

Leonhard Eder, B.Sc.

Optimierung von Biomasse- Fernwärmenetzen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christoph Hochenauer

Institut für Wärmetechnik, TU Graz

Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Lettner

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

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 entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

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 indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Optimierung von Biomasse-Fernwärmenetzen

Autor: Leonhard Eder, BSc

1. Stichwort: Biomasse
2. Stichwort: Fernwärme
3. Stichwort: Effizienzsteigerung

Die Nutzung regenerativer Energien, im speziellen Fall Verbrennung von Biomasse in zentralen Heizwerken bietet einige Vorteile gegenüber der Wärmeenergieversorgung durch Einzelanlagen in jedem Gebäude. Besonders im Hinblick auf zukünftige Integration von Kraft-Wärme-Kopplungen kann die Primärenergienutzung nachhaltiger erfolgen. Allerdings wird ein Wärmenetz zur Endverteilung der Energie benötigt. Dieses Wärmeverteilnetz bestimmt mit seinen Verlusten maßgeblich die Effizienz und damit sowohl die technische Sinnhaftigkeit wie auch die wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit solcher Systeme.

In der vorliegenden Masterarbeit wird das Gesamtsystem von Fernwärmenetz und Biomasseheizwerk mit allen Komponenten von der Wärmeabgabe, Wärmeübergabe und Wärmeverteilung bis zur Wärmebereitstellung in Excel modelliert und hinsichtlich zusätzlicher Optimierungspotentiale analysiert. Die Vorschläge zur Effizienzsteigerung werden technisch und wirtschaftlich bewertet.

Als zentrale Parameter haben sich die Temperaturen in Vorlauf und Rücklauf des Wärmenetzes herauskristallisiert. Bereits durch einige mit geringem Aufwand verbundene Parametervariationen (z.B. Änderung eines Temperatur-Sollwertes) kann die Effizienz auch im Betrieb gesteigert werden. Großes Potential liegt aber vor allem in einer aufwendigeren Berechnung in der Projektphase und Berücksichtigung des Zusammenwirkens von Sekundär- und Primäranlage bereits in der Planung.

ABSTRACT

Title: Optimization of biomass district heating grids

Author: Leonhard Eder, BSc

1st keyword: district heating

2nd keyword: biomass

3rd keyword: efficiency improvement

The use of renewable energy sources, especially the combustion of biomass in central heating plants, offers several advantages compared to providing thermal energy for heating systems through separated boilers in each building. In terms of prospective integration of power-heat cogeneration, primary energy can be used more sustainably. For this purpose, of course, a distribution grid is necessary. With its heat losses, this grid determines efficiency and further influences whether the system is both technically expedient and economically competitive.

In this present Master's thesis the overall system of a district heating grid with biomass heating plant, with all components from heat dissipation, heat exchange and heat distribution to heat generation, is modeled using Excel and analyzed in consideration of optimization potentials. The suggestions for efficiency improvement are evaluated technically and economically.

The central parameters seem to be the temperature levels in the flow line and return line of the heating grid, which determine the transferable power and the heat losses. Variation of parameters – some with low effort, like changing the set value of a temperature – can improve efficiency even during operation. Nevertheless, extensive calculation in the project phase has great potential, particularly incorporating the interrelation between primary and secondary plant components.

VORWORT

Die vorliegende Masterarbeit entstand am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz in Zusammenarbeit mit Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Lettner, der den Anstoß für diese Arbeit gab. Ihm gilt an erster Stelle mein Dank für die Betreuung, zahlreiche Gedankenanstöße, Inspiration und Herausfordern meiner Kapazitäten bei der Bearbeitung dieses Themas.

Für die Betreuung seitens der TU Graz möchte ich Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christoph Hochenauer danken, vor allem für seine Flexibilität und Geduld in der Endphase des Projektes und das zur Verfügung stellen eines Büroarbeitsplatzes am Institut.

Jetzt, in der Zeit meines bevorstehenden Studienabschlusses, möchte ich meinen Eltern, Christina und Leonhard Eder, danken. Ihre Unterstützung hat mir, nicht nur im Studium, viele Möglichkeiten eröffnet.

Ein herzliches Danke meiner Schwester Annemarie für die Korrektur der Arbeit und die erheiternden Anmerkungen zu übertriebenen Grammatikgebilden und phantastisch anmutenden Zahlenwerten.

Graz, 12.9.2014

Leonhard Eder

Abkürzungsverzeichnis

Zeichen	Bedeutung	Einheit
\dot{Q}	Wärmeleistung	kW
R_f	Fouling-Widerstand	m ² K/kW
a	Temperaturleitfähigkeit, Annuität	m ² /s, €
A	Fläche	m ²
c	Spezifische Wärmekapazität	kJ/kg/K
C	Druckverlustbeiwert	bar(m ³ /h) ²
g	Erdbeschleunigung	m/s ²
GLF	Gleichzeitigkeitsfaktor	-
Gr	Grashof-Zahl	-
HGT	Heizgradtage	Kd
Hu	Heizwert	kJ/kg
i	Zinssatz	%
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m ² /K
L	Leitwert	W/K
m	Masse	kg
n	Heizkörperexponent, Abschreibungszeitraum	-, a
N	Anzahl	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
P	Leistung	kW
Pr	Prandl-Zahl	-
Ra	Rayleigh-Zahl	-
s	Schichtdicke, Blechstärke	m
t	Temperatur	°C
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m ² /K
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /h

Z	Anzahl der Heiztage	d
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² /K
ΔT	Temperaturdifferenz	K
ε	Emissionsverhältnis	-
η	Wirkungsgrad	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/m/K
τ	Zeitdauer	s

Index	Bedeutung
<i>a, am</i>	ambient, Umgebung
<i>E</i>	Erdreich
<i>el</i>	elektrisch
<i>ges</i>	gesamt
<i>i</i>	innen, fortlaufender Zählindex
<i>log</i>	logarithmisch
<i>m</i>	Mittel, mittlere
<i>N, n</i>	Nenn-
<i>prim</i>	primär
<i>RG</i>	Rauchgas
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>sek</i>	sekundär
<i>Tr</i>	Trasse
<i>verl</i>	Verlust-
<i>VL</i>	Vorlauf
<i>w</i>	Wand, Wasser
<i>WW</i>	Warmwasser

INHALTSVERZEICHNIS

1	MOTIVATION UND ZIEL	1
1.1	Vorgehensweise	1
1.2	Globale Situation	1
1.3	Europäische Reaktion	4
1.3.1	Erneuerbare Energie	4
1.3.2	Energieeffizienzrichtlinie	4
1.4	Klimastrategie Österreich	4
1.4.1	Energieeffizienz	5
1.4.2	Biomassenutzung	5
1.4.3	Zukünftiges Potential der Biomasse	6
2	GRUNDLAGEN	7
2.1	Charakteristischer Anlagenaufbau	7
2.2	Fokus dieser Arbeit	8
2.3	Grundlagen der Dimensionierung und Lastcharakteristik	8
2.3.1	Heizlast	8
2.3.2	Heizwärmebedarf	9
2.3.3	Heizlastkorrektur	10
2.3.4	Temperaturniveau der Heizwärmebereitstellung	11
2.3.5	Warmwasserwärmebedarf	12
2.3.6	Temperaturniveau der Warmwassererwärmung	12
2.3.7	Nachtabenkung	14
2.3.8	Aufheizleistung	15
2.3.9	Gleichzeitigkeit	16
2.3.10	Gleichzeitigkeit der Warmwassererwärmung	16
2.3.11	Gleichzeitigkeit der Raumbeheizung	17
2.3.12	Gleichzeitigkeitsfaktor in Fernwärmenetzen	19
3	WÄRMEABGABE	21
3.1	Heizflächenmodell für Konvektions- und Strahlungsheizflächen	21
3.1.1	Norm-Kennlinie	21
3.1.2	Theoretische Betrachtung	22
3.1.3	Vergleich der Ansätze	24
3.1.4	Modellübersicht	27
3.1.5	Eingabeparameter und Annahmen	29
3.1.6	Ermittlung des Heizkörperexponenten	30
3.1.7	Grenzen dieses Heizflächenmodells	32
3.2	Abschätzung VL/RL-Temperatur	33
3.2.1	Raum-Heizlast	33
3.2.2	Wärmeübertragerflächen	34
3.3	Verteil-Wärmeverluste	34
3.4	Energiebedarf elektrisch	34

3.5 Heiz- und Vorhaltezeiten, Lastprofil	35
3.5.1 Lastprofil der Heizleistung	35
3.5.2 Lastprofil der Warmwasserbereitung	36
3.6 Resultierende Temperaturen sekundär	36
4 WÄRMEÜBERGABE	38
4.1 Übergabestation	38
4.1.1 Bauarten	38
4.1.2 Rücklauftemperaturebegrenzung	38
4.2 Wärmeübertragermodellierung	39
4.2.1 Grädigkeit	39
4.2.2 Auslegung	39
4.2.3 Implementiertes Modell	39
4.3 Fouling	40
4.3.1 Foulingwiderstand in Übergabestationen	41
4.3.2 Zeitliche Entwicklung des Foulingwiderstandes	41
4.4 Resultierende Temperaturen	43
5 WÄRMEVERTEILUNG	44
5.1 Temperaturniveau	44
5.2 Modellierung	45
5.2.1 Wärmeverluste	46
5.2.2 Energiebedarf elektrisch	47
5.3 Wärmespeicherung	48
5.4 Nachspeisewasser/Leckageortung	48
6 WÄRMEBEREITSTELLUNG	49
6.1 Arten von Wärmeerzeugern	49
6.2 Rauchgaskondensation	49
6.3 Pufferspeicher	50
6.4 Modellierung	51
7 GESAMTMODELL	52
7.1 Abbildung des Zeitverhaltes	52
7.2 Wirtschaftliche Bewertung	53
7.2.1 Modellierungsgrundlage	53
7.2.2 Ökonomische Referenzgrößen	53
7.2.3 Investitionsförderungen	55
7.3 Referenzanlage	55
7.3.1 Sekundärsystem	55
7.3.2 Primärsystem	56
7.3.3 Klimatische Randbedingungen	57
7.4 Betriebszustand	57

8	SPEZIFISCHE OPTIMIERUNGSMABNAHMEN	61
8.1	Optimierung der sekundären Wärmeverteilung	62
8.1.1	Ist-Zustand	62
8.1.2	Hydraulischer Abgleich und Thermostatventile	63
8.1.3	Heizflächenerweiterung	63
8.1.4	Auswirkungen auf die Gesamtanlage	66
8.1.5	Schlussfolgerung der Optimierung der Sekundäranlage	68
8.2	Optimierung der Wärmeübergabestation	69
8.2.1	Auswahl des Wärmeübertragers	69
8.2.2	Fouling	71
8.2.3	Kumulierte Betrachtung	73
8.3	Optimierung der Dämmserie der primären Wärmeverteilung	73
8.4	Optimierung der Wärmebereitstellung	74
8.4.1	Wärmebereitstellung mit Kondensationsanlage	74
8.4.2	Auswirkung der Wärmeübergabestation auf die Kondensation	75
8.5	Optimierungsmöglichkeiten darüber hinaus	76
8.5.1	Netzverdichtung und Ausbau	76
8.5.2	Technische Optimierung	76
9	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	77
9.1	Schlussfolgerungen in engeren Sinn	77
9.1.1	Veränderung der Heizflächen	77
9.1.2	Veränderung des Wärmeübertragers	77
9.2	Potential des Modells	77
9.3	Weiterführende Arbeiten	78
	LITERATUR	79

1 MOTIVATION UND ZIEL

Eine Möglichkeit der Bereitstellung von Energie zur Gebäudeheizung und Warmwasserbereitung stellt das System eines zentralen Heizwerkes und die Verteilung der Energie mittels Fernwärmenetz dar. Besonders hinsichtlich einer wirtschaftlichen Nutzung von Biomasse nach dem letzten Stand der Technik bietet ein zentrales Heizwerk Vorteile. Dafür ist, wie auch für die Nutzung von Abwärme aus der Bereitstellung von Strom oder Treibstoffen aus Biomasse, ein Fernwärmenetz zur Verteilung der Wärmeenergie notwendig.

Dieses Wärmenetz bestimmt mit seinen Verlusten maßgeblich die Effizienz des gesamten Systems. Daher soll im Rahmen dieser Masterarbeit das System Biomasse-Fernwärmenetz untersucht und Optimierungsmaßnahmen bewertet werden.

1.1 Vorgehensweise

Um die Auswirkungen von Optimierungsmaßnahmen auf das Gesamtsystem abschätzen zu können, wurde eine Modellierung aller Teilsysteme mittels Tabellenkalkulation durchgeführt. Wichtige Betriebsparameter wie Leistung, Temperaturniveau und Verluste aller Anlagenkomponenten werden über den Zeitraum eines Jahres berechnet für die Gesamtanlage ausgewertet. Durch die Variation einzelner Parameter können die Auswirkungen der untersuchten Optimierungsmaßnahmen bestimmt und diese Maßnahmen auf technische und wirtschaftliche Sinnhaftigkeit hin überprüft werden.

1.2 Globale Situation

Klimaerwärmung und anthropogener Treibhauseffekt sind Schlagworte, die mittlerweile auch in der breiten Öffentlichkeit zu Begriffen geworden sind. Im Folgenden soll, ausgehend von der globalen Situation, die Bedeutung der in dieser vorliegenden Arbeit behandelten Thematik im genannten Zusammenhang untermauert werden.

Das „Intergovernmental Panel on Climate Change“ (IPCC) wertet Klimadaten aus und erstellt Prognosen anhand von Klimamodellen. Das Diagramm in Abb. 1-1 oben zeigt Aufzeichnungen der globalen Durchschnittstemperatur und – in rot, violett, orange und gelb – lineare Trendlinien für den Zeitraum 1856, 1906, 1956 bzw. 1981 bis 2005.

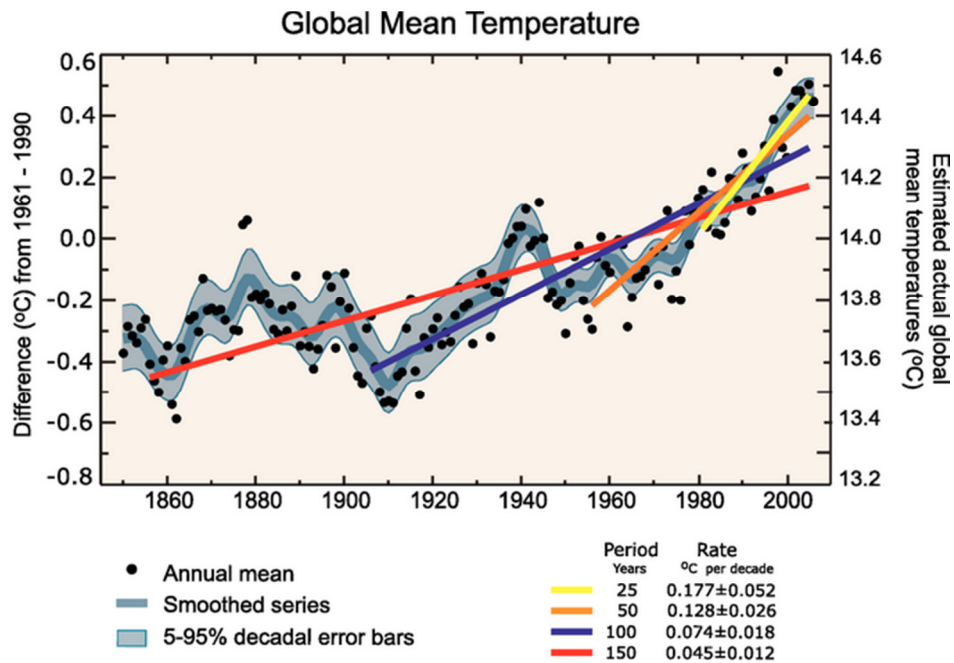


Abb. 1-1: Jährliche globale Durchschnittstemperatur [1]

Die Trendlinien zeigen einen beschleunigten Anstieg der Durchschnittstemperatur. Berechnungen mit Klimamodellen geben Grund zur Annahme, dass zwischen 1940 und 1970 die Luftverschmutzung der zunehmenden Industrialisierung auf der Nordhalbkugel einen Temperaturanstieg durch Treibhausgas-Emissionen dämpft. Ab 1970 dominieren die Emissionen von Kohlendioxid und anderen Treibhausgasen und führen zu der beobachteten Erwärmung [1].

Abb. 1-2 zeigt Daten des Temperaturanstieges in den letzten 25 Jahren aus Satellitenmessungen. Die Messungen der Oberflächentemperatur weist Unterschiede zwischen Festland und Ozeanen auf, die Temperatur der Troposphäre zeigt einen gleichmäßigeren Temperaturanstieg.

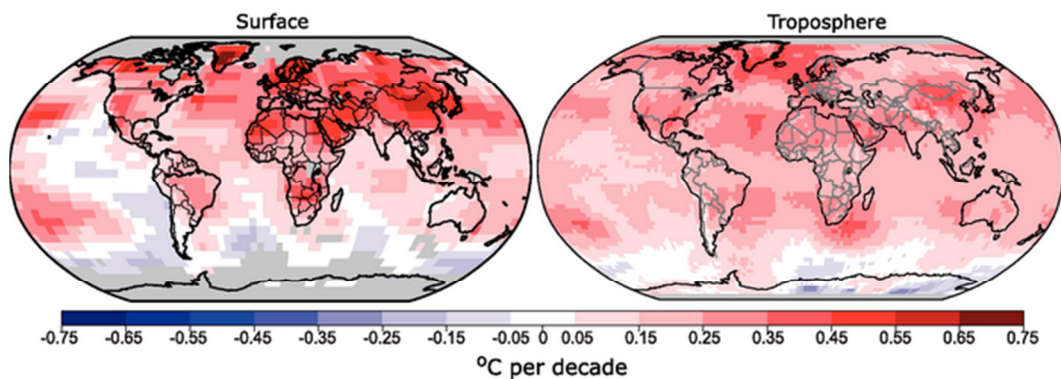


Abb. 1-2: Linearer Temperaturanstieg (1979-2005) der Erdoberfläche und in der Troposphäre (0 bis 10 km Höhe) [1]

Als Ursache benennt der Bericht des IPCC anthropogene Treibhausgasemissionen mit einer Wahrscheinlichkeit von 90 Prozent. Im noch nicht veröffentlichten Bericht des IPCC von 2013 wird diese Wahrscheinlichkeit mit 95 Prozent angegeben.

Auch eine Reihe von Maßnahmen in vielen Ländern zur Reduktion der Treibhausgasemissionen in verschiedenen Sektoren konnte den globalen Anstieg der Emissionen nicht verhindern (siehe Abb. 1-3).

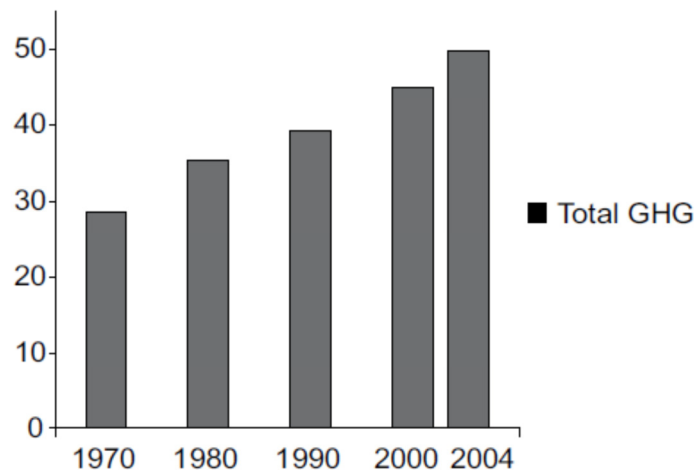


Abb. 1-3: Globale Treibhausgasemissionen (in Gt CO₂-Äquivalent pro Jahr) [2]

Von politischer Seite wurde das sogenannte „2-Grad-Ziel“ formuliert, d.h. die globale Erwärmung auf weniger als zwei Grad gegenüber dem Niveau vor Beginn der Industrialisierung zu begrenzen. Um dieses Ziel zu erreichen, müssen nach dem Umweltprogramm der Vereinten Nationen (UNEP) die globalen Emissionen zwischen 2015 und 2021 zu sinken beginnen [3].

1.3 Europäische Reaktion

Für die Politik auf europäischer Ebene stellt neben der globalen Klimaproblematik auch die Versorgungssicherheit in der Energieversorgung eine Herausforderung dar. Als aktuelles politisches Schlagwort sei an dieser Stelle die Entkopplung erwähnt, also die unabhängige Entwicklung von Wirtschaftswachstum und Energieverbrauch – pro verbrauchter Energieeinheit wird mehr Wertschöpfung erwirtschaftet.

1.3.1 Erneuerbare Energie

In beiden oben genannten Themenfeldern bieten erneuerbare Energieformen Potential: gegenüber fossiler Energie verhalten sich erneuerbare klimaschonender bzw. klimaneutral. Gleichzeitig wird die Abhängigkeit von Importen v.a. von Erdöl und Gas geringer und damit das Preisniveau durch Diversifikation der Energieträger stabilisiert. Die EU-Kommission schlägt als Ziel bis zum Jahr 2020 einen Anteil erneuerbarer Energien am Gesamtenergieverbrauch (Primärenergie) von 20 % in der EU vor [4].

1.3.2 Energieeffizienzrichtlinie

Um unabhängig von erneuerbaren Energien die Treibhausgasemissionen zu reduzieren und den Energieverbrauch zu senken, wird ein Rahmen für Maßnahmen zur Förderung der Energieeffizienz in der EU geschaffen. Mit dieser Energieeffizienzrichtlinie soll eine Energieeinsparung von 20 % EU-weit bis 2020 erreicht werden. Beide Maßnahmen (erneuerbare Energien und Energieeffizienz) sollen die Treibhausgasemissionen gegenüber 2005 um 20 % senken.

Die Energieeffizienzrichtlinie schließt die Einführung eines Energieeffizienz-Verpflichtungssystems ein. Damit werden Energieverteiler bzw. Energie-Einzelhandelsunternehmen zu jährlichen Energieeinsparungen in der Höhe von 1,5 % des jährlichen Energieabsatzes aller Energieverteiler an Endkunden verpflichtet. Dabei können auch primärenergieseitige Einsparungen (in der Energieumwandlung, -verteilung und -übertragung) angerechnet werden [5], etwa bei hocheffizienter Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) und der Nutzung von Wärme aus Abwärme. Generell soll in den Mitgliedsstaaten das Potential hocheffizienter KWK abgeschätzt und vor allem auf lokaler und regionaler Ebene gebührend berücksichtigt – also im Falle gefördert – werden.

1.4 Klimastrategie Österreich

Wie für die gesamte Europäische Union liegt auch in Österreich – wenn auch weniger ausgeprägt – in der Energieversorgung eine Konzentration auf fossile Energie vor. Es werden

zwar knapp 27 % des Bruttoinlandsverbrauches durch erneuerbare Energien (inkl. Wasserkraft) gedeckt, mehr als 70 % jedoch durch Kohle, Öl und Gas. Kohle wird mittlerweile zu 100 %, Öl und Gas zu 80-90 % importiert, was Risiken in der Versorgungssicherheit mit sich bringt. Der Energieverbrauch bezogen auf das Bruttoinlandsprodukt sinkt in den letzten Jahren tendenziell, mittelfristig zeigen die Prognosen für ein ‚business as usual‘ Szenario aber weiterhin einen steigenden Endenergieverbrauch. Vor allem im Sektor Verkehr stieg der Energieverbrauch, im Vergleich zu 1970 wird mehr als doppelt soviel Energie verbraucht [6].

1.4.1 Energieeffizienz

Sowohl im Regierungsprogramm, der Energiestrategie Österreichs als auch in den Energiekonzepten der Bundesländer wurde der Energieeffizienz höchste Priorität eingeräumt, was sich aus vielen offiziellen Dokumenten herauslesen lässt:

Die österreichische Klimastrategie sieht zur Reduktion der Treibhausgase im Raumwärmebereich Maßnahmen wie thermische Gebäudesanierung, Effizienzanehebung bei Einzelheizungen zur Reduktion der spezifischen Emissionen (z. B. durch Brennwertgeräte und moderne Gaskessel) und Umstieg auf Biomasseheizungen vor. Dem Ausbau der Fernwärmeversorgung wird in der österreichischen Klimastrategie eine wesentliche Bedeutung zugemessen. [7]

1.4.2 Biomassenutzung

Die Energiestrategie Österreich 2010 [8] lautet in Bezug auf Biomasse:

Feste Biomasse soll vorrangig zur Wärmeproduktion und zur kombinierten Erzeugung von Strom und Wärme durch hocheffiziente KWK-Technologien eingesetzt werden. Die Nutzung und der Ausbau in Wärmenetzen und Einzelanlagen muss nachfrageorientiert und regional optimiert werden. Die eingesetzte Biomasse soll prioritär durch Nutzung des nachhaltig vorhandenen Potenzials an forstlicher Biomasse aus heimischen Ressourcen mobilisiert werden [8].

Weiter heißt es:

Die Errichtung neuer Nahwärmeanlagen und -netze und die Optimierung bestehender Biomasse-Nahwärmeanlagen mit modernen Standards führen durch Ersatz alter, ineffizienter Heizkessel und durch die primär- und sekundärseitige Optimierung der Wärmeverteilung zu einer Erhöhung der Energieeffizienz. Überschaubare Versorgungskonzepte für die benötigten biogenen Energieträger mit klarem Regionsbezug erhöhen die Versorgungssicherheit. Der Ausbau der Nah- und Fernwärme aus Biomasse (inkl. Mikronetze) erfordert eine gute Abstimmung mit den übrigen Aktivitäten für erneuerbare Energie. Bestehende

Fördermaßnahmen für die Errichtung der Heizwerke, Wärmenetze und Solarthermieanlagen sowie diverse unterstützende Aktivitäten sollen fortgesetzt werden. Die wirtschaftliche Führung von Fernwärmenetzen ist nur möglich, wenn eine hohe Anschlussdichte und eine ausreichende Wärmeabgabe je Laufmeter Leitung erzielt wird. Daher soll in einem Gebiet mit Nah- bzw. Fernwärmeversorgung grundsätzlich keine Förderung anderer individueller Heizsysteme erfolgen [8].

Hier können die Anknüpfungspunkte der vorliegenden Arbeit gefunden werden: Optimierung mit modernen Standards und Optimierung der Wärmeverteilung zur Erhöhung der Energieeffizienz.

1.4.3 Zukünftiges Potential der Biomasse

Das Potential von Wärmenetzen wird ersichtlich, wenn sich die Nutzung dieser Netze in Verbindung mit (Mikro-)KWK- oder Biomasse-Vergasungsanlagen zur Produktion gasförmiger und flüssiger Treibstoffe verwirklichen lässt. Dabei kann von einer deutlichen Verbesserung der Primärenergienutzung ausgegangen werden.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden Merkmale der Wärmeversorgung sowie der Aufbau eines Fernwärmesystems erläutert.

2.1 Charakteristischer Anlagenaufbau

Ein Fernwärmesystem wird charakterisiert durch die Versorgung mehrerer Wärmeverbraucher durch ein zentrales Heizwerk. In der Norm EN 15316 [9] wird der Aufbau eines Fernwärmesystems schematisch wie in Abb. 2-1 beschrieben: Die Kette der Wärmeversorgung besteht aus Wärmebereitstellung im Heiz(kraft)werk (2), Wärmeverteilnetz (primärseitige Wärmeverteilung) (3), Wärmeübergabestation (4), Wärmeverteilung (sekundärseitig) (6) und Wärmeabgabe (7). Diese Komponenten bauen das Gesamtsystem auf, optional kann eine Komponente zur Wärmespeicherung im Sekundärsystem (5) oder im Heizwerk integriert sein.

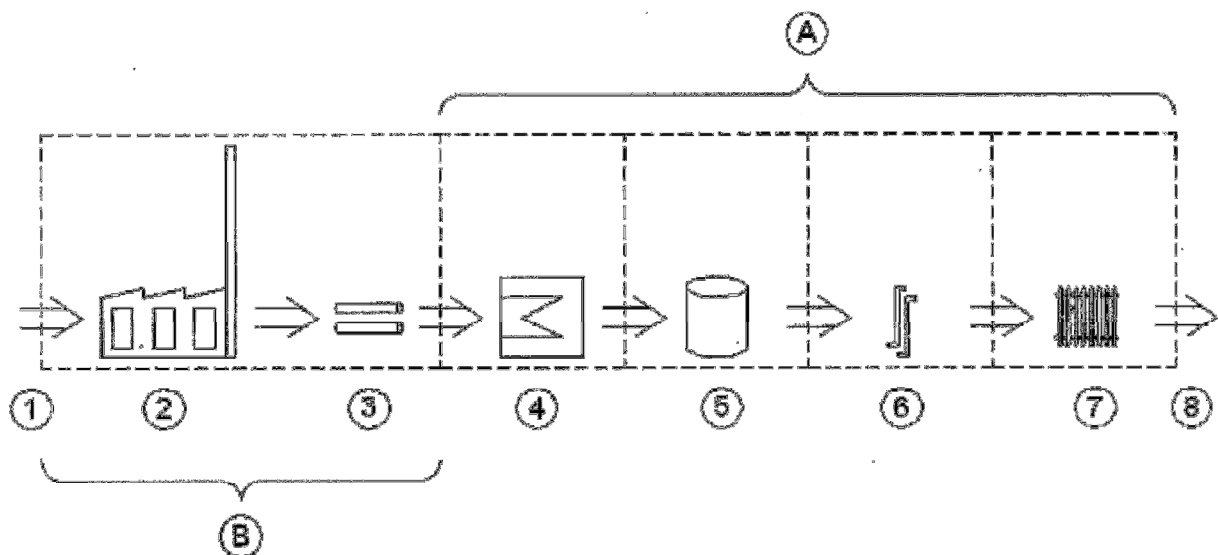


Abb. 2-1: Fernwärmesystem, Schema und Systematik [9]

Das Gesamtsystem wird in einen äußeren Teil des Fernwärmesystems (Abb. 2-1, B) und einen inneren Teil (A) unterteilt. Der Bedarf des Gebäudes an Heizwärme (8) wird durch Zufuhr von Primärenergie (Brennstoff) im Heizwerk gedeckt.

Der Energiefluss folgt dem Verlauf der Anlagenkette von der Wärmebereitstellung bis zum Verbraucher. Jede Systemkomponente weist einen Wirkungsgrad auf, der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} ergibt sich aus dem Produkt aller Komponentenwirkungsgrade η_i nach Gl. 2-1.

$$\eta_{ges} = \prod \eta_i \quad \text{Gl. 2-1}$$

Während der Energiefluss von Heizwerk zum Wärmeabgabesystem stattfindet, wird der Betriebszustand des Gesamtsystems von der Verbraucherseite vorgegeben: der beheizte Raum bestimmt den Heizwärmebedarf, das vorhandene Heizsystem die benötigten Temperaturen. Über sämtliche Zwischenkomponenten werden so die benötigte Leistung und das Temperaturniveau der Wärmebereitstellung vorgegeben. An diesem Wirkungsweg orientiert sich die Modellierung, im ersten Schritt werden der Raum und die Heizflächen modelliert, wie ab Kapitel 3.1 beschrieben.

2.2 Fokus dieser Arbeit

Den Standardfall der im Fokus dieser Arbeit stehenden Arten von Wärmeversorgung stellt die Bereitstellung von Wärme zur Raumheizung und eventuellen Warmwasserbereitung für ein Objekt (Ein- oder Mehrfamilienhaus) dar. Grundlegend abweichende Bedarfscharakteristiken treten in anderen Anwendungen auf – dazu zählen Schulen, Krankenhäuser oder Gewerbebetriebe, die abweichende Lastcharakteristiken für Raumwärme und Warmwasserbereitung aufweisen bzw. eventuell zusätzlich Prozesswärme benötigen.

2.3 Grundlagen der Dimensionierung und Lastcharakteristik

Der zeitliche Verlauf des Wärmebedarfes weist Schwankungen auf – ausgelöst durch Nutzungsverhalten und Witterungseinfluss ergibt sich ein mehr oder weniger regelmäßiger Zyklus im Tages- Wochen- und Jahresrhythmus. Für die Dimensionierung von Wärmebereitstellungssystemen und Wärmeverteilnetzen ist der Maximalwert der Leistung bestimmend, der Verlauf im Teillastbereich bestimmt aber wesentlich die Effizienz bzw. den Jahresnutzungsgrad.

2.3.1 Heizlast

Unter der Normheizlast eines Raumes bzw. eines Gebäudes versteht man jene Wärmeleistung, die zur Aufrechterhaltung einer vorgegebenen Raumtemperatur notwendig ist, bezogen auf die Normaußentemperatur (niedrigstes Zweitagesmittel der Außentemperatur, zehnmal in 20 Jahren unterschritten) [10]. Die Normheizlast setzt sich zusammen aus der Transmissionsheizlast und der Lüftungsheizlast.

Die Auslegungsheizlast eines beheizten Raumes oder auch eines Gebäudes beinhaltet zusätzlich zur Normheizlast eine optionale Wiederaufheizleistung [10]. Die Aufheizleistung sollte

gesondert vereinbart werden und ist nicht notwendig, wenn die Regelung eine Absenkung an den kältesten Tagen unterlässt und/oder die Lüftungsverluste während der Absenkephase verringert werden können.

Nach EN 12831 [11] ist die Vorgangsweise zur Bestimmung der Heizlast vorgegeben. Durch die Nichtberücksichtigung innerer Wärmelasten und solarer Gewinne ist eine Überschätzung der Heizlast wahrscheinlich. Zusätzlich wird bei der Auslegung eines Wärmebereitstellungssystems aufgerundet. In einer Untersuchung von 92 bestehenden Gebäuden in Norddeutschland wurde eine Überdimensionierung um den Faktor 1,8 bezogen auf die Gebäudeheizlast festgestellt [12]. Die Auswirkungen einer solchen Überdimensionierung werden in Punkt 2.3.9 ausführlich diskutiert.

2.3.2 Heizwärmebedarf

Bei bekannter Heizlast kann der jährliche Heizwärmebedarf über die Vollbenutzungsstunden berechnet werden. Eine weitere Möglichkeit stellt die Energiekennzahl dar, bei bestehenden Gebäuden kann der Heizwärmebedarf über den Brennstoffbedarf recht gut abgeschätzt werden (vgl. [13]).

Der Heizwärmebedarf hängt neben der Gebäudedämmung und -nutzung von den klimatischen Bedingungen am Gebäudestandort ab. Als Vergleichsgröße dient die Gradtagzahl (Heizgradtage), folgendermaßen definiert [10]:

$$HGT = \sum_1^z (t_i - t_{am}) \quad \text{Gl. 2-2}$$

Ein Heiztag ist ein Tag, an dem die mittlere Außentemperatur unter einer Grenztemperatur liegt. In Österreich werden üblicherweise die $HGT_{20/12}$ angegeben, d.h. die Heizgradtage für Außentemperaturen unter 12 °C und eine Raumtemperatur von 20 °C [10].

Mittels der Heizgradtage können Gebäude an unterschiedlichen Standorten hinsichtlich des Wärmebedarfes verglichen werden und auch Messungen eines spezifischen Jahres auf ein mittleres Normjahr umgerechnet werden.

Großen Einfluss auf den Heizwärmebedarf hat die schwierig zu ermittelnde Nutzung bzw. das Nutzerverhalten. Je nach Ausstattung und Betriebszeit von elektrischen Geräten verändern sich die Innenwärmelasten und damit die Heizgrenze. Auch die Veränderung der gewünschten Raumtemperatur, meist eine Erhöhung aus Komfortgründen, wirkt sich auf den Wärmeverbrauch aus. In Berechnungen wird meist von einer Heizgrenztemperatur von 10 bis 15 °C ausgegangen, in der Praxis liegen deutlich höhere Werte von 15 bis 18 °C vor, diese

Grenztemperatur ist entgegen einer weit verbreiteten Annahme fast unabhängig von Gebäudealter und -standard [12].

2.3.3 Heizlastkorrektur

Die Berechnung der Heizlast nach EN 12831 (vgl. Kap. 2.3.1) führt tendenziell zu einer Überdimensionierung des Heizsystems. J. Loschy [13] korrigiert die Normheizlast mit der Heiz-Grenztemperatur. Unter der Voraussetzung, dass die Innenwärmen den Raumwärmebedarf bis zur Heizgrenze decken, muss das Heizsystem nur die Differenz zwischen Grenz- und Normaußentemperatur überbrücken – die Heizlast verringert sich nach Gl. 2-3. Abb. 2-2 veranschaulicht diese Korrektur. Mit den Beispielswerten von 20 °C Raumtemperatur, 12 °C Heizgrenze und minus 14 °C Normaußentemperatur könnte eine Heizleistung entsprechend der Normheizlast die Innentemperatur im Raum bis minus 22 °C Außentemperatur halten.

$$c_{Innenwärme} = \frac{(t_{Grenz} - t_{Norm})}{(t_{Raum} - t_{Norm})} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Für die gewählten Temperaturwerte (20/12/-14) ergibt sich durch die vorgeschlagene Korrektur durch den Faktor zur Berücksichtigung der Innenwärmen $c_{Innenwärme}$ eine Verringerung der Heizlast um 24 %.

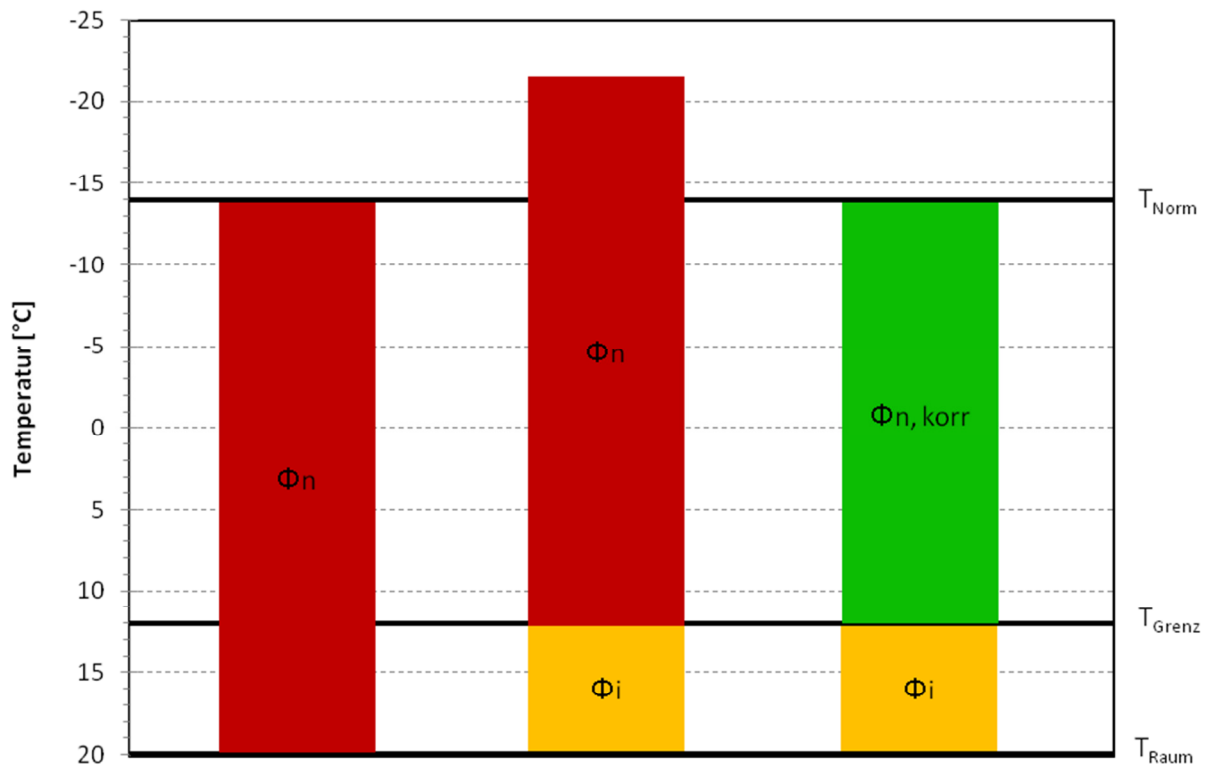


Abb. 2-2: Heizlastkorrektur um Innenwärme

Diese Vorgehensweise ähnelt der Definition der Heizgradtage (G) nach VDI 3807 [14] – dabei wird für jedes Gebäude je nach Nutzungsverhalten, Dämmstandard und vorhandenen Innenwärmern eine individuelle Heizgrenze ermittelt. Weiters wird nur die Differenz zwischen Heizgrenztemperatur und mittlerer Tagesaußentemperatur zur Berechnung der Heizgradtage herangezogen, während nach ÖNORM B 8135 die Differenz zwischen Raum- und Außentemperatur Verwendung findet.

Die Korrektur der Heizlast um die Innenwärme nach dem oben erläuterten Schema wird nur für permanent genutzte Gebäude empfohlen, der Wärmeabnehmer ist in Kenntnis zu setzen und die vereinbarte Leistung zur Absicherung des Heizwerk-Betreibers vertraglich festzusetzen [13].

2.3.4 Temperaturniveau der Heizwärmebereitstellung

Das Temperaturniveau eines Heizsystems wird durch Vor- und Rücklauftemperatur charakterisiert. Beide Temperaturen werden von den Wärmeübertragerflächen bestimmt: jede Art von Raumheizkörpern benötigt (bei gegebenem Massenstrom) eine definierte Vorlauftemperatur, um die erforderliche Heizleistung abgeben zu können, weiters stellt sich in jedem Betriebspunkt eine bestimmte Rücklauftemperatur der Heizfläche ein. Ausgehend von den Heizflächen werden so eine Mindest-Vorlauftemperatur und eine erreichbare Rücklauftemperatur (durch Mischung aller Rücklaufströme) vorgegeben, die wiederum das Temperaturniveau der restlichen Anlage und damit auch die Wärmeverluste maßgeblich

beeinflussen. Für eine genauere Betrachtung inklusive Modellierung sowie die Abschätzung der Temperaturen und Verluste sei auf Kapitel 3 und die folgenden verwiesen.

2.3.5 Warmwasserwärmebedarf

Der Energiebedarf zur Brauchwassererwärmung tritt verglichen mit dem Heizwärmebedarf gleichmäßig übers Jahr auf. Die Nutzungsart des Gebäudes hat großen Einfluss, ebenso die Nutzungsdauer (z.B. bei Schulen). Als Anhaltswerte für Wohngebäude gelten 400 bis 650 kWh pro Person und Jahr [10].

2.3.6 Temperaturniveau der Warmwassererwärmung

Aus hygienischen Gründen (Legionellenbelastung) muss Brauchwasser auf 60 °C erwärmt werden [15]. Die ÖNORM H 9195 gilt zwingend für hygienisch exponierte Anwendungen, wird aber als Stand der Technik angesehen. Deshalb wird im Rahmen dieser Arbeit eine Erwärmung des Brauchwassers auf 60 °C angenommen.

Um Kalkablagerungen zu minimieren, sollte die Temperatur auch nicht unbedingt höher gewählt werden. Dies bedingt wiederum analog zur Heizwärmebereitstellung eine Mindesttemperatur, die erreichbare Rücklauftemperatur wird durch die Kaltwasserzulauftemperatur und die Anlagentechnik (Durchlauferhitzer oder Brauchwasserspeicher) bestimmt.

Den ungünstigsten Fall hinsichtlich des Temperaturniveaus der Brauchwasserbereitung stellt die Erwärmung eines Brauchwasserspeichers mittels Heizregister dar. Ein beispielhafter Temperaturverlauf ist in Abb. 2-3 dargestellt, berechnet für die Aufheizung von 10 auf 60 °C einer Wassermenge von 200 l und einer Fläche des Rohrbündels von 2 m²; die Eintrittstemperatur des Heizwassers in das Rohrbündel liegt bei 68 °C.

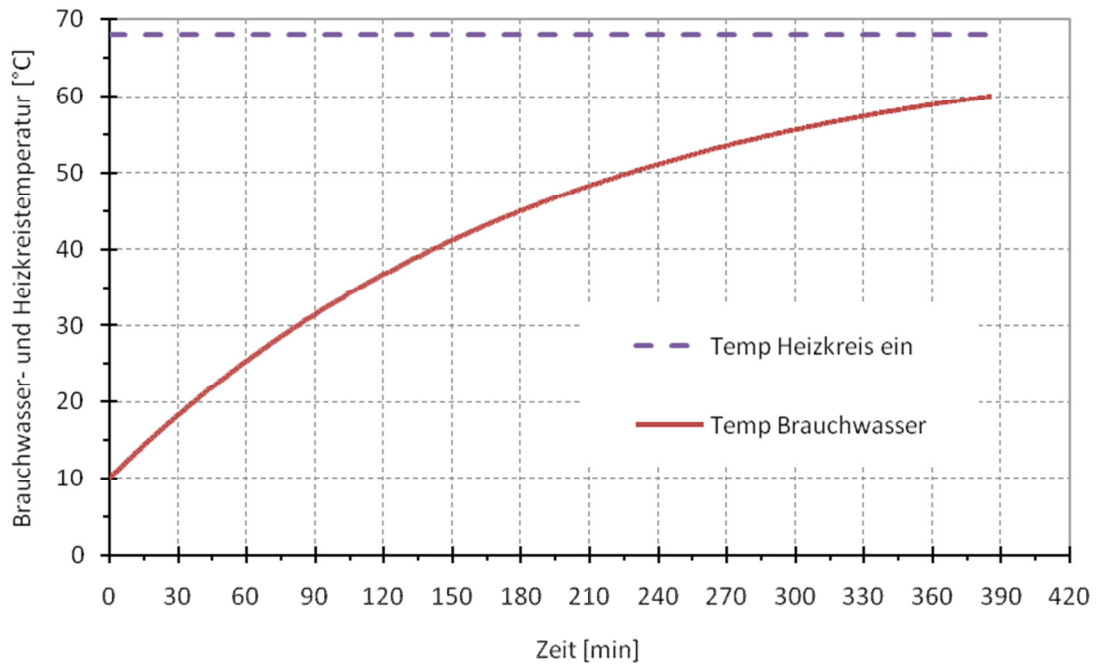


Abb. 2-3: Temperaturverlauf: Brauchwassererwärmung mit Heizregister

Die Berechnung dieses Temperaturverlaufes basiert auf einer einfachen quasistationären Modellierung, berechnet in Minutenschritten. Die quasistationäre übertragene Wärmeleistung wird berechnet aus Gl. 2-4. Der Wärmedurchgangskoeffizient, berechnet nach Gl. 4-1, wird aus dem Wärmeübergangskoeffizienten für Rohrwendel in Wasserbehältern nach [10] eingesetzt und im Verlauf der Berechnung konstant gehalten.

$$\dot{Q} = k * A * \Delta T_{log} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Am Beginn der Speicherladung liegt die Rücklauftemperatur nahe der Kaltwasserzulauftemperatur, gegen Ende der Speicherladung stellen sich Temperaturen wie in Abb. 2-3 ein. Eine Brauchwasser-Endtemperatur von 60 °C bedingt bei den angenommenen Grädigkeiten von ein bzw. zwei Kelvin eine Vorlauftemperatur von 69 bzw. 70 °C im Primärvorlauf.

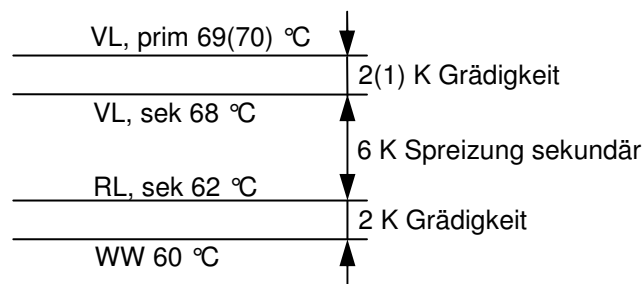


Abb. 2-4: Temperaturniveau: Ende der Brauchwassererwärmung

Als Konsequenz daraus muss in Fernwärmenetzen zur Warmwasserbereitung die Vorlauftemperatur zu jeder Zeit mindestens 70 °C betragen.

2.3.7 Nachtabsenkung

Wird die Temperatur in einem Raum nicht rund um die Uhr auf einem konstanten Wert gehalten und der Temperatursollwert regelmäßig vermindert, spricht man von eingeschränktem Heizbetrieb. Typischerweise findet der verminderte Heizbetrieb an Wochenenden und in der Nacht statt, daher wird auch der Begriff der Nachtabsenkung verwendet.

Das Einsparpotential der Nachtabsenkung liegt darin begründet, dass die Wärmeverluste direkt proportional der mittleren Temperaturdifferenz zwischen Raumluft und Umgebungstemperatur sind (vgl. [15]). Werden die Einflüsse von Fläche, Wandaufbau und Lüftung in einem Gebäudeleitwert $L_{Gebäude}$ [W/K] zusammengefasst, kann der Wärmeverlust mit Gl. 2-5 beschrieben werden.

$$\dot{Q}_{\text{Wärmeverlust}} = L_{\text{Gebäude}} * \Delta T_{\text{mittel}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_{mittel} entspricht im Fall zeitlich konstanter Raumtemperatur der Differenz zwischen Raumluft- und Außentemperatur, im Fall einer Nachtabsenkung kann sie umgerechnet werden nach Gl. 2-6, mit der Absenkdauer τ_{Absenk} :

$$\Delta T_{\text{mittel}} = \frac{\Delta T_{\text{Absenk}} * \tau_{\text{Absenk}} + \Delta T_{\text{Tag}} * (24 - \tau_{\text{Absenk}})}{24} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Wird die thermische Trägheit der Raumluft vernachlässigt, folgt die Temperatur der Raumluft ohne Verzögerung dem Sollwert der Regelung. Die Verringerung der mittleren Temperaturdifferenz ΔT_{mittel} zwischen Raum- und Außenluft bedingt einen Einsparungseffekt.

Die Energieeinsparung ist direkt proportional der Absenkdauer und Verringerung der Temperaturdifferenz. Bei einer Raumtemperatur von 20 °C und einer Absenkung auf 18 °C für acht Stunden liegt die theoretisch mögliche Einsparung bei einer mittleren Außentemperatur von 4 °C im Bereich von 4 %. Niedrigere Außentemperaturen verringern das Einsparpotential (Abb. 2-5) bei gleicher Absenkttemperatur.

Das Ausmaß der Nachtabsenkung kann nicht beliebig erhöht werden, Einschränkungen begrenzen die Wirksamkeit: Mit zunehmend schwerer Bauweise sowie mit zunehmender Wärmedämmung folgt die Raumluft der Temperaturvorgabe mehr und mehr zeitverzögert. Auch wenn die Heizleistung auf Null gesenkt wird, verringert sich die Raumtemperatur innerhalb der Absenkezeit nicht auf den gewünschten Wert.

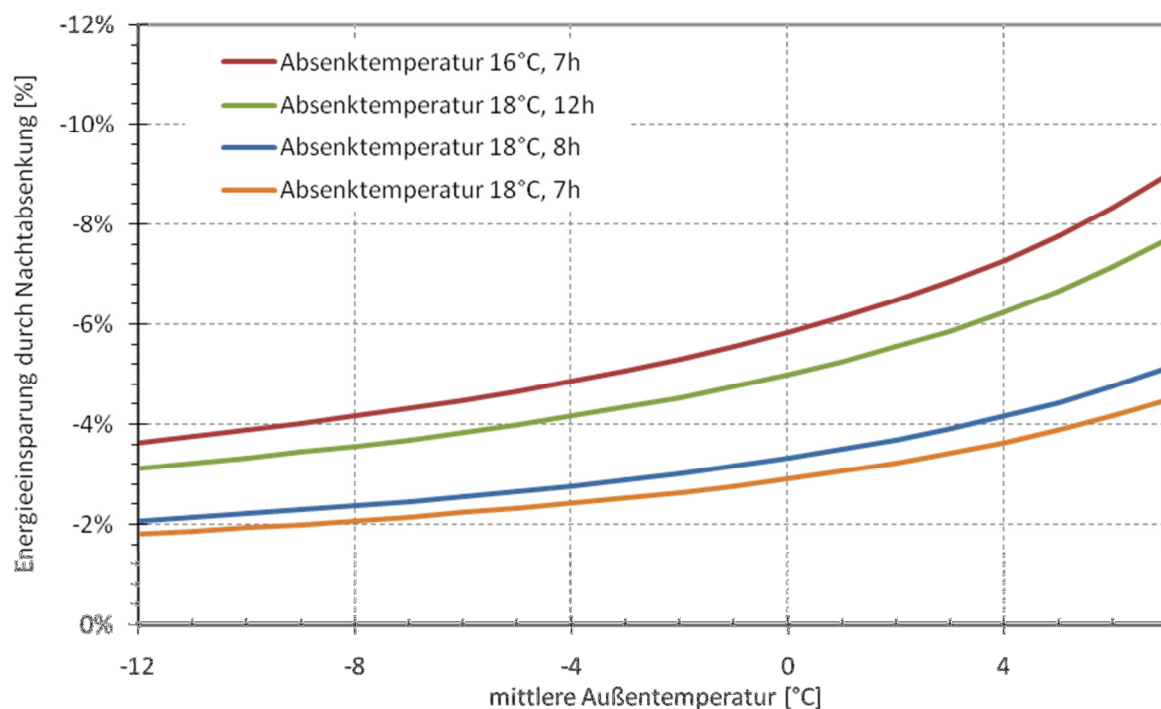


Abb. 2-5: Nachtabsenkung, theoretische Energieeinsparung, berechnet nach Gl. 2-5 und Gl. 2-6 (Raumtemperatur 20 °C)

Praktisch ergibt sich ein Einsparpotential bei Gebäuden mit hoher spezifischer Heizlast im Bereich von 10 %, für gut gedämmte Gebäude verringert sich dieses Potential auf 3 bis 5 % bei schwerer bzw. leichter Bauweise [10].

2.3.8 Aufheizleistung

In Bezug auf die Beheizung eines Gebäudes mit Fernwärme ist zusätzlich ein weiterer Effekt des eingeschränkten Heizbetriebes zu berücksichtigen: Am Ende jeder Absenkephase muss zusätzliche Aufheizleistung zur Verfügung gestellt werden, um die Raumtemperatur wieder auf

ein höheres Niveau zu bringen. Der Betrag dieser Aufheizspitze hängt wiederum von der Bauweise ab.

Hinsichtlich der Effizienz des gesamten Fernheizsystems kann eine zusätzlich installierte Leistung negative Auswirkungen zeigen. Auf diese Auswirkungen und Verbesserungsvorschläge wird in Kapitel 3 eingegangen.

2.3.9 Gleichzeitigkeit

In einem Fernwärmenetz werden mehrere Verbraucher parallel versorgt, die momentane Gesamtleistung ergibt sich (vereinfacht) aus der Summe der Einzelleistungen zum jeweiligen Zeitpunkt. Kurzzeitige Lastspitzen treten statistisch betrachtet nicht alle gleichzeitig auf, der Zeitverlauf der Leistung vergleichmäßigigt sich, Leistungsspitzen werden geglättet.

Der Begriff der Gleichzeitigkeit beschreibt das Verhältnis der Summe der momentan vorhandenen Leistungen P_i zur Summe der Nennleistungen P_N einer Gruppe von Verbrauchern. Für die Dimensionierung von Fernwärmenetzen ist die größte Leistungsanforderung des Netzes maßgebend, daher wird nach [16] der Gleichzeitigkeitsfaktor definiert als:

$$GLF = \frac{\sum_{i=1}^m P_i(t_{MAX})}{\sum_{i=1}^m P_{N, i}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

2.3.10 Gleichzeitigkeit der Warmwassererwärmung

Der Warmwasserwärmebedarf weist für eine einzelne Zapfstelle charakteristische Spitzen während einer Zapfung und Zeiten ohne Wärmebedarf zwischen den Zapfungen auf. Eine Aufsummierung mehrerer Verbraucher führt zu einer Vergleichmäßigung des Wärmebedarfes. Über die Gleichzeitigkeitsfaktoren der Warmwasser-Wärmebereitstellung liegen umfangreiche Untersuchungen und Diagramme vor. Abb. 2-6 zeigt den Verlauf des Gleichzeitigkeitsfaktors für eine unterschiedliche Anzahl versorgter Wohneinheiten (3-4 Zimmer, 3-4 Personen, Wannenvollbad je Wohnung). Für 200 Einheiten liegt der Gleichzeitigkeitsfaktor der Warmwasserbereitung bei 0,25.

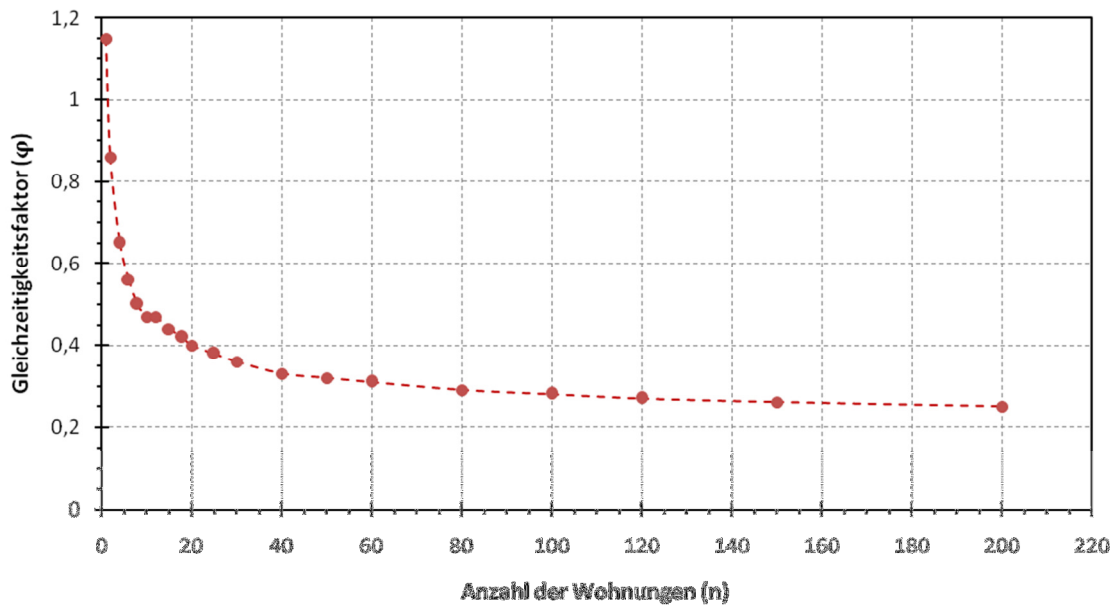


Abb. 2-6: Gleichzeitigkeitsfaktor für Warmwasserbereitung (nach [10])

Die Vorschläge aus Literaturquellen basieren auf Erfahrungswerten. Analog zur Warmwasserbereitstellung in Mehrparteienhäusern liegen auch für Fernheizsysteme Erfahrungswerte vor – bei großen Netzen wird mit Gleichzeitigkeitsfaktoren von 0,6 gerechnet [17].

2.3.11 Gleichzeitigkeit der Raumbeheizung

Diffiziler präsentieren sich die Zusammenhänge bezüglich des Heizwärmebedarfes in kleinen und mittleren Fernwärmenetzen. Je weniger Verbraucher ein Netz belasten, desto stärker wirkt sich die Lastspitze eines einzelnen Verbrauchers auf das Gesamtnetz aus. Aus Gründen der Effizienz soll das Wärmeversorgungssystem knapp dimensioniert werden, ohne dass das Risiko einer Unterversorgung zu groß wird.

Vorweg die grundsätzlichen theoretischen Zusammenhänge: Alle an ein Wärmenetz angeschlossenen Verbraucher sind – bis auf stark lokal begrenzte Einflüsse (wie Windspitzen oder Verschattung) – denselben klimatischen Bedingungen ausgesetzt. Die Normheizlast sollte daher bei allen Verbrauchern zum selben Zeitpunkt auftreten. Bei korrekter Auslegung des Heizsystems sollte die Normheizlast der Nennleistung (und auch der Anschlussleistung) des jeweiligen Verbrauchsobjektes entsprechen. Die Gleichzeitigkeit des Heizwärmebedarfes liegt in diesem Fall bei 1.

Messungen an zwei verschiedenen Heiznetzen in Österreich zeigen eine andere Situation in der Praxis. In Tabelle 2-1 wurden Messwerte der mittleren Tagesleistung bei Norm-Umgebungsbedingungen mit der Nennleistung des jeweiligen Abnehmers verglichen. Das

Verhältnis liegt bei 50...71 % bei Abnehmern des Heizwerks A bzw. bei 44...78 % für das Heizwerk B.

Tabelle 2-1: Verhältnis Tagesmittelleistung zu Nennleistung ([17])

Abnehmer Heizwerk A	Tagesmittelleistung/Nennleistung	Abnehmer Heizwerk B	Tagesmittelleistung/Nennleistung
A 1	61%	B 1	76%
A 2	64%	B 2	68%
A 3	61%	B 3	73%
A 4	68%	B 4	74%
A 5	60%	B 5	76%
A 6	64%	B 6	71%
A 7	61%	B 7	70%
A 8	67%	B 8	62%
A 9	51%	B 9	70%
A 10	54%	B 10	68%
A 11	57%	B 11	79%
A 12	55%	B 12	78%
A 13	69%	B 13	78%
A 14	64%	B 14	44%
A 15	65%	B 15	68%
A 16	51%	B 16	70%
A 17	71%	B 17	69%
A 18	68%	B 18	76%
A 19	66%		
A 20	70%		
A 21	59%		

Es scheint naheliegend, dass bei diesen Verhältnissen im Gegensatz zur theoretischen Betrachtung Gleichzeitigkeitsfaktoren < 1 berechnet werden können. Ein ähnliches Verhältnis zwischen der Summe der Anschlusswerte und der Wärmehöchstlast eines Versorgungsgebietes weisen Messungen der Stadtwerke Mannheim auf. Ein Wert von 0,6 bei einem Bereich von 0,55 bis 0,7 für Stadt- und Stadtrandgebiete werden angegeben [18]. Der Autor führt als Ursache die Unterschiede zwischen berechnetem und tatsächlichem Wärmebedarf an, einen Zusammenhang über die Gleichzeitigkeit schließt er aus.

Um dieser Problematik der Überdimensionierung bzw. Gleichzeitigkeit in der Auslegungsphase zu begegnen, gibt es verschiedene Ansätze, sowohl unter Beibehaltung der grundlegenden Annahmen als auch empirisch mittels Einführung eines Gleichzeitigkeitsfaktors.

2.3.12 Gleichzeitigkeitsfaktor in Fernwärmenetzen

Neben einer Korrektur der Heizlast durch Berücksichtigung von Innenwärmern bzw. der Gebäudeeigenen Heizgrenze besteht eine zweite Möglichkeit, eine Überdimensionierung zu vermeiden darin, einen Gleichzeitigkeitsfaktor zu verwenden.

Empfehlungen für den Gleichzeitigkeitsfaktor liegen zwischen 0,7 bei kleineren Anlagen und 0,5 für Anlagen mit mehr als 200 Abnehmern [19].

Messungen und Berechnung des mittleren Gleichzeitigkeitsfaktors aus Stichproben zweier Heizwerke in Österreich ergaben folgenden Verlauf abhängig von der Anzahl der zusammengefassten Wärmeabnehmer (Abb. 2-7); für 200 Wärmeabnehmer liegt der Gleichzeitigkeitsfaktor bei 0,5.

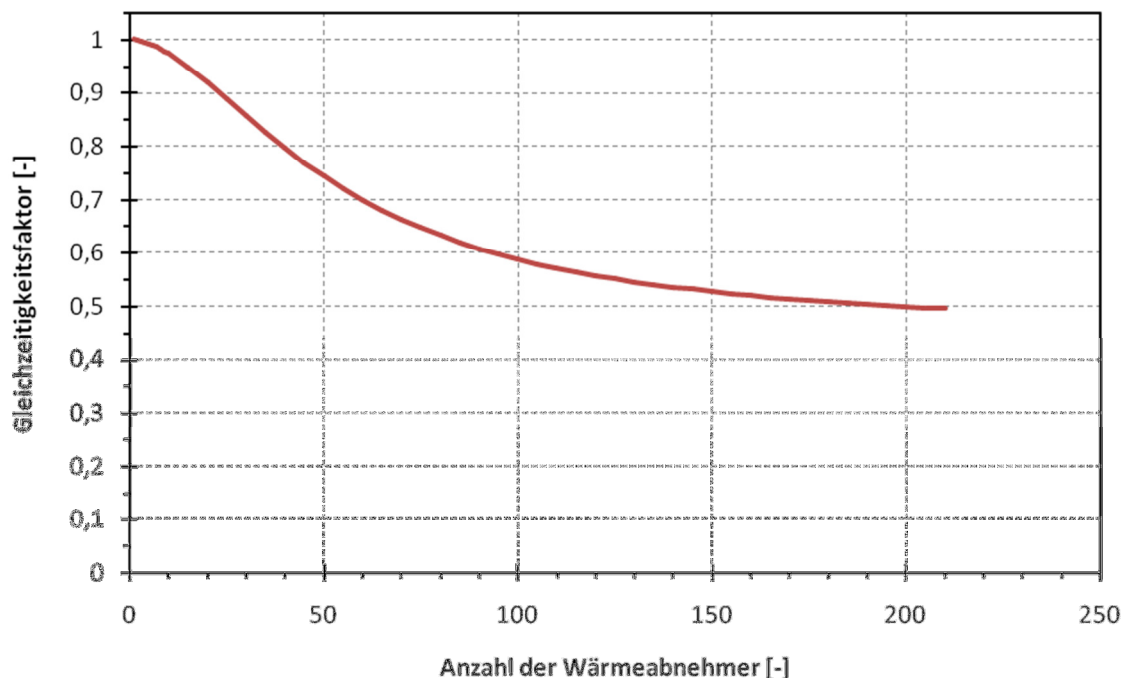


Abb. 2-7: Gleichzeitigkeitsfaktor über Abnehmerzahl [16]

Die Randbedingungen der Messreihe bzw. Auswertung sind zu beachten [16]:

- Das Verhältnis der mittleren Tagesleistung bei Nennaußentemperatur zur Nennleistung beträgt für eine Auswahl an Verbrauchern 0,4...0,7 (vgl. Tabelle 2-1, Seite 18), die Wärmeübertrager sind bezogen auf die Normheizleistung überdimensioniert.
- Die vermessenen Wärmeübergabestationen verfügen über keine Leistungsbegrenzung.
- Die Wärme wird zur Gebäudeheizung und zur Warmwassererwärmung verwendet (bei der Warmwassererwärmung treten auf jeden Fall Gleichzeitigkeiten auf).

- Der Bezug zur Bestimmung des Gleichzeitigkeitsfaktors wird aus der Summe der Nennleistungen der Übergabestationen gebildet, damit ist eine Überdimensionierung der Übergabestationen bezogen auf die Gebäudeheizlast eingerechnet.

Die beiden Ansätze zur Verminderung der Auslegungsleistung – Heizlastkorrektur und Verwendung eines Gleichzeitigkeitsfaktors – führen trotz unterschiedlicher Ansätze zu einem ähnlichen Ergebnis. So entspricht das Beispiel der Heizlastkorrektur um die Innenwärmen bei den Temperaturverhältnissen 20/12/-14 (Raum-/Heizgrenz-/Normaußentemperatur) einer Verminderung der Heizlast um 24 % oder einem Gleichzeitigkeitsfaktor von 0,76 (vgl. Gl. 2-3).

An dieser Stelle sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die Verwendung eines Gleichzeitigkeitsfaktors in der Auslegung von Heizsystemen nicht empfohlen wird. In den Berechnungen der vorliegenden Arbeit fließt kein Gleichzeitigkeitsfaktor in die Heizleistungsberechnung ein. Durch Vermeidung von Überdimensionierung kann das Auftreten eines Gleichzeitigkeitsfaktors verhindert werden. Für die Warmwasserbereitung wird hingegen ein Gleichzeitigkeitsfaktor angewendet.

Unabhängig davon, welcher Weg zur Ermittlung der Wärmeleistung beschritten wird, soll in jedem Fall die installierte Leistung mit dem Wärmeabnehmer vertraglich festgelegt werden. Eine zusätzliche Aufheizleistung ist gesondert zu vereinbaren. Es kann sowohl für den Wärmeabnehmer wie auch für den Netzbetreiber aber auch vorteilhaft sein, statt einer zusätzlichen Aufheizleistung den Zeitraum des Absenkbetriebes auf höhere Außentemperaturen einzuschränken – der Kunde bezieht Wärme durch die verringerte Anschlussleistung zu einem günstigeren Grundpreis, der Betreiber kann das Wärmenetz gleichmäßiger – und daher mit geringeren Verlusten – auslasten.

3 WÄRMEABGABE

In den folgenden Kapiteln wird das verwendete Modell beschrieben. Die erläuterten technischen Zusammenhänge sind im Tabellenkalkulationsprogramm Excel implementiert, ebenfalls die notwendigen Berechnungen zur wirtschaftlichen Bewertung von Systemen und Maßnahmen.

Das erste Teilmodell bildet das Wärmeabgabesystem eines Objektes ab, es inkludiert die Wärmeverteilung (Verrohrung) im Sekundärsystem und die vorhandenen Heizflächen im jeweiligen Raum. Heizflächen werden auf die Normheizlast ausgelegt. Üblicherweise ist diese Auslegung mit Sicherheiten versehen, zum Beispiel muss das nächstgrößere Heizkörpermodell ausgewählt werden. Nachträgliche bauliche Maßnahmen wie Wärmedämmung, Fenstertausch oder der Ausbau (und damit die Beheizung) von Keller oder Dachgeschoss vermindern die Heizlast eines Raumes. Dadurch bietet sich die Möglichkeit, das Heizsystem auf einem insgesamt niedrigeren Temperaturniveau zu betreiben, was Einsparungen ermöglicht, wie in diesem und den folgenden Kapiteln gezeigt wird.

Den Ausgangspunkt bildet eine Modellierung der Heizflächen bei Voll- und Teillast. Werden in einem weiteren Schritt vorhandene Heizflächen und reale Heizlast in Beziehung gesetzt, können benötigte Vorlauf- und zu erwartende Rücklauftemperatur abgeschätzt werden. Über diese Temperaturen werden Wärmeverluste und Strombedarf der Umwälzpumpen abgeschätzt.

Die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse des Wärmeabgabemodells bestimmt maßgeblich den darauf folgenden Berechnungsvorgang der anderen Teilmodelle. Aus diesem Grund wird eine realitätsnahe Abbildung der Vorgänge an den Heizflächen angestrebt.

3.1 Heizflächenmodell für Konvektions- und Strahlungsheizflächen

Die theoretische Grundlage der Modellierung der Heizflächen bildet eine beheizte, ebene senkrechte Platte. In der Norm (EN 442-2 [20]) wird das Verhalten eines Heizkörpers mit einem Potenzansatz beschrieben. Im Folgenden werden diese Ansätze auf Konsistenz und Verwendbarkeit in der Praxis überprüft.

3.1.1 Norm-Kennlinie

Das verwendete Modell zur Beschreibung des Verhaltens der Heizflächen basiert auf der Gleichung der Norm-Kennlinie eines Heizkörpers (Gl. 3-1). Sie beschreibt die Leistung eines Heizkörpers bezogen auf seine Norm-Wärmeleistung \dot{Q}_{100} bei Veränderung der mittleren Temperaturdifferenz [20]:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{100}} = \left(\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{m,100}} \right)^n \quad \text{Gl. 3-1}$$

mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz [20]:

$$\Delta T_m = \frac{t_{\text{Vorlauf}} - t_{\text{Rücklauf}}}{\ln \left(\frac{t_{\text{Vorlauf}} - t_{\text{Raum}}}{t_{\text{Rücklauf}} - t_{\text{Raum}}} \right)} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Ältere Tabellen beinhalten Norm-Wärmeleistungen bei 90 °C Vorlauftemperatur, 70 °C Rücklauftemperatur und 20 °C Raumtemperatur (kurz 90/70/20), nach aktueller Norm wird die Wärmeleistung bei 75/65/20 gemessen [21]. Mit den oben erläuterten Zusammenhängen kann von Temperaturen auf die Leistung geschlossen und umgekehrt aus einer gegebenen Leistung das benötigte Temperaturniveau einer Heizfläche bzw. Heizflächengruppe errechnet werden.

3.1.2 Theoretische Betrachtung

Als vereinfachtes Grundmodell eines (Platten-)Heizkörpers dient eine beheizte, ebene, senkrechte Wand. Die freie Konvektion wird bestimmt durch das Verhältnis von Auftriebs- und Reibungskräften (zusammengefasst in der Rayleigh-Zahl) und den Stoffwerten (beschrieben durch die Prandtl-Zahl). Aus der Gleichung von Churchill und Chu [22] berechnet sich die Nusselt-Zahl zu:

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2 \quad \text{Gl. 3-3}$$

mit der Nusselt-Zahl (gebildet mit der Plattenhöhe h), der Rayleigh- und Prandtl-Zahl [22]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot h}{\lambda} \quad \text{Gl. 3-4}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{Gl. 3-6}$$

Die freie Konvektion wird im konkreten Anwendungsfall nur durch Temperaturunterschiede (nicht durch Druckunterschiede) hervorgerufen, die Grashof-Zahl lässt in diesem Fall berechnen wie folgt [22]:

$$Gr = \frac{g \cdot h^3 \cdot (T_W - T_\infty)}{\nu^2 \cdot T_W} \quad \text{Gl. 3-7}$$

Der thermische Ausdehnungskoeffizient wurde mit $\beta = 1/T_W$ eingesetzt (für ideale Gase).

Gl. 3-3 gilt im Bereich $0 < Pr < \infty$ und $0 < Ra < 10^{12}$ für laminare und turbulente Strömung in der Grenzschicht; die Stoffwerte für Luft sind bei der mittleren Temperatur aus Wand- und Umgebungstemperatur zu ermitteln [22].

Der Wärmedurchgangskoeffizient U des Heizkörpers beinhaltet den Wärmeübergang wasserseitig, die Wärmeleitung durch den Heizkörpermantel und den oben beschriebenen Wärmeübergang auf die Raumluft (α_a) [22].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_j \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad \text{Gl. 3-8}$$

Für Annahmen von $\alpha_i = 500 \text{ W/(m}^2\text{K)}$, Blechdicke $s = 1,5 \text{ mm}$, $\lambda_{\text{Stahl}} = 46 \text{ W/m/K}$ und $\alpha_a = 4 \text{ W/m}^2\text{K}$ dominiert der Wert für den luftseitigen Wärmeübergang den gesamten Term und bestimmt die Größenordnung. Für eine erste Abschätzung werden die beiden anderen Terme vernachlässigt.

Zusätzlich zur Konvektion wird ein Teil der Wärmeleistung durch Strahlung übertragen. Als Grundlage der Strahlungsmodellierung dient das Modell des Strahlungsaustausches zwischen umschlossenen grauen Körpern nach dem VDI-Wärmeatlas [23].

Der Wärmestrom \dot{Q} durch Strahlung berechnet sich – mit Verwendung der Strahlungsaustauschzahl C_{12} – nach folgendem Zusammenhang über die Differenz der vierten Potenz der Temperaturen:

$$\dot{Q} = C_{12} \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{Gl. 3-9}$$

$$C_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \quad \text{Gl. 3-10}$$

3.1.3 Vergleich der Ansätze

Das Modell einer senkrechten, ebenen Platte bietet aufgrund der trivialen Geometrie keine brauchbare Abschätzung der Wärmeleistung verschiedener Heizkörper. Unregelmäßigkeiten in der Oberfläche, wie Rippen oder Konvektionsbleche, werden offensichtlich nicht beschrieben.

Für den einfachsten Fall eines Plattenheizkörpers ohne Konvektionsbleche (Typ 10) liegen die Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten in derselben Größenordnung, weichen aber mit zunehmender Plattenhöhe weiter voneinander ab. Abb. 3-1 zeigt den Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten für verschiedene Heizkörperhöhen, abgeschätzt mittels Konvektions- und Strahlungsmodellierung der ebenen Platte, sowie die Norm-Wärmeleistung des Plattenheizkörpers aus Herstellerangaben [24]. Die Norm-Wärmeleistung wird mit dem Heizkörperexponenten aus Tabelle 3-2 (Seite 31) auf verringerte Übertemperaturen umgerechnet.

Verglichen werden ein Heizkörper mit einem Meter Breite und eine flächengleiche ebene Platte gleicher Höhe. Die am Plattenheizkörper vorhandenen Sicken vergrößern dessen Oberfläche und werden für das Modell der ebenen Platte gedanklich in die Breite gezogen. Sowohl für die Konvektion wie auch für die Berechnung der Strahlung wird diese vergrößerte Fläche verwendet.

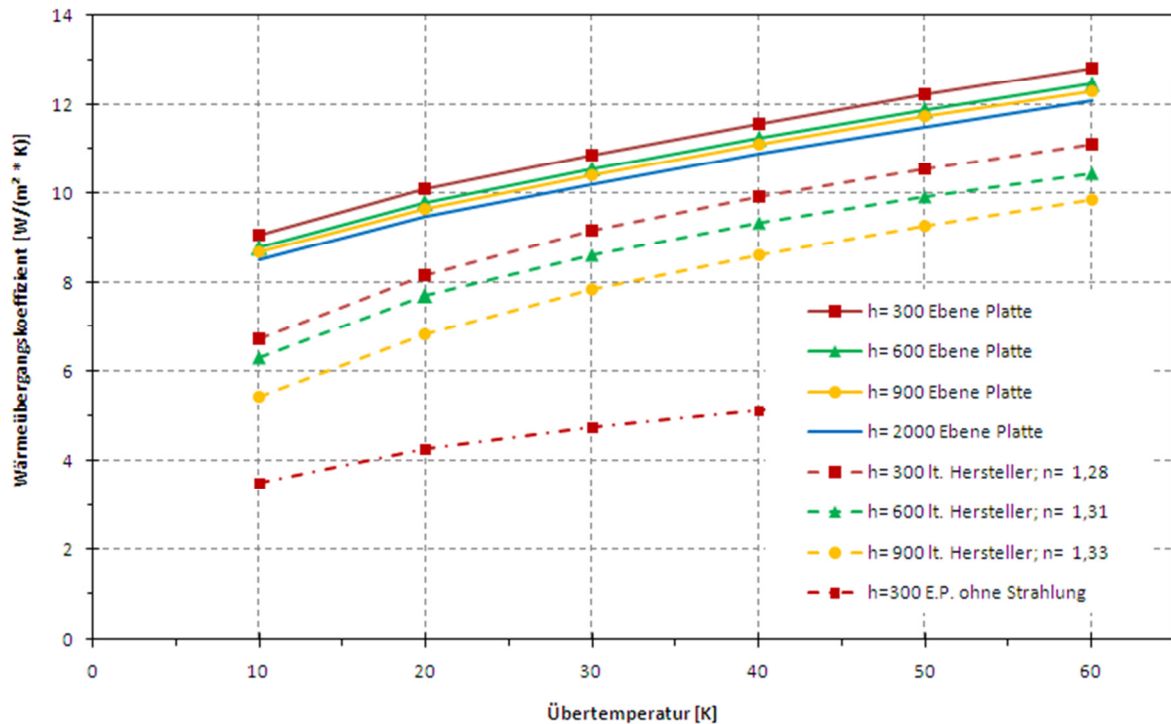


Abb. 3-1: Plattenheizkörper (Typ 10) und Ebene Platte: Wärmeübergangskoeffizient

Die unterste Kurve in Abb. 3-1 zeigt den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der ebenen Platte. Es wird deutlich, dass gänzlich ohne Einberechnung der Strahlung die Leitung der Heizfläche stark unterschätzt wird.

Auch inklusive Strahlung bietet die Modellierung eines Heizkörpers als ebene Platte eine wenig brauchbare Abschätzung der absoluten Wärmeleistung. Im Gegensatz dazu liefern die beiden Modelle vergleichbare Ergebnisse in der Modellierung des Teillastverhaltens. Abb. 3-2 zeigt einen Vergleich der Wärmeleistung bei Nennlast und im Teillastbereich, d.h. bei kleineren Temperaturdifferenzen zwischen Heizfläche und Umgebung. Ausgehend von einer Heizfläche gegebener Nennleistung (P_{100}) wird die Leistung bei sinkender Übertemperatur modelliert, sowohl mit dem Modell der Konvektion und Strahlung an der ebenen Platte als auch dem Modell des Normheizkörpers.

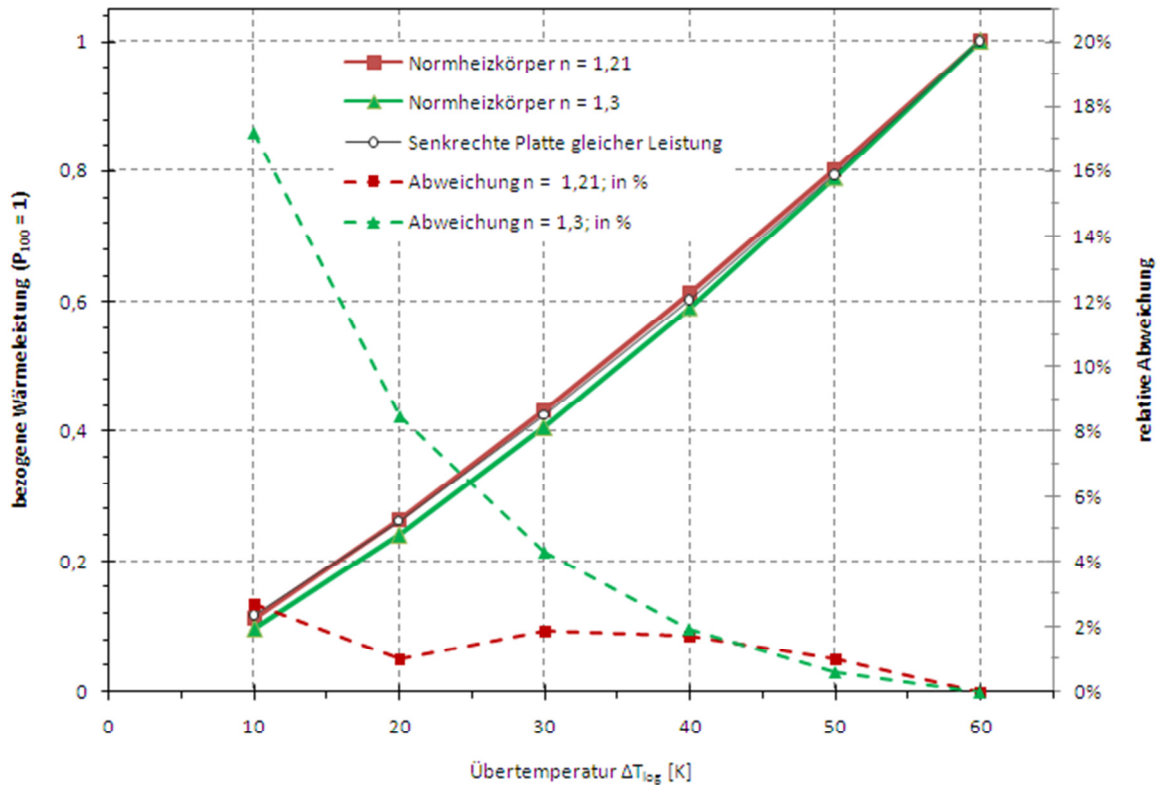


Abb. 3-2: Normheizkörper und Ebene Platte: Teillastmodellierung

Bei einer angemessenen Wahl des Heizkörperexponenten ist es möglich, das Verhalten einer Heizfläche über den Betriebsbereich ausreichend genau zu beschreiben. Im Beispiel in Abb. 3-2 liegt der Betrag des relativen Unterschiedes zwischen dem Modell der ebenen Platte und der Modellierung nach Norm in einem Bereich $< 3\%$.

Bereits aus diesem einfachen Vergleich wird die Bedeutung des Heizkörperexponenten (n) ersichtlich, besonders für die Abschätzung der Teillast-Wärmeleistung. Bei einer Übertemperatur von 10 K liegt der Unterschied der berechneten Leistung über 14 % zwischen $n=1,21$ und $n=1,3$ (Abb. 3-2). Festzustellen ist, dass ein zu hoch angenommener Heizkörperexponent eine geringere berechnete Leistung ergibt bzw. die Abschätzung der Rücklauftemperatur zu hohe Werte liefert. In den Betrachtungen dieser Arbeit ist das jeweils die ‚sichere‘ Seite, die Abschätzungen beinhalten dadurch Reserven – die Verluste werden höher eingeschätzt.

Der Heizkörperexponent wird für einen gegebenen Heizkörper als konstant angenommen, beschreibt also die Abhängigkeit der Teillast-Wärmeleistung von der Geometrie. Neben Rippen oder Konvektionsblechen beeinflusst auch die Höhe des Heizkörpers den Heizkörperexponenten. Abb. 3-3 zeigt den Anstieg des Heizkörperexponenten mit wachsender Höhe, berechnet für die Konvektion der ebenen senkrechten Platte. Als Parameter dient die

mittlere Übertemperatur der Heizfläche. Für die Kurve ‚Übertemperatur 30-20‘ wurde der Heizkörperexponent zwischen 20 und 30 K Übertemperatur der Platte mit der jeweiligen Höhe berechnet. Bemerkenswert ist der große Einfluss der Übertemperatur im Vergleich zur Plattenhöhe.

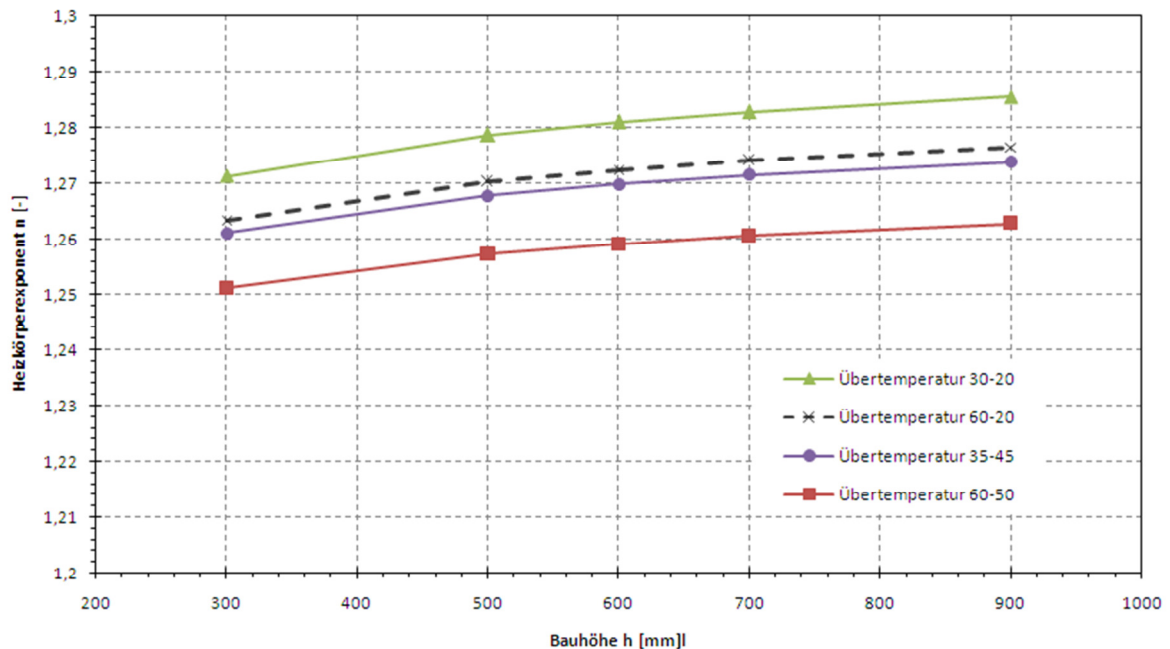


Abb. 3-3: Heizkörperexponent ebene Platte, berechnet für verschiedene Übertemperaturen aus Herstellermessdaten [24]

Der mit der Plattenhöhe ansteigende Heizkörperexponent kann nicht nur bei der ebenen Platte, sondern bei allen Heizkörpertypen festgestellt werden, folgt allerdings nicht mehr solch einfachen Gesetzmäßigkeiten (vgl. Pkt. 3.1.6, Seite 30).

Die Annahme eines über die mittlere Heizflächen-Übertemperatur konstanten Heizkörperexponenten stellt eine vergleichsweise große Vereinfachung dar. Trotzdem ermöglicht die Normkennlinie eine brauchbare Modellierung eines Heizkörpers im Teillastbereich. Die theoretischen Zusammenhänge werden ausreichend genau wiedergegeben, durch die Verwendung von Messwerten für die Nennleistung ist der notwendige Bezug zur Realität gegeben.

3.1.4 Modellübersicht

Es existiert eine nahezu unüberschaubare Vielfalt an Heizkörper-Bauformen für Warmwasserheizungen. Folgende zwei Ausführungsvarianten von Heizkörpern wurden modelliert:

- Gliederradiatoren bestehen aus einzelnen Elementen (Gliedern), die bis zur gewünschten Heizkörperbreite zusammengefügt werden.



Abb. 3-4 Gliederradiator mit drei Rohrebenen [25]

Gliederradiatoren werden aus Gusseisen oder Stahlblechelementen hergestellt. Der Unterschied beider Ausführungsvarianten im Betriebsverhalten ist gering und wird im Folgenden vernachlässigt.

- Plattenradiatoren ohne/mit Konvektionsblechen werden charakterisiert durch die Anzahl der Platten (1 bis 3) und Anzahl der Konvektionsbleche (0 bis 3). Die Zahl der Typbezeichnung beschreibt beide Werte – ‚Plattenradiator Typ 21‘ beschreibt demnach einen Heizkörper mit zwei Platten und einem Konvektionsblech (vgl. Abb. 3-5).

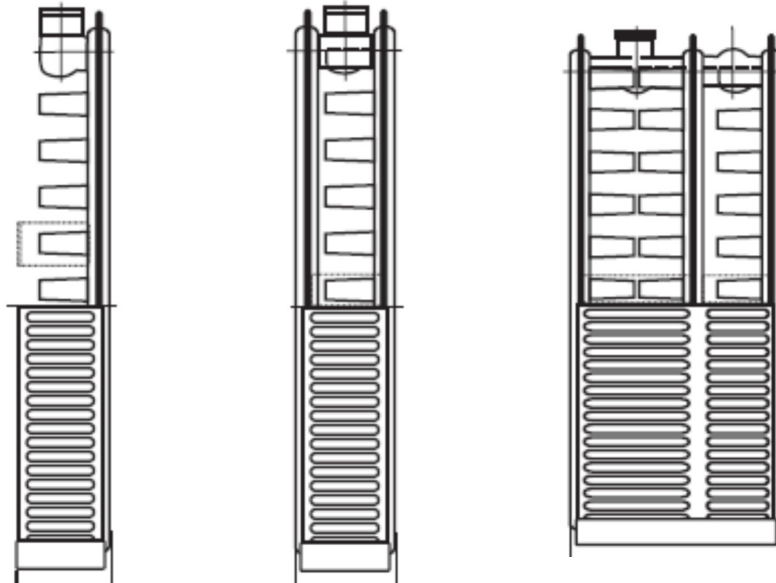


Abb. 3-5 Plattenheizkörper Typ 11, Typ 21, Typ 33 [21]

3.1.5 Eingabeparameter und Annahmen

Ziel ist es, anhand einer Auflistung der Heizkörper in einem Raum die installierte Leistung abschätzen zu können. Folgende Daten müssen erhoben werden:

- Anzahl der Heizkörper im Raum
- Typ der Heizflächen (Gliederradiator bzw. Plattenradiator)
- bei Gliederradiatoren: Anzahl der Rohrebenen bzw.
bei Plattenradiatoren Anzahl der Plattenebenen und Konvektionsbleche
- Höhe des Heizkörpers
- Anzahl der Glieder des Gliederradiators bzw.
Breite des Plattenheizkörpers

Basierend auf den gemessenen Wärmeleistungen eines Heizkörper-Herstellers wird ein Wert für die spezifische Heizleistung pro Meter bzw. Glied aus einer Tabelle (wie Tabelle 3-1) ausgelesen. Diese Leistung wird auf die vorhandene Breite skaliert, Zwischenwerte der Höhe linear extrapoliert.

Tabelle 3-1: Plattenradiatoren: Wärmeleistung verschiedener Typen und Bauhöhen [21]

Plattenradiatoren TCA - Leistung pro 1m Breite						
Typ TCA	10	11	20	21	22	33
Höhe						
300	460	615	790	975	1215	1690
500	736	1075	1180	1515	1940	2630
600	866	1235	1375	1782	2288	3190
700	995	1440	1565	2045	2550	3580
900	1223	1835	1960	2533	3115	4440
	Leistung in Watt/Meter					

3.1.6 Ermittlung des Heizkörperexponenten

Der Heizkörperexponent n ist ein Maß für die Nichtlinearität der Wärmeleistung bei Veränderung der Temperaturdifferenz. Aus den theoretischen Überlegungen konnte abgeleitet werden, dass n mit der Bauhöhe steigt. Der Heizkörperexponent steigt ebenfalls mit dem Anteil des konvektiven Wärmetransportes an der Gesamtleistung (Konvektion und Strahlung) und ist daher bei Heizkörpern mit mehreren Platten oder mit Konvektionsblechen größer [15].

Der Heizkörperexponent kann bestimmt werden, wenn an zwei Punkten der Kennlinie Leistung und Temperaturen des Heizkörpers bekannt sind. Nach EN 442-2 [20] wird die Kennlinie unter Zuhilfenahme logarithmischer Koordinaten nach dem Verfahren kleinster Quadrate aus N Messpunkten bestimmt mit der jeweilige Übertemperatur ΔT und der Wärmeleistung Φ . Für den Heizkörperexponenten (n) ergibt sich die Gleichung:

$$n = \frac{N \cdot \sum[(\log \Delta T \cdot \log \Phi)] - \sum(\log \Delta T) \cdot \sum(\log \Phi)}{N \cdot \sum[(\log \Delta T)^2] - (\sum \log \Delta T)^2} \quad \text{Gl. 3-11}$$

Die Berechnung der Heizkörperexponenten wurde für Plattenheizkörper nach Norm durchgeführt. Die Berechnungsergebnisse stimmen mit den (zumeist recht groben) Werten in

der Literatur weitgehend überein. Abb. 3-6 zeigt Anhaltswerte für den Heizkörperexponenten für Plattenheizkörper.

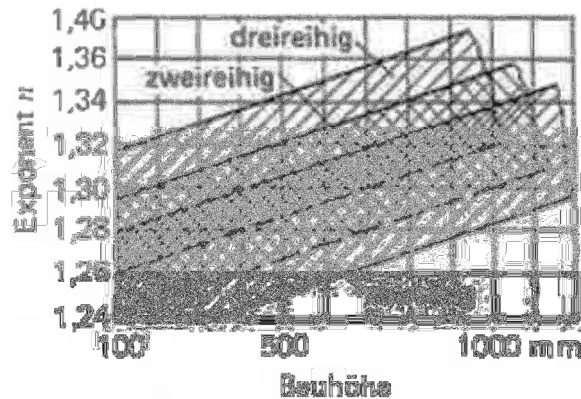


Abb. 3-6: Plattenheizkörper mit Konvektionsblechen: Exponenten n [15]

Eine Regression der Exponenten verschiedener Modelle wurde nicht durchgeführt und folgende Werte analog zur Leistung in Tabellenform der Berechnung hinterlegt:

Tabelle 3-2: Plattenradiatoren: Heizkörperexponent n (aus [24], Höhe 700 interpoliert)

Plattenradiatoren - Heizkörperexponent n						
Typ TCA	10	11	20	21	22	33
Höhe						
300	1,28	1,32	1,31	1,33	1,33	1,31
500	1,30	1,30	1,31	1,34	1,33	1,32
600	1,31	1,29	1,32	1,34	1,33	1,32
700	1,317	1,290	1,330	1,340	1,337	1,337
900	1,33	1,29	1,35	1,34	1,35	1,37
	Heizkörperexponent n					

Für Gliederradiatoren wurden ebenfalls Leistung und Heizkörperexponent in der Excel-Berechnung tabellarisch hinterlegt:

Tabelle 3-3: Gliederradiatoren: Leistung [26] und Heizkörperexponent (berechnet aus [25])

Gliederradiatoren			
	Rex	Triplex	Special
Rohr- ebenen	2	4	6
Höhe			
300		56,6	82,5
440	34,3	79,0	
590	45	103	
740	55,8	125,9	
990	73,7	164	
Leistung pro Glied in Watt			
300	1,27	1,28	1,3
440	1,276	1,286	1,304
590	1,283	1,293	1,308
740	1,289	1,299	1,313
990	1,3	1,31	1,32
Heizkörperexponent n			

Bei der Berechnung des Heizkörperexponenten für Gliederradiatoren aus tabellierten Leistungen bei verschiedenen Übertemperaturen fällt die sehr hohe Sensitivität bezüglich der Eingabewerte auf. Für Gliederradiatoren konnte kein Trend für den Heizkörperexponenten bei Variation der Höhe bzw. Bautiefe festgestellt werden. Die verwendeten Werte in Tabelle 3-3 wurden daher mit Erfahrungswerten aus Literaturquellen (vgl. [15]) abgeglichen und Zwischenwerte über die Höhe linear interpoliert. Die grundsätzlichen Trends für den Heizkörperexponenten – n steigt mit zunehmender Höhe, n steigt mit zunehmender Bautiefe – wurden wiederum wie beim Plattenheizkörper abgebildet.

3.1.7 Grenzen dieses Heizflächenmodells

Das erläuterte Heizflächenmodell stellt eine Näherung da und stößt früher oder später an seine Grenzen. Folgende Einflüsse wurden nicht modelliert:

- Massenstrom nach Herstellerangaben und Anschlussart von Vorlauf und Rücklauf (Vorlauf oben bzw. unten, gleich- oder wechselseitig): nur bei normgerechtem Anschluss des Heizkörpers stellt sich dasselbe Temperaturprofil über die Heizfläche und damit dieselben Strömungsverhältnisse der Luft ein
- Luftdruck: die Normleistung eines Heizkörpers bezieht sich auf 1013 mbar Umgebungsdruck. Niedriger Luftdruck vermindert die konvektive Leistung.
- Einbauart: die Normleistung gilt für eine Aufstellung des Heizkörpers frei vor der Wand. Geringe Abstände zu Boden oder Wand wie auch eine Montage in einer Nische (z.B. unter einer Fensterbank) behindern die Umströmung und damit den Wärmeübergang. Besonders signifikant ist der Leistungsabfall bei Plattenheizkörpern mit großer Bautiefe (z.B. Typ 33) in engen Fensternischen. Umgekehrt kann der konvektive Wärmeübergang eines Heizkörpers hinter einem Verbau ev. durch den Kamineffekt ansteigen.
- Anstrich des Heizkörpers: Verschiedene Farben oder Lacke beeinflussen die Abstrahlung des Heizkörpers, tendenziell wird durch eine Veränderung des Anstriches die Heizleistung vermindert (Heizkörperlack besitzt einen hohen Emissionsgrad $\varepsilon = 0,925$ [23]).

Diagramme zur Abschätzung der Leistungsverminderung mit Diagrammen finden sich in einschlägiger Literatur [15].

Im Zuge dieser Arbeit konnte das Heizflächenmodell nur teilweise mit Messungen verifiziert werden, da für den unteren Teillastbereich von Heizflächen keine Messergebnisse zugänglich waren.

3.2 Abschätzung VL/RL-Temperatur

Für ein gegebenes Modell und einer bekannten Leistung kann der Betriebspunkt eines Heizkörpers durch das Parametertripel Massenstrom/Vorlauftemperatur/Rücklauftemperatur beschrieben werden. Die Festlegung eines dieser drei Parameter bestimmt die Größe der beiden anderen, es ist ein Freiheitsgrad vorhanden, der im Zuge der Optimierung ausgenutzt werden kann.

Dieser Teil des Modells entspricht dem Auslegungsdiagramm für Heizkörper.

3.2.1 Raum-Heizlast

Die Leistung, welche von Heizkörper zur Verfügung gestellt werden muss, deckt die Wärmeverluste des betreffenden Raumes.

Zur Berechnung der Raumheizlast wird die überschlägige Berechnung der Heizlast nach EN 12831 [11] verwendet. Es werden außenflächenabhängige Transmissions- und raumvolumenbezogene Lüftungswärmeverluste berücksichtigt. Diese Vorgehensweise wird vor allem für Berechnungen in Bestandsgebäuden empfohlen [10].

Folgende Parameter finden Eingang in die Berechnung:

- Außenwände und an nicht beheizte Räume grenzende Wände
- Dachflächen und Kellerdecken
- Fensterflächen
- Wärmetransmissionskoeffizienten der Bauteile
- Raumvolumen
- Luftwechselzahl

Aus der so berechneten Raumheizlast kann abhängig von der Außentemperatur die Leistungsanforderung für die Heizflächen angegeben werden.

3.2.2 Wärmeübertragerflächen

Die Auflistung der benötigten Eingabeparameter und Annahmen für einen Heizkörper findet sich in Kap. 3.1.5 (Seite 29)

3.3 Verteil-Wärmeverluste

Stark vereinfacht stellen die Verteilverluste einen nicht witterungsabhängigen Wärmebedarf dar, der über die volle Betriebszeit anfällt. Eine realistischere Modellierung ist allerdings mit einfachen Mitteln möglich.

Die hydraulische Verschaltung (Beimisch- oder Drosselschaltung) und die Leistungsanforderung des beheizten Raumes bestimmen das Temperaturniveau am Heizkörper und damit auch die Temperaturen in den Verteilleitungen des Sekundärsystems. In Verbindung mit bekannten bzw. abgeschätzten Rohrlängen und Dämmstärken kann der Wärmeverlust abgeschätzt werden.

3.4 Energiebedarf elektrisch

Der Strombedarf der Wärmeverteilung wird mit Hilfe des Druckverlustes abgeschätzt. Für den Auslegungsmassenstrom (\dot{V}_{100}) wird ein Druckverlust von 100 Pa/m angesetzt, in anderen Betriebspunkten wird quadratisch nach Gl. 3-12 umgerechnet.

$$\Delta p = \Delta p_{100} * \frac{\dot{V}^2}{\dot{V}_{100}^2} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Das Einsparpotential im Strombedarf wird durch eine starke Überdimensionierung in bestehenden Anlagen ersichtlich: eine Feldstudie in Norddeutschland zeigt einen Faktor 3 zwischen vorhandener und benötigter elektrischer Pumpenleistung.

3.5 Heiz- und Vorhaltezeiten, Lastprofil

In der Modellierung können verschiedene Gebäudetypen mit unterschiedlichen Nutzungen und Lastcharakteristiken abgebildet werden. Die Implementierung erfolgt mittels Lastgangfaktoren, die das Verhältnis von mittlerer Tagesleistung und aktueller Leistung in Stundenintervallen abbilden.

3.5.1 Lastprofil der Heizleistung

Abb. 3-7 zeigt exemplarisch den Verlauf des Lastgangfaktors für ein typisches Reihenhaus und für einen Verbraucher mit ausgeprägter Morgenspitze, wie zum Beispiel Schulgebäude.

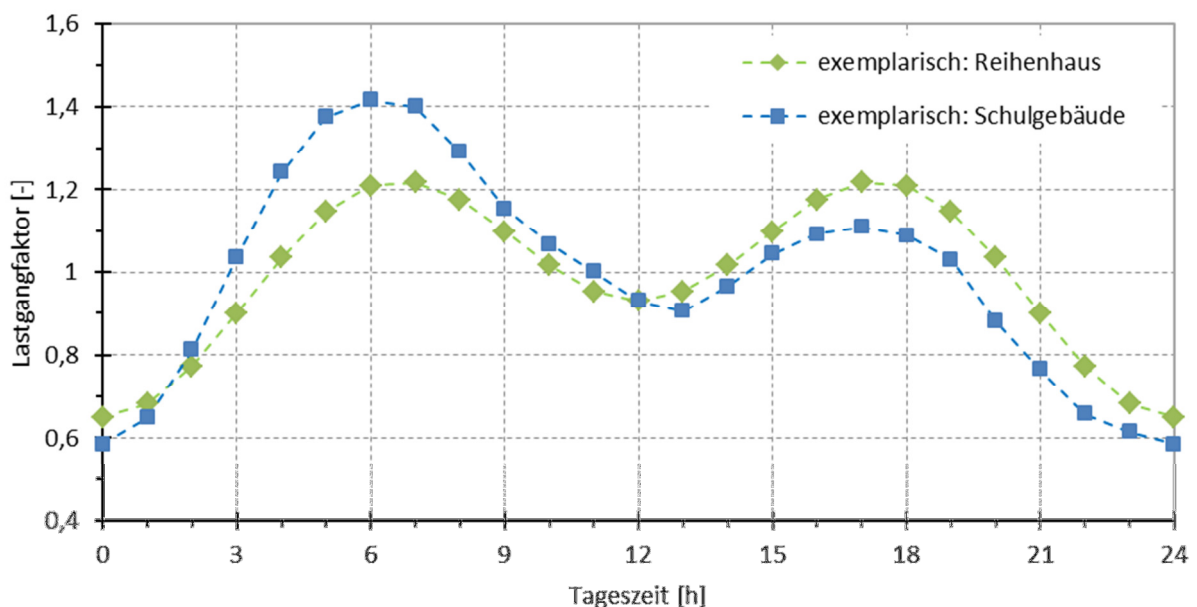


Abb. 3-7: Lastprofil, exemplarische Lastgangfaktoren, nach [16]

Mit diesem Lastprofil kann unterschiedliches Nutzerverhalten genauso berücksichtigt werden wie die Veränderung der Last durch Nachtabsenkbetrieb des Gebäudeheizsystems. Die Ausprägung der Lastspitze der Aufheizleistung zeigt je nach Gebäudeschwere, Luftwechsel und Aufheizzeit unterschiedliche Wertebereiche. (vgl. Kapitel 2.3.7 Nachtabsenkung)

3.5.2 Lastprofil der Warmwasserbereitung

Analog zur zeitlichen Veränderung der Heizlast wird auch das Leistungsprofil der Warmwasserbereitung durch Faktoren, bezogen auf die mittlere Leistung, abgebildet. In einschlägiger Literatur finden sich brauchbar dokumentierte Lastprofile für verschiedene Anwendungsfälle (z.B. [17]).

Verschiedene Systemausführungen zur Erwärmung von Brauchwasser unterscheiden sich auch nennenswert in der Charakteristik der Rücklaufemperatur. Diese unterschiedlichen Temperaturniveaus und deren Zeitverläufe werden ebenfalls – ähnlich der Lastprofile für die Heizleistung – in einem Tagesprofil abgebildet. Grundlegende Berechnungen dazu befinden sich in Kapitel 2.3.6, Temperaturniveau der Warmwassererwärmung.

3.6 Resultierende Temperaturen sekundär

Mit dem hier beschriebenen Teilmodell der sekundären Wärmeverteilung und -abgabe kann bereits ein erster Optimierungsschritt durchgeführt werden. So können Wärmeverluste und Pumpstrombedarf gegeneinander abgewogen und ein Kostenminimum gefunden werden. Ergebnisse dieser Optimierung finden sich in Kapitel 8.

Für die weitere Modellierung des Gesamtsystems inklusive Wärmeübertrager und Fernwärmenetz sind die resultierenden Temperaturen sowie der Massenstrom auf der Sekundärseite des Heizsystems von Interesse. An der Schnittstelle zwischen der Modellierung des Gebäudeheizsystems und dem Wärmeübertragermodell wird daher ein Quadrupel aus Leistung, Massenstrom, Vorlaufemperatur und Rücklaufemperatur übergeben.

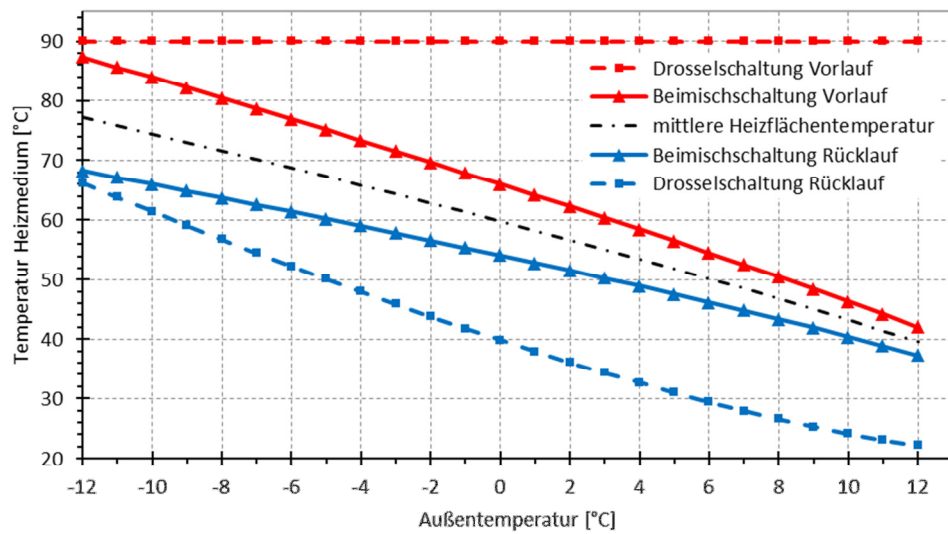


Abb. 3-8: Temperaturverläufe abhängig von der Außentemperatur, sekundär

In den einfachsten Fällen der Beimisch- bzw. Drosselschaltung präsentieren sich die Temperaturverläufe wie in Abb. 3-8, berechnet mit dem erstellten Modell. Werden die Vorgabewerte der Vorlauftemperaturregelung optimiert, ändert sich der Verlauf der abgebildeten Kurven.

4 WÄRMEÜBERGABE

Das Teilmodell der Wärmeübergabe implementiert die Berechnungen an der Schnittstelle zwischen Sekundär- und Primärseite des Fernwärmesystems. Im Wesentlichen ist eine Darstellung des Wärmetauschers und eventuell der Anbindungshydraulik notwendig.

4.1 Übergabestation

In kleinen und mittleren Fernwärmenetzen werden üblicherweise Hausübergabestationen verwendet. Diese dienen zur Trennung der Wasserkreisläufe der verbraucherseitigen Sekundärnetze und dem Primärsystem des Netzbetreibers.

In sehr großen Fernwärmesystemen – in Österreich nur in Wien – wird in manchen Fällen das Netz in ein Primär- und mehrere Sekundärnetze aufgeteilt. In diesem Fall werden Verbraucher auch direkt an das jeweilige Sekundärnetz angeschlossen, die Hausübergabestation kann entfallen [7].

4.1.1 Bauarten

Für kleine Leistungen werden zur Wärmeübergabe vom Primär- in das Sekundärnetz sogenannte Kompaktstationen verwendet – Wärmeübertrager und Regeleinrichtungen sind in einem Gehäuse verbaut. Für große Leistungen werden der (entsprechend größere) Wärmeübertrager, die Verrohrung und Armaturen auf einem Rahmen aus Formrohren montiert [22].

Spülstutzen werden derzeit standardmäßig nicht vorgesehen, bieten allerdings Potential für Effizienzverbesserung durch die Möglichkeit einer regelmäßigen Reinigung des Wärmeübertragers der Übergabestation (vgl. Kapitel 8.2.2 Fouling).

4.1.2 Rücklauftemperaturebegrenzung

Zur Begrenzung der primärseitigen Rücklauftemperatur ist eine – üblicherweise fix eingestellte – Rücklauftemperaturebegrenzung vorgesehen. Durch Vorausrechnung der niedrigst möglichen Rücklauftemperatur kann dieser Wert für bestimmte Objekte bereits bei der Installation abgesenkt werden. Dadurch sinkt die Rücklauftemperatur im Netz, was die Effizienz verbessert. Berechnungen dieser Zusammenhänge befinden sich in Kapitel 8.

4.2 Wärmeübertragermodellierung

Zur Vorausberechnung, Auslegung und Modellierung von Wärmeübertragern werden von diversen Herstellern Softwarepakete angeboten. Auf diesen Daten basiert die Implementierung im vorliegenden Modell.

4.2.1 Grädigkeit

Die Temperaturdifferenz zwischen Austritt Sekundär und Eintritt Primär bezeichnet man als Grädigkeit. Je kleiner die Grädigkeit, umso größer muss die Fläche des Plattenwärmetauschers werden. Bei Heizungsanlagen werden in der Regel Grädigkeiten von 5 Kelvin angenommen [15].

4.2.2 Auslegung

Mit den Betriebsparametern im Auslegungspunkt und einer gewünschten Grädigkeit kann ein Wärmetauscher ausgewählt werden. Die Auswahl eines geeigneten Wärmeübertragers bestimmt maßgeblich die Effizienz, zusätzlich hat die große Bandbreite der Kosten vergleichbarer Wärmetauscher unterschiedlicher Hersteller großen Einfluss auf die Gesamtkosten der Wärmeübergabestation. Hilfestellungen für eine optimierte Auswahl werden in Kapitel 8 gegeben.

4.2.3 Implementiertes Modell

Bei der in diesem Modell implementierten Berechnungsmethode handelt es sich um keine Modellierung im eigentlichen Sinn, es werden stattdessen mit gegebenen Betriebspunkten Zwischenwerte kontinuierlich interpoliert – in jedem Betriebspunkt sind der Massenstrom und die Temperaturniveaus vorgegeben.

Mithilfe eines Hersteller-Auslegungsprogrammes werden Stützpunkte (Nenn- und Teillast) bei gegebener Netz-Vorlauftemperatur berechnet. Der Wärmeübergangskoeffizient sowohl auf der Primär- wie auf der Sekundärseite wird durch eine Interpolation mit einem Polynom zweiten Grades als Funktion des Massenstromes ermittelt.

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird nach Gl. 4-1 [10] berechnet. Die Wärmeübergangskoeffizienten α_{prim} und α_{sek} werden aus der oben beschriebenen Interpolation übernommen, Wärmeleitkoeffizient λ und Blechstärke s der Wärmetauscherplatten ebenfalls aus Ergebnissen der Herstellersoftwareberechnung abgeschätzt.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{prim}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{sek}} + R_f} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Zusätzlich wird im Nenner von Gl. 4-1 ein Foulingwiderstand R_f addiert, dieser Faktor ist in Kapitel 4.3 erläutert.

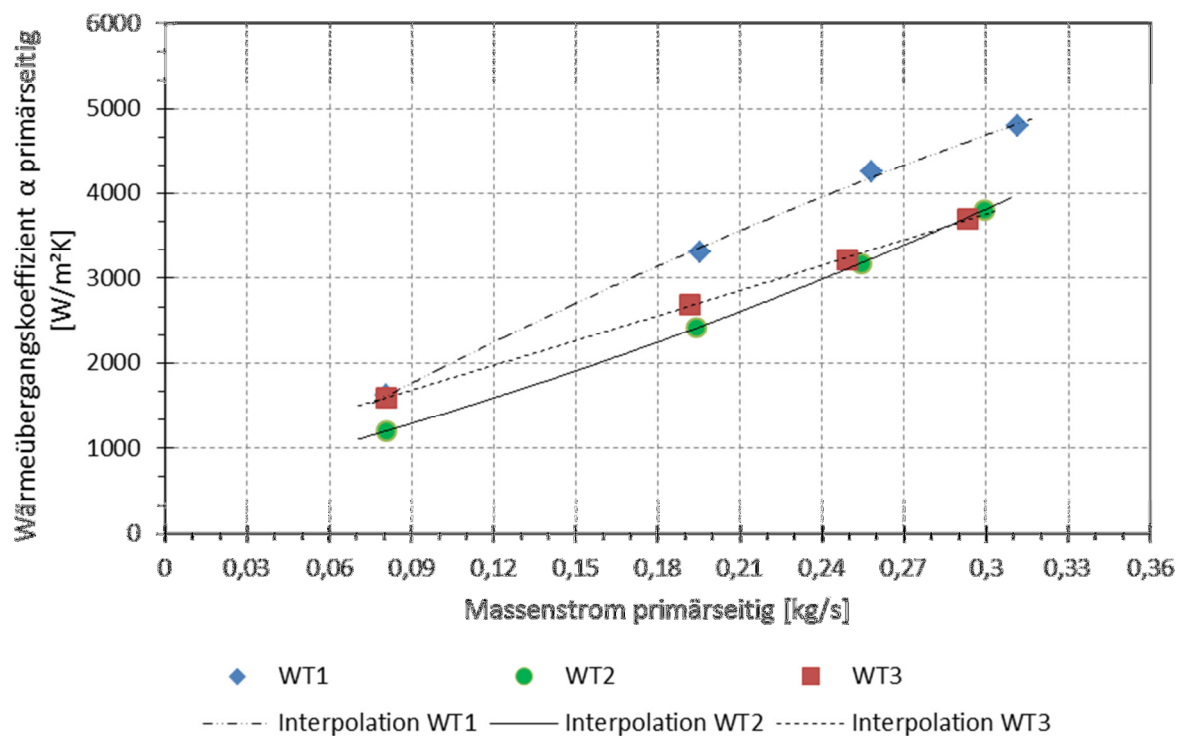


Abb. 4-1: Berechnete Wärmeübergangskoeffizienten und Interpolation (Datenpunkte berechnet aus [27])

Abb. 4-1 zeigt die Stützpunkte und Interpolationspolynome des Wärmeübergangskoeffizienten für die in den Berechnungen dieser Arbeit verwendeten Wärmeübertrager. Verschiedenste Einflussgrößen der Strömung wirken sich auf den Wärmeübergang in Plattenwärmetauschern aus, ob und wie diese in der Herstellersoftware berücksichtigt werden ist nicht bekannt.

Die Bezeichnung WT1, WT2 und WT3 stehen für unterschiedliche Fabrikate und Typen von Wärmeübertragern. Eine Beschreibung der berücksichtigten Ausführungen befindet sich in Kapitel 8.2.1.

4.3 Fouling

Das Verhalten eines Wärmeübertragers ist zeitlich nicht konstant. Durch chemische Vorgänge im Heizungswasser bilden sich in der gesamten Anlage und damit auch im Wärmetauscher Ablagerungen. Diese zusätzliche Schicht behindert den Wärmeübergang [23]. Die Auswirkung

wird im Modell durch Einberechnung einer Fouling-Schicht berücksichtigt, die Dicke dieser Schicht bzw. der zusätzliche Widerstand im Wärmeübergang kann direkt in das Modell eingegeben werden.

4.3.1 Foulingwiderstand in Übergabestationen

Während das verwendete Wasser im Fernwärmenetz aufbereitet wird, kann auf die Qualität des Wassers und Sauerstoffeintrag in den Sekundärnetzen nur wenig Einfluss genommen werden. Relevante Beeinträchtigung des Wärmeübergangs durch Fouling sollte daher vor allem auf der Sekundärseite des Wärmeübertragers zu erwarten sein. Dem gegenüber steht eine Untersuchung von Wärmetauschern im Fernwärmenetz von Belgrad. Genić [28] empfiehlt abgeleitet aus seinen Messungen einen Foulingwiderstand $0,048 \text{ m}^2\text{K/kW}$ auf beiden Seiten des Wärmeübertrages in einem Raumheizungssystem. In anderen Quellen wird ein vergleichbarer Wert ($0,045 \text{ m}^2\text{K/kW}$) bzw. ein Wertebereich des Foulingwiderstandes von $0,02$ bis $0,075 \text{ m}^2\text{K/kW}$ angegeben [23, 29].

4.3.2 Zeitliche Entwicklung des Foulingwiderstandes

In vereinfachten Betrachtungen wird Fouling durch einen zusätzlichen Foulingwiderstand oder ein sogenannter Cleanliness Factor (CF) verwendet [23]. Dies führt bei der Auslegung zu einer Überdimensionierung, die den abnehmenden Wärmedurchgangskoeffizienten ausgleichen soll.

Bei genauerer Betrachtung ist aber nicht nur der Zahlenwert des zusätzlichen Wärmeleitungswiderstandes von Interesse, sondern auch die zeitliche Entwicklung der Foulingschicht. Foulingvorgängen in Wärmeübertragern liegen verschiedene Ablagerungsmechanismen zugrunde, je nach Stoffsystem werden

- Kristallisation
- Reaktion
- Partikel
- Biofouling
- Korrosion

als Ursache der Verschmutzung benannt [30]. Abhängig von diesem Mechanismus zeigt sich eine grundsätzlich verschiedene zeitliche Entwicklung des Foulingwiderstandes R_f .

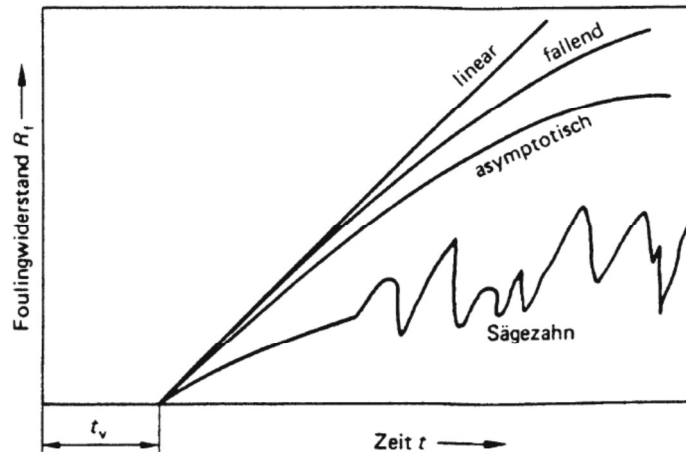


Abb. 4-2: Mögliche Foulingverläufe je nach Ablagerungsmechanismus [30]

Wenn die Ablagerungsrate bzw. die Differenz zwischen Ablagerungs- und Abtragsrate konstant ist, d.h. nicht von der Dicke der Foulingschicht beeinflusst wird, stellt sich ein linearer Verlauf des Foulingwiderstandes über der Zeit ein (Abb. 4-2). Wird die Ablagerungsrate hingegen durch bereits vorhandene Ablagerungen vermindert, zeigt sich abnehmendes Foulingverhalten (Autoretardation) [30]. Typisch für Biofouling und schwach anhaftende Ablagerungen ist das sogenannte Sägezahnverhalten. Durch Absterben von Bioablagern oder das Erreichen einer kritischen Schichtdicke löst sich die Ablagerung von der Wärmeübertragerfläche, der Foulingwiderstand verändert sich in mehr oder weniger periodischen Intervallen.

In Plattenwärmeübertragern von Fernwärmeübergabestationen dominiert der Mechanismus des Partikelfouling [28]. Das Zeitverhalten zeigt meist asymptotischen Verlauf, d.h. Ablagerung und Abtrag halten sich nach einiger Zeit im Gleichgewicht. Der Foulingwiderstand R_f strebt einem Grenzwert zu (vgl. Abb. 4-2). In vielen Fällen ergibt sich dadurch trotz Fouling ein akzeptabler Betriebszustand des Wärmeübertragers [30].

Nach Karabelas [31] stellt sich ein praktisch konstanter Foulingwiderstand bei Partikelfouling in Plattenwärmeübertragern mit Wasser nach 50 bis 150 Betriebsstunden ein, wobei ein stationärer Zustand bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten früher erreicht wird. Ein zweiter wichtiger Parameter für die zeitliche Entwicklung der Foulingschicht ist die Konzentration der Partikel im Heizungswasser. Messungen zeigen, dass – wie anzunehmen – ein stationärer Wert für den Foulingwiderstand bei höheren Partikelkonzentrationen schneller erreicht wird [32]. Die Messungen wurden mit sehr hohen Partikelkonzentrationen zwischen 1000 und 3000 mg/L durchgeführt, wodurch sich ein stationärer Foulingwiderstand nach weniger als 100 Stunden bei allen Messdurchläufen zeigt. Der asymptotische Grenzwert zeigt dagegen keine Abhängigkeit von der Konzentration [32].

Auswirkungen von Fouling und Optimierungsoptionen werden in Kapitel 8 behandelt.

4.4 Resultierende Temperaturen

Das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Teilmodell des Wärmeübertragers berechnet aus den Betriebsparametern der Sekundärseite Temperaturen und Massenstrom der Primärseite. Diese Parameter ermöglichen eine weitere Berechnung des Systemverhaltens im Wärmeverteilnetz.

Die Parameter an der Schnittstelle zwischen Wärmeübertragung und primärer Wärmeverteilung werden wiederum durch ein Quadrupel aus Leistung, Massenstrom, Vorlauftemperatur und Rücklauftemperatur auf der Primärseite definiert.

5 WÄRMEVERTEILUNG

Das Teilsystem der primären Wärmeverteilung besteht aus dem Fernwärmenetz. Für Netze der betrachteten Größenordnung werden üblicherweise Stahlrohre, wärmege­dämmt mit geschäumtem Polyurethan, verlegt. Die Topologie entspricht einem Strahlennetz, Ver­maschungen treten nur in größeren Netzen auf. Die übertragbare Leistung \dot{Q} in jeden Netzabschnitt berechnet sich

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_{p,W} * \Delta T \quad \text{Gl. 5-1}$$

mit

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho_W \quad \text{Gl. 5-2}$$

Das Q-Planungshandbuch [19] empfiehlt, Netze mit einer minimalen Temperaturspreizung ΔT von 30 K auszulegen. Ist die Spreizung festgelegt, ergibt sich der Volumenstrom zwangsweise und dieser bedingt – zusammen mit einer maximalen Strömungsgeschwindigkeit – weiters den Durchmesser der Rohrleitung.

Während der Planung eines Wärmenetzes wird für jeden Netzabschnitt die Nennweite der Rohrleitung festgelegt. Einen weiteren wählbaren Parameter stellt die Dämmserie der Rohre dar, bei gleichem Rohrrinnendurchmesser variiert der Außendurchmesser und damit die Dicke der Wärmedämmschicht. Momentan werden drei Dämmserien (DS1, DS2 und DS3) am Markt angeboten.

5.1 Temperaturniveau

Im einfachsten Fall wird das Fernwärmenetz mit konstanter Vorlauf­temperatur betrieben, bei angeschlossenen Prozesswärmeabnehmern bietet sich möglicherweise keine Alternative. In vielen Fällen bietet eine variable Vorlauf­temperatur Optimierungspotential, wenn auf den Temperaturbedarf der Abnehmer Rücksicht genommen wird.

Für den Fall der Wärmeversorgung zur Raumheizung und Brauchwassererwärmung, wie er in dieser Arbeit hauptsächlich behandelt wird, zeigt sich eine Abhängigkeit des Temperaturbedarfs von der Außentemperatur. Bei niedrigen Außentemperaturen ist eine höhere Vorlauf­temperatur notwendig, um die Leistung der Raumheizung sicherzustellen.

Der untere Grenzwert des Temperaturbedarfes wird andererseits durch die Warmwasserbereitung vorgegeben. Wie aus den Berechnungen in Kapitel 2.3.6 ersichtlich, ist zur Brauchwasserbereitung in Warmwasserboilern eine Mindesttemperatur im Primärvorlauf von 70 °C notwendig.

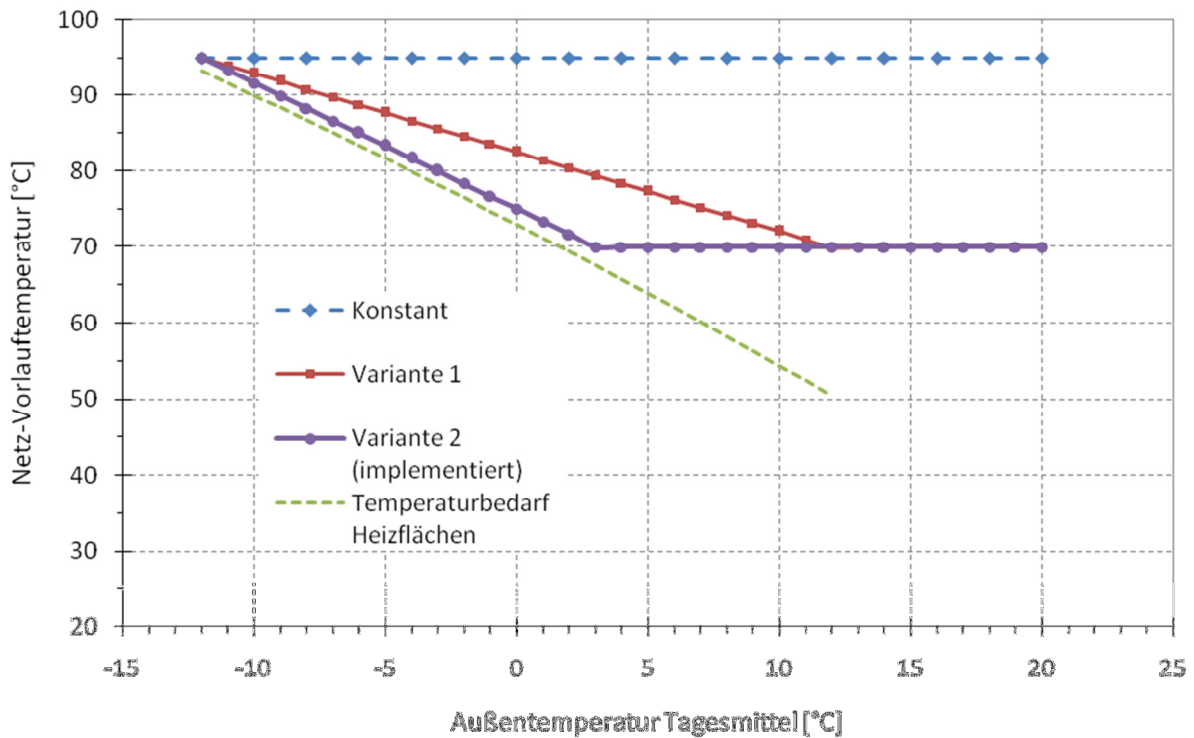


Abb. 5-1: Sollwert Netzvorlauftemperatur

Einen Vorschlag für einen Verlauf eines variablen Sollwertes der Vorlauftemperatur zeigt Abb. 5-1, zwischen der maximalen Vorlauftemperatur und einer Grenztemperatur (in diesem Beispielfall 3 °C) wird die Vorlauftemperatur nach einer Geradenfunktion verändert, bei Außentemperaturen über dieser Grenztemperatur konstant gehalten.

Die in diesem Modell implementierte Variante 2 ist an den Temperaturbedarf der angeschlossenen Heizflächen angeglichen.

5.2 Modellierung

Im vorliegenden Modell wird das Fernwärmenetz als gesamtes, d.h. ohne Aufteilung in einzelne Netzabschnitte, abgebildet. Berechnet werden der Wärmeverlust des Rohrnetzes, der Druckabfall und der damit verbundene Energiebedarf der Netzpumpe.

Die Temperaturspreizung wirkt sich auf Wärmeverlust und Pumpstrombedarf gegenläufig aus: Die Rücklauftemperatur ist nach unten begrenzt, daher geht eine Erhöhung der Spreizung mit

einer Erhöhung der Vorlauftemperatur einher, was die Wärmeverluste erhöht (Gl. 5-3). Andererseits kann der Volumenstrom bei gegebener Leistung mit steigender Temperaturspreizung gesenkt werden (vgl. Gl. 5-1), was den Druckverlust und damit die nötige elektrische Leistung vermindert (Gl. 5-5 und Gl. 5-6).

Aus diesem Zusammenhang kann ein Kostenoptimum für die Spreizung abgeleitet werden (vgl. Kapitel 8).

5.2.1 Wärmeverluste

Vereinfacht stellt der Wärmeverlust eines Fernwärmenetzes einen nicht witterungsabhängigen – d.h. näherungsweise zeitlich konstanten – Wärmebedarf dar, der bei Betrieb der Anlage anfällt. Genauer betrachtet ist der Verlust abhängig vom Temperaturniveau in den Verteilungen. Im vorliegenden Modell wird die mittlere Temperatur zwischen Heizwerk und Verbraucher für Vor- bzw. Rücklauf zur Berechnung herangezogen. Der spezifische Wärmeverlust pro Meter Trassenlänge $\dot{q}_{Verl,Tr}$ berechnet sich mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten u_{Rohr} in $W/(m \cdot K)$ nach Herstellerangaben [33] folgendermaßen:

$$\dot{q}_{Verl,Tr} = u_{Rohr} * (T_{VL} + T_{RL} - 2 * T_E) \quad \text{Gl. 5-3}$$

Für eine gegebene Leitung bzw. ein gegebenes Netz lässt sich der Wärmeverlust nur durch Veränderung der Temperaturen T_{VL}/T_{RL} beeinflussen.

Die Verlustleistung des gesamten Netzes ergibt sich durch Multiplikation der spezifischen Verluste mit der Trassenlänge l_{Tr} (Gl. 5-4).

$$\dot{Q}_{Verl,Tr} = \dot{q}_{Verl,Tr} * l_{Tr} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient hängt von der Dämmstärke der Rohrleitungen ab. Die Standardausführung mit geringster Dämmstärke wird als Dämmserie 1 (DS1) bezeichnet, weiters werden einfach bzw. zweifach verstärkte Dämmdicke (DS2 bzw. DS3) angeboten [34]. Der Unterschied im Wärmedurchgangskoeffizienten u_{Rohr} wirkt sich direkt auf die Netzverlustleistung aus.

Für die in dieser Arbeit vorliegenden Berechnungen wurden alle drei Dämmserien zur Berechnung der Wärmeverluste in das Modell implementiert. Unberücksichtigt hingegen bleibt das Instationärverhalten des Fernwärmenetzes.

5.2.2 Energiebedarf elektrisch

In der Planung eines Fernwärmenetzes wird im Zuge der Festlegung der Nennweiten eine detaillierte Berechnung der Strömungsverhältnisse und der Druckverluste jedes Rohrleitungsabschnittes vorgenommen. Auch Druckverluste der verbauten Formstücke werden berücksichtigt. Diese Berechnung wird für den Nennlast-Betriebspunkt der Anlage ausgewertet, es ergibt sich ein Gesamtdruckverlust bei Nennlast.

Im Planungshandbuch für Holzheizwerke wird eine Auslegung auf einen Druckabfall von 150-200 Pa/m empfohlen [19], ein Rohrleitungshersteller wiederum empfiehlt 60-80 Pa/m [33].

Das Fernwärmenetz bildet einen geschlossenen Kreislauf, daher sind alle Terme der Druckverlustberechnung proportional dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit und damit auch dem Quadrat des Volumenstromes. Zur Umrechnung des Druckverlustes in den Teillastbereich kann daher mit sehr guter Näherung eine quadratische Funktion verwendet werden. Der Druckverlust Δp des Netzes wird dabei durch einen konstanten Druckverlustbeiwert C charakterisiert, und nach Gl. 5-5 berechnet:

$$\Delta p = C * \dot{V}^2 \quad \text{Gl. 5-5}$$

Der Zahlenwert der Konstante C liegt für das in dieser Arbeit betrachtete Referenznetz bei 0,00063 bar/(m³/h)² (vgl. Kapitel 7.3 Referenzanlage).

Aus dem bekannten Druckverlust kann die elektrische Leistung der Netzpumpe berechnet werden:

$$P_{el} = \dot{V} * \Delta p * \frac{1}{\eta_{Pu} * \eta_{el}} \quad \text{Gl. 5-6}$$

Durch Kombination der Gleichungen Gl. 5-5 und Gl. 5-6 wird ersichtlich, dass der Volumenstrom zur dritten Potenz in den elektrischen Leistungsbedarf eingeht. Der Volumenstrom wiederum ist bei gegebener Wärmeleistung direkt proportional der Spreizung, weshalb ein direktes Verhältnis zwischen Pumpleistung und dritter Potenz der Spreizung auftritt.

Die Netzpumpe wird nach aktuellem Stand der Technik drehzahl geregelt ausgeführt, der hydraulische Wirkungsgrad kann daher mit guter Näherung als über den Betriebsbereich konstant angenommen werden. Bei einer richtig dimensionierten Pumpe sollte dieser über 60% liegen.

5.3 Wärmespeicherung

Während bei elektrischen Energienetzen die eingespeiste Leistung in jedem Moment exakt der Summe aus abgegebener Leistung und Verlustleistung entspricht, tritt in Fernwärmenetzen durch den konvektiven Energietransport prinzipbedingt eine Phasenverschiebung zwischen eingespeister und abgegebener Leistung auf. Die Berechnung der Gesamtleistung des Heizwerks als Summe der momentanen Einzelleistungen aller Verbraucher (vgl. Kap. 2.3.9) stellt daher eine Vereinfachung dar. Die Phasenverschiebung der Leistungsverläufe wird auch als Trägheit des Wärmenetzes bezeichnet.

Das im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Wärmenetz weist ein Wasservolumen von knapp 20 m³ pro Rohr (Vor- bzw. Rücklauf) auf. Dieses Volumen enthält pro 10 K Temperaturdifferenz eine Energiemenge von 230 kWh. Das entspricht in etwa der stündlichen Wärmeverlustenergie oder 5% der stündlich bereitgestellten Energie des Heizwerkes bei Vollast.

Im vorliegenden Modell wird das Fernwärmenetz punktförmig ohne Berücksichtigung der Rohrlänge abgebildet. Die Effekte der Netzträgheit und die Wärmespeicherung werden nicht modelliert.

5.4 Nachspeisewasser/Leckageortung

Im Sinne der Optimierung eines Fernwärmenetzes ist die Dichtheit zu jeder Zeit sicherzustellen. Dies wird zuallererst durch die normgerechte Dichtheitsüberprüfung vor der Übergabe an den Betreiber zu garantieren. Im Betrieb muss die eventuell zugeführte Wassermenge überwacht werden, Undichtigkeiten sind umgehend zu beheben.

6 WÄRMEBEREITSTELLUNG

In diesem Kapitel werden Grundlagen der Wärmebereitstellung erläutert und die Modellierung beschrieben. Für den Betrieb eines Fernwärmenetzes ist die Art der Wärmequelle prinzipiell nicht relevant, im Sinne eines ökologischen Nutzens ist die Verwendung biogener Energieträger anzustreben, weil diese sich bezüglich Kohlendioxidemissionen näherungsweise neutral verhalten. Eine weitere erneuerbare Energiequelle stellt Geothermie dar [35].

Die Ausnutzung der Primärenergie kann durch Kraft-Wärme-Kopplung und Abwärmenutzung industrieller Prozesse gesteigert werden. Im Fokus der vorliegenden Arbeit steht die Nutzung von Biomasse.

6.1 Arten von Wärmeerzeugern

Die Heizzentrale eines Biomasse-Fernwärmenetzes beherbergt in jedem Fall mindestens einen Biomassekessel. Die Nennleistung des Heizwerkes kann auch auf mehrere Kessel aufgeteilt werden. In vielen Fällen ist zur Abdeckung der Lastspitzen und als Ausfallreserve ein fossil befeuerter Kessel integriert.

6.2 Rauchgaskondensation

Wird nach dem Kessel ein zusätzlicher Wärmeübertrager in den Rauchgaspfad eingefügt, können die Abgasverluste gesenkt werden. Unterhalb einer – vom verwendeten Brennstoff abhängigen – Grenztemperatur kann neben der sensiblen Wärme des Rauchgasstromes auch die latente Wärme des enthaltenen Wasserdampfes teilweise genutzt werden. An den Wärmetauscherflächen kondensiert Wasser, das neben Ascheteilchen auch Säuren enthält. Der zusätzliche Wärmeübertrager muss daher bezüglich Korrosion speziellen Anforderungen genügen [36].

Abb. 6-1 zeigt den Verlauf des Feuerungswirkungsgrades abhängig von der Abgastemperatur am Kesselaustritt. Bei den vorliegenden Bedingungen für Brennstoff und Feuerungsparametern (Biomasse mit 50% Feuchte, O_2 -Rest 7,05%, $\lambda = 1,5$) tritt ein Knick im Kurvenverlauf bei 55,8 °C auf. Bei dieser Rauchgastemperatur beginnt die Kondensation des enthaltenen Wasserdampfes.

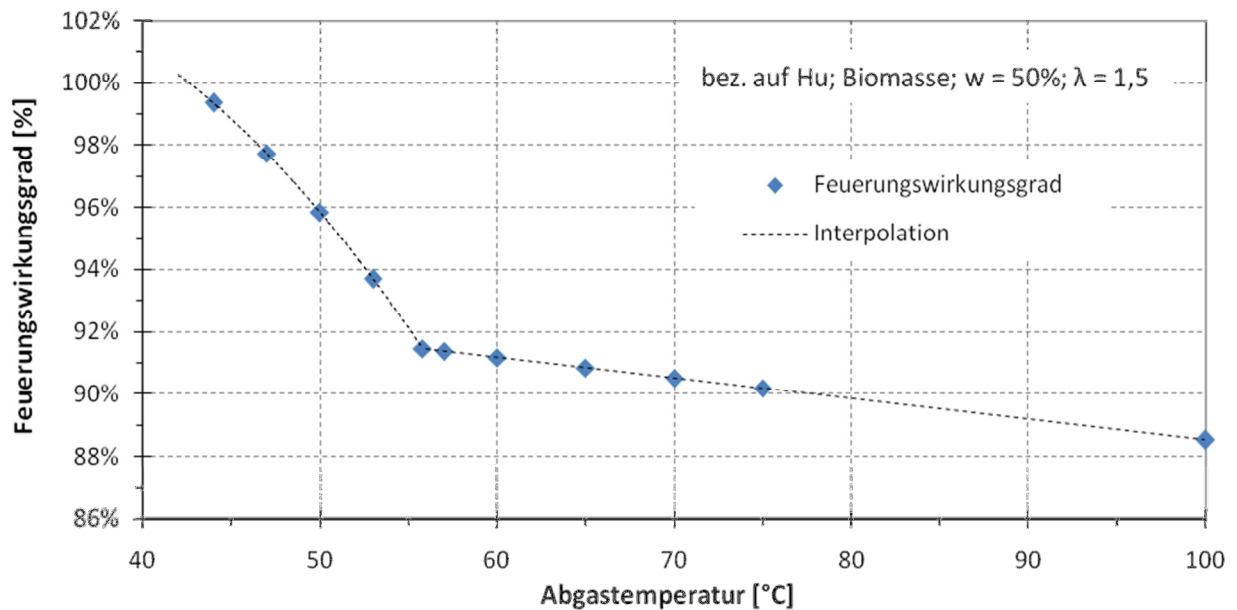


Abb. 6-1: Feuerungswirkungsgrad bezogen auf Heizwert; Biomasse; 50% Feuchte; O₂-Rest 7,05%; $\lambda = 1,5$ (Daten aus [37])

Die Temperatur, auf die der Rauchgasstrom abgekühlt werden kann, wird von der Rücklauftemperatur im Wärmenetz und der Grädigkeit des Wärmeübertrages bestimmt. Ein mit einer konstanten Rücklauftemperatur von 55 oder gar 60 °C betriebenes Wärmenetz eignet sich daher offensichtlich nicht für den Betrieb mit Rauchgaskondensation.

Die ARGE QM Holzheizwerke empfiehlt für den Betrieb einer Rauchgaskondensationsanlage Rücklauftemperaturen unter 45 °C [38]. Dabei ist nicht nur der Auslegungs-Betriebszustand relevant, sondern vor allem die mittlere Rücklauftemperatur im Jahresverlauf. Maßnahmen zur Verminderung der Rücklauftemperatur des Primärnetzes tragen daher nicht nur zur Verminderung der Wärmeverluste bei, sondern erhöhen den Wirkungsgrad der Rauchgaskondensation bzw. machen diese erst möglich.

6.3 Pufferspeicher

Biomassekessel zeigen ein in im Vergleich zu Öl- oder Gaskesseln mäßig gutes Regelverhalten. Eine Mindestlast ist im Betrieb notwendig, die Geschwindigkeit von Leistungsänderungen ist begrenzt, der Zündvorgang deutlich aufwendiger.

Um den Bereich der Kessel-Lastschwankungen zu verkleinern kann ein Pufferspeicher parallel zum Wärmenetz an den Wärmeerzeuger angeschlossen werden. Dadurch wird es auch möglich, im Sommerbetrieb anstatt im taktenden EIN/AUS-Betrieb zwischen 0 und 30% Kessellast die sogenannte Betriebsart FÜLLEN/ENTLEEREN zu wählen. Dabei wird der Puffer

mit Minimallast geladen, dann der Wärmebedarf nur aus dem Puffer gedeckt und der Kessel während dieser Zeit abgeschaltet [38].

6.4 Modellierung

Die Modellierung der Wärmebereitstellungsanlage berücksichtigt keine Details der eingesetzten Kesselbauarten bzw. Brennstoffe. Als Parameter wird die Grädigkeit am Ende des Rauchgaspfades im Wärmeübertrager eingerechnet. Damit kann aus der – in der Modellierung des Wärmenetzes – berechneten Rücklauftemperatur t_{RL} die Abgastemperatur t_{RG} bestimmt werden.

$$t_{RG} = t_{RL} + \Delta T_{Gräd} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Aus Messungen, Herstellerangaben oder anderen Berechnungen ist der Verlauf des Kesselwirkungsgrades an mehreren Stützpunkten anzugeben, wie beispielsweise in Abb. 6-1 dargestellt. Im Modell wird der Wirkungsgrad zwischen den Stützpunkten im nicht kondensierenden Bereich linear, im Bereich mit auftretender Kondensation im Rauchgas quadratisch interpoliert.

Das Teilmodell der Wärmebereitstellung ermöglicht die Berechnung der Brennstoffwärmeleistung aus gegebener Leistungsanforderung des Fernwärmenetzes. Die Möglichkeit der Integration eines Pufferspeichers im Heizwerk ist in dieser Version des Berechnungsmodells nicht vorgesehen.

In der Berechnung berücksichtigt werden kann sowohl ein konventioneller Kessel wie auch eine Kesselanlage mit Rauchgaskondensation.

7 GESAMTMODELL

Die in den Kapiteln drei bis sechs beschriebenen Teilmodelle des Fernwärmesystems werden zu einem Gesamtmodell zusammengefasst. Dieses berechnet bei gegebener Außentemperatur die Leistung des Heizwerkes, die Verluste und den Gesamtnutzungsgrad des Systems.

7.1 Abbildung des Zeitverhaltes

Grundlage des Gesamtmodells bildet der Jahrgang der Außentemperatur am Standort des Fernwärmesystems. Ein beispielhafter Verlauf für den Standort Graz ist in Abb. 7-1 abgebildet.

Wie aus dem Graphen hervorgeht, schwankt die Außentemperatur im Tagesverlauf deutlich. Um der Trägheit des Gesamtsystems annähernd gerecht zu werden – der thermischen Trägheit des Gebäudes auf der Wärmeabnehmerseite und den Trägheiten des Wärmenetzes sowie der Wärmebereitstellung auf der Primärseite – werden nicht die aktuellen Temperaturmesswerte jeder Stunde verwendet, sondern gemittelte Werte.

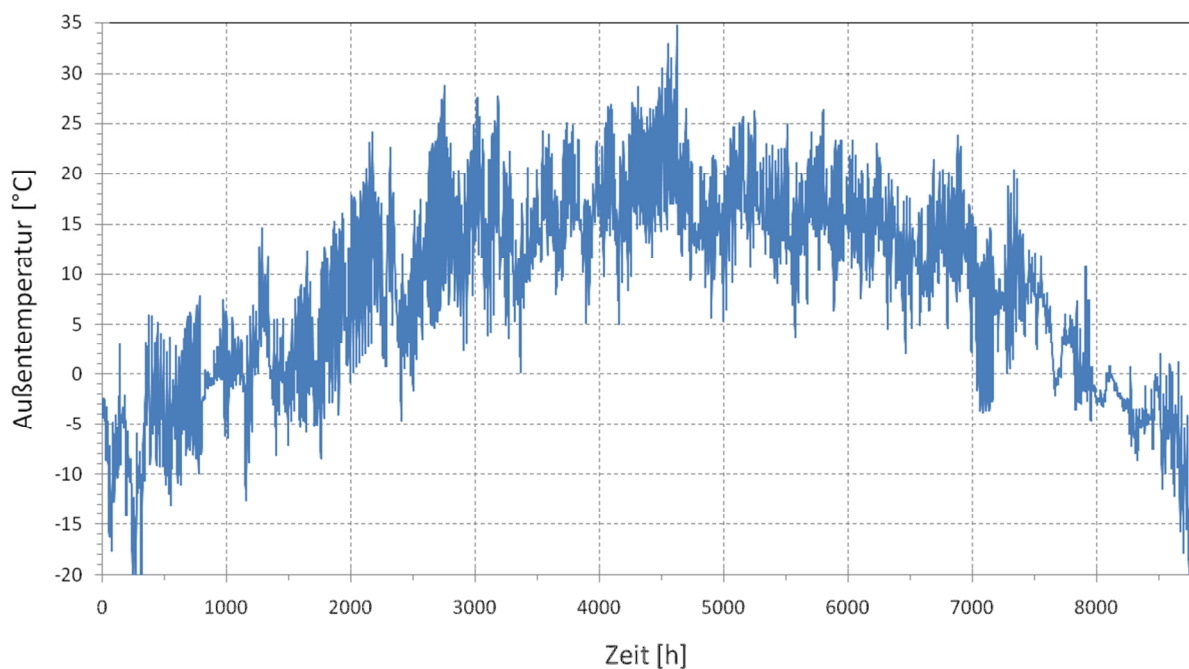


Abb. 7-1: Außentemperaturgang Graz, Stundenmesswerte [39]

Im Berechnungsmodell wird für jede Stunde des betrachteten Zeitraumes die Heizleistung des Gebäudes mit dem Außentemperatur-Mittelwert der vorangegangenen 24 Stunden berechnet. Derselbe 24-h-Mittelwert wird zur Berechnung der Vorlauftemperatur des Wärmenetzes bei variabler Vorlauftemperaturregelung herangezogen.

Über diese Außentemperaturmittelung hinaus werden keine instationären Vorgänge der Systemkomponenten berechnet und keine Trägheiten berücksichtigt.

Durch Aufsummieren aller Stundenwerte können die verkaufte bzw. erzeugte Energie, aber auch Mittelwerte relevanter Temperaturen oder anderer Kenngrößen berechnet werden.

7.2 Wirtschaftliche Bewertung

Zusätzlich zur technischen Modellierung wurden auch die Kosten des Systems für Investition und Betrieb berechnet. Maßnahmen zur Optimierung können daher auch nach ökonomischen Gesichtspunkten bewertet werden.

7.2.1 Modellierungsgrundlage

Sämtliche Parameterveränderungen und Optimierungsmaßnahmen werden im Rahmen der wirtschaftlichen Bewertung relativ zum Referenzzustand bewertet. Berücksichtigt werden dabei die Veränderung der verbrauchsgebundenen Kosten für Brennstoff und elektrische Energie sowie zusätzliche Investitionskosten jeder betrachteten Maßnahme.

Investitionskosten werden mithilfe der Annuitätenmethode [40] in jährliche Kosten (Annuität a) nach Gl. 7-1 umgerechnet.

$$a = C_0 * \frac{(1+i)^n * i}{(1+i)^n - 1} \quad \text{Gl. 7-1}$$

Der Abschreibungszeitraum n ist für Investitionen wie die Infrastruktur eines Wärmenetzes vergleichsweise hoch und wird mit 20 Jahren angenommen. Wesentlichen Einfluss hat auch der Kalkulationszinsfuß i . Dieser wird mit 5% angesetzt, da eine reine Fremdfinanzierung der betrachteten Investitionen angenommen wird.

Überwiegen die Einsparungen einer Maßnahme in den verbrauchsgebundenen Kosten pro Jahr die Annuität a der Investition, kann diese als ökonomisch sinnvoll erachtet werden.

7.2.2 Ökonomische Referenzgrößen

Auch den Modellrechnungen zur wirtschaftlichen Bewertung von Optimierungsmaßnahmen liegen Referenzwerte für die verwendeten Parameter zugrunde. Tabelle 7-1 fasst die ökonomische Referenzgrößen zusammen. Für den Vergleich der Investitionskosten der Rohrleitungsausführung verschiedener Dämmserien ist außer den relativen Mehrkosten auch ein absoluter Preis der Rohrleitung notwendig. Kostet die mit Dämmserie 1 ausgeführte

Verrohrung 40 €/Trm, fallen für DS2 52,60 €/Trm und für DS3 61,60 €/Trm an [34], bei diesen Zahlenwerten handelt es sich um gemittelte Materialkosten eines durchschnittlichen Netzes.

Tabelle 7-1: ökonomische Referenzgrößen

Zinssatz	%	5
Abschreibungsdauer	a	20
Brennstoffkosten	€/MWh	37,5
Strompreis gewerblich	€/MWh	135
Wärmeverkaufspreis	€/MWh	80
Strompreis privat	€/MWh	165
Mehrpriess DS2 zu DS1	%	17
Mehrpriess DS3 zu DS2	%	17

Im Fall einer Änderung der zugrundegelegten Parameter für die Berechnung gegenüber den Referenzgrößen werden die Zahlenwerte explizit angegeben.

Investitionskosten werden mit nicht veränderlichen Beträgen eingerechnet, einzig die Kosten der Wärmeübergabestationen werden für jede Variante berücksichtigt. Tabelle 7-2 und Tabelle 7-3 zeigen eine Zusammenstellung der Investitionskosten abhängig von Kesselvariante und Dämmserie der Rohrleitung.

Tabelle 7-2: Investitionskosten für konventionellen Kessel, Wärmeübergabestation Variante WT1 und Referenznetz

		Kessel konventionell		
		DS1	DS2	DS3
Heizwerk	€	1.400.000	1.400.000	1.400.000
Graben	€	800.000	850.000	900.000
Rohrleitung	€	425.025	496.807	581.812
WÜ-Stationen	€	192.710	192.710	192.710
Summe Investition	€	2.817.735	2.939.517	3.074.522

Tabelle 7-3: Investitionskosten für Kessel mit Rauchgaskondensation, Wärmeübergabestation Variante WT1 und Referenznetz

		Kessel mit Rauchgaskondensation		
		DS1	DS2	DS3
Heizwerk	€	1.400.000	1.400.000	1.400.000
Kondensationsanlage	€	240.000	240.000	240.000
Graben	€	800.000	850.000	900.000
Rohrleitung	€	425.025	496.807	581.812
WÜ-Stationen	€	192.710	192.710	192.710
Summe Investition	€	3.057.735	3.179.517	3.314.522

In Tabelle 7-2 und Tabelle 7-3 ist ersichtlich, dass bei höheren Dämmserien nicht nur die Kosten für die Rohrleitung steigen, sondern auch für die Grabungsarbeiten. Es muss aufgrund des größeren Außendurchmessers ein breiterer Graben ausgehoben und mehr Verfüllmaterial eingebracht werden.

7.2.3 Investitionsförderungen

Von staatlichen Förderstellen werden für Investitionen in Biomasse-Nahwärmeanlagen in Abhängigkeit von der Art der Anlage bis zu 35% der förderungsfähigen Kosten finanziert. Betroffen sind unter anderem Neuerrichtung und Erweiterung von Kesseln und Wärmeverteilnetzen, Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplung und die hydraulische Optimierung von Abnehmern auf der Sekundärseite [35].

In den Berechnungen und Kostenabschätzungen dieser Arbeit werden Investitionsförderungen grundsätzlich nicht berücksichtigt, es sei denn dies ist explizit angegeben.

7.3 Referenzanlage

Um Berechnungen im Modell durchführen zu können, sind konkrete Daten notwendig. Die zugrundeliegenden, beispielhaften Teile einer Referenzanlage werden im Folgenden beschrieben. Diese Referenzanlage bildet die Basis für vergleichende Berechnungen.

7.3.1 Sekundärsystem

Die Erfassung der benötigten Daten zur Modellierung des Sekundärsystems wurde in Zusammenarbeit mit dem Auftraggeber in einem Mehrparteien-Wohnhaus (Baujahr 1982)

durchgeführt. Es handelt sich dabei um ein Gebäude mit ca. 700 m² Wohnnutzfläche, aufgeteilt auf neun Wohneinheiten. Aufgenommen wurden neben Raumaufteilung und Fensterflächen auch Typ und Größe der installierten Heizflächen je Wohneinheit und Raum.

Momentan dient als Wärmebereitsteller ein Ölkessel, die Heizungsanlage ist auf eine Vorlauftemperatur von 90 °C ausgelegt. Die Gebäudehülle wurde, bis auf den Tausch der Fenster in einzelnen Wohneinheiten, seit der Errichtung nicht thermisch saniert. Tabelle 7-4 fasst die Kenngrößen des Wärmeabnehmers zusammen:

Tabelle 7-4: Kenngrößen Wärmeabnehmer

Normheizlast	kW	51
Flächenbezogener Heizwärmebedarf	kWh/(m ² a)	152
Heizenergiebedarf	kWh/a	76.273
Warmwasserwärmebedarf pro Tag	kWh/d	52,8
Heizenergiebedarf-Warmwasser	kWh/a	19.272
Mittlere Tagesleistung (-12 °C)	kW	53,2
Mittlere Tagesleistung (0 °C)	kW	34,8
Mittlere Tagesleistung (Sommer)	kW	2,2

7.3.2 Primärsystem

Die das Primärsystem betreffenden Beispielrechnungen wurden für ein Netz mit folgenden Eckdaten durchgeführt: gesamte Trassenlänge 9,4 km, Nennleistung 4,4 MW, Rohrnennweiten von DN 20 bis DN 125, aufgelistet in Tabelle 7-5. Die Referenztemperaturen liegen bei 95/55 °C für Vorlauf/Rücklauf, die Temperatur des Erdreiches wird mit 10 °C angenommen.

Tabelle 7-5: Nennweitenverteilung des Referenznetzes

Nennweite	mm	20	25	32	40	50	65	80	100	125	gesamt
Trassenlänge	m	2744	837	1105	1467	1291	715	537	218	531	9445

Der Nutzungsgrad des Kessels wird für den Referenzfall mit einem Wert von 0,85 angesetzt. In Tabelle 7-6 sind die wichtigsten Kenngrößen der Wärmebereitstellungsanlage und des Primärnetzes zusammengefasst.

Tabelle 7-6: Kenngrößen der Primäranlage (Referenzfall)

Fernwärmenetz (DS 1)		
Anzahl der Anschlüsse	-	70
Verkaufte Wärmemenge	MWh	6700
Anschlussdichte	kWh/a/Trm	708
Netzverluste Auslegungspunkt (bez. auf abgegebene Wärmemenge)	%	6,3
Netzverluste bei 0 °C (bez. auf abgegebene Wärmemenge)	%	7,7
Netzverluste Sommerbetrieb (bez. auf abgegebene Wärmemenge)	%	114,6
Heizwerk		
Nennleistung	kW	4000
Kesselnutzungsgrad konventionell	%	85
Brennstoff		
Holzart		Waldhackgut, gemischt
Feuchte	%	50

7.3.3 Klimatische Randbedingungen

Als Randbedingung für die Umgebungstemperatur dient der aufgezeichnete Jahres-Temperaturverlauf von Graz, aufgelöst in Stundenwerte. Die Norm-Außentemperatur liegt in Graz bei -12 °C, die Gradtagzahl liegt bei 3223 Kelvintagen [39]. Der Temperaturverlauf ist in Abb. 7-1 (Kapitel 7.1, Seite 52) dargestellt.

7.4 Betriebszustand

Der momentane Betriebszustand und das Verhalten der gesamten Anlage über einen längeren Zeitraum lassen sich durch eine Reihe von Parametern beschreiben. Tabelle 7-7 und Tabelle 7-8 zeigen eine Aufstellung der Betriebskennwerte bei verschiedenen Außentemperaturen und gemittelte Größen, berechnet für die Anlagenkonfiguration S1_WT3_F0 (Erläuterung dieser Bezeichnung siehe Tabelle 8-1, Seite 61). Die Bewertung verschiedener Optimierungsmaßnahmen beruht im Wesentlichen auf einem Vergleich dieser Kennwerte verschiedener Anlagenkonfigurationen (vgl. Kapitel 8).

Tabelle 7-7: Betriebskennwerte Sekundärsystem (S1)

Sekundärsystem (Variante S1)					
Außentemperatur		-12 °C	0 °C	20 °C	Mittelwert Heizperiode
Heizleistung	kW	51,0	32,6	0,0	16,1
davon Wärmeverlust	%	10,3%	12,1%		23,0%
Vorlauftemperatur	°C	93,3	72,9		69,4
Rücklauftemperatur	°C	50,1	40,2		38,3
					Jahresmittel
Wärmebedarf Warmwasserbereitung	kWh/d	52,8	52,8	52,8	52,8
Gesamtleistung sekundär Tagesmittelwert	kW	53,2	34,8	2,2	10,9

Mit steigender Außentemperatur und damit sinkender Heizleistung steigt der Anteil der Wärmeverluste der sekundären Wärmeverteilung an der Gesamtleistung. Die Vorlauftemperatur ist durch den Temperaturbedarf der kritischen Heizfläche vorgegeben, die Rücklauftemperatur stellt sich durch die Mischung der Rücklaufströmung aller Heizflächen ein.

Ebenso wie der Mittelwert der Gesamtleistung eines einzelnen Abnehmers (Tabelle 7-7) zeigt auch die abgegebene Wärmeleistung des Fernwärmesystems (Tabelle 7-8) eine große Bandbreite zwischen Nennlast bei -12 °C Außentemperatur und Sommerlast ohne Heizbetrieb. Dies wird dadurch gestärkt, dass keine Prozesswärmeabnehmer – mit konstanter Wärmelast auch im Sommer – einbezogen sind.

Die Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz liegt bei 0 °C Außentemperatur tiefer als während des Sommerbetriebes (20 °C). Dies liegt daran, dass zur Brauchwasserbereitung ein – bezüglich einer niedrigen Rücklauftemperatur – ungünstiges Konzept einberechnet ist. Die Brauchwasserbereitung in einem Boiler weist eine im Mittel vergleichsweise hohe Rücklauftemperatur auf (vgl. Punkt 2.3.6 Temperaturniveau der Warmwassererwärmung).

Tabelle 7-8: Betriebskennwerte Primärsystem (WT3, F0)

Primärsystem (Variante WT1 und F0)					
Außentemperatur		-12 °C	0 °C	20 °C	Jahresmittel
Abgegebene Wärmeleistung	kW	3.727	2.439	154	763
Vorlauftemperatur	°C	95,0	76,3	70,0	73,3
Rücklauftemperatur	°C	53,4	41,4	43,6	48,0
Fernwärmenetz					
Dämmserie 1					
Eingespeiste Wärmeleistung	kW	3.959	2.616	323	947
Verlustleistung	kW	232	177	169	183
Verluste (bez. auf abgegebene Leistung)	%	6,2%	7,2%	110,0%	24,0%
Volumenstrom	m³/h	83,8	65,6	10,7	33
Pumpleistung	kW	22,3	11,7	0,5	4,4
Dämmserie 2					
Eingespeiste Wärmeleistung	kW	3.927	2.591	300	921
Verlustleistung	kW	200	152	146	157
Verluste (bez. auf abgegebene Leistung)	%	5,4%	6,2%	94,5%	20,6%
Volumenstrom	m³/h	83,1	65,0	9,9	32
Pumpleistung	kW	21,8	11,4	0,4	4,2
Dämmserie 3					
Eingespeiste Wärmeleistung	kW	3.905	2.575	284	904
Verlustleistung	kW	178	135	130	141
Verluste (bez. auf abgegebene Leistung)	%	4,8%	5,6%	84,4%	18,4%
Volumenstrom	m³/h	82,6	64,6	9,4	32
Pumpleistung	kW	21,5	11,2	0,4	4,1

Durch die geringe Wärmeabnahme im Sommer übersteigen die Verluste die abgegebene Wärmeleistung im ungünstigsten Fall der Dämmserie 1 (Tabelle 7-8). Ein Anteil der Wärmeverluste an der abgegebenen Wärme von 110 % ist gleichbedeutend mit einem Wirkungsgrad des Wärmenetzes von 47,6 % in diesem Betriebspunkt.

Die Rohrdimensionen sind für alle drei Dämmserien gleich. Die benötigte Pumpleistung sinkt mit besserer Rohrdämmung, da – bei gleichbleibend angenommenem Temperaturniveau – weniger Volumenstrom zur Abdeckung der Wärmeverluste umgewälzt werden muss.

8 SPEZIFISCHE OPTIMIERUNGSMABNAHMEN

Mit Hilfe des im Rahmen der Arbeit erstellten und in den vorigen Kapiteln beschriebenen Modells können Optimierungsmaßnahmen durch Veränderung der Modellparameter untersucht werden. In diesem Kapitel werden einzelne Maßnahmen erläutert und bewertet. Es liegt keine erschöpfende Untersuchung aller denkbaren Maßnahmen vor, daher besteht kein Anspruch auf Vollständigkeit.

Untersuchte Optimierungsmaßnahmen betreffen alle vier Teilsysteme: Sekundäranlage, Wärmeübergabe, Wärmeverteilung und Wärmebereitstellung. Die folgende Tabelle bietet einen Überblick über die behandelten Varianten und die verwendete Bezeichnungssystematik.

Tabelle 8-1: Nomenklatur und Varianten

Teilsystem	Variantenbezeichnung	Beschreibung
Sekundäranlage	S0	Ist-Zustand der Sekundäranlage, keine Optimierung durchgeführt
	S1	Einbau von Thermostatventilen, hydraulischer Abgleich
	S2	S1, zusätzlich Tausch von drei Heizkörpern
	S3	S1, zusätzlich Tausch von sieben Heizkörpern
	S4	S1, zusätzlich Tausch von zehn Heizkörpern
Wärmeübergabestation	WT1	Wärmetauscher großzügig dimensioniert (RL prim. 53 °C bei Nennlast)
	WT2	Wärmetauscher mittel dimensioniert (RL prim. 55 °C bei Nennlast)
	WT3	Wärmetauscher knapp dimensioniert (RL prim. 57 °C bei Nennlast)
Wärmeübergabestation	F0	Kein Fouling im Wärmeübertrager berücksichtigt
	F1	Fouling-Widerstand $R_f = 0,1 \text{ m}^2\text{K}/\text{kW}$
	F2	Fouling-Widerstand $R_f = 0,5 \text{ m}^2\text{K}/\text{kW}$
Wärmeverteilnetz	DS1-DS3	Dämmserie der Rohrleitungen
Kessel	K0	Konventioneller Kessel
	K1	Kessel mit Rauchgaskondensationsanlage

Die Beschreibung der einzelnen Varianten wird bei der Diskussion der Ergebnisse der jeweiligen Maßnahme genauer ausgeführt.

8.1 Optimierung der sekundären Wärmeverteilung

Maßnahmen zur Optimierung des sekundären Wärmeverteilsystems liegen nicht im direkten Einflussbereich des Heizwerk- bzw. Wärmenetzbetreibers. Trotzdem haben Veränderungen in diesem Teil großen Einfluss auf den Betrieb und die Effizienz des Primärteils. Es kann daher in bestimmten Fällen für den Netzbetreiber interessant sein, Anreize für Optimierungsmaßnahmen für den Kunden zu schaffen. Die aktuellen Rahmenbedingungen zur Förderung von Investitionen in Nahwärmenetzen schließen auch Maßnahmen zur Optimierung von Abnehmeranlagen (Sekundärseite) ein [35].

8.1.1 Ist-Zustand

Heizflächen werden zu einem großen Teil überdimensioniert – einerseits muss in der Auslegung das nächstgrößere Heizkörpermodell mit ausreichender Leistung gewählt werden, zusätzlich werden oftmals Sicherheitszuschläge eingerechnet. Aus den Daten der Referenzanlage ergibt sich folgendes Bild:

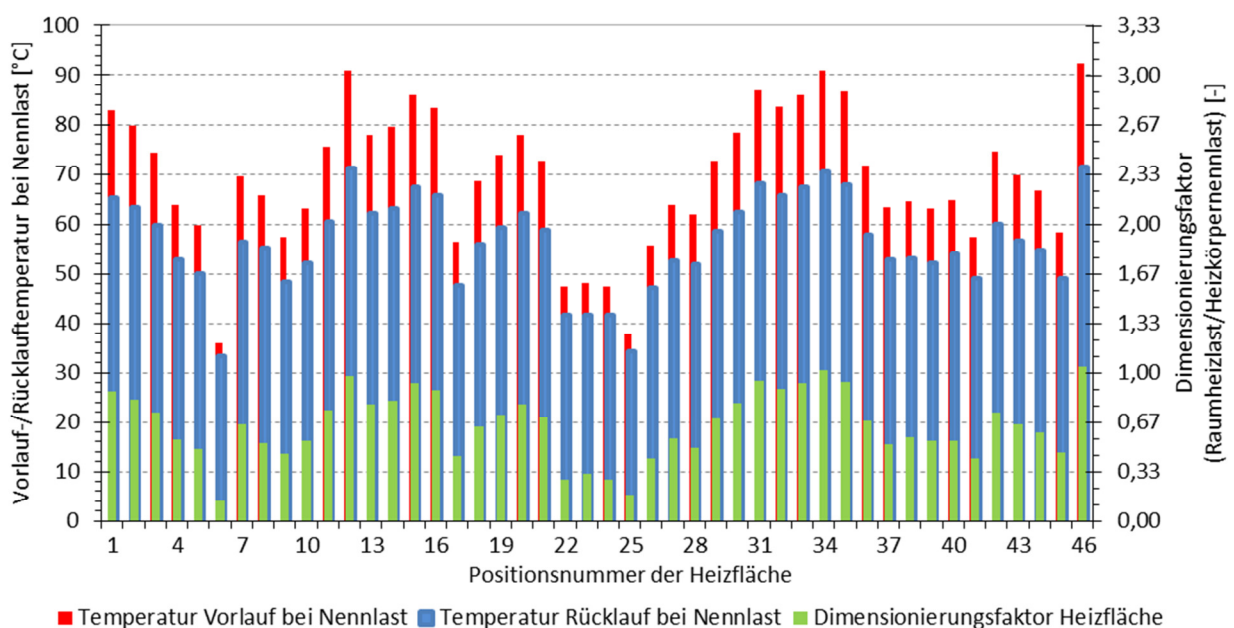


Abb. 8-1: Auslegungs-Temperaturniveau und Dimensionierungsfaktor der Heizflächen, IST-Zustand

Der (Über-)Dimensionierungsfaktor, also das Verhältnis von Raumheizlast zu Heizkörpernennlast, nimmt im betrachteten Beispiel Werte zwischen 0,13 (starke Überdimensionierung) und 1,04 (knappe Auslegung bzw. leichte Underdimensionierung) an. Abb. 8-1 zeigt zusätzlich die große Streuung im Temperaturniveau: Die minimal benötigte Vorlauftemperatur schwankt zwischen 36 und 92 °C, die theoretische Rücklauftemperatur liegt

zwischen 33 und 71 °C unter der Annahme, dass der Massenstrom für jede Heizfläche den Herstellerangaben bei Nennlast entspricht.

Der kritische Raum – jener mit dem größten Dimensionierungsfaktor – bestimmt die Vorlauftemperatur, die im Heizsystem zur Verfügung gestellt werden muss um die Heizlast abzudecken.

Im Zuge der Erhebung der Heizflächen des Referenzgebäudes (vgl. 7.3 Referenzanlage) wurde festgestellt, dass die Heizkörper nicht mit selbstregulierenden Thermostatventilen ausgerüstet sind. Die Bewohner berichten darüber hinaus zum Teil von einer ungleichmäßigen Beheizung der Wohnungen. Es ist daher davon auszugehen, dass kein hydraulischer Abgleich der Heizungsanlage vorhanden ist.

Der beschriebene Ist-Zustand der Sekundäranlage wird in der vorliegenden Arbeit als Konfiguration S0 bezeichnet. Aufgrund der ungenau bekannten Betriebsweise sind Ergebnisse der Berechnungen dieser Anlagenkonfiguration mit Unsicherheiten behaftet.

8.1.2 Hydraulischer Abgleich und Thermostatventile

Die Leistung eines Raumheizsystems muss an den Bedarf angepasst werden können, üblicherweise findet zu diesem Zweck eine Steuerung der Vorlauftemperatur abhängig von der Außentemperatur entlang einer sogenannten Heizkurve statt. Mit Hilfe des Wärmeabgabe-Modells (vgl. Kapitel 3.2) kann die benötigte Vorlauftemperatur abgeschätzt werden, was die Einstellung erleichtert.

Ein weiterer Parameter zur Änderung der Heizleistung ist der Massenstrom des Heizkörpers, welcher durch einen hydraulischen Abgleich der Anlage voreingestellt werden kann. Durch Thermostatventile findet eine Regelung der Raumtemperatur statt, als Stellgröße wird der Massenstrom über den hydraulischen Abgleich hinaus auf wechselnde Betriebszustände angepasst.

8.1.3 Heizflächenerweiterung

Werden die Datenpunkte aus Abb. 8-1 nach dem Überdimensionierungsfaktor geordnet, zeigt sich deutlich, dass der Temperaturbedarf der Wärmeabgabe mit begrenzten Eingriffen beeinflusst werden kann. So sinkt beispielsweise die benötigte Vorlauftemperatur von 93,3 °C auf 89,5 °C, wenn die drei Heizkörper mit der höchsten Auslegungs-Vorlauftemperatur durch größere Modelle ersetzt werden (Abb. 8-2 bzw. Abb. 8-3).

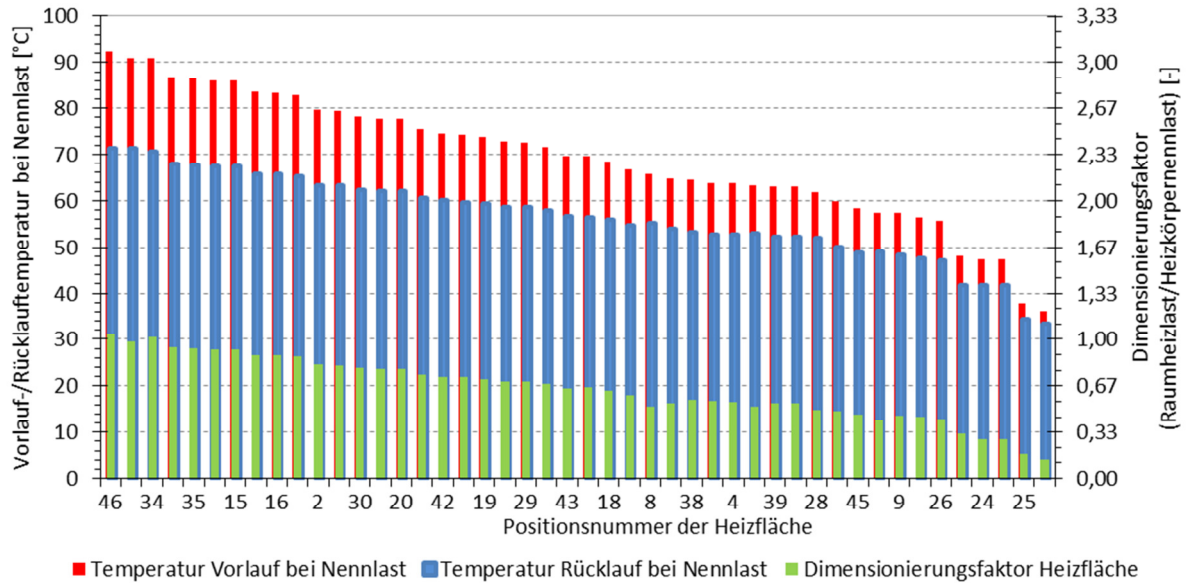


Abb. 8-2: Temperaturbedarf der Heizflächen bei Nennlast, geordnet nach Vorlauftemperatur und Dimensionierungsfaktor

Für die Optimierungsvariante S2 werden die drei Heizkörper mit dem höchsten Vorlauftemperaturbedarf manuell durch eine größere Ausführung bzw. eine Ausführung mit mehr Rippebenen ersetzt. Dadurch sinkt der Vorlauftemperaturbedarf des Heizsystems auf den Wert des vierten Heizkörpers. Analog sinkt der Temperaturbedarf bei Tausch von sieben Heizkörpern auf das Niveau des achten, vgl. Abb. 8-3.

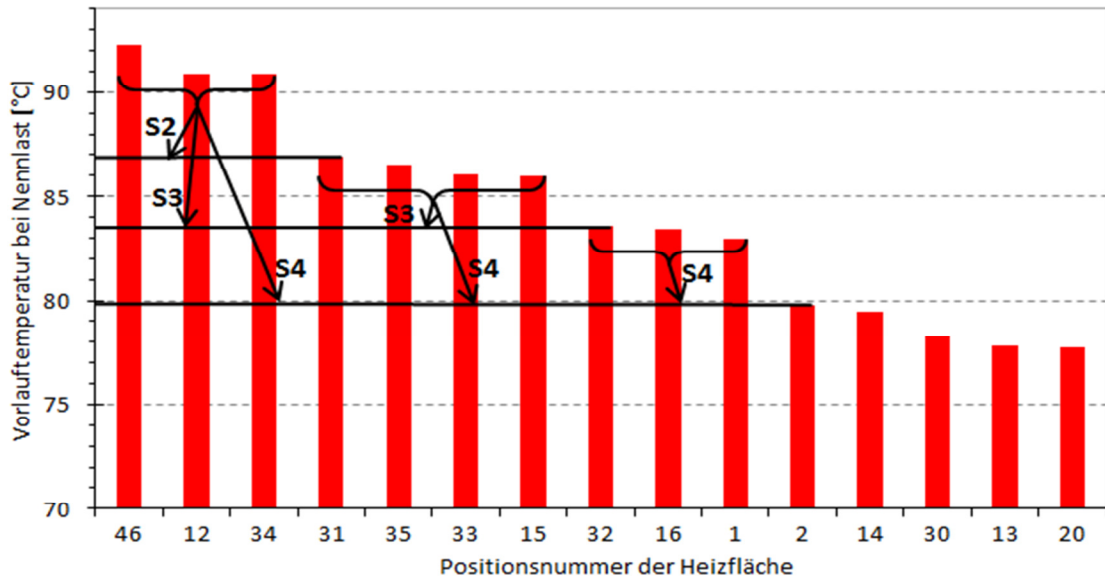


Abb. 8-3: Detail: Vorlauftemperaturbedarf der Heizflächen und Eingriff der Optimierungsvarianten S2, S3, S4

Die Optimierungsvarianten S2, S3 und S4 beziehen sich auf diese Erweiterung der Heizflächen. In Tabelle 8-2 sind die Veränderungen durch den Austausch einer jeweils unterschiedlichen Anzahl von Heizkörpern und die Auswirkung auf unterschiedliche Parameter zusammengefasst.

Tabelle 8-2: Berechnete Varianten der Sekundäroptimierung

	Anzahl vergrößerter Heizkörper	Vorlauftemperaturbedarf	Verluste der Wärmeverteilung sekundär	Kosten bezogen auf Variante S1	Einsparung pro Jahr
S1	0	93,3	23,0%		
S2	3	89,5	22,2%	616 €	27 €
S3	7	85,8	21,6%	1478 €	50 €
S4	10	81,6	21,2%	1922 €	58 €

Die jährlichen Einsparungen durch verringerte Wärmeverluste der sekundären Wärmeverteilung reichen nicht aus, die notwendigen Zusatzinvestitionen aufzuwiegen.

Abb. 8-4 zeigt einen Vergleich des Temperaturbedarfes der Varianten S1 und S4 der Sekundäranlage. Während sich die Rücklauftemperatur kaum verändert, ist die Verringerung des Temperaturbedarfes am Vorlauf deutlicher. Welche Auswirkung das auf die Gesamtanlage zeigt, wird im Folgenden untersucht.

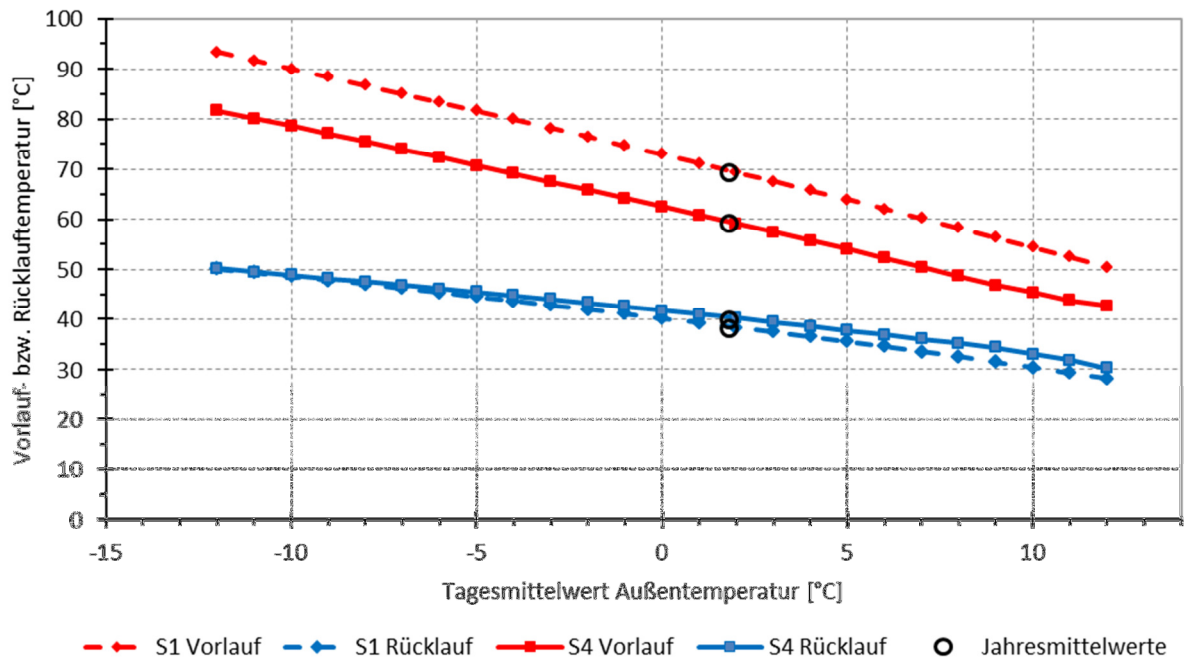


Abb. 8-4: Temperaturbedarf Heizung, Vergleich Variante S1 und S4

8.1.4 Auswirkungen auf die Gesamtanlage

Die Optimierungsvarianten S2, S3 und S4 greifen nur in die Anlagenkomponenten der Sekundäranlage ein. Trotzdem wirken sich diese Veränderungen auch auf die Primäranlage aus. Der Verlauf der Vorlauftemperatur abhängig vom Tagesmittelwert der Außentemperatur wird an den veränderten Temperaturbedarf der Sekundäranlage je nach Optimierungsvariante angepasst (Abb. 8-5), wobei die Temperaturdifferenz am Wärmetauscher im Auslegungspunkt konstant gehalten wird. Tabelle 8-3 fasst die Endpunkte der Geradenfunktionen zusammen.

Tabelle 8-3: Geradenfunktion des Vorlauftemperatursollwertes

	Maximale Vorlauftemperatur	Bei Außentemperatur	Minimale Vorlauftemperatur	Ab Außentemperatur
S1	95	-12	70	4
S2	92	-12	70	1
S3	88	-12	70	0
S4	85	-12	70	-2
S5	90	-12	70	0

In Abb. 8-5 sind die Verläufe der Varianten S1, S4 und S5 dargestellt, die Kurven der Varianten S2 und S3 liegen dazwischen.

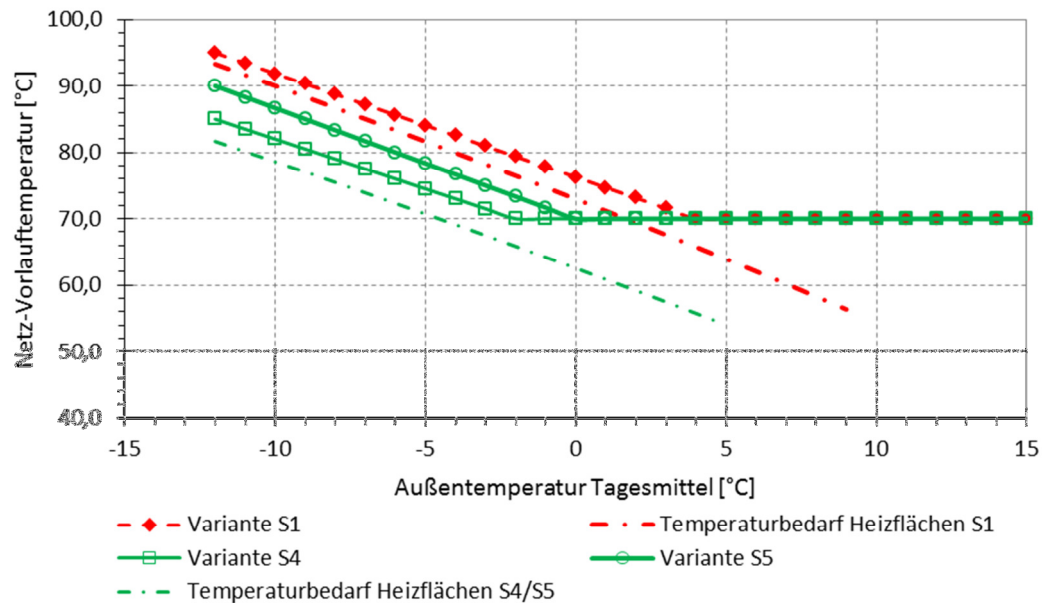


Abb. 8-5: Anpassung des Netzvorlauftemperatur-Sollwertes abhängig von der Optimierungsvariante des Sekundärnetzes (S1, S4, S5)

Abb. 8-6 veranschaulicht diese Auswirkungen der Sekundäranlagenveränderungen: Zwar sinkt auf der Primärseite die eingespeiste Wärme aufgrund der verringerten Wärmeverluste, gleichzeitig steigt aber der Pumpstrombedarf überproportional. Zusätzlich sinkt die abgegebene Wärmemenge aufgrund der Einsparungen der Wärmeverluste der Sekundäranlage leicht, weshalb der Wärmepreis – in allen Varianten S2 bis S5 – insgesamt relativ zur Variante S1 ansteigt.

Um den Einfluss der verringerten Spreizung bei hoher Last zu verringern, wurde aufbauend auf die Variante S4 eine weitere untersucht. Die Sekundäranlagenkonfiguration ist bei dieser Variante S5 ident mit Variante S4. Der Unterschied liegt in der Vorgabe der Netzvorlauftemperatur. Diese liegt bei niedrigen Außentemperaturen niedriger als in der Variante S1, um die Netzverluste zu verringern, aber höher als in Variante S4, um die Spreizung nicht zu stark zu verkleinern (vgl. Abb. 8-5 und Tabelle 8-3).

Auch Variante S5 zeigt höhere Wärmegestehungskosten bei leicht verbesserter Netzeffizienz im Vergleich zu Variante S1.

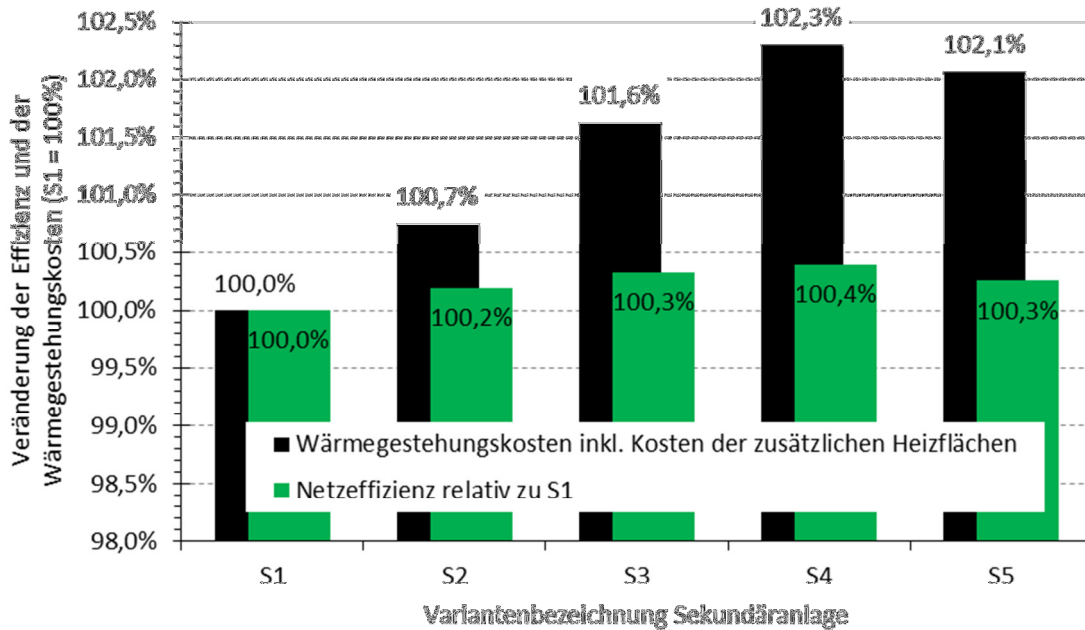


Abb. 8-6: Optimierung Sekundäranlage durch Heizflächentausch, Auswirkung auf die Effizienz und die Wärmegestehungskosten (Ohne Investitionsförderung)

8.1.5 Schlussfolgerung der Optimierung der Sekundäranlage

Ein Eingriff in die Heizflächen der Sekundäranlage über einen hydraulischen Abgleich hinaus scheint mit Blick auf die betrachteten Varianten nicht weiter sinnvoll. Die Sekundäranlagenkonfiguration der Variante S1 wird im weiteren Verlauf der Arbeit als Bezug für die Bewertung der betrachteten Optimierungsmaßnahmen der weiteren Anlagenkomponenten zu Grunde gelegt.

Den vorausgegangenen Betrachtungen liegt die Annahme zugrunde, dass bei sämtlichen Verbrauchern Heizflächen ausgetauscht werden müssen, um den Vorlauf-Temperaturbedarf zu senken. Tritt diese Notwendigkeit nur bei einem Teil der angeschlossenen Wärmeverbraucher auf, können Maßnahmen hinsichtlich eines Tausches von Heizflächen durch die geringeren Investitionen wirtschaftlich interessant werden.

Die Rücklauftemperatur sinkt durch den Tausch weniger Heizflächen nicht signifikant. Wird eine so große Anzahl an Heizflächen ausgetauscht, dass sich eine Auswirkung auch auf die Rücklauftemperatur ergibt, wird durch die dann verringerte Netzzrücklauftemperatur die Spreizung wiederum ansteigen. Dieser Effekt kann unter Umständen den Austausch vieler Heizflächen rechtfertigen.

8.2 Optimierung der Wärmeübergabestation

Das nächste Glied in der Kette der Systemkomponenten bildet nach dem Sekundärsystem die Wärmeübergabestation als Verbindung zwischen Sekundär- und Primäranlage. Den wichtigsten Parameter stellt die Grädigkeit des Wärmeübertragers dar, welche bei gegebenem Sekundärtemperaturniveau die Temperaturen der Primärseite bestimmt. Die Auswahl eines geeigneten Wärmeübertragers bietet daher Spielraum für Optimierungen.

8.2.1 Auswahl des Wärmeübertragers

Durch Vorgabe einer Grädigkeit bei einer bestimmten Leistung wird ein Wärmeübertrager ausgewählt. Tabelle 8-4 fasst einige Kenngrößen der im Folgenden näher betrachteten Wärmetauscher zusammen:

Tabelle 8-4: Wärmetauschervarianten: Fabrikat, Type und Kenngrößen lt. [27]

Variantenbezeichnung		WT1	WT2	WT3	WT4
Hersteller		SWEP	SWEP	SWEP	SWEP
Modellbezeichnung		2B10Tx113/ 2P	3B10Tx113/ 2P	2B25Tx97/2 P	6B25Tx97/2 P
Bauart		Plattenwärmetauscher gelötet			
Fläche	m ²	6,9	10,3	12,0	35,9
Auslegungstemperatur sekundär	VL/RL °C/°C	93/50	93/50	93/50	93/50
Auslegungstemperatur primär	VL/RL °C/°C	95/57	95/55	95/53	95/51,5
Temperaturdifferenz Eintritt sekundär	K	7	5	3	1,5
Kosten (inkl. Wärmedämmung, Armaturen, Halterung)	€	2753	3558	3511	8079

Die Auswirkung der Wärmetauschergrädigkeit veranschaulicht Abb. 8-7. Gleichzeitig mit der mittleren Netz-Rücklauftemperatur sinken auch die Wärmeverluste durch die Auswahl eines Wärmeübertragers kleinerer Grädigkeit. Hinsichtlich der Netz- und daher auch Gesamtanlageneffizienz ist demnach eine möglichst geringe Grädigkeit anzustreben.

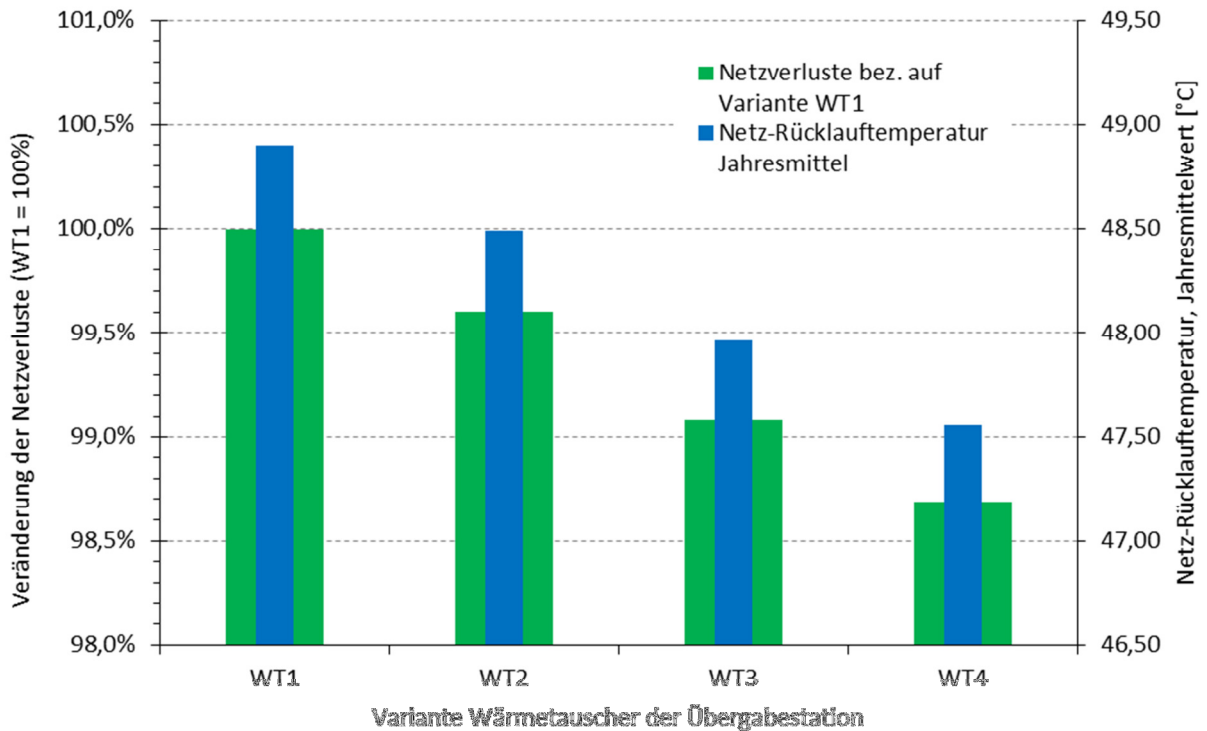


Abb. 8-7: Veränderung der Wärmetauscher der Übergabestation und Auswirkungen auf die mittlere Netzurücklauftemperatur und die Netzverluste (Variante S1, F0, K0)

Natürlicher sind einer beliebig kleinen Grädigkeit Grenzen gesetzt – eine Grädigkeit von theoretisch 0 K erfordert eine unendlich große wärmeübertragende Fläche. Werden die Mehrkosten eines größeren Wärmetauschers berücksichtigt, stellt WT1 trotz der größeren Netzverluste in dieser Konfiguration (Sekundäranlage S1, kein Fouling F0, Kessel ohne Kondensation K0) die wirtschaftlich günstigste Variante dar (Abb. 8-8).

Auffallend ist in Abb. 8-8 weiters, dass die Variante WT2 höhere Kosten bedingt als Variante 1 bzw. 3. Die Kosten eines Wärmetauschers und die erreichbare Grädigkeit stehen in keinem direkten Verhältnis. Im konkreten Fall handelt es sich um verschiedene Modellausführungen, weshalb die Investitionskosten für Wärmetauscher 2 trotz schlechterer Grädigkeit höher liegen als für Wärmetauscher 3.

In der Auslegung der Wärmeübergabestationen ist daher nicht nur eine sorgfältige Festlegung der gewünschten Grädigkeit zu empfehlen, sondern auch die Abwägung verschiedener Wärmeübertrager mit vergleichbarer Grädigkeit aber unterschiedlichen Kosten. Weiters ist davon auszugehen, dass Produkte verschiedener Hersteller Leistungsunterschiede zeigen, auch hier kann sich ein umfangreicher Vergleich lohnen.

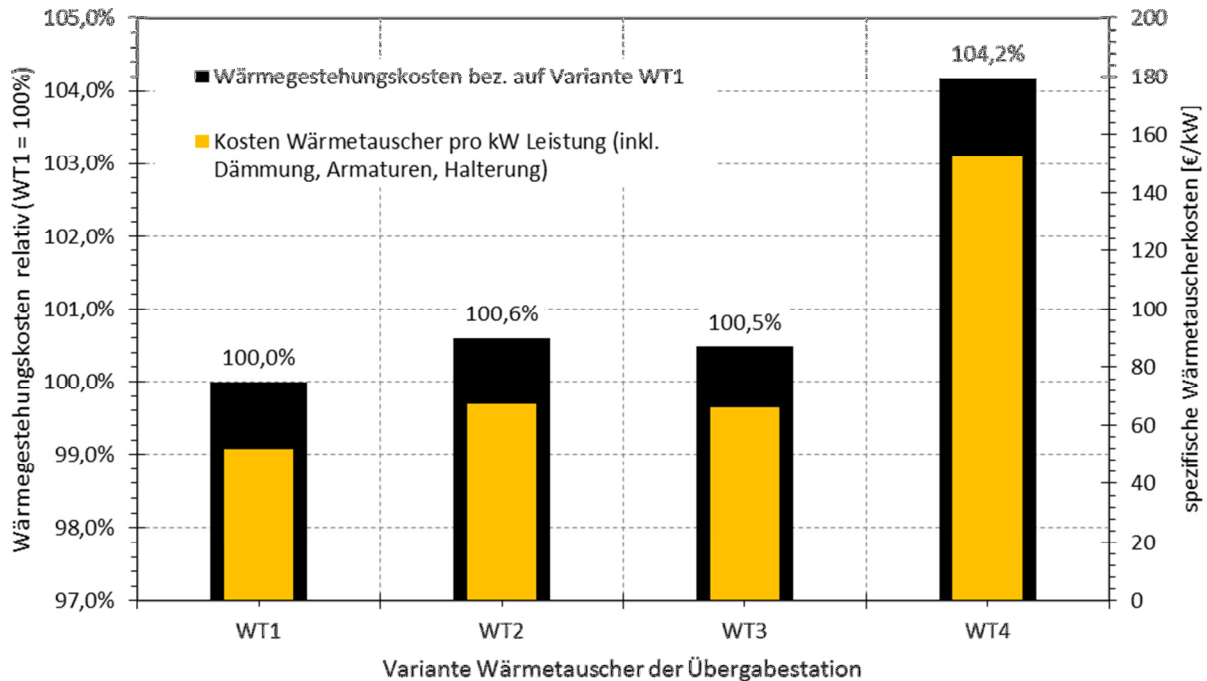


Abb. 8-8: Veränderung der Wärmetauscher der Übergabestation und Auswirkungen auf die Wärmegestehungskosten, spezifische Kosten der Wärmetauscher (Variante S1, F0, K0; ohne Investitionsförderung)

Der Wärmetauscher WT4 stellt einen sehr großzügig dimensionierten Wärmetauscher dar. Während die Verluste durch die Verwendung dieses Wärmeübertragers weiter gesenkt werden können (Abb. 8-7), steigen die Wärmegestehungskosten überproportional (Abb. 8-8). Eventuell kann durch Verwendung eines anderen Wärmetauschermodells ein wirtschaftliches Optimum zwischen WT3 und WT4 gefunden werden.

8.2.2 Fouling

Nicht nur in der Dimensionierung und Auslegung kann die Wärmeübergabestation optimiert werden, auch im laufenden Betrieb zeigt sich Potential. Nach ÖNORM H 5195 muss zur Befüllung von Heizungsanlagen aufbereitetes Wasser verwendet werden. Die Erfahrung zeigt allerdings, dass das in der Praxis nicht selbstverständlich ist. Als Folge davon tritt in vielen Fällen auf der Sekundärseite des Wärmeübertragers Fouling auf.

Abb. 8-9 zeigt die Entwicklung der Wärmeverluste im Fernwärmenetz mit ansteigendem Foulingwiderstand R_f . Der höchste Wert von $0,5 \text{ m}^2\text{K/kW}$ entspricht einer Schichtdicke von ca. $0,5 \text{ mm}$ Korrosionsprodukten oder $1,5 \text{ mm}$ Calciumcarbonatablagerungen [30]. Die Auswirkungen von Fouling sind bei knapp ausgelegtem Wärmetauscher stärker ausgeprägt. So steigen die Netzverluste der Variante WT3 bei starkem Fouling um mehr als 2,5 % gegenüber dem Betrieb ohne Ablagerungen.

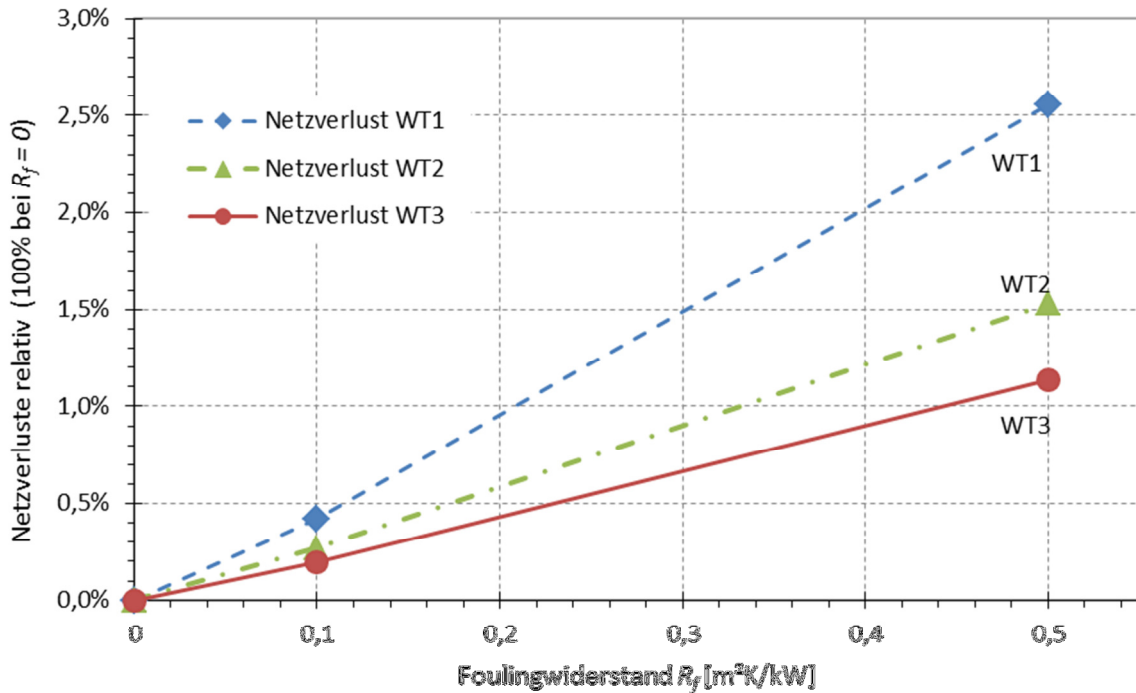


Abb. 8-9: Auswirkung von Fouling im Wärmetauscher, Netzverluste relativ

Die auftretenden zusätzlichen Wärmeverluste lassen sich wiederum mit Kosten belegen. Gleichzeitig mit den erhöhten Wärmeverlusten steigt auch der Bedarf an elektrischer Energie für den Betrieb der Netzpumpe. Dies erklärt den überproportionalen Anstieg der Zusatzkosten für die Variante WT1 in Abb. 8-10.

Als Abhilfe gegen die Auswirkungen von Fouling im Wärmetauscher können diese in regelmäßigen Zeitabständen gereinigt werden. Die Kosten für zusätzliche Spülstutzen an der Wärmeübergabestation und den Aufwand der Reinigung (hauptsächlich Personalkosten) müssen gegen die Mehrkosten durch die erhöhten Verluste abgewogen werden.

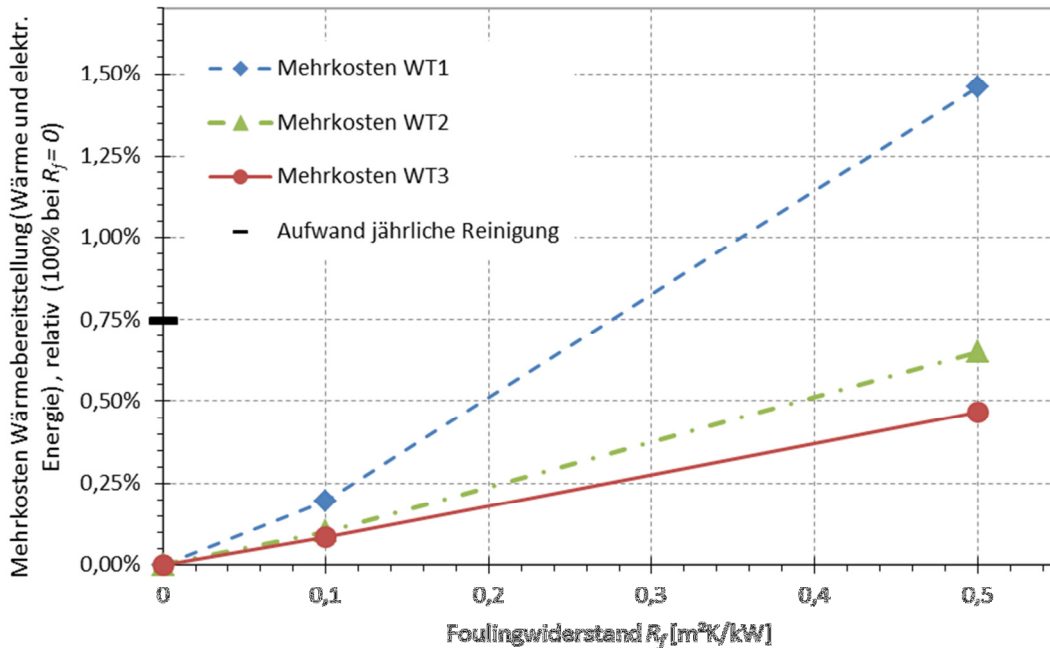


Abb. 8-10: Einfluss von Fouling an unterschiedlichen Wärmetauschern, sich ergebende Mehrkosten der Wärmebereitstellung (Wärme und elektr. Energie)

Der Aufwand für eine jährliche Reinigung aller Wärmetauscher beträgt 0,75% der Kosten der Wärmebereitstellung (Abb. 8-10). Daraus ergibt sich, dass bei knapp ausgelegten Wärmeübertragern eine jährliche Reinigung die Kosten der Wärmebereitstellung senken kann. Bei einer Auslegung mit geringerer Grädigkeit sind die Auswirkungen von Fouling moderater, es kann eine Reinigung im Intervall von mehreren Jahren angedacht werden.

8.2.3 Kumulierte Betrachtung

Die Kombination eines zu klein ausgelegten Wärmeübertragers in der Übergabestation mit Auftreten von Fouling wirkt sich besonders negativ auf die Effizienz des Fernwärmenetzes aus. Die bereits in der Auslegung relativ großen Wärmeverluste steigen durch Fouling zusätzlich.

Umgekehrt führt ein größer dimensionierter Wärmeübertrager nicht nur zu einer verbesserten Effizienz im Auslegungszustand, sondern erhöht durch die größere Toleranz gegenüber Fouling auch die Betriebssicherheit.

8.3 Optimierung der Dämmserie der primären Wärmeverteilung

Die verwendete Dämmserie der Rohrleitung des Fernwärmesystems hat entscheidenden Einfluss auf die Wärmeverluste und damit auf die Effizienz des Wärmeverteilsystems. Die optimierte Auswahl der Dämmserie hängt stark von Parametern der konkreten Trasse ab. Tendenziell ist im Sinne einer langfristig wirksamen Optimierung die Verwendung höherer

Dämmserien zu empfehlen [13], auf die optimierte wärmetechnische Auslegung des Rohrnetzes wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen.

Die meisten der in dieser Arbeit diskutierten Optimierungsmaßnahmen zielen auf die Verringerung der Wärmeverluste der primären Wärmeverteilung ab. Die Dämmserie des Primärsystems bestimmt die absolute Größe dieser Wärmeverluste und damit die Größe der möglichen Einsparungen. Beispielsweise führt ein Absenken der Rücklauftemperatur unabhängig von der Dämmserie zwar zur selben anteilmäßigen Einsparung an Verlustwärme, aufgrund der unterschiedlichen Absolutwerte der gesamten Wärmeverluste allerdings zu unterschiedlichen absoluten Einsparungen. Dies ist für eine wirtschaftliche Bewertung aller Optimierungsmaßnahmen von großer Bedeutung.

8.4 Optimierung der Wärmebereitstellung

Sämtlich betrachteten Optimierungsmaßnahmen wurden bisher in einem System mit konventionellem Kessel, d.h. einem Kessel ohne Rauchgas-Kondensationsanlage bewertet. Im Hinblick auf bessere Brennstoffausnutzung ist die Integration einer solchen Anlage anzustreben.

8.4.1 Wärmebereitstellung mit Kondensationsanlage

Im untersuchten Fall der Anlagenkonfiguration S1, WT3, F0 steigt die Gesamteffizienz des Fernwärmesystems in der Modellierung um 2,2%. Die wirtschaftliche Betrachtung zeigt andererseits die Variante ohne Kondensationsanlage als die günstigere (Abb. 8-1), die Wärmegestehungskosten liegen nennenswert unter denen der Variante K1 (mit Kondensation).

Als zusätzlicher Parameter wurde in diesem Fall eine Investitionsförderung von 30% auf die Anlagenkosten berücksichtigt. Diese Investitionsförderung kann unter den gegebenen Randbedingungen die Mehrkosten der Kondensationsanlage nur zum Teil ausgleichen. Der Unterschied der Wärmegestehungskosten zwischen Wärmebereitstellung ohne bzw. mit Kondensation wird durch Einbeziehung der Förderung geringer, trotzdem bleibt die Kesselvariante ohne Rauchgaskondensation günstiger.

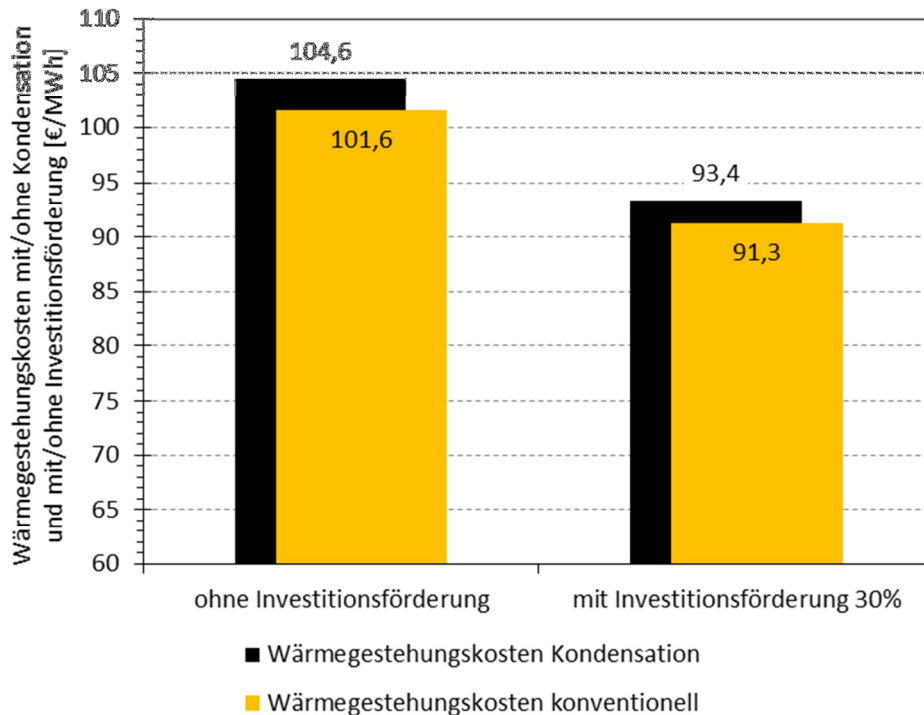


Abb. 8-11: Veränderung des Kessels (mit und ohne Kondensationsanlage) mit und ohne Investitionsförderung und Auswirkung auf die Wärmegestehungskosten (Variante S1, WT3, F0)

Die Konfiguration der Anlage hinsichtlich Verbraucherstruktur, Nennweitenverteilung des Verteilnetzes und beeinflusst maßgeblich die Wärmegestehungskosten. Zusätzlich werden die Investitionskosten im Berechnungsmodell nur grob abgeschätzt. Daher stellen die Absolutbeträge der in Abb. 8-1 berechneten Wärmegestehungskosten keine zuverlässigen Werte dar.

8.4.2 Auswirkung der Wärmeübergabestation auf die Kondensation

Wie in Kapitel 6.2 (Seite 49) erläutert, hat die Rücklauftemperatur großen Einfluss auf die Funktion und Effizienz der RG-Kondensation. Daher wirken sich auch alle Maßnahmen zur Absenkung der Rücklauftemperatur – durchgeführt, um die Netzwärmeverluste zu senken – auch unmittelbar auf die Wärmebereitstellung aus.

Abb. 8-12 ist ähnlich aufgebaut wie Abb. 8-7 (Seite 70) und zeigt die Absenkung der Netz-Rücklauftemperatur durch Verwendung unterschiedlicher Wärmetauscher in der Übergabestation. Die Auswirkung auf die Netzeffizienz sind ident. Im Unterschied zur Betrachtung dieser Optimierungsmaßnahme in einer Anlage ohne Rauchgaskondensation sinkt der Wärmepreis in der hier untersuchten Variante. Die verminderte Rücklauftemperatur erhöht die Effizienz der Kondensation derart, dass die höheren Investitionskosten für die Wärmetauscher mit kleinerer Grädigkeit überwogen werden.

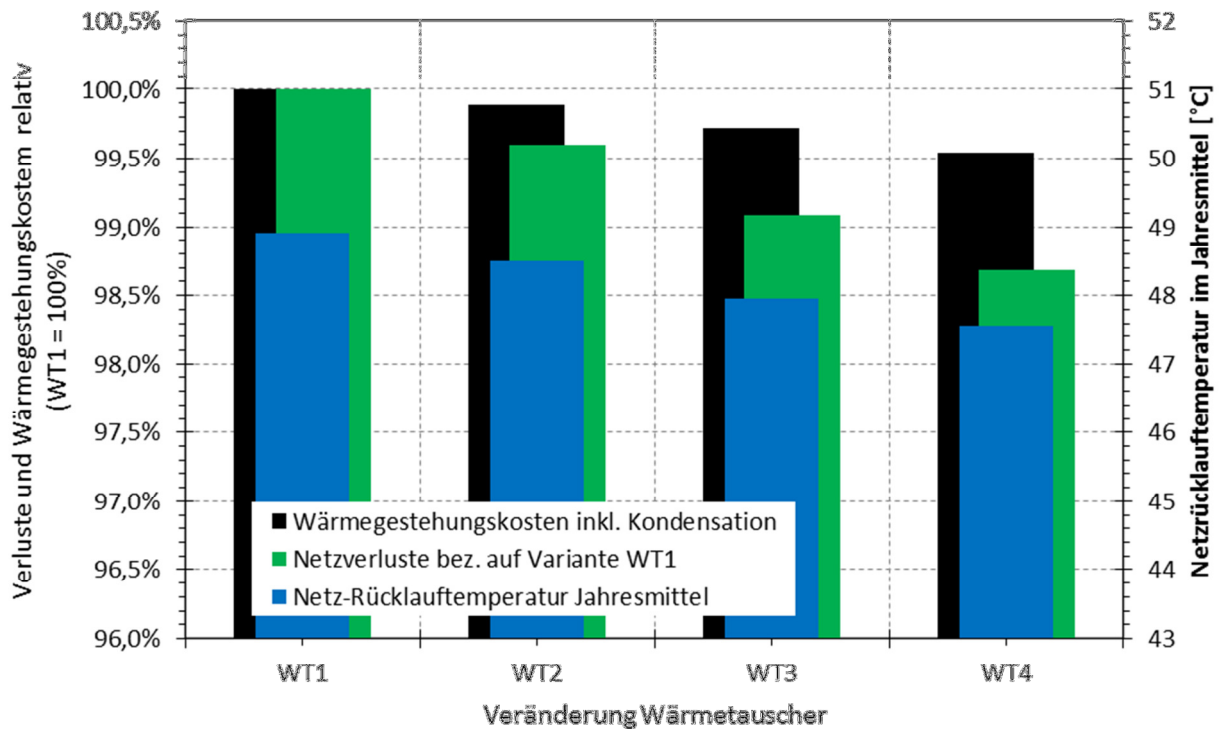


Abb. 8-12: Variation des Übergabestationswärmetauschers und Kombination mit Wärmebereitstellung mit Kondensation: Auswirkung auf die Rücklauftemperatur, den Netzverlust und die Wärmegestehungskosten (S1, F0, K1)

Ähnliche Zusammenhänge zwischen Rücklauftemperaturniveau und Wärmebereitstellungseffizienz können auch bei anderen Anlagentypen, etwa Kraft-Wärme-Kopplung oder der Nutzung anderer Abwärmequellen auftreten.

8.5 Optimierungsmöglichkeiten darüber hinaus

Nicht alle denkbaren Maßnahmen zur Optimierung von Fernwärmesystemen werden im Rahmen dieser Arbeit behandelt. Einige seien an dieser Stelle noch erwähnt:

8.5.1 Netzverdichtung und Ausbau

Die Anschlussdichte ist ein wesentlicher Faktor für die Netzeffizienz. Ein Anschluss zusätzlicher Wärmeabnehmer im Versorgungsgebiet ist daher unter Berücksichtigung der Anschlusslänge anzustreben.

8.5.2 Technische Optimierung

Eine weitere technische Optimierung der Anlage wird vorausgesetzt, so dass etwa die Feuerungseffizienz der Kesselanlage dem Stand der Technik entspricht. Ebenso ist beispielsweise die Netzpumpe drehzahl geregelt zu betreiben.

9 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Zusammenfassend lässt sich ableiten, dass durch eine umsichtige Planung mit gleich hohen oder geringfügig höheren Investitionskosten der Betrieb eines Biomasse-Fernwärmenetzes effizienter, betriebssicherer und günstiger gestaltet werden kann. Im Folgenden werden einige Ergebnisse der vorangegangenen Betrachtungen kurz zusammengefasst.

9.1 Schlussfolgerungen in engeren Sinn

9.1.1 Veränderung der Heizflächen

Die wichtigste Maßnahme zur Optimierung im Sekundärsystem stellt der hydraulische Abgleich dar. Dieser ermöglicht einen definierten Betrieb der Anlage, die Vorlauftemperatur des Sekundärsystems kann vorgegeben werden. Weiters verringert sich die Rücklauftemperatur, dadurch sinken die Wärmeverluste sowohl im Sekundär- wie auch Primärnetz.

Der Austausch von Heizflächen kann basierend auf den Rahmenbedingungen der gegebenen Anlage nicht empfohlen werden. Ein Austausch kann sinnvoll sein, wenn nicht nur der Vorlauftemperaturbedarf, sondern auch die Rücklauftemperatur sinkt.

9.1.2 Veränderung des Wärmeübertragers

Der Wärmeübertrager der Übergabestation sollte mit Rücksicht auf die Konfiguration der Gesamtanlage ausgewählt werden. So kann derselbe Wärmetauscher in einer Anlage mit Wärmebereitstellung ohne Kondensationsanlage zu höheren Wärmegestehungskosten verglichen mit einem anderen Wärmeübertragermodell führen, in derselben Anlage mit Kondensation hingegen die Wärmegestehungskosten senken.

9.2 Potential des Modells

Den Kern des verwendeten Modells bildet die Heizkörpermodellierung, der Vergleich der verwendeten Normkennlinie mit anderen theoretischen Modellen und auch mit Messungen zeigt eine brauchbare Abbildung der Realität. Die Modellierung des Wärmeübertragers gestaltet sich durch diverse Einschränkungen in der Softwareumgebung schwieriger, liefert aber ebenfalls brauchbare Ergebnisse.

Die Berechnung der Heizleistung greift auf Abschätzungen und Annahmen zurück, was die Unsicherheit der Ergebnisse erhöht. Die Bestimmung der Gebäudeheizlast und Abschätzung des Wärmebedarfes stellt auch in der konkreten Projektierung eine Herausforderung dar, beeinflusst aber maßgeblich das Betriebsverhalten und die Effizienz.

Hinsichtlich einer Genauigkeitserhöhung der mit dem verwendeten Modell berechneten Ergebnisse wären zuallererst in der Modellierung des Wärmeverteilnetzes Fortschritte möglich. Eine exakte Abbildung der Topographie sowie die Einbeziehung instationärer Vorgänge würde die Abbildung deutlich verbessern. Die Integration eines Puffers im Heizwerk eröffnet weiteres Potential für Optimierungsmaßnahmen, die Abbildung des Zeitverhaltens des Kessels erhöht die Zuverlässigkeit der Berechnungsergebnisse.

Mit dem vorliegenden Modell können Maßnahmen zur Optimierung des Gesamtsystems relativ zueinander bewertet werden. Aufgrund der Vereinfachungen und pauschalen Berücksichtigung mancher Einflussgrößen sind absolute Größen hingegen weniger zuverlässig. So ist zum Beispiel der berechnete absolute Wärmepreis als Anhaltswert zu verstehen, die Veränderung dieses Wärmepreises durch eine Optimierungsmaßnahme stellt eine gute Abschätzung dar.

9.3 Weiterführende Arbeiten

Die Möglichkeiten, ein Fernwärmesystem zu optimieren sind in der vorliegenden Arbeit bei Weitem nicht erschöpfend behandelt worden. Eine mehr theoretische Herangehensweise mit Verwendung von Kennwerten anstatt realer Daten wäre für das Erkennen des Zusammenwirkens möglicherweise hilfreich.

Die Abhängigkeit von den gegebenen Rahmenbedingungen und Anlagenparametern sollte durch Veränderung der Referenzanlage überprüft werden.

Neben technischer Effizienz und ökonomischer Sinnhaftigkeit sollte für eine umfassende umweltrelevante Bewertung auch auf das Versauerungspotential und die Kohlendioxidbilanz des Gesamtsystems Rücksicht genommen werden.

LITERATUR

- [1] S. Solomon, D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averyt, M. Tignor and H.L. Miller (eds.), Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, Cambridge, New York, 2007.
- [2] B. Metz, Davidson, O.R., Bosch, P.R., Dave, R., Meyer, L.A. (eds), Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, Cambridge, New York, 2007.
- [3] UNEP - United Nations Environment Programme, "How Close Are We to the Two Degree Limit? - Information Note," Bali, Indonesia, 2010.
- [4] Kommission der Europäischen Gemeinschaften, "Fahrplan für erneuerbare Energien - Erneuerbare Energien im 21. Jahrhundert: Größere Nachhaltigkeit in der Zukunft," 2007.
- [5] Europäisches Parlament, "Richtlinie 2012/27/EU des Europäischen Parlaments und es Rates zur Energieeffizienz," 2012.
- [6] bmwfj, "Zweiter Nationaler Energieeffizienzaktionsplan der Republik Österreich 2011," Bundesministerium für Wirtschaft Familie und Jugend, ed., 2011.
- [7] S. G. Böhmer, Michael, Optimierung und Ausbaumöglichkeiten von Fernwärmesystemen, Umweltbundesamt, Wien, 2009.
- [8] bmwfj, "Energierstrategie Österreich," Bundesministerium für Wirtschaft Familie und Jugend, ed., 2010.
- [9] "ÖNORM EN 15316-4-5: Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Energieanforderungen und Nutzungsgrade der Anlagen," Teil 4-5: Wärmeerzeugungssysteme, Leistungsfähigkeit und Effizienz von Fernwärme- und großvolumigen Systemen, Oktober 2007.
- [10] S. Recknagel, Schramek, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Munich: R. Oldenbourg Verlag, 2013/2014.
- [11] "ÖNORM EN 12831: Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der der Norm-Heizlast," Dezember 2003.
- [12] K. Jagnow, Wolff, D., Technische Optimierung und Energieeinsparung, Projekt Optimus, Universität Bremen, Bremen, 2008.
- [13] J. Loschy, "Optimierungspotentiale bei der Konzeption und Errichtung von Nahwärmeeanlagen am Beispiel der Gemeinde Windischgarsten," Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Graz, 2007.
- [14] "Richtlinie VDI 3807," Ermittlung und Anwendung von Energieverbrauchskennwerten, Mügge, G., 2001.
- [15] S. Recknagel, Schramek, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, Munich: R. Oldenbourg Verlag, 2000.
- [16] W. Winter, Haslauer, T., Obernberger, I., Untersuchungen zur Gleichzeitigkeit in kleinen und mittleren Nahwärmenetzen, Institut für Grundlagen der Verfahrens- und Anlagentechnik, Technische Universität Graz, Graz, 2001.
- [17] D. Hein, Winter, W., Planck, H., Obernberger, I., Demmel, S., Optimierte Dimensionierung und Betrieb von Rohrleitungssystemen für dezentrale Biomasseheizwerke, Endbericht Projektphase I, ZAE Bayern und Ingenieurbüro BIOS (Hrsg.), Würzburg/Graz, 1998.
- [18] H.-P. Winkens, Problematik der Bedarfsspitzen in der Nahwärmewirtschaft, In Der Leistungsbedarf und seine Deckung, FFE Schriftenreihe Band 13, Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 1979.
- [19] J. Good, Biedemann, F., Bühler, R., et al., Planungshandbuch erarbeitet von der Arbeitsgemeinschaft QM Holzheizwerke, 2004.

-
- [20] "ÖNORM EN 442-2: Radiatoren und Konvektoren," Teil 2: Prüfverfahren und Leistungsangabe, September 1997.
- [21] E.C.A., "Heizkörper Preisliste 2013," E. C. A. G. G.m.b.H., ed., 2013.
- [22] W. Beitz, und Grote, K.-H. (Hrsg), Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Auflage ed., Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 1997.
- [23] V. D. I. (Hrsg), VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage ed., Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2006.
- [24] Stelrad, "Compact-TCO Heizkörper," C. S. B.V., ed., 2008.
- [25] Buderus, "Heiztechnik Katalog - Stahlradiatoren DIN 4703," B. Heiztechnik, ed., 2004.
- [26] Stelrad, "Gliederheizkörper," S. G.m.b.H., ed., 1995.
- [27] Swep International AB, "SSP G7 Auslegungssoftware Version 7.0.3.27," 2014.
- [28] S. B. Genic, Jacimovic, B. M., Mandic, D., Petrovic, D., Experimental determination of fouling factor on plate heat exchangers in district heating system, Belgrade, 2012.
- [29] P. H. Cross, Preventing Fouling in Plate Heat Exchangers. Chemical Engineering, 1979.
- [30] V. D. I. (Hrsg), VDI-Wärmeatlas, Kap. 15: Konstruktive Hinweise für den Bau von Wärmeübertragern, 10. Auflage ed., Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2006.
- [31] A. J. Karabelas, Yiantsios, B., Thonon, B., Grillot, J.M., Liquid-side fouling of heat exchangers. An integrated R & D approach for conventional and novel designs, Thessaloniki/Grenoble, 1998.
- [32] G. Zhang, Li, G., Li, W., Zhang, Z., Leng, X., Tian, M., Particulate fouling and composite fouling assessment in corrugated plate heat exchangers, Jinan/Hangzhou/Lincoln, China/United States, 2013.
- [33] Isoplus, Planungshandbuch - Starre Verbundsysteme, 2011.
- [34] KeKelit, KeKelit Innovative Pipe Systems: Thermosand, 2013.
- [35] BMLFUW, "Nahwärmeversorgung auf Basis erneuerbarer Energieträger, Förderbedingungen Kommunalkredit Public Consulting," U. u. W. Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, ed., 2014.
- [36] R. Rieberer, "Heizungstechnik - Teil 1," Skriptum zur Vorlesung 'Heizungs-, Lüftungs-, Klimatechnik, Graz: Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, 2012.
- [37] F. Lettner, Qualitätsanforderungen an Planung und Ausführung von leistungsgebundenen Wärmeversorgungsanlagen, Graz, 2011.
- [38] J. Good, Biedemann, F., Bühler, R., et al., FAQ QM Holzheizwerke - Arbeitsgemeinschaft QM Holzheizwerke, 2006.
- [39] ZAMG. " Zentralanstalt für Meteorologie und Geodynamik: Klimadaten 1971-2000," 15.05.2014; http://www.zamg.ac.at/fix/klima/oe71-00/klima2000/klimadaten_oesterreich_1971_frame1.htm.
- [40] H. Mühlburger, "Enzyklopädie Betriebswirtschaftslehre - Grundlagen der BWL," Skriptum zur Übung 'Enzyklopädie BWL', Graz: Institut für Betriebswirtschaftslehre und Betriebssoziologie, 2014.