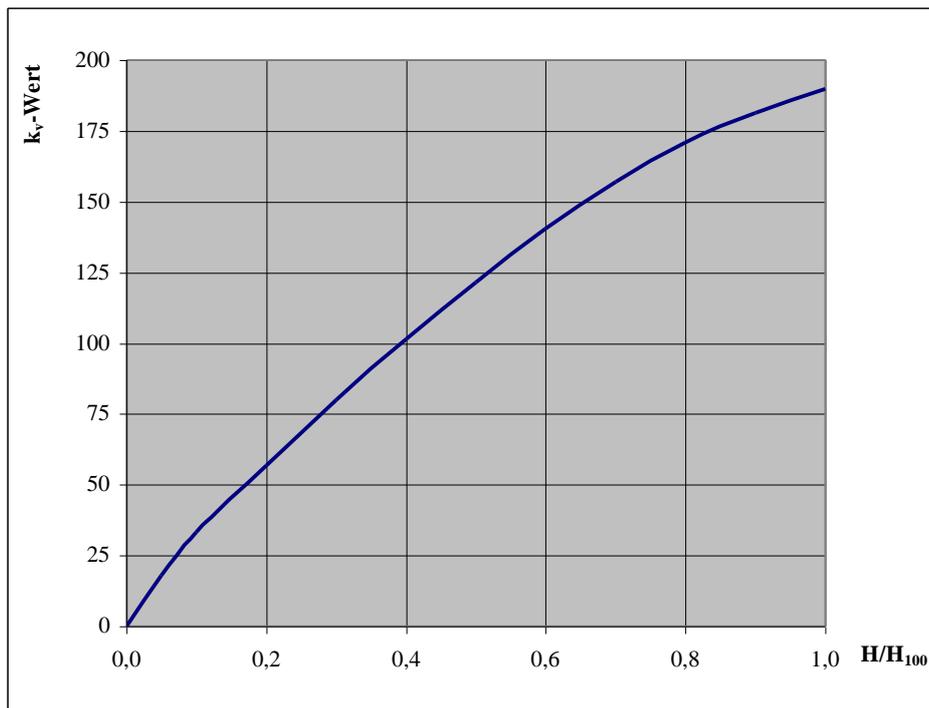


Abb. 5.10: Regelkennlinie Differenzdruckregler DN 125, $k_{vs} = 190$ [26]

¹⁰⁷ Die Fernwärme in Österreich entwickelte sich erst richtig seit Ende der 1960-iger Jahre. Einer der Vorreiter für kleinere Anlagen war neben Kufstein die Fernwärme in Kirchdorf. Somit war auch bei den Installationsfirmen das entsprechende Wissen noch nicht in vollem Umfang gegeben und musste erst im Laufe der Zeit erworben werden.

¹⁰⁸ Fabrikat Samson, Typ 42-37, DN 125

¹⁰⁹ Fabrikat Sauter, Typ VUG 150 F304

Die Kennlinie des Temperaturregelventiles (DN 125, k_{vs} 250), das als Durchgangsventil geschaltet ist, zeigt die folgende Abbildung 5.11.

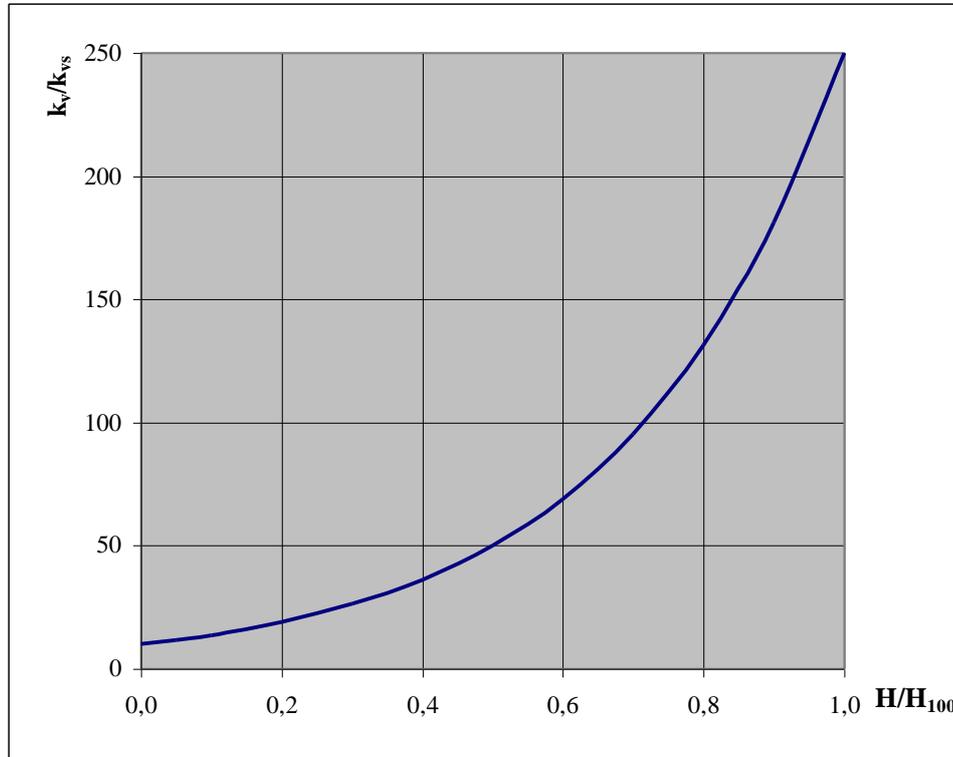


Abb. 5.11: Ventilkennlinie Durchflussregelventil DN 125, k_{vs} 250 [26]

Daraus und aus dem Aufbau (Abb. 5.9) ist erkennbar, dass zwar die Anlage im Bauteil 2 merklich überdimensioniert ist, aber ansonsten dem üblichen Standard und den Vorgaben der Fernwärme Kirchdorf entspricht.

(Der Ausbau der Fernwärme in Europa erfolgte, abgesehen von einigen Pionieranlagen, Mitte bis Ende der 60-iger Jahre. Die Strukturen fast aller Netze und auch der Aufbau der Umformstationen, die zu dieser Zeit errichtet wurden, ähneln sich sehr stark. Damit kann die größte Station der Fernwärme Kirchdorf als Beispiel für Schlüssel- bzw. Großkundenanlagen für andere Fernwärmebetreiber herangezogen werden.)

6 Hydraulische und thermische stationäre Simulation

Bei einer stationären, d.h. statischen Analyse eines Fernwärmenetzes wird von dynamischen, von der Zeit abhängigen Vorgängen abgesehen. Untersucht werden hauptsächlich die Druck- und Volumenstromverteilung im Netz. In einem zweiten Schritt werden auch die Auswirkungen der Wärmeverluste der Rohrleitungen in die Überlegungen einbezogen. Von der Mathematik her betrachtet, gilt es große Systeme ($n > 100$) nichtlinearer Gleichungen zu lösen, die nur mehr mit entsprechenden Hilfsmitteln, wie Programmen, gelöst werden können.

Folgende Ergebnisse sind aus einer statischen Simulation zu erwarten:

- Druckverteilung im Netz (mit Berücksichtigung der geodätischen Höhen)
- Volumenstromverteilung im Netz bei verschiedenen Lastzuständen¹¹⁰
- Verteilung der thermische Netzverluste
- Auslegung oder Überprüfung hydraulischer Komponenten¹¹¹

Mit dem Ergebnissen aus dem ersten Punkt ist eine Beurteilung der Betriebssicherheit möglich, da in einem Fernwärmenetz die Drücke innerhalb gewisser Grenzen¹¹² liegen müssen.

Durch das ständige Erweitern eines Fernwärmenetzes kann die Versorgungssicherheit der Kundenanlagen wegen der starken Nichtlinearität¹¹³ der mathematischen Modelle nicht mehr mit einfachen Methoden ermittelt werden.

Die Verteilung der Wärmeverluste ermöglicht eine Beurteilung und Optimierung der Betriebsführung bis hin zu Korrekturen der Leitungsdimensionierung.

In komplexen Systemen mit stark nichtlinearem Charakter versagt meistens die Anschauung. Die Dimensionierung hydraulischer Komponenten oder die Auslegung und Positionierung von Pumpen kann nur nach Kenntnis der Druck- und Volumenstromverteilung erfolgen. Das Prinzip „je größer desto besser“ versagt in den meisten Fällen. [27]

6.1 Grundlagen der statischen hydraulischen Berechnung

Eine hydraulische Netzberechnung besteht prinzipiell aus den Bereichen

- Modellierung der Einzelkomponenten und
- Modellierung des Zusammenspiels der Einzelkomponenten im Netz

Die bei der Modellierung der Einzelkomponenten ermittelten Zusammenhänge werden danach in einer anderen Ebene zum Gesamtmodell des Fernwärmenetzes zusammengelegt, mit dem sich in Folge das Verhalten des Netzes beschreiben lässt.

¹¹⁰ Abnahmemengen in den Kundenanlagen

¹¹¹ wie Pumpen- und Rohrauslegungen

¹¹² Nach oben ist der Druck durch die Festigkeit der Anlagenteile, nach unten meistens durch den Druck auf der Saugseite von Pumpen (Kavitation) oder durch die Gefahr des Ausdampfens an Netzhochstellen begrenzt.

¹¹³ Deshalb ist auch das Superpositionsgesetz nicht anwendbar.

Im Folgenden sind die wichtigsten Grundlagen für das thermo-hydraulische Berechnungsverfahren beschrieben [28]. Die Berechnungen wurden dem Simulationsprogramm sisHYD [31] durchgeführt.

6.1.1 Druckverluste Rohrleitungen

Der Zusammenhang zwischen Differenzdruck Δp und Massenstrom \dot{m} kann durch das *Darcy-Weisbachsche* Strömungsgesetz beschrieben werden [28]:

$$\Delta p = \dot{m} \cdot |\dot{m}| \cdot r - \rho \cdot g \cdot \Delta h \quad (6.1)$$

Die Rohrkonstante r ist gegeben durch

$$r = \frac{8}{\pi^2 \cdot \rho} \cdot \frac{1}{d^2} \cdot \left(\frac{l}{d^4} \cdot \zeta_R + \sum \zeta_{zus} \right) \quad (6.2)$$

Der gesamte Druckabfall des Systems setzt sich aus dem Druckabfall der geraden Rohrstücke, definiert durch die Rohrreibungszahl ζ_R , und dem Druckabfall durch die Zusatzwiderstände wie Krümmen, Verengungen, Verzweigungen und Abzweigen zusammen. Diese Zusatzwiderstände werden durch die Widerstandsbeiwerte ζ_{zus} beschrieben. (Diese Werte werden empirisch ermittelt. Sie können entsprechenden Tabellenwerten entnommen werden. [12], [29], [30])

ζ_R ist von der Strömungsform im Rohr abhängig und wird bei laminarer Strömung (Reynoldszahl $Re \leq 2320$) nach dem Gesetz von *Hagen-Poiseuille*:

$$\zeta_R = \frac{64}{Re} \quad (6.3)$$

und im turbulenten Strömungsbereich nach der Formel von *Prandtl-Colebrook*:

$$\frac{1}{\zeta_R} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\zeta_R}} + \frac{k}{d \cdot 3,71} \right)^2 \quad (6.4)$$

beschrieben, wobei mit k die Wandrauhigkeit¹¹⁴ bezeichnet ist.

Im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung ($Re = 2320$) wird die Reynoldszahl im Bereich von $Re = 2000$ und $Re = 3000$ durch lineare Interpolation nach den Formeln (6.3) und (6.4) errechnet. (Die dabei auftretenden Berechnungsfehler sind für die Gesamthydraulik vernachlässigbar.)

6.1.2 Umwälzpumpen

Obwohl es für die Bestimmung der Massenströme im Fernwärmenetz nicht erforderlich ist, die Pumpen zu modellieren, sind die wichtigsten Kennwerte und Rechenschritte angeführt. Als Hauptumwälzpumpen in Fernwärmenetzen (wie auch im Kirchdorfer Netz) werden ausschließlich drehzahlgeregelte Kreiselpumpen als Umwälzpumpen eingesetzt.

¹¹⁴ Angabe von k in mm

Die Druckerhöhung einer Kreiselpumpe ist eine Funktion des zu fördernden Massenstroms \dot{m} und der Drehzahl n . Die nachstehende Abbildung 6.1 zeigt als Prinzipdarstellung das Kennlinienfeld einer drehzahlgeregelten Kreiselpumpe. [31]

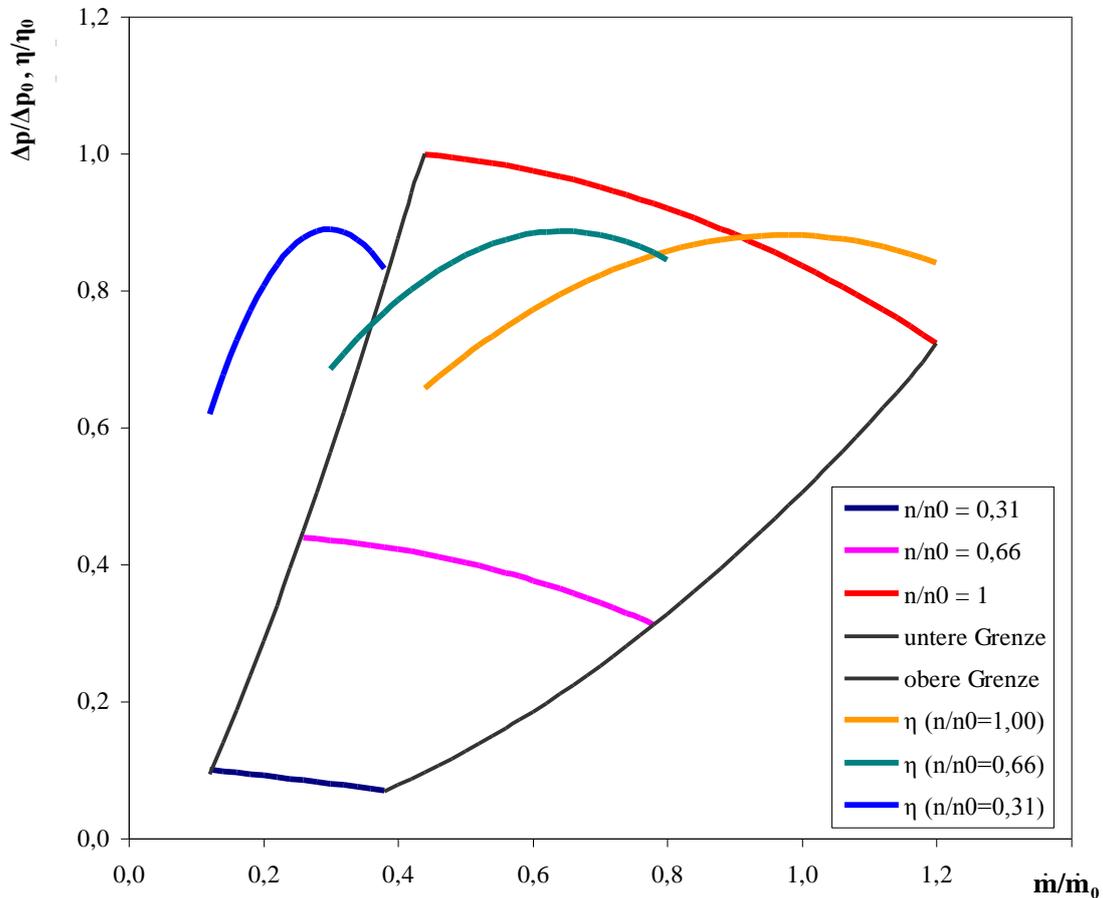


Abb. 6.1: Arbeitsbereich und Wirkungsgrade einer Kreiselpumpe bei verschiedenen Drehzahlen in normierter Darstellung (x-Achse: \dot{m}/\dot{m}_0 ; y-Achse: $\Delta p/\Delta p_0$ bzw. η/η_0)

Die Kennlinie wird bei einer vorgegebenen Drehzahl n als Polynom 2. Ordnung dargestellt:

$$\Delta p = \sum_{i=0}^2 a_i(n) \cdot \dot{m}^i \quad (6.5)$$

Die Polynomkoeffizienten a_i sind abhängig von der Drehzahl. Diese Abhängigkeit wird mit Hilfe des Affinitätsgesetzes beschrieben:

$$a_i = a_i(n_0) \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^{2-i} \quad (6.6)$$

Dabei müssen die Polynomfunktionen bei der Nenndrehzahl n_0 bekannt sein.

Auch der Wirkungsgrad η ist – abhängig von der Drehzahl – im Modell unterlegt. Normalerweise werden die Umwälzpumpen nach einem vorgegebenen Differenzdruck von einem bestimmten Punkt im Fernwärmenetz, der meistens am Netzende liegt und den Schlechtpunkt darstellt, gefahren.¹¹⁵

6.1.3 Armaturen

Als Regelarmaturen werden in Fernwärmenetzen in der Regel Ventile und Klappen – im Netz der Fernwärme Kirchdorf ausschließlich Ventile – eingesetzt.

Im verwendeten Berechnungsmodell werden diese wie folgt modelliert, bzw. der Druckverlust für Ventile und Klappen nach Gleichung (6.7) bestimmt:

$$\Delta p = \frac{100}{\rho} \cdot \left(\frac{\dot{m} \cdot 3600}{k_v} \right)^2 \quad (6.7)$$

Die Durchflusszahl k_v kann für die Ventile bei einer linearen Kennlinie nach Gl. (6.8), bei einer gleichprozentigen Kennlinie nach Gl. (6.9), als Funktion des Ventilhubes berechnet werden.¹¹⁶

$$k_v = k_{vs} \cdot \left[\frac{k_{v0}}{k_{vs}} + \left(1 - \frac{k_{v0}}{k_{vs}} \right) \cdot \text{hub} \right] \quad (6.8)$$

$$k_v = k_{vs} \cdot \exp(\text{hub}) \quad (6.9)$$

Dabei ist k_{vs} die Durchflusszahl¹¹⁷ einer Bauserie bei Nennhub, k_{v0} der Schnittpunkt der Kennlinie mit der Ordinatenachse (bei linearer Kennlinie) sowie hub das Verhältnis vom eingestellten Hub zum Nennhub. [31]

6.1.4 Abzweiger

In der vorliegenden Simulation wurden die Abzweiger – Abzweig mit einer Zulauf- und einer Ablaufleitung, Abzweig mit zwei Zu- und einer Ablaufleitung (Vereinigung), Abzweig mit einer Zulauf- und zwei Ablaufleitungen (Trennung) usw. – nach dem in [28] und [31] beschrieben und implementierten Verfahren ermittelt.

6.1.5 Kundenanlagen

Kundenanlagen (Verbraucher) sind normalerweise über eine Mengenregelung ans Fernwärmenetz angeschlossen. Der Massenstrom \dot{m} hängt von der benötigten Wärmemenge und von der Vorlauftemperatur ab, mit der die Kundenanlage versorgt wird. Ist der Differenzdruck an der Anlage entsprechend hoch, so besteht keine direkte Abhängigkeit des Verbraucher-Massenstroms von der Druckdifferenz.

¹¹⁵ Zumindest ist das Modell so eingestellt, dass in einem definierten Punkt des Fernwärmenetzes der vorgegebene Differenzdruck nicht unterschritten, bzw. eingehalten wird.

¹¹⁶ Detaillierte Ausführung zu linearen und gleichprozentigen Kennlinien siehe Pkt. 8.3.1.

¹¹⁷ vgl. auch Pkt. 8.3.1

Vorlauftemperatur und Rücklauftemperatur sind hydraulisch entkoppelt. Der Massenstrom errechnet sich wie folgt:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot (\vartheta_V - \vartheta_R)} \quad (6.10)$$

6.1.6 Wärmetauscher

Die hydraulische und thermische Entkopplung des Fernwärmenetzes von den Kundenanlagen erfolgt über Wärmetauscher. Auf der Primärseite wird der Mengenstrom so geregelt, dass die Vorlauftemperatur sekundärseitig der Wärmeanforderung entspricht. Bei der reinen hydraulischen Berechnung – ohne Berücksichtigung der thermischen Vorgänge – werden alle Wärmetauschertemperaturen vorgegeben.

6.1.7 Berechnungsmethode für die hydraulische Simulation

Um ein Fernwärmenetz simulieren zu können, muss zunächst die Struktur des Netzes rechnerisch beschrieben werden. Fast alle Methoden basieren auf Inzidenzmatritzen, da diese eine geschlossene Darstellung der Berechnungsalgorithmen ermöglichen (Kanten-Knoten-Inzidenzmatrix).

Die hydraulische Berechnung basiert auf den zwei Kirchhoffschen Gesetzen. Kirchhoff formulierte sie, um elektrische Netze zu beschreiben. Durch entsprechende Analogien (Strom - Massenstrom, Spannung - Druck, elektrischer Widerstand - hydraulischer Widerstand) lassen sie sich auch auf andere Netzwerke, wie für Gas-, Wasser- und Fernwärmenetze, anwenden.

Allgemein formuliert lauten sie:

- Die Summe aller Ströme an jedem Knoten des Netzes ist Null.

$$\sum_i \dot{m}_i = 0 \quad (6.11)$$

- Die Summe aller Potentialabfälle entlang jeder Masche des Netzes ist Null.

$$\sum_i \Delta p_i = 0 \quad (6.12)$$

Auf die Fernwärme angewandt, bedeutet dies, dass die Last an jedem Knoten gleich der Summe der ein- und austretenden Massenströme ist und dass die Summe der Druckverluste einer Masche gleich Null ist.

Die vorliegende Simulation basiert nach der Maschenabgleichmethode. Dabei wird der Zusammenhang von Druckverlusten und Massenströmen wie folgt beschrieben:

$$\Delta p = f(\dot{m}) \quad (6.13)$$

6.2 Stationäre thermische Netzberechnung

Bei der reinen hydraulischen Berechnung wird von vereinfachten Annahmen der thermischen Vorgänge im Netz ausgegangen [28]:

- Es gibt keine Wärmeverluste im Netz
- Die Rücklauftemperaturen aller Kundenanlagen sind gleich
- Alle Versorger speisen mit der gleichen Temperatur ein

Diese Methode liefert nur sehr ungenaue Ergebnisse. Deshalb wird das hydraulische Berechnungsmodul um die stationären thermischen Vorgänge erweitert.

6.2.1 Thermisches Modell des Einzelrohres

Bei der Ermittlung der Rohraustrittstemperatur geht man von folgenden Vereinfachungen aus:

- Im Rohr herrscht ideale Strömung mit vollständiger Vermischung
- Der Wärmedurchgangskoeffizient k ist im Berechnungsbereich nicht von der Temperatur und nicht von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig
- Temperaturänderungen durch die mechanische Energie der Rohrströmung bleiben unberücksichtigt

Unter diesen Annahmen ergibt sich für die Austrittstemperatur ϑ_A des Mediums nach Durchströmung eines Rohres der Länge l und des Durchmessers d , der Umgebungstemperatur ϑ_U , der Eintrittstemperatur ϑ_E und dem Wärmedurchgangskoeffizient k :

$$\vartheta_A = \vartheta_U + (\vartheta_E - \vartheta_U) \cdot e^{\frac{-4 \cdot k \cdot l}{d \cdot c_p \cdot \rho \cdot w}} \quad (6.14)$$

6.2.2 Thermisches Modell des Doppelrohres

Die Ermittlung der Temperaturen und der Wärmeverluste der Fernwärmetrasse - Vorlauf- und Rücklaufleitung - erfolgt nach den in [31] angegebenen Modellen und Methoden. Im Wesentlichen wird dabei von elektrischen Ersatzschaltbildern¹¹⁸ ausgegangen.

6.2.3 Versorger

Bei der Berechnung werden Versorger, also Wärmeeinspeiser, als Verbindungselemente zweier Knoten mit einer Wärmezufuhr betrachtet. Damit kann über die Energiebilanz das thermische Verhalten eines Versorgers beschrieben werden:

$$\dot{Q} = -\dot{m} \cdot c_p \cdot (\vartheta_A - \vartheta_E) \quad (6.15)$$

¹¹⁸ Die in [32] aufgestellten Formelsysteme wurden vom Verfasser (Zeitler) in umfangreichen Messreihen verifiziert.

Die Eintrittstemperatur des Wärmeerzeugers ist normalerweise die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes. Vorgegeben werden in der Regel die Vorlauftemperatur und der Massenstrom, wobei die Festlegung der jeweiligen Parameter von der Aufgabenstellung der Simulationsrechnung abhängt.

6.2.4 Kundenanlagen

Bei der Modellbildung der Wärmeentnahme der Kundenanlagen (Verbraucher), ihrer Massenströme und der Rücklauftemperaturen sind die unterschiedlichen Verbrauchertypen zu berücksichtigen.

Kunden können sich wesentlich beim Wärmebedarf (z. Bsp. Raumheizung, Brauchwasser, Klimatisierung, industrielle Nutzung) und im zeitlichen Abnahmeverhalten (private Haushalte, Behörden, Schulen, Industrie- und Gewerbeanlagen usw.) unterscheiden.

Um sehr aufwendige Simulationen eines jeden einzelnen Verbrauchers zu vermeiden, wird ein vereinfachtes Modell, das an die verschiedenen Verbrauchertypen angepasst werden kann, angewendet.

Bei den Annahmen, dass sich die Rücklauftemperatur bei erhöhtem Wärmeverbrauch und konstanter Vorlauftemperatur erhöht und dass bei konstanter Wärmeabnahme die Rücklauftemperatur bei erhöhter Vorlauftemperatur konstant bleibt oder sich nur geringfügig ändert, errechnet sich die Rücklauftemperatur ϑ_R :

$$\vartheta_R = \vartheta_{R_0} + a \cdot f + b \cdot (\vartheta_{V_0} - \vartheta_V) \quad (6.16)$$

Dabei wird f als Auslastungsfaktor wie folgt definiert (Quotient aus der tatsächlichen Wärmeabnahme \dot{Q} und der Wärmeabnahme bei der Nennanschlussleistung \dot{Q}_N):

$$f = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_N} \quad (6.17)$$

Die Werte für die Auslegungstemperaturen Rücklauf ϑ_{R_0} , die Auslegungstemperatur Vorlauf ϑ_{V_0} , sowie die Anpassungskoeffizienten a und b sind die Konfigurationsparameter für die Modellbildung der Verbraucheranlagen. Damit ist es möglich, verschiedene Verbrauchergruppen zu definieren und auch verschieden Lastprofile einzustellen.

Die Bestimmung des Massenstroms \dot{m} einer Anlage erfolgt nach Ermittlung der Rücklauftemperatur ϑ_R nach Gleichung (6.15).

6.3 Kopplung von hydraulischer und thermischer Netzberechnung

Eine direkte Kopplung der thermischen und der hydraulischer Netzberechnung mit Hilfe eines geschlossenen Gleichungssystems ist nicht möglich, da für die thermische Berechnung nicht die Temperaturgradienten, sondern die den Massenstrom verursachenden Druckdifferenzen Ursache für den Wärmetransport (Enthalpietransport) in den Fernwärmenetzen sind.

Es müssen daher, wie einleitend in Punkt 6.1 angegeben, die beiden Berechnungen abgeglichen und die Rechenzyklen solange wiederholt werden, bis eine Konvergenz erzielt ist, bzw. die Ungenauigkeit innerhalb einer vorgegebenen Toleranzgrenze bleibt. [33]

Das nachstehende Schema (Abb. 6.2) zeigt den prinzipiellen Ablaufplan der hydraulischen Netzberechnung, wobei thermische Einflüsse durch die Netzverluste vollkommen unberücksichtigt bleiben.¹¹⁹

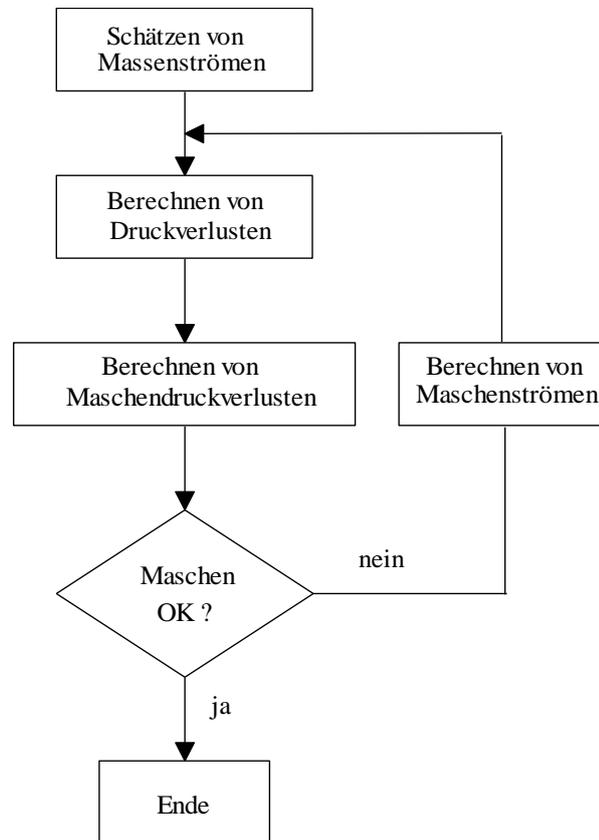


Abb. 6.2: Ablaufschema der hydraulischen Netzberechnung

Die folgende Abbildung 6.3 zeigt die Kopplung der hydraulischen mit der thermischen Netzberechnung, wie in Kapitel 6.2 beschrieben.

¹¹⁹ Anzumerken ist allerdings, dass es eine reine thermische Berechnung von Fernwärmenetzen nicht gibt. Sie setzt immer die Kenntnis der Massenströme voraus.

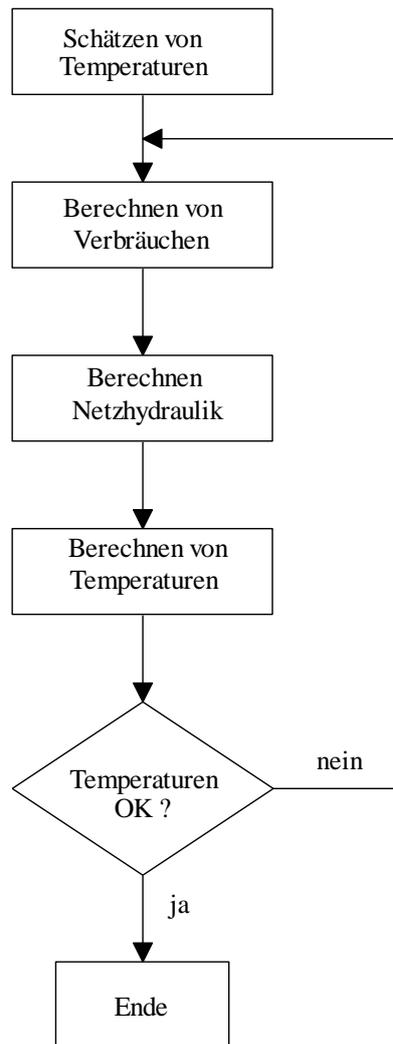


Abb. 6.3: Ablaufschema der hydraulischen und der thermischen Netzberechnung

6.4 Eingabedaten

Für die statische hydraulische und thermische Berechnung des Volllastfalles wurden nachstehende Daten vorgegeben und der Simulation hinterlegt. Es wurden zwei verschiedene Ausbaustände des Fernwärmenetzes, nämlich 1999 und 2006, gewählt. Sie unterscheiden sich in der Netzstruktur nur durch kleine Erweiterungen, allerdings bei den Daten der Kundenanlagen doch merklich. Außerdem wurde 2006 die größte Kundenanlage technisch geändert.¹²⁰

6.4.1 Rohrleitungen

Die Netzgeometrie des Primärnetzes wurde nach Abbildung 3.3 entsprechend den tatsächlichen Dimensionen - Innen und Außendurchmesser, Isolierstärke, Wärmeleitfähigkeit der Isolierung, Längen, x- und y-Koordinaten und Höhenkoten sowie Strang- und Knotennummern - eingegeben.

¹²⁰ siehe Abschnitt 10

6.4.2 Kundendaten

Vorgegeben wurde einerseits der Mindestdruck von 0,5 bar, andererseits der aus dem Anschlusswert nach Gleichung (4.1) ermittelte und am Mengendifferenzdruckregler eingestellte maximale Volumenstrom aller Primäranlagen sowie die entsprechende Verbrauchergruppe nach Tabelle 6.1. Die Abnehmer wurden in vier Verbrauchergruppen eingeteilt:

Verbrauchergruppe	eingestellte Leistung [kW]	Summe der Anschlusswerte 1999 [kW]	Summe der Anschlusswerte 2006 [kW]
1	0 - 50	1.983	2.524
2	51 - 500	6.406	7.196
3	> 500	12.972	9.100
4	Umformstationen	12.195	11.905
Summe		33.556	30.725

Tab. 6.1: Verbrauchergruppen¹²¹

6.4.3 Druckhaltung

Das Fernwärmenetz wird mit einer Vorlaufdruckhaltung von 10 bar am Erzeuger betrieben. Das Netz wird in der Rechnung so geregelt, dass an der Umformstation 30 die Druckdifferenz mindestens 0,5 bar beträgt. Damit ist im Regelfall der Minstdifferenzdruck von 0,5 bar bei allen Verbrauchern erreicht, bzw. ergibt die Berechnung Netzschlechtpunkte¹²².

6.4.4 Abgleich des Rechenmodells von 1999 mit Betriebswerten

Das Rechenmodell (Stand 1999) wurde mit den Betriebsdaten abgeglichen.

	Betriebswerte bei $\vartheta_A = -5\text{ °C}$	Berechnungsergebnis bei $\vartheta_A = -5\text{ °C}$	Betriebswerte bei $\vartheta_A = -16,3\text{ °C}$	Berechnungsergebnis bei $\vartheta_A = -16,3\text{ °C}$
ϑ_{VL} [°C]	99,0	99,0	104,0	104,0
ϑ_{RL} [°C]	61,0	60,5	61,0	60,5
Leistung [MW]	20,440	20,820	26,420	26,450
Volumenstrom [m ³ /h]	458	483	537	546
Δp Erzeuger [bar] ¹²³	4,5	3,3	5,0	3,9

Tab 6.2: Basisdaten der Berechnung Stand 1999

¹²¹ In den letzten Jahren wurden sowohl die Anschlusswerte der eigenen Umformstationen als auch die von einigen Großkunden optimiert und angepasst.

¹²² Damit müssen dann die Parameter so geändert werden, dass es in keinem Punkt des Fernwärmenetzes zu einer Unterschreitung des Mindestdrucks kommt.

¹²³ Die Druckunterschiede zwischen gemessenen und errechneten Werten erklären sich dadurch, dass bei den gemessenen Werten die Druckverluste in den Erzeugeranlagen enthalten sind.

Die Druckverlustberechnung ergibt nach Berücksichtigung der Betriebswerte einen Längskorrekturfaktor von 1,2 und eine Wandrauhigkeit von 0,13 mm. (Diese Werte stimmen gut mit anderen vergleichbaren Netzen überein.)

6.4.5 Abgleich des Rechenmodells von 2006 mit Betriebswerten

Auch das Modell des Ausbaustandes 2006 des Kirchdorfer Fernwärmenetzes wurde mit den Betriebsdaten bei Volllast abgestimmt.

	Betriebswerte bei $\vartheta_A = -19,7\text{ °C}$	Berechnungsergebnis- bei $\vartheta_A = -19,7\text{ °C}$
ϑ_{VL} [°C]	103,0	103,0
ϑ_{RL} [°C]	62,0	61,5
Leistung [MW]	28,210	28,040
Volumenstrom [m ³ /h]	600	579
Δp Erzeuger [bar] ¹²⁴	5,3	4,4

Tab 6.3: Basisdaten der Berechnung Stand 2006

Auch diese Berechnungen und Abgleiche basieren, analog Punkt 6.4.4 auf einer Wandrauhigkeit von 0,13 mm und einem Längskorrekturfaktor von 1,2.

6.4.6 Berechnungsergebnisse bei Netzhöchstlast

Die nachfolgende Tabelle zeigt die Ergebnisse der Berechnungen bei Volllast. Daraus ist die sehr gute Übereinstimmung der beiden Simulationen ersichtlich.

		1999	2006
Vorlauftemperatur beim Erzeuger	°C	104,0	103,0
Rücklauftemperatur beim Erzeuger	°C	60,6	61,5
min. Vorlauftemp. am Verbraucher	°C	92,7	83,7
Massenstrom beim Erzeuger	kg/s	166,14	160,94
Einspeiseleistung	MW	30,286	28,039
Wärmeverluste	kW	788	890
Abnahmeleistung	MW	29,498	27,149
Vorlaufdruck Einspeisung	b	10,00	10,00
Rücklaufdruck Einspeisung	b	5,21	4,35
Δp Einspeisung	b	4,79	5,65
Regelknoten	-	U 30 (6092)	U 30 (6092)
Netzschlechtpunkt	Knoten	6045	6045
Δp Netzschlechtpunkt	b	0,54	0,93

Tab 6.4: Berechnungsergebnisse 1999 und 2006 bei Volllast

¹²⁴ Die Druckunterschiede zwischen gemessenen und errechneten Werten erklären sich dadurch, dass bei den gemessenen Werten die Druckverluste in den Erzeugeranlagen enthalten sind.

6.4.7 Berechnungsergebnisse bei Zweidrittel-Last

In Kapitel 4.2 bzw. 4.6 sind die Schwankungen der Durchflussmenge bei bestimmten Lastbedingungen beschrieben. Es wurden deshalb die Verhältnisse im Fernwärmenetz bei diesen Betriebszuständen in einem eigenen Rechengang simuliert und abgebildet. Dabei wurden stabile Zustände angenommen.

In nachstehender Tabelle 6.5 sind die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst. Für diese Modellierung bilden die Erkenntnisse aus Punkt 6.4.6 die Basis.

		1999
Vorlauftemperatur beim Erzeuger	°C	104,0
Rücklauftemperatur beim Erzeuger	°C	60,3
Massenstrom beim Erzeuger	kg/s	101,00
Einspeiseleistung	kW	18.509
Abnahmeleistung	kW	17.728
Vorlaufdruck Einspeisung	b	10,00
Rücklaufdruck Einspeisung	b	7,58
Δp Einspeisung	b	2,42
Regelknoten		U 30 (6092)
Netzschlechtpunkt	Knoten	6045
Δp Netzschlechtpunkt	b	0,838
Vorlaufdruck Knoten¹²⁵ 1100	b	7,07
Rücklaufdruck Knoten 1100	b	5,38
Massenstrom Knoten 1100	kg/s	15,79

Tab. 6.5: *Berechnungsergebnisse bei Zweidrittel-Last*

Diese Ergebnisse, insbesondere die Massenströme, die Druckverteilung im Netz und die Druckverluste bzw. Druckabfälle in den einzelnen Leitungssträngen, bilden die Basis für die weiteren Überlegungen und Berechnungen. Der Massenstrom am Einspeiser, d.h. in der Heizzentrale und damit die Durchflussmenge am Kondensator der Dampfturbine 1, beträgt etwa 374 m³/h.

In den Tabellen 6.6, 6.7 und 6.8 sind die Ergebnisse¹²⁶ in tabellarischer Form dargestellt, wobei in allen nur Auszüge (bzw. ein kleiner Ausschnitt) aus den gesamten Ergebnislisten gezeigt werden.

Einen Ausschnitt des Primär-Netzplanes mit den wichtigsten Daten zeigt die folgende Abbildung 6.4. Daraus sind bei den Verbrauchern (Umformstationen) der Vorlaufdruck [bar], die Knotennummer, der Rücklaufdruck [bar] und die Anschlussleistung [kW], bei den Netzknoten der Vorlaufdruck, die Knotennummer und der Rücklaufdruck ersichtlich.

¹²⁵ Umformstation Landeskrankenhaus Kirchdorf

¹²⁶ Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind diese Tabellen im Anhang dargestellt.

Bei den Leitungssträngen sind die Flussrichtung, die Knotennummern des Anfang- und Endknotens, sowie die Leitungsdimensionen eingetragen. Durch die farbige Darstellung sind auch die spezifischen Druckverluste [Pa/m], eingeteilt in Kategorien, ablesbar:

-  $100 < x < 200$ [Pa/m]
-  $50 < x < 100$ [Pa/m]
-  $50 < x < 10$ [Pa/m]
-  $10 < x$ [Pa/m]

1	Knoten Druck Vorlauf in bar
2	Nummer (Name)
3	Knoten Druck Rücklauf in bar
4	Knoten Verbr.-Anschlusswert in kW

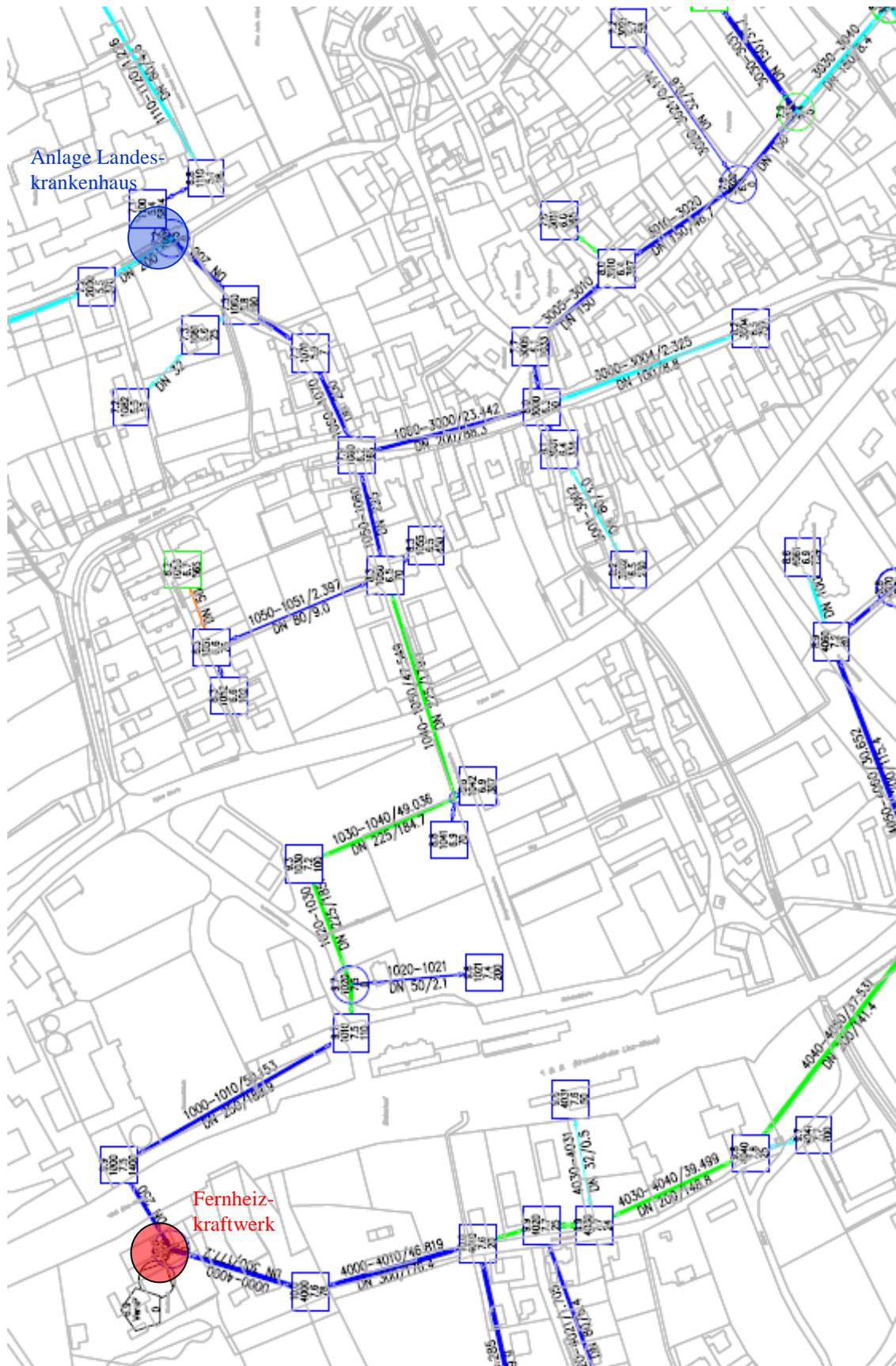


Abb. 6.4: Ausschnitt aus der schematischen Darstellung des Netzplan Stand 1999, Zweidrittel-Last mit Verbrauchern und Knoten

7 Vereinfachung des Netzes

Für die weiteren Überlegungen muss die Netztopologie vereinfacht werden. Eine Bearbeitung aller über 200 Primärstationen würde den Rechenaufwand enorm steigern, ohne wesentlich bessere und genauere Ergebnisse und Erkenntnisse zu erhalten. Die Basis für die nachfolgenden Darstellungen bilden die in Punkt 6.4.7 ermittelten Berechnungsergebnisse bei Zweidrittel-Last mit einer statischen thermisch-hydraulischen Netzberechnung.

7.1 Druckverhältnisse bei Zweidrittel-Last

Für das Simulationsmodell müssen die Ausgangsdaten im stationären Zustand bekannt sein. In Analogie zu elektrischen Netzen (Massenstrom - elektrischer Strom, Druckdifferenz - elektrischer Spannungsabfall) werden in Abbildung 7.1 die Druckverhältnisse sowohl im Vorlauf als auch im Rücklauf dargestellt werden. Die Zahlen bedeuten den Druck in bar. Die geografischen Höhenkoten sind dem Rechenmodell unterlegt und in dieser Abbildung (Abb. 7.1) in Klammern bei den Umformstationen dargestellt.

Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass bei diesem Lastfall die Druckverluste in den Leitungen gegenüber einer Vollast-Rechnung deutlich kleiner werden. Bei der Modellbildung kann damit bei vereinfachten Überlegungen in erster Näherung von einem linearen Verlauf bei den Druckverlusten im Netz ausgegangen werden.¹²⁷

7.2 Durchflussmengen bei Zweidrittel-Last

Wie einleitend in Abschnitt 7.1 angegeben, zeigt Abbildung 7.2 die Verteilung der Durchflussmengen in kg/s bei Annahme einer Zweidrittel-Last der gesamten Verbraucher.

Die Einspeisemenge¹²⁸ im Kraftwerk beträgt damit 101,0 kg/s bzw. 374 m³/h. Bei dieser Leistung ist keine zusätzliche Wärmeerzeugung durch die Heizkessel erforderlich. Damit ist diese Menge auch gleichzeitig die Durchflussmenge durch den Heizkondensator der Dampfturbinenanlage 1.

Für die Modellbildung und Darstellung in einem vereinfachten Netz sind für die Ermittlung der tatsächlichen Druckverluste der einzelnen Leitungsstränge die Werte mit den geodätischen Höhen zu korrigieren (Tab. 7.1).¹²⁹

Die den Verbrauchern und den Abzweigern zugeordneten Nummern in Abbildung 7.2 verweisen auf die in Tabelle 7.1 dargestellten korrigierten Differenzdrücke.

Für die weiteren Überlegungen in den Abschnitten 8 bis 9 bilden diese Daten – Mengenströme und Differenzdrücke – die Basis.

Vor allem der Differenzdruck bei der Anlage Landeskrankenhaus wird für die Ermittlung der Durchflussmengen bei verschiedenen Ventilstellungen in Kapitel 10 einen großen Einfluss haben.

Für die Erstellung eines vereinfachten Simulationsmodelles in Abschnitt 9 und in Abschnitt 11 wird dieses vereinfachte Schema nochmals zusammengefasst. (Bei einer Simulation nach dem Modell Abschnitt 7 würde die Rechenleistung enorm ansteigen und die Einsatzgrenzen des verwendeten Simulationsprogrammes wären überschritten.)

¹²⁷ Bei der Anlage LKH werden die tatsächlichen Verhältnisse berücksichtigt.

¹²⁸ entspricht Umwälzmenge bezogen auf 80 °C

¹²⁹ Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist diese Tabelle im Anhang dargestellt.

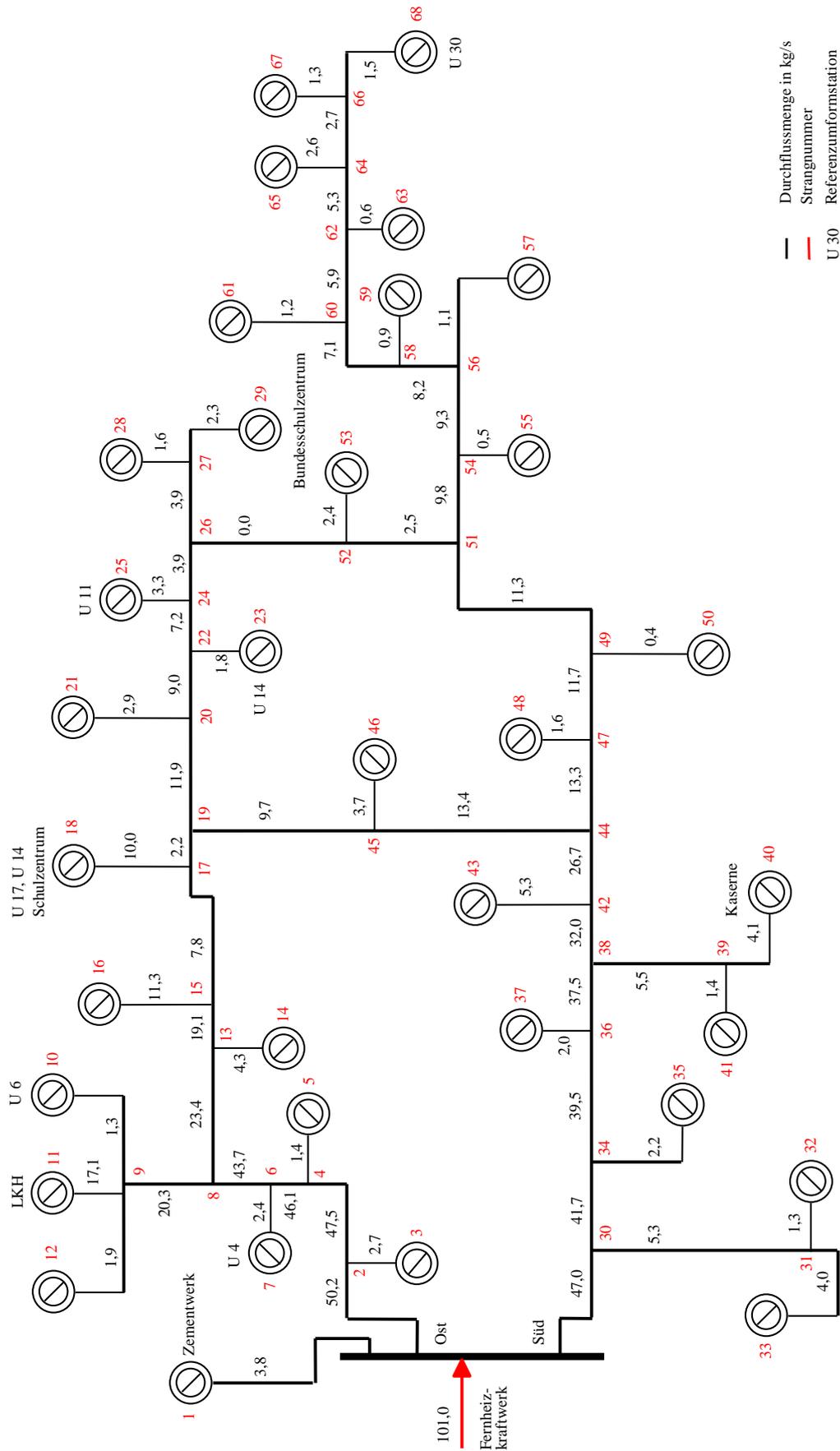


Abb. 7.2: Mengenverteilung im Fernwärmenetz bei Zweidrittel-Last in kg/s

8 Grundlagen des Simulationsmodell für dynamische Vorgänge

8.1 Transiente Analyse

In Fernwärmenetzen kommt es zu verschiedensten Veränderungen, verursacht durch Schalthandlungen, durch hydraulische Regelvorgänge von Reglern ohne Hilfsenergie, durch die Vorlauftemperaturregelung bei den Umformstationen oder durch die Drehzahlregelung der Fernwärmehauptumwälzpumpen.

Langsame Veränderungen im Netz, die beispielsweise durch Temperaturschwankungen hervorgerufen werden, können hinreichend genau durch eine stationäre Analyse, wie in den Abschnitten 6 und 7 dargestellt, erfasst werden.

Nach [27] zeigt eine Abschätzung, dass hydraulische Ereignisse bis zu rund 500 Mal schneller ablaufen als thermische. Damit können bei Untersuchungen thermischer Vorgänge die hydraulischen als quasistationär angesehen werden.

Bei Untersuchungen transients Vorgänge gilt es, große Systeme von Differentialgleichungen zu lösen. Eine zusätzliche Herausforderung dabei ist, dass bei Netzproblemen zu den Differentialgleichungen gewöhnliche nichtlineare Gleichungen kommen.¹³⁰

Mit Hilfe der transienten Analyse können in der Regel Antworten auf folgende Fragen gefunden werden:

- Durch welche Schalthandlungen können welche Druckstöße verursacht werden?
- Welche Regeleinrichtungen sind für den Betrieb und für den Störfall erforderlich?
- Wie sind die Regler und die Regeleinrichtungen auszulegen?
- Zu welchen Zuständen können Pumpenausfälle führen und welche Maßnahmen sind zu setzen um gefährliche Zustände zu vermeiden?
- Welche Sicherheitseinrichtungen sind erforderlich und an welchen Netzpunkten sind sie zu positionieren?

Im Normalfall erfolgen Schalthandlungen so, dass die Anlagen problemlos an die geänderte Betriebsweise angepasst werden können.¹³¹ Damit können diese Änderungen als quasistationär angesehen werden. Beim Abschalten oder bei Ausfällen von größeren Anlagenteilen¹³² sind oft genaue Bedingungen und Betriebsanweisungen zu erstellen, um unzulässige Druckstöße zu vermeiden.

In jedem mittleren, vor allem aber in großen Fernwärmenetzen ist eine beträchtliche Zahl von Regeleinrichtungen installiert. Jede Kundenanlage ist mit einem Differenzdruckregler und einem Temperaturregelkreis, bestehend aus Durchflussregelventil mit Stellmotor, Temperaturregler und Fühler, ausgestattet. Die Netzpumpen werden nicht mehr starr, d.h. mit einer festen Drehzahl, sondern drehzahl geregelt gefahren.

Bei komplexen Gesamtsystemen, wie bei einem Fernwärmenetz, das aus Leitungssystemen, Umformstationen und Erzeugungseinrichtungen mit Umwälzeinrichtungen besteht, ist der Schluss, dass das System stabil ist, weil die Untersysteme funktionieren, keinesfalls zulässig. [27], [34]

¹³⁰ Beispielsweise hängt der Druckverlust in Rohrleitungen vom Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit w ab.

¹³¹ Das Öffnen (Schließen) eines Ventiles dauert händisch rund 30 bis 60s, elektrisch 120 -180 s.

¹³² wie dem Ausfall der Fernwärmehauptumwälzpumpe

Die zur Verfügung stehenden mathematischen Verfahren sind im Allgemeinen nicht in der Lage, diese Problemfälle zu lösen, sodass als Ausweg nur die Simulation bleibt.

In Abschnitt 4 wurden periodische Schwingungs- und Laständerungsvorgänge beschrieben, die zu erheblichen Betriebsproblemen beim Dampfturbinenbetrieb geführt haben.

Schaltvorgänge bei Armaturen können zu Druckstößen führen, können aber als Ursache ausgeschlossen werden können, da keine Schalthandlungen¹³³ durchgeführt wurden. Außerdem hätten dadurch hervorgerufene Stoßwellen eine wesentlich kürzere Schwingungsdauer. Andere Störfälle, wie der Ausfall der Hauptumwälzpumpe oder von anderen Anlagenteilen, scheiden aus. Das lässt den Schluss¹³⁴ zu, dass die Schwankungen, bzw. die periodischen Schwingungen der Durchflussmenge am Heizkondensator durch Regler einer Umformstation, wahrscheinlich ausgelöst in einem Untersystem und dem Drehzahlregelsystem der Fernwärme-Netzpumpe, verursacht wurden.

8.2 Dynamisches Verhalten des Differenzdruckregler

Die Aufgaben des Differenzdruckreglers sind in Punkt 5.2.2 und in [35] ausführlich beschrieben. In der Fernwärme werden fast ausschließlich Regler ohne Hilfsenergie (ROH) eingesetzt, da sie unabhängig von Hilfsenergien, wie Strom- oder Druckluftausfall, ihre Funktion beibehalten.

Für die weiteren Überlegungen ist es erforderlich, zu untersuchen, wie schnell ROH's auf Druckschwankungen oder Mengenänderungen – sowohl auf der Verbraucher- als auf der Eingangsseite – reagieren und wieder auf den Sollwert einregeln.

Ausführlich behandelt wird ein Differenzdruckregler mit $k_{vs} = 32$ (DN 50), der in der Umformstation U30 verwendet wird.

8.2.1 Simulationsmodell Differenzdruckregler

Abbildung 8.1 stellt eine Prinzipskizze eines Primärverbrauchers dar. Die Umformstation besteht im Wesentlichen aus Wärmetauscher (Verbraucher), Durchgangsregelventil und Differenzdruckregler und Rohrleitungen.¹³⁵

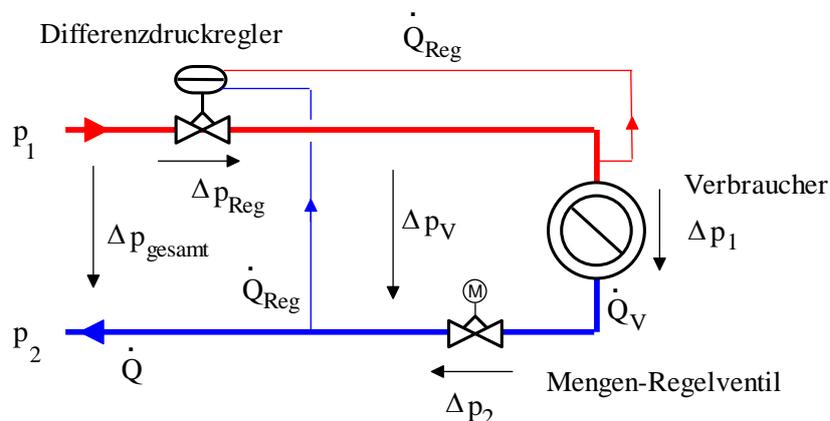


Abb. 8.1: Prinzipskizze Primärverbraucher

¹³³ Außerdem hätten diese Schalthandlungen laufend durchgeführt werden müssen.

¹³⁴ siehe auch in Punkt 4.6

¹³⁵ Abbildung 8.13 stellt im wesentlichen die gleiche hydraulische Situation dar, allerdings liegt der Schwerpunkt auf dem Verhältnis $\Delta p_2/\Delta p_{ges}$.

Für die folgenden Überlegungen wird vom Vorliegen nachstehender Größen ausgegangen:

Verbraucher: k_{vV} , \dot{Q}_V und \dot{Q}_{Reg} , $\Delta p_V = \Delta p_1 + \Delta p_2$

ROH: k_{vR} , \dot{Q} , $\Delta p_{ges} = p_1 - p_2$, und Δp_{soll}
 Federkonstante (c), Masse des Ventilkegels mit Spindel (m),
 Membranfläche (A_m), Nennhub (H_{Nenn}), Dämpfungsfaktor (d)
 und Ventilweg (x)

Für das oben beschriebene System gelten nachstehende Grundgleichungen:

Regler:

$$\Delta p_{Reg} = \Delta p_{ges} - \Delta p_V = \left(\frac{\dot{Q}}{k_{vR}} \right)^2 \cdot \Delta p_0 \quad \text{mit } \Delta p_0 = 1 \text{ bar} \quad (8.1)$$

Verbraucher:

$$\Delta p_V = \left(\frac{\dot{Q}_V}{k_{vV}} \right)^2 \cdot \Delta p_0 = \left(\frac{\dot{Q} + \dot{Q}_{Reg}}{k_{vV}} \right)^2 \cdot \Delta p_0 \quad (8.2)$$

$$\Delta p \cdot A_m = m \cdot x'' + d \cdot x' + c \cdot x \quad (8.3)$$

$$m \cdot x'' + d \cdot x' + c \cdot x = A_m \cdot (\Delta p_V - \Delta p_{soll}) \quad (8.4)$$

Um das Gleichungssystem zu lösen, wird der Differenzdruckregler (ROH) mit [36] in einem Blockschaltbild abgebildet (Abb. 8.3) und die Wirkungsweise simuliert.¹³⁶

Aus Übersichtlichkeitsgründen sind die Gleichungen am mechanischen System in einem eigenen Untersystem dargestellt (Abb. 8.2).

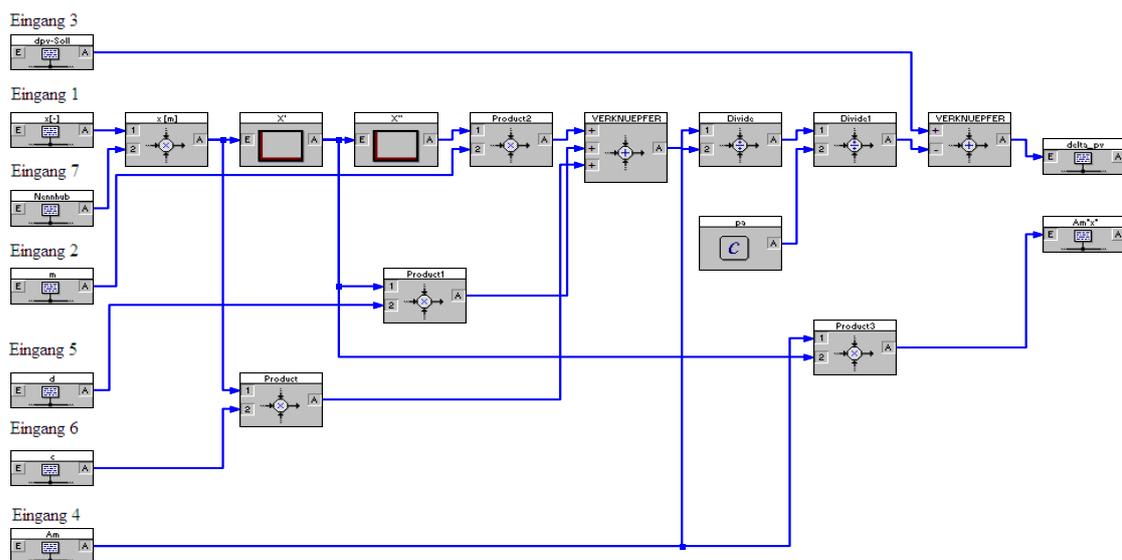


Abb. 8.2: Blockschaltbild Simulation Subsystem (Differenzdruckregler)

¹³⁶ Das verwendete Simulationsprogramm *BORIS*, das auf dem Programmpaket *WinFACT* basiert, wird ausführlich im Abschnitt 9 beschrieben.

Die Eingänge für die in der Abbildung 8.2 dargestellten Eingangsblöcke sind:
 E1 ... x , E2 ... m , E3 ... Δp -Sollwert, E4 ... A_m , E5 ... d , E6 ... c , E7 ... H_{Nenn}

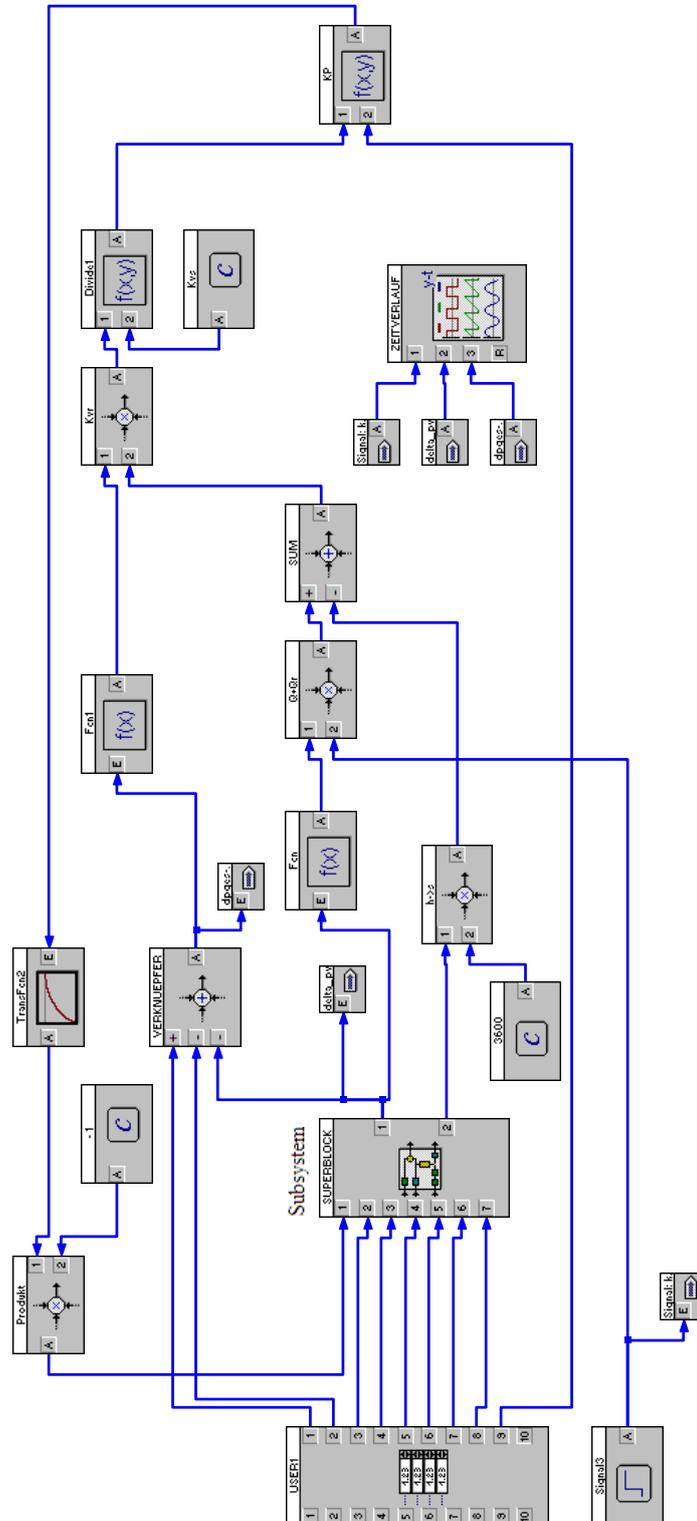


Abb. 8.3: Gesamtsystem¹³⁷ Differenzdruckregler (ROH)

¹³⁷ Dieses Modell wurde auch mit der Entwicklungsabteilung von Samson, Frankfurt, abgestimmt.

8.2.2 Regelverhalten

Der Differenzdruckregler reagiert, wie in Punkt 5.2.2 beschrieben, einerseits auf Druckänderungen auf der Eingangsseite, andererseits muss er auch auf Druckschwankungen auf der Ausgangsseite reagieren um den eingestellten Sollwert zu halten.

Schnelle Druckänderungen¹³⁸ ($t \leq 1$ sek) beeinflussen das System nur sehr kurzzeitig und führen im Regelfall sowohl auf der Verbraucherseite als auch auf der Erzeugerseite zu keinen Störungen und können auch nicht Ursache der unter Punkt 4.2 ausgeführten Durchflussschwankungen im Heizkondensator sein.

Regler ohne Hilfsenergie werden zumeist als reine Proportionalregler ausgeführt. Bei der Konstruktion und Auslegung sollen verschiedene Forderungen erfüllt werden. Kleine Druckänderungen sollen große Hubverstellungen bewirken, die wiederum große k_v -Wert-Änderungen verursachen. Die bleibende Regelabweichung hängt vom Proportionalbeiwert des Reglers ab. Daraus ergibt sich die Forderung nach einem großen Proportionalbereich und damit nach kleiner Federsteifigkeit (Federkonstante c) und großer Fläche der Antriebsmembran A_m .

Allerdings können zu große Proportionalbeiwerte – besonders wenn sie durch überdimensionierte Ventile verursacht werden – zum Schwingen des Differenzdruckregelkreises führen. Die Dämpfung der Drucksignale in den Steuerleitungen zum Membranantrieb haben aber ihre Grenzen und führen nicht in allen Fällen zum gewünschten Erfolg. (Verwendet werden dafür Nadeldrosselventile oder spezielle Drosselelemente, die ebenfalls den Durchfluss in der Steuerleitung je nach Strömungsrichtung unterschiedlich stark abdrosseln. [37])

Deutlich ersichtlich ist aus den Messungen auch die Hysterese im Regelverhalten. Diese entsteht durch Haftreibung der Kegelstange des Ventils.¹³⁹

Wichtig für ein definiertes Regelverhalten ist auch die Druckentlastung am Ventilkegel. Die Kegelkraft, die vom Differenzdruck über dem Ventilkegel und dem Kegelquerschnitt abhängig ist, wirkt als Störgröße auf den Regelkreis und arbeitet gegen den Antrieb. Durch konstruktive Maßnahmen¹⁴⁰ können diese Einflüsse fast vollständig ausgeschaltet werden und ein sauberes Regelverhalten wird damit möglich.

8.2.3 Messungen des Regelverhaltens des ROH's an der Umformstation U 30

Im nachstehenden Abschnitt wird das prinzipielle Regelverhalten eines ROH's gezeigt, wobei sowohl Änderungen des Durchflusses durch Verstellen des Ventilhubes als auch durch Druckänderungen auf der Eingangsseite (Δp_{ges}) simuliert werden. Das Verhalten wurde nach dem Modell, das in Kapitel 8.1.1 beschrieben ist, für einen Differenzdruckregler¹⁴¹ DN 50, $k_{vs} = 32$ ermittelt.

Folgende technische Daten, bzw. Einstellungswerte liegen der Simulation und den Messungen zugrunde:

¹³⁸ Ausgenommen sind selbstverständlich sehr schnelle (≤ 500 ms) und große Druckstöße (≥ 10 b).

¹³⁹ Laut Herstellerangaben beträgt diese für den eingesetzten ROH 0,06 bar. Diese Differenz ist bei allen vier Abbildungen (8.4 bis 8.7) deutlich erkennbar.

¹⁴⁰ zum Beispiel Balgentlastung [35]

¹⁴¹ Fabrikat Samson, Typ 46-7

$A_m = 160 \text{ cm}^2$
 $c = 40 \text{ N/mm}$
 $m = 5,2 \text{ kg}$
 $\Delta p = 1,3 \text{ bar}^{142}$
 $\Delta p_R = 0,5 \text{ bar (Sollwert, } \Delta p_{soll})$
 $d = 800.000 \text{ N/(m}\cdot\text{s)}$
 max. Ventilhub: 10 mm
 Hubänderung: von 25 % auf 50 % Ventilhub¹⁴³
 Regelventil: DN 40, $k_{vs} = 25$, gleichprozentige Kennlinie
 Wärmetauscher: wie unter 5.2.1 beschrieben

Um das Regelverhalten aufzunehmen, wurde das Regelventil von Hand¹⁴⁴ aus sprunghaft von rund 50 % Stellhub auf ca. 25 % des Stellhubs auf- und dann wieder zugefahren.

Die Aufnahme der Differenzdrücke erfolgte über zwei Differenzdrucktransmitter. Mit einem wurde der Differenzdruck (Vorlaufdruck minus Rücklaufdruck) auf der Eingangsseite der Umformstation, mit dem zweiten der geregelte Differenzdruck (Δp_{soll}) über der Station (Wärmetauscher, Durchgangsregelventil und Rohrleitungssystem) erfasst.

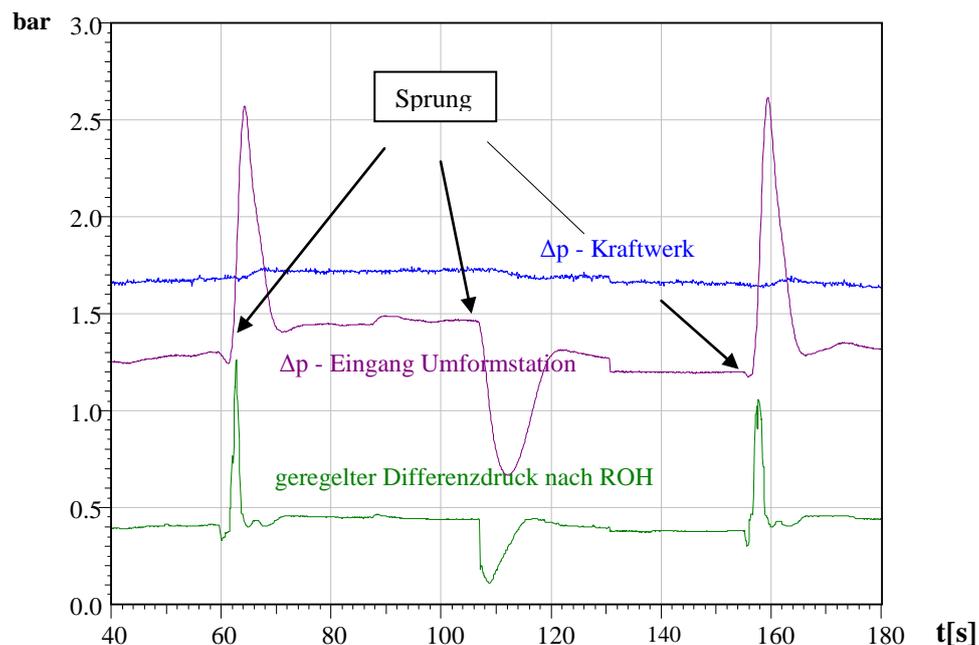


Abb. 8.4: Regelverhalten des Differenzdruckreglers bei sprunghaften Laständerungen des Ventilhubes¹⁴⁵ um 25 % bei unregelter Fernheiznetzpumpe

Die Messungen in Abbildung 8.4 wurden mit einer starren Netzpumpe, d.h. mit abgeschaltetem Frequenzumformer der Netzumwälzpumpe durchgeführt, wobei der geregelte Differenzdruck nach dem Differenzdruckregler aufgenommen wurde.

¹⁴² Differenzdruck Vorlauf - Rücklauf

¹⁴³ entspricht in etwa einer Durchflussänderung von 2,5 m³/h

¹⁴⁴ Eine Ventilverstellung über den Stellmotor hätte durch die Laufzeit keine Beurteilung zugelassen.

¹⁴⁵ Stellgrößenänderung von ca. 25 % auf 50 % des Ventilhubes

Bei den folgenden Messungen (Abb. 8.5 bis Abb. 8.7) wurde hingegen der Differenzdruck am Ausgang des Kraftwerkes und damit im Fernwärmenetzeingang geregelt.

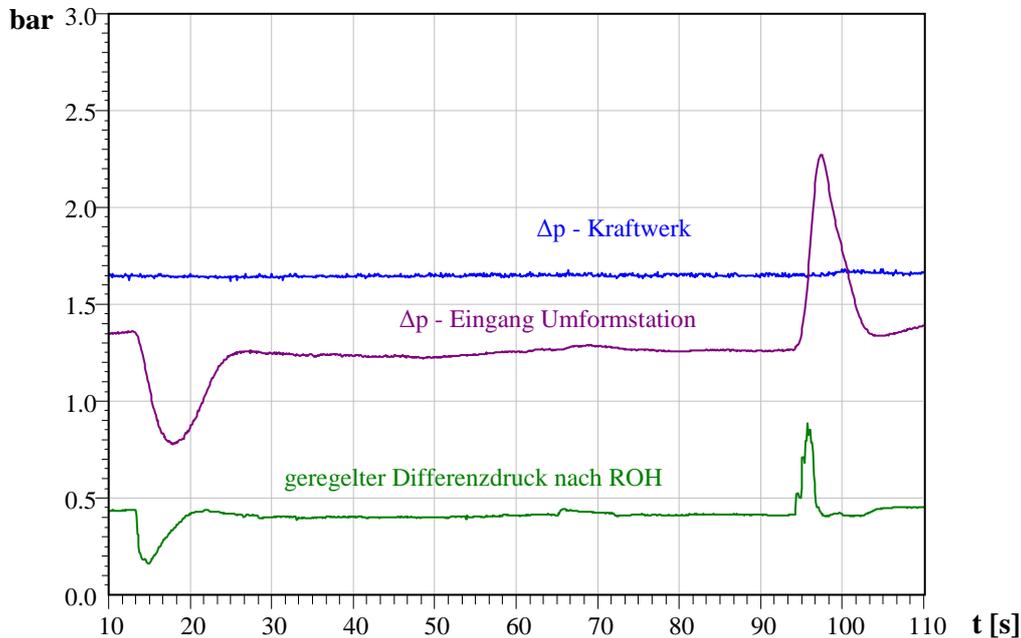


Abb. 8.5: Regelverhalten des Differenzdruckreglers bei sprunghaften Laständerungen um ca. 25 %¹⁴⁶ des Ventilhubes bei geregelter Fernheiznetzpumpe (Δp -Kraftwerksausgang)

Erkennbar aus den Abbildungen 8.4 und 8.5 ist, dass es bei diesen Lastfällen unerheblich ist, ob die Fernwärmenetzpumpe starr, d.h. ungeregelt gefahren wird oder ob über einen Frequenzumformer die Drehzahl auf einen konstanten Differenzdruck am Kraftwerksausgang geregelt wird.

Die sprunghafte Änderung des Ventilhubes von 25 % auf ca. 55 % ergibt laut Rechnung¹⁴⁷ eine Mengenänderung rund 2,6 m³/h, wobei die hydraulischen Widerstände des Wärmetauschers und der Rohrleitungen berücksichtigt wurden. (Im Kraftwerk wurde eine Änderung von rund 2,8 m³/h gemessen, wobei diese auch durch andere Einflüsse, wie Regelvorgänge an anderen Umformstationen, entstanden sein kann.)

Auch eine weitere Messung, bei der der Ventilhub von der 30 % Stellung auf etwa 75 % der vollen Öffnung sprunghaft geändert wurde, zeigt gleiches Regelverhalten wie Abbildung 8.5. Dieser Hub des Temperaturregelventiles ergibt bei gleichem $\Delta p = 0,5$ bar über der Anlage eine Durchflusserhöhung von ca. 5,4 m³/h. (Anzumerken ist, dass die Verstellung des Durchgangsregelventiles händisch erfolgte. Damit ist die kurze Druckspitze im Bild 8.5 erklärbar.)

Interessant ist auch die Änderung des Differenzdruckes an der Eingangsseite der Umformstation. Diese hat den Grund in den geänderten Strömungswiderständen in den Fernwärmeleitungen durch die sprunghafte Änderung der Durchflussmenge. Weiters ist erkennbar,

¹⁴⁶ Stellgrößenänderung von ca. 25 % auf 50 % des Ventilhubes bzw. umgekehrt

¹⁴⁷ Die Messung über den hydraulischen Geber des Wärmezählers ergibt gemittelt rd. 2,5 m³/h.

dass der Differenzdruckregler sehr schnell ausregelt und langsamere Druckänderungen am Stationseingang damit nicht wirksam werden.

Außerdem ist auch ersichtlich, dass sowohl beim Öffnen als auch beim Schließen des Ventils sich der eingangsseitige Differenzdruck nach einigen Sekunden wieder stabilisiert und er je nach Durchflussmenge höher oder niedriger wird.

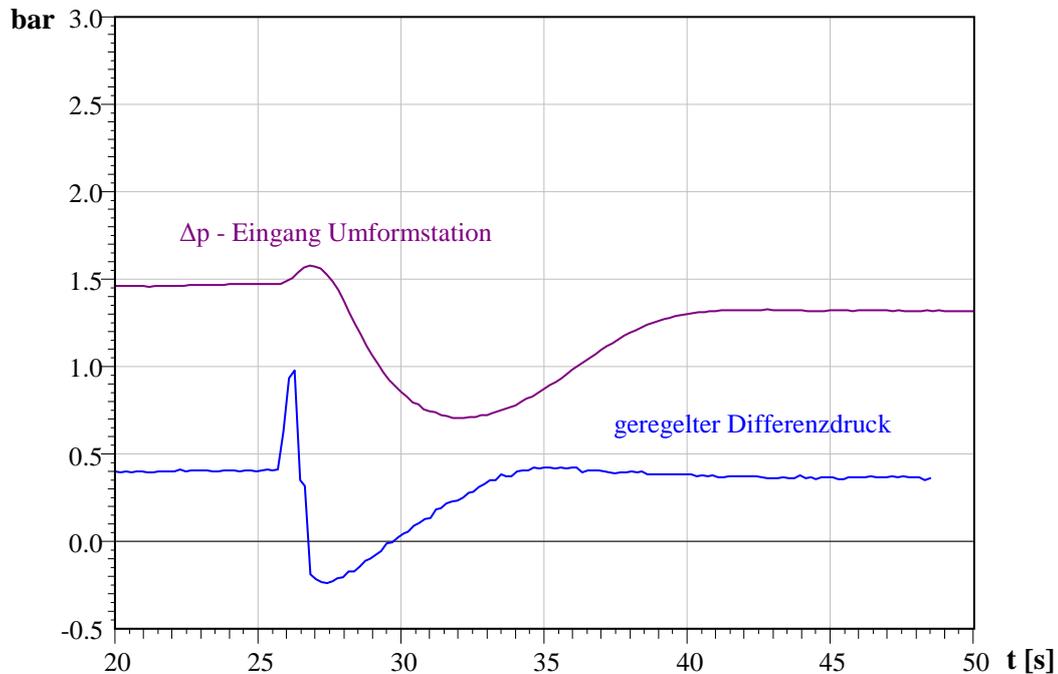


Abb. 8.6: Regelverhalten des Differenzdruckreglers bei sprunghafter Laständerung von 35% auf 100 % des Ventil des Stellhubes

Aus allen drei Darstellungen ist zu entnehmen, dass der ROH sofort auf Änderungen des Differenzdruckes reagiert. Üblicherweise erfolgt ein Verstellen des Hubes des Temperaturregelventiles über den elektrischen Stellmotor.

Bei einem Nennhub des Durchflussregelventiles von 15 mm ergibt dies mit einer Laufzeit des eingesetzten Stellmotors¹⁴⁸ von 240 s eine Stellzeit¹⁴⁹ für den gesamten Hubbereich von 120 s. Somit würde eine Hubänderung über den Stellmotor von 25 % etwa 30 Sekunden, eine um 35 % rund 42 Sekunden dauern.

Somit sind Differenzdruckänderungen, die durch Ventilhubverstellungen (Durchflussänderungen) verursacht werden, so langsam, dass sie der mechanische Differenzdruckregler innerhalb kürzester Zeit, d.h. im Sekundenbereich, ausregelt.

Rückwirkungen auf die Regelstrecke – Ventil, Wärmetauscher und Rohrleitungen – können damit ausgeschlossen werden. Voraussetzung für diese Annahme ist allerdings, dass die Differenzdruckregleinheit fachgemäß dimensioniert und die Anlage auch für die Fernwärme passend konzipiert ist.

¹⁴⁸ U 30

¹⁴⁹ In der Heizungs- Lüftung- und Klimatechniktechnik werden Ventilkombinationen - Stellventil mit Stellmotor - mit Stellzeiten für den gesamten Ventilhub von 60 bis 240 Sekunden eingesetzt.

Sprünge des Stellhubes von 25 % werden nach Abbildung 8.4 und 8.5 innerhalb von 6 bis 8 s ausgeglet. Dieser Fall ist in Abbildung 8.7 beispielhaft dargestellt.

Bei einem Ventilhubsprung von 45 %, der jedoch im tatsächlichen Betrieb mit einem elektrischen Ventiltrieb normalerweise nicht vorkommen kann, regelt der in der U 30 eingesezte Differenzdruckregler sogar in rund 8 s aus.

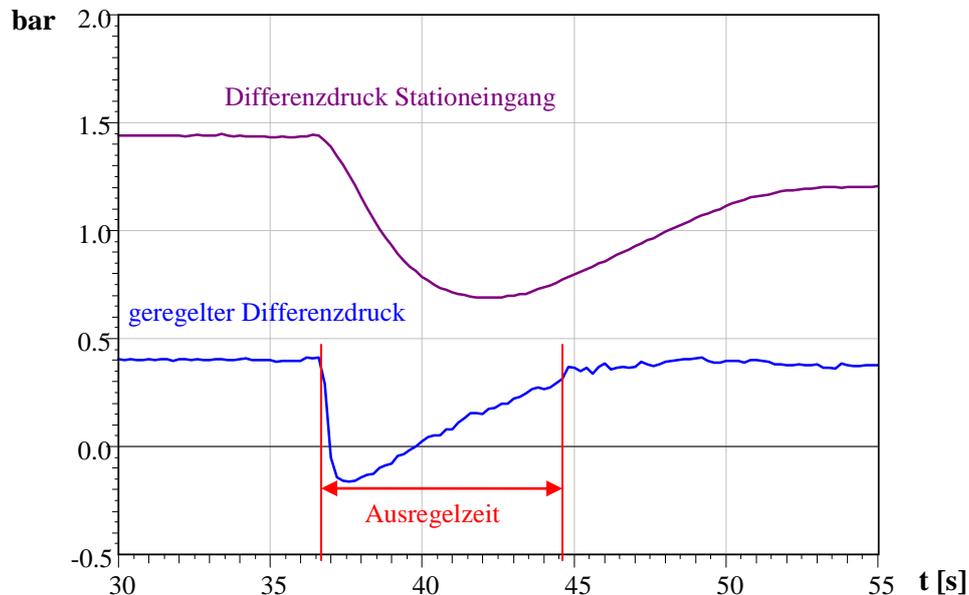


Abb. 8.7: Regelverhalten mit Darstellung der Ausregelzeit (8 Sekunden) bei einer Stellungsänderung von ca. 45 %

8.2.4 Simulation des Regelverhaltens des ROH's an der Umformstation U 30

Simuliert man nun den ROH der Station U 30 nach dem Modell¹⁵⁰ wie im Punkt 8.2.1 aufgebaut, so ergibt sich nach den technischen Daten von Punkt 8.2.3 bei einer sprunghaften Änderung des Stellhubes des Temperaturregelventiles von 30 % auf 75 % – dies entspricht einer Durchflussänderung von etwa 5,4 m³/h – das Ergebnis, das in der Abbildung 8.8 gezeigt ist.

Zu beachten ist beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit dem gemessenen Verhalten allerdings, dass bei einer schnellen und erheblichen Hubänderung des Regelventiles der Eingangsdruck in der Umformstation ansteigt. Dieses Verhalten ist im Modell nicht nachgebildet, sondern der Eingangsdruck wird als konstant angenommen.

Ein Vergleich der Kurvenverläufe der Abbildungen 8.8 bis 8.11 (Simulationen) mit den gemessenen Regelverhalten (Abbildungen 8.4 bis 8.7) zeigt im Prinzip sehr ähnliche, vergleichbare Kurvenformen.

Auch bei Simulation einer sprunghaften Durchflussänderung¹⁵¹ von rd. 45 %, die im Normalfall nicht auftritt, ist ersichtlich, dass der Differenzdruckregler (ohne Hilfsenergie) die Störung in sehr kurzer Zeit, d.h. innerhalb von 6 bis 7 s ausregelt.

¹⁵⁰ Dabei wurde lt. Herstellerangaben als Verstärkungsfaktor $K = 2$ eingesetzt.

¹⁵¹ von 30 % auf 75 % der Stellhubes des Temperaturregelventiles



Abb. 8.8: Simulation des Regelverhalten eines ROH's (U 30) bei einer sprunghaften Änderung der Durchflussmenge von $5,4 \text{ m}^3/\text{h}$

Wie sich im Modell das Verhalten bei einem kleinen Sprung von 30 % auf 40 % des Hubes ändert, zeigt die Abbildung 8.9, das Verhalten bei einem Sprung von 70 % auf 80 % Abbildung 8.10 und das Regelverhalten bei einem Sprung von 55 % auf 25 % die Grafik 8.11. (Beim der ersten Simulationsrechnung in der Abbildung 8.8 entspricht der Störung $0,7 \text{ m}^3/\text{h}$, bei der zweiten einer Änderung von $2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ und beim der dritten einer Verminderung von $3,9 \text{ m}^3/\text{h}$.)

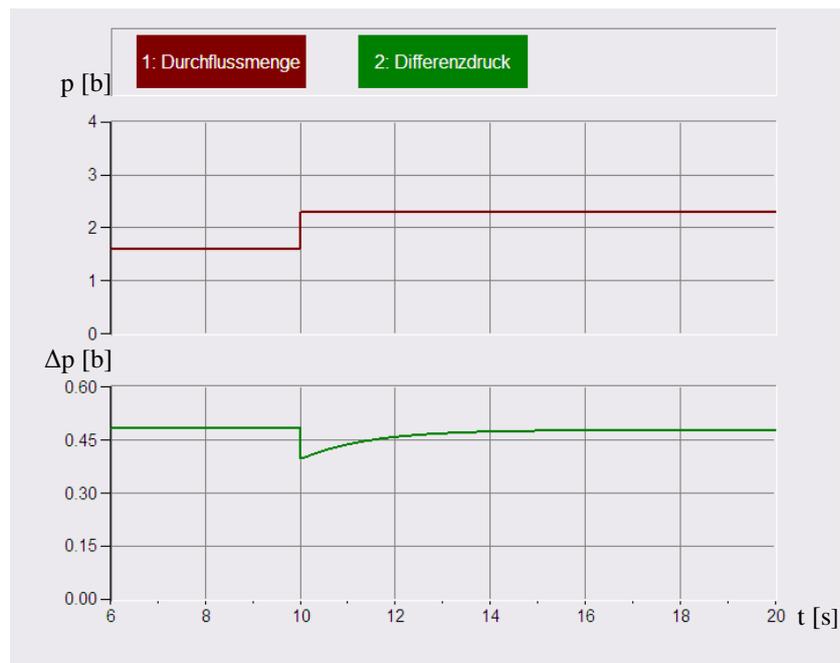


Abb. 8.9: Regelverhalten bei einer Durchflussänderung von $0,7 \text{ m}^3/\text{h}$ (Simulation)

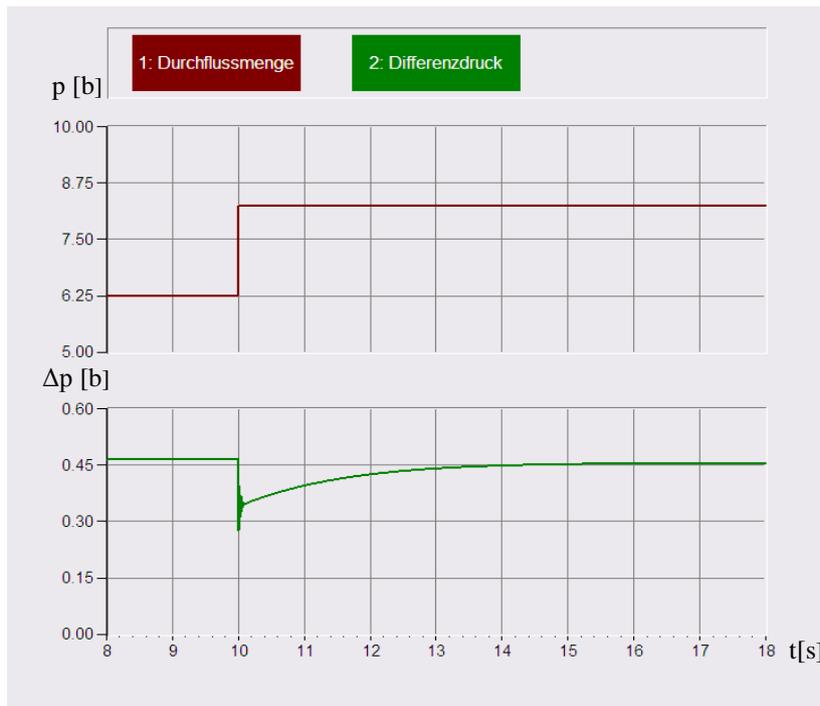


Abb. 8.10: Regelverhalten bei einer Durchflussänderung von $2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ (Simulation)

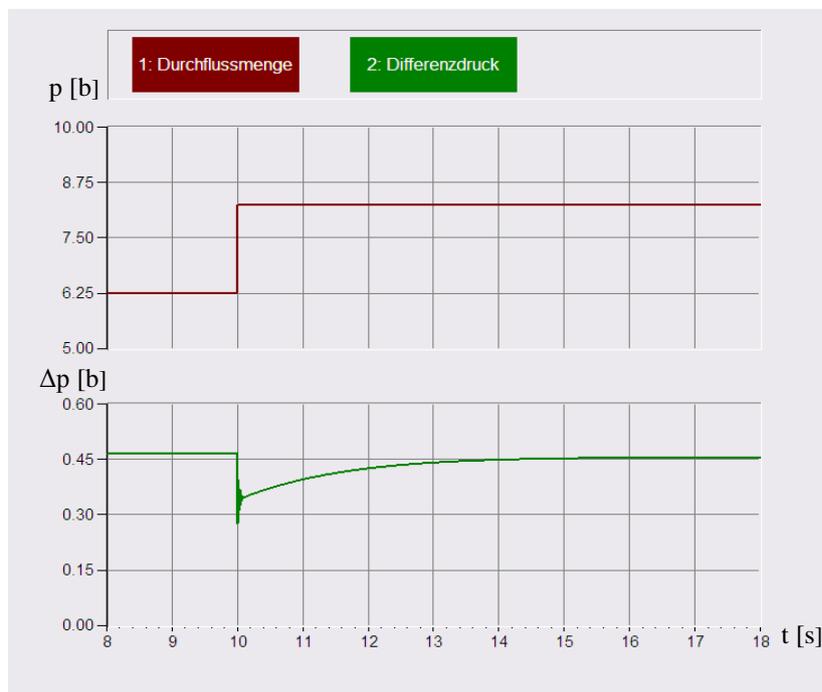


Abb. 8.11: Regelverhalten bei einer Durchflussänderung von $3,9 \text{ m}^3/\text{h}$ (Simulation)

Im nächsten Simulationslauf wurde die Stellung des Durchgangsregelventils nicht verändert. Geändert wurde hingegen sinusförmig der Eingangsdruck als Differenz von Vorlauf- zu Rücklaufdruck.

Auch aus der nachfolgenden grafischen Darstellung (Abb. 8.12) ist erkennbar, dass der Differenzdruckregler den Istwert sehr exakt ausregelt.¹⁵² Damit ergeben sich für das Temperaturregelventil definierte und stabile Druckverhältnisse.

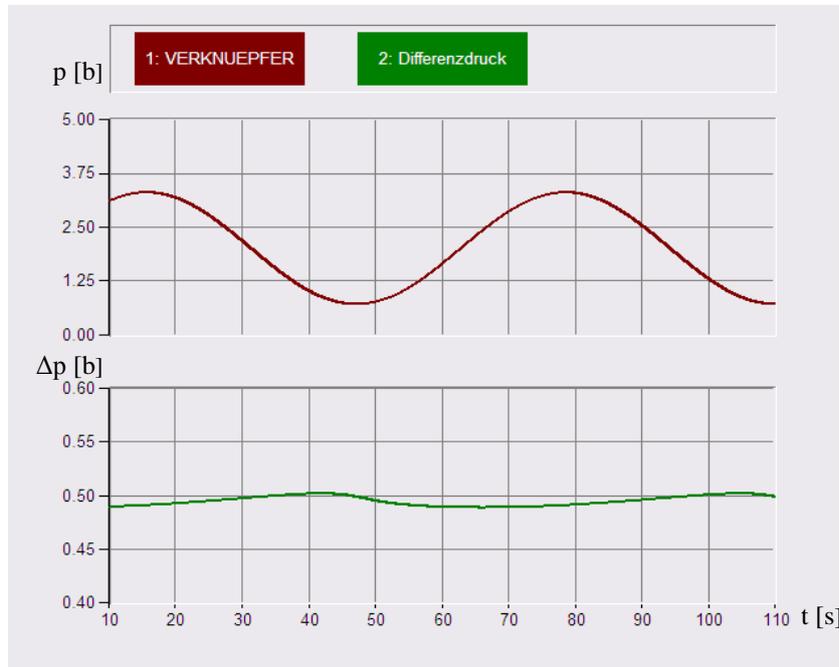


Abb. 8.12: Simulation des Regelverhaltens bei sinusförmigen Schwankungen des Eingangsdruckes

8.2.5 Auslegung von Differenzdruckreglern (ROH's) in Fernwärmenetzen

In den Punkten 5.2.2 und 8.2 werden die wichtigsten Funktionen und Aufgaben eines ROH's in einer Umformstation beschrieben. Damit sind auch die Bedingungen für Auslegung festgelegt bzw. die Auswirkungen von Fehldimensionierungen erklärbar. Die wichtigsten Forderungen bei der Auswahl eines Differenzdruckreglers (ROH's) für eine Umformstation sind:

- fachgemäße Dimensionierung des k_{vs} -Wertes bzw. Reglergröße
- Entsprechende Auslegung des Membranantriebes und der Feder
- Einsatz von druckentlasteten Differenzdruckreglern
- Wahl der zweckmäßigsten Kennlinienform (sofern am Markt verfügbar)

Einflüsse auf die Durchflussregelung können somit bei entsprechender Dimensionierung der Differenzdruckregler vermieden werden.

Für die **weiteren Betrachtungen** wird von entsprechenden Auslegungsbedingungen des ROH's und damit von **keiner Beeinflussung** durch ihn **auf den Temperaturregelkreis** ausgegangen.

¹⁵² Kleine Abweichungen vom eingestellten Sollwert führen auf Grund der Trägheit des Systems zu keinen Störungen.

8.3 Temperaturregelventil

Üblicherweise werden bei Fernwärmenetzen in Umformstationen Durchgangsregelventile für die Vorlauftemperaturregelung eingesetzt.¹⁵³ Das Regelverhalten des Systems hängt neben den Druckverhältnissen von mehreren Faktoren, wie der Kennlinie des Ventils und der Ventilautorität a_v und somit von der Dimensionierung des Ventiles, ab.

8.3.1 Ventilkennlinien

Eine Reihe von Kennwerten beschreiben das Verhaltens von Stellventilen [19]:

- Als k_v -Wert (Durchflusskennwert) wird der Volumenstrom¹⁵⁴ (in m^3/h) bei einem Druckverlust von $\Delta p_v = 1$ bar definiert.
- Der Volumenstrom bei vollständig geöffnetem Stellventil wird als k_{vs} -Wert bezeichnet.
- Der k_{v0} gibt den k_v -Wert bei geschlossenem Stellventil¹⁵⁵ entsprechend an.
- Der Hub H beschreibt den Stellweg des Ventiles in mm. Bei H_{100} (100 %) ist das Ventil vollständig geöffnet. (Meistens wird der Hub H auf H_{100} bezogen.¹⁵⁶)

Für das theoretische Stellverhältnis¹⁵⁷ S_{v0} gilt:

$$S_{v0} = \frac{k_{vs}}{k_{v0}} \quad (8.5)$$

In der Fernwärme kommen zwei wichtige Grundformen von Ventilkennlinien¹⁵⁸ zum Einsatz, die lineare und die gleichprozentige. Diese können mit den oben angeführten wichtigsten Kenngrößen wie folgt beschrieben werden [16], [20]:

Bei der linearen Ventilkennlinie hängt der k_v -Wert linear vom Ventilhub H nach folgender Beziehung ab:

$$\frac{k_v(H)}{k_{vs}} = \frac{k_{v0}}{k_{vs}} + n_{lin} \cdot H \quad (8.6)$$

n_{lin} ist der Anstieg einer linearen Ventilkennlinie, für die folgende Beziehung gilt:

$$n_{lin} = 1 - \frac{k_{v0}}{k_{vs}} = 1 - \frac{1}{S_{v0}} \quad (8.7)$$

¹⁵³ siehe Pkt. 5.2

¹⁵⁴ Temperatur 5°C bis 30°C , $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, Viskosität $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

¹⁵⁵ k_{v0} - Schnittpunkt der Kennlinien-Grundform mit Ordinatenachse

¹⁵⁶ Damit bewegen sich die Werte für H zwischen 0 und 1.

¹⁵⁷ Übliche Werte (theoretische Stellverhältnisse) in der Fernwärme sind: 20, 25, 30. [16], [20]

¹⁵⁸ In der Regel werden für die Temperaturregelung Stellventile mit gleichprozentigen Kennlinien, bei Reglern ohne Hilfsenergie (Differenzdruckregler) Ventile mit linearen Kennlinien verwendet.

Bei idealen linearen Kennlinien gilt bei $H = 0$ für $k_v = k_{v0} = 0$ und bei $H = 1$ für $k_v = k_{vs}$.

Bei der gleichprozentigen Kennlinie¹⁵⁹ steigt der Ventilhub bei steigendem k_v -Wert nach einer Exponentialfunktion. Dabei gilt:

$$\frac{k_v(H)}{k_{vs}} = \frac{k_{v0}}{k_{vs}} + e^{n_{gl} \cdot H} \quad (8.8)$$

Für die Kenngröße n_{gl} gilt folgende Beziehung:

$$n_{gl} = \ln\left(\frac{k_{vs}}{k_{v0}}\right) = \ln S_{v0} \quad (8.9)$$

8.3.2 Ventilautorität

Die Ventilautorität a gibt das Verhältnis des Differenzdruckes der Regelarmatur¹⁶⁰ zum Gesamtdifferenzdruck¹⁶¹ bei Durchfluss in einer entsprechenden Regelung an. Die Ventilautorität a_v gibt das Verhältnis des Differenzdruckes Δp_{100} der Regelarmatur zum Gesamtdifferenzdruck bei Nenndurchfluss an.¹⁶²

An Hand des nachstehenden Beispiels (Abb. 8.10) einer Umformstation werden die hydraulischen Verhältnisse und damit auch Folgen von Fehlanslegungen diskutiert.

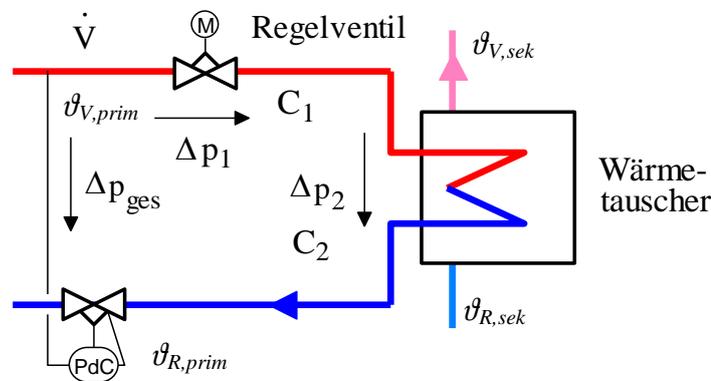


Abb. 8.13: Regelstrecke Umformstation

Für die Druckverluste Δp_1 und Δp_2 gelten nachstehende Beziehungen¹⁶³:

$$\Delta p_1 = C_1 \cdot \dot{V}^2 = \Delta p_v \quad \text{und} \quad (8.10)$$

¹⁵⁹ Die Bezeichnung *gleichprozentig* kommt daher, dass bei exponentiellem Anstieg einer Funktion der prozentuale Zuwachs des Ordinatenwertes stets gleich ist, wenn der Abzissenwert mit gleichbleibender Schrittweite zunimmt. [16]

¹⁶⁰ Δp_v bzw. Δp_1 in Abb. 8.13

¹⁶¹ Δp_{ges}

¹⁶² siehe Gleichung (8.15)

¹⁶³ In der Regel gilt zwischen dem Volumenstrom und dem Druckverlust ein quadratischer Zusammenhang

$$\Delta p_2 = C_2 \cdot \dot{V}^2 \quad (8.11)$$

Daraus ergibt sich als Gesamtwiderstand der Regelstrecke bei beliebiger Ventilstellung:

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_1 + \Delta p_2 = (C_1 + C_2) \cdot \dot{V}^2 \quad (8.12)$$

und bei voller Ventilöffnung:

$$\Delta p_{ges} = (C_{1_{100}} + C_{2_{100}}) \cdot \dot{V}_{100}^2 \quad (8.13)$$

Für das Ventil gilt¹⁶⁴:

$$C_v(H) = \frac{\Delta p_0}{(k_v(H))^2} \quad (8.14)$$

und nach Einführung der Ventilautorität a_v

$$a_v = \frac{\Delta p_{V_{100}}}{\Delta p_{ges}} \quad (8.15)$$

und entsprechenden Umformungen ergibt sich für die Betriebskennlinie eines Stellventiles mit einer linearen Kennlinie in Abhängigkeit vom Stellhub¹⁶⁵ H :

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{100}} = \frac{1}{\sqrt{1 - a_v + \frac{a_v}{(H)^2}}} \quad (8.16)$$

Die Darstellung der Gleichung (8.16) zeigt Abbildung 8.14. Daraus ist unschwer erkennbar, dass die ursprüngliche Ventilkennlinie umso stärker gezerrt wird, je geringer die Ventilautorität a_v ist, oder anders formuliert, je geringer der Anteil des Ventilwiderstandes am Gesamtwiderstand der Strecke ist.

Für eine gleichprozentige Kennlinie eines Stellventiles gilt folgender Zusammenhang:

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{100}} = \frac{1}{\sqrt{1 - a_v + \frac{a_v}{[e^{n_{gl} \cdot (H-1)}]^2}}} \quad (8.17)$$

Grafisch dargestellt ist in Abbildung 8.15 die Betriebskennlinie¹⁶⁶ eines gleichprozentigen Ventiles, Gleichung (8.17), wobei auch wie in Abbildung 8.14 die Abhängigkeit bei verschiedenen Ventilautoritäten a_v gezeigt wird.

¹⁶⁴ bei $\Delta p = 1$ bar

¹⁶⁵ H ist der auf H_{100} bezogene Hub.

¹⁶⁶ bei einem Stellverhältnis S_{v0} von 25 ($n_{gl} = 3,22$)

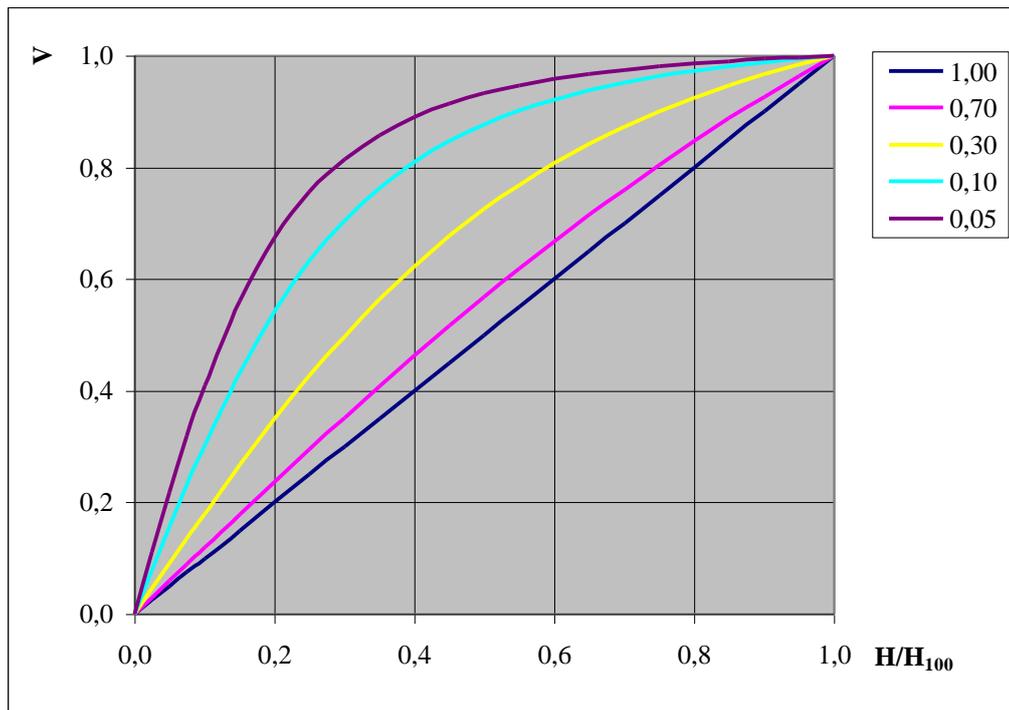


Abb. 8.14: Betriebskennlinie eines Ventiles mit linearer Kennlinie bei verschiedenen Ventilautoritäten a_v , ($V = \dot{V} / \dot{V}_{100}$)

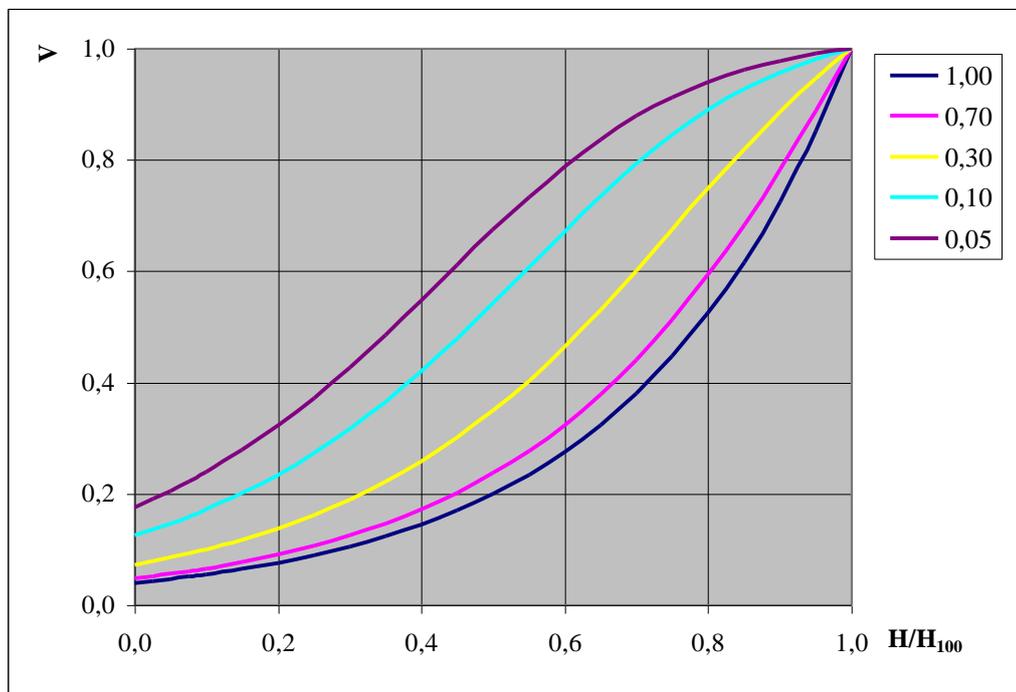


Abb. 8.15: Betriebskennlinie eines Ventiles mit gleichprozentiger Kennlinie bei verschiedenen Ventilautoritäten a_v , ($V = \dot{V} / \dot{V}_{100}$)

Die Verformung der Ventilkennlinie zur Betriebskennlinie hat regelungstechnische Konsequenzen.

Aus der Abbildung 8.14 ist beispielsweise ersichtlich, dass bei einer Ventilautorität¹⁶⁷ von $a_v = 1$ ein Ventilhub von $H = 0,5$ erforderlich ist, um einen Volumenstrom von $\dot{V}/\dot{V}_{100} = 0,5$ zu erreichen.

Hingegen wird bei $a_v = 0,3$ ein Ventilhub von $H = 0,3$, bei $a_v = 0,05$ ein Ventilhub von ca. $H = 0,14$ erforderlich, um ebenfalls einen Volumenstrom von $\dot{V}/\dot{V}_{100} = 0,5$ zu erhalten.

Um ein stabiles Regelverhalten zu erzielen, darf deshalb die Ventilkennlinie nicht zu stark deformiert werden. Damit ist gezeigt, dass sowohl auf die entsprechende Dimensionierung des Ventils als auch auf eine entsprechend ausreichende Ventilautorität a_v geachtet werden muss.

Die Mindestautorität eines Regelventiles¹⁶⁸ sollte unbedingt im Bereich von $a_v = 0,3$ bis $a_v = 0,5$ liegen. [16], [20], [38]

8.4 Wärmetauscher

Für die Trennung der Primär - und der Sekundärseite von Druck und Temperatur werden Wärmetauscher (Umformer) eingesetzt.

8.4.1 Kennlinie eines Wärmetauschers

Um das gesamte System einer Umformstation zu analysieren, muss auch der Wärmetauscher in die Überlegung einbezogen werden. Für die Betriebskennlinie eines Wärmetauschers gilt folgender Zusammenhang [39]:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{100}} = \frac{1}{1 + a \cdot \frac{1 - \dot{V}/\dot{V}_{100}}{\dot{V}/\dot{V}_{100}}} \quad (8.18)$$

Dabei wird mit a der Auslegungswert des Wärmetauschers definiert. Er hängt von der Konstruktion des Wärmetauschers, den primär- und sekundärseitigen Temperaturen und der hydraulischen Einbindung ab. Der Auslegungskennwert a bestimmt die Krümmung der Kennlinie und damit den Zusammenhang von Volumenstrom \dot{V} und Wärmestrom \dot{Q} .

Nach [24] und [38] ermittelt sich a für Wärmetauscher wie folgt:

$$a = f \cdot \frac{\mathcal{G}_{V,prim} - \mathcal{G}_{R,prim}}{\mathcal{G}_{V,prim} - \mathcal{G}_{V,sek}} \quad (8.19)$$

wobei für f gilt:

$$f \approx 0,7 \quad \text{für} \quad \frac{\dot{m}_{prim}}{\dot{m}_{sek}} \geq 0,1$$

¹⁶⁷ ist nur theoretisch erreichbar

¹⁶⁸ Je größer die Ventilautorität ist, umso besser wird das Regelverhalten, bzw. kommt die Ventilkennlinie zum Tragen.

Die Abbildung 8.16 zeigt die Gleichung (8.18) grafisch.

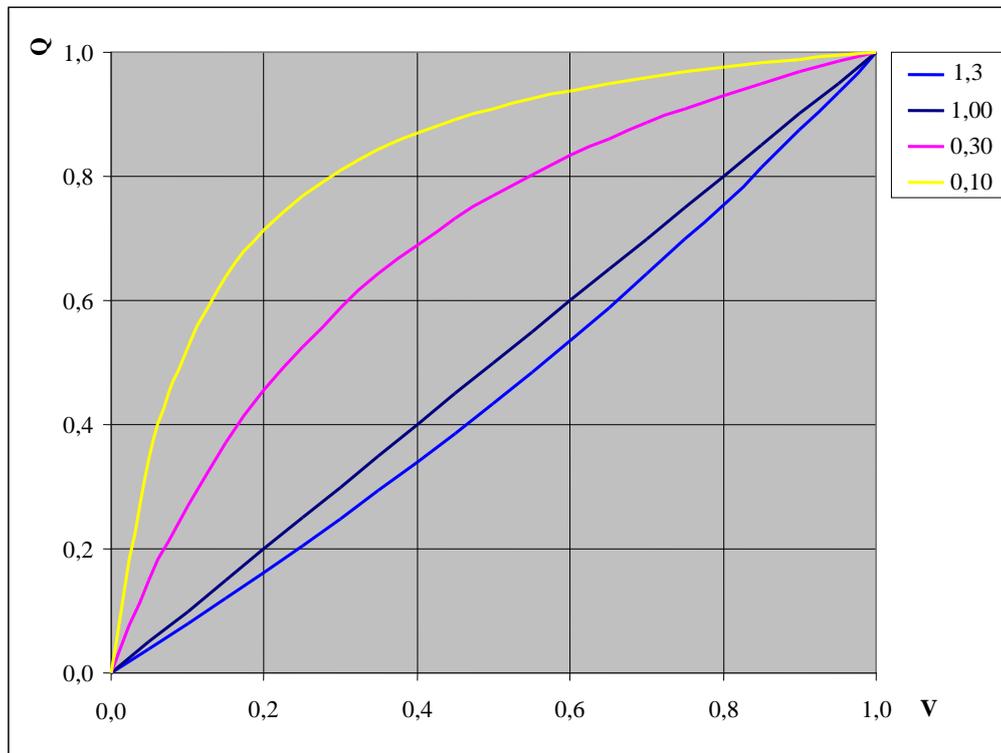


Abb. 8.16: Kennlinie eines Wärmetauschers bei verschiedenen Auslegungswerten a
 ($V = \dot{V} / \dot{V}_{100}$ und $Q = \dot{Q} / \dot{Q}_{100}$)

In Punkt 5.2.7 ist in der Abbildung 5.7 die Leistung des Wärmetauschers der U 30 dargestellt. Normiert man die Leistung jeweils auf die 100 % - Werte¹⁶⁹ und vergleicht sie mit den in Abbildung 8.17 grafisch aufgetragenen theoretisch ermittelten Kennlinien, so ist daraus ersichtlich, dass mit einem Auslegungswert¹⁷⁰ a von etwa 1 das Verhalten mit guter Näherung angesetzt werden kann.

¹⁶⁹ Die wirkliche Kennlinie wurde nach den Auslegungsdaten des Wärmetauschers errechnet.[21]

¹⁷⁰ In der Literatur weichen die Angaben und Berechnungsmethoden für die a -Werte stark ab. Bei den in der Fernwärme Kirchdorf in den eigenen Umformstationen eingesetzten Wärmetauschern kann für a mit Werten von 0,8 bis 1,1 gerechnet werden. [16] gibt sogar an, dass bei einer Vorlaufemperatur-Strecke ein a -Wert von 1 angesetzt werden kann.

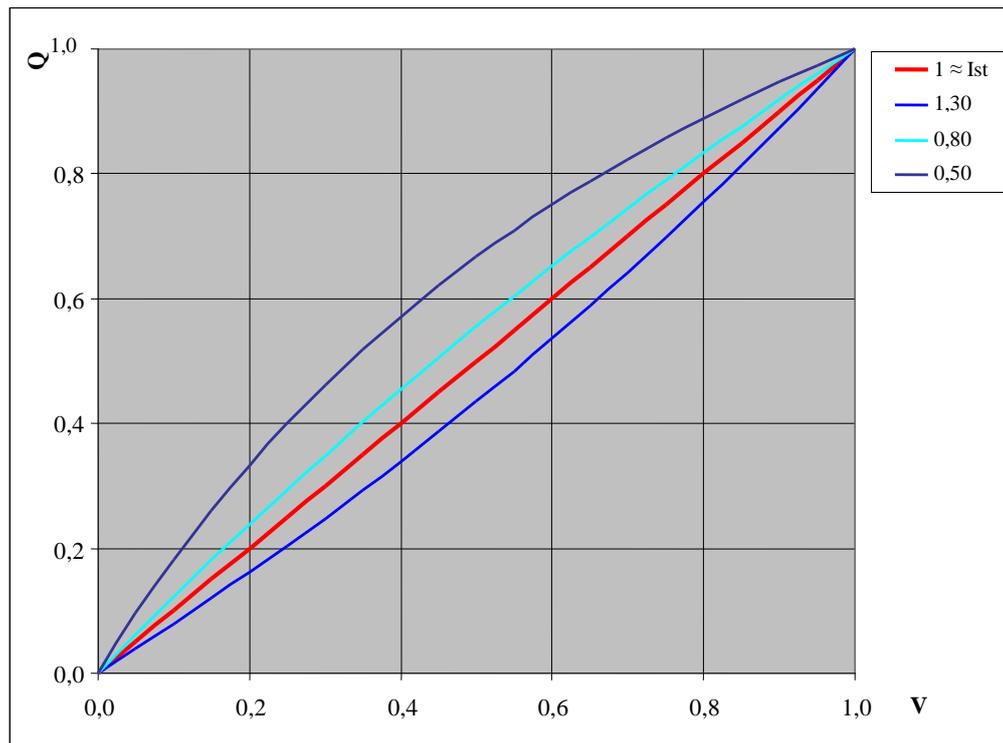


Abb. 8.17: Theoretische Kennlinie eines Wärmetauschers bei verschiedenen Auslegungswerten a im Vergleich zur Kennlinie des Wärmetauschers der U 30, ($V = \dot{V} / \dot{V}_{100}$ und $Q = \dot{Q} / \dot{Q}_{100}$)

8.4.2 Bauarten von Wärmetauschern

Als klassische Wasser-Wasser-Wärmetauscher gelten in der Fernwärmebranche die Rohrbündelwärmetauscher. Sie bestehen aus einem äußeren Gehäuse (meist aus Stahl), einem Rohrbündel und Einlasskammern für das Warm- bzw. Heißwasser.

Die Systemtrennung – Druck und Temperatur – erfolgt über Rohrbündel, die meistens in U-Form gebogen und in einer Rohrplatte eingeschweißt und/oder eingewalzt sind. Als Material der Rohre, in denen das Primärwasser strömt, werden alle Arten von Stahl (auch Edelstahl) verwendet. Im Mantelraum, der mit einer Trennwand für die entsprechende Anströmung¹⁷¹ des Rohrbündels sorgt, fließt das Wasser der Sekundärseite. [12], [23]

Bedingt durch die materialaufwendige und damit teure Bauart, sind in den letzten Jahren fast ausschließlich nur mehr gelötete Plattenwärmetauscher¹⁷² im Kirchdorfer Fernwärmenetz eingesetzt worden. Bei dieser Konstruktion haben die plattenförmigen Trennflächen eine solche Profilprägung, dass durch das wechselseitige Stapeln der Platten ein sich ständig variierender Strömungsquerschnitt entsteht und sich die Platten gegenseitig abstützen. Die Platten sind an den Kontaktstellen hart verlötet. Die Vorteile dieser Konstruktion gegenüber den Rohrbündelwärmetauschern liegen neben den wesentlich niedrigeren Herstel-

¹⁷¹ Gegenstromapparat

¹⁷² Geschraubte Plattenwärmetauscher haben sich in der Fernwärme nur bei Warmwasserbereitungen und für Sonderfällen bewährt, da die Dichtungselemente altern und durch Druckstöße dann undicht werden können.

lungskosten im deutlich geringeren Platzbedarf, in den höheren Wärmeübergangszahlen¹⁷³ und auch im niedrigeren Gewicht.

Als Nachteile sind die beschränkte Wartungsmöglichkeit und höhere hydraulische Druckverluste anzuführen. Plattenwärmetauscher werden fast ausschließlich aus korrosionsfesten Materialien¹⁷⁴ hergestellt. [12], [23]



Bild 8.1: Aufbau eines gelöteten Plattenwärmetauschers im Gegenstromprinzip

Eine Sonderform stellen die Rohrwendel-Wärmetauscher dar, bei denen ein oder mehrere Rohre von einem Mantelrohr umgeben sind, das gemeinsam mit ihnen zu einer schraubenförmigen Rohrwendel gebogen ist. [12], [23]

Anzumerken ist, dass die unter Punkt 8.4.1 angestellten Betrachtungen für alle Bauarten der in der Fernwärme eingesetzten Wärmetauscher gelten.

8.5 Streckenkennlinie

Für ein vernünftiges Regelverhalten der gesamten Regelstrecke – Rohrleitung, Regelventil und Wärmetauscher – sollte die Kombination Wärmeübertragungskennlinie und Ventil-kennlinie in Summe ein etwa lineares Verhalten im gesamten Betriebsbereich ergeben. Welche Auswirkungen die Ventilautorität a_v auf die resultierende Streckenkennlinie hat, zeigt Abbildung 8.18.

Als Basis wurde ein Auslegungskennwert a von 0,84 angenommen.¹⁷⁵ Daraus ist erkennbar, dass in diesem Fall mit einer Ventilautorität von 0,3 eine annähernd lineare Streckenkennlinie erreicht wird.

¹⁷³ etwa 2-mal höher als beim Rohrbündelwärmetauscher

¹⁷⁴ St. 1.4401, St.1.4551, St. 1.4571 oder auch Titan

¹⁷⁵ Dieser Wert ergibt sich bei: $\vartheta_{V,prim} = 95 \text{ °C}$, $\vartheta_{R,prim} = 65 \text{ °C}$ und $\vartheta_{V,sek} = 70 \text{ °C}$ und $f = 0,7$

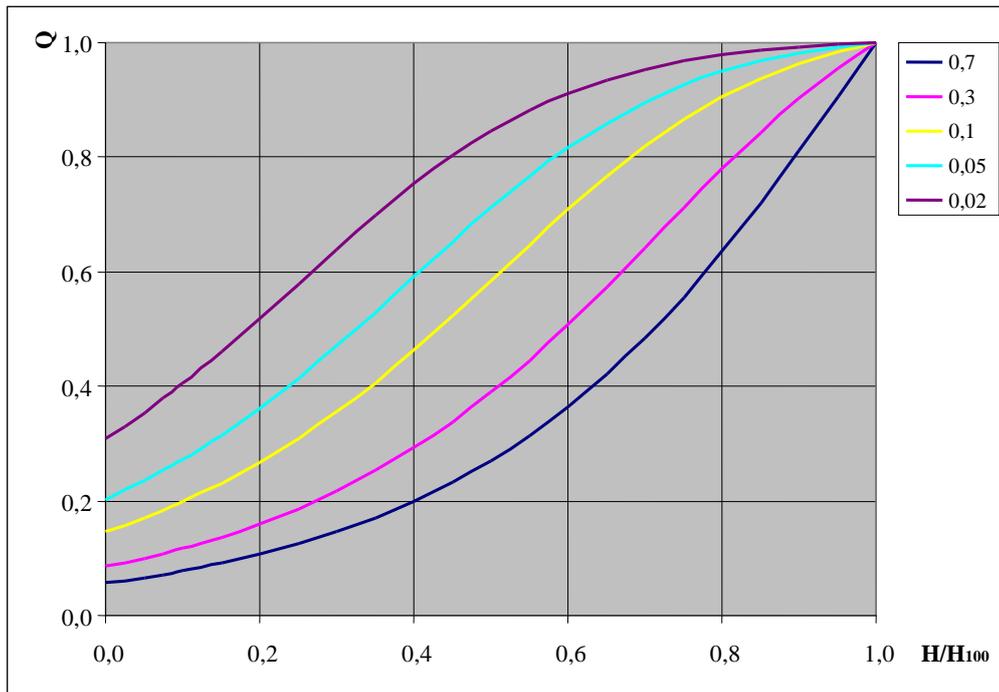


Abb. 8.18: Resultierende Streckenkennlinie - Ventil (gleichprozentige Kennlinie) und Wärmetauscher bei $a = 0,84$ und verschiedenen Ventilautoritäten $a_v = 0,02, 0,05, 0,1, 0,3$ und $0,7$, ($Q = \dot{Q} / \dot{Q}_{100}$)

Bei einem Auslegungswert von $a = 0,5$ des Wärmetauschers und den gleichen Ventilautoritäten wie in Abb. 8.18 verschieben sich die Kennlinien merklich nach oben (Abb. 8.19).

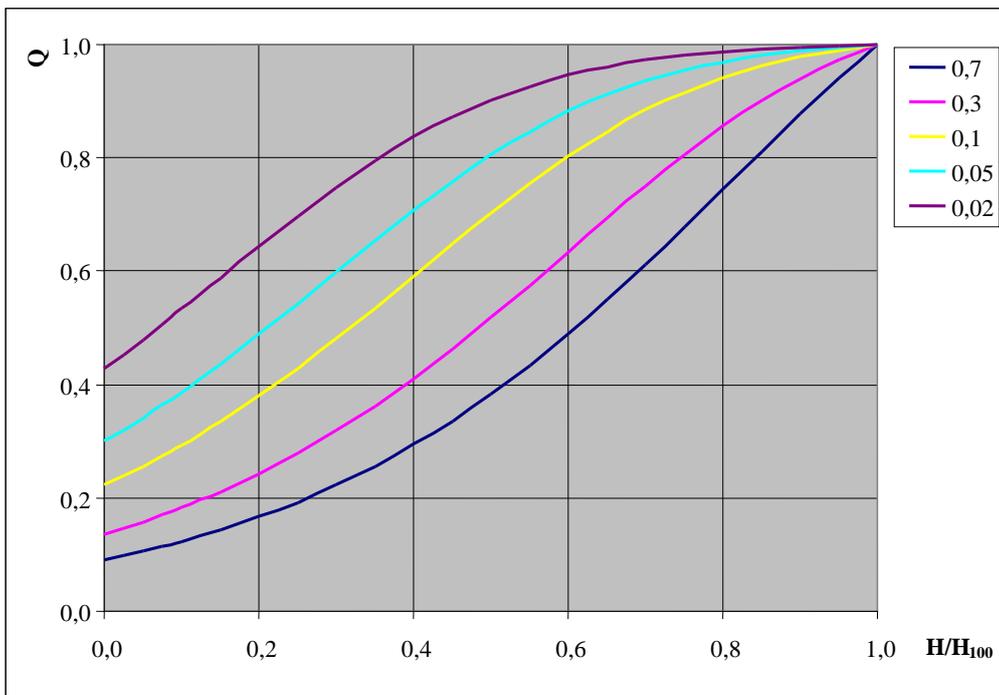


Abb. 8.19: Resultierende Streckenkennlinie-Ventil (gleichprozentig) und Wärmetauscher bei $a = 0,5$ und verschiedenen Ventilautoritäten a_v , ($Q = \dot{Q} / \dot{Q}_{100}$)

Da die rechnerische Ermittlung relativ viel Aufwand erfordert, wird in der Praxis auf Computerprogramme wie [40] zurückgegriffen. Damit können verschiedene hydraulische Schaltungen bei unterschiedlichen Ventilkennlinien in Abhängigkeit von unterschiedlichen Auslegungsbedingungen der Wärmetauscher, Verbraucher und Erzeuger simuliert und analysiert werden. Außerdem können damit verschiedene Pumpenauslegungen, auch ideale Pumpen, bei denen die Förderhöhe über dem gesamten Betriebsbereich¹⁷⁶ konstant bleibt, gerechnet werden. Es ist auch möglich die Druckverhältnisse im Hydraulikkreis in Abhängigkeit vom Ventilhub nachzubilden und außerdem die Übertragungsbeiwerte über den gesamten Einsatzbereich zu ermitteln.

Alle diese Programme basieren auf den Definitionen und Grundlagen der VDI 2173. [19]

8.6 Temperaturregelkreis

Bei allen Umformstationen der Fernwärme Kirchdorf wird die sekundärseitige Vorlauf-temperatur über Durchgangsventile geregelt. Dabei wird die Vorlauf-temperatur bei den Primärstationen, über die Sekundärnetze betrieben werden und dem Wärmeversorgungsunternehmen gehören, fest¹⁷⁷ und nicht gleitend nach der Außentemperatur gefahren.

Andere hydraulische Schaltungen, wie die Regelung über Dreiwegeventile¹⁷⁸, sind auf der Primärseite nicht zugelassen.

Im nachstehenden Prinzipschaltbild (Abbildung 8.20) sind die wichtigsten Funktionen der Temperaturregelung dargestellt, wobei auch eine Außentemperaturaufschaltung eingetragen wurde, die aber für die weiteren Überlegungen nicht von Bedeutung ist.

Dargestellt ist auch eine Aufschaltung der Rücklauf-temperatur¹⁷⁹ der Umformstation. Diese ist in den „Technischen Anschlussbedingungen der Fernwärme Kirchdorf“ [9] gefordert, um eine zu hohe Fernwärmerücklauf-temperatur im Netz zu verhindern.

¹⁷⁶ Damit kann auch das Verhalten eines Differenzdruckreglers nachgebildet werden.

¹⁷⁷ Im Sommerbetrieb wird der Sollwert für die Vorlauf-temperatur normalerweise von 75 °C auf 70 °C gesenkt.

¹⁷⁸ Strahlpumpen, wie sie in großen deutschen Netzen eingesetzt werden, sind in Österreich nur in sehr kleinem Umfang zu finden, in Kirchdorf in keiner Anlage. Versuche Ende der 1970-iger Jahre haben keine Vorteile gegenüber Durchgangsventilen, vor allem im Kleinlastbereich, gezeigt.

¹⁷⁹ Diese hat nur die Funktion einer Begrenzung der Rücklauf-temperatur ≤ 65 °C.

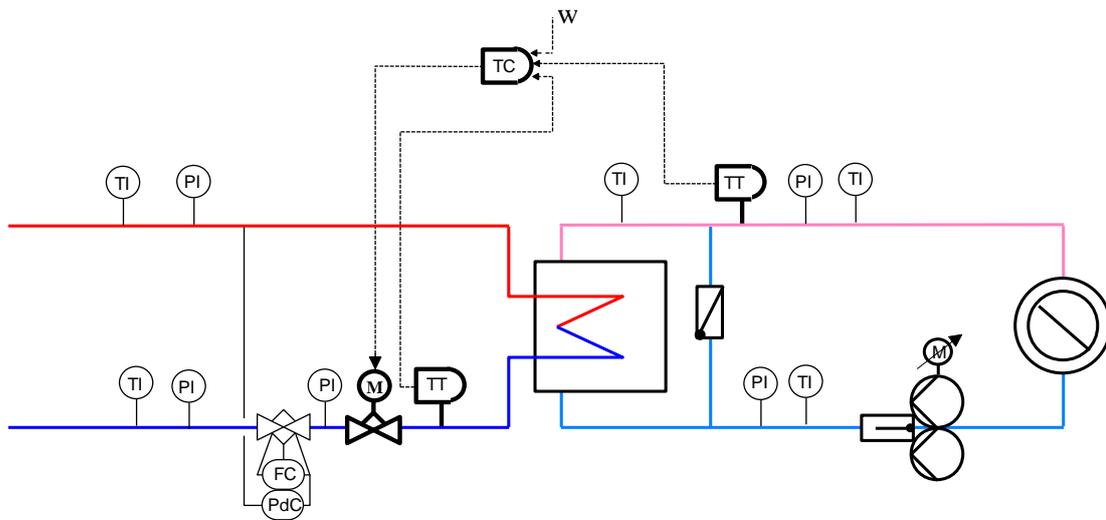


Abb. 8.20: Temperaturregelkreis einer Umformstation (Prinzipschema)

8.6.1 Temperaturfühler

Für die Messung der Temperaturen in der Fernwärme werden üblicherweise temperaturabhängige Widerstandsthermometer eingesetzt.

Dabei kann der elektrische Widerstand R in Abhängigkeit von der Temperatur vereinfacht als Polynom 2. Ordnung wie folgt beschrieben werden [22]:

$$R = R_0 \cdot (1 + A \cdot \vartheta + B \cdot \vartheta^2) \quad (8.20)$$

Die Koeffizienten A und B sind vom Widerstandsmaterial abhängig und beschreiben den Zusammenhang Temperatur/Widerstand eindeutig.

Als Widerstandsmaterial hat sich in der industriellen Messtechnik Platin¹⁸⁰ durchgesetzt.¹⁸¹

Wegen der thermischen Widerstände im Fühler und seiner Massen wird die Temperaturanzeige auf einen Temperatursprung (oder kontinuierliche Temperaturänderungen) nie sofort, sondern immer verzögert, reagieren.

Nach [22] beschreibt folgende Funktion die Antwort auf einen Temperatursprung:

$$\Delta \vartheta_F = \Delta \vartheta_0 \cdot (1 - e^{-\frac{t}{t_F}}) \quad (8.21)$$

Dabei wird die Sprungantwort nur durch eine einzige Zeitkonstante t_F definiert.

Da im Allgemeinen die Berechnung der Übertragungsfunktionen nicht hinreichend genau durchgeführt werden kann, wird nach [41] zur Charakterisierung des dynamischen Verhaltens von Temperaturfühlern die Übergangsfunktion bei einem Temperatursprung aufge-

¹⁸⁰ Wie bei den Wärmehählern werden auch bei der Vorlauftemperaturmessung Pt 100 - Fühlerelemente (100 Ohm bei 0 °C) oder gelegentlich (je nach Reglerfabrikat) Pt 1000 verwendet.

¹⁸¹ Bezüglich der Kennwerte wird auf die entsprechende Literatur [22], [41] verwiesen.

nommen. Dabei werden zwei Zeiten ermittelt, die Halbwertszeit¹⁸² t_{05} und die Neunzehntelzeit t_{09} .

Beim Einsatz in Wasser¹⁸³ können für ein Pt 100-Element folgende Werte angenommen werden:

$$t_{05} = 6 - 8 \text{ s}$$

$$t_{09} = 25 - 40 \text{ s}$$

Für die weiteren Überlegungen genügen aber die Annahmen nach Formel (8.21).

Die nachstehende Abbildung 8.21 zeigt den prinzipiellen Verlauf der Meßtemperatur bei einem Temperatursprung.

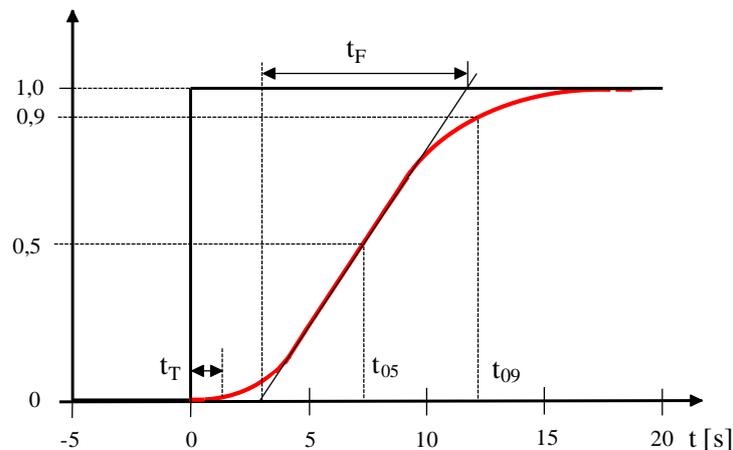


Abb. 8.21: Übergangsfunktion eines Fühlers nach einem Temperatursprung

¹⁸² Die Halbwertszeit ist jene Zeit, bei der 50 % des Temperatursprunges erreicht wird.

¹⁸³ mit Tauchhülse aus Messing

8.6.2 Temperaturregler

Für Temperaturregelungen in der Versorgungstechnik werden fast ausschließlich Proportional-Integral-Regler (PI-Regler) verwendet [16], [20]. PI-Regler verbinden die Eigenschaften des P-Reglers mit denen des I-Reglers, nämlich eine schnelle Reaktion beim Auftreten einer Regeldifferenz und eine laufende Verstellung der Stellgröße, solange die Regeldifferenz ungleich Null ist.

Auf eine ausführliche Darstellung der verschiedenen Reglertypen mit all ihren Eigenschaften wird verzichtet, da sie für die weiteren Überlegungen keinen Einfluss haben. Es wird auf die zahlreiche Fachliteratur¹⁸⁴, sowie auf entsprechende Firmenunterlagen¹⁸⁵ verwiesen.

Genauer wird allerdings der überwiegend in Fernwärme-Primärstationen verwendete Reglertyp – PI-Regler mit Dreipunktausgang – eingegangen. Das Verhalten eines PI-Reglers entspricht einer Parallelschaltung von einem P- und einem I-Verhalten.

Nachstehende Abbildung 8.22 zeigt das Verhalten eines PI-Reglers bei einer sprunghaften Änderung der Regeldifferenz.

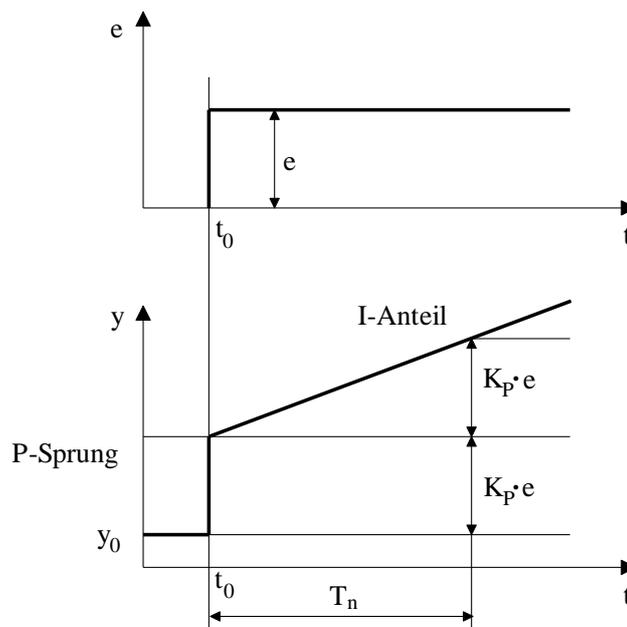


Abb. 8.22: *Dynamisches Verhalten eines PI-Reglers (e..Regelabweichung, y..Stellgröße)*

Die Stellgröße y berechnet sich:

$$y = K_P \cdot e + K_I \cdot \int_0^t e \, dt \quad (8.22)$$

und mit $K_I = \frac{K_P}{T_n}$ (8.23)

¹⁸⁴ [20], [34], [42], [43], [44], [45], [46]

¹⁸⁵ [47], [48]

gilt für die allgemeine Gleichung eines PI-Reglers:

$$y_{PI} = K_P \cdot \left(e + \frac{1}{T_n} \cdot \int_0^t e \, dt \right) \quad (8.24)$$

wobei mit K_P der Proportionalbeiwert¹⁸⁶ des P-Reglers bezeichnet wird.

Da der größte Teil aller Temperaturregelventile mit elektrischen Stellmotoren ausgestattet ist, haben die normalerweise zum Einsatz kommenden Reglereinheiten schaltende Ausgänge. Dabei wird vom stetigen Regler der Stellgrad (Ventilstellung) eingestellt. Von der Schaltstufe werden auf Basis der eingestellten Reglerparameter die Einschaltzeiten für den Ausgang variiert. Üblicherweise sind diese Regler Drei-Punkt-Schrittregler, bei denen zwei binäre Ausgänge den Motor des Ventiles ansteuern. Diese Ausgänge sind gegenseitig verriegelt, sodass die Ventileinheit, wenn kein Ausgangssignal vorliegt, in der momentanen Stellung verharrt.

Die Kombination – Regler mit Stellmotor – weist ein stetigähnliches Reglerverhalten auf und ist praktisch einem PI-Übertragungsverhalten gleichzusetzen. [20], [49], [50]

Die nachstehenden Abbildungen 8.23 und 8.24 zeigen das Verhalten eines stetigähnlichen Reglers¹⁸⁷ im Vergleich zu einem stetigen PI-Reglers und das Prinzip eines 3-Punkt-Schrittreglers.

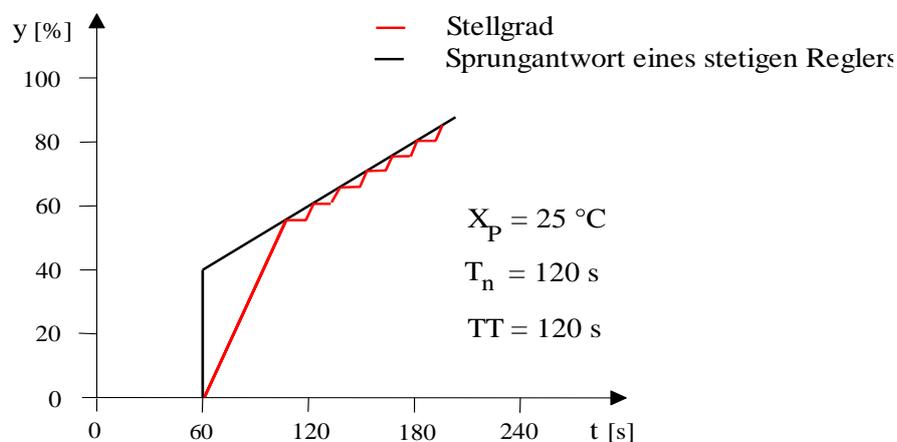


Abb. 8.23: Sprungantwort eines Dreipunktschrittreglers mit Stellmotor (bei einem Regelsprung von 10 °C)

Dabei wurde mit TT die Laufzeit des Stellgliedes¹⁸⁸ (0 bis 100 %), mit T_n die Nachstellzeit und mit X_P der Proportionalbereich¹⁸⁹ (P-Band) bezeichnet.

Der Proportionalbereich definiert ein Band, je nach Einsatz oberhalb oder unterhalb des Sollwertes, in dem sich der Stellgrad proportional zur Regelabweichung verhält.

¹⁸⁶ $y = K_P \cdot e$

¹⁸⁷ 3-Punkt-Schrittregler mit Stellmotor

¹⁸⁸ Die Laufzeiten üblicher Stellmotoren betragen 60 bis 240 s.

¹⁸⁹ folgender Zusammenhang gilt: $X_P = (1/K_P) \cdot 100\%$

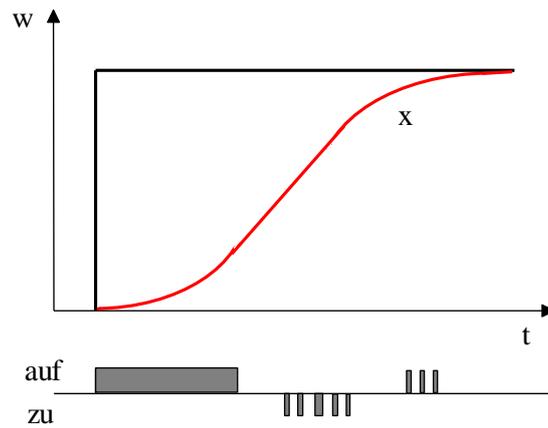


Abb. 8.24: Prinzip des Verhaltens eines Dreipunktschrittreglers¹⁹⁰

Für die Lebensdauer des Stellgliedes und für das Reglerverhalten ist es wichtig, den optimalen Kontaktabstand X_{Sh} zwischen den einzelnen Schaltimpulsen zu ermitteln. Einerseits verkürzt ein ständiges Auf- und Zufahren deutlich die Lebensdauer, andererseits bedeutet ein zu großes X_{Sh} eine höhere dauernde Regelabweichung.

Vor der Inbetriebnahme müssen bei einem Dreipunktschrittregler mit PI-Verhalten deshalb die Werte für X_p , T_n , TT , und X_{Sh} eingestellt werden.

Für die Simulationsmodelle im Punkt 9.4.4 wird nachstehendes Modell (Abb. 8.25) verwendet:

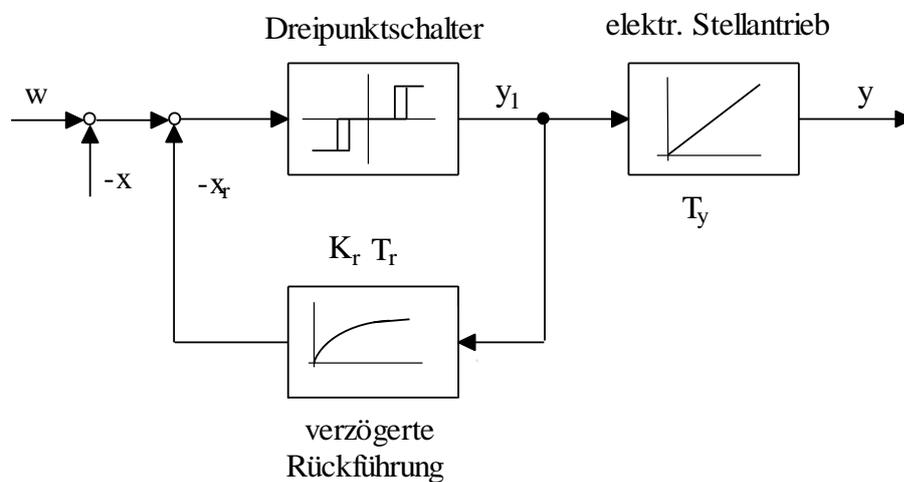


Abb. 8.25: Blockschema eines Dreipunkt-Schrittreglers mit PI-Verhalten

¹⁹⁰ mit PI-Verhalten

Dabei sind die Kenngrößen eines stetigen PI-Reglers wie folgt definiert:

$$K_p = \frac{T_r}{T_y \cdot K_r} \quad (8.25)$$

$$T_n = T_r \quad (8.26)$$

(Mit T_y wird die Laufzeit des Stellmotors und mit K_r und T_r die Kenngrößen des P-T₁-Rückführgliedes bezeichnet.)

Die Elektronikindustrie hat in den letzten Jahren für die Industrie Regler entwickelt, bei denen die Regelkennlinie – unabhängig vom konstruktiven Aufbau des Stellventils – frei wählbar ist.¹⁹¹ Es können somit Fehler bei der Auswahl der Kennlinie weitestgehend kompensiert werden, nicht aber Fehler in der Dimensionierung.

8.6.3 Stellmotor - Temperaturregelventil

In der Heizung- Lüftung- und Klimatechnik und somit auch in der Fernwärme werden als Antriebe für die Regelventile überwiegend elektrische Stellmotore, wie im vorherigen Abschnitt schon ausgeführt, verwendet. Sie bestehen meistens aus einem reversierbaren Synchronmotor¹⁹² und einem wartungsfreien Planetengetriebe. (Der Motor wird durch drehmomentabhängige Schalter in den Endlagen bei Überlastung abgeschaltet.) Diese Motoren laufen auch unter Last mit fast konstanter Drehzahl und werden mit Regler mit Dreipunkt-ausgang angesteuert. [20]

Bei den elektrothermischen Stellmotoren erfolgt der Antrieb über die Ausdehnung eines Materials (Bimetalle, Flüssigkeiten, Flüssigkeits-Dampfkombinationen oder Feststoffe). Die für die Ausdehnung erforderliche thermische Energie wird durch eine elektrische Beheizung zugeführt. Deshalb können Antriebe dieser Bauart nur mit Stellventilen kombiniert werden, die geringe Hübe bei gleichzeitig geringem Stellkräftebedarf aufweisen. Außerdem liegen die Stellzeiten meistens wesentlich über denen von elektrischen Stellmotoren. (In der Fernwärme haben sie nur geringe Bedeutung.¹⁹³)

Pneumatische Stellantriebe sind robust und sehr einfach aufgebaut. Dabei wird über Druckluft (0,2 bis 1,0 bar) im Druckraum eine Kraft über eine Membran aufgebaut, die gegen eine Federkraft¹⁹⁴ wirkt, bis ein Kräftegleichgewicht erreicht ist. Die Membran ist mit der Antriebsstange des Ventilkegels verbunden. Im Regelbereich arbeitet der pneumatische Stellmotor nahezu linear. Da die Luftleitungen zu den Stellantrieben meist kurz sind, reagieren sie auf Änderungen nur mit minimalen Verzögerungen von 1 - 2 sek. Somit können sie in guter Näherung als reine Verstärkerelemente [20], [22] angesetzt werden.

Pneumatische Regelsysteme sind einfach, arbeiten sehr schnell und zuverlässig. Werden pneumatische Antriebe in der Fernwärme eingesetzt, so ist unbedingt auf eine sehr genaue Auslegung und Abstimmung aller regelungstechnischen Anlagenteile zu achten, da zu rasche Stellvorgänge, vor allem bei großen Anlagen, schnell zu Instabilitäten führen können.

¹⁹¹ Diese Reglertypen finden aber aus Preisgründen derzeit nur im Industriebereich und im Kraftwerksbereich Anwendung und noch nicht in der HLK-Branche.

¹⁹² Die Motoren werden über ein eigenes Joch mit dem Ventilkörper und Kegelstange verbunden.

¹⁹³ In Kirchdorf kommen elektrothermische Antriebe nur ganz selten und wenn, dann nur auf der Sekundärseite zum Einsatz.

¹⁹⁴ drucklos offen oder drucklos geschlossen

8.6.4 Rücklauf temperaturbegrenzung

In den technischen Anschlussbedingungen der Fernwärme Kirchdorf [9] ist, um unnötig hohe Rücklauf temperaturen zu vermeiden, eine Möglichkeit der Begrenzung¹⁹⁵ vorgeschrieben.

Ein Temperaturregler ohne Hilfsenergie besteht aus einem Regelventil, einem Fühlerelement und der Verbindungsleitung. Die Sollwert einstellung des als P-Regler arbeitenden Geräts erfolgt dabei am Fühlerelement. Dabei wird durch die Ausdehnung einer Flüssigkeit¹⁹⁶, die sich im Fühler und in der Verbindungsleitung befindet, der Ventilkegel ver stellt. (Bei druckentlasteten Geräten bleibt der Einfluss von Vordruck- oder Durchflussänderungen sehr klein.) Die Ausdehnung ist direkt proportional der Temperatur des zu regelnden Mediums. Die Zeitkonstanten liegen beim Einsatz von Tauchhülsen bei etwa 110 bis 120 s, bei Direkteinbau bei 60 bis 70 s.

(Werden Temperaturregler ohne Hilfsenergie direkt für die Regelung von Brauchwasserwärmetauscher, wo schnelles Ansprechen gefordert ist, eingesetzt, kommen Bautypen zur Anwendung, bei denen die Ansprechzeiten unter 10 s liegen.)

In der Fernwärme Kirchdorf wurden sie bis Mitte der 1980-iger Jahre als Temperaturregler auf der Sekundärseite in den Hausstationen verwendet, bei den Primäranlagen fast ausschließlich zur Rücklauf temperaturbegrenzung.

In den letzten 20 Jahren ersetzen zunehmend ihre Funktion elektrische Fühler, die auf die Regelung aufgeschaltet werden.

Im Normalfall, d.h. wenn die Anlage hydraulisch und thermisch ordnungsgemäß dimensioniert ist und auch die Temperaturregelung optimal arbeitet, haben Rücklauf temperatur einrichtungen nur eine Überwachungsfunktion und greifen nur bei Versagen ein.

Bei den Überlegungen dieser Arbeit wird angenommen, dass diese nicht in den Temperaturregelkreis eingreift.

8.7 Regelstrecke

Als Regelstrecke wird der Bereich einer Anlage bezeichnet, in dem eine Größe, die Regelgröße, durch die Regelung beeinflusst werden soll. Die Regelstrecke ist ein Teil des Regelkreises. Am Eingang wirkt die Stellgröße y , die vom Regler ver stellt wird und eventuell eine Störgröße z , deren Änderung nicht immer vorherzusehen und zu erfassen ist. Die Ausgangsgröße ist die Regelgröße x . [44]

Bei einer Umformstation – Aufbau nach Abb. 8.13 – ist die Stellgröße y der Ventilhub H und die Ausgangsgröße x die sekundärseitige Vorlauf temperatur $t_{V,sek}$ bzw. die Leistung des Wärmetauschers \dot{Q} .

Den Wirkschaltplan mit den zugehörigen statischen Kennlinien einer Regelstrecke – Wärmetauscher und Durchflussregelventil – zeigt zur Veranschaulichung nachstehende Abbildung 8.26.

¹⁹⁵ Es erfolgt dies entweder über einen Temperaturregler ohne Hilfsenergie oder über einen Fühler im Fernwärmerücklauf, der in die elektrische Regelung eingebunden ist.

¹⁹⁶ Meist kommt ein synthetisches Öl mit niedriger Viskosität zum Einsatz.

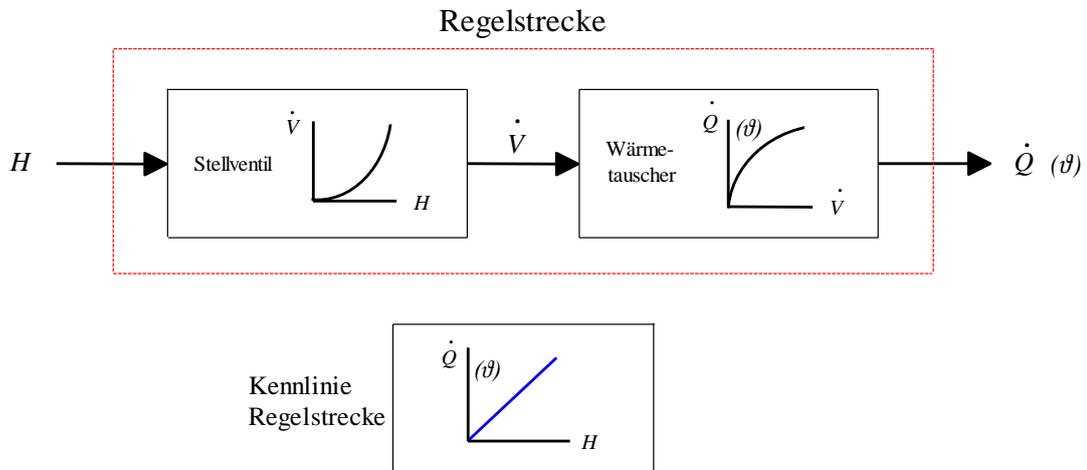


Abb. 8.26: Vereinfachte schematische Darstellung der Regelstrecke einer Umformstation

Meistens besteht eine Regelstrecke aus einer Kombination von verschiedenen Teilsystemen, von denen jeder ein P-, I-, Totzeit- oder verzögertes Verhalten zugeordnet werden kann. Außerdem stellt eine Umformstation eine klassische Strecke mit Ausgleich¹⁹⁷ dar, das heißt, dass bei nach einer sprunghaften Änderung von y sich x nach einer Zeit auf einen proportionalen Wert einstellt.¹⁹⁸

Die prinzipielle Darstellung des Temperaturregelkreises einer Fernwärmeumformstation zeigt nachstehende Abbildung 8. 27. Dabei wurden die Übertragungsglieder für die Ventilkennlinie und den Wärmetauscher jeweils als P-T_n-Elemente dargestellt.

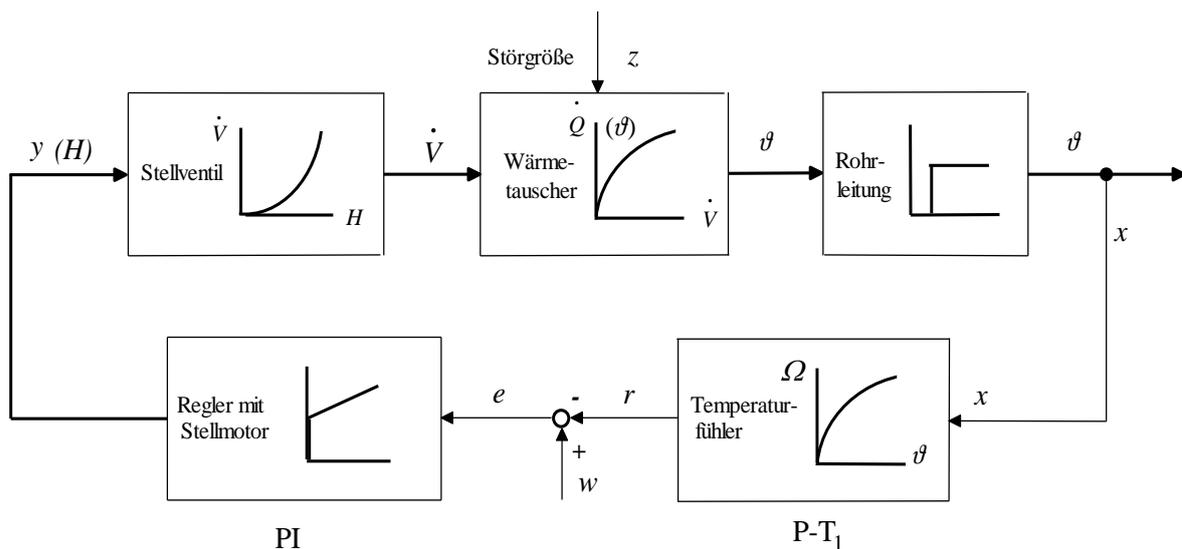


Abb. 8.27: Blockschaltbild des Temperaturregelkreises einer Fernwärme-Umformstation

¹⁹⁷ Bei einer Regelstrecke ohne Ausgleich wächst x laufend an (I-Verhalten) bis eine Begrenzung erreicht ist.

¹⁹⁸ Die statische Kennlinie einer Umformstation ist allerdings deutlich nichtlinear.

Die gesamte Regelstrecke besteht, wie in Abbildung 8.27 angedeutet, aus mehreren Übertragungsgliedern, auf die im Folgenden in unterschiedlicher Tiefe¹⁹⁹ eingegangen wird.

Da es nicht Ziel dieser Arbeit ist, alle Details, insbesondere auf die unterschiedlichen Einflussfaktoren bei den Wärmetauschern einzugehen, sondern ein für die Analyse der unter Abschnitt 2 beschriebenen Problemstellung praktikables Simulationsmodell einer Fernwärmeumformstation zu erstellen, wird das Blockschaltbild in Abbildung 8.27 zu einem Übertragungselement zusammengefasst. Dieses umfasst somit das Stellventil, den Wärmetauscher, die Rohrleitung und das Fühlerelement. Das Übertragungsverhalten dieses Systems kann, da es aus Totzeitgliedern²⁰⁰ (T_t) und aus verschiedenen Proportionalgliedern mit Verzögerungen ($P-T_n$) besteht, mit dem eines allgemeinen $P-T_n-T_t$ Gliedes beschrieben werden.²⁰¹

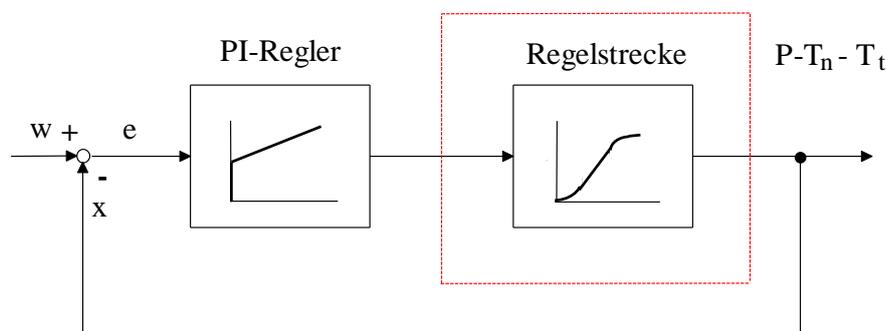


Abb. 8.28. Vereinfachtes Blockschaltbild

8.7.1 Sprungantwort

Um über eine Regelstrecke, wenn auch nur ungefähr, Bescheid zu wissen, ist unbedingt die Kenntnis der Sprungantwort erforderlich. (Damit wird das Verhalten der Regelstrecke bei einem Sprung der Stellgröße²⁰² beschrieben.)

Liegen keine Erfahrungen oder Kenntnisse über die Regelstrecke vor, so muss die Sprungantwort aufgenommen werden, um dann daraus die Parameter zu ermitteln. Die Aufnahme der Sprungantwort ist das einfachste und anschaulichste Verfahren um eine Regelstrecke kennenzulernen.

Wesentlich aufwendiger ist – sowohl in der Aufnahme und in der Auswertung – die Frequenzganganalyse. Dabei wird am Streckeneingang eine kleine sinusförmige Stellgrößenänderung vorgegeben und die zugehörige Regelgröße am Ausgang aufgezeichnet.

Für die Analyse des Temperaturregelkreises einer Umformstation reicht in der Regel die Kenntnis der Sprungantwort aus. Durch die Trägheit²⁰³ der Heizungsanlagen und die Fähigkeit des Systems, Wärme speichern zu können, ist es bei einer Sollwertänderung weder notwendig, die Temperatur sehr schnell noch ganz exakt ausregeln zu müssen.

¹⁹⁹ [44], [45], [48], [52], [54]

²⁰⁰ Die Totzeiten sind vom Betriebspunkt der Anlage anhängig und nicht konstant.

²⁰¹ Im Folgenden wird eine Umformstation als $P-T_3$ -Element aufgefasst. (siehe auch Pkt. 8.7.1)

²⁰² z. Bsp. händische Verstellung des Ventiles von 25% auf 50 % des Hubes

²⁰³ Üblicherweise werden Störungen < 30 min im Fernwärmenetz durch die Trägheit des Systems (Speicherfähigkeit des Heizwassers und der Gebäude) von den Kunden meist nicht wahrgenommen.

In der Literatur ([42], [43] und [46]) werden für Regelstrecken mit Ausgleich, bei denen die Ordnung nicht bekannt ist, verschiedene praktische Methoden vorgeschlagen. Dabei geht man meistens von einer Ersatzschaltung, wie P-T₁-Glieder, P-T₂-Glieder oder P-T_n-Element in Kombination mit einem T₁-Element aus.

Die weiteren Betrachtungen basieren aber auf einer in [16] und [20] vorgeschlagenen Methode. Durch Bestimmung der Verzugszeit T_u und der Ausgleichszeit T_g kann der Schwierigkeitsgrad S und die Anzahl n der Speicher ermittelt werden:

$$S = \frac{T_u}{T_g} \quad (8.27)$$

$$n \approx 10 \cdot S + 1 \approx 10 \cdot \frac{T_u}{T_g} + 1 \quad (8.28)$$

Dabei gelten folgende Richtwerte über die Regelbarkeit einer Strecke (Tab. 8.1):

T_u/T_g bzw. T_v/T^{204}	Regelbarkeit der Strecke
$\leq 0,1$	gut
$\approx 0,3$	befriedigend
$\geq 0,3$	schwer

Tab. 8.1: Schwierigkeitsgrad und Regelbarkeit einer Regelstrecke

In der Tabelle 8.2 sind übliche und typische Kenngrößen in der Versorgungstechnik (bzw. in der Fernwärme) aufgelistet:

Regelgröße	Kenngrößen der Regelstrecke		
	T_u	$S = T_u/T_g$	X_{hS}^{205}
Wärmetauscher ($\vartheta_{v,sek}$)	10 ... 60 s	0,1 ... 0,6	10 ... 100 K
Raumtemperatur (Wohnbereich)	3 ... 5 min	0,1 ... 0,3	6 ... 10 K
Brauchwassertemperatur Wärmetauscher ²⁰⁶	5 ... 30 s	0,1 ... 0,8	30 ... 60 K
Mischwassertemperatur (inkl. Fühler)	5 ... 20 s	0,2 ... 0,5	0 ... 70 K

Tab. 8.2: Kennwerte von typischen Regelstrecken in der Heizungstechnik [20],[52]

Eine Fernwärmeumformstation kann mit guter Näherung, wie schon oben ausgeführt, als System von drei Speichern²⁰⁷ mit annähernd gleichen Verzögerungszeiten (P-T₃-Element) angegeben werden.²⁰⁸ Damit ergibt sich für S ein Wert von 0,2 bis 0,3.

²⁰⁴ T Zeitkonstante eines Gliedes

²⁰⁵ X_{hS} ... Regelbereich

²⁰⁶ In der Fernwärme sind für X_{hS} eher Werte von 20 bis 60 K üblich

²⁰⁷ Wärmetauscher, Rohrleitung und Messfühler

²⁰⁸ Auch in [16], [46] und [50] wird eine Wärmetauscherregelstrecke als P-T₃ beschrieben.

Nach Tabelle 8.1 lässt sich diese Regelstrecke zufriedenstellend regeln.

Nachstehende Abbildung 8.29 zeigt, wie grafisch aus der Sprungantwort die Werte für T_g und T_u ermittelt werden können.

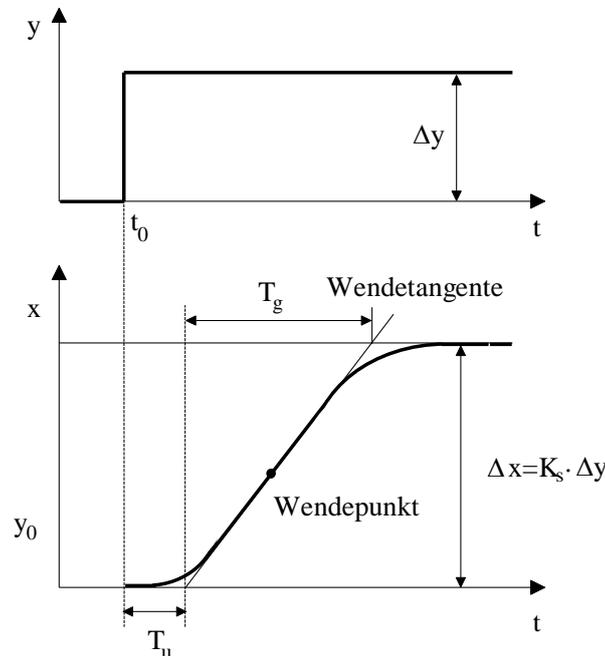


Abb. 8.29: Sprungantwort einer $P-T_n$ -Regelstrecke

8.7.2 Ermittlung der Streckenparameter

Um das Übertragungsverhalten der gesamten zu regelnden Strecke abzuschätzen, müssen verschiedene Daten und Kennlinien bekannt sein:

- Statische Streckenkennlinie von Ventil und Wärmetauscher
- Betriebspunkt
- Durchflussmengen, primär- und sekundärseitig
- Vorlauf- und Rücklauftemperaturen, primär- und sekundärseitig
- Bauart des Fühlerelements
- Abstand vom Fühlerelement zum Wärmetauscher
- Bauart, Masse und Wasserinhalt des Wärmetauschers

Aus dieser Auflistung ist ersichtlich, dass keine generellen Angaben für eine Umformanlage getroffen werden können bzw. es außerordentlich schwierig ist, alle Informationen zu erhalten.

In der Literatur²⁰⁹ geht man davon aus, dass in der Versorgungstechnik die Anzahl der Speicher mit etwa drei anzunehmen sind.²¹⁰

²⁰⁹ [16], [44], [46]

Nimmt man an, dass die Verzugszeiten etwa in der gleichen Größenordnung liegen, so stellt sich der Übertragungsbeiwert K_S , der Verlauf von $x(t)$ – bei Annahme von drei Speichergliedern – wie folgt dar:

$$K_S = \frac{\Delta x}{\Delta y} \quad \text{bzw.} \quad K_s = \frac{dx}{dy} \quad (8.29)$$

$$x(t) = K_S \cdot y_0 \cdot \left\{ 1 - \left[1 + \frac{t}{T} + \frac{\left(\frac{t}{T}\right)^2}{2} \right] \cdot e^{-\frac{t}{T}} \right\} \quad (8.30)$$

Um für die Modellbildung Daten zu erhalten wurde die Sprungantwort für die Referenzumformanlage U 30 ermittelt, wobei per Hand das Regelventil auf- und zugefahren wurde.

Mit den Werten, die sich bei den Messungen²¹¹ bei der U 30 ergeben haben, ergibt sich für die Formel (8.30) nachstehender prinzipieller Verlauf:

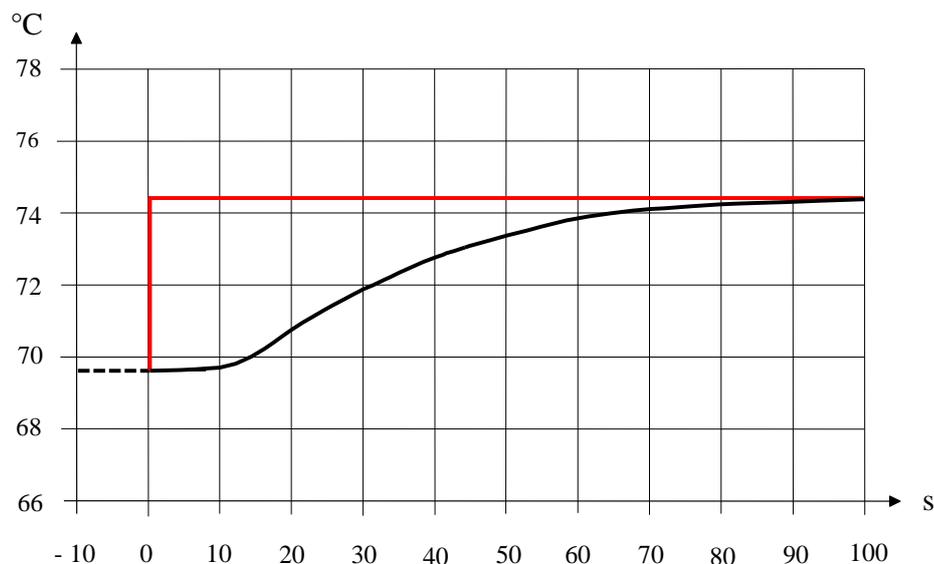


Abb. 8.30: Rechnerisch ermittelte Sprungantwort (P - T_3 -Glieder) bei einem Sprung der Durchflussmenge

²¹⁰ wie auch unter Punkt 8.7 ausgeführt.

²¹¹ siehe Punkt 9.3.2.1, Abb. 9.8 und Abb. 9.9

8.7.3 Kreisverstärkung

Die Stabilität eines Regelkreises hängt von der Kreisverstärkung V_0 ab. V_0 ist das Produkt aller Verstärkungsfaktoren sämtlicher Blöcke eines offenen Kreises und somit der Verstärkungsfaktor des offenen Kreises. [43]

Somit ist vereinfacht die Kreisverstärkung das Produkt von der am Regler einzustellenden Verstärkung²¹² K_R und der Verstärkung der Streckenkennlinie K_S .²¹³

$$V_0 = K_R \cdot K_S \quad (8.31)$$

Bei einem linearen Verhalten der Strecke ist die Steigung K_S im gesamten Stellbereich²¹⁴ konstant. In der Heizungstechnik liegt in den seltensten Fällen ein lineares sondern ein deutlich nichtlineares Verhalten vor und es damit nicht möglich, die Reglerparameter für den gesamten Betriebsbereich optimal einzustellen. Man ist deshalb gezwungen Kompromisse einzugehen.

Da bei der Temperaturregelung einer Umformstation (nach Abb. 8.13) meistens Ventile mit gleichprozentigen Kennlinien zum Einsatz kommen und über den Differenzdruckregler definierte Druckverhältnisse geschaffen werden, so findet man die größte Steigung der Streckenkennlinie in den höheren Hubbereichen. Wird der Regler für diesen Bereich optimiert, kann man davon ausgehen, dass er auch bei geringeren K_S (unterem Bereich) stabil arbeitet, wenn auch nicht optimal.

8.8 Einstellregeln

Bei der vorliegenden Arbeit wird davon ausgegangen, dass bei allen Primärstationen die Reglerparameter so eingestellt sind, dass es nur zu einem geringem Überschwingen²¹⁵ kommt.

Weiters wird angenommen, dass Temperaturänderungen nicht im Sekundenbereich sondern durch das thermische Beharrungsvermögen und durch die Laufzeit der elektrischen Antriebe eher im Minutenbereich liegen. Trotzdem wird der Vollständigkeit halber im Folgenden kurz auf die in der Heizungstechnik gängigen Einstellregeln eingegangen.

Prinzipiell müssen Regler so eingestellt sein, dass der Regelkreis – Regelstrecke und Regler – sich optimal verhält. Für die in der Heizung- und Klimatechnik üblicherweise zum Einsatz kommenden PI-Regler bedeutet dies, dass die geeigneten Werte für die Reglerparameter – K_{PR} und T_n – gefunden werden müssen.

Da meistens nicht alle Daten eines Regelkreises bekannt sind, muss man sich bei der Ermittlung der Einstellparameter auf Näherungsverfahren beschränken oder Werte empirisch suchen. Was als „günstigste“ bzw. „optimale“ Einstellung bezeichnet werden kann, ist eigentlich eine Sache der Anschauung. [44] Optimale Reglereinstellungen sind nicht nur von der Regelstrecke sondern auch von Sollwert- und Störgrößenänderungen abhängig. Einfluss können auch nachgeschaltete oder vorgelagerte Regelkreise haben.

In der Literatur [16], [20], [50] sind verschiedenste Möglichkeiten angeführt. Drei davon sollen im Folgenden kurz vorgestellt werden.

²¹² bzw. Steigung

²¹³ vgl. auch [57]

²¹⁴ bzw. Hubbereich

²¹⁵ von max. 1 bis 2 °C

8.8.1 Optimierungsverfahren

Ein Regelkreis kann nach verschiedenen Gesichtspunkten optimiert werden. Die optimale Reglereinstellung ist auch abhängig, ob im wesentlichen Störgrößen- oder Sollwertveränderungen auftreten. Es ist auch von Bedeutung, ob es sich bei den Veränderungen um sprunghafte oder langsame und kontinuierliche handelt. [20]

Die Regelgüte, die den gesamten Verlauf der Regelgröße und auch der Stellgröße bewertet, wird über Integralkriterien definiert. [46]

Die wichtigsten Integralkriterien sind:

- lineare Regelfläche
- betragslineare Regelfläche
- zeitbeschwerte betragslineare Regelfläche
- quadratische Regelfläche
- verallgemeinerte quadratische Regelfläche

8.8.2 Experimentelle Einstellregeln nach Ziegler und Nichols

Sind die Daten einer Regelstrecke mit Ausgleich und Verzögerung höherer Ordnung nicht bekannt, so wird meist ein experimentelles Verfahren für die Ermittlung der optimalen Reglereinstellung angewandt. Voraussetzung ist allerdings, dass der Regelkreis auch instabil werden darf. Dabei wird vorerst im geschlossenen Kreis der Regler als reiner P-Regler (T_n möglichst hoch, T_v so klein wie möglich) betrieben. X_P wird so gewählt, dass der Regelkreis sich stabil verhält. Im nächsten Schritt wird X_P laufend verkleinert bis Dauerschwingungen mit konstanter Amplitude auftreten. Der Regelkreis befindet sich damit an der Stabilitätsgrenze mit den zugehörigen Werten K_{PRkrit} und der Schwingungsperiode T_{krit} . Damit kann man die Einstellparameter des gewünschten Reglertyps nach Tabelle 8.3 ermitteln. [20]

Regler	K_R	X_P	T_n	T_v
P	$0,5 \cdot K_{R\ krit}$	$2 \cdot X_{P\ krit}$	-	-
PI	$0,45 \cdot K_{R\ krit}$	$2,2 \cdot X_{P\ krit}$	$0,85 \cdot T_{krit}$	-
PID	$0,6 \cdot K_{R\ krit}$	$1,7 \cdot X_{P\ krit}$	$0,5 \cdot T_{krit}$	$0,125 \cdot T_{krit}$

Tab. 8.3: Experimentelle Einstellregeln nach Ziegler und Nichols

In der Fernwärme ist es in den meisten Fällen nicht möglich, Versuche direkt an den Anlagen zu fahren.²¹⁶ Noch schwieriger ist es, dieses Verfahren bei Regelungen im Kraftwerksbereich anzuwenden, da unerwartete Auswirkungen den Betrieb schnell gefährden können.

8.8.3 Einstellungen nach den Kenngrößen der Regelstrecke

Da nicht jeder Regelkreis bis an die Stabilitätsgrenze und darüber gefahren werden kann, können die Einstellwerte auch nach der Aufnahme der Sprungantwort und der Bestimmung

²¹⁶ siehe auch Pkt. 8.8.5

charakteristischen Kennwerte ermittelt werden. Es sind dies die Verzugszeit T_u , die Ausgleichszeit T_g , der Proportionalitätsbeiwert K_{PS} und meist auch die Ordnung des Elementes.

In der nachstehenden Tabelle 8.4 sind die Einstellparameter²¹⁷ der Regler, in Abhängigkeit von den Streckenparametern, dargestellt. [20], [50]

Regler		apriodischer Verlauf		kürzeste Ausregelzeit ²¹⁸	
		Störung	Führung	Störung	Führung
P	$K_{PR} \cdot K_{PS}$	$0,3 \cdot T_g / T_u$	$0,3 \cdot T_g / T_u$	$0,7 \cdot T_g / T_u$	$0,7 \cdot T_g / T_u$
PI	$K_{PR} \cdot K_{PS}$	$0,6 \cdot T_g / T_u$	$0,35 \cdot T_g / T_u$	$0,7 \cdot T_g / T_u$	$0,6 \cdot T_g / T_u$
	T_n	$4 \cdot T_u$	$1,2 \cdot T_g$	$2,3 \cdot T_u$	T_g
PID	$K_{PR} \cdot K_{PS}$	$0,95 \cdot T_g / T_u$	$0,6 \cdot T_g / T_u$	$1,2 \cdot T_g / T_u$	$0,95 \cdot T_g / T_u$
	T_n	$2,4 \cdot T_u$	T_g	$2 \cdot T_u$	$1,35 \cdot T_u$
	T_v	$0,42 \cdot T_u$	$0,5 \cdot T_u$	$0,42 \cdot T_u$	$0,47 \cdot T_u$

Abb. 8.4: Einstellregeln nach Chien-Hrones-Reswick

Im praktischen Betrieb genügen in der Fernwärme für die meisten Fälle die Werkseinstellungen der Regler. Oft glätten ohnehin nachgeschaltete Regelkreise und Speicher schlecht gedämpfte Regelvorgänge (wie bei Durchflussregelungen).

8.8.4 Einstellregeln für langsame Regelkreise

Im Anlagenbau²¹⁹ führen Einstellwerte nach Pkt. 8.8.2 manchmal zu unbefriedigenden Ergebnissen. *Samal* ermittelte deshalb folgende (Tab. 8.5) Einstellregeln:

Regler		$V_0 \cdot T_u / T_g$		T_n / T_g		T_v / T_g	
		Störung	Führung	Störung	Führung	Störung	Führung
P	aperiodisch	0,11	0,13	-	-	-	-
	schwingend	0,22	0,25	-	-	-	-
PI	aperiodisch	0,16	0,10	0,51	0,57	-	-
	schwingend	0,37	0,18	0,41	0,46	-	-
PID	aperiodisch	0,68	0,38	0,60	0,51	0,68	0,60
	schwingend	0,70	0,55	0,70	0,65	0,81	0,75

Tab. 8.5: Empirische Einstellwerte nach Samal [53]

Dabei können Einstellwerte, die aus der Sprungantwort ermittelt werden, in kritische Werte umgerechnet werden.

²¹⁷ Wie mehrfach angegeben, werden im Heizungsbereich für Temperaturregelkreise fast ausschließlich PI-Regler eingesetzt.

²¹⁸ bei max. 20 % Überschwingung

²¹⁹ nach [20]

Als Richtwert gilt:

$$V_{0krit} = \frac{T_u}{T_g} = 1,85 \quad (8.33)$$

Aus dem Verhältnis T_u/T_g kann aus den in [53] und [54] gezeigten Bildern die entsprechende kritische Kreisfrequenz V_{0krit} abgelesen werden.²²⁰

8.8.5 Messungen an Anlagen

In den vorhergehenden Abschnitten wurden verschiedene Messungen an Anlagen und am Gesamtsystem gezeigt. Meist war es nicht möglich, an Anlagen, die sich in Betrieb befinden, umfangreiche Messreihen und Versuche durchzuführen. In der vorliegenden Arbeit wurden Messungen an fernwärmeeigenen Stationen durchgeführt ohne die Kundenanlagen stark zu beeinträchtigen. Auch erfolgten verschiedene Messreihen im Kraftwerk. Hier war es doch schon deutlich schwieriger, da keinesfalls der Dampfturbinenbetrieb gefährdet oder eingeschränkt werden durfte.

Genau so kritisch war es, in den laufenden Betrieb der Umformstation im Landeskrankenhaus einzugreifen. Dort musste auf die Auswirkungen im Netz und in der Heizzentrale im Kraftwerk sowie auf vereinfachte Messungen, die über die Wärmezähler²²¹ Mitte der 1990-iger Jahre erfolgten und auf fernübertragene Daten, die ebenfalls auf der Wärmemessung basierten, zurückgegriffen werden.

Etwas einfacher waren die Messreihen in der Umformstation U 30, im wesentlichen die Aufnahme der Sprungantwort und des Regelverhalten des Differenzdruckreglers und der gesamten Station, da zwar die Versuche erst bei einer entsprechenden Wärmeabnahme (ca. 60 – 70 % der Maximalleistung) durchgeführt werden konnten, die Speicherfähigkeit des Sekundärnetzes und die Trägheit des Gesamtsystems aber erst nach rund 3 bis 5 min zu Reaktionen im Rücklauf führten.

²²⁰ Beispielsweise beträgt für eine proportionale Regelstrecke 3. Ordnung das Verhältnis $T_u/T_g = 0,218$. Damit ergibt sich eine kritische Kreisverstärkung von $V_0 = 8$.

²²¹ Messung der Durchflussmenge und Leistung über die Wärmezähler („Polluwatt“) oder per Hand.

9 Simulationsmodell

9.1 Allgemeines

Unter Simulation²²² versteht man die Methode, beliebige reale Vorgänge²²³ nachzubilden. Vor der Simulation hat die Modellbildung des Systems zu erfolgen. [55]

Unter einem System versteht man einen abgegrenzten Teil eines größeren Ganzen, der aus einzelnen Komponenten zusammengesetzt ist, die durch Materie-, Energie- oder Informationsflüsse miteinander verknüpft sind.²²⁴

Das Systemverhalten wird durch die Ausgangsgrößen charakterisiert und ist im Allgemeinen durch die Eingangsgrößen beeinflussbar. [56]

Ein System besteht meist aus mehreren Komponenten, die miteinander verknüpft sind und aufeinander wechselseitig (oder auch einseitig) einwirken. (Die Komponenten selbst können ihrerseits oft ebenfalls als Systeme aufgefasst werden.)

Bei der Systemanalyse wird die Abhängigkeit der Ausgangsgrößen des Systems von den seinen Eingangsgrößen und den Systemparametern bestimmt.

Am naheliegendsten ist allerdings, diese Analyse direkt am realen System²²⁵ durchzuführen.

Dagegen spricht in den meisten Fällen eine Vielzahl von Punkten:

- Versuche am realen System können sehr langwierig und zeitaufwändig sein.
- Versuche am realen System sind in den meisten Fällen sehr kostenintensiv.
- Untersuchungen am realen System können durch Messungen beeinflusst werden oder können daran scheitern.
- Untersuchungen am realen System können risikobehaftet sein und zu erheblichen betrieblichen Problemen führen.
- Untersuchungen am realen System sind durch die Vielzahl der Einflussparameter meist unübersichtlich.
- Versuche können manchmal undurchführbar sein, da es das System noch nicht oder nicht mehr gibt.

Im Vergleich zur experimentellen Analyse am Originalsystem stellen sich die Vorteile bei einer Analyse auf Basis einer Simulation²²⁶ wie folgt dar:

- Die Simulation kann durch die schnellen Rechenzeiten in wesentlich kürzerer Zeit erfolgen.
- Sie ist wesentlich kostengünstiger.

²²² Der Begriff Simulation stammt vom lateinischen Wort *simulo* „nachbilden, abbilden, nachahmen“ ab.

²²³ meist computerunterstützt

²²⁴ In DIN 19226 wird ein System als einen in einem betrachteten Zusammenhang gegebene Anordnung von Gebilden, die miteinander in Beziehung stehen, definiert. Diese Anordnung wird aufgrund bestimmter Vorgaben gegenüber ihrer Umgebung abgegrenzt. [57]

²²⁵ vgl. Pkt. 8.8.4

²²⁶ Es wird im Folgenden bei der Simulation von einer Computersimulation ausgegangen.

- Versuche am realen System werden meistens durch Störungen beeinflusst. Die Computersimulation liefert reproduzierbare Ergebnisse.
- Die Simulation bringt keine Risiken für die Anlagen und für das Personal.
- Auswirkungen von Änderungen einer Modellkomponente kann einfach untersucht werden.
- Auswirkungen von Änderungen der Systemparameter können ohne großen Aufwand untersucht werden.

In der Regel ist die Simulation kein einmaliger Vorgang, sondern eher ein Kreislauf, bei dem man sich der gesuchten Lösung schrittweise nähert.

Zur Lösung (technischer) Simulationsaufgaben steht eine Reihe von Softwarewerkzeugen zur Verfügung. Im Wesentlichen sind dies drei Gruppen:

- herkömmliche Programmiersprachen wie C, BASIC, PASCAL, FORTRAN
- spezielle Simulationssprachen wie ASCL²²⁷
- blockorientierte Simulationssysteme mit grafischer Benutzeroberfläche²²⁸

In sehr vielen technischen Bereichen, vor allem in der Regelungstechnik, ist die Darstellung dynamischer Systeme in Form von Blockschaltbildern üblich. (Ein Blockschaltbild beschreibt die Struktur eines dynamischen Systems.)

Dabei geht man üblicherweise in folgenden Schritten vor:

- Aufbau einer Systemstruktur mit Hilfe einer blockorientierten Simulationsumgebung
- Konfigurierung der einzelnen Systemblöcke
- Auswahl der Simulationsparameter
- Durchführung des Simulationslaufes
- Auswertung der Ergebnisse

Für die Untersuchungen und Simulationen in dieser Arbeit wurde das blockorientierte Simulationssystem *BORIS*, das auf dem Programmpaket *WinFACT* [36] basiert, verwendet und das bei der Fernwärme Kirchdorf (vorwiegend im Fernheizkraftwerk) für Regleroptimierungen seit mehreren Jahren im Einsatz ist.

9.2 Numerische Integrationsverfahren

Für viele Differentialgleichungen lassen sich keine analytischen Lösungen finden. Man muss daher auf Näherungsverfahren zurückgreifen. Da man jede Differentialgleichung n -ter Ordnung in ein System von n - Gleichungen erster Ordnung überführen kann, genügt es numerische Verfahren für solche Systeme zu betrachten. [54]

²²⁷ ACSL - *Advanced Continuous Simulation Language*

²²⁸ Dazu zählen (ohne Anspruch auf Vollständigkeit): *MATLAB/Simulink*, *LabView* und *WinFACT/BORIS*

Die Aufgabe lautet, für die nichtlineare Differentialgleichung

$$x' = f(x, u) \quad (9.1)$$

mit dem Anfangswert

$$x(t_0) = x_0 \quad (9.2)$$

und bei bekanntem Eingangsgrößenverlauf u ($t > t_0$) die Lösung von Gleichung (9.1) zu finden. Die exakte Lösung erhält man durch formale Integration zu

$$x(t) = x(t_0) + \int_{t_0}^t f(x, u) dt' \quad (9.3)$$

Das Hauptproblem bei der numerischen Lösung eines Differentialgleichungssystems ist die näherungsweise Bestimmung eines bestimmten Integrals der Funktion $f(x, u)$.

Die Aufgabe besteht darin, die Fläche unterhalb eines definierten Kurvenabschnittes schrittweise zu ermitteln.

Wird für die Berechnung des neuen, nachfolgenden Wertes x_{k+1} nur der alte Wert x_k verwendet, spricht man von einem Einschrittverfahren. Dabei sind x_k und x_{k+1} die ermittelten Näherungswerte der exakten Werte $x(t_k)$ und $x(t_{k+1})$. Einschrittverfahren (Abb. 9.1) erfordern also die näherungsweise Berechnung der Fläche über dem Intervall $[t_k, t_{k+1}]$.

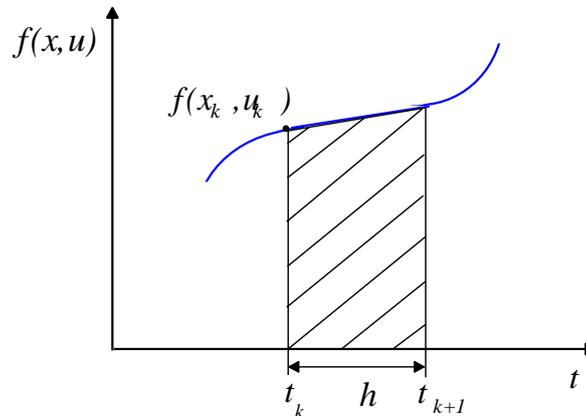


Abb. 9.1: Einschrittverfahren - Darstellung der Fläche

Zu den bekanntesten Einschrittverfahren zählen das Explizite *Euler*-Verfahren und das *Runge-Kutta*-Verfahren vierter Ordnung.²²⁹ (Die Simulationen in dieser Arbeit wurden mit dem expliziten *Euler*-Verfahren durchgeführt, da dieses den geringsten Rechenaufwand erfordert. Es muss für einen Simulationsschritt nur ein Funktionswert berechnet werden.)

²²⁹ Beide Verfahren sind mit dem Programm WinFAKT/BORIS möglich.

9.2.1 Euler-Verfahren

Beim expliziten *Euler*-Verfahren wird die Fläche unter der Kurve $f(x)$ durch ein Rechteck angenähert. Dabei ist dessen Höhe durch $f(x_k, u_k)$ und dessen Breite durch die Schrittweite h gegeben (Abb. 9.2).

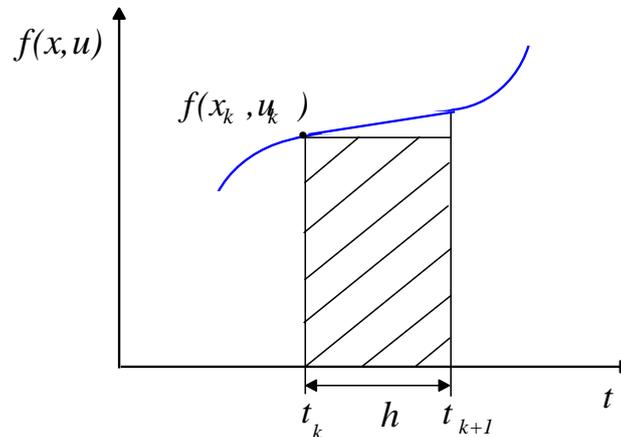


Abb. 9.2: Explizites Euler-Verfahren

Die Näherungsformel lautet daher:

$$\int_{t_k}^{t_{k+1}} f(x, u) dt' \approx h \cdot f(x_k, u_k) \quad (9.4)$$

Für das explizite *Euler*-Verfahren erhält man somit folgende Rechenvorschrift:

$$x_{k+1} = x_k + h \cdot f(x_k, u_k) \quad (9.5)$$

9.2.2 Runge-Kutta-Verfahren

Ein anderes Einschrittverfahren zur näherungsweise Lösung von Anfangswertproblemen ist das *Runge-Kutta*-Verfahren (4. Ordnung). [56]

Bei diesem Verfahren erfolgen bei jedem Simulationsschritt vier Funktionsauswertungen. Damit weist es gegenüber dem *Euler*-Verfahren eine wesentlich bessere numerische Genauigkeit auf. Es kann aber bei sprungförmigen Änderungen von Eingangssignalen zu Ungenauigkeiten im Übergangsbereich kommen.²³⁰

9.3 Simulationsmodell Differenzdruckregler

In Punkt 8.2.1 wurde das Verhalten eines Differenzdruckreglers nachgebildet und das Modell mit dem tatsächlichen Verhalten des ROH's der Umformstation 30 verglichen. Außerdem wurde auch nachgewiesen, dass mechanische Differenzdruckregler deutlich schneller

²³⁰ Deshalb wurden für die Simulationen, wie in Pkt.9.2 ausgeführt, das *Euler*-Verfahren gewählt. Außerdem geht es bei der Beurteilung der Simulationsergebnisse nicht um hohe Genauigkeit sondern vielmehr um qualitative Verläufe und Betrachtungen.

arbeiten als übliche Temperaturregelkreise mit elektrisch angetriebenen Stellventilen, so dass Druckschwankungen im Regelfall, so fern die Konzeption und Auslegung der Anlage entsprechend den Regeln der Technik erfolgte, keine Auswirkung auf die Temperaturregelkreise haben.

9.4 Simulationsmodell Temperaturregelung

Jene Umformstationen, die im Eigentum der Fernwärme Kirchdorf stehen und über die Sekundärnetze betrieben werden, sind mit einer Regelung für die sekundärseitige Vorlauf-temperatur ausgestattet, wobei diese nicht gleitend nach der Außentemperatur sondern fix gefahren wird.²³¹ Nachstehende Abbildung 10.11 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Temperaturregelung (ohne sonstige hydraulische Einrichtungen und ohne Differenzdruck-regelung).

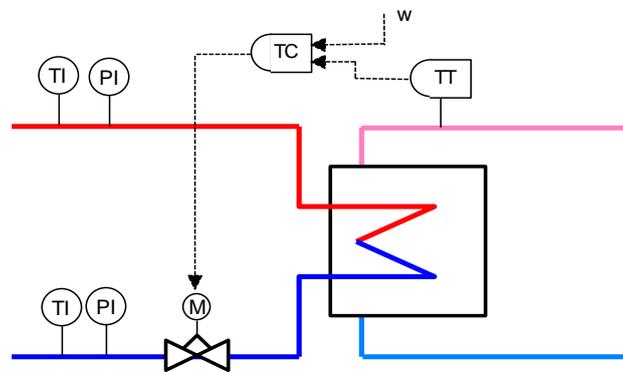


Abb. 9.3: Regelkreis Vorlauftemperatur einer fernwärmeeigenen Umformstation

Alle Stationen - ob im Eigentum der Fernwärme oder des Kunden - sind derzeit mit herkömmlichen Reglern (PI-Reglern) ausgestattet. (Als Toleranzbereich für die Vorlauftemperatur sekundärseitig kann $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ im Winter- und $\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ im Sommerbetrieb vom Sollwert angenommen werden.)

Für die Simulation einer Umformstation, die dann Basis der gesamten Netzsimulation und des vereinfachten Netzmodells sein wird, muss im nächsten Schritt ein Modell erstellt werden, das das Verhalten einer Umformstation, insbesondere im Hinblick auf die hydraulischen Verhältnisse, beschreibt.

Betrachtet man den gesamten Regelkreis - Wärmetauscher, Regelventil (bestehend aus Stellmotor und Ventileinheit), Rohrleitungssystem und Temperaturfühler - so stellt sich der Signalflussplan, ausgehend von Abbildung 9.3, wie folgt (Abb. 9.4) dar. (Dabei sind die Übertragungsfunktionen der jeweiligen einzelnen Glieder mit G bezeichnet.²³²)

²³¹ In der Regel wird der Sollwert der Vorlauftemperatur im Winter auf etwa $75 \text{ }^\circ\text{C}$, im Sommer auf $70 \text{ }^\circ\text{C}$ eingestellt.

²³² Die im Abschnitt 9.4.1 ermittelte Streckenkennlinie stellt G_{S1} und G_{WT} dar.

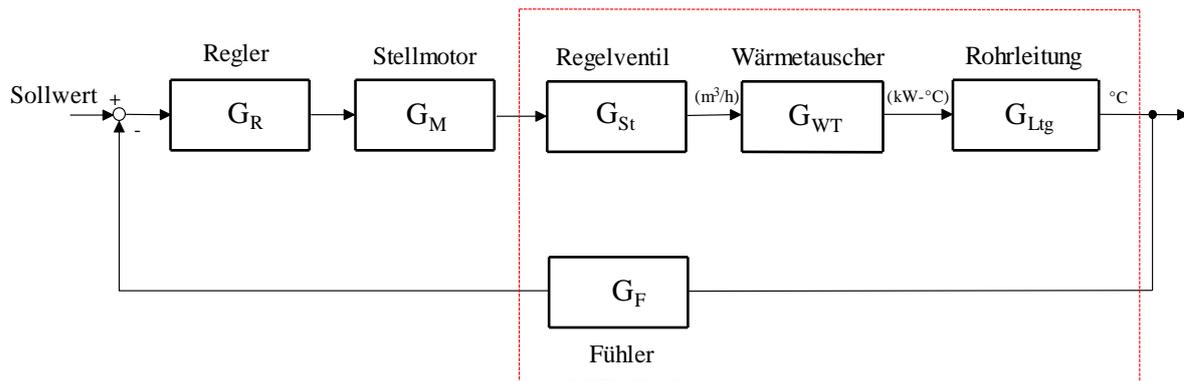


Abb. 9.4: Signalflussplan für die Temperaturregelung einer Umformstation

Um das Verhalten einer Umformstation zu simulieren, ist es erforderlich die Streckenkennlinie aufzunehmen, bzw. die Streckenparameter abzuschätzen. Im Abschnitt 8 werden in Kurzform die wichtigsten Grundlagen behandelt. Dabei wird auch angegeben, dass die Strecke einer Fernwärmeumformstation sinnvollerweise als P-T₃-Element dargestellt werden kann.

Um das Modell auch mit ausgeführten Anlagen zu vergleichen, wurden an der Referenzanlage U 30 umfangreiche Messungen durchgeführt.

9.4.1 Streckenkennlinie U 30

In Punkt 5.2.1 sind die technischen Daten²³³ der Umformstation U 30 angeführt. (Im Sommerbetrieb, bei dem nur minimale Mengen für die Brauchwasserbereitung erforderlich sind, werden durchschnittlich rd. 1,9 m³/h über die Station gefahren.)

Nach den Überlegungen und Formeln aus den vorhergehenden Kapiteln 8.3 bis 8.5 kann mit der Ventilkennlinie (Abbildung 5.5) die theoretische Streckenkennlinie ermittelt werden.

Die Streckenkennlinie der Umformstation U 30 ist in Abbildung 9.5 dargestellt und wurde mit einer Ventilautorität a_v von 0,7 und einem Auslegungswert a von 0,75 des Wärmetauschers mit [40] rechnerisch ermittelt.

²³³ maximale Durchflussmenge: 11,47 m³/h (Stand 1999), Δp - Differenzdruckregler: 0,5 bar

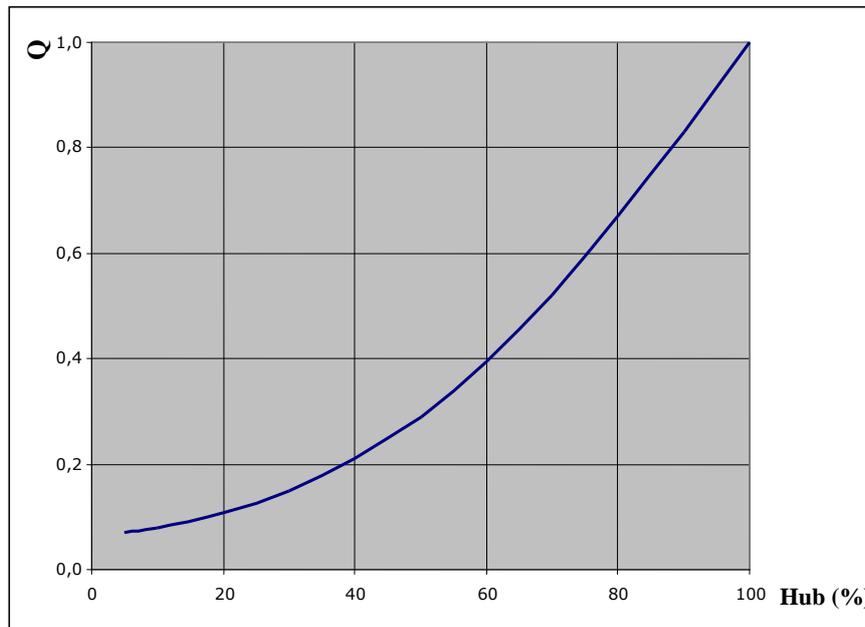


Abb. 9.5: Resultierende theoretische Streckenkennlinie U 30 in Abhängigkeit vom Ventilhub ($Q = \dot{Q} / \dot{Q}_{100}$)

Den Vergleich der tatsächlichen Ventilkennlinie (Original) mit der nach Abschnitt 8 ermittelten theoretischen Kennlinie, zeigt Abbildung 9.6.

Nimmt man eine Ventilautorität von $a_v = 0,7$ an, so ist ersichtlich, dass diese dann am besten mit der Originalkennlinie übereinstimmt.

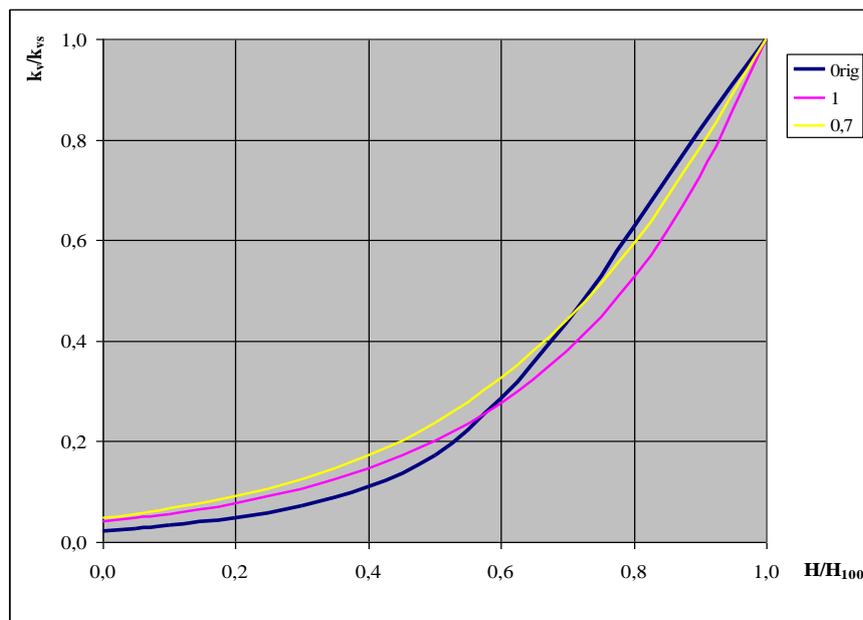


Abb. 9.6: Vergleich der Ventilkennlinie mit den theoretischen Kennlinien (gleichprozentig) bei verschiedenen Ventilautoritäten ($a_v = 1$ und $a_v = 0,7$)

9.4.2 Übertragungsbeiwert der Regelstrecke (U30)

Nach [24] sollen für die Auslegung der Stellventile in der Heizungstechnik folgende Hubbereiche eingehalten werden:

k_{vmax} bei 70 bis 90 % von H_{100}

k_{vnorm} bei 40 bis 70 % von H_{100}

k_{vmin} bei 10 bis 20 % von H_{100}

Außerdem sollte das Verhältnis von K_{smax} zu K_{smin} ein Minimum sein. Der Übertragungsbeiwert einer allgemeinen Regelstrecke ist wie folgt definiert:

$$K_s = \frac{dx}{dy} \quad \text{bzw.} \quad K_s = \frac{d(\dot{Q}/\dot{Q}_{100})}{d(H/H_{100})} \quad (9.6)$$

Die Größe x stellt die jeweilige Regelgröße²³⁴ dar, y den bezogenen Ventilhub²³⁵.

Folgende Bedingungen sollten in der Regel eingehalten werden:

- $K_{smax}/K_{smin} \leq 3 - 4$
- Regelbereich: $H_{min} = 10\%$ bis $H_{max} = 90\%$

Aus der Abbildung 9.6 kann der Verlauf des Übertragungsbeiwertes K_s und damit auch K_{smax} und K_{smin} , sowie das Verhältnis K_{smax}/K_{smin} ermittelt werden:

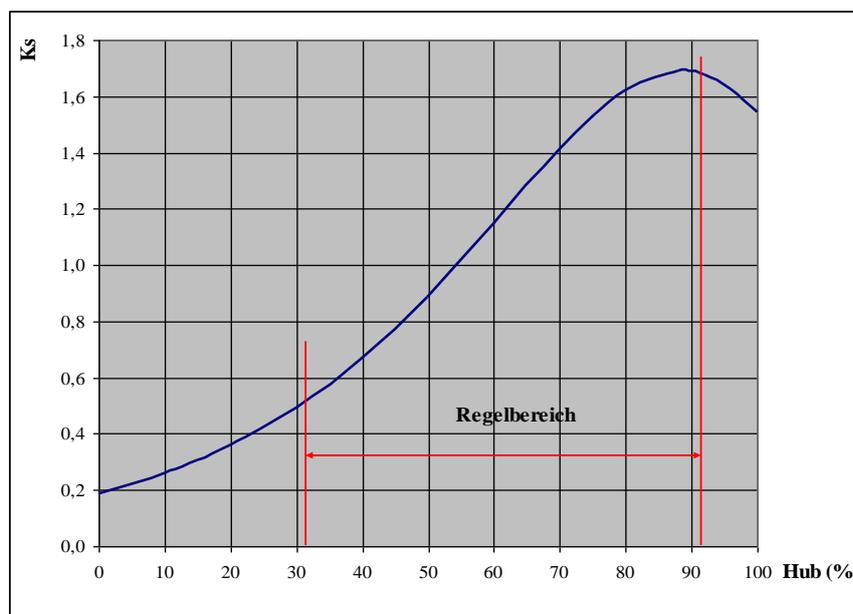


Abb. 9.7: Verlauf des Übertragungsbeiwertes K_s in Abhängigkeit des Ventilhubes H [%]

²³⁴ In den betrachteten Fällen ist dies die Leistung des Wärmetauschers oder der Massenstrom.

²³⁵ Damit wird K_s bei einer linearen Streckenkennlinie in etwa konstant.

Als K_{smax} ergibt sich ein Wert von 1,69, für K_{smin} ein Wert von 0,189, allerdings im Regelbereich²³⁶ bzw. Einsatzbereich der Anlage ein K_{smin} von rd. 0,45.

Damit ergibt sich damit ein Verhältnis von

$$K_{smax}/K_{smin} \approx 3,7$$

das heißt, dass der Wert K_{smax}/K_{smin} in etwa noch im üblichen und tolerierbaren Bereich liegt.

9.4.3 Aufnahme Sprungantwort der Station U 30

Für die Analyse des Verhaltens einer Umformstation wurde die Sprungantwort für die Referenzanlage U 30 ermittelt, wobei bei der Aufnahme das Durchgangsregelventil händisch von 61,5 % auf 72 % (Abb. 9.8) und von 74 % auf 61,5 % (Abb. 9.9) des Ventilhubes verstellt wurde. Diese Hubänderungen bewirkten im ersten Fall eine Durchflusserhöhung von rund 1,85 m³/h, im zweiten Fall eine Verminderung von ca. 2,26 m³/h.

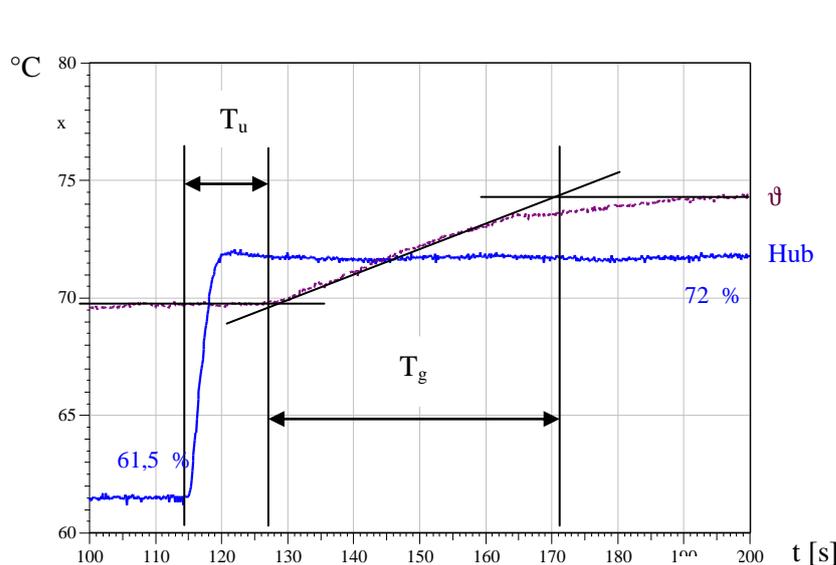


Abb. 9.8: Sprungantwort U 30 (Sprung von 61,5% auf 72% des Ventilhubes)

Ermittelt man aus dieser Grafik die Verzugszeit und die Ausgleichszeit nach der „Wend tangentenmethode“²³⁷, so ergibt sich für T_u ein Wert von etwa 12 s und für T_g ein Wert von 44 s. Damit errechnet sich für S ein Wert ca. 0,27.

Aus der nächsten Abbildung 9.9 ergeben sich folgende Zeiten für $T_u \approx 9,5$ s und für $T_g \approx 42$ s und somit für $S \approx 0,23$.

Damit beträgt die Anzahl der Speicher nach (8.29) etwa drei bis vier, wie auch unter Punkt 8.7.1 und in [16], [44], [46] bereits angeführt.

²³⁶ Durchflussmengen von 1,9 m³/h bis 11,5 m³/h

²³⁷ siehe Punkt 8.7.1

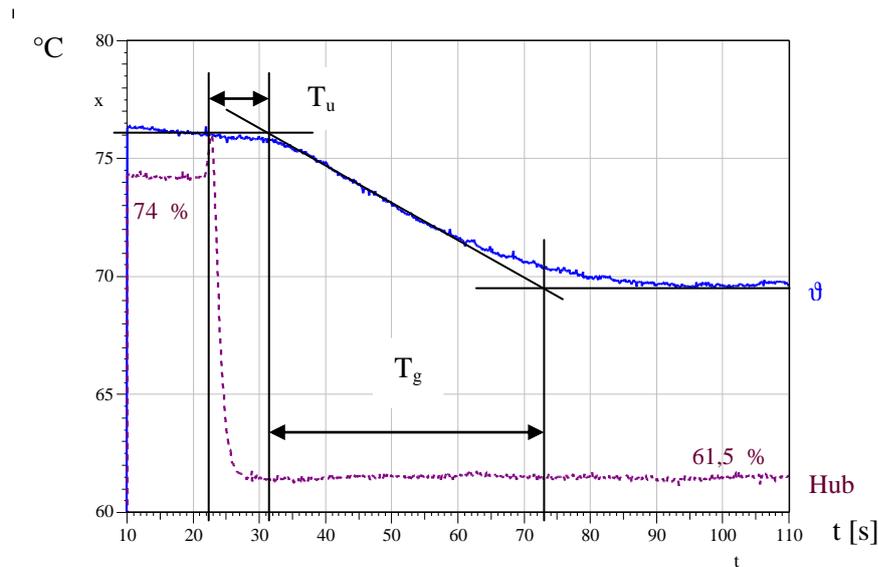


Abb. 9.9: Sprungantwort U 30 (Sprung von 74 % auf 61,5 % des Ventilhubes)

Weiters können aus den in den o.a. Abbildungen dargestellten Sprungantworten noch folgende Werte²³⁸ ermittelt werden:

$$K_S \approx 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}/\%_{\text{Hub}}$$

Nach [45] gilt für ein System mit drei gleichen Zeitkonstanten:

$$\frac{T_g}{T} = 3,7 \text{ und somit errechnet sich für } T = 11,4 \text{ s} \quad (9.7)$$

9.4.4 Simulationsmodell Temperaturregelkreis

Aus den in den Abbildungen 9.3 und 9.4 gezeigten Zusammenhängen und mit den Annahmen von Punkt 8.3 bis 8.7 kann relativ leicht das Modell einer Umformstation (Abb. 9.10) mit dem gleichen Simulationsprogramm [40], mit dem auch das Modell²³⁹ eines Differenzdruckreglers erstellt wurde, ermittelt werden. Dabei liegen die Schwierigkeiten nicht in der Erstellung des Modells, sondern in der Ermittlung der Parameter.

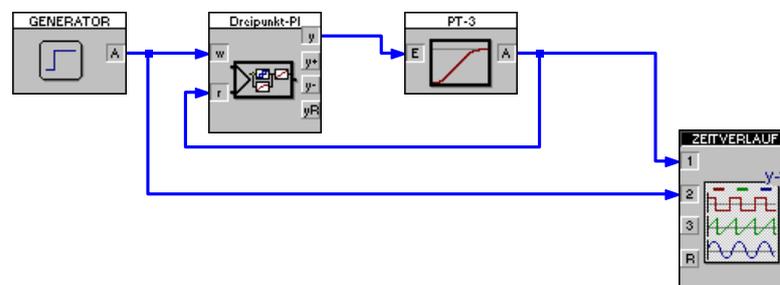


Abb. 9.10: Simulationsmodell Temperaturregelkreis Umformstation

²³⁸ Formel (8.30) ergibt damit den bereits in Abbildung 8.30 dargestellten Verlauf.

²³⁹ vgl. auch Abschnitt 8, Pkt. 8.2

Mit den Daten der Regelstrecke²⁴⁰ und unter den Betriebsbedingungen wie bei der Aufnahme der Sprungantwort in Abbildung 9.8 und Abb. 9.9 ermittelt, ergibt das Simulationsmodell bei einem Sollwertsprung (der Vorlauftemperatur) von 5 °C den in der Abbildung 9.11 dargestellten Verlauf.

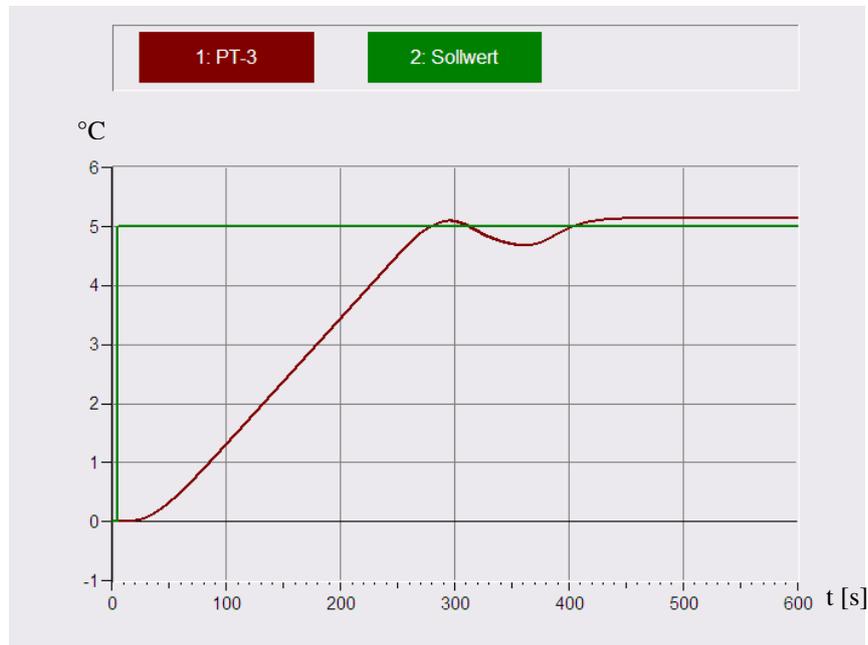


Abb. 9.11: Simulation der Sprungantwort bei einem Sollwertsprung von 5 °C (Reglereinstellungen U 30)

Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 9.12 das tatsächliche Regelverhalten der Umformstation U 30 (Verlauf des Istwertes - Vorlauftemperatur) beim gleichen Sollwertsprung. Die Aufnahme der Sprungantwort erfolgte während des vollen Betriebes einer Umformstation. Dabei wurde die sekundärseitige Umwälzpumpe starr und nicht drehzahl geregelt gefahren. (Da die ersten Kundenanlagen bereits nach etwa 20 bis 30 s auf Änderungen der Vorlauf-temperatur reagieren, wurde nicht die gesamte Ausregelzeit abgewartet.)

Die oben angestellten Überlegungen gelten modellhaft auch allgemein für andere Umformstationen, sofern so gleich aufgebaut sind.

²⁴⁰ $K_R = 1,2$ $T_n = 180$ s $K_S = 1,35$ $T = 12$ s

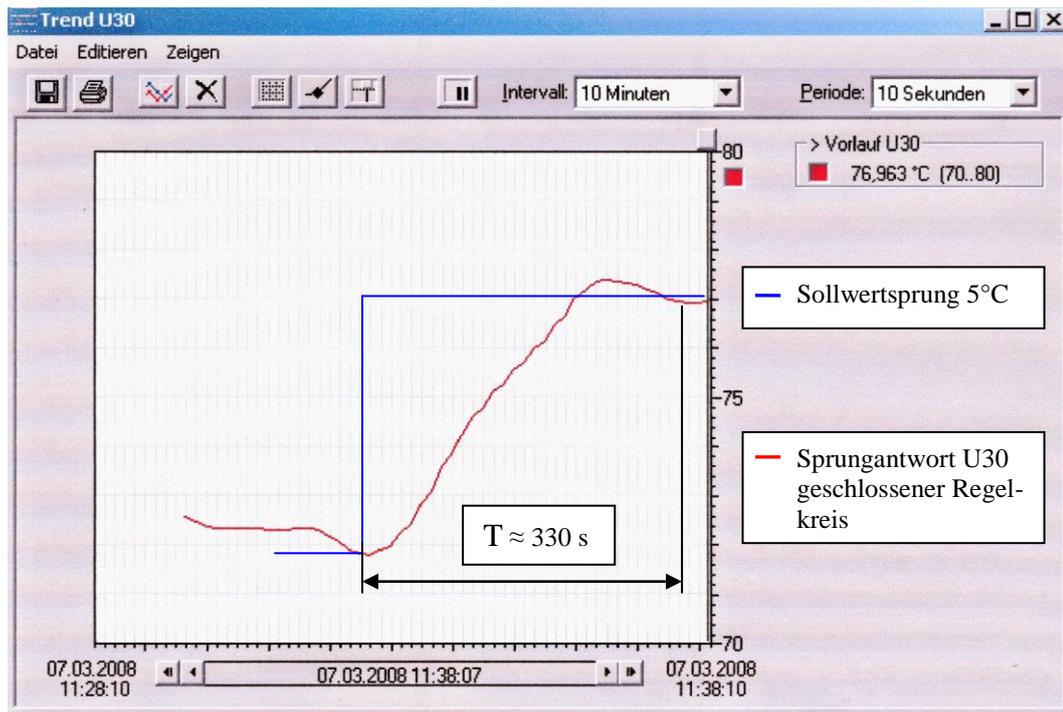


Abb. 9.12: Aufnahme des Regelverhaltens der Umformstation 30 bei einer sprunghaften Änderung der Sollwerttemperatur um $5\text{ }^{\circ}\text{C}$

Als Ergänzung dazu sind in den folgenden Bildern Abb. 9.13 bis 9.15 verschiedene Temperaturverläufe – Vorlauf- und Rücklauf-temperaturen sekundär- und primärseitig – von mehreren Umformstationen dargestellt. Daraus ist deutlich erkennbar, dass die Anlagen sehr stabil arbeiten und es kaum zu Temperaturschwankungen kommt.

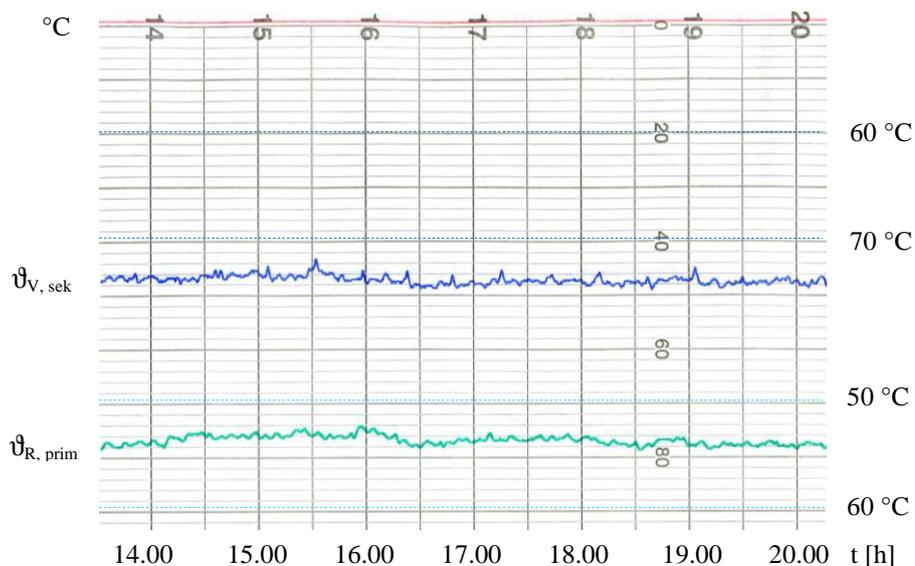


Abb. 9.13: Sekundärvorlauf- und Primärücklauf-temperaturverlauf der U 6 von 14.00 bis 20.00 Uhr (11.1.2006)

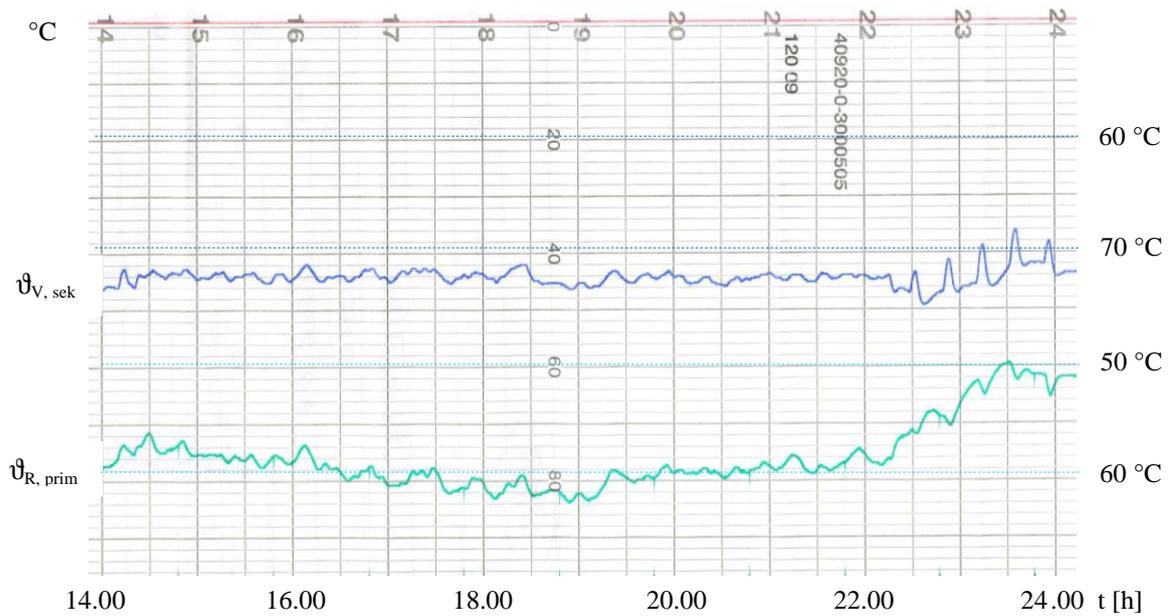


Abb. 9.14: Sekundärvorlauf- und Primärrücklauf temperaturverlauf der U 30 von 14.00 bis 24.00 Uhr (20.2.2006)

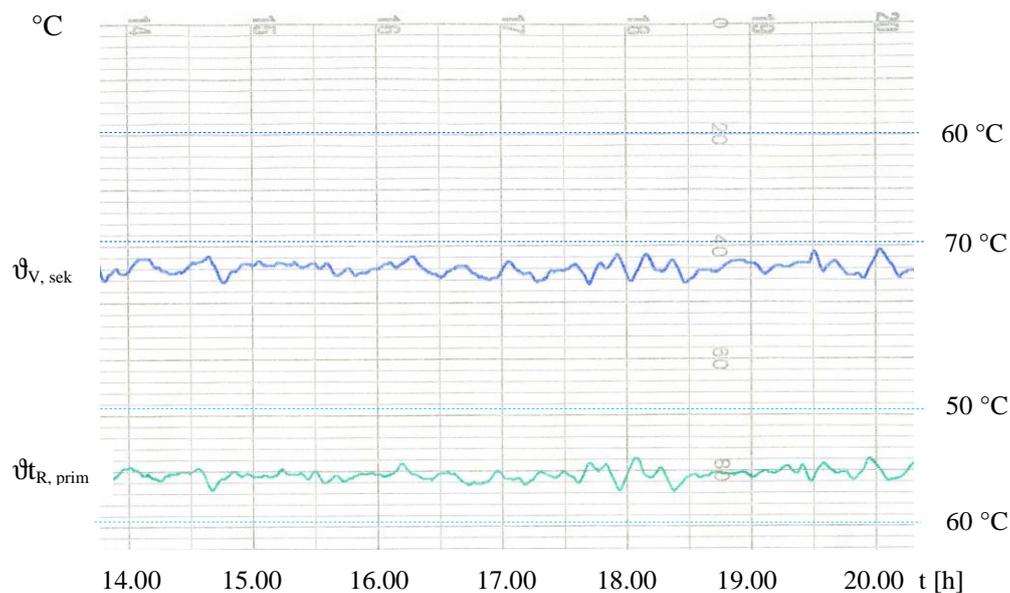


Abb. 9.15: Sekundärvorlauf- und Primärrücklauf temperaturverlauf der U 13 von 14.00 bis 20.00 Uhr (13.2.1999)

Die Temperaturverläufe in diesen drei²⁴¹ Umformstationen (Abb. 9.13 bis 9.15) zeigen das stabile Regelverhalten im Normalfall. In den Sommermonaten, wenn die Durchflussmengen auf Grund der kleinen Leistungen wesentlich geringer sind, bleibt das Regelverhalten nicht mehr so stabil. Doch durch die thermische Trägheit der Systeme führt dies zu keinen Betriebseinschränkungen oder Problemen in den Kundenanlagen. Abhilfe würde ein zweites kleines Regelventil, das hydraulisch parallel, regelungstechnisch aber in Sequenz geschaltet wird, bringen. Doch der Mehraufwand dafür ist meist nur bei sehr großen Anlagen gerechtfertigt.

²⁴¹ Diese drei Umformstationen wurden willkürlich gewählt.

Deutlich erkennbar ist aus dem Kurvenverlauf in Abbildung 9.14, dass wegen den Temperaturabsenkungen in den Hausstationen in den Nachtstunden (wie auch im Sommerbetrieb) die Durchflussmenge stark reduziert wird. Die Regelungen in den Umformstationen können daher nicht mehr optimal arbeiten. Es kommt deshalb in den Nachtstunden zu deutlich höheren Temperaturschwankungen im Sekundärvorlauf.²⁴²

Die primärseitigen Durchflussänderungen können mit guter Näherung für diese Untersuchungen proportional den Änderungen der Vorlauftemperatur auf der Sekundärseite angenommen werden, da die Rücklauftemperaturen sehr konstant sind. In Kirchdorf werden nicht nur die fernwärmeeigenen sondern auch die kundeneigenen Umformstationen mit Temperaturen betrieben, bei denen sich ein lineares Verhalten von Durchflussmenge und Wärmeleistung ergibt. Damit ergeben Temperaturänderungen die von $\pm 1,0$ °C bei $t_{V,sek}$ eine Änderung bei \dot{m}_{prim} von ca. ± 5 % der Durchflussmenge.²⁴³

9.5 Vereinfachtes Schema des Fernwärmenetzes

Betrachtet man die Auswirkungen der Temperaturregelungen der Primärstationen – fernwärmeeigenen Umformstationen und kundeneigene Primäranschlüsse – auf die Differenzdruck und damit auf die Mengenregelung der Umwälzpumpen im Kraftwerk, so muss und kann man, um das Verhalten überschaubar untersuchen zu können, von folgenden Vereinfachungen ausgehen:

- Die Überlegungen gelten nicht für den Vollastfall oder Sommerbetrieb (Kleinlastfall) sondern für den Zweidrittel-Lastfall.
- Alle Umformstationen sind mit Differenzdruckregleinrichtungen ausgestattet.
- Die Differenzdruckregler arbeiten wesentlich schneller als die Temperaturregelkreise. Auswirkungen auf die Ventilkennlinien entstehen dadurch nicht oder sind unwesentlich.
- Die Reglereinstellungen der Umformstationen arbeiten in etwa im „optimalen“ Bereich²⁴⁴, d.h. dass Dauerschwingungen nicht auftreten und wenn nur mit einer sehr langer Periodendauer von 5 bis 10 min und kleinen Schwankungsbreiten.
- Für die qualitativen Untersuchungen sind Vereinfachungen bei der Anzahl der Primärstationen zulässig.²⁴⁵
- Alle Umformstationen sind mit Platten- oder Rohrbündelwärmetauscher und mit einem Primärdurchgangsregelventil ausgestattet.
- Die Wärmetauscher, die Differenzdruckregler sowie die Durchgangsregelventile sind entsprechend den Regeln der Technik dimensioniert.²⁴⁶
- Im Betrachtungszeitraum bleibt die Außentemperatur in etwa konstant.

²⁴² Für den Sommerbetrieb gelten die gleichen Aussagen.

²⁴³ Dabei wurde angenommen, dass die Durchflussmenge sekundärseitig stabil bleibt, $\Delta t_{sek} \approx 20$ °C und $t_{V,prim}$ konstant ist.

²⁴⁴ vgl. Pkt. 8.8

²⁴⁵ Bei einer Betrachtung aller über 200 Primärstationen würde einen unverhältnismäßig hohen Simulationsaufwand erfordern und wäre mit den üblichen Programmmodulen nicht durchführbar. Zudem fehlen dafür die Detailinformationen.

²⁴⁶ Das heißt, die Anlagenkomponenten sind weder über- noch unterdimensioniert sind.

Aufbauend auf das Modell in Abschnitt 7 (Abb. 7.1 und Abb. 7.2) wurde das Netzmodell weiter vereinfacht, wie das nachstehende Modell in Abbildung 9.16 zeigt. Dabei wird, wie auch schon früher, nur der Zweidrittel-Lastfall gezeigt, bei dem die Betriebsprobleme durch die starken Durchflussmenschwankungen aufgetreten sind.

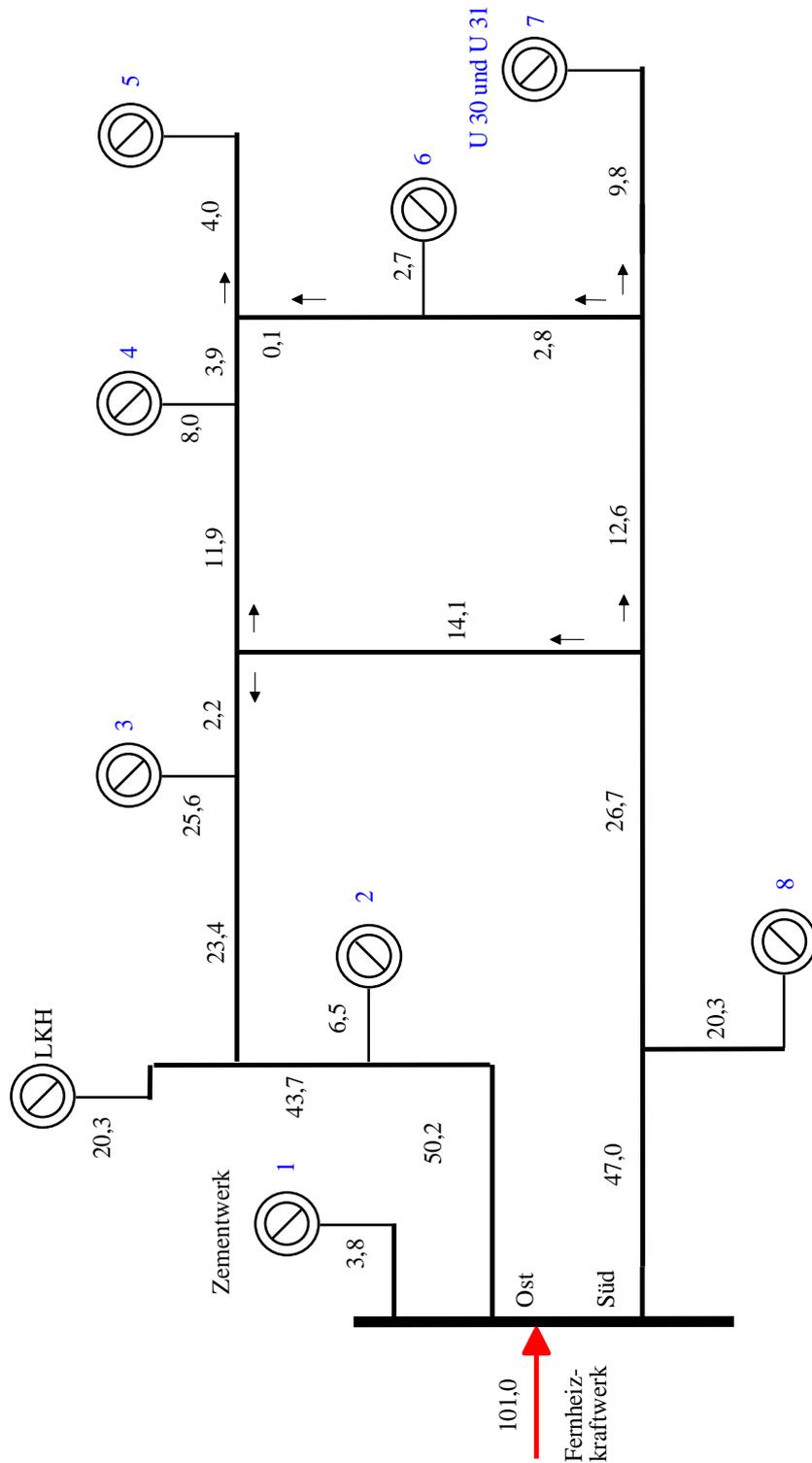


Abb. 9.16: Vereinfachtes Netzmodell für Simulation bei Zweidrittel-Last mit Durchflussmengen (kg/s)

Auf Basis dieser vereinfachten Netzstruktur (Abb. 9.16) des Fernwärmenetzes in Kirchdorf und mit den angenommenen Vereinfachungen stellt sich daraus das Blockschema wie folgt dar:

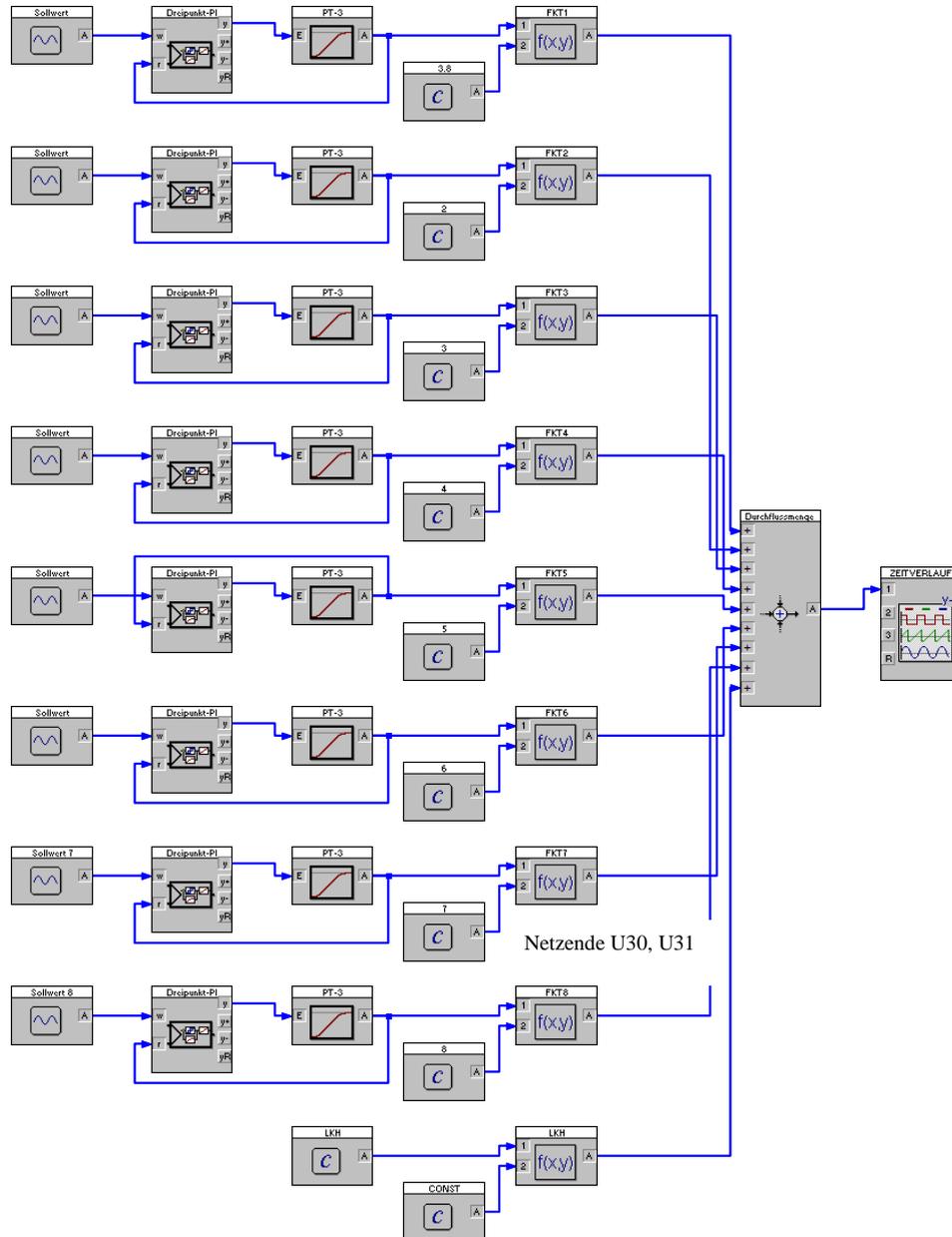


Abb. 9.17: Simulationsmodell des vereinfachten Netzmodells der Fernwärme Kirchdorf

Dabei wurden die Mengenströme insgesamt aber beibehalten. Die Annahmen für die Übertragungsfunktionen und Reglereinstellungen basieren auf den theoretischen Überlegungen und den Messergebnissen der Umformstation U 30.²⁴⁷

²⁴⁷ Die thermische Reaktionszeit eines Plattenwärmetauschers ist im Vergleich zu einem Rohrbündelwärmetauschers wesentlich kürzer. Es wurden deshalb die Zeitkonstante des P-T₃-Gliedes zwischen 11 s und 18 s variiert.

Im ersten Ansatz wurde die Anlage des Landeskrankenhauses als stabil, angenommen.²⁴⁸ Bei allen anderen acht fiktiven Stationen wurden, um die Auswirkungen besser beurteilen zu können, Schwankungen der Durchflussmenge im Bereich vom $\pm 20\%$ des Sollwertes angenommen, die in der Praxis bei einem stabilen Betrieb in dieser Größenordnung kaum vorkommen. Weiters wurden sinusförmige Änderungen (in den Mengen) mit unterschiedlicher Periodendauer unterlegt.²⁴⁹

Diese Schwankungen der Durchflussmengen sollen den Einfluss der Sekundärseite der Kundenanlage auf die Mengenströme primärseitig simulieren. (Nicht berücksichtigt wurden die zwei Ringleitungen im Fernwärmenetz, da sie einerseits den Rechenaufwand enorm gesteigert hätten, andererseits aber aus Versuchsmessungen bekannt war und ist, dass ein Öffnen oder ein Schließen dieser Querverbindungen keinen Einfluss auf die Schwankungen im Kraftwerk haben.)

Das Verhalten dieses Modells zeigt, dass Mengenschwankungen durch die Störaufschaltungen zu kleinen, aber beherrschbaren Pendelungen der Durchflussmengen führen. In Wirklichkeit sind die Auswirkungen, bzw. Schwankungen jedoch kleiner und auch feiner, da sie nicht durch acht fiktive Anlagen sondern durch knapp über 200 Stationen hervorgerufen werden.

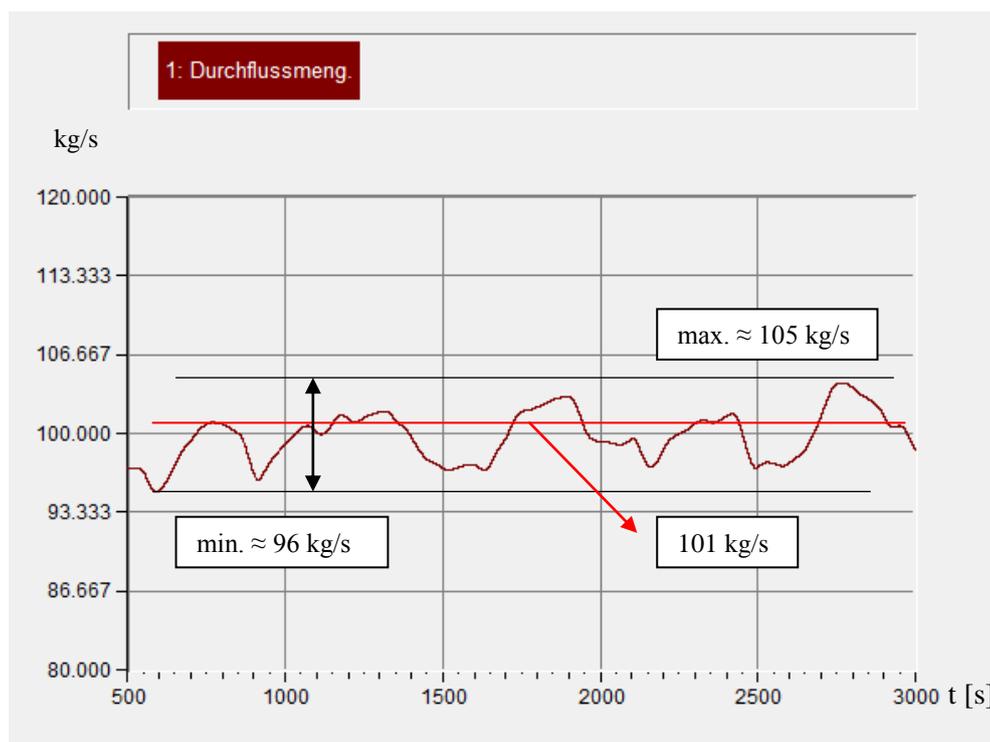


Abb. 9.18: Simulation der Auswirkungen von sekundärseitigen Störeinflüssen auf die Primärdurchflussmenge (Einstellwerte nach Tab 9.1)

In der folgenden Tabelle 9.1 sind die der Simulation zugrundeliegenden Parameter angeführt. Auf Basis dieser Annahmen werden im Abschnitt 10 die Auswirkung der Umform-

²⁴⁸ d.h., dass der Durchfluss wurde nicht geändert und als konstant angenommen.

²⁴⁹ Alle diese Einstellwerte wurden vom Verfasser willkürlich gewählt. Sie entsprechen aber in etwa den tatsächlichen werkseitig eingestellten Parametern der Regler in den Stationen und Kundenanlagen ($T_n \approx 120$ s, $K_R \approx 0,5$).

stationsanlagen des Alt- und des Neubaus der größten Kundenanlage (GK) auf das Gesamtsystem gezeigt.²⁵⁰

Anlage		1	2	3	4	5	6	7	8	GK
Amplitude		0,15	0,12	0,13	0,20	0,13	0,18	0,17	0,19	-
Kreisfrequenz		0,020	0,020	0,022	0,012	0,020	0,010	0,012	0,008	-
Verzögerung	s	0	10	20	30	40	0	25	50	-
K - PT ₃		0,90	0,80	0,50	0,90	1,00	1,00	0,90	1,10	-
T - PT ₃	s	12	11	18	16	13	16	14	11	-
Massenstrom	kg/s	3,80	6,50	25,60	8,00	4,00	2,70	9,80	20,30	20,30
K _R		0,30	0,40	0,38	0,40	0,35	0,30	0,45	0,25	1,00
T _R	s	80	70	80	80	80	100	80	90	-
T _y = T _i	s	120	90	150	120	90	120	100	150	-
K _P		2,2	1,9	1,4	1,7	2,5	2,8	1,8	2,4	-
T (Periode)	min	7,4	7,4	6,7	12,3	7,4	14,7	12,3	18,4	-

Tabelle 9.1: Einstellwerte für Modellrechnung (Abb. 9.14)

In der nachstehenden Abbildung 9.19 wurden bei der Simulationsrechnung die Kreisfrequenzen der aufgezwungenen Schwingungen (Sollwertgenerator) etwas erhöht und die Schwankungsbreite bei den Einstellungen für K_P verkleinert.

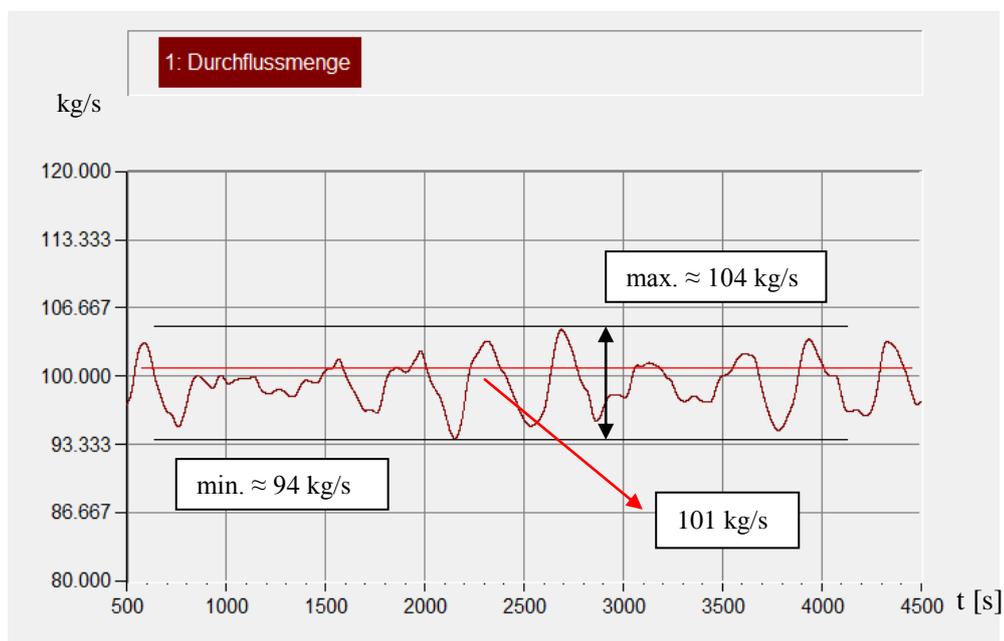


Abb. 9.19: Simulation der Auswirkungen von sekundärseitigen Störeinflüssen auf die Primärdurchflussmenge (Einstellwerte Tab. 9.2)

²⁵⁰ Bezüglich der Optimierung von heizungstechnischen Anlagen bzw. Anlagen in der Versorgungstechnik wird auf Pkt. 8.8.3 verwiesen. (Es sei nochmals angemerkt, dass es nicht Aufgabe der Untersuchungen war, die Anlagen regelungstechnisch zu optimieren.)

Die dieser Rechnung zugrunde liegenden Einstellwerte sind in der folgenden Tabelle 9.2 dargestellt, wobei die Periodendauern der aufgezwungenen Eingangsschwingungen im Bereich von 5 bis 10 min liegen.

Anlage		1	2	3	4	5	6	7	8	GK
Amplitude		0,15	0,12	0,13	0,20	0,13	0,18	0,17	0,19	-
Kreisfrequenz		0,025	0,020	0,027	0,018	0,030	0,015	0,017	0,015	-
Verzögerung	s	0	10	20	30	40	0	25	50	-
K - PT₃		0,90	0,80	0,50	0,90	1,00	1,00	0,90	1,10	-
T - PT₃	s	12	11	18	16	13	16	14	11	-
Massenstrom	kg/s	3,80	6,50	25,60	8,00	4,00	2,70	9,80	20,30	20,30
K_R		0,30	0,40	0,38	0,40	0,35	0,30	0,45	0,25	1,00
T_R	s	80	70	85	90	70	75	80	80	-
T_y = T_i	s	120	90	120	120	90	120	100	150	-
K_p		2,22	1,94	1,86	1,88	2,22	2,08	1,78	2,13	-
T (Periode)	min	5,9	7,4	5,5	8,2	4,9	9,8	8,7	9,8	-

Tabelle 9.2: Einstellwerte für Modellrechnung (Abb. 9.18)

Zusammenfassend sei festgehalten, dass das fiktive Modell des Fernwärmenetzes ein ähnliches und in der Struktur vergleichbares Verhalten aufweist wie das tatsächliche Fernwärmenetz.²⁵¹ (Selbstverständlich kann, wenn der Rechenaufwand vertretbar und die erforderlichen Daten zur Verfügung stehen, ein Netz komplett mit allen Anlagen modellhaft nachgebildet werden.)

Ein regelmäßiges oder periodisches Verhalten ist nicht erkennbar und wäre nur dadurch erklärbar, wenn eine Umformstation ein deutlich abnormales Verhalten aufweisen würde und auch die Durchflussmenge wesentlich größer wäre als die der übrigen Anlagen.²⁵²

²⁵¹ vergleiche Abb. 11.17 bis Abb. 11.19

²⁵² Der mit Abstand größte Verbraucher ist, wie mehrmals erwähnt, das Landeskrankenhaus.

10 Umformstation LKH - Kirchdorf

Die Anlage im Landeskrankenhaus Kirchdorf wurde 1972 an das Fernwärmenetz angeschlossen, wobei man damals von einem Anschlusswert von 5.814 kW (5000 Mcal/h) ausging. Die Auslegungstemperaturen betragen 95 °C im Vorlauf und 65 °C im Rücklauf, der Auslegungsdruck 10 bar. Die Wärmetauscher wurden auf eine Summenleistung von 9885 kW (8.500 Mcal/h) ausgelegt, da man von einer Erweiterung des Krankenhauses in den nächsten Jahren ausging. Außerdem war man bei der Heizlastberechnung entsprechend großzügig und plante enorme Heizreserven²⁵³ ein.

Daraus ist auch die Dimensionierung der gesamten Umformanlage – Wärmetauscher, Regelventile und Differenzdruckregler – zu verstehen. Zudem wurde für die Regelung der Anlagen ein pneumatisches System eingesetzt.²⁵⁴

Wie bereits in Pkt. 5.1 ausgeführt, kann diese Anlage als Beispiel für die Problemanalyse von Stationen mit ähnlichem Aufbau dienen.

10.1 Differenzdruckregelung

In der gesamten Umformanlage (Abb. 5.10) waren insgesamt fünf Stück Durchflussregelventile²⁵⁵ mit gleichprozentigen Kennlinien und pneumatischen Stellantrieben sowie ein Stück mechanisch angetriebenes Durchgangsventil (ROH)²⁵⁶ für die Differenzdruckregelung eingesetzt. (Die Summe der k_{vs} -Werte²⁵⁷ betrug 1.560.)

In der Abbildung 10.1 sind die Differenzdruckregleinheiten der Gesamtanlage grafisch hervorgehoben.

Da im Auslegungsfall der am Eingang der Anlage anstehende Differenzdruck²⁵⁸ etwa 1,7 bar beträgt, ist von den Differenzdruckregelventilen – bei einem verfügbaren Differenzdruck für die Wärmetauscher, Temperaturregelventile und Rohrleitungssysteme von 0,5 bis 0,7 bar – eine Druckdifferenz (Δp) von etwa 1 bar bei einem stabilem Betrieb auszuregeln bzw. abzudrosseln. Dazu kommen noch die Druckschwankungen im Fernwärmenetz, die durch Temperatur- und Druckregelvorgänge der übrigen Primärstationen verursacht werden.

Nach Kapitel 3.3.1 errechnet sich, bezogen auf den oben angegebenen Anschlusswert von 5.814 kW, für die Anlage eine maximale Durchflussmenge²⁵⁹ von 167 m³/h. Da aber keine Durchflussbegrenzung installiert wurde, kann keine gesicherte Aussage darüber getroffen werden, ob nicht kurzzeitig größere Mengen über die Umformanlagen geflossen sind. (Eine natürliche Begrenzung ergibt sich jedoch aus dem zur Verfügung stehenden Differenzdruck und der Summe der hydraulischen Anlagenwiderstände.)

²⁵³ Bis zum ersten Ölpreisschock 1973 war man allgemein bei der Dimensionierung von Heizungsanlagen relativ großzügig.

²⁵⁴ Pneumatische Stellantriebe reagieren im Regelfall wesentlich schneller ($H_{100} \leq 10$ s) als elektrische Getriebemotoren ($H_{100} \geq 90$ s), sodass zu den Problemen mit den Überdimensionierungen in den ersten Jahren auch noch die zu schnell eingestellten Regelsysteme kamen. (vgl. Pkt. 5.3)

²⁵⁵ Fabrikat Sauter, k_{vs} - Werte: DN 150 - 340, DN 125 - 250

²⁵⁶ Fabrikat IWKA, k_{vs} -Wert: 160

²⁵⁷ Bei Parallelschaltungen von Durchgangsventilen werden die k_{vs} -Werte addiert. [20]

²⁵⁸ sowohl bei Vollast als auch bei Zweidrittel-Last

²⁵⁹ Messungen im Dezember 1992 ergaben maximale Durchflussmengen von 120 m³/h. (Allerdings erfolgte die Ermittlung über die Impulse des Hydraulischen Gebers des Wärmezählers.)

Unter der Annahme, dass rund ein Drittel der Wärmeleistung²⁶⁰ vom Bauteil 2 benötigt wird, ergibt sich für den Bauteil 1 eine max. Durchflussmenge (bei Volllast) von 110 m³/h.

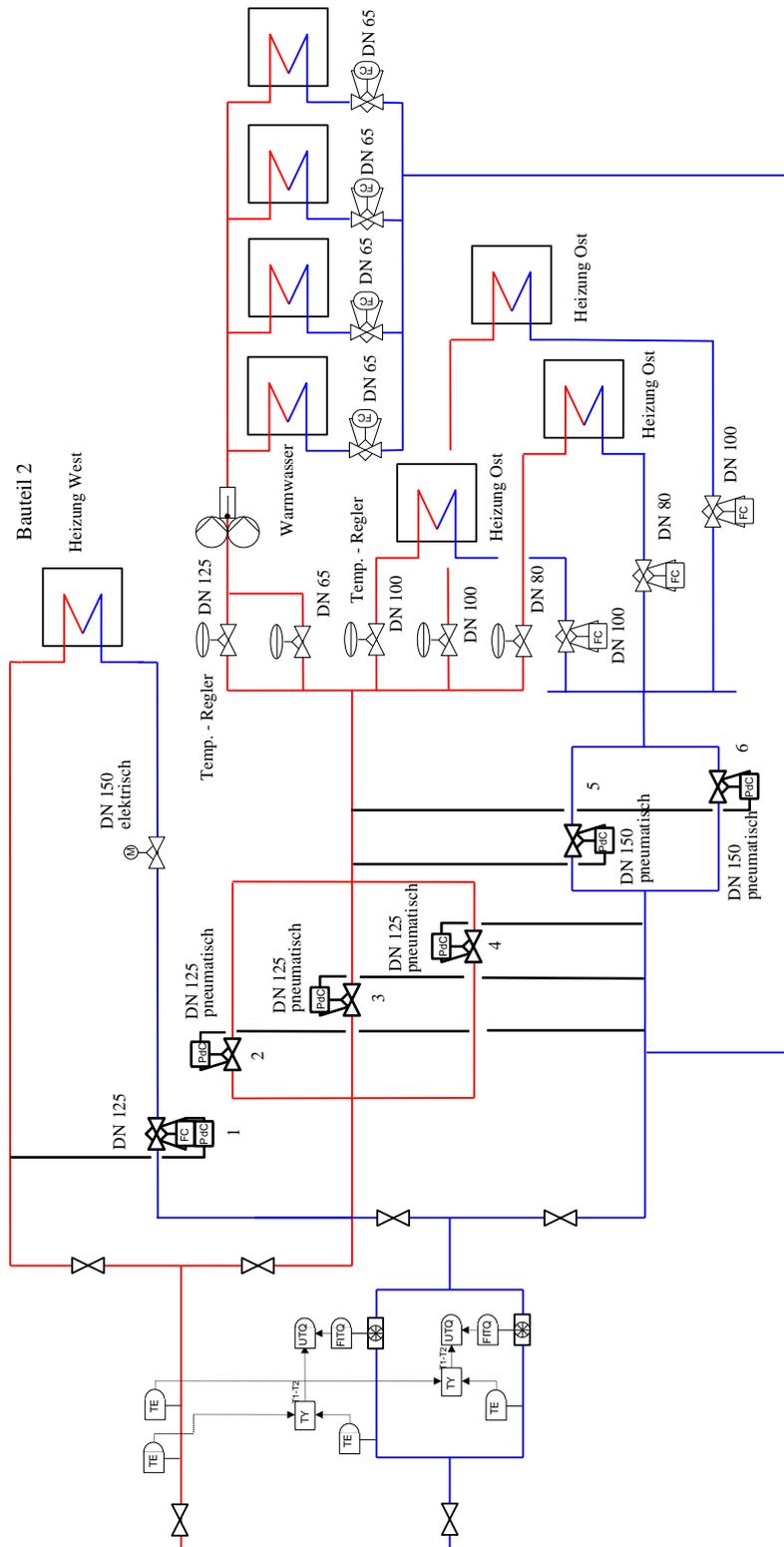


Abb. 10.1: Umformstation LKH – Differenzdruckregelungen

²⁶⁰ vgl. auch Pkt. 5.3

Die Abbildung 10.2 zeigt schematisch die Verhältnisse der Differenzdruckregelung. Es ist dabei ersichtlich, dass für den Bauteil 1 (wie auch im Bauteil 2) die Differenzdruckregelventile wesentlich überdimensioniert sind und dass sie damit bei kleineren Durchflussmengen kein entsprechendes Regelverhalten aufweisen können.

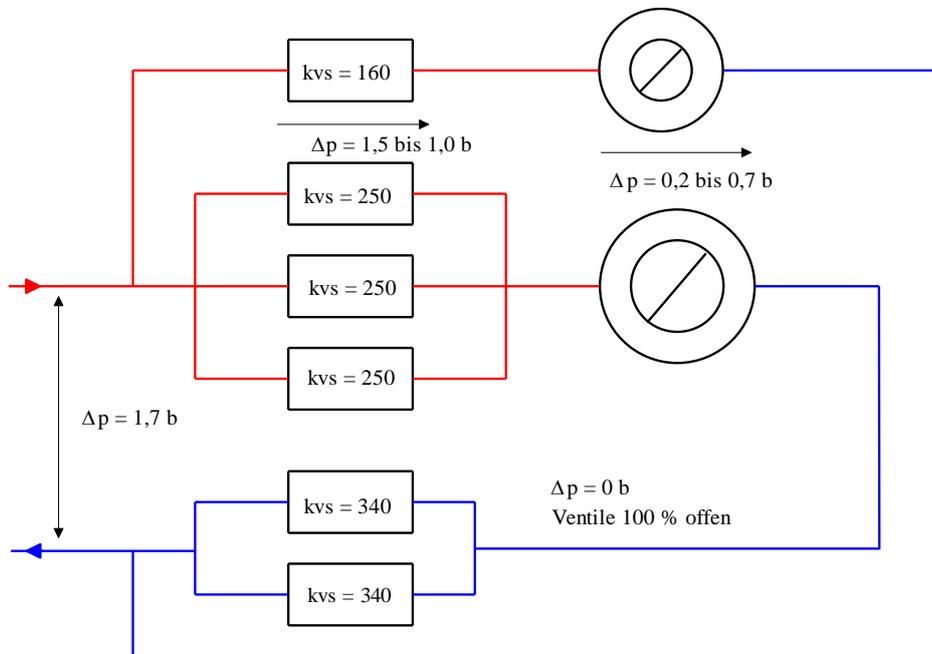


Abb. 10.2: Schematische Darstellung der Differenzdruckregelungen der Gesamtanlage

Um die Auswirkungen schnell überblicken zu können, wird diese Darstellung (Abb. 10.2) in folgender Abbildung 10.3 nochmals vereinfacht.

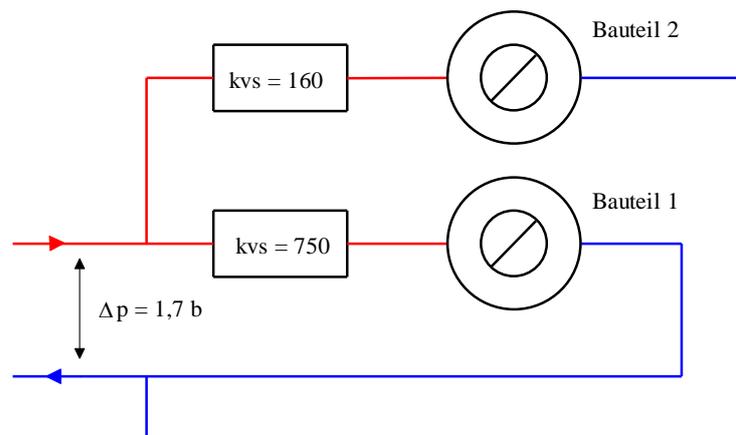


Abb. 10.3: Vereinfachte Schemadarstellung der Differenzdruckregelung in den Bauteilen 1 und 2

Aus dieser Grafik ergeben sich damit die zwei nachstehenden fiktiven Regelkennlinien²⁶¹ der Differenzdruckregelungen (Abb. 10.4), wobei jeweils zwei verschiedene Differenzdrücke – 1,0 und 1,5 bar – angenommen wurden.²⁶²

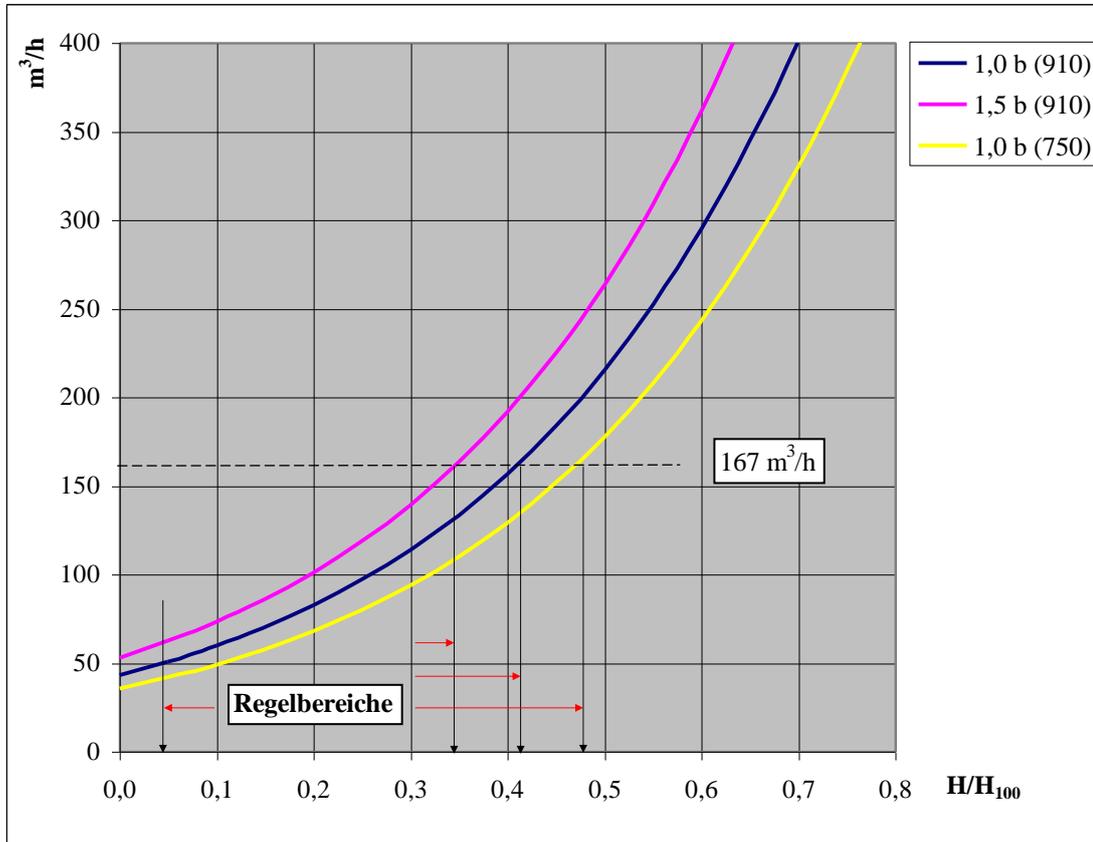


Abb. 10.4: Regelkennlinie der Differenzdruckregler für $k_{vs} = 910$ und $k_{vs} = 750$ bei $\Delta p = 1,0$ bar und $\Delta p = 1,5$

Aus dieser Abbildung ist ablesbar, dass der nutzbare Ventilhub bei $k_{vs} = 750$ und 1,0 bar etwa 42 % und bei $k_{vs} = 910$ und 1,5 bar 30 % beträgt. (Dabei wurde angenommen, dass eine Regelung bis 5 % Mindestmenge noch möglich ist.) Dies führt bei einem Gesamthub²⁶³ von 40 mm zu einem Regelbereich von 12 mm bzw. 16 mm. Umgelegt auf die Laufzeit des pneumatischen Antriebes bedeutet dies eine Stellzeit (vom minimalen zum maximalen Stellhub) von 7 sec bzw. 11 sec.²⁶⁴

Ein größeres Problem stellen auch die Mindestmengen²⁶⁵ im Kleinlastbereich (Ventilhub kleiner 10 %) dar, da in diesem die Regelgenauigkeit stark abnimmt bzw. eine Regelung nicht mehr möglich ist. Damit wird der Regelbereich nochmals eingeschränkt.

²⁶¹ gesamte Anlage ($k_{vs} = 910$) und Altbau alleine ($k_{vs} = 750$)

²⁶² Die Kurve für $k_{vs} = 750$ und 1,5 bar entspricht der Kurve für $k_{vs} = 910$ und 1,0 bar.

²⁶³ Ventilhub ab DN 65: 40 mm, Laufzeit des pneumatischen Antriebes: 24 s

²⁶⁴ Zudem waren diese Stellantriebe nicht mit elektronischen Stellungsrückmeldern ausgestattet.

²⁶⁵ Rechnerisch ergeben sich Mindestdurchflussmengen von 42 m³/h bis 62 m³/h, je nach k_{vs} -Wert und anstehendem Differenzdruck.

Es ist somit dargelegt, dass diese Art der Differenzdruckregelung²⁶⁶ keine befriedigenden Ergebnisse bringen kann. Dazu kommt außerdem, dass damit auch keine Volumenstrombegrenzung²⁶⁷ möglich ist bzw. war.

Da weder Drosseleinrichtungen in den Steuerdruckleitungen zu den pneumatischen Antrieben der Ventile noch Reglereinstellungen, die ein extrem verzögertes Ansprechverhalten des Ventilsteuerdruckes bewirken, zu einem stabilen Verhalten führten, wurde deshalb die Differenzdruckregelung komplett außer Betrieb genommen, d.h. die Differenzdruckregelventile wurden voll geöffnet, mechanisch fixiert und die Regelung abgeschaltet.

Um den hydraulischen Widerstand der Anlage zu erhöhen wurden außerdem Absperrventile angedrosselt.

Hydraulisch bedeutet dies, dass bei vollständig offenen Temperaturregelventilen ($k_{vs,ges} = 910$) sich bei einem anstehenden Differenzdruck²⁶⁸ von 1,7 bar – bei Annahme einer idealen Pumpe in der Heizzentrale und bei einem max. Druckverlust über den Wärmetauscher und den Rohrleitungen von 0,7 bar (120 m³/h) – eine maximale Durchflussmenge von ca. 250 m³/h errechnen lässt. Da aber bei diesem Volumenstrom die Druckabfälle in der Fernwärmeleitungen vom Kraftwerk zur Anlage (nach Abbildung 10.6) dann auf 4,1 bar steigen, bleibt für die Anlage praktisch kein Differenzdruck zur Verfügung, sodass die ursprünglich der Anlage zugrundeliegenden Auslegungsdaten für einen maximalen Volumenstrom für die gesamte Anlage von ca. 160 bis 170 m³/h sich sowohl theoretisch als auch praktisch nachvollziehen lassen. Da aber auch die Rücklauf Temperaturbegrenzungseinrichtungen und andere Regulier- und Absperrarmaturen zusätzliche hydraulische Widerstände aufbauen, die in der Rechnung nicht berücksichtigt sind, kann in der Praxis mit maximalen Durchflussmengen (für beide Anlagen) von 120 bis 140 m³/h gerechnet werden.

Interessant ist, dass bei voller Bezugsleistung der Anlage die unter Abschnitt 4 angeführten Mengenschwankungen (bei Zweidrittel-Last) nur sehr gedämpft auftraten. Die Gründe dafür sind:

- Der maximal zur Verfügung stehende Differenzdruck an der Anlage ist durch die Struktur des Fernwärmenetzes und vor allem durch die Hauptumwälzpumpe im Fernheizkraftwerk begrenzt.
- Die Umformstation lässt, bedingt durch die Summe der hydraulischen Widerstände in der Anlage, nur eine maximale Durchflussmenge zu.
- Die Anlage des Neubaus wurde bereits mit einem mechanischen Differenzdruckregler und einem elektrischen Regelventil ausgeführt.

Bei kleinen Bezugsleistungen wird die Wärme fast ausschließlich über die Warm- bzw. Heißwasserkesselanlagen und/oder über die Wärmerückgewinnung des Zementwerkes erzeugt. Auf Grund der technischen Gegebenheiten, wie große Wasservolumen oder thermische Trägheit, wirken sich Schwankungen vom Netz kaum auf das Betriebsverhalten aus.

²⁶⁶ Weshalb diese Art der Differenzdruckregelung 1972 gewählt und eingebaut wurde, kann heute nicht mehr nachvollzogen werden.

²⁶⁷ theoretisch über den hydraulischen Geber des Wärmezählers, praktisch aber nicht

²⁶⁸ Ergebnis Hydraulische Rohrnetzberechnung Abschnitt 7.1 und 7.2

In der folgenden Abbildung 10.5 ist die Abhängigkeit des Druckverlustes der Hauptleitung vom Fernheizkraftwerk bis zur Kundenanlage dargestellt. Dabei wurde vom Zweidrittel-Lastfall ausgegangen und angenommen, dass die übrigen Verbraucher im Netz stabil und konstant bleiben. Vorausgesetzt wurde damit auch, dass sich die Abzweigmengen an der Hauptversorgungsleitung nicht ändern.²⁶⁹

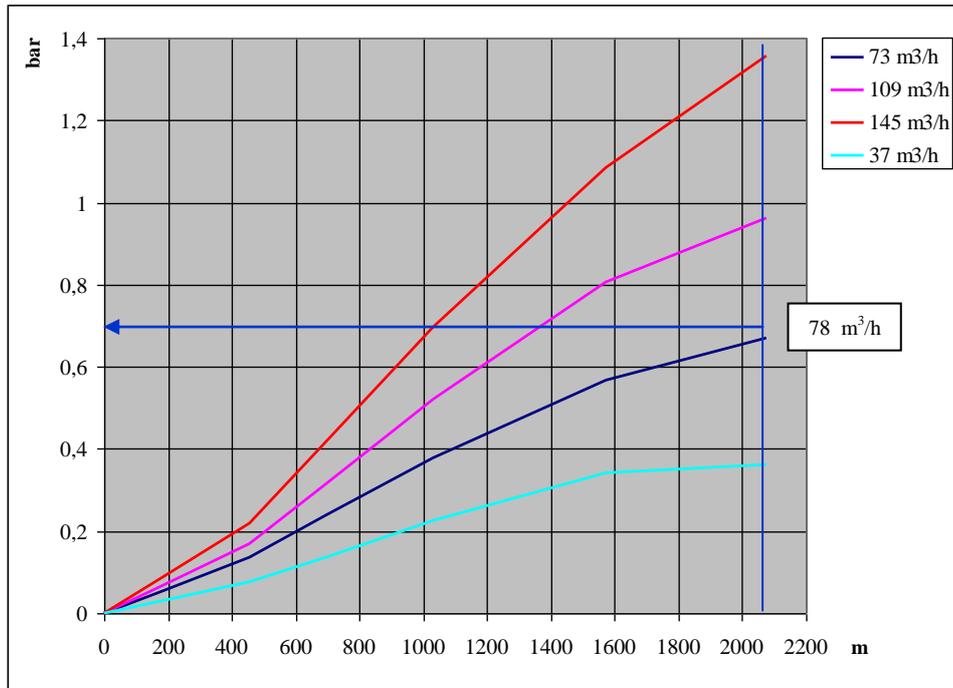


Abb. 10.5: *Druckverlust der Fernwärmeleitungen Kraftwerk - Kundenanlage in Abhängigkeit vom Mengenstrom der Anlage (Netz-Zweidrittel-Last)*

In Abbildung 10.6 ist dieser Zusammenhang – Differenzdruck in Abhängigkeit von der Durchflussmenge – in einer anderen Form dargestellt.

²⁶⁹ Bei der Berechnung wurde die gesamte Leitungslänge (Vor- und Rücklauf) berücksichtigt.

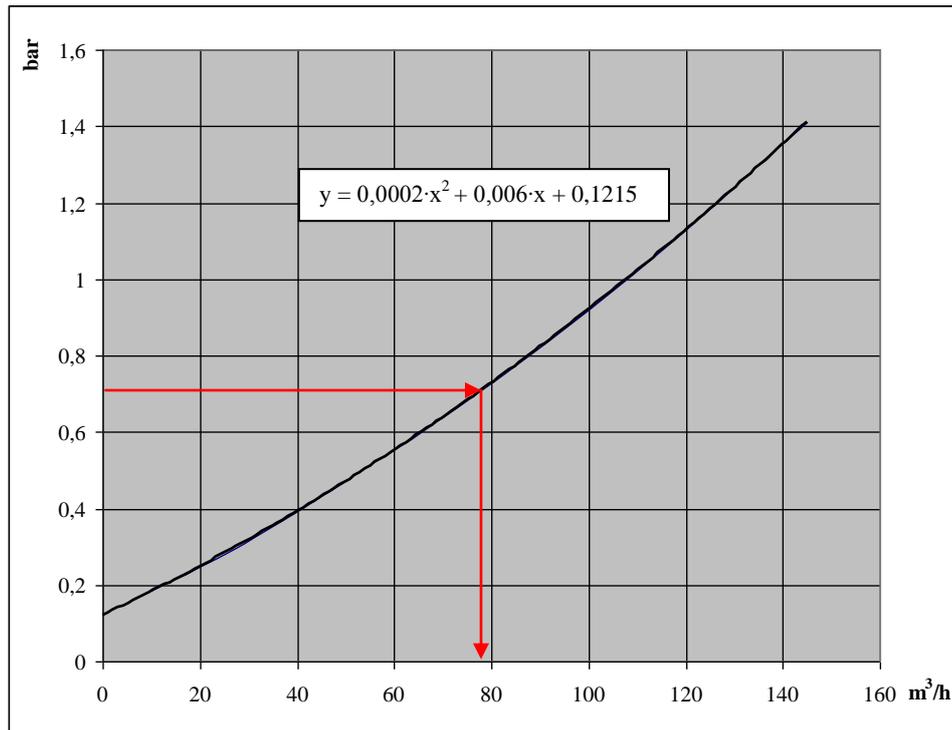


Abb. 10.6: *Druckverlust in der Fernwärmezuleitung Kraftwerk – Kundenanlage, abhängig von der Durchflussmenge (Netz-Zweidrittel-Last)*

Welche Auswirkung das Fehlen einer funktionierenden Differenzdruckregelung auf die Temperaturregelung hat, wird in Punkt 10.2 deutlich dargestellt, vor allem auch der Einfluss von externen Differenzdruckschwankungen. Beispielsweise führen Änderungen am Eingangsdruck von $\pm 0,1$ bar (bei 1,7 bar Δp und einem k_{vs} -Wert von 630) zu Mengenschwankungen von ± 11 m³/h bzw. zu Leistungsschwankungen von etwa ± 400 bis 500 kW. Bezogen auf eine Normmenge von 60 m³/h (bei Zweidrittel-Last) bedeutet dies eine Abweichungen von ± 18 %.

10.2 Temperaturregelung

10.2.1 Regelverhalten

In Punkt 5.3 sind die Regeleinrichtungen, soweit erforderlich, beschrieben und in Abbildung 10.6 grafisch – analog der Grafik 10.1 – hervorgehoben.

In der nächsten Grafik (Abb. 10.7) sind die Regelventile mit den entsprechenden Kennwerten (k_{vs} -Werte) schematisch, wieder analog den Abbildungen 10.2 und 10.3, entsprechend dargestellt.

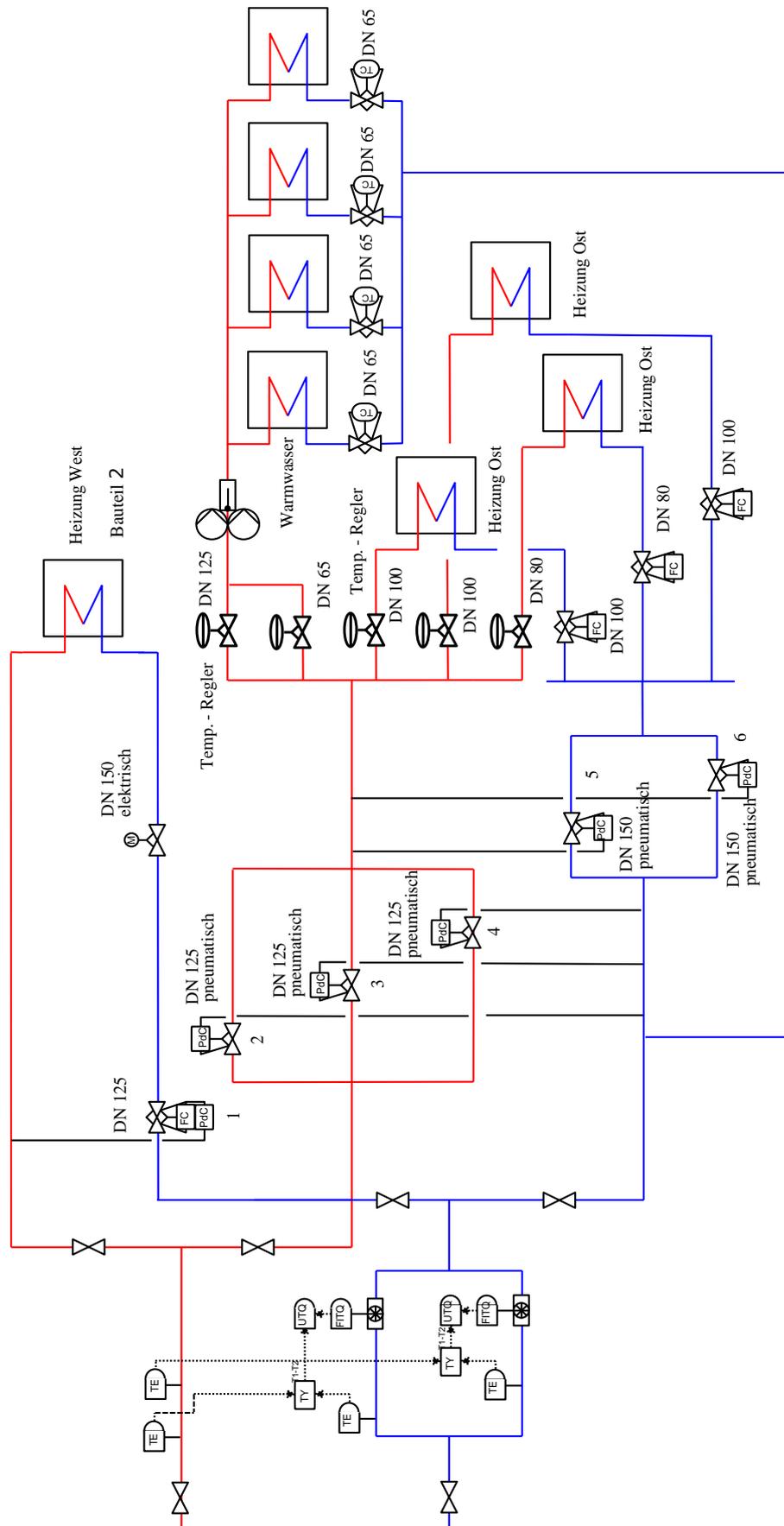


Abb. 10.8: Umformstation – Temperaturregelungen

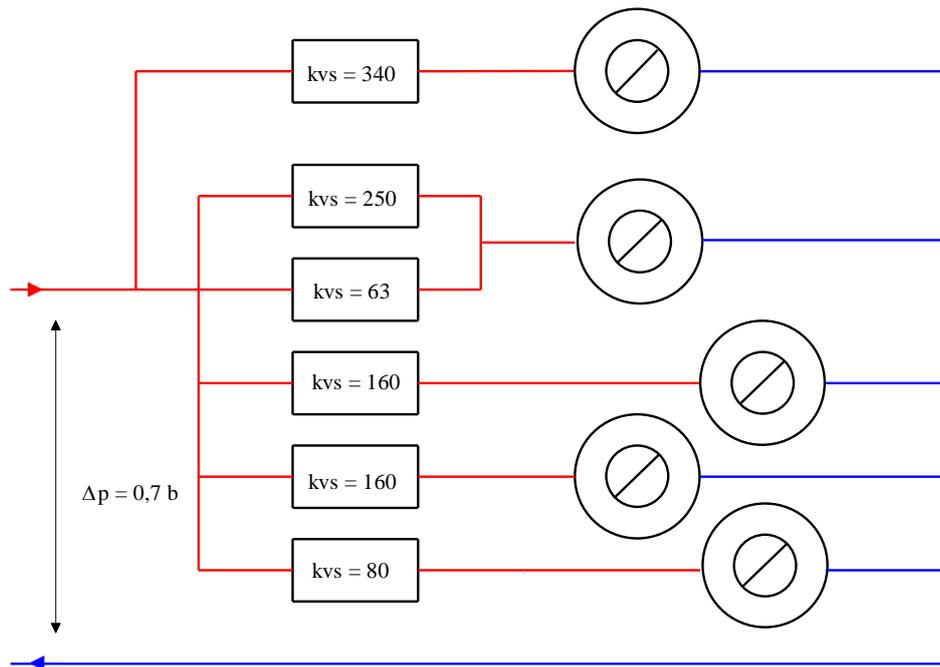


Abb. 10.9: Schematische Darstellung der Temperaturregelventile der beiden Bauteile

Der gesamte k_{vs} -Wert des Bauteils 1 beträgt damit rd. 650, vorausgesetzt, die Warmwasserregelung wird in Sequenz betrieben (Abb. 10.8).

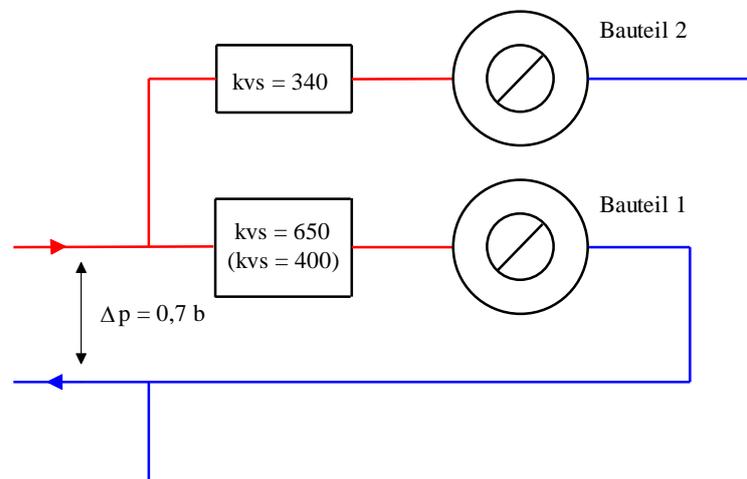


Abb. 10.10: Vereinfachte schematische Darstellung der Temperaturregelung der Gesamtanlage ($k_{vs} = 650$ Bauteil 1 gesamt, $k_{vs} = 400$ Heizung ohne Brauchwasser)

Durch die extreme Überdimensionierung und das rasche Ansprechen der pneumatisch angetriebenen Temperaturregelventile (im Bauteil 1) konnten keine Einstellparameter für ein stabiles Regelverhalten gefunden werden.

Man begrenzte daher, da alle sonstigen Maßnahmen keine merkbaren Erfolge brachten,

darauf den Maximalhub der Temperaturregelventile mechanisch auf etwa 35 % des maximal möglichen. (Damit stand ein Regelbereich von 0 % bis 35 % zur Verfügung.)

Mit dieser Vorgangsweise wurde zwar auf der Sekundärseite durch die nachgeschalteten Temperaturregelkreise²⁷⁰ ein zufriedenstellendes Regelverhalten erreicht, doch die Rückwirkungen auf das Fernwärmenetz und auf den Betrieb des Heizkondensators der DT 1 brachten über 20 Jahre²⁷¹ für die Fernwärme Kirchdorf erhebliche Betriebsprobleme.²⁷²

Die Durchflussregelventile²⁷³ waren für einen möglichen späteren Ausbau, wie bereits früher erwähnt, stark überdimensioniert, sodass alleine nur für den Bauteil 1 ein k_{vs} -Wert von 650 (Gesamtanlage) oder 400 (Heizung ohne Warmwasserbereitung) wirksam wurde.²⁷⁴ Zudem waren bis zum Jahr 2006, wie dem Schema Abb. 10.8 zu entnehmen ist, pneumatische Antriebe in Verwendung. Die Laufzeit bei diesen Membranantrieben²⁷⁵ beträgt für einen vollen Ventilhub 10 s.

Damit muss bei der Analyse auch die Abhängigkeit des Durchflusses vom am Umformstationseingang zur Verfügung stehenden Differenzdruck zu den Ventilparametern und den Druckverlusten – Wärmetauscher und Rohrleitungssystem – berücksichtigt werden. Dieser Differenzdruck wird sowohl durch übliche Netzschwankungen, verursacht durch Änderung der Durchflussmengen anderer Stationen, als auch durch die hausinternen primärseitigen Regelvorgänge und damit verbunden mit verschiedenen Druckverlusten in den Netzsträngen Kraftwerk – größte Kundenanlage beeinflusst.

Als Wärmetauscher waren bis 2006 stehende Rohrbündelwärmetauscher²⁷⁶ mit gewickelten Kupfer-Rippenrohren im Einsatz. Wärmetauscher dieser Bauart sind zwar sehr leistungsstark, damit aber und vor allem wegen der großen Wasservolumen auf der Niederdruckseite (Sekundärseite) im Vergleich zu modernen Plattenwärmetauschern hydraulisch deutlich träger.

10.2.2 Streckenverstärkung

In der nachstehenden Grafik (Abb. 10.11) wurden für zwei verschiedene k_{vs} -Werte, nämlich 400 und 630, die Streckenverstärkung in Abhängigkeit der ermittelten anstehenden Differenzdrücke bei zwei unterschiedlichen Druckverlusten über die Anlage (0,15 und 0,5 bar) dargestellt. Daraus ist erkennbar, dass die Streckenverstärkungen²⁷⁷ (Wärmetauscher – Regelventile – Rohrleitungen) extrem schwanken. Eine optimale Reglereinstellung kann daher, da das Verhältnis K_{Smax}/K_{Smin} deutlich größer (4,6 bis 21,1) als zulässig²⁷⁸ (≤ 3) ist, keinesfalls für den gesamten Stellbereich der Ventile sondern nur im Bereich von 10 % bis etwa 50 % des Hubes gefunden werden.

²⁷⁰ wie Lüftungs- und Klimaanlage und verschiedene Heizungsregelkreise

²⁷¹ seit Einbau der Drehzahlregelung für die Hauptnetzpumpe

²⁷² Zu Beginn der Fernwärmeversorgung wurde die Wärme über Wärmetauscher einer Anzapfkondensationsturbine erzeugt.

²⁷³ Die verwendeten Ventile sind herkömmliche in der Heizung- und Klimatechnik eingesetzte Regelventile, wobei nach Geräuschproblemen später Ventilsitze und Kegel, die für höhere Differenzdrücke geeignet sind, eingebaut wurden..

²⁷⁴ Der Einfachheit halber wurde bei der Ermittlung des Regelverhaltens ein Standardregelventil von $k_{vs} = 400$ bzw. $k_{vs} = 630$ angenommen. Auf die qualitative Betrachtung des Regelverhaltens hat diese kleine Ungenauigkeit keinen Einfluss.

²⁷⁵ Fa. Sauter [26]

²⁷⁶ Fabrikat: CTC

²⁷⁷ siehe auch Abschnitt 8

²⁷⁸ vgl. Pkt. 9.4.2

Im Stellbereich von 0 bis 10 % ergeben sich außerdem Mengensprünge, je nach Annahmen, von Null auf bis zu rund $30 \text{ m}^3/\text{h}$ (minimal $23 \text{ m}^3/\text{h}$, maximal $41 \text{ m}^3/\text{h}$).

Üblicherweise wurden vor 30 Jahren Anlagen für eine maximale Strömungsgeschwindigkeit von $0,8 \text{ m/s}$ ausgelegt²⁷⁹. Damit kann angenommen werden, dass ein Druckverlust von $0,15 \text{ bar}$ über die Anlage eher den Gegebenheiten entspricht, als $0,5 \text{ bar}$.²⁸⁰

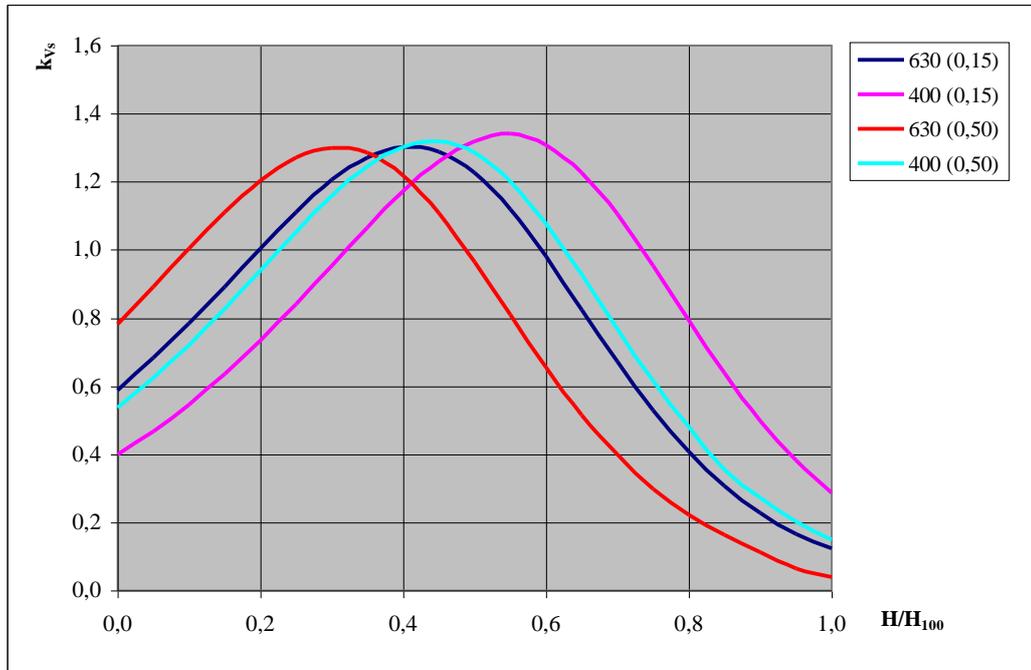


Abb. 10.11: Verlauf der Streckenverstärkung K_S bei unterschiedlichen k_{vs} -Werten (630 und 400) und Druckverlusten (0,15 b und 0,50 b) der Umformstation (Bauteil 1) in Abhängigkeit vom Ventilhub H

In der nachstehenden Tabelle 10.1 sind nochmals die wichtigsten Kennwerte der Regelstrecke zusammengefasst.

	630 (0,15)	400 (0,15)	630 (0,50)	400 (0,50)	160 (0,15)	250 (0,15)
$K_S \text{ max}$	1,304	1,338	1,301	1,318	1,315	1,317
$K_S \text{ min}$	0,123	0,288	0,062	0,149	0,154	0,121
$K_S \text{ 10\%}$	0,784	0,546	1,003	0,721	0,713	0,783
$K_S \text{ max}/K_S \text{ min}$	10,6	4,6	21,1	8,8	8,5	10,9
$K_S \text{ max}/K_S \text{ 10\%}$	1,7	2,5	1,3	1,8	1,8	1,7

Tab. 10.1: Übertragungsbeiwerte K_S bei verschiedenen k_{vs} - Werten und Druckverlusten über der Anlage (Bauteil 1)

²⁷⁹ Heute werden große Anlagen mit Nennweiten von DN 150 bis DN 200 ohne Druck- oder Geräuschprobleme für Geschwindigkeiten in den Rohren von bis zu 2 m/s ausgelegt.

²⁸⁰ Es sollte damit nur gezeigt werden, dass das Verhalten bei einem höheren Druckverlust über der Primäranlage ähnliches Regelverhalten aufweist.

Leitet man aus der Kennlinie in Abbildung 10.4 ein Ventilkennlinie für den Bereich zwischen $H/H_{100} = 0$ und $H/H_{100} = 0,5$ ab, so erhält man die in Abbildung 10.12 dargestellten theoretischen Kennlinien.

Für die Umformanlagen und die Rohrleitungen wurde ein Betriebspunkt von $\Delta p = 0,15$ b bei einem Durchfluss von $80 \text{ m}^3/\text{h}$ angesetzt. Der Bereich von 0 bis 5 % des Hubbereiches wurde außerdem linear interpoliert.²⁸¹ (Ein Beginnen des Schließvorganges bei 10 % würde sich auf die weiteren Überlegungen gleich auswirken wie bei 5 %.)

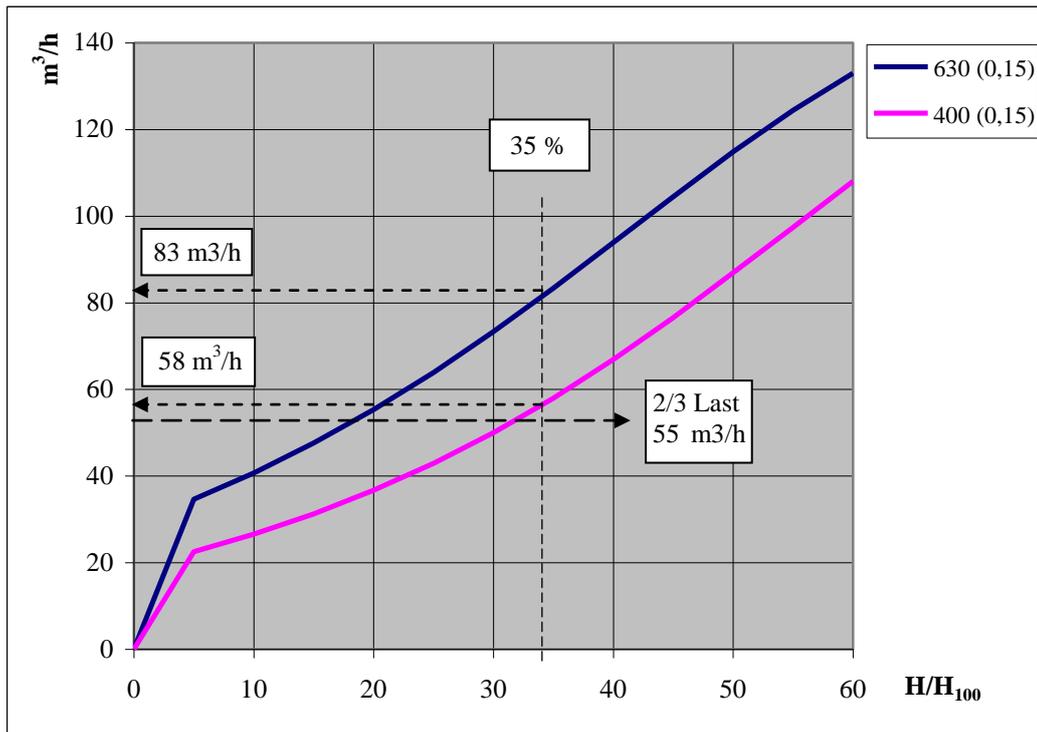


Abb. 10.12: Virtuelle Ventilkennlinien der Umformstation (Bauteil 1)

Diese virtuelle Kennlinie wurde nach den tatsächlichen Ventilkennlinien (gleichprozentig) und den am primärseitigen Anlageneingang anstehenden Differenzdrücken ermittelt. Dabei wurde angenommen, dass das gesamte übrige Fernwärmenetz stabil und konstant bleibt und nur die Durchflussmenge in der Hauptzuleitung – Kraftwerksausgang bis zur Umformstation – sich entsprechend ändert.²⁸²

Da für die Anlage im Neubau eine Durchflussmenge von etwa 30 - 33 % der Gesamtmenge angenommen wurde, ergibt sich für den Bauteil 1 bei der Zweidrittel-Last²⁸³ eine „Normdurchflussmenge“ von rund $50 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. $13,9 \text{ kg/s}$.

Welchen Einfluss die Ventilauslegung bzw. die Anlagenkonzeption hat, zeigt deutlich die Grafik 10.12. Im Kleinlastbereich, vor allem im Bereich unter 5 % Ventilhub, sind die

²⁸¹ Eine Regelung unter 10% der Stellhubes ist normalerweise nicht zulässig.

²⁸² Die Ermittlung erfolgte mit [40], wobei die Änderung der Eingangsdrücke in Abhängigkeit der Durchflussmengen über eine fiktive Pumpenkennlinie simuliert wurde. (Damit erklärt sich auch die nicht so starke Krümmung der Ventilkennlinien.)

²⁸³ Dies entspricht einer max. Durchflussmenge über die Gesamtanlage von rd. $100 \text{ m}^3/\text{h}$

Nachteile einer Regelung mit nur einem Ventil²⁸⁴ bei größeren Dimensionen ersichtlich. Außerdem bedeutet auch der eingeschränkte Ventilhub, der über den gesamten Regelbereich 40 mm beträgt, dass nur 12 mm genutzt werden. Damit ist die Genauigkeit stark eingeschränkt. Ein starkes Überschwingen, wenn nicht sogar eine Auf-Zu-Regelung, ist vermutlich bei jedem Regelvorgang gegeben.²⁸⁵

Für die weiteren Simulationen für die Anlage des Bauteil 1 wurde die Ventilkennlinie mit $k_{vs} = 630$ verwendet. (Nach Messungen²⁸⁶ entspricht diese eher den hydraulischen Gegebenheiten.)

10.2.3 Rücklauftemperaturbegrenzung

In der Anlage Krankenhaus, die 1972 errichtet wurde, erfolgte die Begrenzung bis zum Sommer 2006²⁸⁷ über Temperaturregler ohne Hilfsenergie. Diese waren generell auf 65 °C eingestellt.

Bei den Überlegungen dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass bei allen Anlagen die Rücklauftemperaturbegrenzungen nicht in die Regelung eingegriffen und die Temperaturregelung beeinflusst haben.

10.3 Simulationsmodell Anlage Bauteil 1

Im Abschnitt 9 sind die Grundlagen der Simulationsmodelle aufgeführt. Weiters wird in Punkt 9.4 ein Modell für die Regelung einer Umformstation am Beispiel der Anlage U 30 ausführlich behandelt. Darauf und auf die im Kapitel 10.1 und 10.2 erarbeiteten Annahmen aufbauend, kann für die Umformstation folgendes vereinfachte Simulationsmodell (Abb. 10.13) erstellt werden.

Als zusätzliche Verfeinerung wurde auch noch versucht, durch einen „Störgenerator“, der die Auswirkungen die durch kleine Druckänderungen, die im Fernwärmenetz durch die über 200 Regelsysteme²⁸⁸ verursacht werden, nachbilden soll, zu berücksichtigen.

²⁸⁴ anstelle von einem kleinen und einem größeren, die in Sequenz gefahren werden.

²⁸⁵ Verstärkt wird dies noch durch das Fehlen von Positionierern bei den Ventilen für die Erfassung der momentanen Ventilstellung.

²⁸⁶ siehe auch Pkt. 10.1

²⁸⁷ Zeitpunkt des Umbaues

²⁸⁸ vor allem durch die Differenzdruckregler

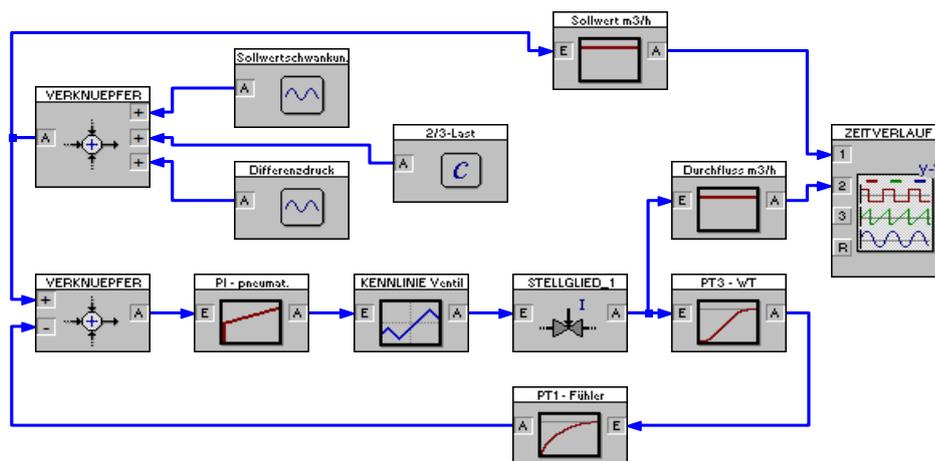


Abb. 10.13: Simulationsmodell Umformstation Landeskrankenhaus Kirchdorf (Bauteil1)

Weiters wurde davon ausgegangen, dass die Anlage im Neubau, die wie mehrfach aufgezeigt, den üblichen Auslegungs- und Aufbaukriterien entspricht, keinen Einfluss auf die Anlage im Bauteil 1 hat.²⁸⁹ Allerdings ist das eingesetzte Temperaturregelventil (mit elektrischem Motorantrieb) mit einem k_{vs} -Wert von 250 (DN 150) deutlich überdimensioniert.²⁹⁰ Damit ergibt sich bei einer maximal erforderlichen Durchflussmenge von $40 \text{ m}^3/\text{h}$ ein Regelbereich von 5 % bis 60 % des Stellhubes. (Bei dem verwendeten Ventiltyp mit gleichprozentiger Kennlinie ergibt sich eine theoretische Mindestmenge von $8 \text{ m}^3/\text{h}$. Dies entspricht einer Mindestleistung von etwa 300 kW.)

Da Messungen und Versuche gerade an dieser Umformanlage²⁹¹ unmöglich waren und auch noch immer sind, wurden verschiedene Parameter abgeschätzt. Die Einstellparameter²⁹² des PI-Reglers wurden nach [53] bzw. mit der unter Pkt. 8.8 angeführten Methode ermittelt.

Da als Wärmetauscher ein U-Rohrwärmetauscher und nicht ein Plattenwärmetauscher eingesetzt wurden, wurde die Regelstrecke als P-T₃-Element mit einer größeren Zeitkonstante (25 s) als bei der U-30 (11 s) angenommen. Die Laufzeit des pneumatischen Stellmotors wurde mit 5 s eingestellt.

Aus der Simulationsrechnung ergeben sich nachstehende Verläufe der Durchflussmengen über die Umformstation im Bauteil 1 des Landeskrankenhauses Kirchdorf (Abb. 10.14 bis 10.16). Beim ersten Simulationslauf wurden kleine Schwankungen am Sollwert vorgegeben. Beim zweiten Lauf wurde ein konstanter Sollwert angenommen, jedoch schnelle Schwankungen des Differenzdruckes aufgezwungen. Bei der dritten Simulationsrechnung (Abb. 10.16) wurden beide Störungen, Schwankungen des Differenzdruckes und der Temperaturen, zusammenschaltet.

²⁸⁹ Das Verhalten entspricht somit dem einer „normalen“ Umformstation.

²⁹⁰ Anstelle des Ventiles DN 150 hätte ein Regelventil DN 100 mit einem k_{vs} -Wert von 160 oder eventuell, abhängig von den übrigen Auslegungsparametern, sogar die Dimension DN 80 mit einem k_{vs} -Wert von 100 ausgereicht.

²⁹¹ laufender Krankenhausbetrieb, vgl. auch Pkt. 8.8.4

²⁹² Verstärkung $K_R = 1,5$, $T_n = 12 \text{ s}$

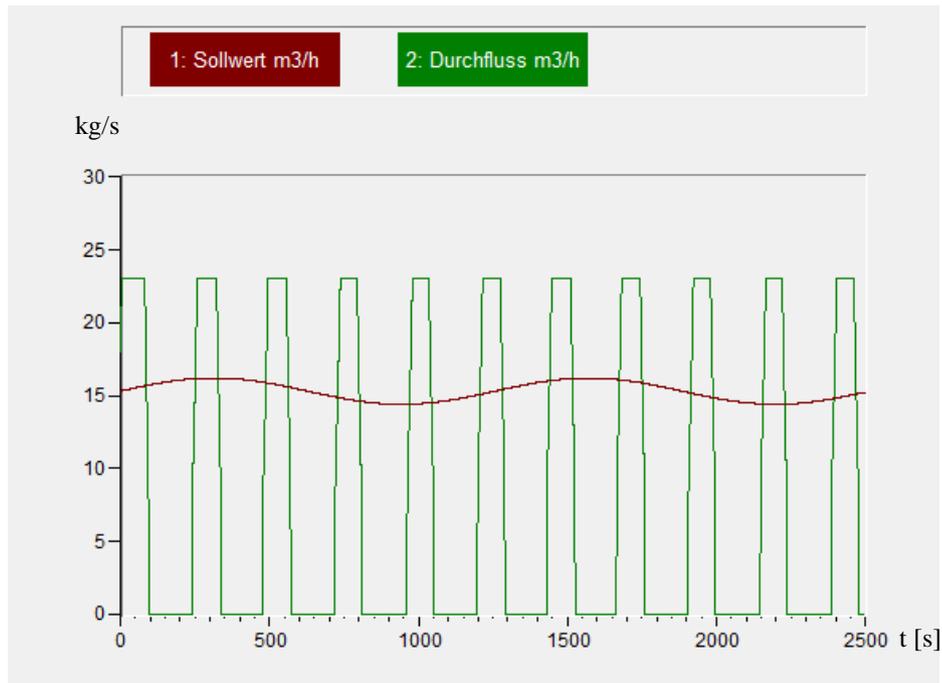


Abb. 10.14: Durchflussmenge der größten Kundenanlage der FW-Kirchdorf in Abhängigkeit vom Sollwert (2/3 Last) bei Schwankungen²⁹³ von ca. $\pm 1 \text{ m}^3/\text{h}$

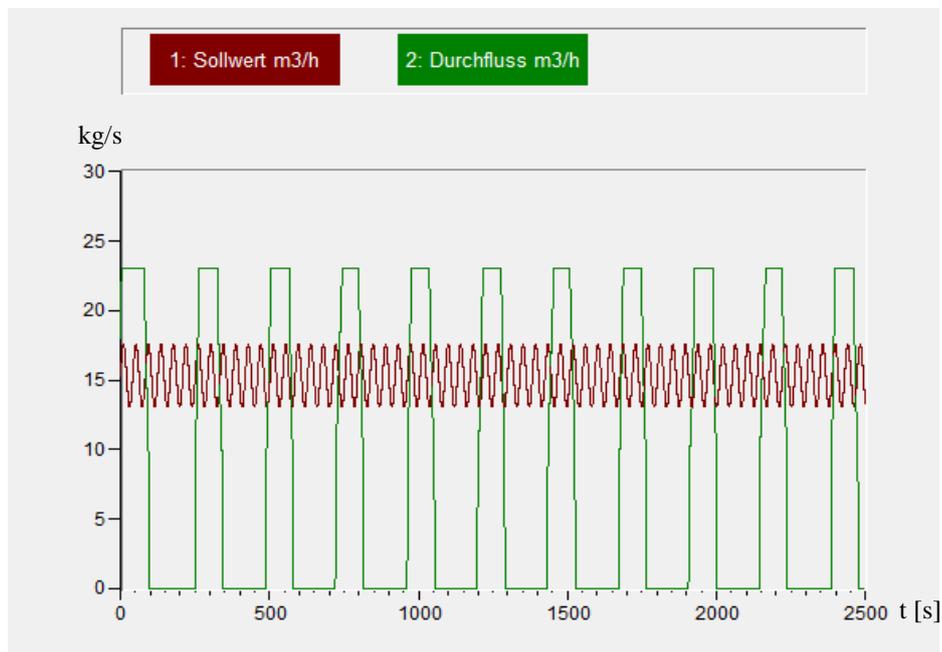


Abb. 10.15: Durchflussmenge der größten Kundenanlage der FW-Kirchdorf in Abhängigkeit von kleinen Differenzdruckschwankungen von ca. $\pm 0,02 \text{ bar}$

²⁹³ Diese Schwankung entsprechen umgerechnet in etwa einer Temperaturänderung am Wärmetauscher von $\pm 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

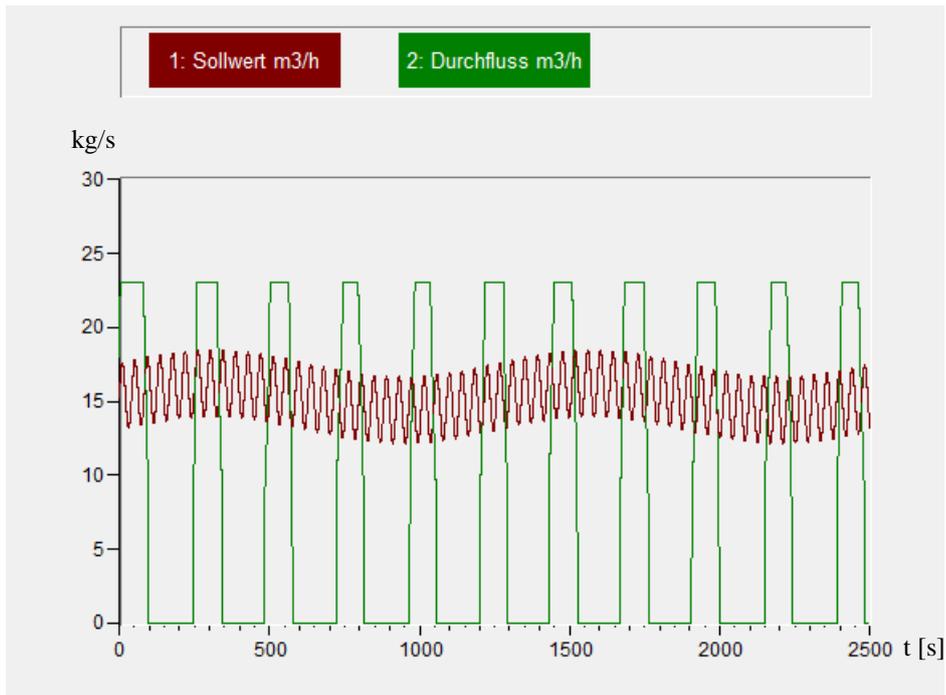


Abb. 10.16: Durchflussmenge bei Sollwert- und Druckschwankungen, Simulationsmodell der größten Kundenanlage

Die nachstehende Abbildung 10.17 zeigt einen Ausschnitt von Abbildung 10.16 mit der Darstellung möglicher periodischer Schwankungen.

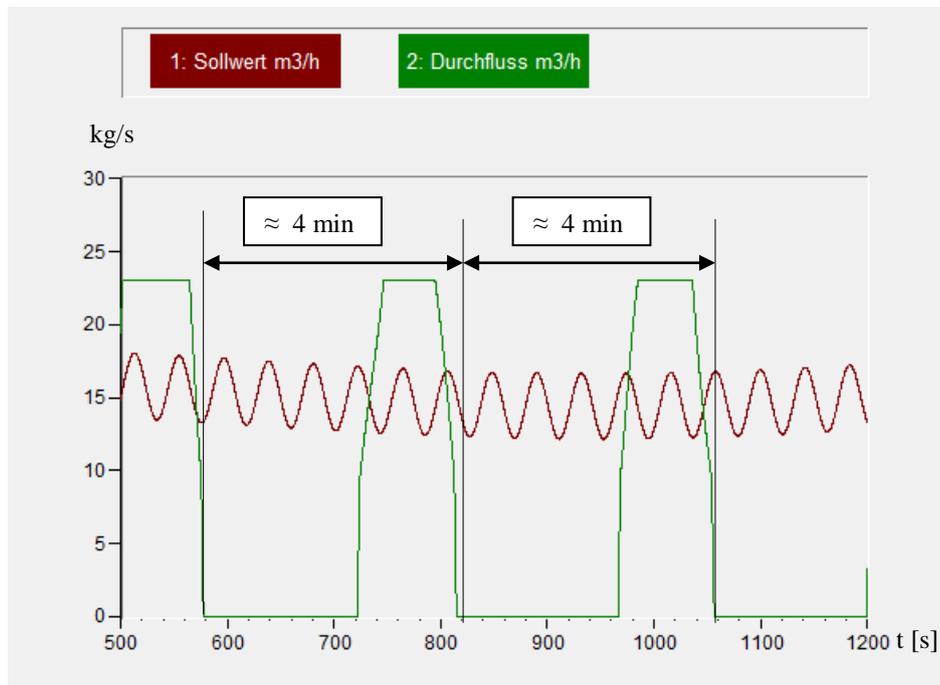


Abb. 10.17: Detaildarstellung Durchflussmenge bei Sollwert und Druckschwankungen, Simulationsmodell der größten Kundenanlage

Der zeitliche Verlauf der Durchflussmenge im gesamten Netz geht von einer „idealen“ Fernwärmenetzpumpe aus. Da in der Praxis ein ideales Verhalten von Umwälzpumpen nicht möglich ist, sind die extrem steilen Anstiege und Abfälle rein theoretischer Natur bzw. Ergebnis der Modellrechnung.²⁹⁴ Berücksichtigt man die Trägheit einer Pumpe durch ein P-T₂ Element, so glätten sich die Trapezimpulse zu einem sinusähnlichen Verhalten.²⁹⁵

Schon bei einer visuellen Analyse ist erkennbar, dass die Anlage im Wesentlichen als Auf-Zu-Regelung betrieben wurde. Dafür sind vier Hauptgründe maßgeblich:

- die extreme Überdimensionierung der Temperaturregelventile
- das Fehlen einer Differenzdruckregelung und Mengenbegrenzung
- sehr schnelle pneumatische Stellmotore
- die hohe Überdimensionierung der gesamten Anlage und die damit verbundene große thermische Trägheit

Die Auswirkungen der ersten drei Gründe wurden schon in den früheren Abschnitten beschrieben. Die Überdimensionierung von Umformstationen älterer Bauart²⁹⁶ zeigen ein sehr träges thermisches Verhalten. Dies kann zwar bei vielen Anwendungsfällen von Vorteil sein, nicht aber in diesem Fall. Diesen Nachteil verstärkt außerdem noch das pneumatische Regelsystem mit den gegenüber elektrischen Stellmotoren sehr schnellen Stellzeiten.

Überraschend und zu Beginn der Arbeit nicht erwartet ist aber, dass sich kleine Druckschwankungen durch das Fehlen einer funktionierenden Differenzdruckregelung auch extrem auf das Regelverhalten auswirken.²⁹⁷ Auch kleine Druckschwankungen bringen durch die Überdimensionierung der gesamten Anlage und der damit verbundenen hohen Ventilautorität in Kombination mit den unzulässig hohen Differenzdrücken über den Regelventilen relativ große Durchflussänderungen und damit merkliche Temperaturschwankungen²⁹⁸ auf der Sekundärseite.

Ein Schluss, der für Fernwärmebetreiber daraus gezogen werden soll und muss, ist auf jeden Fall, dass auf die Konzeption und die Auslegung von größeren Umformstationen vom Wärmesorger unbedingt Einfluss zu nehmen ist. Die negativen Ergebnisse dieses Falles zeigen die Notwendigkeit deutlich auf.²⁹⁹

10.4 Messung Durchflussmenge

Wie bereits mehrfach erwähnt, waren und sind Messungen an beiden Umformstationen ohne Einschränkung der Betriebssicherheit nicht möglich. Allerdings sind qualitative Aussagen über die Durchflussmengen eingeschränkt möglich, da über das Fernwirksystem, das

²⁹⁴ Bei einer „idealen“ Umwälzpumpe wird davon ausgegangen, dass im gesamten Arbeitsbereich immer die gleiche Förderhöhe aufgebracht und gleichzeitig auch der notwendige Massenstrom gefördert wird.

²⁹⁵ siehe auch Pkt. 11.1.2

²⁹⁶ insbesondere bei Einsatz von U-Rohr- oder Rohrbündelwärmetauscher

²⁹⁷ Das lässt die Vermutung zu, dass die fehlende Differenzdruckregelung auch einer der Hauptgründe für das Pendeln der Regelkreise ist.

²⁹⁸ Beispielsweise führen die Druckschwankungen in Abb. 10.10 bei konstanten Verhältnissen auf der Sekundärseite in dieser Anlage zu einer Temperaturschwankung von ca. ± 4 °C

²⁹⁹ vgl. auch Abschnitt 12

im Fernwärmenetz von Kirchdorf bei ausgewählten Stationen installiert ist, Daten in die Zentrale des Kraftwerkes übertragen werden.

Übertragen werden jene Größen, die vom Wärmezähler ausgelesen werden können. Es sind dies die Temperaturen, der Durchfluss und die momentane Leistung.³⁰⁰ Bis zum Umbau 2006 wurden für die Erfassung der Durchflussmenge Voltmannzähler³⁰¹ eingesetzt. Da die Impulswertigkeit bei diesen Zählern 1000 l/Impuls beträgt, ist bei der Analyse der folgenden Abbildungen 10.18, in denen der Verlauf der des Durchflusses (rot) und der Verlauf der dazugehörigen Leistung dargestellt ist, zu beachten, dass die Periodendauer zwar zeitlich richtig dargestellt ist, die Amplitudenhöhen allerdings durch die Messintervalle des hydraulischen Gebers und der Fernübertragungseinheiten nicht unbedingt den tatsächlichen Werten³⁰² entsprechen. Außerdem zeigen die Grafiken den Gesamtdurchfluss über beide Stationen, da der Wärmeverbrauch des Objektes über eine gemeinsame Wärmemesung ermittelt wird. (Der Bedarf der Anlage Neubau wird über eine interne nachgeschaltete Submessung erfasst.)

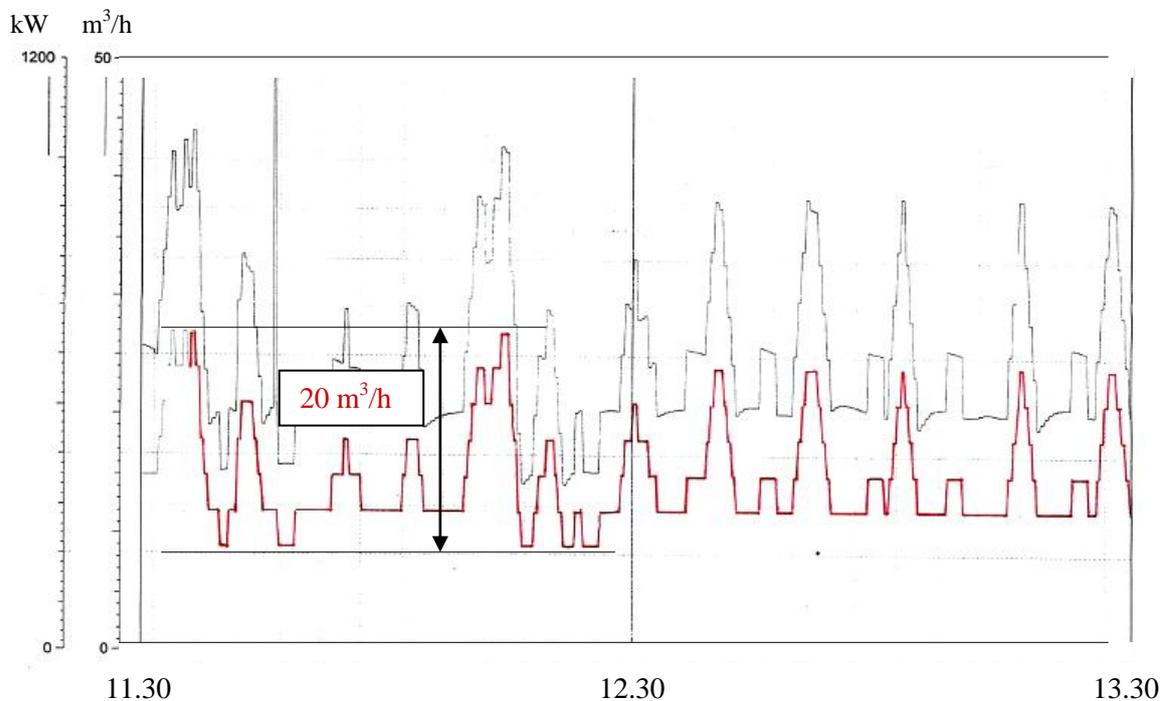


Abb. 10.19: Verlauf der Durchflussmenge (rot) und der Bezugsleistung (schwarz), Gesamtanlage im Zeitraum von 11.30 Uhr bis 13.30 Uhr (26.11.2002)

Auch die nächste Abbildung 10.20 zeigt einen ähnlichen Verlauf. Dabei wurde die Durchflussmenge einmal pro Minute am Wärmezähler abgelesen. Aus beiden Grafiken ist deutlich ersichtlich, dass auch bei kleineren Bezugsleistungen die Durchflussmenge periodisch schwankt und dass die Periodendauern in einem Zeitintervall von etwa 4 bis 6 min liegen und die Schwankungsbreite der Amplituden ca. $\pm 10 \text{ m}^3/\text{h}$ beträgt.

Diese beiden Bilder bestätigen, sowohl bezüglich der Schwankungsbreite als auch in der Dauer der periodischen Änderungen, die bisherigen Überlegungen deutlich.

³⁰⁰ Allerdings werden diese Daten nicht gespeichert und archiviert.

³⁰¹ 2 Stk. Nennweite 150, die periodisch umgestellt wurden

³⁰² Die tatsächlichen Werte liegen sicher deutlich höher.

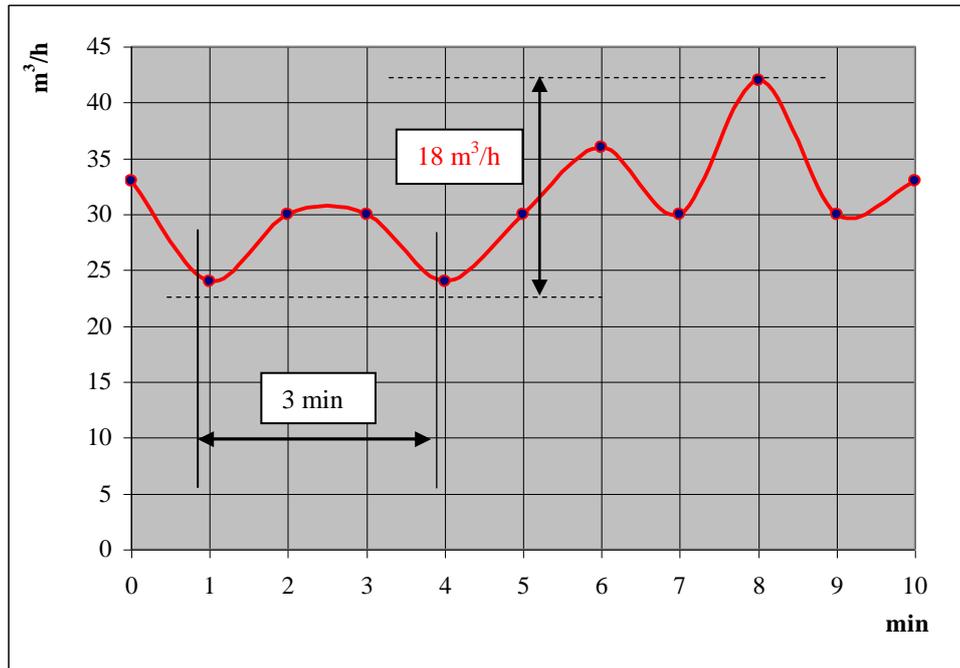


Abb. 10.20: Durchflussmenge Gesamtanlage, händische Aufzeichnung (25. 3. 1991, 14.30 bis 14.40 Uhr)

11 Modell - Gesamtsystem

Im folgenden Abschnitt werden die Einzelmodelle – Umformstationen und Anlage Landeskrankenhaus – zu einem Gesamtsystem zusammengestellt. Damit können die Auswirkungen des gesamten Netzes der Fernwärme Kirchdorf auf das Kraftwerk, insbesondere auf den Heizkondensator, beurteilt werden. Vorausgesetzt wird aber, dass die Fernwärmenetzpumpen den erforderlichen Druck und die notwendige Durchflussmenge „optimal“ ausregeln.

Im ersten Schritt ist es jedoch erforderlich, die zentrale Mengen- und Druckregelung im Fernheizkraftwerk zu beschreiben und zu analysieren.

11.1 Mengen- und Differenzdruckregelung Heizzentrale Kraftwerk

Die Erfahrungen im Betrieb haben gezeigt, dass neben den Umformstationen auch die Drehzahlregelung der Netzumwälzpumpen einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf das Gesamtsystem ausüben kann. Um auch diesen zu diskutieren, wird im Folgenden die Konfiguration der Netzpumpen, die technischen Daten und die Betriebsweise dargestellt. Darauf aufbauend wird dann, analog den vorigen Abschnitten, ein entsprechendes Simulationsmodell erstellt.

11.1.1 Fernwärme-Netzpumpen

Als Netzpumpen werden in der Fernwärme fast ausschließlich Kreiselpumpen eingesetzt. Für Pumpen dieser Bauart gelten, soweit der Wirkungsgrad gleichbleibt, folgende Affinitätsgesetze [58]:

$$\text{für die Fördermenge } (\dot{Q}): \quad \dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} \quad (11.1)$$

$$\text{für die Förderhöhe } (H): \quad H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (11.2)$$

$$\text{für die erforderliche Leistung } (P): \quad P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (11.3)$$

Wie bei den meisten Fernwärmenetzen wurden auch in Kirchdorf im Laufe der Jahre die Umwälzpumpen den Erfordernissen des Netzes und der Kundenanlagen angepasst.

Aus nachstehenden Tabellen 11.1 und 11.2 sind die Pumpendaten mit Stand 1999 und mit Stand 2006 ersichtlich. Die erste Drehzahlregelung wurde 1983 (für P1 und für P4) installiert. Seit 2003 kann bei allen Pumpen die Drehzahl geregelt werden. Im diesem Jahr erfolgte außerdem ein Umbau der gesamten Pumpengruppe und damit eine bessere Anpassung an die betrieblichen Erfordernisse.

11.1.2 Simulationsmodell Mengen- und Differenzdruckregelung

Das Simulationsmodell basiert auf den gleichen Grundlagen wie in den vorhergehenden Abschnitten. Dabei wurde angenommen, dass beim letzten Verbraucher (Netzschlecht- punkt) noch ein Mindestdruck von 0,5 bar gegeben sein muss. Der eingezeichnete Betriebspunkt in Abbildung 11.2 stellt die erforderliche Pumpenkennlinie bei Zweidrittel-Last dar. Wie sich die Kennlinie der Netzpumpe P4 bei zwei verschiedenen Drehzahlen auf die Betriebskennlinie des Fernwärmenetzes³⁰³ auswirkt, zeigt diese Grafik ebenfalls.

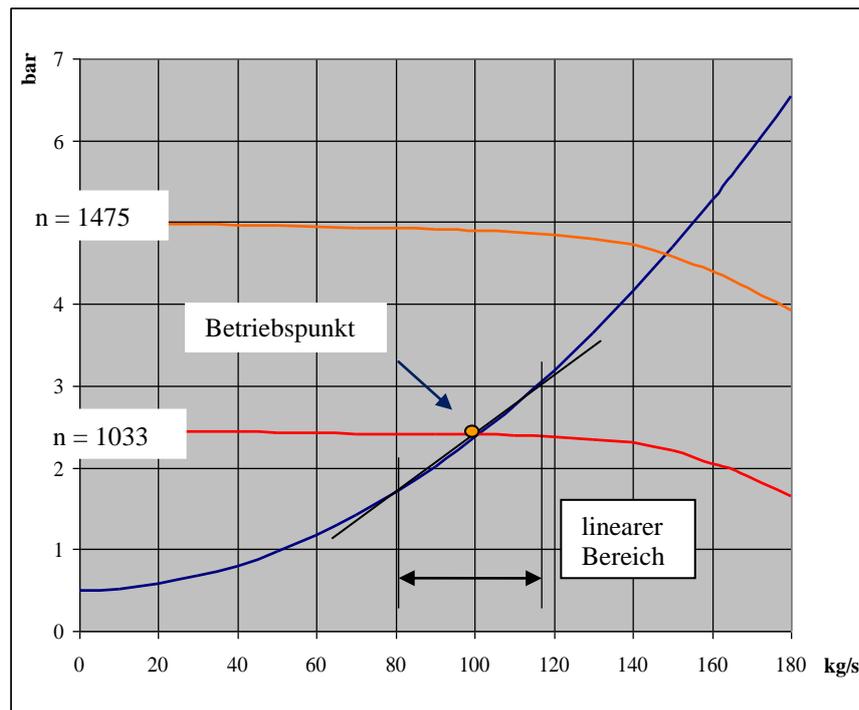


Abb. 11.2: Pumpenkennlinien bei verschiedenen Drehzahlen ($n=1475$ und $n=1033$) der Pumpe 4 mit der Betriebskennlinie

Das Verhalten der Umwälzpumpe, bezogen auf die Fördermenge, kann für den betrachtenden Betriebspunkt (2/3 Lastfall) mit guter Näherung als linear angenommen werden, da die Betriebskennlinie für den Bereich von ca. 80 bis 120 kg/s in erster Näherung durch eine Gerade ersetzt werden kann.³⁰⁴

Das Verhalten der Drehzahlregelung – bestehend aus spannungsgeführtem Frequenzumformer und Umwälzpumpe mit Asynchronmotor – wird vereinfachend als P-T₂-Element dargestellt.³⁰⁵ Als Regler, der im Frequenzumformer integriert ist, kommt ein PI-Regler zum Einsatz.

Angemerkt sei, dass im Regelfall nur eine Hauptpumpe (P4 oder P3 bzw. P2) in Betrieb ist.

³⁰³ Bei KWK-Betrieb wurde bis 2003 in der Regel mit der Umwälzpumpe 4, danach im Bereich ab ca. 50% Netzlast, gefahren.

³⁰⁴ Nach Formel (11.2) ändert sich zwar der Druck mit der Drehzahl quadratisch. Im betrachteten Bereich (Abb. 11.2 und 11.3) kann jedoch mit vertretbarer Genauigkeit eine Linearität angenommen werden.

³⁰⁵ Der Frequenzumformer und die Pumpeneinheit können theoretisch im Bereich von 0 bis 60 Hz betrieben werden. Ein Betrieb unter 25 Hz ist aber praktisch nicht möglich.

Nur bei extremen Witterungsbedingungen, bei denen Höchstlast erforderlich wird, werden Pumpen parallel oder in Serie geschaltet. In Abbildung 11.3 ist das Drehzahlband, ausgehend vom Betriebspunkt 101 kg/s (Zweidrittel-Lastfall), dargestellt.

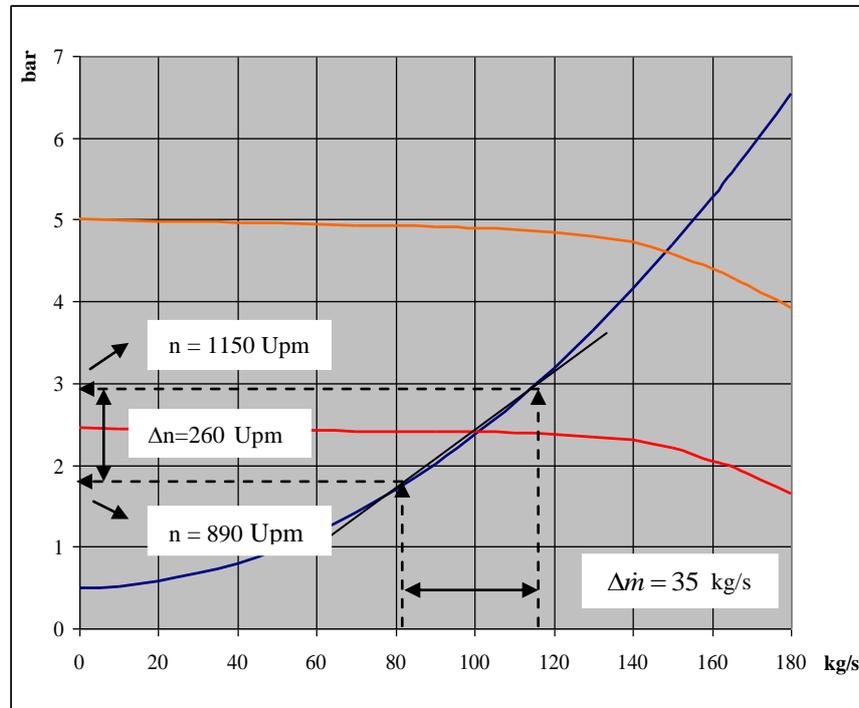


Abb. 11.3: Arbeitsbereich der Pumpe 4 bei verschiedenen Drehzahlen ($n=1150$ und $n=890$)

Mit den aus Abbildung 11.3 ablesbaren Werten kann für die Verstärkung K des P-T₂- Elementes folgendes abgelesen werden:

$$K = 35/260 = 0,134 \text{ kg/s/Upm}$$

Mit dem Einstellwert 15 Sekunden für das Hochfahren der gesamten Einheit (von 0 auf 1475 Upm) errechnet sich für den Drehzahlbereich von 890 Upm auf 1150 Upm eine Hochlaufzeit von 2,6 s. Damit ist auch ohne Simulationsmodell ersichtlich, dass die Einheit Frequenzumformer und Fernwärmenetzpumpe ohne Verzögerungen und extrem schnell auf Änderungen des Druckreglers reagiert. Verständlich ist auch, dass den Einstellparametern dieses Regelkreises bei kritischem Verhalten des Fernwärmenetzes³⁰⁶ besondere Bedeutung zukommen.

Die nachstehenden Grafiken (Abb. 11.5 und 11.6) wurden mit dem Modell³⁰⁷ „Modell Regelkreis Differenzdruck- bzw. Mengenregelung FW-Hauptpumpe“ in Abbildung 11.4 erstellt, wobei damit die prinzipiellen Auswirkungen von zwei verschiedenen Regeleinstellungen gezeigt werden sollen. Angenommen wurden gleiche Sollwertsprünge³⁰⁸ von jeweils 100 Upm. (Dies entspricht beim betrachteten Betriebspunkt – 2,5 bar und 101 kg/s – ungefähr einer Mengenänderung von 13,4 kg/s bzw. 48,2 m³/h.)

³⁰⁶ wie zum Beispiel bei falschen Konzepten oder Dimensionierungen von Umformstationen.

³⁰⁷ Das Modell wurde wie in den vorherigen Abschnitten mit [36] erstellt.

³⁰⁸ Rampenfunktion

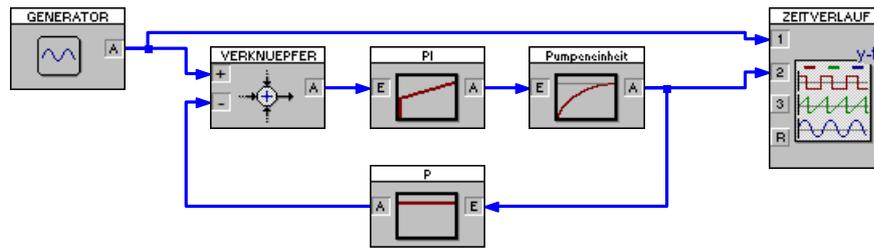


Abb. 11.4: Modell Regelkreis Differenzdruck- bzw. Mengenregelung FW-Hauptpumpe



Abb. 11.5: Sprungantwort des Modells der Fernwärmepumpeneinheit bei Sollwertsprung von 100 Upm (Reglereinstellung: $K_R = 6$ und $T_n = 5$)



Abb. 11.6: Sprungantwort des Modells der Fernwärmepumpeneinheit bei Sollwertsprung von 100 Upm (Reglereinstellung: $K_R = 4$ und $T_n = 25$)

Ändert man die Sollwertvorgabe in periodische Schwankungen, so zeigen die Ergebnisse die nachstehenden Abbildungen 11.7 und 11.8. Dabei merkt man auch hier in der zweiten Darstellung deutlich die abgeschwächte Reaktion des Systems, verursacht durch die Änderungen der Reglerparameter.

Die ersten Reglerparameter ($K_R = 6$ und $T_n = 5$) entsprechen den ursprünglichen Einstellwerten des PI-Reglers, die zweiten ($K_R = 4$ und $T_n = 25$) entsprechen jenen Werten, die nach den Analysen der Schwingungen am Regler eingestellt wurden und die zu einem zumindest halbwegs akzeptablen Betrieb der Dampfturbinenanlage geführt haben.

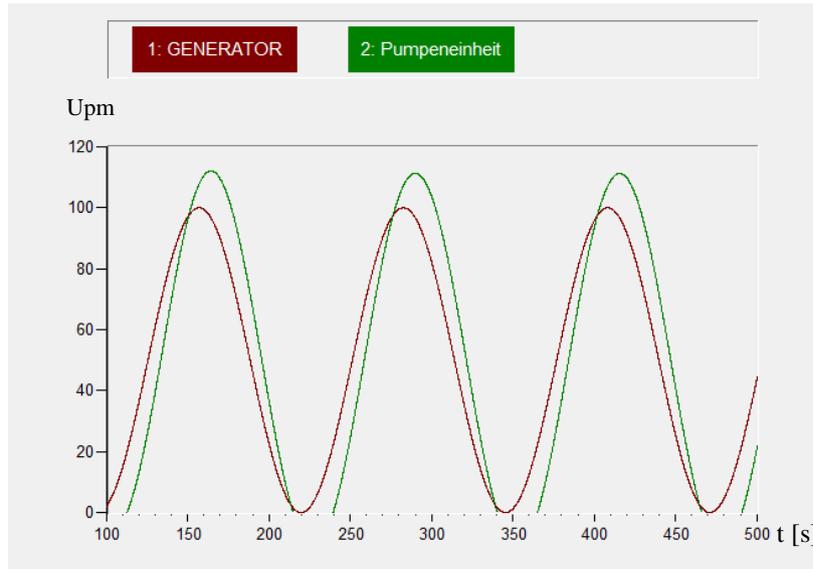


Abb. 11.7: Sprungantwort des Modells der Fernwärmepumpeneinheit bei sinusförmiger Sollwertänderung von 100 Upm (Reglereinstellung: $K_R = 6$ und $T_n = 5$)

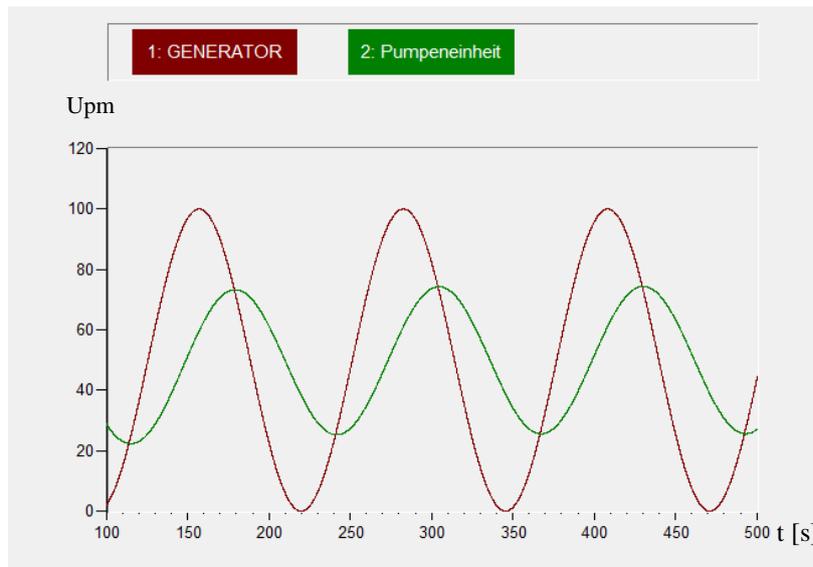


Abb. 11.8: Sprungantwort des Modells der Fernwärmepumpeneinheit bei sinusförmiger Sollwertänderung von 100 Upm (Reglereinstellung: $K_R = 4$ und $T_n = 25$)

Welchen Einfluss und damit positive oder negative Rückwirkungen auf die Erzeugungseinheiten die Einstellung des Differenzdruck- bzw. Mengenregelkreises haben können, zeigen die vorstehenden Bilder sehr nachdrücklich.

11.1.3 Einfluss der Einstellparameter der Drehzahlregelung

Den Einfluss der Einstellparameter des PI-Reglers für die Drehzahl der Fernwärmenetzpumpe zeigen die folgenden Abbildungen 11.9 und 11.10. Dabei wurde das Verhalten des Fernwärmenetzes bzw. der Umformstationen durch entsprechende Trapezimpulse³⁰⁹ nachgebildet. Es ist daraus deutlich zu erkennen, dass ans System angepasste Einstellparameter das Verhalten des Netzes doch deutlich dämpfen und zu einer wesentlich ruhigeren Fahrweise der Dampfturbinen- und Dampfkesselanlage führen.

Bei Reglereinstellungen, bei denen das System Frequenzumformer - Pumpeneinheit praktisch jede Schwankung im Netz unverzüglich nachregelt, werden alle Störungen dadurch unmittelbar an den Heizkondensator, an die Dampfturbine und in Folge auch an den Dampfkessel weitergegeben. Die Folgen können, wie in Abschnitt 4 angegeben, zu unzulässigen Laständerungen führen.

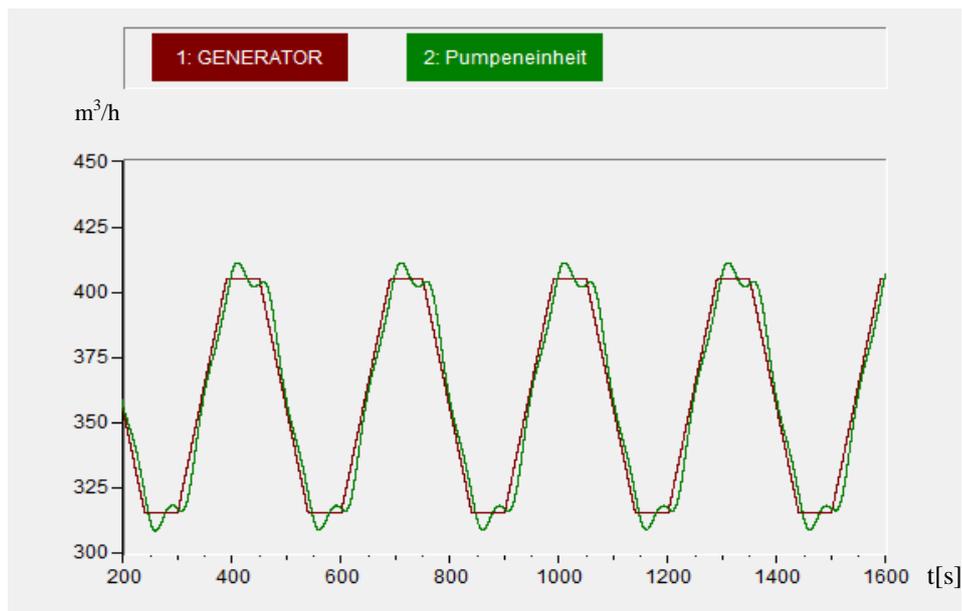


Abb. 11.9: Regelverhalten des Modells der drehzahlgeregelten Pumpeneinheit ($K_R=6$ und $T_n=5$)

³⁰⁹ vgl. Pkt. 11.2

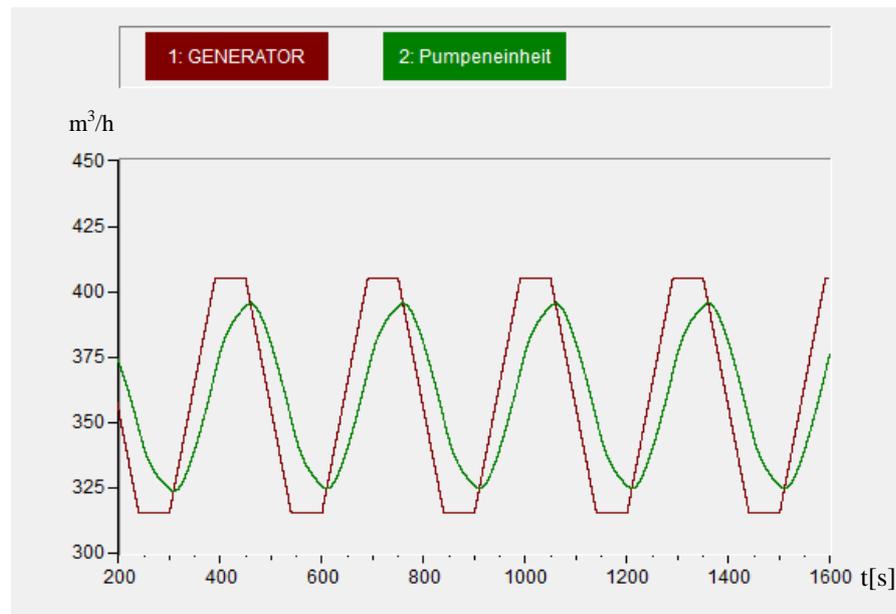


Abb. 11.10: Regelverhalten des Modells der drehzahlregulierten Pumpeneinheit ($K_R = 4$ und $T_n = 25$)

11.2 Kopplung der Einzelmodelle zu einem Gesamtsystem

Wie in diesem Abschnitt einleitend angeführt, werden im letzten Schritt dieser Arbeit die Modelle zu einem gemeinsamen zusammengeführt. Die Ergebnisse der Simulationsrechnungen werden dann mit den tatsächlichen Kurvenverläufen verglichen. Es werden auch die Auswirkungen der verschiedenen Einstellparameter und Maßnahmen, die betrieblich erfolgt sind um die Probleme zu beherrschen, untersucht und diskutiert.

Im Punkt 9.5 wurde das Modell des Netzes entwickelt. Dabei wurde die Anlage des LKH's Kirchdorf entsprechend den Regeln der Technik dimensioniert und als stabil angenommen.

Ein entsprechendes Modell für die Umformstation Bauteil1 des Krankenhauses wurde, mit den vertretbaren Vereinfachungen in Kapitel 10.3, erstellt. Die Station Neubau wurde analog den Modellen der fiktiven Umformstationen (Pkt. 9.5) aufgebaut.

Die Zusammenschaltung des ursprünglichen Netzmodelles mit dem Modell Landeskrankenhaus zeigt Bild 11.11. Ein Simulationslauf mit den gleichen Parametern wie in der Tabelle 9.2 und Abb.10.12 dargestellt, ergibt den in den nächsten Abbildung 11.12 gezeigten Verlauf der Gesamtdurchflussmenge im Fernwärmenetz Kirchdorf. Dabei ist deutlich die Dominanz der Umformstation des LKH's ersichtlich.

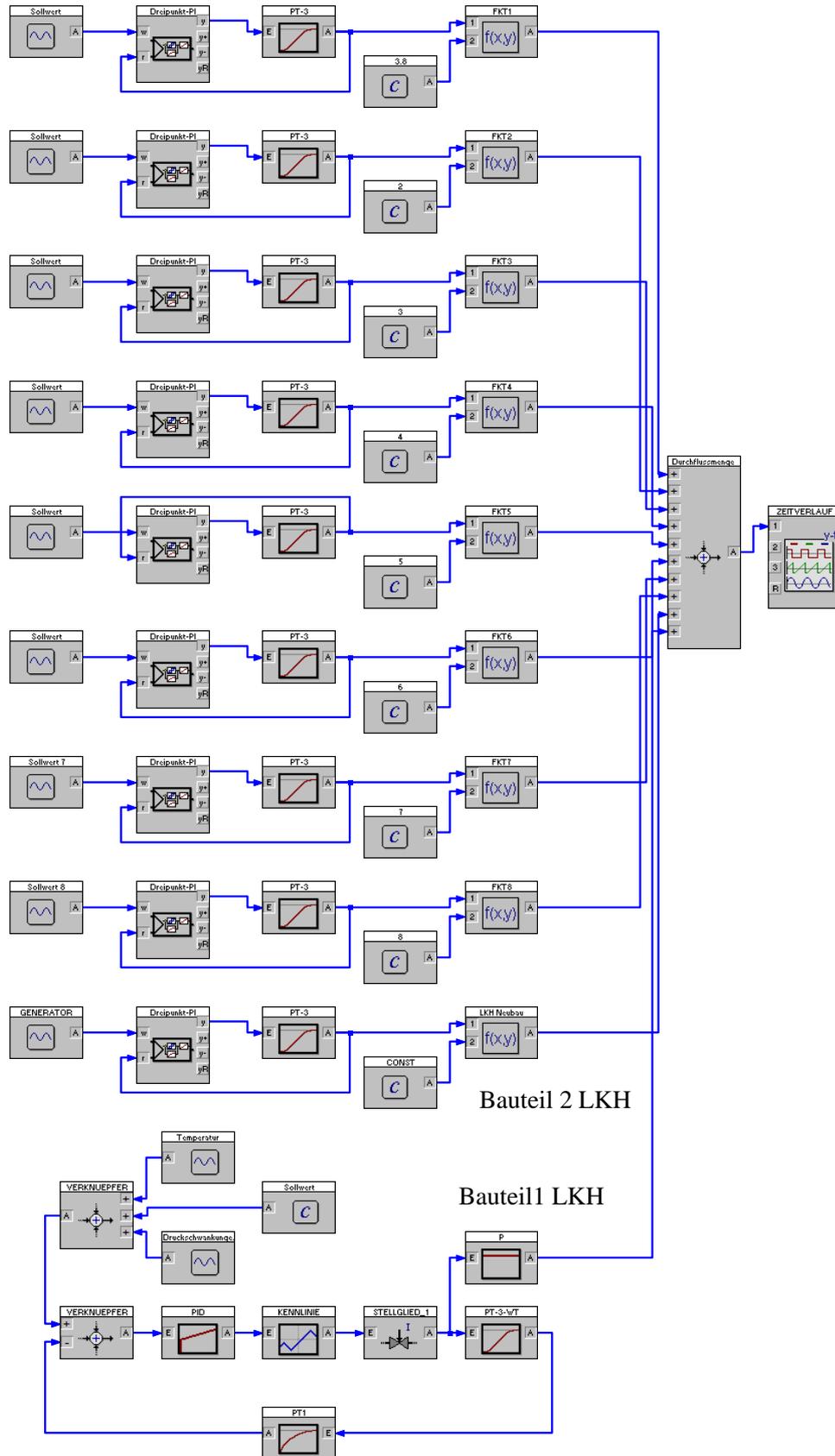


Abb. 11.11: Gesamtsimulationsmodell des vereinfachten Netzmodells der Fernwärme Kirchdorf

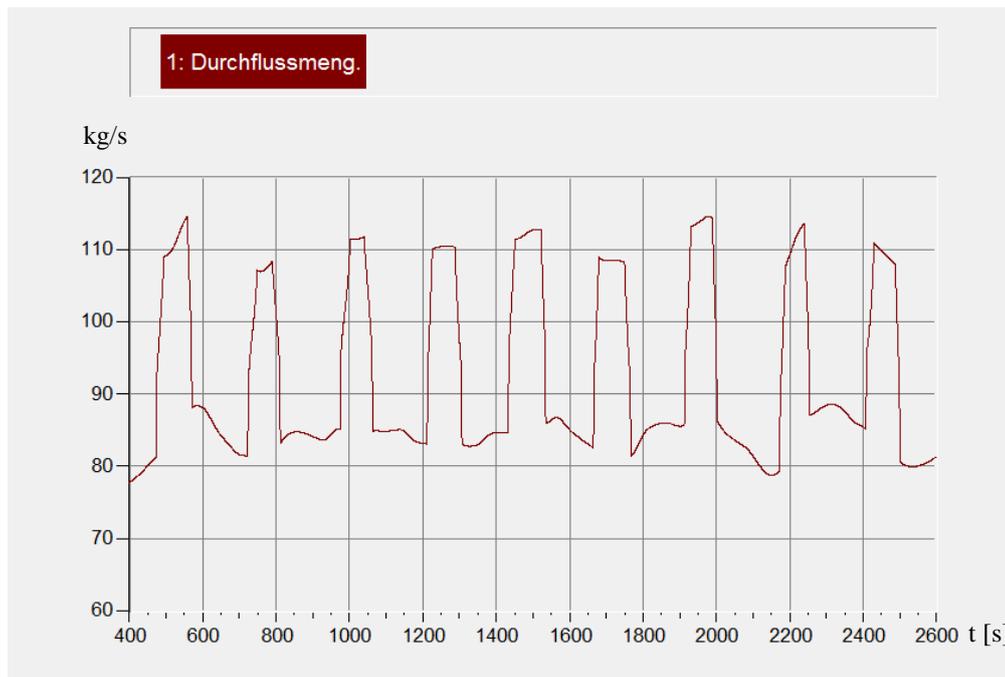


Abb. 11.12: Verlauf der Durchflussmenge bei Simulation, vereinfachtes Gesamtmodell

Kombiniert man das Fernwärme-Netzmodell (Abb. 11.11) mit dem Regelkreis der drehzahlgeregelten Hauptumwälzpumpe (Abb. 11.4), so versagt das Rechenmodell, da die impulsförmigen Mengenschwankungen zu einem Überschreiten der internen Rechengrenzen führen. Da das theoretische Verhalten allerdings auf einer „optimalen“ Pumpe³¹⁰ basiert und damit nicht ganz dem tatsächlichen Verhalten entspricht, wurde bei den nachstehenden Überlegungen von im Folgenden ausgegangen:

- Der Regelkreis – Drehzahl der Umwälzpumpe – arbeitet optimal und jede Abweichung wird sofort ausgeglt.
- Der Verlauf der Durchflussmenge (ohne Einfluss der Umwälzpumpe) ergibt sich aus den Ergebnissen der Simulationsrechnung, vereinfachtes Gesamtmodell nach Abbildung 11.12
- Das Verhalten der Pumpeneinheit wird mit einem P-T₂ - Element beschrieben.

Damit ergibt sich folgende Grafik (Abb. 11.13), die dann die Grundlage für die weiteren Überlegungen – insbesondere für die Zeitanalysen – bildet, wobei für das P-T₂-Gglied die Einstelldaten $P = 1$ und $T = 10$ s angenommen wurden.

³¹⁰ siehe auch Pkt. 10.3

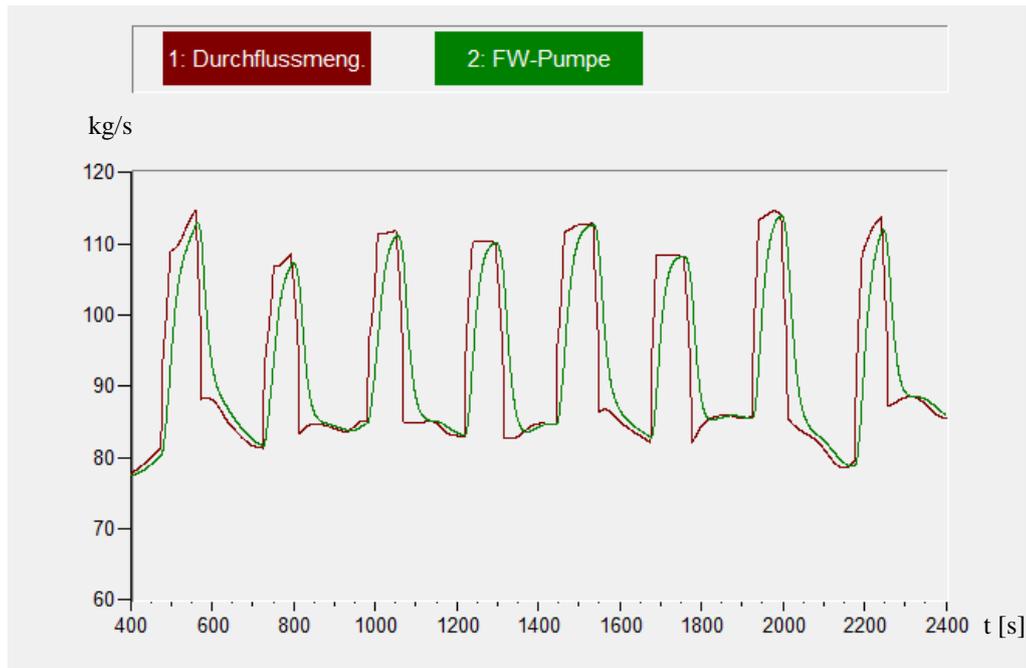


Abb. 11.13: Verlauf der Durchflussmenge bei Simulation, vereinfachtes Gesamtmodell mit Berücksichtigung des Verhaltens der Netzpumpe

Analysiert man das zeitliche Verhalten und die Laständerungsgeschwindigkeiten, so erhält man folgende Ergebnisse (Abb. 11.14 und Abb11.15):

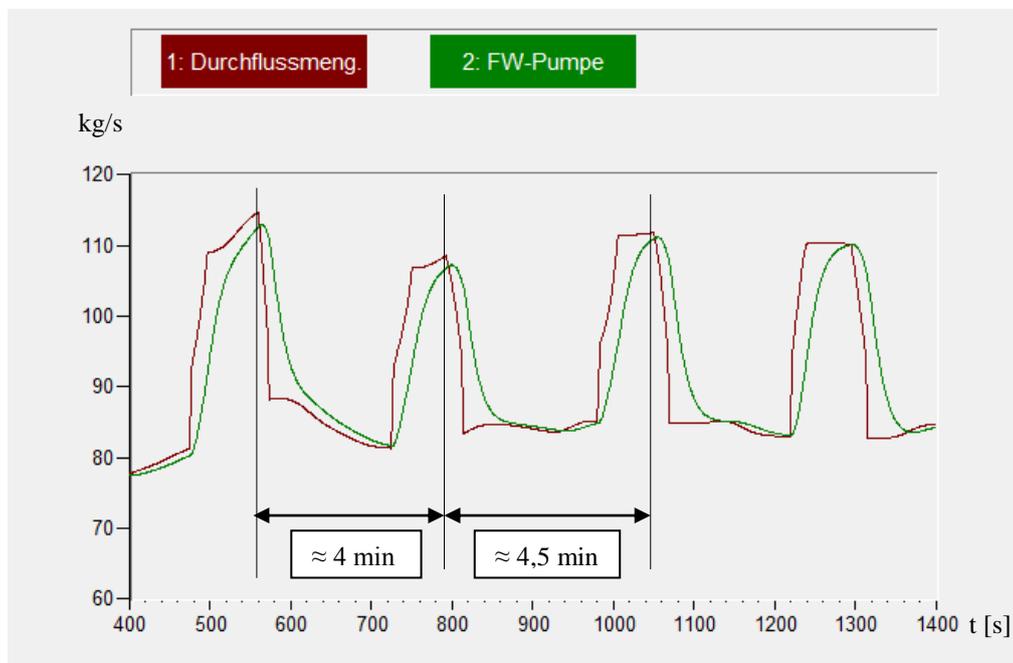


Abb. 11.14: Verlauf der Durchflussmenge bei Simulation, vereinfachtes Gesamtmodell
Zeitanalyse

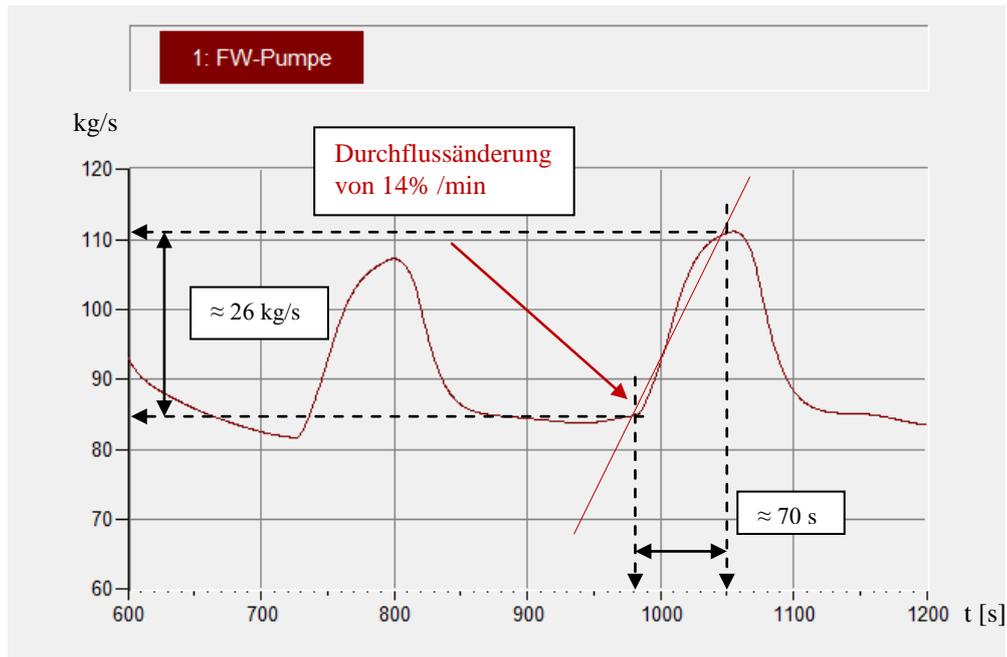


Abb. 11.15: Verlauf der Durchflussmenge bei Simulation, vereinfachtes Gesamtmodell
Zeitanalyse und Darstellung der Änderungsgeschwindigkeit

11.3 Vergleich: Ist - Modellrechnung

In Abschnitt 4 werden in den Abbildungen 4.1 und 4.2 gemessene Verläufe der Durchflussmengen durch den Heizkondensator (bei Zweidrittel-Last) gezeigt und in Punkt 4.6 (Abb. 4.3 bis 4.9) analysiert.

In diesem Punkt werden nun die Ergebnisse der einzelnen Simulationsmodelle – vor und nach dem Umbau der Anlage im Landeskrankenhaus – den tatsächlichen Verläufen der Durchflussmengen gegenübergestellt und diskutiert.

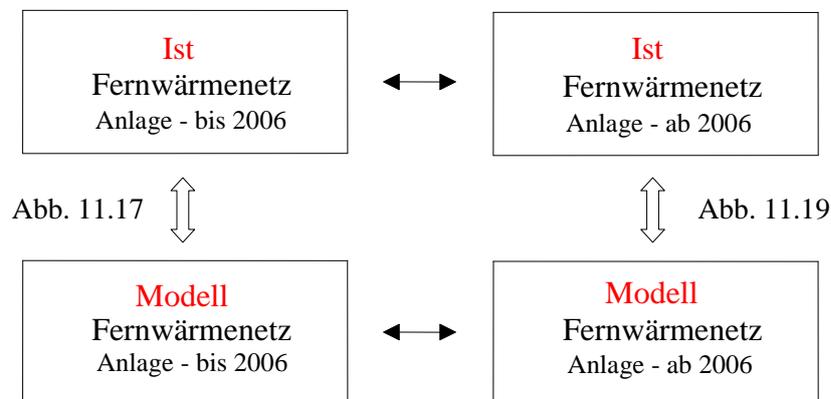


Abb. 11.16: Schematische Darstellung der Vergleiche, vor und nach dem Umbau der Anlage (Sommer 2006)

11.3.1 Vergleich: Ist - Modellrechnung vor dem Umbau

Auf die nachstehenden wichtigsten Ergebnisse³¹¹ der Istsituation sei nochmals hingewiesen:

- die Schwankungsbereiten (Amplituden) liegen bei 60 bis 70 m³/h
- die Periodendauer der Schwingungen betragen ca. 4 bis 6 min
- als Laständerungsgeschwindigkeiten³¹² ergeben sich Werte von bis zu 12 %

In Punkt 11.2 sind in den Abbildungen 11.13 und 11.14 die wichtigsten Ergebnisse der Simulationsrechnung ausführlich dargestellt. Die bedeutendsten Erkenntnisse daraus sind:

- Die Laständerungsgeschwindigkeiten liegen mit 14 % deutlich über dem für die Dampfkesselanlage zulässigen Wert
- die Schwankungsperioden betragen etwa 4 min
- die Schwankungsbreite der Gesamtdurchflussmenge liegt bei 90 m³/h.

Interessant und eine Bestätigung der Überlegungen ist, dass sich die Ergebnisse der Simulationsrechnungen mit den Messwerten weitestgehend decken bzw. die Trends sehr gut übereinstimmen. Zur besseren Übersicht und zum Vergleich sind, wie einleitend hingewiesen, noch einmal die beiden Verläufe – Istwerte und Modellrechnung – in Abbildung 11.17 gegenübergestellt. (Dabei wurde das Verhalten der Pumpeneinheit, wie in Punkt 11.2 beschrieben, als P-T₂-Element nachgebildet.)

³¹¹ vgl. Abschnitt 4

³¹² bezogen auf Maximallast

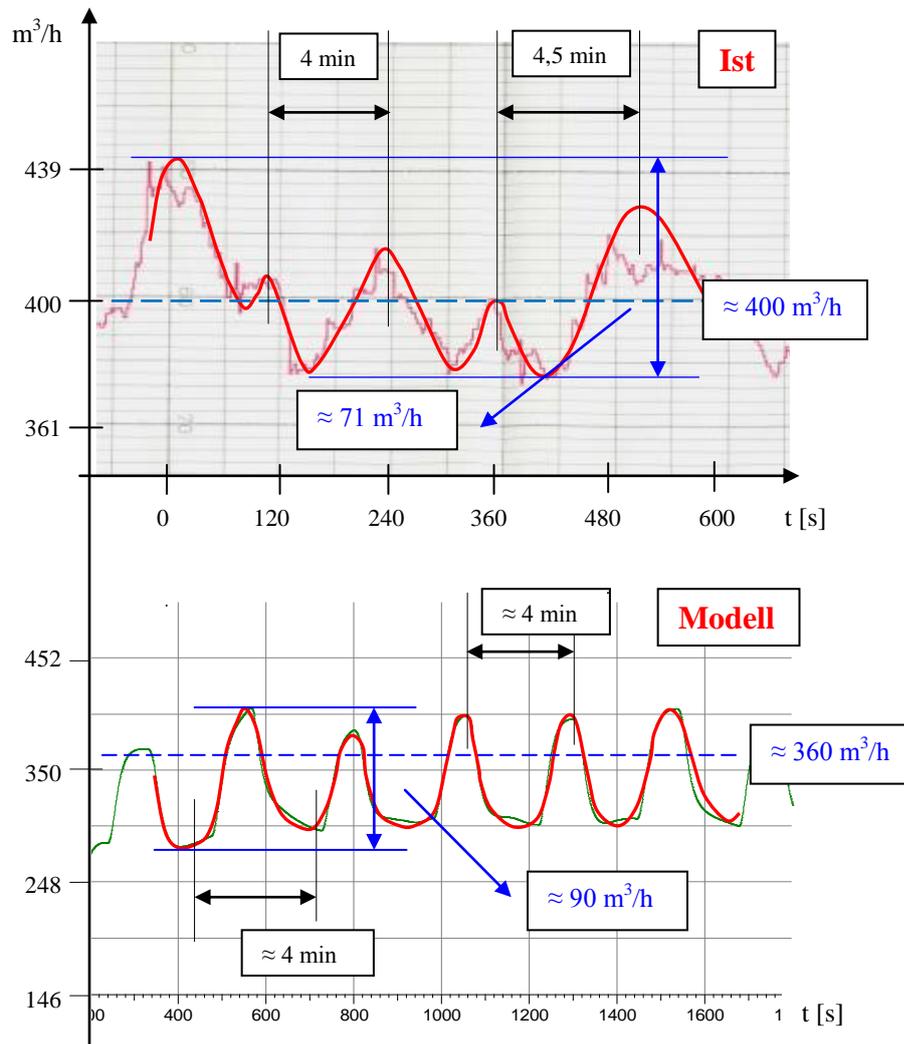


Abb. 11.17: Vergleich Istwerte mit Simulationsrechnung, Verlauf Durchflussmenge (vor dem Umbau der Station)

11.3.2 Vergleich: Ist - Modellrechnung nach dem Umbau

Das extreme Verhalten dieser Umformstation, die zudem die größte im Netz der Fernwärme Kirchdorf ist, führte nach einem langen Entscheidungsprozess dazu, dass der Kunde, allerdings mit finanzieller Beteiligung und technischer Unterstützung der Fernwärme Kirchdorf, im Sommer 2006 die Umformstationen³¹³ des Bauteils 1 komplett erneuerte. Dabei wurden diese Anlagen nach herkömmlicher Art ausgelegt. Es wurden mechanische Differenzdruckregler (ROH's) mit Mengenbegrenzung und Temperaturregelungen mit den Anforderungen entsprechend dimensionierten Durchgangsventilen (mit herkömmlichen elektrischen Stellantrieben) eingebaut.

Die Auswirkungen in Zusammenhang mit den geänderten Einstellwerten der Drehzahlregelstrecke (Pumpeneinheit) zeigt der Verlauf der Durchflussmenge in Abb. 11.18.

³¹³ siehe auch Pkt. 5.3

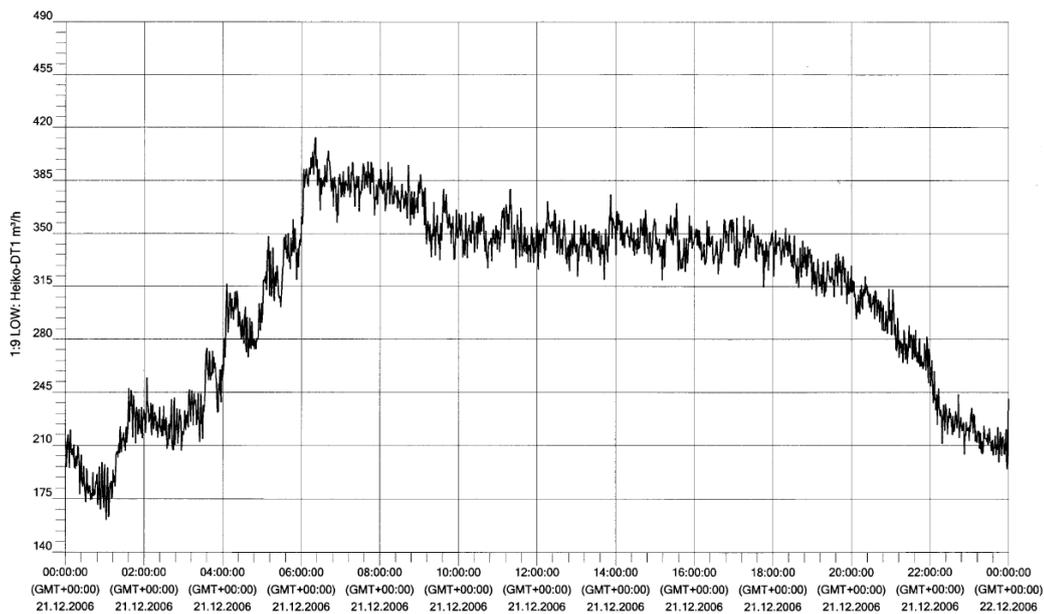


Abb. 11.18: Änderungen der Durchflussmenge Heizkondensator DT 1 im Tagesgang (21.12.2006)

Aus dieser Grafik auch ist der Tagesgang der Durchflussmenge vom 21.12.2006 deutlich ablesbar. Zwischen 4.00 bis 6.00 Uhr morgens steigt sie deutlich von ca. 220 m³/h auf etwa 380 m³/h an. Dieser Anstieg ist erklärbar durch das Umschalten der Kundenregelungen von Nachtabsenkbetrieb auf Tagbetrieb. Nach der Morgenspitze, die in etwa von 6.00 Uhr bis 8.30 dauert, wird ein „Normalbetrieb“ gefahren. Üblicherweise ist zwischen 17.00 bis 18.00 Uhr wieder ein leichter Anstieg durch die Abendspitze erkennbar. Im Zeitraum von 20 bis 22.00 Uhr beginnen die Regelungen der Kundenanlagen wieder abzusenken und auf Nachtbetrieb umzustellen. Überlagert wird diese Kurve durch die gleitende Fahrweise³¹⁴ und Sollwertänderungen durch die Außentemperatur. Natürlich ändert sie sich auch durch die sonstigen Witterungsverhältnisse, wie Wind, Regen, Nebel, Schneefall, Sonnenschein. Auch der Wochentag hat Einfluss auf den Verlauf.

Dieser Kurvenverlauf ist stark komprimiert, sodass die Auswirkungen der kundenseitigen Temperaturregelkreise auf die Umwälzmenge im Heizkondensator nicht deutlich erkennbar sind.

Es wurde deshalb in einer eigenen Grafik (Abb. 11.19) der Zeitraum von 13.00 bis 14.00 Uhr dargestellt.

³¹⁴ Änderungen der Vorlauftemperatur abhängig von der Außentemperatur.

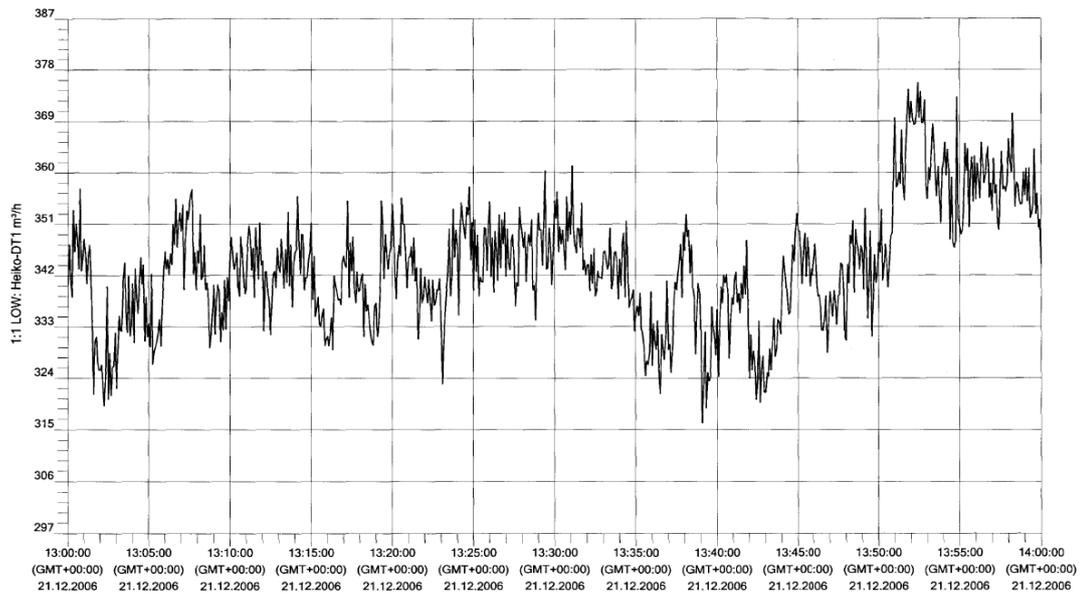


Abb. 11.19: Änderungen der Durchflussmenge Heizkondensator DT 1 im Zeitraum 13.00 bis 14.00 Uhr (21.12.2006)

In der Abbildung 11.20 werden die feinen Schwankungen, die der Verlauf in der Grafik 11.19 zeigt, durch Vereinfachungen ausgefiltert und entfernt, sodass die Grundschwankungen besser zu erkennen sind. Die Abweichungen vom Mittelwert ($340 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. $336 \text{ m}^3/\text{h}$) betragen etwa $\pm 14 \text{ m}^3/\text{h}$. Dies entspricht, bezogen auf den Mittelwert, etwa $\pm 4\text{--}5\%$, bezogen auf den Maximalwert von $550 \text{ m}^3/\text{h}$ ca. $\pm 2,4\%$. Schwankungen in dieser Größenordnung sind üblich und bedeuten für den Betrieb der Dampfturbinenanlage DT 1 keine Probleme. Auch die Laständerungsgeschwindigkeiten liegen im gut beherrschbaren Bereich.

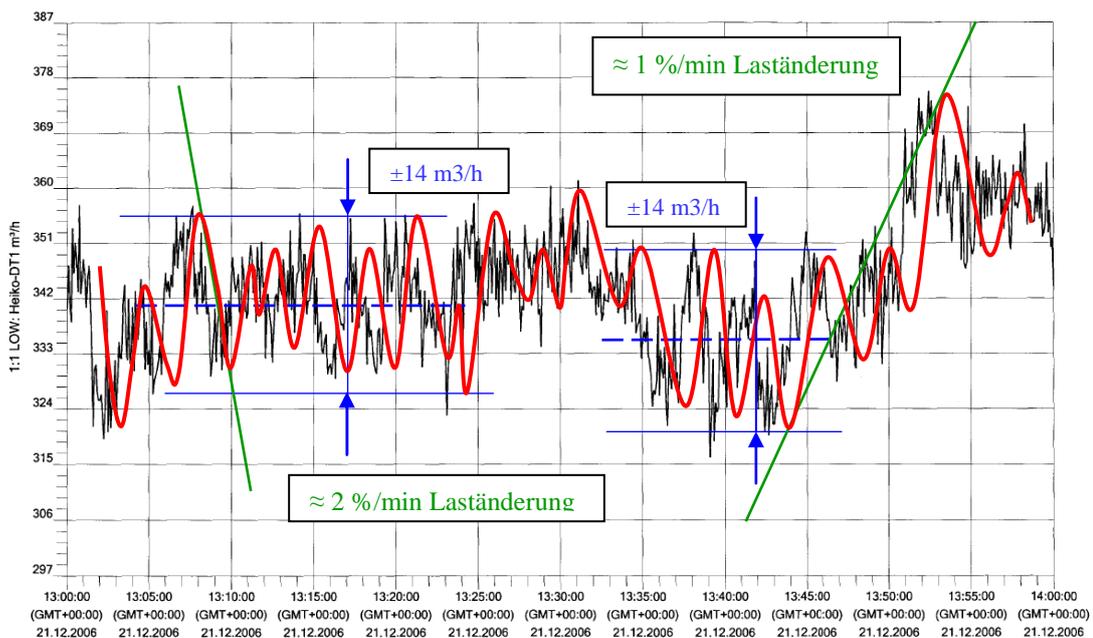


Abb. 11.20: Änderungen der Durchflussmenge Heizkondensator DT 1 im Zeitraum 13.00 bis 14.00 Uhr (21.12.2006) geglättet

Um einen ähnlichen Vergleich wie in Abbildung 11.15 darstellen zu können, ist noch eine Simulationsrechnung – Verhalten der Station (nach dem Umbau) – erforderlich (Abb. 11.21). Damit sollten die Auswirkungen – wesentlich kleinere Schwankungsbreiten und kein merkliches periodisches Schwingen bei der Durchflussmenge im Heizkondensator – deutlich erkennbar sein. Die Station wurde deshalb in dieser Simulationsrechnung analog dem Aufbau in Punkt 9.4.4 als konventionelle Anlage³¹⁵ – mechanischer Differenzdruckregler (ROH), Wärmetauscher und elektrisch angetriebenes Durchgangsregelventil – angesetzt. Ausgegangen wurde dabei vom vereinfachten Modell in Punkt 9.5, Abb. 9.16.³¹⁶

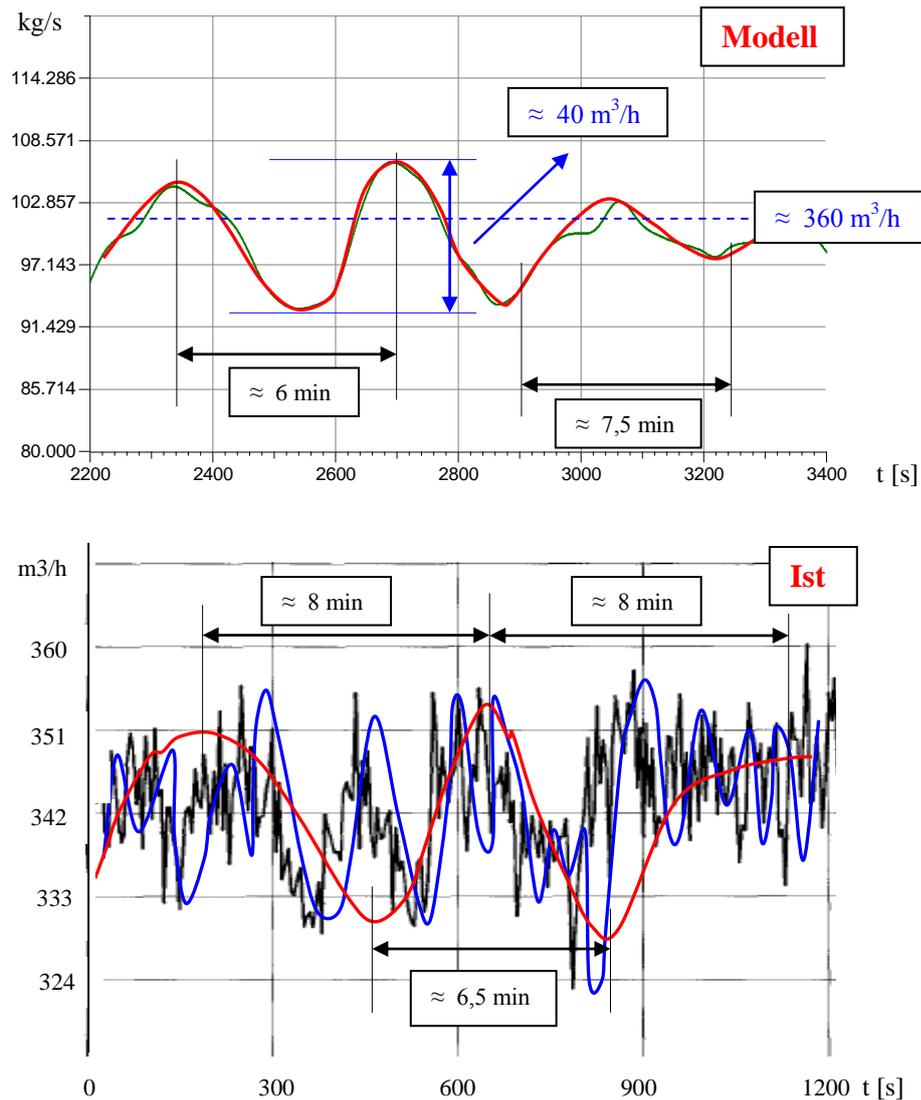


Abb. 11.21: Vergleich Istwerte mit Simulationsrechnung, Verlauf Durchflussmenge (nach dem Stationsumbau)

³¹⁵ Die Station Altbau wurde im Prinzip auf drei Einzelanlagen aufgeteilt. Alle diese Umformstationen sind wurden klassisch – ROH, Wärmetauscher und Durchgangsregelventil mit elektrischem Stellmotor und elektrischer Regelung – aufgebaut.

³¹⁶ Korrekterweise müsste das Fernwärmenetz mit Stand 2006 der Rechnung unterlegt werden. Da jedoch zwischen 1999 und 2006 nur kleine Erweiterung erfolgt sind und das Netz ohnehin auf neun Stationen reduziert wurde, kann angenommen werden, dass dies zu keiner merklichen Ergebnisänderung führt.

Aus dem Ist-Verlauf der Durchflussmenge (im Heizkondensator) ist in Abbildung 11.21 ein periodisches Schwanken fast nicht mehr erkennbar. Die normalen Amplitudenänderungen entstehen durch Regelvorgänge der schnellen Differenzdruckregler und der Temperaturregelventile in den über 200 Primärstationen. Trotzdem ergibt eine „Hüllkurve“ (rot) deutlich andere Periodenzeiten als vor 2006. (Aus dem blau eingetragenen Verlauf sind keine regelmäßigen Perioden ablesbar, bzw. liegen in einem Bandbereich von etwa 1min bis 4 min.)

Damit ist auch gezeigt, dass die Umbaumaßnahmen voll den Zweck erfüllt haben.

Die Abbildungen 11.22 und 11.23, in denen der Verlauf der Umwälzmenge im Fernwärmenetz im Tagesgang und im Zeitfenster von 13.00 Uhr bis 14.00 Uhr vom 14.1.2009 dargestellt ist, zeigen eine große Ähnlichkeit mit dem Verlauf in den Grafiken 11.18 und 11.19. (Da die Wärme in beiden Tagen ausschließlich mit der Dampfturbinenanlage 1 erzeugt wurde, deckt sich der Verlauf auch mit den Durchflussmengen über den Heizkondensator.)

Erkennbar ist aber, dass die Schwankungsbreite der Amplituden etwas kleiner geworden ist. Zwei Gründe sind dafür maßgeblich. Im Sommer 2008 wurde durch den Einbau eines zweistufigen Frischdampfregelventiles beim DK 1 das Regelverhalten merklich verbessert und die Einstellparameter der Drehzahlregelung der Fernwärme-Hauptnetzpumpe nochmals optimiert.

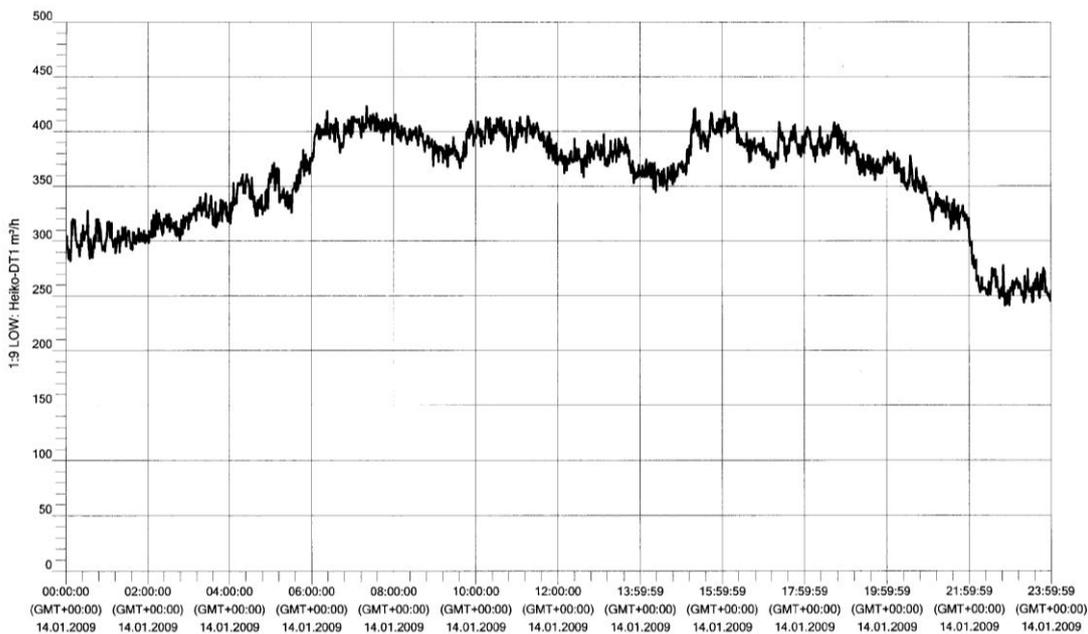


Abb. 11.22: Durchflussmenge Heizkondensator DT 1 im Tagesgang (14.1.2009)

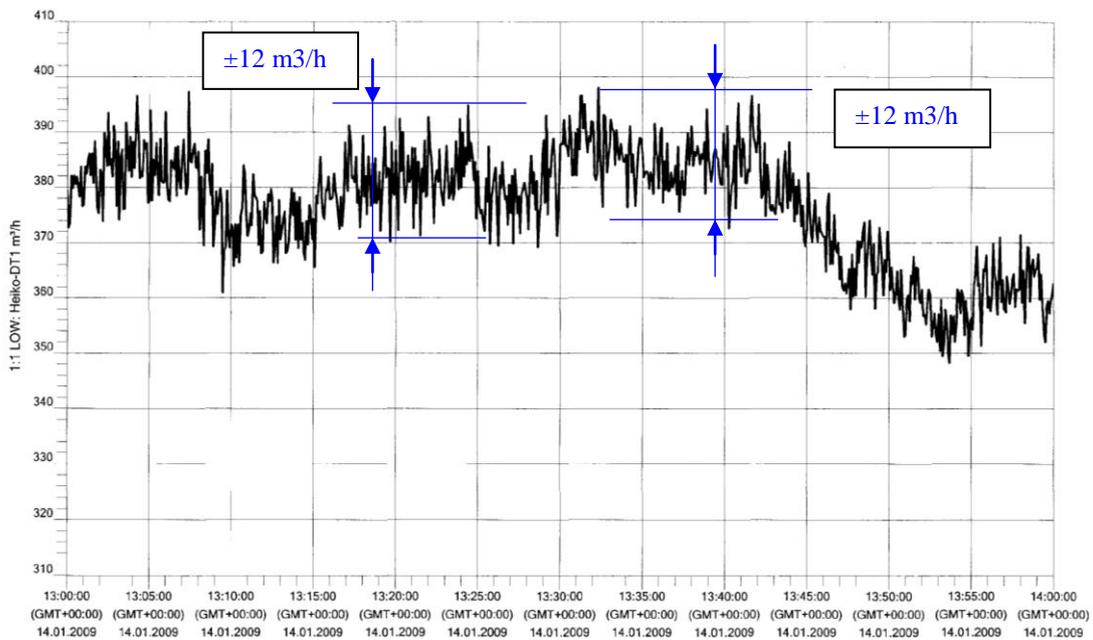


Abb. 11.23: Änderungen der Durchflussmenge des Heizkondensators DT 1 im Zeitraum 13.00 bis 14.00 Uhr (14.1.2009)

Stellt man die Istwerte aus Abbildung 11.21 dem Verlauf aus der Grafik 11.23 (Zeitraum von 13.10 bis 13.30 Uhr) gegenüber, so kann festgestellt werden, dass es mit den oben angeführten Optimierungsmaßnahmen gelungen ist, die KWK-Anlage noch stabiler zu betreiben. Es sind auch keine regelmäßige Perioden mehr aus dem Verlauf der Durchflussmenge abzulesen.³¹⁷

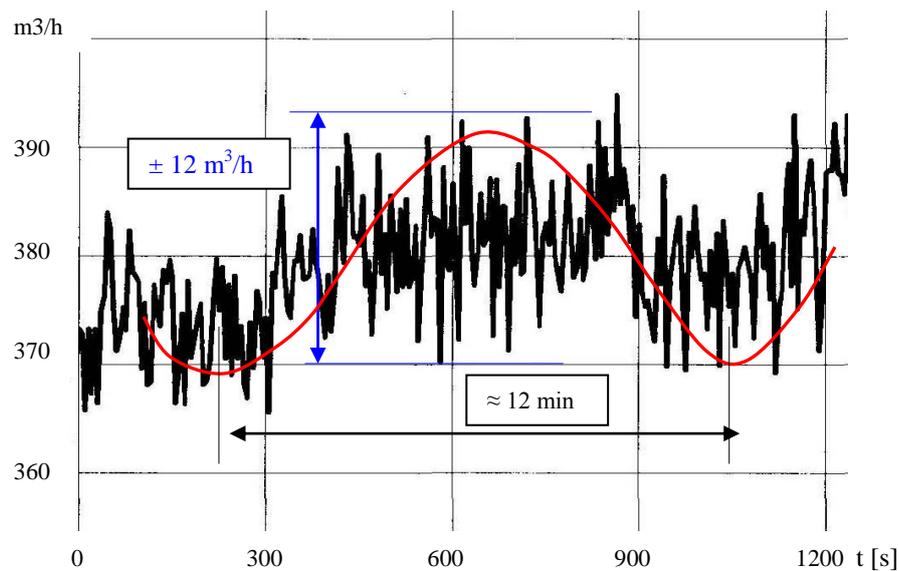


Abb. 11.22: Änderungen der Durchflussmenge des Heizkondensators im Zeitraum 13.10 bis 13.30 Uhr (14.1.2009)

³¹⁷ Die unregelmäßigen Periodendauern bewegen sich in einem Bereich von 6 bis 15 min.

12 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Die Klimasituation weltweit und vor allem in Europa hat den Trend zum Ausbau der Fernwärme in den letzten Jahren enorm verstärkt. Fast alle Klimastrategien forcieren diesen noch und die Regierungen beschließen entsprechende Förderprogramme sowohl für den verstärkten Einsatz von KWK-Anlagen in Verbindung mit Fernwärmenetzen als auch für Verdichtungsmaßnahmen bei bestehenden Netzen. Außerdem werden auf der Kundenseite im Rahmen der Wohnbauförderung Anschlüsse ans Fernwärmenetz im Vergleich zu fossil befeuerten Heizsystemen deutlich bevorzugt.

Damit wird aber von den Gesetzgebern, und vor allem von den Kunden, erwartet, dass die Versorgungsunternehmen ihre Erzeugungsanlagen und Fernwärmenetze möglichst effektiv und vor allem ausfallsicher betreiben.³¹⁸

In der vorliegenden Arbeit werden dynamische Vorgänge in einem Fernwärmesystem, die im Fernheizkraftwerk Kirchdorf einige Male zu betriebsgefährdenden Zuständen geführt haben, ausführlich analysiert und Maßnahmen für einen sichereren Betrieb abgeleitet. Diese gelten für alle Netze und Anlagen, die ähnliche Strukturen aufweisen und in der Größenordnung vergleichbar sind.³¹⁹

Aus der Fülle der Problemstellungen werden nachstehend die wichtigsten Ergebnisse und Schlussfolgerungen für Betreiber von Fernwärmenetzen zusammengefasst:

- **Differenzdruckregelung Umformstation**

Umformstationen ohne Einsatz von entsprechenden Differenzdruckreglern mit Mengenbegrenzung³²⁰ sollten von den Fernwärmeunternehmen nicht in Betrieb genommen bzw. zugelassen werden. Außerdem ist auf eine entsprechende Dimensionierung zu achten sowie ein passendes Regelsystem zu wählen. Ein Modell zeigt, dass im Regelfall der Differenzdruckregler wesentlich schneller als der Temperaturregelkreis arbeitet und diesen nicht beeinflusst.

- **Temperaturregelventil Umformstation**

Der Dimensionierung des primärseitigen Durchgangs-Regelventiles sollte wesentlich mehr Beachtung geschenkt werden. Falsche Auslegungen, wie zu knappe oder große Wahl der Nennweite, wie die Wahl einer nicht passenden Ventilkennlinie, meist zum Schwingen³²¹ des Temperaturregelkreises führen. Daneben ist auch auf eine ausreichende Ventilautorität³²² zu achten. (Ausführliche Untersuchungen und Analysen über das Verhalten von Fernwärmeumformstationen wurden nicht angestellt.)

³¹⁸ siehe [59]

³¹⁹ In Österreich sind dies beispielsweise die Fernwärmenetze in Wels, in Kufstein, in St. Pölten, in Mödling sowie eine Menge von kleineren Stadtwerkenetzen in Deutschland, bei denen die Wärme in KWK-Anlagen erzeugt wird.

³²⁰ Kombinierte Durchgangsregelventile können als gleichwertig angesehen werden.

³²¹ im Extremfall zu einer Auf- Zu-Regelung

³²² Im Gegensatz zu den in der Heizungstechnik üblichen gleichprozentigen Kennlinien bei den Durchgangsventilen können bei der Fernwärme auch Ventile mit linearer Kennlinie eingesetzt werden.

- **Anlagenkonzeption Umformstation**

Bei größeren Umformstationen, die einen merklichen Einfluss auf das Gesamtverhalten des Fernwärmenetzes ausüben, **sollte das Versorgungsunternehmen unbedingt auch auf die Konzeption Einfluss nehmen**. Nicht für jedes System, das auf der Sekundärseite optimales Regelverhalten aufweist, gilt, dass auch ihr primärseitiges Regelverhalten ebenso optimal ist und keine Rückwirkungen auf das Fernwärmenetz zu erwarten sind. Es hat daher nicht immer das Interesse des Kunden Vorrang vor den Anliegen des Fernwärmenetzbetreibers. Dies gilt insbesondere für große Anlagen, bei denen ohnehin Sekundärregelkreise für stabile Zustände sorgen.

- **Regelsystem Umformstation**

Werden in Umformstationen Regelsysteme eingesetzt, die sehr schnelle Regelvorgänge auslösen können, so sollten diese vom Netzbetreiber vorher auf Netzzrückwirkungen geprüft werden. Pneumatische Stellmotore können bei nicht entsprechender Auslegung (z. Bsp. falsche Einstellung der Regelparameter) im Extremfall zu einer Auf-Zu-Regelung führen. Es gelten hier ebenso die gleichen Anmerkungen wie bei der Anlagenkonzeption.

- **Einstellung der Drehzahlregelung der Fernwärmehauptumwälzpumpe**

Die Einstellparameter der Drehzahlregelung der Fernwärmenetzpumpe im Kraftwerk dürfen nicht nur auf die Erfordernisse des Fernwärmenetzes abgestimmt sein, sondern sie **müssen auch auf die Bedingungen der Erzeugungseinheiten angepasst werden**.³²³ Kleine Schwankungen in den Temperaturen, in den Durchflussmengen und in den Druckverhältnissen sollten durch die Regelungen der Umformstationen kompensiert werden.

Manche Fernwärmeversorgungsunternehmen vertreten den Standpunkt, dass bei jenen Umformstationen, die von den Kunden geplant, errichtet und betrieben werden, die alleinige technische Verantwortung bei der ausführenden Firma oder dem Kunden liegt. Zudem betrachten einige Installationsfirmen es als Bevormundung durch den Fernwärmebetreiber, wenn dieser relativ eng formulierte technische Anschlussbedingungen vorgibt. Fehler bei der Dimensionierung und Ausführung kleinerer Stationen werden in der Regel durch das System kompensiert und nicht wirksam. Doch welche Probleme, manchmal sogar Gefahren, durch Fehlinterpretationen von Umformstationen im Betrieb von Fernwärmenetzen auf den Fernwärmelieferanten zukommen können, zeigt die vorliegende Untersuchung deutlich.

Umfangreiche Erfahrungen bei der Errichtung von Fernwärmesystemen – Netz- und Umformstationsbau – liegen nur bei wenigen, meist größeren Installationsunternehmen und auf Fernwärme spezialisierten Planungsbüros vor. Oft werden mit der Errichtung örtliche Fachfirmen betraut, bei denen nicht immer das entsprechende Wissen³²⁴ vorhanden ist, sie aber manchmal aus Prinzip und/oder auch aus Selbstüberschätzung nicht auf die Erfahrung der Betreiber vertrauen.

Um einen fachgemäßen Betrieb zu gewährleisten, ist es deshalb erforderlich, dass ein Fernwärmebetreiber sorgfältig ausgearbeitete **technische Anschlussbedingungen**³²⁵ (auch hin-

³²³ Dies kann in manchen Fällen auch zu Lasten des Fernwärmenetzes gehen.

³²⁴ Über 25 Jahre Erfahrung des Verfassers bei Konzessionsprüfungen in der Heizung- und Klimabranche erlauben diesen Schluss.

³²⁵ Eine zu große Liberalisierung bzw. falsch verstandene Freiheit bei der technischen Konzeption,

sichtlich der Regelungssysteme) vorschreibt, aber auch überprüft, ob sie eingehalten werden. Es ist dies nicht nur in seinem Sinne, sondern liegt auch im Interesse aller anderen Kunden.

Überraschend war im Zuge der Untersuchungen die zu Beginn dieser Arbeit nicht erwartete Erkenntnis, dass das Fehlen einer funktionierenden Differenzdruckeinrichtung doch einen deutlichen Einfluss auf ein stabiles Verhalten des Fernwärmenetzes hat.

Außerdem ist auch gezeigt, dass vom Energieversorger für den Betrieb eines Fernwärmenetzes nicht ausschließlich die optimale Funktion der Umformstationen als Kriterium angesetzt werden darf, sondern es genauso wichtig ist, wenn nicht sogar wichtiger, die Wärme störungsfrei erzeugen zu können. Temperaturschwankungen auf der Sekundärseite werden in fast allen Fällen durch die Speicherfähigkeit und Trägheit der Heizungssysteme nicht einmal wahrgenommen und führen zu keinen oder nur minimalen, meist nicht einmal vom Kunden wahrgenommenen, Betriebseinschränkungen. Außerdem sind in größeren Systemen ohnehin Sekundärregelkreise nachgeschaltet, die ausgleichend wirken.

In der Literatur und vielen Veröffentlichungen in Fachzeitschriften werden Überlegungen und Angaben für die Auslegung von Heizungsanlagen herkömmlicher Art – wie Öl-, Gas- oder Pelletskessel und Wärmepumpen – ausführlich behandelt.

Da in Österreich im Niedertemperaturbereich insgesamt bereits über 18 % aller Wohnungen mit Fernwärme versorgt werden und dieser Anteil in den nächsten Jahren noch deutlich steigen wird, sollten von der Industrie, von den höheren Technischen Lehranstalten und den Technischen Universitäten in Österreich, vor allem aber von der Heizungsbranche dem Thema Fernwärme mit allen ihren Besonderheiten stärkere Aufmerksamkeit gewidmet werden.

Beispielsweise ist dem Verfasser kein österreichisches Universitätsinstitut bekannt, das sich schwerpunktmäßig mit Heizung-, Lüftung- und Klimatechnik oder Versorgungstechnik in der Forschung oder in der Lehre beschäftigt. So sind österreichische Wärmeversorgungsunternehmen gezwungen, auf Informationen und Wissen aus Deutschland oder aus den nordischen Staaten Europas zurückzugreifen. Genauso wichtig wäre es, auch eine entsprechende Ausbildung für den Beruf Heizungsbauer anzubieten.

Von allen möglichen Gruppen oder Vereinigungen werden „Energiesparseminare“ oder „Energieberatungsleistungen“ durchgeführt. Eine Ausbildung zum „Facility-Manager“ wird groß angepriesen. Inhaltlich wird dabei vorwiegend über die Bedeutung von Energiekennzahlen und Nutzungsgraden diskutiert, sehr oft aber vergessen, dass mit einer entsprechenden Auslegung von Anlagen und Einregulierungen merklich höhere Erfolge erzielt werden können als mit theoretischen Kennwerten. Die Umsetzung von allen theoretischen Energiekonzepten setzt aber ein entsprechend fundiertes Fachwissen voraus.

Es wird deshalb Aufgabe der Fernwärmbranche Österreichs sein, nicht nur ihr Produkt „Fernwärme“ entsprechend am Wärmemarkt zu positionieren und ihren Anteil insgesamt zu steigern, sondern auch für folgende Schwerpunkte die notwendigen Schritte zu setzen:

- **Aufbau eines entsprechenden internen Schulungs- und Weiterbildungsprogrammes**

liegt zwar im Trend, kann jedoch manchmal zu unerwünschten und unerwarteten Wirkungen führen.

- **Aufbau** eines entsprechenden **Schulungs- und Weiterbildungsprogrammes** für ihre **externen Marktpartner**, wie Planer und ausführende Firmen
- **Zusammenarbeit** mit **Technischen Universitäten in Österreich** mit dem Ziel, das Thema Fernwärme auch bei universitären Ausbildungswegen entsprechend zu platzieren
- **Überarbeitung und Aktualisierung** der **technischen Regelwerke** im Hinblick auf einen sicheren Betrieb der Fernwärmenetze und Erzeugungsanlagen

Leider haben auch die teilweise Technikfeindlichkeit unserer Gesellschaft und der sicher enorm wichtige, doch manchmal zu große Einfluss der Wirtschaftlichkeit und des „Return of Investments“, die Bedeutung und das Gewicht der „*Klassischen Technik*“ stark in den Hintergrund gedrängt. Deshalb ist es umso wichtiger, zumindest die oben angeführten Vorschläge nicht nur konsequent zu fordern sondern auch umzusetzen.

Literaturverzeichnis

- [1] *Österreichische Bundesregierung*: Strategie Österreichs zur Erreichung des Kyoto-Ziels (Klimastrategie der Bundesregierung 2008/2012), Juli 2002
- [2] *Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft*: Anpassung der Klimastrategie Österreichs zur Erreichung des Kyoto-Ziels 2008-2013, Entwurf, 21. März 2007
- [3] *Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen Österreichs*: Fernwärme in Österreich, Zahlenspiegel 2008 (Daten 2007), Zahlenspiegel 2007 (Daten 2006), Zahlenspiegel 2006 (Daten 2005) und Zahlenspiegel 2005 (Daten 2004)
- [4] *Fachverband der Gas- und Wärmeversorgungsunternehmen Österreichs*: Meinungsumfrage Fernwärme 2009 (intern), marketmind, 2009
- [5] *Europäisches Parlament*: Richtlinie 2004/8/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11. Februar 2004 über die Förderung einer am Nutzwärmebedarf orientierten Kraft-Wärme-Kopplung im Energiebinnenmarkt
- [6] *Europäisches Parlament*: Richtlinie 2006/32/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 5. April 2006 über die Energiedienstleistungen
- [7] *Barwig, W., Füreder, J.*: Die Fernwärmeversorgung der Stadt Kirchdorf; ÖZE, Jg. 42, Heft6, Juni 1989
- [8] *Fernwärme Kirchdorf*: Umwelterklärung, Ökoaudit, FHK Kirchdorf, 1996
- [9] *Fernwärme Kirchdorf*: Technische Anschlussbedingungen der Fernwärme Kirchdorf, Stand 1991
- [10] *Verein Deutscher Ingenieure*: VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 5. Auflage, VDI Verlag, Düsseldorf, 1988
- [11] *Böckh, P. v.*: Wärmeübertragung, Grundlagen und Praxis, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2006
- [12] *Recknagel, Sprenger, Schramek*: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 72. Auflage, Oldenbourg Industrieverlag, München, 2005
- [13] *Rietschel*: Raumklimatechnik, Band 1, Grundlagen, herausgegeben von Horst Esdorn, Springer - Verlag, Berlin, 1994
- [14] *Cerbe, G., Wilhelms, G.*: Technische Thermodynamik, Carl Hanser Verlag, München und Wien, 2005

- [15] *Schöne, A.:* Zum dynamischen Verhalten von Wärmetauschern mit konzentrischen Rohren und Rohrbündeln, Regelungstechnik 1969, Heft 4, (17. Jahrgang)
- [16] *Arbeitskreis der Professoren für Regelungstechnik in der Versorgungstechnik:* Regelungs- und Steuerungstechnik in der Versorgungstechnik, C. F. Müller Verlag, Heidelberg, 2002
- [17] *Samson AG, Mess- und Regelungstechnik:* Technische Daten, Mengendifferenzdruckregler, Typ 42-37, Bereich 0,2 - 1 bar, Frankfurt, 2006
- [18] *Samson AG, Mess- und Regelungstechnik:* Übersichtsblatt Stellventile, Teil 3, Durchflusskoeffizienten für die Ventile, T 8000-3, Frankfurt, 2006
- [19] *Verein Deutscher Ingenieure:* VDI/VDE Richtlinie 2173 (Entwurf, Strömungstechnische Kenngrößen von Stellventilen und deren Bestimmung, Beuth Verlag, Berlin, März 2006
- [20] *Arbeitskreis der Dozenten für Regelungstechnik in der Versorgungstechnik:* Regelungstechnik in der Versorgungstechnik, 3. Auflage, C. F. Müller Verlag, Heidelberg, 1992
- [21] *Swep International AB:* Berechnungsprogramm für Plattenwärmetauscher SSP, Fürth, 2008
- [22] *Adunka, F.:* Handbuch der Wärmeverbrauchsmessung, Vulkanverlag Essen, 1999
- [23] *Rietschel:* Raumklimattechnik, Band 3: Raumheiztechnik, herausgegeben von Klaus Fitzner, Springer - Verlag, Berlin, 2005
- [24] *Arbeitskreis der Dozenten für Heizungstechnik:* Heizungstechnik, Band II, Druckverteilung, Druckhaltung und Volumenausgleich bei Wasserheizungen, Wärmeübertrager, Oldenbourg Verlag, München, 1980
- [25] *Arbeitskreis der Dozenten für Heizungstechnik:* Heizungstechnik, Band I, Dimensionierung von Warmwasserheizungen, Oldenbourg Verlag, München, 1977
- [26] *Sauter Components:* Technische Unterlagen, VUG Durchgangs-Flanschventil, PN 25/16, Nr. 76.120, Basel
- [27] *Schlacher, K.:* Systemanalytische Methoden für hydrodynamische Netze, Habilitationsschrift, TU Graz, 1990
- [28] *Icking, M.:* Zur Modellierung des dynamischen Betriebes von Fernwärmesystemen, Hartung - Gorre Verlag, Konstanz, 1995, (Dissertation Universität Dortmund)

-
- [29] *Hakansson, K.*: Handbuch der Fernwärmepraxis; Vulkan-Verlag, Essen, 1982
- [30] *Glück, B.*: Heizwassernetze; VWEW, Frankfurt, 1985
- [31] *GEF*: Handbuch für das Simulationsprogramm sisHYD, Leimen, 2003
- [32] *Zeitler, M.*: Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Wärmeverlustes von verschiedenen Verlegesystemen erdverlegter Rohre, Fernwärme International 9, 1980
- [33] *Blesl, M.*: Räumlich hochaufgelöste Modellierung leitungsgebundener Energieversorgungssysteme zu Deckung des Niedertemperaturbedarf, Dissertation, Fakultät Energietechnik der Universität Stuttgart, 2002
- [34] *Weinmann, A.*: Regelungen, Analyse und technischer Entwurf, Band 1, Systemtechnik linearer und linearisierter Regelungen auf anwendungsnaher Grundlage, Springer-Verlag, Wien, 1994
- [35] *Samson AG*: Technische Information, Einführung in die ROH-Technik, L202, Frankfurt, 2007
- [36] *Ingenieurbüro Dr. Kahlert*: Winfakt, Blockorientierte Simulation Boris, Hamm, 2005
- [37] *Samson AG*: Drossel 1400-8076, Einbau und Bedienungsanleitung, TV-SK 7934-2, 2005
- [38] *Knabe, G.*: Gebäudeautomation, Verlag für Bauwesen, Berlin – München, 1992
- [39] *Verein Deutscher Ingenieure*: VDI-Richtlinie 3525, Regelung und Steuerung von Raumluftechnischen Anlagen, Beuth Verlag, Düsseldorf, 2007
- [40] *Fromm, E.*: FM-T-Software, HydSim V1.0, Föhren, 2006
- [41] *Nau, M.*: Elektrische Temperaturmessung, Mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern, Jumo GmbH, Fulda, 2003
- [42] *Samal, E. und Becker, W.*: Grundriß der praktischen Regelungstechnik, 20. Auflage, Verlag Oldenburg, München, 2000
- [43] *Föllinger, O.*: Regelungstechnik I, Einführung in die Methoden und ihre Anwendung, 8. überarbeitete Auflage, Hüthig Buch Verlag, Heidelberg, 1994
- [44] *Oppelt, W.*: Kleines Handbuch der Regelungstechnik, Verlag Chemie, Weinheim, 1964

-
- [45] *Samal, E.*: Grundriss der praktischen Regelungstechnik, Band II, Untersuchung und Bemessung von Regelkreisen, Verlag Oldenburg, München, 1970
- [46] *Isermann, R.*: Regelungstechnik I, Shaker Verlag, Aachen, 2002
- [47] *Samson AG*: Technische Information, Regler und Regelstrecken, L102, Frankfurt, 2007
- [48] *Siemens Building Technologies*: Regeln und Steuern von Heizungsanlagen, Wien, 2007
- [49] *Schleicher, M.*: Regelungstechnik für den Praktiker, Jumo GmbH, Fulda, 2006
- [50] *Mann, H; Schiffelgen, H.; Froriep, R.*: Einführung in die Regelungstechnik, Hanser Verlag, München, 2005
- [51] *Deutsches Institut für Normung*: DIN 19226, Regelungstechnik und Steuerungstechnik, Beuth Verlag, Berlin, 1994
- [52] *Paerschke, H.*: MSR II, Regelungs- und Steuerungstechnik in der Versorgungstechnik, Arbeitsblätter, FH München, 2004
- [53] *Schneider, W.*: Praktische Regelungstechnik, Vieweg+Teubner GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2008
- [54] *Samal, E.*: Grundriß der praktischen Regelungstechnik, Band II, Untersuchung und Bemessung von Regelkreisen, R. Oldenbourg, München, 1970
- [55] *Kramer, U., Neclau, M.*: Simulationstechnik, Carl Hanser Verlag, München Wien, 1998
- [56] *Kahlert, J.*: Simulation technischer Systeme, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2004
- [57] *Verein Deutscher Ingenieure*: Regelungstechnik und Steuerungstechnik, DIN 19226, Teil5, Beuth-Verlag, Berlin, 1994
- [58] *KSB AG*: Auslegung von Kreiselpumpen, 4. Auflage, KSB -Zentrale Kommunikation, Frankenthal, 1999
- [59] *Mattausch, C.*: Zuverlässigkeit von Fernwärmenetzen, Diplomarbeit am Institut für Elektrische Anlagen der TU-Graz, 2006

Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

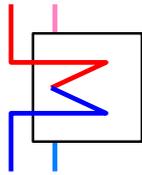
A, B	Koeffizienten
A_m	Membranfläche
AT	Österreich
AW	Anschlusswert
B_i	Biotzahl
C	hydraulischer Widerstand
CH	Schweiz
CW	Zementwerk
CZ	Tschechien
DE	Deutschland
DK	Dänemark
DK 1	Dampfkesselanlage 1
DK 2	Dampfkesselanlage 2
DT 1	Dampfturbinenanlage 1
DT 2	Dampfturbinenanlage 2
F_o	Fourierzahl
FIN	Finnland
FR	Frankreich
GB	Großbritannien
GK	größte Kundenanlage
H	Ventilhub, Förderhöhe
H_{100}	Maximalhub
HU	Ungarn
H_u	unterer Heizwert
H_{min}	Mindesthub
HGT	Heizgradtage
IT	Italien
K_P	Proportionalbeiwert
K_R	Verstärkung Regler
K_S	Übertragungsbeiwert Strecke
KWK	Kraft-Wärmekopplung
L	Leckrate
NL	Niederlande
P	Leistungsbedarf
PL	Polen
Q	Wärmemenge
Q_N	Nennwärmemenge
\dot{Q}	Wärmestrom, Förderstrom
\dot{Q}_N	Nennwärmestrom

R	elektr. Widerstand, Durchmesser
Re	Reynoldszahl
ROH	Differenzdruckregler ohne Hilfsenergie
S	Schwierigkeit einer Regelstrecke
S_{v0}	theoretisches Stellverhältnis
SE	Schweden
SK	Slowakei
T	Zeitkonstante
TT	Laufzeit eines elektr. Stellmotors
T_g	Ausgleichszeit
T_n	Nachstellzeit
T_u	Verzugszeit
T_t	Totzeit
T_v	Vorhaltezeit
\dot{V}	Volumenstrom
\dot{V}_N	Nennvolumenstrom
V_0	Kreisverstärkung
WWK	Warmwasserkesselanlage
X_{hS}	Regelbereich
X_P	Proportionalband
X_{Sh}	Schaltabstand Dreipunktregler
a	Auslegungswert Wärmetauscher
a_v	Ventilautorität
c	Federkonstante
c_p	spez. Wärmekapazität
d	Durchmesser, Dämpfungsfaktor
e	Regelabweichung
f	Auslastungsfaktor
k	Wärmedurchgangskoeffizient, Rohrrauigkeit
k_{vs}	Durchflusszahl (bei Nennhub und 1 bar Differenzdruck)
k_v	Durchflusszahl
k_{vr}	kleinster k_v -Wert im Regelbereich
k_{vV}	Durchflusszahl Verbraucher
k_{vR}	Durchflusszahl Regler
k_{v0}	Schnittpunkt der Kennlinien-Grundform mit der Ordinatenachse
m	Masse
\dot{m}	Massenstrom
\dot{m}_{prim}	Massenstrom primär
\dot{m}_{sek}	Massenstrom sekundär
n	Drehzahl, Heizkörperkoeffizient
n_0	Nennzahl

n_{lin}	lineare Ventilkennlinie
n_{gl}	gleichprozentige Ventilkennlinie
t	Zeit
w	Sollwert
w	Durchflussgeschwindigkeit
x	Istwert
x	Weg
α	Temperaturleitfähigkeit
α_a	Temperaturleitfähigkeit außen
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz
$\Delta\vartheta_N$	Nenntemperaturdifferenz
Δp	Differenzdruck
ζ_R	Rohrreibungszahl
ζ_{zus}	Widerstandsbeiwert der Zusatzwiderstände
η	Wirkungsgrad
η_0	Wirkungsgrad bei Nenndrehzahl
ϑ	Temperatur
ϑ_A	Austrittstemperatur, Anfangstemperatur, Außentemperatur
ϑ_E	Eintrittstemperatur
ϑ_F	Fühlertemperatur
ϑ_R	Rücklaufstemperatur
ϑ_{Ro}	Auslegungstemperatur Rücklauf
$\vartheta_{R, prim}$	Rücklaufstemperatur primärseitig
$\vartheta_{R, sek}$	Rücklaufstemperatur sekundärseitig
ϑ_U	Umgebungstemperatur
ϑ_V	Vorlaufstemperatur
ϑ_{Vo}	Auslegungstemperatur Vorlauf
$\vartheta_{V, prim}$	Vorlaufstemperatur primärseitig
$\vartheta_{V, sek}$	Vorlaufstemperatur sekundärseitig
θ_o	dimensionslose Temperatur
λ	Wärmeleitfähigkeit
ρ	Dichte

Verwendete Symbole der Heizungstechnik

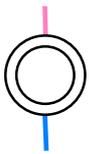
	Absperrung allgemein
	Kugelhahn
	Absperrklappe
	Schmutzfänger
	Rückschlagklappe
	Mengenbegrenzer
	Differenzdruckregler
	kombinierter Mengenbegrenzer- Differenzdruckregler
	Rücklauftemperaturbegrenzer
	Sicherheitsventil
	Absperrklappe
	Überströmer
	Durchgangsregelventil mit elektrischem Stellmotor
	Durchgangsregelventil mit pneumatischen Stellmotor
	Wärmezähler
	Temperaturregelung
	Temperaturfühler
	Temperaturfühler (Außenbereich)
	Druckaufnehmer
	Thermometer
	Manometer
	Durchflussmessung mit Geber



Wärmetauscher



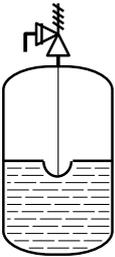
Abnehmer mit Heizfläche



Abnehmer allgemein



Ausdehnungsgefäß druckbehaftet



Ausdehnungsgefäß drucklos



Umwälzpumpe



Umwälzpumpe mit Drehzahlregelung



Doppelpumpe mit Umschaltklappe

Anhang

Netzteil. Vorlauf	Strangname	Anfangsknoten	Endknoten	Länge [m]	Dimension DN	Wärmeverluste [W/m/C]	Anfangshöhe [m]	Endhöhe [m]
...
11	1050-1051	1050	1051	129,2	80	0,30	445	444
12	1050-1055	1050	1055	34,4	80	0,30	445	445
13	1050-1060	1050	1060	82,5	225	0,55	445	448
14	1051-1052	1051	1052	34,2	32	0,19	444	444
15	1051-1053	1051	1053	55,7	50	0,21	444	444
16	1060-1070	1060	1070	75,2	200	0,50	448	451
17	1060-3000	1060	3000	131,9	200	0,50	448	447
18	1070-1080	1070	1080	57,7	200	0,50	451	452
19	1080-1081	1080	1081	34,5	32	0,19	452	455
20	1080-1090	1080	1090	65,2	200	0,50	452	456
21	1081-1082	1081	1082	67,9	32	0,19	455	456
22	1090-1100	1090	1100	25,6	200	0,50	456	457
23	1090-2000	1090	2000	61,1	200	0,50	456	456
24	1100-1110	1100	1110	44,8	80	0,30	457	460
25	1110-1120	1110	1120	160,0	80	0,30	460	468
26	2000-2010	2000	2010	201,3	100	0,32	456	454
...

Tab.: 6.6: Auszug aus Strangdaten

Netzteil	Knotenname	Massenstrom [kg/s]	Leistung [kW]	Druck		Δp [bar]	Temperatur	
				Vorlauf [bar]	Rücklauf [bar]		Vorlauf [°C]	Rücklauf [°C]
...
11	1051	0,20	36,5	8,315	6,601	1,714	103,5	60,9
12	1052	0,28	49,7	8,304	6,613	1,691	103,0	61,0
13	1053	1,91	339,6	8,206	6,710	1,496	103,3	61,0
14	1055	1,51	270,4	8,263	6,463	1,800	103,7	61,0
15	1060	0,45	80,3	7,947	6,208	1,739	103,8	60,7
16	1070	0,02	3,4	7,653	5,932	1,721	103,8	60,7
17	1080	0,52	92,5	7,549	5,846	1,703	103,7	60,8
18	1081	0,07	12,2	7,265	5,559	1,706	102,5	59,6
19	1082	0,04	6,3	7,171	5,464	1,707	96,1	61,0
20	1090	0,00	0	7,163	5,472	1,691	103,7	60,8
21	1100	15,79	2830,3	7,066	5,379	1,687	103,7	61,0
22	1110	0,05	8,8	6,780	5,095	1,685	103,4	60,5
23	1120	1,23	214	6,014	4,340	1,674	102,6	61,0
24	2000	1,01	180,1	7,163	5,472	1,691	103,3	59,5

25	2010	0,00	0	7,348	5,667	1,681	101,6	58,5
26	2011	0,04	4,9	6,783	5,089	1,694	92,1	61,0
...

Tab.: 6.7: Auszug aus „Ergebnisse Knoten“

Netz- teil	Strang- name	Durch- fluss [kg/s]	Geschwin- digkeit [m/s]	Druck		Druck- abfall [Pa/m]
				Anfang [bar]	Ende [bar]	
...
11	1050-1051	2,4	0,47	8,27	8,32	35,87
12	1050-1055	1,51	0,3	8,27	8,26	14,66
13	1050-1060	43,45	1,05	8,27	7,95	47,73
14	1051-1052	0,28	0,27	8,32	8,30	34,38
15	1051-1053	1,91	0,86	8,32	8,21	196,75
16	1060-1070	19,57	0,59	7,95	7,65	17,56
17	1060-3000	23,44	0,71	7,95	8,01	25,01
18	1070-1080	19,55	0,59	7,65	7,55	17,52
19	1080-1081	0,11	0,11	7,55	7,27	6,14
20	1080-1090	18,92	0,57	7,55	7,16	16,44
21	1081-1082	0,04	0,04	7,27	7,17	1,07
22	1090-1100	17,07	0,51	7,16	7,07	13,44
23	1090-2000	1,85	0,06	7,16	7,16	0,2
24	1100-1110	1,28	0,25	7,07	6,78	10,63
25	1110-1120	1,23	0,24	6,78	6,01	9,86
26	2000-2010	0,84	0,1	7,16	7,35	1,26
...

Tab.: 6.8: Auszug aus „Betriebsdaten Stränge“

Strang- Nummer	Druck Vorlauf	Druck Rücklauf	geodätische Höhe	Differenz- druck	korr. Vor- laufdruck	korr. Rück- laufdruck	Durch- fluss
	bar	bar	m	bar	bar	bar	kg/s
0	10	7,6	430	2,4	10,0	7,6	101,0
1	9,9	7,5	432	2,4	9,7	7,3	3,8
2	9,7	7,4	432	2,3	9,5	7,2	50,2
3	9,7	7,4	432	2,3	9,5	7,2	2,7
4	8,3	6,5	444	1,8	6,9	5,1	47,5
5	8,3	6,5	444	1,8	6,9	5,1	1,4
6	8,2	6,7	444	1,5	6,8	5,3	46,1
7	8,2	6,7	444	1,5	6,8	5,3	2,4
8	7,9	6,2	448	1,7	6,1	4,4	43,7
9	7,1	5,4	457	1,7	4,4	2,7	20,3
10	6,0	4,3	460	1,7	3,0	1,3	1,3
11	7,1	5,4	457	1,7	4,4	2,7	17,1
12	7,3	4,3	455	3,0	4,8	1,8	1,9
13	8,0	6,3	448	1,7	6,2	4,5	23,4
14	8,2	6,5	445	1,7	6,7	5,0	4,3
15	7,9	6,4	445	1,5	6,4	4,9	19,1
16	7,2	5,7	447	1,5	5,5	4,0	11,3
17	7,9	6,4	445	1,5	6,4	4,9	7,8
18	5,4	4,2	465	1,2	1,9	0,7	10,0
19	8,0	6,5	446	1,5	6,4	4,9	2,2
20	8,0	6,5	446	1,5	6,4	4,9	11,9
21	6,5	5,0	462	1,5	3,3	1,8	2,9
22	8,0	6,7	446	1,3	6,4	5,1	9,0
23	8,0	6,7	445	1,3	6,5	5,2	1,8
24	8,2	6,9	445	1,3	6,7	5,4	7,2
25	8,2	6,9	445	1,3	6,7	5,4	3,3
26	8,0	6,7	445	1,3	6,5	5,2	3,9
27	7,8	6,6	446	1,2	6,2	5,0	3,9
28	7,2	6,0	454	1,2	4,8	3,6	1,6
29	7,7	6,5	448	1,2	5,9	4,7	2,3
30	10,0	7,6	430	2,4	10,0	7,6	47,0
31	10,6	8,5	423	2,1	9,9	7,8	5,3
32	10,6	8,5	423	2,1	9,9	7,8	1,3
33	10,5	8,3	421	2,2	9,6	7,4	4,0
34	9,8	7,8	430	2,0	9,8	7,8	41,7
35	9,7	7,7	425	2,0	9,2	7,2	2,2
36	9,0	7,5	432	1,5	8,8	7,3	39,5
37	9,0	7,5	430	1,5	9,0	7,5	2,2
38	9,3	7,5	433	1,8	9,0	7,2	37,5
39	10,0	8,3	427	1,7	9,7	8,0	5,5
40	10,0	8,3	426	1,7	9,6	7,9	4,1
41	10,0	8,3	425	1,7	9,5	7,8	1,4
42	9,2	7,5	435	1,7	8,7	7,0	32,0
43	8,7	7,2	438	1,5	7,9	6,4	5,3
44	9,0	7,5	436	1,5	8,4	6,9	26,7
45	8,4	6,9	440	1,5	7,4	5,9	13,4
46	8,4	6,9	440	1,5	7,4	5,9	3,7
45-19	8,0	6,5	446	1,5	6,4	4,9	9,7
47	9,0	7,5	436	1,5	8,4	6,9	13,3

48	8,0	6,5	436	1,5	7,4	5,9	1,6
49	9,0	7,6	436	1,4	8,4	7,0	11,7
50	9,0	7,6	434	1,4	8,6	7,2	0,4
51	8,8	7,5	436	1,3	8,2	6,9	11,3
52	8,5	7,2	444	1,3	7,1	5,8	2,5
53	8,5	7,2	444	1,3	7,1	5,8	2,5
52-26	8,0	6,7	445	1,3	6,5	5,2	0,0
54	8,6	7,4	438	1,2	7,8	6,6	9,8
55	8,6	7,4	438	1,2	7,8	6,6	0,5
56	8,6	7,4	438	1,2	7,8	6,6	9,3
57	8,3	7,1	441	1,2	7,2	6,0	1,1
58	8,0	6,8	444	1,2	6,6	5,4	8,6
59	8,0	6,8	444	1,2	6,6	5,4	0,9
60	8,0	6,8	445	1,2	6,5	5,3	7,1
61	6,6	5,7	478	0,9	1,8	0,9	1,2
62	7,9	6,8	450	1,1	5,9	4,8	5,9
63	7,8	6,7	446	1,1	6,2	5,1	0,6
64	7,9	6,8	450	1,1	5,9	4,8	5,3
65	6,9	6,0	451	0,9	4,8	3,9	2,6
66	6,7	5,7	451	1,0	4,6	3,6	2,7
67	6,7	5,7	457	1,0	4,0	3,0	1,3
68	7,3	6,3	451	1,0	5,2	4,2	1,5

Tab. 7.1: Differenzdrücke und Durchflussmengen für das vereinfachte Netzmodell bei Zweidrittel-Last

