Fraunhofer
UMSICHT

Abschlussbericht
LowEx in der Nah- und Fernwärme

Förderkennzeichen: 0327400C

für:
Forschungszentrum Jülich GmbH
Projektträger Jülich (PTJ-ERG)
Herr Jürgen Gehrmann
52425 Jülich

Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und
Energietechnik UMSICHT
Osterfelder Str. 3
46047 Oberhausen

Stefan Bargel
Carsten Beier
Dr.-Ing. Christian Doetsch

Telefon: 02 08-85 98-11 95
Fax: 02 08-85 98-12 90
E-Mail: christian.doetsch@umsicht.fraunhofer.de
Internet: www.umsicht.fraunhofer.de

Gefördert durch:

Bundesministerium
für Wirtschaft
und Technologie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
Scharnhorststraße 34-37
10115 Berlin

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0327400C gefördert.
Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

Inhalt

Abbildungsverzeichnis		IV
Tabellenverzeichnis		VI
1	Einleitung	1
2	Bisherige Arbeiten in den Themenkomplexen „Exergie“ und „LowEx“	3
2.1	Primärenergetische Bewertung	3
2.2	Bewertung auf Basis von CO_2-Emmissionen	4
2.3	Exergieanalyse	5
2.3.1	Exergieanalyse von Prozessen	6
2.3.2	Erweiterte Exergieanalysen	6
2.3.3	Exergieanalyse von Energiesystemen	7
3	Grundlagen der exergetischen Bewertung	10
3.1	Definition von Exergie	10
3.2	Arten von Exergie	10
3.3	Bilanzierung thermischer Exergie	11
3.3.1	Wärmeströme	11
3.3.2	Masseströme	13
3.4	Bilanzierung von Brennstoffen	14
3.5	Bilanzierung von Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)	16
3.6	Exergetische Bewertungsgrößen	17
3.6.1	Beispiele für exergetische Bewertungsgrößen	17
3.6.2	Auswahl einer Bewertungsgröße	20
3.7	Wahl der Bilanzgrenzen	22
3.7.1	Beispiel zum Einfluss der Bilanzgrenzenwahl	22
3.7.2	Anwendung des Speicherbarkeitsprinzips	25
4	Modellierung des Wärmeversorgungssystems	28
4.1	Erzeuger	29
4.1.1	Verbrennung	30
4.1.2	Elektrischer Strom	32
4.1.3	Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)	33
4.1.4	Wärmepumpen	45
4.1.5	Abwärme	48
4.2	Verteilsystem	50
4.2.1	Netztypen und Grundgedanke der Netzmodellierung	50
4.2.2	Abbildung als Strahlennetz	52
4.2.3	Netzdimensionierung (Auslegung)	54
4.2.4	Abschätzung der Wärmeverluste	57
4.2.5	Abschätzung des Pumpstromaufwands	59
4.3	Verbraucher	66
4.3.1	Trinkwarmwasser	67
4.3.2	Heizung	68

5	Szenarienanalyse	72
5.1	Grundlegende Einflüsse	72
5.1.1	Erzeugerranking	73
5.1.2	Einfluss der Netztemperaturen	76
5.1.3	Bedeutung der Trinkwarmwasserbereitung	79
5.2	Kenngrößen für die Szenarienauswahl	82
5.2.1	Dämmstandard	82
5.2.2	Gebäudegröße	82
5.2.3	Versorgungsstruktur	83
5.3	Szenarien zur Einzelhausversorgung	85
5.4	Szenarien mit leitungsgebundenen Lösungen	87
5.4.1	Vergleich der Leitungsverluste	87
5.4.2	Neubau von Nahwärmenetzen	88
5.4.3	Erweiterung/Verdichtung von Fernwärmenetzen	90
5.5	Zukunftsszenario Stromerzeugung	91
6	Exergie und Wirtschaftlichkeit	93
6.1	Grundlegende Überlegungen	93
6.2	Wirtschaftliche Bilanzierung	93
6.3	Szenarienvergleich	94
6.4	Fazit zur Wirtschaftlichkeit und exergetischen Effizienz	97
7	Erkenntnisse der Exergieanalyse von Wärmeversorgungssystemen	98
8	Anhang	116

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Energieflussbild für Deutschland 2007 [Bun09] 1
Abbildung 1.2: Endenergie nach Anwendungsbereichen 2007 in % [Bun09] 2
Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des Prinzips der Trinkwarmwasserbereitung 13
Abbildung 3.2: Beispiel für die Bilanzgrenzen (gestrichelte Linie) eines Raumheizungssystems. Der Heizkörper ist hierbei symbolisch zu sehen, er repräsentiert ebenfalls die Fußbodenheizung des Beispiels. 23
Abbildung 3.3: Beispiel für die Bilanzgrenzen (gestrichelte Linie) eines Heizungssystems mit Berücksichtigung des Heizkessels 24
Abbildung 3.4: Beispiel für alternative Bilanzgrenzenwahl (gestrichelte Linie) eines Heizungssystems bei Berücksichtigung des Heizkessels. Hierbei wird die vom Heizkörper an den Raum übertragene Wärme als Nutzen angesehen. 24
Abbildung 4.1: Energie als zweidimensionales Konzept 28
Abbildung 4.2: Strukturierung des Energiesystems im Modell 29
Abbildung 4.3: Schematische Darstellung der relevanten Energieströme für die auf direkter Brennstoffnutzung basierenden Erzeugungstechnologien 30
Abbildung 4.4: Schematische Darstellung der Energieströme für den Fall der elektrischen Direktheizung und des DLE 32
Abbildung 4.5: Brennstoffmix zur Erzeugung von elektrischem Strom im deutschen Kraftwerkspark (nach Daten des Bundesverbands der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.) 33
Abbildung 4.6: Energieflussbild eines KWK-Erzeugers mit Versorgung des elektrischen Eigenbedarfs aus dem produzierten elektrischen Strom (KWK-Strom) 34
Abbildung 4.7: Darstellung des Carnot-Faktors η_C eines Wärmestroms in Abhängigkeit seiner Temperatur bei einer (festen) Referenztemperatur von T_{ref} = 3,5 °C 35
Abbildung 4.8: Schematische Darstellung der Massenströme in einem Gegenstromwärmetauscher 38
Abbildung 4.9: Einfluss der Netztemperaturen auf den elektrischen und thermischen Wirkungsgrad einer GuD-Anlage 40
Abbildung 4.10: Schematische Darstellung der Energieflüsse im Falle des Blockheizkraftwerks 40
Abbildung 4.11: Schematische Darstellung der auftretenden Energieflüsse beim Einsatz eines ORC-Moduls. 42
Abbildung 4.12: Schematische Darstellung der Energieflüsse bei der Kombination eines BHKW mit einem ORC-Modul 43
Abbildung 4.13: Schematische Darstellung des Wirkungsprinzips einer Kompressionswärmepumpe 45
Abbildung 4.14: Schematische Darstellung der relevanten Energieströme bei der Bereitstellung von Wärme aus Umweltwärme mittels einer Kompressionswärmepumpe 46
Abbildung 4.15: Prinzipskizze der Abwärmenutzung 49
Abbildung 4.16: Schematische Darstellung der Struktur der Netztypen für Fernwärmenetze, nach [DTS98] 50
Abbildung 4.17: Schematische Visualisierung der Abbildung des Strahlennetzes mit vier strukturellen Stufen. Dicke graue Linie: HTL, dicke schwarze Linie: HVL, dünne graue Linie: UVL und dünne scharze Linie: HAL 52

Abbildung 4.18: Schematische Visualisierung der Aufteilung der Gesamttrassenlänge auf die Netzstufen 53
Abbildung 4.19: Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit von der Anzahl versorgter Verbraucher auf Basis von Erhebungen für Nahwärmenetze (aus [WHO01]) 54
Abbildung 4.20: Vergleich der normierten Jahresdauerlinien für die Wärmenetze von Sonneberg (´99) und Wien (´02) 60
Abbildung 4.21: Schematische Darstellung der Druckverhältnisse im Fernwärmenetz 61
Abbildung 5.1: Vergleich der exergetischen Gesamtsystemwirkungsgrade in Abhängigkeit der eingesetzten Erzeugertechnologie 73
Abbildung 5.2: Vergleich von energetischer und exergetischer Analyse von Technologievarianten 75
Abbildung 5.3: Vergleich von Erzeugertechnologien bei Ankopplung an ein LowEx-Netz und ein Niedertemperatur-Netz 77
Abbildung 5.4: Vergleich von Erzeugertechnologien bei Ankopplung an ein Standard-Netze und ein Hochtemperatur-Netz 78
Abbildung 5.5: Vergleich der energetischen Anteile des Trinkwarmwasserbedarfs am gesamten thermischen Bedarf in Abhängigkeit vom Dämmstandard 80
Abbildung 5.6: Vergleich zweier Technologievarianten bei der Trinkwarmwasserbereitung in Abhängigkeit vom Gebäudestandard 80
Abbildung 5.7: Vergleich des jährlichen Exergieaufwands zur Versorgung einer Wohneinheit bei unterschiedlichen Methoden der Trinkwarmwasserbereitung 81
Abbildung 5.8: Vergleich verschiedener Einzelhausversorgungssysteme – die Trinkwarmwasserbereitung erfolgt jeweils über das Heizungssystem 85
Abbildung 5.9: Vergleich verschiedener Einzelhausversorgungssysteme – mit solarthermisch unterstützter Trinkwarmwasserbereitung 86
Abbildung 5.10: Vergleich der relativen Leitungswärmeverluste in Nah- und Fernwärmenetzen für die Versorgung von Gebäuden unterschiedlicher Größe und unterschiedlichen Dämmstandards 87
Abbildung 5.11: Vergleich von Wärmeversorgungsvarianten für den Nahwärme-Neubau 89
Abbildung 5.12: Vergleich von Wärmeversorgungsvarianten für die Fernwärmeverdichtung 90
Abbildung 5.13: Vergleich der exergetischen Gesamtsystemwirkungsgrade in Abhängigkeit der eingesetzten Erzeugertechnologien – Zukunftsszenario für die Erzeugung elektrischen Stroms 92
Abbildung 6.1: Vergleich von Konzepten zur Versorgung von zehn Mehrfamilienhäusern im Bestand 95
Abbildung 6.2: Vergleich von Konzepten zur Versorgung von 100 neu zu errichtenden Einfamilienhäusern 96
Abbildung 8.1: Schematische Darstellung der Energieflüsse bei Kombination eines Motor-BHKW mit einem ORC-Modul 116
Abbildung 8.2: Schematische Darstellung der Energieströme inklusive elektrischer Hilfsenergie für die Anlagenkombination BHKW mit ORC-Modu 119
Abbildung 8.3: Schematische Darstellung der Energieströme bei de Kombination eines Kessel-Erzeugers mit einem ORC-Modul 121
Abbildung 8.4: Schematische Darstellung der Energieströme für die Kombination einer Hochtemperatur- Abwärmequelle mit einem ORC-Modul 123
Abbildung 8.5: Schematische Darstellung der Energieströme eines KWK-Erzeugers ohne ORC-Modul 125

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Einige Primärenergiefaktoren nach DIN V 4701 [DINd] 3
Tabelle 2.2: Beispiele für Erderwärmungspotentiale wichtiger Treibhausgase (nach [LS05]) 5
Tabelle 3.1: Annahmen für die Auslegungstemperaturen der Heizungssysteme 22
Tabelle 4.1: Kesselvarianten – Modellparameter (Werte aus [WTBJ04]) 31
Tabelle 4.2: Einsatz von elektrischem Strom - Modellparameter 33
Tabelle 4.3: Erzeugervarianten mit Kraft-Wärme-Kopplung – Modellparameter (Angaben für Mikro-KWK aus [Sen10], BHWK aus [PF05], GuD aus [Ene04]) 36
Tabelle 4.4: Modellparameter für das optionale ORC-Modul (Angaben nach [Gro10]) 43
Tabelle 4.5: Kenndaten der Varianten der Umweltwärmenutzung (JAZ nach [AS08]) 47
Tabelle 4.6: Parameterwerte zum Vergleich des technologischen Gütegrads von erdwärmebasierten Wärmepumpensystemen bei Ankopplung an verschiedene Heizungssysteme 48
Tabelle 4.7: Erzeugervarianten mit Abwärmenutzung - Modellparameter 49
Tabelle 4.8: Zahlenwerte zur Netzstruktur im Modell 53
Tabelle 4.9: Parameterwerte der Anpassungsfunktion für Gleichzeitigkeitsfaktoren (aus [WHO01]) 55
Tabelle 4.10: Auslegungs-Kenndaten für KMR-Rohre bei einem Druckverlust von $\Delta p = 100$ Pa/m bei vorausgesetzter absoluter Rohrrauhigkeit $k_s = 0{,}15$ mm (Angaben von Logstor aus [DTS98], U-Werte aus [Win99]) 56
Tabelle 4.11: Obergrenzen für die Strömungsgeschwindigkeit in Fernwärmerohren (nach [DTS98]) 57
Tabelle 4.12: Parameterwerte für die Anpassungsfuntkion zur Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität von Wasser als Wärmeträgermedium in Fernwärmenetzen 64
Tabelle 4.13: Modellparameter der Netzvarianten (Annahmen für Temperaturen nach [Glü85], spezifische Trassenlänge nach [AGF07a] 66
Tabelle 4.14: Wohneinheiten und (beheizte) Nutzungsflächen für verschiedene Gebäudegrößen 70
Tabelle 4.15: Parameter zur Modellierung des Verbrauchersubsystems 71
Tabelle 5.1: Parameterwerte für die Fernwärmekonstellationen – SL = Spitzenlast, ML = Mittellast, GL = Grundlast (Arbeitsanteile nach [AGF07a]) 85

1 Einleitung

Angesichts der anhaltenden öffentlichen Diskussion über die Ressourcenknappheit, bei gleichzeitiger Unklarheit bezüglich des Weltvorrats an Energieträgern und bei stetig steigendem weltweitem Energiebedarf, ist der rationelle Umgang mit Energie eines der zentralen Themen unserer Zeit.

Ein Lösungsansatz liegt in der Effizienzoptimierung von Energieversorgungssystemen. Der Blickwinkel der Exergieanalyse erlaubt es in diesem Kontext bisher unerschlossene Potentiale dadurch aufzudecken, dass nicht allein die Energiemenge, sondern auch deren Qualität berücksichtigt wird. Das Exergiekonzept ist dabei vor allem dann von Interesse, wenn thermische Energieströme in der Betrachtung eine zentrale Rolle einnehmen, wie dies im Rahmen der Wärmeversorgung der Fall ist. Die hierbei anfallenden Bedarfsströme (Heizwärme und Trinkwarmwasser) weisen sehr niedrige, d.h. nahe an der Umgebungstemperatur liegende, Bedarfstemperaturen auf. Derartigen Strömen wird nur ein geringer Exergiestrom zugeordnet – daher spricht man von LowEx-, also Niedrigexergie-, Bedarfsformen.

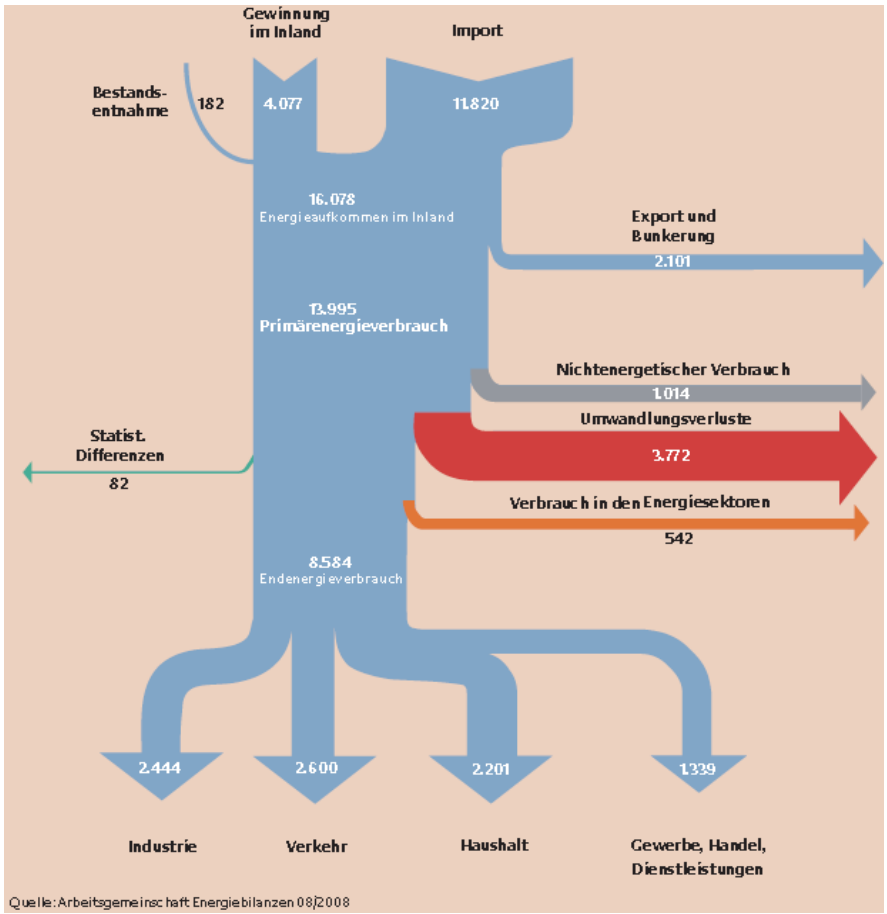
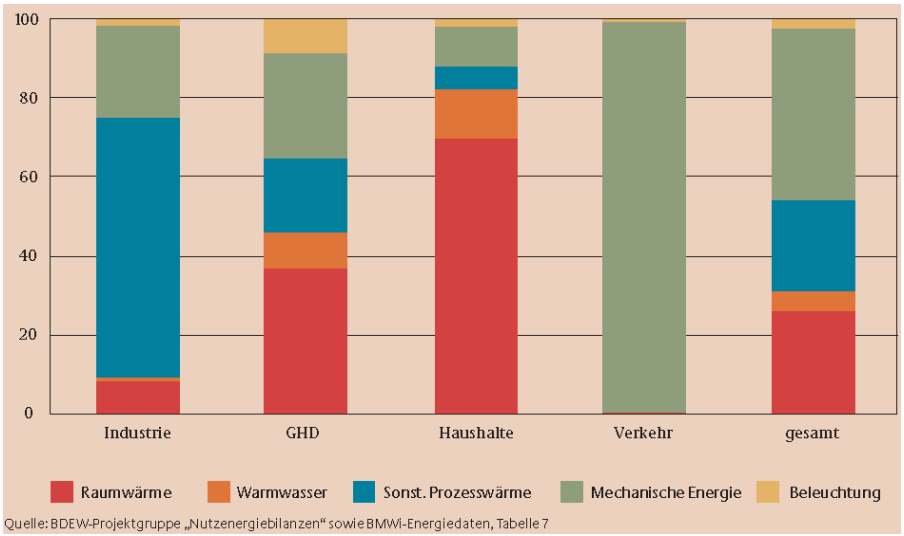


Abbildung 1.1: Energieflussbild für Deutschland 2007 [Bun09]

In Abbildung 1.1 ist das Energieflussbild von Deutschland für das Jahr 2007 dargestellt. Es zeigt, dass mehr als ein Viertel des deutschen Endenergieverbrauchs im Haushaltssektor anfällt. Vergleichbare Anteile ergeben sich zudem für die Sektoren Industrie und Verkehr, während der Bereich Gewerbe-Handel-Dienstleistungen nur mit einem Anteil von etwa 16% zu Buche schlägt.

Wird zusätzlich die Verteilung der Endenergie nach Bedarfsformen in den einzelnen Sektoren hinzugezogen, wie sie in Abbildung 1.2 dargestellt ist, so ist zu erkennen, dass LowEx-Wärmebedarfsformen im Haushaltssektor klar dominieren, während sie in der Industrie nur marginal und im Verkehrssektor praktisch gar nicht vorkommen.. Insgesamt beläuft sich dieser Bedarf auf einen Anteil von gut 30% am gesamten Endenergieverbrauch in Deutschland und macht somit einen wichtigen Bereich in der deutschen Energieversorgung aus.

Abbildung 1.2: Endenergie nach Anwendungsbereichen 2007 in % [Bun09]



Die Notwendigkeit einer systematischen Auseinandersetzung mit dieser Problemstellung ist auch an der anhaltenden fachlichen Diskussion um (vermeintliche) Effizienztechnologien wie die Kraft-Wärme-Kopplung zu sehen, die erst kürzlich durch Studien der TU-Berlin [ED10] und der Deutschen Physikalischen Gesellschaft [BBB+10] in Frage gestellt wurden.

Mit Hilfe des Ansatzes einer Exergie-Analyse und einem breit angelegten Technologievergleich im Kontext der Wärmeversorgung mit Fokussierung auf den Haushaltssektor kann folglich ein wichtiger Beitrag zur Effizienzsteigerung der Energieversorgung und zur Transparenz im Vergleich der Versorgungsalternativen geleistet werden.

2 Bisherige Arbeiten in den Themenkomplexen „Exergie“ und „LowEx“

Angesichts der, bereits in der Einleitung erwähnten, Notwendigkeit die Rescourcenverwertung effizienter zu gestalten, spielt die Bewertung von Energiesystemen[1] eine große Rolle. Wenn es gelingt festzustellen, welche Systeme ineffizient sind und welche Maßnahmen zur Optimierung ergriffen werden können, ist eine nachhaltige Effizienzsteigerung erreichbar.

Energiesysteme werden bisher zumeist primärenergetisch oder bzgl. der resultierenden CO_2-Emmissionen bewertet. Seit einiger Zeit wird jedoch auch der exergetische Gesichtspunkt gerade im Zusammenhang mit der Wärmeversorgung im Rahmen von internationalen (z.B. der International Energy Agency IEA [AJ04]) sowie nationalen (z.B. Förderkonzept EnEff: Stadt und EnEff: Wärme des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie BMWi [EnE07]) Forschungsvorhaben untersucht und als gewinnbringend betrachtet.

Im Folgenden sollen die wesentlichen Ansätze und Ergebnisse der Wissenschaft auf dem Gebiet der Bewertung von Energiesystemen dargestellt und diskutiert werden.

2.1 Primärenergetische Bewertung

Die primärenergetische Betrachtung gründet sich auf die in der DIN V 4701 [DINd] sowie DIN V 18599 [DINc] beschriebenen sogenannten Primärenergiefaktoren (PEF), die die derzeit in Deutschland maßgebliche energetische Bewertungskenngröße im Energiebereich darstellen. Die PEF geben die Menge Primärenergie zur Erzeugung einer Einheit Endenergie unter Berücksichtigung der vorgelagerten Prozesskette (Förderung, Aufbereitung, Umwandlung, Transport, Verteilung, Hilfsenergien) an.

Tabelle 2.1: Einige Primärenergiefaktoren nach DIN V 4701 [DINd]

Kategorie	Variante	PEF
Brennstoffe	Heizöl EL	1,1
	Erdgas H	1,1
	Steinkohle	1,1
	Holz	0,2
Strom	Strommix	3
Fernwärme aus KWK	fossiler Brennstoff	0,7
	erneuerbarer Brennstoff	0,0
Fernwärme aus Heizwerken	fossiler Brennstoff	1,3
	erneuerbarer Brennstoff	0,1

[1] Unter einem Energiesystem wird die Gesamtheit aller technischen Anlagen verstanden, die benötigt werden, um einen Endenergiestrom bereit zu stellen. Im Fall von Wärmeversorgugnssystemen besteht das Energiesystem typischerwesie aus einer Wandlungs-/Erzeugungseinheit, einem Verteilungssystem und dem Nutzer.

Beispiele für PEF sind in Tabelle 2.1 angegeben. Zu beachten ist hierbei insbesondere, dass erneuerbare Energieträger (z.B. Biomasse) *nicht* als Primärenergie angesehen werden, weshalb etwa Fernwärme aus einem holzbefeuerten Heizwerk einen Primärenergiefaktor von 0,1 aufweist, wobei der Wert nur deshalb größer Null ist, da ein Hilfsenergieaufwand, z.B. in Form von Pumpstrom, existiert.

Für Wärmeversorgungsnetze gibt es in [DINd] zwei verschiedene Möglichkeiten zur Ermittlung des PEF. Zum einen kann auch hierfür auf Standardwerte, abhängig vom gewählten Brennstoffeinsatz und dem etwaigen Vorliegen von Kraft-Wärme-Kopplung, zurückgegriffen werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit einer gesonderten Berechnung, die eine Anpassung an spezifische Gegebenheiten erlaubt.

2.2 Bewertung auf Basis von CO_2-Emmissionen

Ein Kriterium gänzlich anderer Art stellt die CO_2-Bilanzierung dar. Treibhausgase, wie z.B. CO_2, wirken in der Erdatmosphäre als Regulatoren, die die oberflächennahen Temperaturen entscheidend bestimmen. Laut Lucht [LS05] zeigen Untersuchungen von Klimatologen, dass der CO_2-Gehalt der Atmosphäre, nachdem er lange Zeit nahezu constant zwischen Werten von 180 ppm[2] in Kaltzeiten und 280 ppm in Warmzeiten lag, seit dem Beginn der Industrialisierung einen deutlichen Anstieg auf etwa 368 ppm im Jahre 2000 verzeichnet. Dieser Anstieg wird auf menschliche Aktivitäten wie z.B. dem starken Anstieg der Verbrennung fossiler Energieträger (Kohle, Öl, Erdgas) zurückgeführt.

Seitens der Klimatologen wird ein Zusammenhang zwischen diesem antrhropogenen Treibhauseffekt und der globalen Erwärmung, die sich in einem Anstieg der Durchschnittstemperatur an der Erdoberfläche zeigt, als erwiesen angesehen. Umfassende Modellierungen und daraus resultierende Progonosen sagen einen weiteren deutlichen Anstieg für die nächsten 100 Jahre voraus. Als Folgen eines damit verbundenen Klimawandels werden in [LS05] die Verschlechterung der Ernährungssituation, zunehmende Katastrophengefahren, ansteigende Gesundheitsgefährdung und Häufung von Epidemien genannt.

Ausgehend von diesen Zukunftsszenarios wurden internationale Abkommen zur Reduzierung des CO_2-Ausstosses vereinbart (z.B. Kyoto-Protokoll von 1997). Dies führt zur Festlegung von Klimazielen für die einzelnen Länder. Die deutsche Regierung hat sich beispielsweise die Reduzierung der Emmissionen um 40% bezogen auf das Basisjahr 1990 bis zum Jahr 2020 zum Ziel gesetzt ([Kli09]).

Ein Instrument zur Erreichung dieser Ziele ist der internationale Handel mit Emmissionszertifikaten. Dieser dient dazu, die Klimaziele möglichst kostengünstig erreichen zu können. Dabei steht jedem Staat eine gewisse Menge an CO_2-Äquivalenten in Form von Berechtigungen für einen festgelegten Zeitraum zur Verfügung, die sich aus den jeweiligen Minderungszielen ableiten. Die CO_2-Äquivalente dienen dabei der Vereinheitlichung der Bewertung verschiedener klimarelevanter Emissionen. Sie repräsentieren die Wirksamkeit der Treibhausegase bezüglich des klimaschädlichen Einflusses

[2] Part per million, entspricht hier einem Massenanteil von 0,0001 %.

bezogen auf die Basis der Wirksamkeit des Kohlenstoffdioxids. In Tabelle 2.2 sind Beispiele des sogenannten „global warming potentials“ (GWP100) angegeben, die die CO_2-Äquivalente Wirksamkeit verschiedener klimarelevanter Emmissionen auf der Basis einer Hochrechnung für einen Zeitraum von einhundert Jahren angeben.

Tabelle 2.2: Beispiele für Erderwärmungspotentiale wichtiger Treibhausgase (nach [LS05])

Treibhausgas	GWP_{100} $[tCO_2e/t]$
Kohlendioxid (CO_2)	1
Methan (CH_4)	23
Lachgas (N_2O)	296
Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe (FCKW)	bis zu 14000
Schwefelhexafluorid (SF_6)	22200

Kann eine Reduktion von Emissionen in einem Staat bedeutend kostengünstiger durchgeführt werden als in einem anderen, so kann dort eine Minderung in größerem Maße erfolgen, als es nach den eigenen Zielen notwendig wäre. Die resultierenden überschüssigen Berechtigungen können dann gegen ein Entgeld an andere Staaten abgetreten werden.

Die CO_2-Bewertung spielt eine große Rolle in der öffentlichen Wahrnehmung und weist eine Verknüpfung einer wissenschaftlich fundierten Bewertungsgröße mit einer wirtschaftlichen Relevanz durch den Zertifikatehandel auf, die à priori nicht gegeben ist[3].

Allerdings ist ein CO_2-neutrales Energiesystem nicht zwangsläufig ein effizientes oder Rescourcen schonendes System. Insofern sind die Aussagen, die mit Hilfe der CO_2- Bilanzierung gewonnen werden können nur bedingt zur energetischen Beurteilung geeignet.

2.3 Exergieanalyse

Die Verwendung der Exergie als Bewertungsgröße ermöglicht zusätzliche Aussagen über die Verwertung von Energieträgern wenn thermische Ströme als Bedarf oder Einsatzstrom auftreten. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die mit einem Energiestrom verbundene Exergie eine Aussage über das theoretisch verwertbare Arbeitspotential beinhaltet, das für thermische Ströme durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik in Abhängigkeit vor allem vom Temperaturniveau des Stroms erheblich limitiert sein kann.

Dabei kommt die Exergieanalyse in den verschiedensten Bereichen zum Einsatz. Im Folgenden soll ein Überblick über die Einsatzgebiete und Verwendungsformen der Exergieanalyse geben werden, um eine Einordnung der vorliegenden Arbeit zu erleichtern.

[3] Den Emissionen ist zunächst kein Wert zugeordnet und sie stellen auch kein handelbares Gut dar.

2.3.1 Exergieanalyse von Prozessen

Die Exergieanalyse wird auf Verfahrensprozesse der unterschiedlichsten Fachrichtungen angewandt. So existieren Arbeiten aus dem Bereich chemischer Verfahrenstechnik z.B. zur Exergieanalyse der Ethylensynthese und einer Benzol-Toluol Destillation ([CL05]) sowie über das Optimierungspotential von chemischen Reaktoren ([SLP98]). Andererseits gibt es Ansätze zur exergetischen Analyse des Photosyntheseprozesses ([Pet08]).

Auch im Ingenieurwissenschaftlichen Kontext findet sich eine Vielzahl von Beispielen für die Exergieanalyse von ganz unterschiedlichen Prozessen. Als Beispiele hierfür seien die Bewertung eines solar getriebenen Entsaltzungsprozesses ([BJ08]), die Analyse einer Rohmühle in der Zementherstellung ([USHO06]) und die Untersuchung von Biomassevergasungsprozessen ([KK10]) angeführt.

Hierbei zeigt sich die universelle Anwendbarkeit des Exergiekonzepts auf sehr unterschiedliche Fragestellungen.

2.3.2 Erweiterte Exergieanalysen

In dieser Kategorie lassen sich solche Ansätze vereinen, die über das Konzept einer exergetischen Bewertung von Energie- und Stoffströmen hinausgehen und weitere Bewertungsoder Systemelemente in die Betrachtungen mit einbeziehen.

Zum einen ist in diesem Zusammenhang die sogenannte *Extended exergy analysis* (EEA) oder erweiterte Exergieanalyse zu nennen. Bei diesem Ansatz wird der Versuch unternommen große und komplexe Systeme wie etwa die Provinz Sienna in Italien [SBT08] oder die gesamte chinesische Gesellschaft [CC09] mit Hilfe des Exergiekonzepts zu analysieren und zu bewerten. Dabei wird die Exergie als universell verwendbarer Basisparameter benutzt und alle im betrachteten System auftretenden Ströme werden mit Hilfe der Exergie ausgedrückt. Dabei ist zu beachten, dass diese Ströme nicht nur Energie und Stoffströme umfassen, wie dies in klassischen Exergieanalysen der Fall ist, sondern zusätzlich exergetische Äquivalente der von Sciubba [SBT08] als *Produktionsfaktoren* bezeichneten Elemente menschliche Arbeit, Kapital und Sanierungskosten für Umweltschäden berücksichtigt werden.

Desweiteren stellt das Konzept der *Exergoökonomie* einen Zweig der Exergieanalysen dar, der in den letzten fünfzehn Jahren Verbreitung gefunden hat. So wurde der Ansatz durch Arbeiten von Tsatsaronis und anderen ([TP94], [Tsa07b], [TKM08], [Rie07]) seit etwa 1993 weiterentwickelt und findet aktuell Anwendung z.B. zur Analyse von solaren Heizungssystemen [Ul06] oder von Fernwärmesystemen auf Geothermiebasis [OHDR07]. Die Idee der Exergoökonomie ist die Kombination von Informationen, die mit Hilfe von Exergieanalysen gewonnen werden und den wirtschaftlichen Aspekten eines Systems. Dabei werden den auftretenden Exergieströmen Kostenströme zugeordnet, die eine wirtschaftliche Systemoptimierung bei Berücksichtigung exergetischer Optimierungspotentiale ermöglicht.

2.3.3 Exergieanalyse von Energiesystemen

Der für den Kontext der vorliegenden Arbeit interessanteste Bereich ist die Exergieanalyse von Energiesystemen. Da hier in der Unterkategorie der Wärmeversorgungssysteme thermische Ströme auftreten, ist dieses Themenfeld für die Exergieanalyse von großem Interesse. Die Arbeiten lassen sich grob in vier Kategorien einteilen, die im Folgenden dargestellt werden. Dabei ist die Zuweisung der einzelnen beschriebenen Arbeiten zu den Kategorien nicht immer eindeutig, häufig sind thematische Überschneidungen vorhanden. Die Einteilung dient dem Zweck, einen Überblick über die verschiedenen Schwerpunkte zu gewinnen.

Berücksichtigung von erneuerbaren Energien Die erste Kategorie beschäftigt sich mit der Exergieanalyse von Energiesystemen unter der gesonderten Berücksichtigung des Einsatzes von erneuerabren Energien. Hepbasli ([Hep08a]) stellt dabei die besondere Bedeutung der erneuerbaren Energien für eine nachhaltige Entwicklung heraus. Präsentiert werden Methodiken zur exergetischen Bewertung von Solarenergieanwendungen (solarthermisch und mittels Photovoltaik), Windenergienutzung, Geothermie, Biomasseeinsatz und Gezeitenkräften.

Ein weiteres Beispiel für Arbeiten in diesem Themenbereich stammt von Torio et al. [ATS09] im Rahmen des LowEx-Projektes Nr. 13 und beschäftigt sich konkret mit Systemkonzepten zur Raumklimatisierung auf Basis von erneuerbaren Energien. Dabei wird sowohl für den Energiebedarf als auch bei den Einsatzströmen eine Unterscheidung zwischen fossilen und erneuerbaren Energieträgern vorgenommen. Dies führt auch zur Entwicklung eines gesonderten Primärexergiebedarfs auf Basis von erneuerbaren Energien.

Insgesamt wird versucht das Exergiekonzept und den Nachhaltigkeitsgedanken, der sich in der besonderen Beachtung der erneuerbaren Energien ausdrückt, innerhalb einer Analysemethodik zu vereinen. Dieser Gedanke deckt sich mit einem von Rosen [Ros02] diskutierten Ansatz, der die Exergie als geeignete Indikatorgröße zur Beurteilung von Nachhaltigkeit und Vermeidung von schädlichen Umwelteinflüssen sieht.

Fokussierung auf den Gebäudeaspekt Eine weitere typische Anwendung der Exergieanalyse stellt die Bewertung von Systemen zur Beheizung und Klimatisierung von (Wohn-) Gebäuden dar. In dieser Kategorie steht das Gebäude durch die thermischen Bedarfsformen im Fokus der Betrachtung. Beispiele sind die Analyse des Einflusses verschiedener Konfigurationen eines Belüftungssystems auf den exergetischen Bedarfs eines Gebäudes in Montréal [ZW07] oder die Exergieanalyse für Geäbudeklimatisierungssysteme in feuchtwarmem Klima in Mexiko [AHBR05].

Martinaitis [MBM10] präsentiert eine Methodik zur Verwendung von Gradtagszahlen für die Exergieanalyse der Energienutzung in Gebäuden, wobei die Problematik sich verändernder Außentemperaturen bei der exergetischen Bewertung aufgegriffen wird.

In [SS10] werden mit Hilfe einer exergetischen Analyse die Einflüsse einer verbesserten Gebäudehülle einerseits und eines veränderten Nutzerverhaltens andererseits untersucht. Yildiz und Güngör ([YG09]) untersuchen drei

verschiedene Versorgungskonfiguration für ein Gebäude mit Hilfe eines im Rahmen des Annex 37 der International Energy Agency (IEA) im Forschungsfeld Energy Conservation in Buildings and Communitiy Systems (ECBCS) entwickelten Excel-Werkzeugs zur Berechnung von Exergieströmen im Gebäude. Dabei werden Gesamtsystemeffizienzen aufgestellt, die den Wandlungsschritt vom Primärenergieträger zur Endenergie berücksichtigen. Verglichen werden hierbei Gaskessel und ein Wärmepumpensystem.

Die weiteren Arbeiten im Kontext des Annex 37 [AJ04] konzentrieren sich auf die Entwicklung von technischen Systemen zur Niedrigtemperaturheizung und Hochtemperaturkühlung sowie deren Umsetzung in Pilotprojekten.

Auch viele LowEx-Projekte beschäftigen sich mit Gebäudeaspekten. Dabei gibt es eine Fülle von Projekten, die der Untersuchung von Phase-Change-Slurries (PCS), vor allem für innovative Speicheranwendungen gewidmet sind (z.B. LowEx-Projekte 5 – 12). Der Vorteil dieser Technologie liegt in der Möglichkeit kleinere Temperaturspreizungen für die Heizungssysteme realisieren zu können und kompaktere Speicher zu entwickeln. Im Rahmen des LowEx-Projektes Nr. 4 der TU-Berlin werden Kapillarrohrmatten als spezielle Heizungstechnologien entwickelt und untersucht, die ebenfalls die Verwendung geringerer Temperaturen zur Raumheizung ermöglichen.

Allen vorgestellten Arbeiten ist gemein, dass konkrete Gebäude mit spezifischen Konfigurationen z.B. bezüglich der Raumgrößen oder Wärmedurchgangskoeffizienten der Gebäudehülle betrachtet werden.

Analyse von Einzelsystemen Häufig konzentrieren sich Exergieanalysen auf bestimmte technologische Systeme, die z.B. experimentell untersucht werden oder in verschiedenen Konfigurationen und Ausprägungen einsetzbar sind. Hierbei werden andere technische Lösungsansätze für den zu Grunde liegenden Energiebedarf nicht berücksichtigt.

Ein Beispiel ist die Untersuchung von Wärmepumpensystemen wie z.B. die Analyse einer Wärempumpe auf Basis oberflächennaher Geothermie mit Erdwärmekollektoren [EIEP07], für die sowohl eine Energie- als auch eine Exergieanalyse durchgeführt wurden. Auch die Untersuchung eines solar unterstützten Wärmepumpensystems [CTR02] und verschiedene exergetische Analysen an einem Wärmepumpensystem mit einer Erdwärmesonde, die sowohl zu Heiz- als auch zu Kühlzwecken (Raumklimatisierung) eingesetzt wird ([BWL+09]) gehören in diesen Kontext.

Weitere Untersuchungen beschäftigen sich mit Absorptionskältemaschinen [MT08], Brennstoffzellen [OT08] oder konzentrierenden Solarkollektoren[4] [TWS+07].

Die Hauptaussagen dieser Analysen befassen sich mit den Systemkomponenten, bei denen der größte Exergieverlust auftritt oder vergleichen die Effizienzen der verschiedenen betrachteten Konfigurationen. Hierbei werden spezifische Aussagen für die untersuchte Beispieltechnologie gewonnen, die jedoch keinen direkten Vergleich mit anderen Technologien erlauben.

[4] Ein Beispiel für diesen Kollektortyp ist ein Prabolrinnenkollektor.

Exergetische Systemvergleiche Mit dem Ziel der nachhaltigen Entwicklung des Energieversorgungssektors und darin auch der Wärmeversorgung durch eine Effizienzsteigerung macht vermehrt den gezielten Vergleich von unterschiedlichen Technologievarianten notwendig. Ein Beispiel hierfür ist die Gegenüberstellung zweier Wärmepumpensysteme und eines Brennwertkessels [LS10], wobei das zu versorgende Heizungssystem des betrachteten Gebäudes unverändert bleibt.

Andererseits werden in [TS10] Exergieanalysen zu Fallstudien einer Fernwärmeversorgung untersucht. Hierbei bleibt die Energieerzeugung unverändert und die Parameter der Verteilung werden variiert.

In einer Studie zur Wärmeversorgung in den Niederlanden [OvWvW97] werden Systeme zur Wärmeversorgungoi8 unter anderem bezüglich ihrer Exergieeffizienz miteinander verglichen, wobei sechs verschiedene Bereitstellungszenarien betrachtet werden. Dabei werden ein Gas-Brennwertkessels, ein Gasmotor, ein Wärmepumpensystem, ein Erdgas-BHKW mit angeschlossenem Wärmenetz und zwei Brennstoffzellenvarianten miteinander verglichen.

Schmidt formuliert schließlich in [Sch09] einen Ausblick auf Arbeiten, die im Rahmen des ECBCS Annex 49 der International Energy Agency ausgeführt werden sollen. Darin wird der Systemvergleich auf die Betrachtung von Systemen bis hin zu ganze Gemeinden ausgedehnt mit dem Ziel exergieeffiziente Gebäudetechnologien im größeren Kontext sinnvoll einzusetzen. Hierzu sind die verschiedenen Stufen der Gebäude, der Verteilungsstruktur und der Energiebereitstellung insgesamt zu optimieren.

3 Grundlagen der exergetischen Bewertung

3.1 Definition von Exergie

Der Begriff Exergie wurde 1956 von Rant [Ran56] eingeführt. Dieselbe Größe ist auch unter den Namen verfügbare Energie, Verfügbarkeit [SMS88] und technische Arbeitsfähigkeit ([Bos35], [Gra51]) bekannt. In der Literatur finden sich eine Reihe leicht unterschiedlicher Definitionen ([Bos35], [Ahr77], [SMS88], [BTM96], [IDA01], [MS08]). Eine aktuelle Definition stammt von Tsatsaronis [Tsa07a] und lautet:

„Exergy of a thermodynamic system is the maximum theoretical useful work (shaft work or electrical work) obtainable as the system is brought into complete thermodynamic equilibrium with the thermodynamic environment while the system interacts with this environment only."

„Die Exergie eines thermodynamischen Systems ist die maximale, theoretische nutzbare Arbeit (mechanische oder elektrische Arbeit), die erzielbar ist, wenn das System in vollständiges thermodynamisches Gleichgewicht mit seiner thermodynamischen Umgebung gebracht wird und dabei ausschließlich mit dieser Umgebung interagiert[5]."

3.2 Arten von Exergie

Die mit Massenströmen verbundene Exergie kann in verschiedene Arten unterteilt werden. Dabei erfolgt die Unterscheidung anhand derjenigen intensiven Zustandsgröße, in der der Strom von der Referenzumgebung abweicht. Nach [Tsa07a] lässt sich dabei folgende Einteilung angeben:

1. *Kinetische Exergie* - resultiert aus einem Geschwindigkeitsunterschied des betrachteten Stroms relativ zur Referenzumgebung.

2. *Potentielle Exergie* - bedingt durch eine Potentialdifferenz in einem Kraftfeld, typischerweise dem Gravitationsfeld der Erde.

3. *Thermische Exergie* – beruht auf einem Temperaturunterschied zwischen Strom und Referenzumgebung.

4. *Mechanische Exergie* - entsteht durch eine Druckdifferenz zwischen Strom und Referenzumgebung.

5. *Chemische Exergie* - lässt sich ihrerseits in einen *reaktiven* und einen *nicht-reaktiven* Anteil untergliedern. Der reaktive Anteil berücksichtigt die Möglichkeit der chemischen Reaktion von Substanzen, die nicht Teil der Refernzumgebung sind, mit den Substanzen der Umgebung. Der nicht-reaktive Anteil basiert auf dem Konzentrationsunterschied von Referenzsubstanzen im betrachteten Strom gegenüber der Umgebung.

[5] Übersetzung von Stefan Bargel

Darüber hinaus können auch masselose Energieströme mit Exergieströmen assoziiert werden. Die wichtigsten Formen sind in diesem Fall die Exergie von Wärme und die Exergie mechanischer Arbeit.

Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Wärmeversorgungssysteme werden Beiträge von kinetischer und potentieller Exergie außer Acht gelassen. Von Bedeutung sind hingegen die thermische Exergie von Massenströmen, die chemische Exergie von Brennstoffen sowie die Exergie von masselosen Wärmeströmen und von mechanischer Arbeit (bzw. von elektrischem Strom).

3.3 Bilanzierung thermischer Exergie

Für die Bilanzierung thermischer Exergie muss zwischen Wärmeströmen einerseits und Massenströmen andererseits unterschieden werden. Die Vorgehensweise für diese Fälle soll im Folgenden erläutert werden.

3.3.1 Wärmeströme

Masselose Wärmeströme treten im Rahmen von Wärmeversorgungssystemen bei Betrachtung des Heizwärmebedarfs im Gebäude auf. Das Ziel der Wärmeversorgung ist es die Raumtemperatur T_r auf einem gewünschten Niveau konstant zu halten. Ist die Umgebungstemperatur jenseits der Gebäudehülle geringer als die Raumtemperatur, resultiert eine treibende Temperaturdifferenz, die zu einer Wärmeabgabe seitens des Raumes über die Gebäudehülle an die Umgebung führt. Diese Wärmeströme müssen durch den Einsatz des Heizungssystems ausgeglichen werden.

Betrachtet man diesen Prozess der Wärmeabgabe des Raumes an die Umgebung und der Wärmeaufnahme über die Heizkörper als stationär, so bleibt die Temperatur des Raumes konstant. Dann kann der Raum als Reservoir im thermodynamischen Sinne angesehen werden, da sich sein Zustand durch Interaktion mit der Umgebung nicht verändert. Zur Berechnung des Exergiestroms $\dot{E}_Q$ eines Wärmestroms Q gilt im Allgemeinen die in Gleichung Gleichung 3.1 angegebene differentielle Beziehung.

Gleichung 3.1: Exergie eines Wärmestroms in differentieller Form

$$d\dot{E}_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right) d\dot{Q}$$

Darin bezeichnet T_0 die Temperatur der thermodynamischen Umgebung und T_Q die Temperatur des Wärmestroms.

Geht der Wärmestrom von einem Reservoir konstanter Temperatur aus, so ergibt sich der Exergiestrom durch Integration, wie in Gleichung 3.2 angegeben (vgl. [MS08]).

Gleichung 3.2: Exergie eines Wärmestroms ausgehend von einem Reservoir konstanter Temperatur

$$\dot{E}_Q = \int d\dot{E}_Q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right) d\dot{Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right) \cdot \dot{Q}$$

Der leitungsgebundene Transport von Wärmeenergie von der Erzeugungsanlage zum Verbraucher erfolgt zwar über Massenströme, jedoch dient das Fernwärme-Wasser dabei nur alsWärmeträgermedium. Es verlässt zu keinem Zeitpunkt die Bilanzgrenzen des Verteilungssystems und zirkuliert fortwährend unter Wärmeaufnahme und Wärmeabgabe durch das Leitungssystem. Die bilanziell relevanten Energieströme sind dabei wiederum masselose Wärmeströme, die in den Wärmeübertragern von einem Bilanzkreis an einen anderen übertragen werden. Zur Berechnung der Exergie dieser übertragenen Wärmeströme $\dot{E}_{Q,\,m}$ muss berücksichtigt werden, dass kein Reservoir konstanter Temperatur vorliegt. Stattdessen kühlt sich der Massestrom während des Wärmeübertrags ab, die Stromtemperatur T_Q ist in diesem Fall also eine Funktion der Zeit (auf dem Weg durch den Wärmetauscher). Ausgehend von der differentiellen Darstellung in Gleichung 3.1 muss die Integration explizit ausgeführt werden. Das Ergebnis der Integration ist die in Gleichung 3.3 angegebene Berechnungsvorschrift.

Gleichung 3.3: Exergie eines Wärmestroms ausgehend von einem sich abkühlenden Massenstrom

$$\dot{E}_Q^m = \dot{Q} \cdot \left[1 - \frac{T_0}{\left(T_{out} - T_{in}\right)} \cdot \ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right)\right]$$

Hierbei bezeichnet T_{in} die Temperatur des Massenstroms beim Eintritt in den Wärmetauscher (vor Wärmeabgabe) und T_{out} ist die Temperatur des Massenstroms beim Austritt aus dem Wärmetauscher (nach Wärmeabgabe).

In Gleichung 3.4 ist die Definition der sogenannten logarithmischen Mitteltemperatur[6] angegeben.

Gleichung 3.4: Definition der logarithmischen Mitteltemperatur

$$\langle T_1, T_2 \rangle_{\log} = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(T_1 / T_2\right)}$$

Hiermit lässt sich der in Gleichung 3.3 gewonnene Ausdruck für die Exergie eines Wärmestroms, der von einem Massenstrom sich verändernder Temperatur abgegeben wird, einfacher darstellen (Gleichung 3.5).

[6] Im Folgenden bezeichnen spitze Klammern < > stets eine Mittelungsoperation der zwischen ihnen angegebenen Größen.

Gleichung 3.5: Exergie eines Wärmestroms ausgehend von einem sich abkühlenden Massenstrom mit Hilfe der logarithmischen Mitteltemperatur

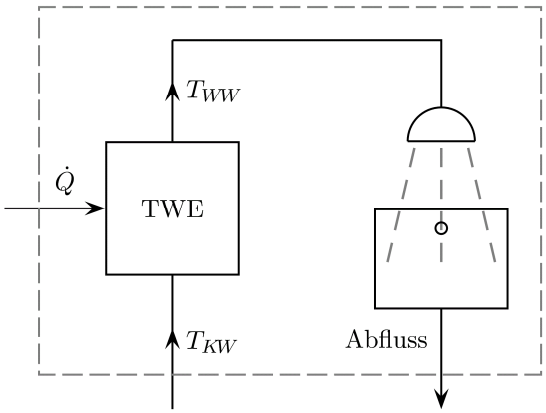
$$\dot{E}_Q^m = \left(1 - \frac{T_0}{\langle T_{in}, T_{out} \rangle_{\log}}\right) \cdot \dot{Q}$$

Außerdem zeigt sich mit Hilfe dieser Darstellung die klare Analogie zum Fall der Wärmeabgabe aus einem Reservoir konstanter Temperatur.

3.3.2 Masseströme

Im Rahmen der Wärmeversorgungssysteme tritt Exergie, die mit einem Massestrom assoziiert wird, ausschließlich in Form des Trinkwarmwasserbedarfs[7] auf. Dabei ist zu bedenken, dass dieser Bedarf, im Unterschied zum Heizenergiebedarf, nicht allein aus einem übertragenen Wärmestrom resultiert, sondern der Massestrom selbst Teil des Bedarfs ist. Das Prinzip der Trinkwarmwasserbereitung ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des Prinzips der Trinkwarmwasserbereitung



Dabei tritt ein Kaltwasser-Massestrom der Temperatur T_{KW} in den Trinkwassererwärmer (TWE) ein, wird durch Aufnahme von Wärme aus dem Strom Q aufgeheizt und tritt anschließend an der Zapfstelle als Warmwasser-Massestrom der Temperatur T_{WW} zur zur Bedarfsdeckung aus. Nach der Nutzung verlässt der Warmwasser-Massestrom das Bilanzsystem durch den Abfluss. Zu bilanzieren ist demnach die Exergie sowohl des Kaltwasser- als auch des Warmwasserstroms, sowie der Energieeinsatz zur Bereitstellung der Wärmeenergie.

Nach [Sza05] ist die Exergie eines Massestroms (z.B. Wasser) mit konstanter spezifischer Wärmekapazität durch Gleichung 3.6 gegeben.

[7] Unter Trinkwarmwasser wird in diesem Zusammenhang erwärmtes Brauchwasser z.B. zum Duschen verstanden. Die Bezeichnung verweist darauf, dass eine Flüssigkeit mit Trinkwasserqualität vorliegt, was für die Hygieneanforderungen von Bedeutung ist. Das Trinkwarmwasser ist jedoch nicht zum Verzehr bestimmt.

Gleichung 3.6: Exergie eines Massestroms

$$\dot{E}x(\dot{m}) = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left[(T - T_0) - T_0 \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right]$$

Hierbei ist T die Temperatur des Massestroms, T_0 die Temperatur der thermodynamischen Umgebung und c_p die spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgermediums.

Die Exergie, die dem Trinkwarmwasserbedarf zugeordnet ist, ist durch den Nettoexergiestrom $\dot{E}_{TWW,\ netto}$ gegeben, der sich gemäß Gleichung 3.7 aus der Exergie des, das Bilanzsystem verlassenden, Warmwasserstroms und des, in das Bilanzsystem eintretenden, Kaltwasserstroms ergibt.

Gleichung 3.7: Exergie des Trinkwarmwassers als Nettoexergiestrom

$$\dot{E}x(\dot{m}_{TWW}) = \dot{E}x_{TWW}^{netto} = \dot{E}x(\dot{m}_{WW}) - \dot{E}x(\dot{m}_{KW})$$

Durch Anwenden von Gleichung 3.6 sowohl für den Warmwasser- ($T = T_{WW}$) als auch für den Kaltwassermassenstrom ($T = T_{KW}$) kann, unter der Annahme einer konstanten spezifischen Wärmekapatität die Exergie des TWW-Bedarfs wie folgt berechnet werden.

Gleichung 3.8: Exergie des Trinkwarmwasserstroms

$$\dot{E}x(\dot{m}_{TWW}) = \left(1 - \frac{T_0}{\langle T_{WW}, T_{KW} \rangle_{\log}}\right) \cdot \dot{Q}_{TWW}$$

Dabei wird wiederum von der Definition der logarithmischen Mitteltemperatur aus Gleichung 3.4 Gebrauch gemacht. Auch für diesen Fall ist die Analogie zur Exergie eines Wärmestroms, der von einem Reservoir abgegeben wird, zu erkennen.

3.4 Bilanzierung von Brennstoffen

Für den Technologievergleich im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden verschiedene Brennstoffe betrachtet - Erdgas H[8], Heizöl EL[9], Kohle und Holz. Für die exergetische Bilanzierung ist dabei der Eintrag an chemischer Exergie ($\dot{E}_{ch}$) entscheidend. Nach Hepbasli ([Hep08b]) werden zu diesem Zwecke sogenannte Qualitätsfaktoren β_{LHV} und β_{HHV} verwendet, die als Quotient aus der chemischen Exergie und dem Heizwert (LHV[10]) bzw. Brennwert (HHV[11]) des Brennstoffs definiert sind.

[8] Hiermit wird Erdgas mit einem hohen Methangehalt von ca. 98% aus den ehemaligen GUS-Staaten bezeichnet.
[9] EL steht für extra leicht
[10] Im Englischen wird der Heizwert lower heating value (LHV), also unterer Heizwert, genannt.
[11] Im englischen Sprachraum ist die Bezeichnung higher heating value (HHV), also oberer Heizwert gebräuchlich.

Erdgas H Da die Verwendung von Erdgas H angenommen wird, kann vereinfachend angesetzt werden, dass es sich bei diesem Brennstoff um reines Methan handelt. Hepbasli nennt mit Bezug auf [SMS88] als Ansatz für gasförmige Kohlenwasserstoffe die Relation Gleichung 3.9.

Gleichung 3.9: Qualitätsfaktor für Erdgas H

$$b_{LHV} = 1{,}0334 + 0{,}0183 \cdot \frac{H}{C} - 0{,}0694 \cdot \frac{1}{N_C}$$

Dabei bezeichnet H/C das atomare Verhältnis von Wasserstoff zu Kohlenstoff und N_C steht für die absolute Anzahl an Kohlenstoffatomen in einem Molekül des betrachteten Brennstoffs.

Für den angenommenen Fall reinen Methans mit der Strukturformel CH_4 ergibt sich H = C = 4 und N_C = 1. Damit berechnet sich der Qualitätsfaktor zu $\beta_{LHV} \approx 1{,}04$.

Heizöl EL Für Heizöl gibt Hepbasli [Hep08b] den in Gleichung 3.10 angegebenen Ansatz zur Bestimmung des Qualitätsfaktors an. Darin bezeichnen die Z_i die Massenanteile der jeweiligen chemischen Komponente i an dem Brennstoff.

Gleichung 3.10: Qualitätsfaktor für Heizöl EL

$$b_{LHV} = 1{,}0401 + 0{,}1728 \cdot \frac{Z_{H_2}}{Z_C} + 0{,}0432 \cdot \frac{Z_{O_2}}{Z_C} + 0{,}2169 \cdot \frac{Z_S}{Z_C} \cdot \left(1 - 2{,}0628 \cdot \frac{Z_{H_2}}{Z_C}\right)$$

Zur Abschätzung dieser Massenanteile werden die in Gleichung 3.11 angegebenen Bezüge zum unteren Heizwert genannt [Hep08b].

Gleichung 3.11: Berechnungsvorschriften für die Massenanteile der wesentlichen Bestandteile des Heizöls

$$\begin{aligned} Z_C &= 0{,}64241 + 0{,}00504 \cdot LHV \\ Z_{H_2} &= -0{,}22426 + 0{,}00826 \cdot LHV \\ Z_S &= 0{,}27603 + 0{,}00628 \cdot LHV \\ Z_{O_2} &= 0{,}30582 + 0{,}00702 \cdot LHV \end{aligned}$$

Unter Verwendung des unteren Heizwerts für Heizöl EL von LHV(Heizöl EL) = 42,7 MJ/kg gemäß [Ene04] ergibt sich hieraus ein Qualitätsfaktor von $\beta_{LHV} \approx 1{,}07$.

Kohle Der Ansatz zur Berechnung des Qualitätsfaktors für Kohle als Brennstoff den Hepbasli präsentiert stammt von Kotas [Kot95] und ist in Gleichung 3.12 wiedergegeben.

Gleichung 3.12: Ansatz zur Berechnung des Qualitätsfaktors von Kohle

$$b_{LHV} = \frac{\left(LHV + 2442 \cdot Z_w\right) \cdot b_{LHV,dry} + 9417 \cdot Z_{S_2}}{LHV}$$

Analog zu dem Ansatz für das Heizöl bezeichnet Z_{S2} den Massenanteil des Schwefels in der Kohle. Z_w steht für den Feuchtigkeitsgehalt und $\beta_{LHV,\,dry}$ ist der Qualitätsfaktor für trockene Kohle, der sich wiederum gemäß Gleichung 3.13 ergibt.

Gleichung 3.13: Ansatz zur Berechnung des Qualitätsfaktors für trockene Kohle

$$b_{LHV,dry} = 1{,}0437 + 0{,}1882 \cdot \frac{Z_{H_2}}{Z_C} + 0{,}0610 \cdot \frac{Z_{O_2}}{Z_C} + 0{,}0404 \cdot \frac{Z_{N_2}}{Z_C}$$

Hepbasli gibt auch Berechnungsvorschriften zur Ermittlung der Massenanteile Z_i für Wasserstroff (H_2), Kohlenstoff (C), Sauerstoff (O_2) und Stickstoff (N_2) an. Diese hängen ihrerseits von dem unteren Heizwert, dem Feuchtigkeitsgehalt sowie dem Aschegehalt der betrachteten Kohle ab. Nach Auswertung verschiedener Quellen gibt Hepbasli als durchschnittlichen Qualitätsfaktor für Kohle β_{LHV} (Kohle) ≈ 1,09 an.

Holz Für Holz als Brennstoff kann nach Szargut [Sza05] pauschal β_{LHV} ≈ 1,15 angesetzt werden. Hepbasli nennt noch weitere Studien bezüglich der Qualitätsfaktoren von verschiedenen Holzbrennstoffen (Bilgen et al., Bejan et al.); die ermittelten Werte sind mit der Angabe von Szargut verträglich.

3.5 Bilanzierung von Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)

Eine Besonderheit stellt die exergetische Bewertung der Kraft-Wärme-Kopplung dar. Da im Rahmen der vorliegenden Arbeit Wärmeversorgungssysteme untersucht werden wird nur die ausgekoppelte Wärme zur Deckung thermischer Bedarfe als relevantes Produkt betrachtet. Durch die parallele Erzeugung von Wärme und elektrischem Strom aus dem eingesetzten Brennstoff im Falle der KWK, stellt sich die Frage, wie die Bilanzierung für das Teilprodukt Wärme zu erfolgen hat. Dem gekoppelt erzeugten Wärmestrom kann nicht der gesamte, für den KWK-Erzeuger eingesetzte, Brennstoff zugeordnet werden. Vielmehr ist es notwendig eine Aufteilung des Brennstoffeinsatzes vorzunehmen. Hierzu wird ein Attribuierungsprinzip angewandt, das in [Jen10] erläutert wird und auch bei Dittmann [DSM09] und Ossebaard [OvWvW97] Verwendung findet. Hierbei gibt der durch Gleichung 3.14 definierte thermische Attributionsfaktor $f_{attr,\,th}$ den Anteil am eingesetzten Brennstoff an, der zur Erzeugung der Wärme benötigt wird. Dabei erfolgt die Aufteilung gemäß dem exergetischen Anteil des ausgekoppelten Wärmestroms an der gesamten Exergie aller erzeugten Produkte.

Gleichung 3.14: Definition des thermischen Attributionsfaktors

$$f_{attr}^{th} = \frac{E(Q_{th})}{E(Q_{th}) + E(P_{el})}$$

Die Brennstoffenergie, die zur Bereitstellung der gewünschten Wärmeenergie benötigt wird, ergibt sich nach Gleichung 3.15 als der durch den thermischen Attributionsfaktor bestimmten Anteil an der gesamten eingehenden Brennstoffenergie.

Gleichung 3.15: Anteil des Brennstoffs, zur Erzeugung des thermischen Outputs

$$I_{Br}^{th} = f_{attr}^{th} \cdot I_{Br}^{tot}$$

Analog lässt sich ein elektrischer Attributionsfaktor $f_{attr, el}$ für den erzeugten elektrischen Strom definieren, wobei $f_{attr, el} = 1 - f_{attr, th}$ gilt, wodurch die Summe der Brennstoffenergie, die zur Erzeugung des elektrischen Stroms benötigt wird und der Brennstoffenergie zur Erzeugung des Wärmestroms wieder die gesamte eingesetzte Brennstoffenergie der KWK-Anlage ergibt. Durch diese Art der Bewertung wird der thermische Wirkungsgrad des KWK-Erzeugers de facto abhänging von der Temperatur, bei der die Wärme ausgekoppelt wird, da die Exergie des Produktwärmestroms entsprechend Gleichung 3.5 temperaturabhängig ist (vlg. auch [Jen10]).

Der Vorteil dieses Ansatzes liegt darin, dass eine Bewertung des thermischen Produktes einer Kraft-Wärme-Kopplung allein ermöglicht wird, was ein deutlicheres Aufzeigen exergetischer Optimierungspotentiale erlaubt, als eine zwangsweise Berücksichtigung der exergetisch dominanten elektrischen Produktströme.

3.6 Exergetische Bewertungsgrößen

Die Wahl der Exergie als Basisgröße für die Bewertung von Systemen im Energiekontext hat zwei Gründe. Zum einen ist es mit Hilfe der Exergie möglich, eine Unterscheidung der verschiedenen auftretenden Energieformen vorzunehmen, was im Rahmen der energetischen Betrachtung nicht gelingt. So würde eine energetische Bilanzierung nicht zwischen einer Kilowattstunde elektrischen Stroms und einer Kilowattstunde Raumwärme differenzieren - mit Hilfe der Exergie ist dies möglich.

Zum anderen kann Exergie, anders als die Erhaltungsgröße Energie, unwiederbringlich verbraucht werden, was dem menschlichen Verständnis entgegen kommt[12]. Im Folgenden werden einige exergetische Bewertungsgrößen beschrieben und im Anschluss eine, für den Technologievergleich von Wärmeversorgungssystemen geeignete Bewertungsgröße begründet ausgewählt.

3.6.1 Beispiele für exergetische Bewertungsgrößen

Riedl ([Rie07]) definiert den Gleichung 3.16 angegebenen exergetischen Verlustgrad λ_{ex} als exergetische Bewertungsgröße. Dieser ist das Verhältnis der exergetischen Verluste E_{loss} zum gesamten Exergieeinsatz $E_{tot, in}$.

Gleichung 3.16: Definition des exergetischen Verlustgrads

$$l_{ex} = \frac{E_{loss}}{E_{in}^{tot}}$$

[12] Im Alltag wird häufig von „Energieverbrauch“ gesprochen, obwohl dieser Terminus streng genommen einen Widerspruch in sich darstellt, da die Energie eine Erhaltungsgröße ist.

Im exergetischen Kontext lassen sich zwei Arten von Verlusten unterscheiden, sogenannte interne und externe Verluste. Letztere sind dabei analog zu energetischen Verlusten als Exergieströme zu verstehen, die ungenutzt ein System oder einen Prozess verlassen und anschließend keiner weiteren Nutzung mehr zugefürt werden (können). Die internen Exergieverluste werden auch als Exergievernichtung E_{dest} bezeichnet. Hierunter wird der tatsächliche Verlust von Arbeitspotential durch einen Prozeß verstanden, ohne dass dabei ein Nutzen erzielt wurde.

Auf Basis dieser Unterscheidung definiert Fratzscher (siehe [FBM86]) einen gesonderten *äußeren Verlustgrad* $\lambda_{ex,\,ext}$, der nur die externen Verluste berücksichtigt:

Gleichung 3.17: Definition des äußeren Verlustgrads

$$l_{ex}^{ext} = \frac{E_{loss}^{ext}}{E_{in}^{tot}}$$

Analog lässt sich ein *interner Verlustgrad* $\lambda_{ex,\,int}$ definieren, der sich ausschließlich auf die internen Exergieverluste $E_{loss,\,int}$ bezieht.

Von Fratzscher stammen noch weitere Sichtweisen auf die exergetische Bewertung [FBM86]. Zum einen beschreibt er eine sogenannte Input-Output-Bilanz der Exergie, bei der der exergetische Einsatzstrom in einen Ausgangsstrom bei zusätzlich auftretender Exergievernichtung überführt wird, siehe Gleichung 3.18.

Gleichung 3.18: Input-Output-Bilanz der Exergie

$$E_{in} = E_{out} + E_{dest}$$

Dieser Ansatz ist eine rein thermodynamische Betrachtung (Bilanzgrenzen spielen hierbei keine Rolle), die eine Aussage über die Exergiedisspation im System erlaubt. Aus dieser Sichtweise heraus wird sodann der exergetische Gütegrad γ_{ex} als Verhältnis von Output zu Input abgeleitet (vgl. Gleichung 3.19).

Gleichung 3.19: Definiton des exergetischen Gütegrads

$$g_{ex} = \frac{E_{out}}{E_{in}}$$

Dieser Gütegrad weist einen Wertebereich von γ_{ex} [0; 1] auf und hängt gemäß Gleichung 3.20 direkt mit dem internen exergetischen Verlustgrad zusammen.

Gleichung 3.20: Zusammenhang zwischen Gütegrad und Verlustgrad

$$g_{ex} = 1 - l_{ex}^{\text{int}}$$

Zum anderen betrachtet Fratzscher eine Aufwand-Nutzen-Bilanz der Exergie (Gleichung 3.21), in der er die aus dem System austretenden Exergieströme in Haupt- und Nebenprodukte (E_{pr}) sowie Verlustströme (E_{loss})

unterteilt, denen kein „nutzbarer“ Wert im wirtschaftlichen Sinne zugeordnet ist. Damit verändert sich die vorherige Bilanz aus Gleichung 3.18 zu:

Gleichung 3.21: Aufwand-Nutzen-Bilanz der Exergie

$$E_{in} = E_{out}^{pr} + E_{dest} + E_{loss}$$

Hierbei wird die zuvor bereits erwähnte Unterscheidung von internen und externen Exergieverlusten wieder aufgegriffen. Aus dieser Sichtweise lässt sich eine, bei Fratzscher als *exergetischer Wirkungsgrad* η_{ex} bezeichnete, Kenngröße ableiten, die als das Verhältnis von Produktexergiestrom zum exergetischen Einsatzstrom definiert wird (Gleichung 3.22).

Gleichung 3.22: Definition des exergetischen Wirkungsgrads

$$h_{ex} = \frac{E_{out}^{pr}}{E_{in}}$$

Fratzscher verfolgt diesen Ansatz noch weiter, indem er den in ein System eintretenden Exergiestrom in sogenannte *Transitexergie* (E_{trans}) und einen disponiblen Anteil (E_{nutz}) zerlegt (Gleichung 3.23). Unter Transitexergie werden dabei Exergieanteile verstanden, die im betrachteten System nicht angetastet werden können und gedanklich „vorbeigeschleust“ werden. Ein Beispiel hierfür ist ein Gas, das in einen Verdichter eintritt. Da das Gas beim Austritt aus dem Verdichter chemisch unverändert ist, ist der reaktive Anteil der mit dem Gas verbundenen chemischen Exergie derselbe wie vor dem Eintritt. Dieser Anteil am theoretischen Arbeitspotential des Gases kann also durch das System „Verdichter“ nicht ausgenutzt werden.

Gleichung 3.23: Aufteilung der eintretenden Exergie in Nutzen und Transit

$$E_{in}^{pr} = E_{in}^{nutz} + E_{in}^{trans}$$

Der Transitstrom durchläuft das System definitionsgemäß unverändert, folglich muss sich dieser Anteil auch im Ausgangsstrom wiederfinden. Dementsprechend unterteilt Fratzscher auch den Produktstrom in einen nutzbaren Anteil und den Transitstrom, der zwangsläufig identisch mit dem eingehenden Transitexergiestrom ist (Gleichung 3.24).

Gleichung 3.24: Aufteilung der austretenden Exergie in Produkt und Transit

$$E_{out}^{pr} = E_{out}^{nutz} + E_{out}^{trans}$$

Da das im Transitstrom enthaltene Arbeitspotential jedoch von dem betrachteten System nicht genutzt werden kann, wird eine transitbereinigte Bilanz aufgestellt, um keine Verfälschungen, speziell der aus Verhältnissen gebildeten Bewertungskenngrößen, hinnehmen zu müssen. Dabei wird der Transitstrom sowohl eingangs wie auch ausgang aus der Bilanz gestrichen und man erhält:

Gleichung 3.25: Transitbereinigte Aufwand-Nutzen-Bilanz der Exergie

$$E_{in}^{nutz} = E_{out}^{nutz} + E_{loss} + E_{dest}$$

Diese erweiterte Betrachtung lässt sich auf den oben angegebenen exergetischen Wirkungsgrad übertragen und man erhält den in Gleichung 3.26 definierten *transitbereinigten exergetischen Wirkungsgrad* $\eta_{ex,\,trans}$.

Gleichung 3.26: Definition des transitbereinigten exergetischen Wirkungsgrads

$$h_{ex}^{trans} = \frac{E_{out}^{nutz}}{E_{in}^{nutz}}$$

Darüber hinaus gibt Fratzscher noch den sogenannten *technologischen Gütegrad* $\gamma_{ex,\,tech}$ an, der als das Verhältnis des Exergieaufwands zum gesamten exergetischen Input definiert ist (Gleichung 3.27). Unter dem Exergieaufwand wird der um die Transitexergie vermindete Input verstanden. Der technologische Gütegrad ist ein Maß für den Anteil an Transitexergie, der in das System (ohne Nutzen zu erbringen) eingebracht werden muss.

Gleichung 3.27: Definition des technologischen Gütegrads

$$g_{ex}^{tech} = \frac{E_{aufw}}{E_{in}^{tot}} = \frac{E_{in}^{tot} - E_{in}^{trans}}{E_{in}^{tot}} = 1 - \frac{E_{in}^{trans}}{E_{in}^{tot}}$$

Eine Sichtweise, die über die Bewertung einzelner Prozesse hinausgeht wird durch den von Szargut ([Sza05]) vorgestellten kummulierten Exergieverbrauch - Cumulative exergy consumption (CExC) - repräsentiert. Der kummulierte Exergieverbrauch umfasst den gesamten Exergieeinsatz aller natürlichen Ressourcen sowie jedes Fabrikationsschritts inclusive Transportleistungen zur Erzeugung bzw. Bereitstellung eines gewünschten Produkts.

Auf Basis dieser Größe lässt sich wiederum eine zur Systembewertung geeignete Kenngröße in Form der kummulierten Exergieeffizienz - cumulative exergy efficiency (CExE) - ableiten. Diese ist definiert als das Verhältnis der nützlichen Exergie (des Produkts) zum kummulierten Exergieverbrauch, der zur Erzeugung des Produktes anfällt.

3.6.2 Auswahl einer Bewertungsgröße

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf einem breit angelegten Technologievergleich für Wärmeversorgungssysteme. Durch die Verwendung einer exergetischen Bewertungsgröße können hierbei die unterschiedlichen auftretenden Energieformen (Brennstoffe, elektrischer Strom, Wärmeströme) unterschieden werden. Das Ziel ist möglichst vollständig Effizienzvorteile aufzuzeigen, auch solche, die durch eine rein energetische Betrachtung nicht erfassbar sind. Die beiden nützlichen Produkte einesWärmeversorgungssystems - Raumwärme und Trinkwarmwasser - stellen insofern eine Besonderheit dar, als das Verhältnis der Exergie, die den Produkten zu-

geordnet werden kann zum Energiegehalt sehr klein ist. Man spricht in diesem Zusammenhang von LowEx-Bedarfsformen.

Die Effizienzpotentiale, die energetisch nicht erfasst werden können, liegen in einer geeigneten Wahl der Einsatzströme zur Deckung dieses LowEx-Bedarfs. Eine geeignete Bewertungsgröße muss demnach in der Lage sein, die Effizienzpotentiale vollständig darzustellen und gleichzeitig einen Technologievergleich mit einem breiten Spektrum betrachteter Varianten zulassen.

Ein kummulativer Ansatz wie die CExE beleuchtet Systeme in großer Detailtiefe, speziell was das Spektrum an zu berücksichtigenden Wandlungs- und Transportwegen angeht. Dies schlägt sich allerdings in einem enorm hohen Aufwand sowohl bei der Datenbeschaffung als auch der Modellierung der einzelnen Prozessschritte nieder. Dieser Aufwand kann für die Bewertung einer einzelnen Technologie oder eines konkreten Systems durchführbar sein und zu tiefen Einsichten führen. Für einen breit angelegten Technologievergleich erscheint ein solches Vorgehen aufgrund der Fülle der dann zu strukturierenden Informationen, vom Aufwand der Datenerhebung bis zur Aufbereitung der am Ende ermittelten Ergebnisse, jedoch eher ungeeignet. Auch würde die Klarheit der gewonnenen Aussagen unter der Last der Detailbeschreibungen und Wechselwirkungen der einzelnen Einflussfaktoren leiden.

Der exergetische Gütegrad ermöglicht hauptsächlich Erkenntnisse über die Exergievernichtung im betrachteten System. Damit werden einerseits nicht alle Effizienzprobleme, die ein System haben kann abgedeckt, andererseits rückt bei dieser Art der Betrachtung das nützliche Produkt in den Hintergrund. Die Produkte stellen jedoch im Falle der Bewertung von Wärmeversorgungssystemen eine exergetische Besonderheit dar. Ein ähnliches Problem liegt für die Verlustgrade vor, zumal beide Bewertungsgrößen mathematisch miteinander verknüpft sind.

Der technologische Gütegrad bezieht das Transitexergiekonzept mit ein, dass von Teilexergien ausgeht, die das System praktisch nur passieren, ohne einer Umwandlung unterzogen zu sein oder am Systemgeschehen teilzunehmen. Diese Bewertungsgröße ist vor allem eine Funktion der Transitexergie des betrachteten Systems und macht damit keine Aussage über die Produkte. Da die Transitexergie durch eine Transitbereinigung von den relevanten Exergieströmen des Systems getrennt werden kann, spielen die Erkenntnisse, die der technologische Gütegrad liefern kann nur eine untergeordnete Rolle für die Bewertung von Wärmeversorgungssystemen.

Dem exergetischen Wirkungsgrad liegt eine Aufwand-Nutzen-Sicht des betrachteten Systems zu Grunde. Dieses Bild lässt sich schlüssig auf Wärmeversorgungssysteme übertragen. Durch die Transitbereinigung kann darüber hinaus sichergestellt werden, dass nur solche Exergieströme bilanziert werden, die für den betrachteten Prozess relevant sind. Der Wirkungsgrad selbst legt den Fokus auf die nützlichen Produkte und die dafür nötigen Einsatzströme und erlaubt daher die zusätzliche Ermittlung der Art von Effizienzpotentialen, die sich der energetischen Bewertung entziehen. Die einzige Schwierigkeit besteht darin, dass auf der Bedarfsseite in Wärmeversorgungssystemen durch Dämmmaßnahmen eine Reduktion erzielt werden kann, die eine offensichtliche Systemverbesserung darstellt, durch den

exergetischen Wirkungsgrad jedoch nicht erfasst wird. Diese Art der quantitativen Optimierung muss bei der Ergebnisdiskussion demnach gesondert betrachtet werden. Dies kann etwa durch die Angabe eines Gesamtexergieaufwands $E_{tot, in}$ für die Versorgung erfolgen.

Dieses System, bestehend aus dem transitbereinigten exergetischen Wirkungsgrad und dem Gesamtexergieaufwand, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit zur Bewertung der betrachteten Wärmeversorgungssysteme in allen technischen Varianten verwendet.

3.7 Wahl der Bilanzgrenzen

Die begründete und geeignete Wahl der Bilanzgrenzen stellt eine wichtige Grundlage bei der Bewertung von Prozessen oder Systemen dar. Dabei ist es zunächst von Bedeutung die Bilanzgrenzen genau festzulegen, um Unklarheiten über die gewählte Bilanzierung zu vermeiden. Um den möglichen Einfluss der benutzten Bilanzgrenzen zu verdeutlichen, wird im Folgenden ein plakatives Beispiel betrachtet.

3.7.1 Beispiel zum Einfluss der Bilanzgrenzenwahl

Es wird die Effizienz der Deckung des Heizwärmebedarfs eines Raumes betrachtet, wobei im ersten Fall ein Standard-Heizkörper eingesetzt wird, im zweiten Fall eine Fußbodenheizung (FBH). In beiden Fällen wird durch Abkühlung eines Massestroms (Heizungswasser) ein Heizwärmestrom Q_H an die Raumluft abgegeben. Der Unterschied zwischen den Systemen liegt in den Temperaturen des Heizungsvor- (VL) bzw. Rücklaufs (RL); die für das Beispiel angenommen Werte finden sich in Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1: Annahmen für die Auslegungstemperaturen der Heizungssysteme

Variante	T_{VL} [°C]	T_{RL} [°C]
Standard-Heizkörper	80	60
Fußbodenheizung	35	28

Eine mögliche Wahl der Bilanzgrenzen könnte einerseits die Innenseite der Gebäudehülle und andererseits die Oberfläche der Heizkörper als Grenzen festlegen, siehe Abbildung 3.2. Die zu bilanzierenden Ströme sind dann der Wärmeverluststrom des beheizten Raumes durch die Bilanzgrenze an der Gebäudehülle sowie der Wärmeeintrag durch die Heizkörper in den Raum. Die exergetische Bewertung des Verluststroms, der vom Reservoir der warmen Raumluft ausgeht und unter der Annahme stationärer Prozessführung Raumtemperatur aufweist, erfolgt mit Hilfe von Gleichung 3.2. Für die exergetische Bewertung des Wärmestroms, der von dem sich abkühlenden Heizungswasser im Heizkörper ausgeht, muss stattdessen Gleichung 3.5 benutzt werden.

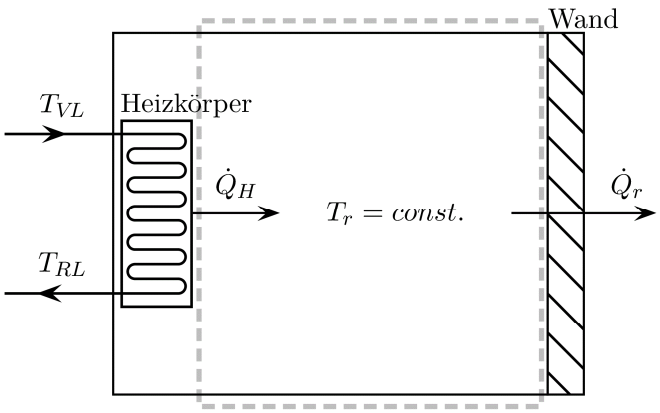


Abbildung 3.2: Beispiel für die Bilanzgrenzen (gestrichelte Linie) eines Raumheizungssystems. Der Heizkörper ist hierbei symbolisch zu sehen, er repräsentiert ebenfalls die Fußbodenheizung des Beispiels.

Der exergetische Wirkungsgrad für dieses Beispielsystem wird gemäß Gleichung 3.28 als das Verhältnis der Exergie des Bedarfs in Form der benötigten Raumwärme Q_r und der Exergie des Aufwands in Form der gelieferten Heizwärme Q_H gebildet.

Gleichung 3.28: Exergetischer Wirkungsgrad für die Bilanzierung gemäß Abbildung 3.2

$$h_{ex} = \frac{\dot{E}_{\dot{Q}}}{\dot{E}_{\dot{Q}_H}}$$

Für beide Heizungssystemvarianten bleibt der Exergiestrom der Wärmeverluste des Raums gleich. Allerdings fließt in die Berechnung der Exergie des Heizwärmestroms explizit die logarithmische Mitteltemperatur zwischen dem Heizungsvor- und Rücklauf ein. Diese ergibt sich im Falle des Standard-Heizkörpers zu $<80°C, 60°C>_{log} \approx 69{,}9$ °C und für die Fußbodenheizung zu <35 °C, 28 °C$>_{log} \approx 31{,}5$ °C[13]. Je geringer die Differenz zwischen dieser Mitteltemperatur und der Umgebungstemperatur ist, desto kleiner ist die Exergie des Heizwärmestroms und desto größer wird der exergetische Wirkungsgrad des betrachteten Systems.

Bei dieser Wahl der Bilanzgrenzen ergibt sich also ein besserer exergetischer Wirkungsgrad, wenn eine Fußbodenheizung mit kleinerer Mitteltemperatur der Heizwärmebereitstellung eingesetzt wird.

Eine alternative Wahl der Bilanzgrenzen könnte die Wärmeerzeugung im Heizkessel mit berücksichtigen, wie in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Grenze des Bedarfs an der Innenseite der Gebäudehülle bleibt dabei unverändert, während andererseits der Eingang des Heizkessels, durch den der mit dem Erdgasstrom verbundene Brennstoffenergiestrom i_{Br} fließt, als Bilanzgrenze gewählt wird.

[13] Zur Berechnung der logarithmischen Mitteltemperaturen müssen Temperaturwerte in Kelvin verwendet werden! Die hier angegebenen Werte in °C dienen der Übersichtlichkeit und ergeben sich aus der Umrechnung der in Kelvin berechneten Mitteltemperaturen.

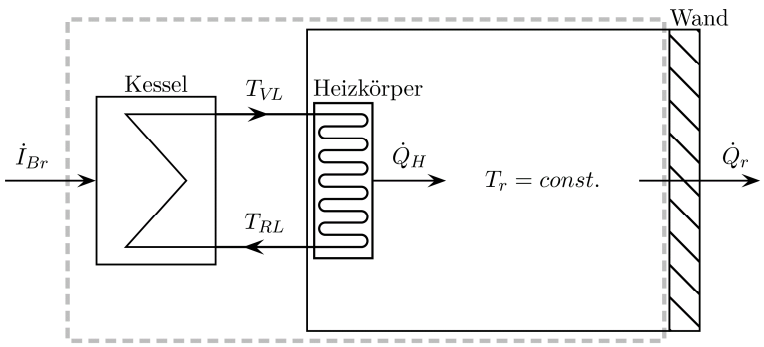


Abbildung 3.3: Beispiel für die Bilanzgrenzen (gestrichelte Linie) eines Heizungssystems mit Berücksichtigung des Heizkessels

In der Systembewertung muss nun als Aufwand die Exergie des eintretenden Brennstoffstroms $\dot{E}_{Br,\,in}$ berücksichtigt werden, so dass sich der exergetische Wirkungsgrad gemäß Gleichung 3.29 berechnet.

Gleichung 3.29: Exergetischer Wirkungsgrad bei Bilanzgrenzenwahl mit Berücksichtigung des Heizkessels

$$h_{ex} = \frac{\dot{E}_{Q_r}}{\dot{E}_{Br}^{in}}$$

Wie in Abschnitt 3.4 beschrieben, hängt die mit dem Brennstoff verbundene chemische Exergie vom Heizwert und nicht von den Temperaturen des Heizungssystems ab. Damit ergibt sich der gleiche exergetische Wirkungsgrad für die Verwendung von Standard-Heizkörpern und dem Einsatz einer Fußbodenheizung.

Eine dritte Möglichkeit der Bilanzgrenzenwahl für dieses Beispiel ist die Berücksichtigung der Erzeugung wie zuvor kombiniert mit der Bilanzgrenze an der Heizkörperoberfläche, wie in Abbildung 3.4 dargestellt.

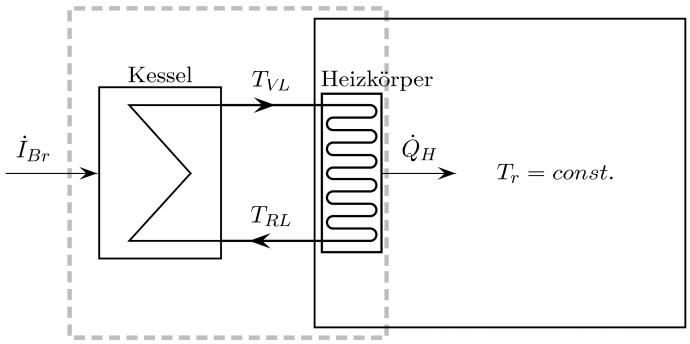


Abbildung 3.4: Beispiel für alternative Bilanzgrenzenwahl (gestrichelte Linie) eines Heizungssystems bei Berücksichtigung des Heizkessels. Hierbei wird die vom Heizkörper an den Raum übertragene Wärme als Nutzen angesehen.

Für die exergetisch Systembetrachtung werden in diesem Fall die Exergie des eintretenden Brennstoffstroms und die Exergie der gelieferten Heizwärme bilanziert, der Wirkungsgrad ergibt sich gemäß Gleichung 3.30.

Gleichung 3.30: Exergetischer Wirkungsgrad für die alternative Bilanzgrenzenwahl mit Berücksichtigung des Heizkessels

$$h_{ex} = \frac{\dot{E}_{Q_H}}{\dot{E}_{in}}$$

In diesem Fall führt die Abhängigkeit der Exergie des Heizwärmestroms von der logarithmischen Mitteltemperatur dazu, dass das Heizungssystem mit dem Standard-Heizkörper einen höheren exergetischen Wirkungsgrad aufweist als die Fußbodenheizung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die an den Raum übertragene Heizwärme als Produktstrom angesehen wird und nicht mehr die Raumwärme selbst.

Anhand des Beispiels wird deutlich, dass die Bewertungsaussagen ggf. stark von den gewählten Bilanzgrenzen abhängen können. Für den angestrebten umfassenden Technologievergleich im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist festzuhalten, dass stets das gesamte Wärmeversorgungssystem (von der Erzeugung bzw. Bereitstellung der Wärme bis zum Verbrauch) betrachtet werden muss, um ambivalente Ergebnisse zu vermeiden. Dabei ist besonders zu beachten, dass bei der Bedarfsdeckung von dem minimalen Exergieaufwand ausgegangen werden muss, nicht von dem tatsächlich realisierten, da sonst keine Vergleichbarkeit gewährleistet ist[14].

3.7.2 Anwendung des Speicherbarkeitsprinzips

Um geeignete Bilanzgrenzen für die Bewertung von Gesamtsystemen der Wärmeversorgung festzulegen wird auf ein Konzept zurückgegriffen, das in [Jen10] vorgeschlagen wird. Der Grundgedanke der Argumentation ist, dass ein wirklich fairer Vergleich aller möglichen auf der Erde auftretenden Energieformen nur schwer durchzuführen ist, da hierbei etwa Wandlungswirkungsgrade für die Umsetzung von solarer Einstrahlung vor Millionen von Jahren in heute genutzte fossile Brennstoffe ermittelt werden müssten.

Ebenso unrealistisch ist die korrekte Bilanzierung von Gravitationseinflüssen oder atomaren Zerfallsprozessen, die seit Entstehung der Erde stattgefunden haben. Stattdessen wird zwischen technologieübergreifenden Quervergleichen und Variantenvergleichen innerhalb einer Technologiegruppe[15] unterschieden.

Innerhalb einer Technologiegruppe treten stets gleichartige Eingangsenergieformen auf, sodass hier spezifische Bilanzgrenzen gewählt werden können, die einen fairen Vergleich erlauben.

Bei den Quervergleichen tritt nun die Schwierigkeit auf, dass sehr verschiedene Energieformen miteinander in Beziehung gesetzt werden müssen. Für diesen Fall wird als Regel zur Festlegung der Bilanzgrenzen das *Speicherbarkeitsprinzip* zu Grunde gelegt, das zwischen speicherbaren Energiefor-

[14] Der letzte Aspekt wird bereits explizit von Jentsch [Jen 10] angesprochen.

[15] Ein Beispiel für eine Technologiegruppe könnten verschiedene technische Realisierungen der Solarthermienutzung umfassen, z.B. einen Vergleich von Flachkollektoren, Parabolrinnenkollektoren und Vakuumröhrenkollektoren.

men und nicht speicherbaren unterscheidet. Während Brennstoffe, als Beispiel für gespeichert vorliegende Energieformen, jederzeit der Wandlung in die gewünschte Bedarfsenergie zugeführt werden können, ist z.B. im Falle der Solarenergie eine Energieform vorhanden, die sich der bewussten Kontrolle des Menschen entzieht. Liegt zu einem Zeitpunkt an einem Ort solare Einstrahlung vor, so gibt es die Möglichkeit diese zu nutzen. Wird die Strahlung zu diesem Zeitpunkt jedoch nicht genutzt, ist sie für die vom Menschen gewünschte Nutzung unwiederbringlich verloren[16].

Aus diesem Grund kommen für nicht speicherbare Energieformen, zu denen z.B. auch Wind- oder Laufwasserkraft gehören, zwecks effektiver Nutzung Speichertechniken zum Einsatz (siehe [DKW09]). Die Verwendung von Speichern erlaubt eine begrenzte zeitliche Entkopplung der Verfügbarkeit des Energiepotentials und der Bedarfsanforderung.

Aufgrund dieser Beobachtung und um der grundlegenden Annahme stationärer Prozessführung in zu vergleichenden Systemen gerecht zu werden, wird nun verlangt, dass die Bilanzgrenzen für einen technologieübergreifenden Quervergleich derart gewählt werden, dass nur speichertbare Energieformen als exergetischer Aufwand berücksichtigt werden. Daher werden alle Primärenergieströme, die bereits in gespeicherter Form vorliegen vor der Umwandlung in gewünschte Produktströme bilanziert, während nicht speicherbare Energieformen nach der Überführung in eine speicherbare Form bilanziert werden.

Dieses Prinzip führt für das Untersuchungsobjekt Wärmeversorgungssystem zur folgenden Wahl der Bilanzgrenzen eingangs der Erzeuger für die verschiedenen auftretenden Einsatzenergien:

- Brennstoffe: Fossile ebenso wie nachwachsende Brennstoffe liegen in gespeicherter Form vor. Daher stellen die Brennstoffströme, die zur Bereitstellung gewünschter Produkte eingesetzt werden müssen die primären Einsatzenergieströme dar.

- (Ab-)Wärmeströme: Für den Fall der Abwärme werden im Rahmen des Modells zwei Fälle betrachtet, Industrieabwärme und Geothermie. Letztere wird in oberflächennahe Geothermie[17], die als Quelle für Wärmepumpen zum Einsatz kommt, und tiefe Geothermie zur direkten Bereitstellung von Fernwärme unterschieden. In allen Fällen liegt die Wärme in gespeicherter Form vor, entweder im Kühlwasser der Industrieprozesse oder in Form von warmen Erdschichten oder wasserführenden Schichten.

- Elektrischer Strom: Elektrischer Strom ist eine Sekundärenergieform und wir daher nicht als Eingangsstrom bilanziert. Zudem ist er der Kategorie der nicht speicherbaren Energieformen zuzuordnen. Jeder elektrische Energiestrom muss daher auf seine, in speicherbarer Form vorliegende Primärenergie zurückgeführt werden.

[16] Es sei denn, die Strahlung würde z.T. im Rahmen von Photosynthese von Pflanzen in Biomasse umgesetzt, die dann zu einem späteren Zeitpunkt zur Nutzung als Energiequelle zur Verfügung stünde.

[17] Die Bezeichnung oberflächennahe Geothermie wird bei Quelltemperaturen bis 25 °C verwendet (vgl. [HK07]). Bei Bohrteufen von mehr als 100 m greifen außerdem zusätzliche Bestimmungen gemäß §127 des Bergrechts [Ber09].

- Solarthermie: Die solare Einstrahlung stellt keine speicherbare Energieform dar. Um einen Quervergleich zuzulassen wird die Bilanzgrenze hier beim erwärmten Wärmeträgermedium in den Kollektoren gezogen, da dies die erste speicherbarer Energieform bei der Wandlung von Solarenergie in Wärme ist.

4 Modellierung des Wärmeversorgungssystems

Nach den theoretischen Ausführungen im vorangegangenen Kapitel ist in Abbildung 4.1 ein hilfreiches Konzept zum Verständnis der Aussagekraft der Exergieanalyse dargestellt. Durch die Verwendung der Exergie als Bewertungsgröße kann ein Energiestrom als zweidimensionales Konstrukt aufgefasst werden. Die Exergie, die mit einem solchen Strom verbunden ist, enthält dabei einerseits Informationen über die Quantität und andererseits über die Qualität des betrachteten Stroms. Während der quantitative Aspekt dem gängigen Bild entspricht und z.B. durch Maßnahmen der Bedarfsreduktion optimiert werden kann, erlaubt der exergetische Ansatz die zusätzliche Berücksichtigung des qualitativen Aspekts. Deshalb steht im Rahmen des entwickelten Modells die Abbildung der Versorgung im Vordergrund, da sich hierin qualitative Potentiale ausschöpfen lassen. Zu beachten ist an dieser Stelle, dass sich durch das Heben von qualitativen Potentialen ebensogroße Effizienzverbesserungen bewirken lassen wie durch die quantitative Herangehensweise.

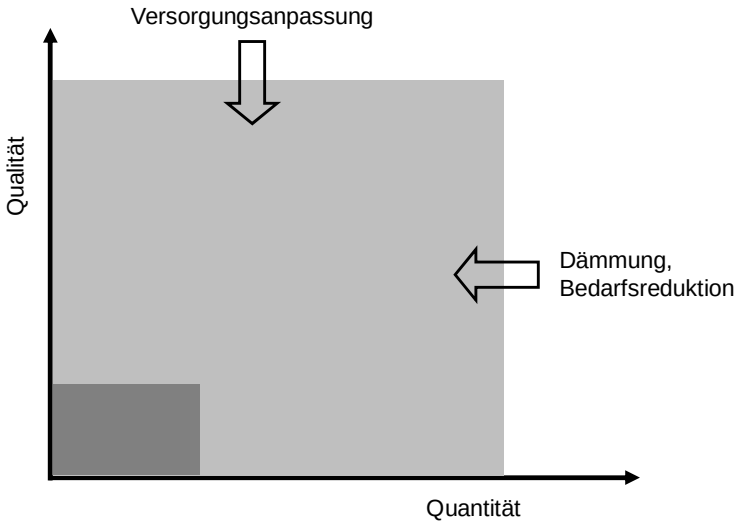
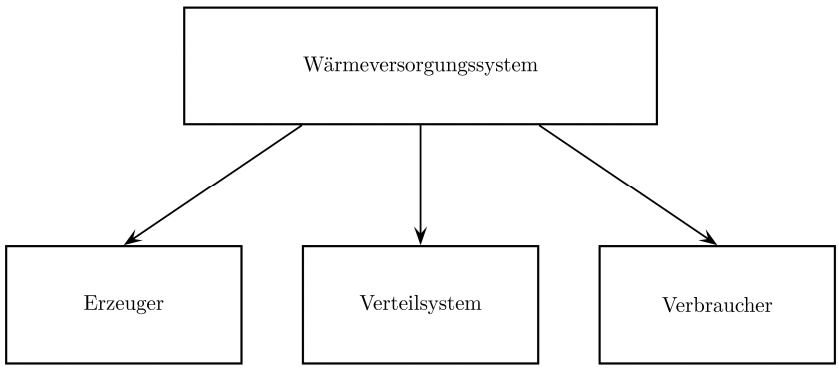


Abbildung 4.1: Energie als zweidimensionales Konzept. Der dunkelgraue Bereich repräsentiert den tatsächlichen Bedarf, während der hellgraue Bereich für die derzeitige, zu optimierende Versorgungslösung steht.

Da im Rahmen des vorliegenden Projekts ein umfassender technologischer Quervergleich für Wärmeversorgungssyteme durchgeführt wird, erscheint es sinnvoll das komplexe Gesamtsystem in Subsysteme zu unterteilen. Die für das Modell gewählte Struktur ist in dargestellt. Jedes betrachtete Wärmeversorgungssystem setzt sich aus einem Erzeuger, einem Verteilsystem und einem Verbraucher zusammen.

Abbildung 4.2: Strukturierung des Energiesystems im Modell



Für die einzelnen Subsysteme werden jeweils eine Reihe von verschiedenen technologischen Varianten modelliert. Entsprechend der gewählten Bewertungsgröße (siehe Abschnitt 3.6.2) erfolgt generell eine „Black-Box-Modellierung“ aller Subsysteme, d.h. die einzelnen Elemente werden so abstrahiert, dass nur Ein- und Ausgangsströme betrachtet werden, die durch Parameter, welche die Technologie charakterisieren, verknüpft werden. Außerdem erfolgt eine statische Modellierung, d. h. es wird stets von stationären Prozessen ausgegangen und auf die Abbildung einer dynamischen Betriebsführung wird verzichtet.

Im Folgenden wird die Modellierung der Subsysteme, das Vorgehen zur exergetischen Bewertung der einzelnen auftretenden Ströme und die Parameter der betrachteten technologischen Varianten beschrieben.

4.1 Erzeuger

Dem Erzeugersubsystem fällt im Rahmen des vorliegenden Modells eine Schlüsselrolle zu. Dies ist zum einen darauf zurückzuführen, dass sich bei exergetischer Betrachtung gerade hier wesentliche Unterschiede durch die Art der primär eingesetzten Energie aufzeigen lassen, zum anderen existieren für die Erzeugung bzw. primäre Bereitstellung der benötigten Wärme eine Vielzahl von Technologievarianten, deren Quervergleich ein wichtiges Anliegen der vorliegenden Arbeit ist.

Vordergründiges Ziel bei der Auswahl der Technologien ist es, ein realitätsnahes Spektrum abzubilden. Deshalb sollen möglichst alle gängigen, d.h. derzeit typischerweise im Einsatz befindlichen und marktverfügbaren, Varianten einbezogen werden. Es wird allerdings darauf verzichtet auf Technologien einzugehen, die sich derzeit noch in der Entwicklung befinden oder lediglich als Prototypen vorliegen. Das Spektrum der abzubildenden Technologien lässt sich in die folgenden Kategorien einteilen:

• Verbrennung

• Elektrischer Strom

• Kraft-Wärme-Kopplung

• Wärmepumpen

• Abwärme

Die abgebildeten technologischen Varianten jeder dieser Kategorien werden im Folgenden erläutert.

4.1.1 Verbrennung

In dieser Kategorie werden Erzeugungstechnologien zusammengefasst, die durch die Verbrennung eines Brennstoffs allein zur Befriedigung eines thermischen Bedarfs charakterisiert sind - dies sind vor allem alle Formen von Heizkesseln.

Abbildung 4.3 zeigt das Energieflussschema für diese Art von Erzeugern. Zu erkennen ist, dass zwei verschiedene Brennstoffströme als Input benötigt werden. Einerseits wird Brennstoff direkt im Kessel verheizt (i_{Br}), um daraus den benötigten Wärmestrom bereitzustellen. Andererseits existiert ein Hilfsstrombedarf (P_{aux}) zum Betrieb des Kessels. Der dafür benötigte elektrische Strom wird aus dem Stromnetz bezogen und damit vom deutschen Kraftwerkspark (KWP-D) erzeugt. Für die Erzeugung dieses elektrischen Stroms ist ebenfalls der Einsatz von Brennstoffen ($i_{Br'}$) notwendig.

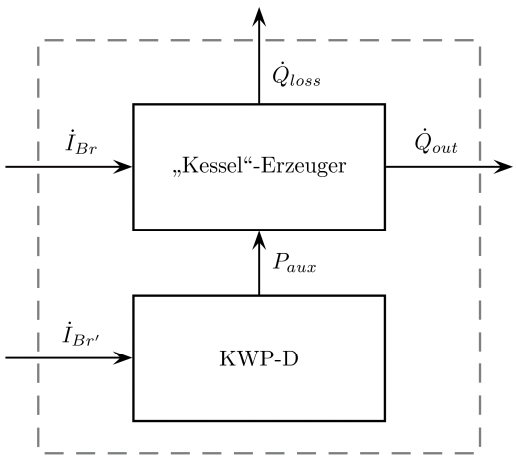


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung der relevanten Energieströme für die auf direkter Brennstoffnutzung basierenden Erzeugungstechnologien

Die verschiedenen Kesselvarianten unterscheiden sich einerseits durch den eingesetzten Brennstoff (Erdgas, Heizöl, Biomasse) und andererseits durch die technische Umsetzung, was sich im Anlagennutzungsgrad[18] $\eta_{th,K}$ ausdrückt. Der Nutzungsgrad berücksichtigt die Verluste ($\dot{Q}_{loss}$), die im Rahmen des Umwandlungsprozesses auftreten und setzt die erzeugte Wärmemen-

[18] Aufgrund der statischen Natur der Modellierung wird auf die Abbildung eines lastabhängigen Wirkungsgrads verzichtet und statt dessen der über den jährlichen Betrieb betrachtete Nutzungsgrad verwendet.

ge zum dafür aufzuwendenden Energieeinsatz gemäß Gleichung 4.1 in Beziehung.

Gleichung 4.1: Definition thermischer Nutzungsgrad für Kessel

$$h_{th}^{K} = \frac{Q_{out}}{I_{Br}}$$

Für die exergetische Bilanzierung muss gemäß des Speicherbarkeitsprinzips (vgl. Abschnitt 2.7.2) die mit den eingesetzten Brennstoffen verbundene chemische Exergie berücksichtigt werden. Da sich die im Abschnitt 2.4 beschriebenen und festgelegten Qualitätsfaktoren auf den unteren Heizwert der Brennstoffe beziehen, werden auch die Nutzungsgrade mit Bezug auf den unteren Heizwert angegeben. Die in den Bilanzraum eintretenden Exergieströme ergeben sich gemäß Gleichung 4.2 aus dem Qualitätsfaktor $\beta_{LHV, Br}$ und dem durch den Nutzungsgrad und den Wärmebedarf festgelegten Brennstoffenergiestrom.

Gleichung 4.2: Berechnungsvorschrift für die chemische Exergie des eingesetzten Brennstoffs

$$E_{ch}^{Br} = b_{LHV}^{Br} \cdot I_{Br} = b_{LHV}^{Br} \cdot \frac{Q_{out}}{h_{th}^{K}}$$

Eine analoge Beziehung gilt für den Brennstoffstrom i_{Br}, der im KWP-D eingesetzt wird. Die Ableitung eines gesonderten Qualitätsfaktors für den deutschen Strommix wird im Abschnitt 3.1.2 ausgeführt.

Im Rahmen des Modells werden ein Niedertemperatur-Ölkessel, ein Gas-Brennwertkessel[19] und ein Holzpelletkessel abgebildet. Die zugehörigen Modellparameter sind der thermische Nutzungsgrad $\eta_{th, K}$ sowie der Hilfsstromanteil P_{aux}. Letzterer wird mit Bezug auf den Brennstoffeinsatz gemäß Gleichung 4.3 angegeben.

Gleichung 4.3: Definition des Hilfstromanteils für Erzeugungsanlagen

$$p_{aux} = \frac{P_{aux}}{I_{Br}}$$

Die angesetzten Werte sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Kesselvarianten – Modellparameter (Werte aus [WTBJ04])

Variante	η_{th}^{K}	π_{aux}
Öl-Niedertemperaturkessel	0,83	1 %
Gas-Brennwertkessel	0,96	1 %
Holzpellet-Kessel[3]	0,73	1 %

[19] Die Brennwerttechnologie zeichnet sich dadurch aus, dass im Rauchgas enthaltener Wasserdampf teilweise auskondensiert wird, wodurch zusätzliche Kondensationswärme nutzbar wird.

Der Grund dafür, dass lediglich drei Varianten in dieser Kategorie betrachtet werden ist darin zu sehen, dass das Hinzufügen weiterer Alternativen zu keinem wesentlichen Erkenntnisgewinn führt. Zwar könnten nochmals andere Parameterwerte zu Grunde gelegt werden, jedoch stellen die angenommenen Werte ohnehin charakteristische Größen dar und haben modellgemäß auch gar nicht den Anspruch einzelne konkrete Anlagenkonstruktionen widerzuspiegeln. Die Kategorie an Erzeugungstechnologien kann mit Hilfe dieser Auswahl sowohl bezüglich der unterschiedlichen, zum Einsatz kommenden Brennstoffe, als auch hinsichtlich der Spannbreite der auftretenden Nutzungsgrade als abgedeckt angesehen werden.

4.1.2 Elektrischer Strom

Elektrischer Strom wird zu Heizzwecken (in Form einer Nachtspeicherheizung) nur selten eingesetzt. Allerdings finden Heizpatronen[20] zur Spitzenlastabdeckung Verwendung. Im Rahmen der Trinkwarmwasserbereitung ist der Einsatz von elektrischem Strom in Form von elektrischen Durchlauferhitzern (DLE) hingegen häufig anzutreffen und ist daher für das Modell von Interesse. Das zugehörige Energieflussschema ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

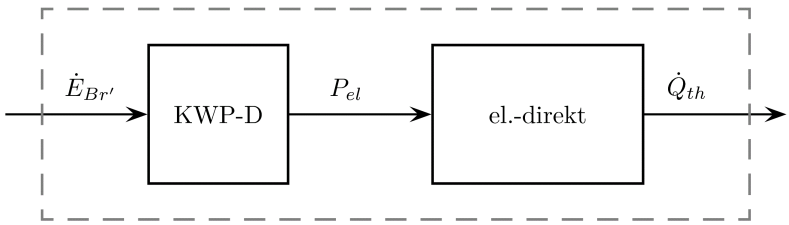


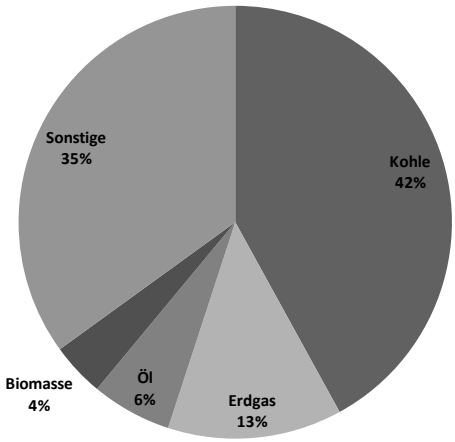
Abbildung 4.4: Schematische Darstellung der Energieströme für den Fall der elektrischen Direktheizung und des DLE

Es ist zu erkennen, dass die Modellierung von einer (nahezu) verlustfreien Umwandlung des eingehenden elektrischen Stroms inWärme ausgeht. Für die Bilanzierung im Rahmen der exergetischen Bewertung geht jedoch, wie bei allen auftretenden elektrischen Strömen, der im deutschen Kraftwerkspark zur Stromerzeugung eingesetzte Brennstoffstrom ein.

Brennstoffe werden in der Bewertung mit Hilfe der im Abschnitt 2.4 definierten Qualitätsfaktoren β_{LHV} auf ihre chemische Exergie zurückgeführt. Für den vorliegenden Fall ergibt sich allerdings noch die Schwierigkeit, dass zur Stromerzeugung ein Mix verschiedener Anlagen und damit auch der Einsatz verschiedener Brennstoffe berücksichtigt werden muss. In Abbildung 4.5 sind die Anteile der verschiedenen Brennstoffe angegeben.

[20] Eine Heizpatrone erlaubt im Wesentlichen eine steuerbare elektrische Nacherwärmung im Heizungssystem.

Abbildung 4.5: Brennstoffmix zur Erzeugung von elektrischem Strom im deutschen Kraftwerkspark (nach Daten des Bundesverbands der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.)



Für Kohle, Erdgas, Erdöl und Biomasse sind im Abschnitt 3.4 Qualitätsfaktoren angegeben. Die Kategorie Sonstiges setzt sich aus Uran und erneuerbare Energiequellen wie Wasserkraft, Wind und Solarenergie zusammen. Für diesen Anteil wird ein Qualitätsfaktor von eins angesetzt. Für den Strommix ergibt sich sodann ein mit Hilfe der Anteile gewichteter mittlerer Qualitätsfaktor von β_{LHV} (Strommix) ≈ 1,05.

Darüber hinaus wird der Kraftwerkspark mittels eines Erzeugungsnutzungsgrads abgebildet, der gemäß GEMIS[21] [GEM09] zu $\eta_{el, KWP-D}$ = 0,4 angesetzt wird[22].

Die Werte der Modellierungsparameter thermischer Nutzungsgrad $\eta_{th, K}$, Hilfsstromanteil P_{aux}, Nutzungsgrad der Stromerzeugung $\eta_{el, KWP-D}$ sowie Qualitätsfaktor des Brennstoffmix β_{LHV} (Strommix) sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Einsatz von elektrischem Strom - Modellparameter

Variante	$\eta_{th}^{elektro}$	π_{aux}	η_{el}^{KWP}	β_{LHV}(Strommix)
DLE oder Heizpatrone	1	0 %	0,4	1,05

4.1.3 Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)

Bei der Kraft-Wärme-Kopplung kommt es, wie bei der Kategorie in Abschnitt 4.1.1 zur Verbrennung von Brennstoffen zur Bereitstellung von Wärme. Allerdings wird zusätzlich elektrischer Strom erzeugt. Aus diesem Umstand ergeben sich weitreichende Konsequenzen für die exergetische Bewertung und die Modellierung dieses Erzeugertyps. Deshalb wird zunächst beschrieben, was im Rahmen des Modells unter Kraft-Wärme-Kopplung verstanden wird. Anschließend wird die Modellierung erläutert. Schließlich werden resultierende Effekte für den Betrieb eines Gas- und

[21] Grundlage ist die Angabe im Szenario Elektrizität-DE-HH/KV-Heizen-2005

[22] Dieser Nutzungsgrad stellt eine recht grobe Annahme dar, zumal sich der Nutzungsgrad mit jeder in Betrieb genommenen oder abgeschalteten Erzeugeranlage verändert. Zudem wird davon ausgegangen, dass die Leitungsverluste beim Transport des elektrischen Stroms in diesem Nutzungsgrad mit enthalten sind.

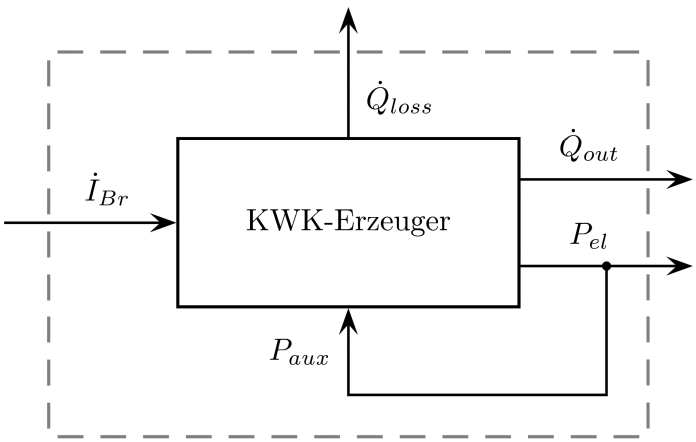
Dampfturbinenheizkraftwerks (GuD), den Einsatz eines Motor-Blockheizkraftwerks (BHKW) und die Verwendung eines Organic-Rankine-Cycle Moduls (ORC) dargestellt.

Der Aufwand der Abbildung der Kraft-Wärme-Kopplung erscheint angesichts der in der Einleitung erwähnten Kontroversen bezüglich ihrer Bewertung gerechtfertigt.

Definition von KWK im Modell Unter Kraft-Wärme-Kopplung ist eine parallele Umsetzung von Brennstoffenergie in elektrischen Strom und in einen Wärmestrom zu verstehen. Grundsätzlich kann bei KWK-Erzeugern zwischen wärmegeführten und stromgeführten Anlagen unterschieden werden. Diese Bezeichnungen beziehen sich darauf, welches der beiden gekoppelt erzeugten Produkte das eigentliche „Wunscherzeugnis“ darstellt (primäres Produkt) und welches als Nebenprodukt der KWK (sekundäres Produkt) zusätzlich anfällt.

Wird ein KWK-Erzeuger stromgeführt betrieben, was bedeutet, dass der elektrische Strom das primäre Produkt darstellt, richtet sich der Betrieb der Anlage nach dem Strombedarf. Die als sekundäres Produkt anfallende Wärme steht dann allerdings auch nur während solcher Zeitintervalle zur Verfügung, wenn ein Bedarf an elektrischem Strom durch die Anlage gedeckt wird[23]. Dies entspricht jedoch nicht der Arbeitsweise von Wärmeversorgungssystemen, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht werden sollen. Speziell im Kontext der Nah- und Fernwärmeversorgung hat die Versorgungssicherheit, also die garantierte Bereitstellung benötigter-Wärme zu jedem beliebigen Zeitpunkt, einen sehr hohen Stellenwert. Deshalb wird im Rahmen der Modellierung unter einem KWK-Erzeuger stets eine wärmegeführte Anlage verstanden, deren primäres Produkt der Wärmestrom ist, während der elektrische Strom als sekundäres Produkt anfällt. Das zugehörige Energieflussschema ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

Abbildung 4.6: Energieflussbild eines KWK-Erzeugers mit Versorgung des elektrischen Eigenbedarfs aus dem produzierten elektrischen Strom (KWK-Strom)



Der hierbei erzeugte elektrische Strom P_{el} wird typischerweise zunächst zur Deckung des Eigenbedarfs P_{aux} (z.B. Hilfsstrombedarf der Anlage selbst oder auch der zugehörigen Peripherie wie etwa der Umwälzpumpen des

[23] Durch den Einsatz von Wärmespeichern kann allerdings eine begrenzte zeitliche Entkopplung erreicht werden, vgl. [DKW09]

angeschlossenen Wärmenetzes) verwendet. Dieser Ansatz ist physikalisch dadurch begründbar, dass der benötigte Hilfsstrom zum Betrieb der Anlage stets vom nächstgelegenen Einspeisepunkt bezogen wird. Durch die Netzeinspeisung derselben Anlage ist dies zwangsläufig der selbst erzeugte KWK-Strom; der verbleibende Überschuss wird in das Stromnetz eingespeist.

Auch in diesem Fall tritt das Problem auf, dass das sekundäre Produkt zeitlich nur parallel zum primären Produkt bereit gestellt werden kann. Im Unterschied zum stromgeführten Betrieb wirkt sich dieser Umstand weniger stark aus. Zum einen tritt der Eigenbedarf zwangsläufig immer zeitlich parallel mit der Erzeugung auf, so dass der Einsatz des erzeugten elektrischen Stroms zur Deckung dieses Bedarfs unkritisch ist. Zum anderen wird der elektrische Bedarf generell aus einem überregional stark verschalteten deutschen Stromnetz bedient, in dem Erzeugungsanlagen aufeinander abgestimmt agieren. Kommt es zur Einspeisung von überschüssigem KWK-Strom zu einem Zeitpunkt geringen Bedarfs, so können Kraftwerksanlagen die einzig zur Erzeugung elektrischen Stroms eingesetzt werden ihre Produktion zurückfahren und damit in der Gesamtbilanz den unnötigen Einsatz von Brenstoff und damit Primärenergie vermeiden. Hierbei kann die größere Flexibilität im Anlagenbetrieb bei der Stromproduktion und der, im Vergleich mit Wärmenetzen, nahezu verlustfreie Transport von Energie mit Hilfe von elektrischem Strom als Vorteil angesehen werden.

Der Vorteil der gekoppelten Erzeugung von Wärme und elektrischem Strom aus exergetischer Sicht zeigt sich in der Attribuierung, die im Abschnitt 2.5 erläutert wurde. Im Unterschied zur Verbrennung wie sie in Kesselanlagen stattfindet, wird aufgrund des zusätzlich erzeugten elektrischen Stroms nicht der gesamte Brennstoff als Einsatzstrom für die Wärmeerzeugung angerechnet. Vielmehr erfolgt eine Aufteilung, bei der zudem nach der Exergie der Produktströme gewichtet wird. Da mit dem erzeugtenWärmestrom deutlich weniger Exerige verbunden ist als mit dem elektrische Strom, entfällt, in Abhängigkeit von den Wirkungsgraden, nur ein relativ kleiner Anteil der Brennstoffenergie auf die Wärmeerzeugung. Zur Veranschaulichung ist in Abbildung 4.7 der Carnot-Faktor (und damit das Verhältnis von Exergie zu Energie des erzeugten Wärmestroms) in Abhägingkeit von der Temperatur des Wärmestroms dargestellt.

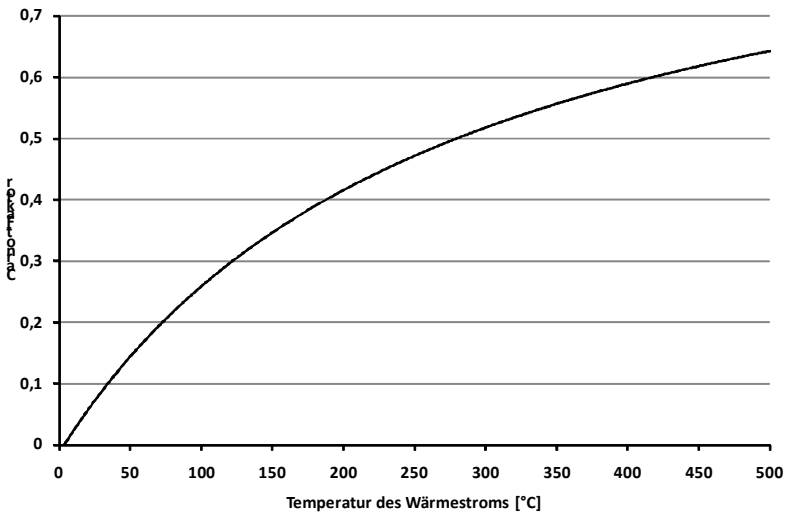


Abbildung 4.7: Darstellung des Carnot-Faktors η_C eines Wärmestroms in Abhängigkeit seiner Temperatur bei einer (festen) Referenztemperatur von T_{ref} = 3,5 °C

Für die exergetische Bewertung wird wiederum die dem eingesetzten Brennstoff zugeordnete chemische Exergie herangezogen. Somit ergibt sich der Exergieeinsatz $\dot{E}_{ch,\,KWK}$ für den erzeugten Wärmestrom gemäß Gleichung 4.4.

Gleichung 4.4: Chemische Exergie des Brennstoffanteils, der zur Erzeugung der Wärme im KWK-Erzeuger benötigt wird

$$\dot{E}_{ch}^{KWK} = b_{LHV}^{Br} \cdot \dot{H}_{Br}^{th}$$

Hierbei bezeichnet $i_{Br,\,th}$ den der Wärme attribuierten Anteil des im KWK-Erzeuger eingesetzten Brennstoffs, wie er sich aus Gleichung 3.14 und Gleichung 3.15 ergibt.

Ein analoges Vorgehen ist für den Hilfsstrom der KWK-Anlage zu verwenden. Da der Hilfsstrombedarf durch den in der Anlage selbst erzeugten Strom gedeckt wird, stellt der Hilfsstrom ebenfalls ein Produkt dar, das für die Bereitstellung der Wärme benötigt wird. Demnach ist hierfür ebenfalls ein Anteil des im KWK-Erzeuger eingesetzten Brennstoffs anzurechnen. Das Prinzip entspricht dabei völlig der Attribuierung für den erzeugten Wärmestrom, allerdings ergeben sich für die verschiedenen Technologievarianten bei denen eine Kraft-Wärme-Kopplung auftritt einige Feinheiten, die zu beachten sind. Daher wird die Ableitung der Attributionsfaktoren in Anhang B gesondert ausgeführt.

Die relevanten Modellierungsparameter für KWK-Erzeuger sind der elektrische $\eta_{el,\,KWK}$ und thermische $\eta_{th,\,KWK}$ Wirkungsgrad sowie der Hilfsstromanteil P_{aux}. In Tabelle 4.3 sind die verwendeten Parameterwerte für die abgebildeten Technologievarianten zusammengefasst. Zusätzlich ist der energetische Jahresnutzungsgrad $\zeta_{tot,\,KWK}$ angegeben, der sich durch Addition von thermischem und elektrischem Wirkungsgrad (ebenfalls auf ein Jahr bezogen) ergibt. Dieser dient der einfacheren energetischen Vergleichbarkeit der Effizienz der KWK-Anlagen mit den Kesseln aus Abschnitt 4.1.1.

Tabelle 4.3: Erzeugervarianten mit Kraft-Wärme-Kopplung – Modellparameter (Angaben für Mikro-KWK aus [Sen10], BHWK aus [PF05], GuD aus [Ene04])

Variante		η_{el}^{KWK}	η_{th}^{KWK}	ζ_{tot}^{KWK}
Mikro-KWK (Dachs)	ohne Brennwert	0,27	0,61	0,88
	mit Brennwert	0,27	0,72	0,99
Durchschnitts-BHKW		0,35	0,52	0,87
Top-BHKW		0,46	0,39	0,85
GuD[8]		0,58	0,32	0,9

Bei der getroffenen Auswahl ist darauf hinzuweisen, dass für die spätere Szenarienbetrachtung (Kapitel 5) zwischen kleineren (Nah-) und größeren (Fern-) Wärmenetzen unterschieden wird. Außerdem wird auch die Möglichkeit der Einzelhausversorgung diskutiert. Daher werden Technologiebeispiele gewählt, die typisch für diese drei Anwendungsgebiete sind. So

kommen Mikro-KWK-Anlagen für die Einzelhausversorgung in Betracht und Blockheizkraftwerke sind in Nahwärmenetzen gängig, während der Einsatz eines GuD nur in großen Fernwärmenetzen realisiert wird. Die beiden unterschiedenen Varianten der Blockheizkraftwerkes (BHKW) dienen der Illustration des großen Einflusses, den der elektrische Wirkungsgrad auf die Effektivität einer gekoppelten Erzeugung auch im Gesamtsystem besitzt. Dabei zeichnet sich die als „Top-BHKW" bezeichnete Anlagenvariante gerade durch den höchstmöglichen elektrischen Wirkungsgrad bei Blockheizkraftwerken aus.

Einfluss der Netztemperaturen am Beispiel GuD Beim Einsatz von Gas- und Dampfturbinenkraftwerken (GuD) werden extrem hohe elektrische Wirkungsgrade dadurch erzielt, dass zunächst eine Gasturbine zur Stromerzeugung eingesetzt wird und anschließend ein Dampfturbinenprozess nachgeschaltet ist, der unter Ausnutzung von Brennwerttechnik einen weitere Stromausbeute ermöglicht. Wie effektiv dies geschehen kann, hängt jedoch von den erzielbaren Kondensationstemperaturen ab. Um eine maximale Stromausbeute zu erzielen ist es notwendig, das Arbeitsmittel möglichst vollständig zu entspannen. Um jedoch Wärme in ein Versorgungssystem auskoppeln zu können, müssen die netzseitigen Temperaturanforderungen berücksichtigt werden. Durch die Auskopplung von Wärme können höhere Gesamtwirkungsgrade erzielt werden, dafür werden jedoch Einbußen beim elektrischen Nutzungsgrad in Kauf genommen.

Um diesen Sachverhalt in der Modellierung umzusetzen, wird zunächst abgeschätzt, welcher elektrische Nutzungsgrad maximal mit Hilfe einer aktuellen GuD-Anlage erreicht werden kann. Im ersten Schritt wird in der GuD-Anlage in einem Kessel Erdgas verbrannt. Der hieraus resultierende Wärmestrom könnte theoretisch dazu eingesetzt werden in einem idealen Carnot-Prozeßes mechanische Arbeit zu erzeugen. Da der Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses eine theoretische Obergrenze für die erzeugbare mechanische Arbeit darstellt, kann er als Maximalabschätzung dienen. Zur Ermittlung des Carnot-Wirkungsgrades werden die Temperaturniveaus benötigt, zwischen denen der imaginäre Prozess arbeiten würde. Als oberes Temperaturniveau T_{in} kann die Temperatur des Wärmestroms angesetzt werden, der in der GuD-Anlage in die Gasturbine (GT) eintritt[24]. Dieser Eingangswärmestrom erreicht beim heutigen Stand der Gasturbinentechnik (vgl. [Mit09]) Temperaturen von etwa 1600 °C. Für das untere Temperaturniveau wird eine ideale Kondensationstemperatur von $T_{kond, id} \approx 30$ °C angenommen. Der maximal gewinnbare elektrische Strom ergibt sich dann gemäß Gleichung 4.5 aus dem Carnot-Wirkungsgrad η_C und der eingesetzten Brennstoffenergie.

Gleichung 4.5: Maximal gewinnbarer elektrischer Strom aus idealem GuD-Prozess

$$P_{el}^{\max} = h_C\left(T_{in}^{GT}, T_{kond}^{id}\right) \cdot \dot{E}_{Br} = \left(1 - \frac{T_{kond}^{id}}{T_{in}^{GT}}\right) \cdot \dot{E}_{Br}$$

[24] Zwar können in einem Prozess mit Erdgas theoretisch bei idealer Verbrennung Temperaturen von ca. 2200 °C realisiert werden, jedoch ist die Eingangstemperatur der Gasturbine limitiert [Mit09].

Vergleicht man nun diesen theoretischen Wert mit der tatsächlich realisierten Umwandlung, die durch den elektrischen Wirkungsgrad aus Tabelle 4.3 gegeben ist, so kann ein technischer „Gütegrad“ DOP_{GuD} für das betrachtete GuD gemäß Gleichung 4.6 angegeben werden.

Gleichung 4.6: Definition des Gütegrads für das GuD

$$DOP_{GuD} = \frac{P_{el}^{real}}{P_{el}^{id}} = \frac{h_{el}^{GuD}}{h_C\left(T_{in}^{GT}, T_{kond}^{id}\right)}$$

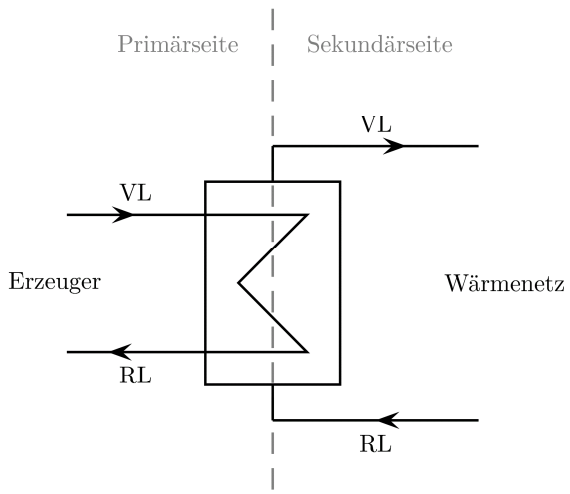
Dieser Gütegrad kann nun dazu genutzt werden, für eine beliebige Auskopplung von Wärme aus der jeweils realisierbaren Kondensationstemperatur einen resultierenden elektrischen Nutzungsgrad der Anlage zu bestimmen. Dies geschieht mit Hilfe von Gleichung 3.7, indem zunächst der maximal erzielbare Nutzungsgrad für die gegebene Kondensationstemperatur mit Hilfe des Carnot-Wirkungsgrads $\eta_C(T_{in,\,GT}, T_{kond,\,real})$ errechnet wird. Anschließend wird der maximale Nutzungsgrad mittels des Gütegrads auf einen durch die Anlage realisierbaren elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{el,\,GuD}(T_{kond,\,real})$ umgerechnet. Geht man weiter davon aus, dass sich jede Einbuße bei der Stromproduktion konstruktiv in auskoppelbarerWärme niederschlägt, so muss der Gesamtwirkungsgrad der Anlage konstant bleiben.

Gleichung 4.7: Berechnung des resultierenden realen elektrischen Wirkungsgrad für das GuD

$$h_{el}^{GuD}\left(T_{kond}^{real}\right) = h_C\left(T_{in}^{GT}, T_{kond}^{id}\right) \cdot DOP_{GuD}$$

Zu beachten ist in diesem Zusammenhang, dass der Carnot-Prozeß als theoretisches Konstrukt davon ausgeht, dass ein thermodynamischer Kreisprozeß zwischen zwei Reservoirs unterschiedlicher Temperatur betrieben wird. Diese Reservoirs weisen ein konstantes Temperaturniveau auf, das durch den Kreisprozeß nicht verändert wird. Für den Fall der Ankopplung an ein Wärmenetz ist jedoch davon auszugehen, dass die Wärme über einen Wärmetauscher (WT) übertragen wird, wie Abbildung 4.8 dargestellt.

Abbildung 4.8: Schematische Darstellung der Massenströme in einem Gegenstromwärmetauscher



Hierbei strömt primärseitig (Erzeuger) ein Massestrom hoher Temperatur als Vorlauf ein, der sodann Wärme an den sekundärseitig (Netz) einströmenden Massestrom niedriger Temperatur abgibt. Hierdurch kühlt sich der primäre Massenstrom bis zum Austritt aus dem Wärmetauscher ab, während der sekundäre aufgeheizt wird. Wie bereits im Kapitel 2 ausgeführt, kann ein Wärmestrom, der von einem sich abkühlenden Massestrom abgegeben wird durch die Verwendung der logarithmischen Mitteltemperatur (vgl. Gleichung 2.8, S. 20) zwischen Vor- und Rücklauf in ein Quasireservoir überführt werden. Zu beachten ist an dieser Stelle, dass der Wärmetauscher aufgrund endlicher Ausdehnung der Wärmeübertragungsfläche eine sogenannte Grädigkeit aufweist. Das bedeutet, dass stets eine minimale Temperaturdifferenz zwischen dem Primär- und Sekundärkreislauf vorliegen muss, damit überhaupt Wärme übetragen werden kann. Die Grädigkeit wird nach Angaben in [AGF09] mit ΔT_{WT} = 5 K angenommen.

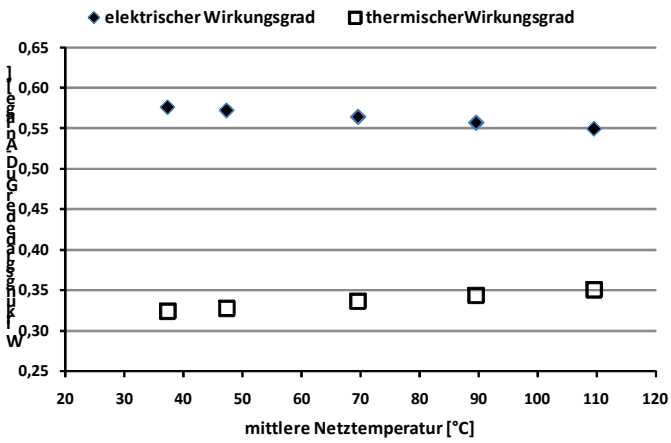
Für die gewünschte Kondensationstemperatur bei Ankopplung einer GuD-Anlage an ein Wärmenetz wird also die primärseitige Vorlauftemperatur $T_{VL,\,prim}$ am WT (vgl. Abb. 3.7) zugrunde gelegt, die sich ihrerseits aus der netzseitigen (sekundären) Vorlauftemperatur $T_{VL,\,sek}$ unter Berücksichtigung der Wärmetauschergrädigkeit ergibt. Insgesamt ergibt sich der für die Bewertung verwendete elektrische Nutzungsgrad eines GuD-Erzeugers gemäß Gleichung 4.8.

Gleichung 4.8: Resultierender elektrischer Wirkungsgrad einer GuD-Anlage bei Ankopplung an ein Wärmenetz

$$
\begin{aligned}
h_{el}^{GuD} &= h_C\left(T_{in}^{GT}, T_{kond}^{id}\right) \cdot DOP_{GuD} \\
&= \left(1 - \frac{T_{kond}}{T_{GT}}\right) \cdot DOP_{GuD} \\
&= \left(1 - \frac{T_{VL}^{prim}}{T_{GT}}\right) \cdot DOP_{GuD} \\
T_{VL}^{prim} &= T_{VL}^{sek} + \Delta T_{WT}
\end{aligned}
$$

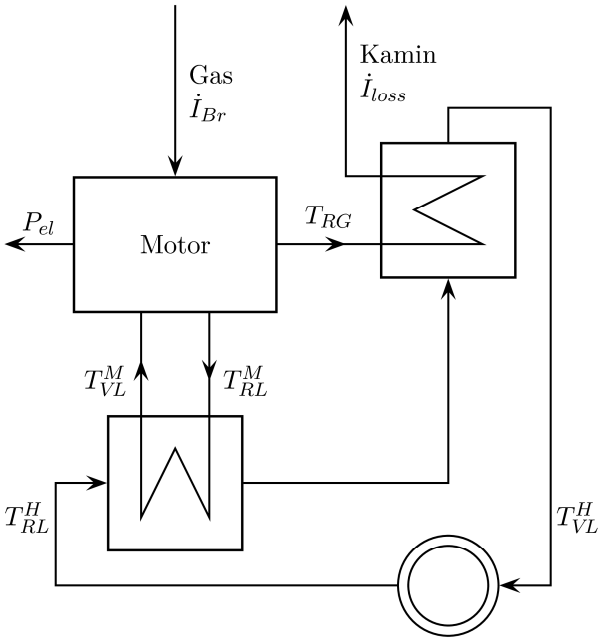
Die sich hieraus ergebende Spanne an elektrischen und thermischen Nutzungsgraden für den GuD-Erzeuger ist in Abbildung 4.9 dargestellt. Aufgrund des großen Einflusses, den der elektrische Wirkungsgrad bei KWK-Anlagen für die exergetische Bewertung hat ist der maximale Unterschied von $\Delta\eta_{el,\,GuD} \approx 3\%$ durchaus relevant.

Abbildung 4.9: Einfluss der Netztemperaturen auf den elektrischen und thermischen Wirkungsgrad einer GuD-Anlage



Besonderheiten des Motor-Blockheizkraftwerks Bei der Modellierung der Motor-BHKW[25] ist als Besonderheit zu beachten, dass zwei verschiedene Wärmeströme für die Einspeisung in ein Verteilsystem genutzt werden. In Abbildung 4.10 ist das Anlagenschema genauer als im Falle des Energieflussschemas für KWK-Anlagen (Abbildung 4.6) dargestellt.

Abbildung 4.10: Schematische Darstellung der Energieflüsse im Falle des Blockheizkraftwerks



Es ist zu erkennen, dass einerseits Wärme aus dem Kühlkreislauf des Motors ausgekoppelt werden kann. Diese fällt laut [NA10] mit einer Temperatur $T_{VL, M} \approx 90$ °C an.

Andererseits kann durch Abkühlen des bei der Verbrennung anfallenden Rauchgases ein weiterer Wärmestrom ausgekoppelt weden. Das Rauchgas weist beim Austritt aus dem Motor typischerweise eine Temperatur von $T_{RG} \approx 500$ °C auf [NA10]. Der thermische Nutzungsgrad basiert auf der energetischen Betrachtung der Anlagenkonfiguration und unterscheidet diese beiden Wärmeströme daher nicht. Er setzt die Summe der ausgekoppelten

[25] Dies gilt für die Technologievarianten, die in Tabelle 4.3 als Durchschnitts-BHKW und als Top-BHKW bezeichnet werden.

Wärmeströme mit dem eingesetzten Brennstoffstrom in Beziehung. Im Rahmen der exergetischen Betrachtung muss allerdings der deutliche Unterschied des Temperaturniveaus der beiden Wärmeströme beachtet werden.

Da bei Anwendung des Attribuierungsprinzips die mit den Produktströmen verbundene Exergie explizit eingeht, müssen die Motorabwärme und der Wärmestrom aus dem Rauchgas separat betrachtet werden. Zu diesem Zweck können Attributionsfaktoren für die Motorabwärme $f_{attr,\,th,\,M}$ und für das Rauchgas $f_{attr,\,th,\,RG}$ gemäß der Gleichung 4.9 und Gleichung 4.10 definiert werden.

Gleichung 4.9: Definition des Attributionsfaktors für die Motorabwärme des BHKW

$$f_{attr}^{th,M} = \frac{\dot{E}\left(\dot{Q}_M\right)}{\dot{E}\left(\dot{Q}_M\right) + \dot{E}\left(\dot{Q}_{RG}\right) + \dot{E}\left(P_{el}\right)}$$

Gleichung 4.10: Definition des Attributionsfaktors für das Rauchgas des BHKW

$$f_{attr}^{th,RG} = \frac{\dot{E}\left(\dot{Q}_{RG}\right)}{\dot{E}\left(\dot{Q}_M\right) + \dot{E}\left(\dot{Q}_{RG}\right) + \dot{E}\left(P_{el}\right)}$$

Bei der Berechnung der Exergie der beiden Wärmeströme kann erneut auf das Prinzip der Überführung eines sich abkühlenden Massestroms in ein thermisches Quasireservoir zurückgegriffen werden. Im Falle der Motorabwärme erfolgt die Auslegung üblicherweise mit einer festgelegten Rücklauftemperatur von $T_{RL,\,M}$ = 70 °C [NA10]. Damit soll verhindert werden, dass es innerhalb des Brennraums des Motors zu unerwünschten Kondensationseffekten kommt. Somit ergibt sich die Temperatur des Quasireservoirs für den Motorabwärmestrom als die logarithmische Mitteltemperatur zwischen dem Vor- und Rücklauf des Motorkühlkreislaufes und die mit dem Wärmestrom verbundene Exergie gemäß Gleichung 4.11.

Gleichung 4.11: Exergiestrom, der mit der ausgekoppelten Motorabwärme des BHKW verbunden ist

$$\dot{E}\left(\dot{Q}_M\right) = \left(1 - \frac{T_0}{\left\langle T_{VL}^M, T_{RL}^M \right\rangle_{\log}}\right) \cdot \dot{Q}_M$$

Im Falle der Auskopplung von Wärme aus dem Rauchgas ergibt sich die Temperatur mit der das Rauchgas in den Kamin eintritt aus der netzseitigen Vorlauftemperatur $T_{VL,\,H}$ unter Berücksichtigung der Wärmetauschergrädigkeit. Somit berechnet sich die mit dem Rauchgaswärmestrom verbundene Exergie nach Gleichung 4.12.

Gleichung 4.12: Exergiestrom, der mit der Rauchgaswärme verbunden ist

$$\dot{E}\left(\dot{Q}_{RG}\right) = \left(1 - \frac{T_0}{\left\langle T_{RG}\ , \left(T_{VL}^H + \Delta T_{WT}\right)\right\rangle_{\log}}\right) \cdot \dot{Q}_{RG}$$

Da der thermische Nutzungsgrad des BHKW keinerlei Rückschluss auf die Anteile der Motorwärme und der Rauchgaswärme zulässt, sind auch hierfür weitere Parameterwerte anzusetzen. In [NA10] wird angegeben, dass für BHKW mit einer elektrischen Leistung unter einem Megawatt etwa q^{M} = 60% auf die Motorabwärme und q^{RG} = 40% auf Wärme aus dem Rauchgas entfallen. Für größere Aggregate kann sich das Verhältnis zu 50% : 50% ändern. Da die BHKW-Varianten im Rahmen der Szenarien für kleinere Netze gedacht sind, wird jedoch von den Angaben für kleinere BHKW ausgegangen.

Optionaler Einsatz eines Organic-Rankine-Cycle (ORC) Beim ORC handelt es sich im Grunde um einen üblichen Kreisprozess zum Betrieb einer Dampfturbine. Der Unterschied zum „normalen" Wasserdampfprozeß liegt in der Wahl eines organischen Arbeitsmittels. Dieses erlaubt die Realisierung des Prozeßes bei niedrigeren Verdampfungstemperaturen [SKKS09]. Damit ist der Einsatz eines ORC-Moduls als zusätzliches Element für Prozesse von Interesse, die in einem Temperaturbereich anfallen, der einerseits unnötig hoch ist, um die Wärme direkt zu Heizzwecken zu nutzen, andererseits nicht als Prozesswärme vor Ort dienen kann und für den klassischen Wasserdampfprozess ungeeignet ist.

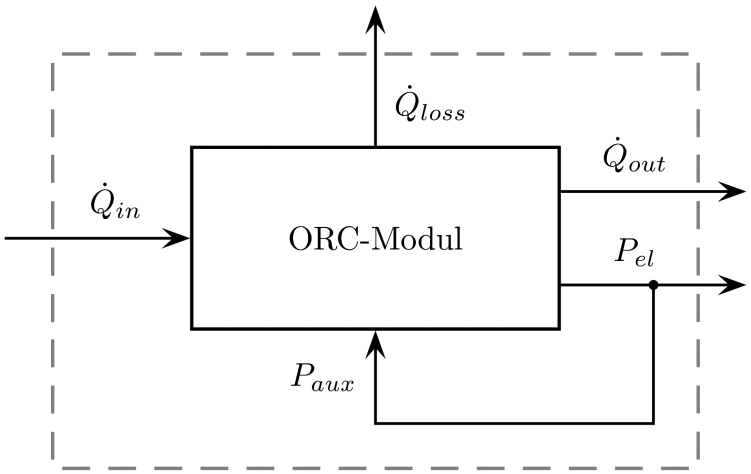


Abbildung 4.11: Schematische Darstellung der auftretenden Energieflüsse beim Einsatz eines ORC-Moduls.

Abbildung 4.11 zeigt das Energieflussbild für den Einsatz eines ORC-Moduls. Dieses unterscheidet sich von dem des allgemeinen KWK-Erzeugers (siehe Abbildung 4.6) dadurch, dass an Stelle eines Brennstoffstroms ein Wärmestrom eintritt.

Im Rahmen des Modells wird das ORC-Modul im Zusammenspiel mit dem Gaskessel, zur Verwertung der Abwärme auf hohem Temperaturniveau (siehe Abschnitt 4.1.5) und in Kombination mit den BHKW-Varianten abgebildet. Dabei entsprechen die Kombiantionen mit den BHKW und der Abwärme laut Schuster et al. [SKKS09] durchaus typischen Anwendungsgebieten. Dabei wird im Falle der Ankopplung des ORC-Moduls an ein BHKW davon ausgegangen, dass hierbei nur die Rauchgaswärme als Eingangsstrom für den ORC-Prozess eingesetzt wird, da das Temperaturniveau der Motorabwärme hierfür nicht ausreicht [Gro10].

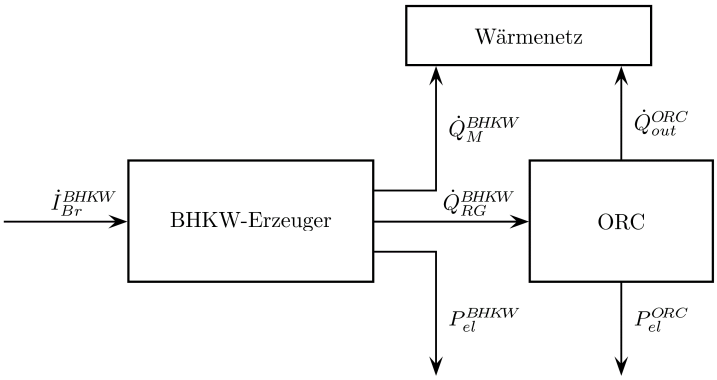
Die relevanten Modellierungsparameter sind genau wie im Falle der übrigen KWK-Erzeuger der elektrische $\eta_{el, ORC}$ und thermische $\eta_{th, ORC}$ Wirkungsgrad, der Gesamtnutzungsgrad $\zeta_{tot, ORC}$ sowie der Hilfsstromanteil P_{aux}. Tabelle 3.4 gibt die Annahmen für die Parameterwerte des ORC-Moduls. Die Wirkungsgradangaben beziehen sich hierbei auf den in den Dampfprozess eintretenden Wärmestrom.

Tabelle 4.4: Modellparameter für das optionale ORC-Modul (Angaben nach [Gro10])

η_{th}^{ORC}	η_{el}^{ORC}	ζ_{tot}^{ORC}	π_{aux}
$0,5$	$0,18$	$0,68$	$2\,\%$

Besonderheiten der Kombiantion BHKW mit ORC-Modul In Abbildung 4.12 ist das Energieflussschema der Kombination eines BHKW mit einem ORC-Modul dargestellt. Eine Besonderheit dieser Konstellation liegt darin, dass zwei Systeme miteinander kombiniert werden, die jeweils gekoppelt Wärme und elektrischen Strom erzeugen.

Abbildung 4.12: Schematische Darstellung der Energieflüsse bei der Kombination eines BHKW mit einem ORC-Modul



Dies führt dazu, dass für die exgergetische Bewertung eine doppelte Attribuierung vorgenommen werden muss. Die Motorabwärme $Q_{M, BHKW}$ des BHWK-Erzeugers kann wie im Abschnitt zuvor beschrieben attribuiert werden. Für die Wärme $Q_{out, ORC}$ die vom ORC-Modul ausgekoppelt wird ist jedoch zu berücksichtigen, dass dieser über den thermsichen Wirkungsgrad $\eta_{th, ORC}$ des ORC-Moduls in Beziehung zum Rauchgaswärmestrom des BHKW-Erzeugers gesetzt wird. Für diesen Teilschritt kann eine Attribuierung gemäß Gleichung 4.13 erfolgen.

Gleichung 4.13: Attributionsfaktor für die Wärmeauskopplung aus dem ORC-Modul

$$f_{attr}^{th,ORC} = \frac{\dot{E}\left(\dot{Q}_{out}^{ORC}\right)}{\dot{E}\left(\dot{Q}_{out}^{ORC}\right) + \dot{E}\left(P_{el}^{ORC}\right)}$$

Der Attributionsfaktor $f_{attr, th, ORC}$ gibt damit an, welcher Teil des Eingangsenergiestroms des ORC-Moduls für den ausgekoppelten Wärmestrom $Q_{out, ORC}$ angerechnet werden muss. Der Eingangsstrom ist für diesen Fall jedoch der Rauchgaswärmestrom $Q_{RG, BHKW}$. Diesem wird wiederum über eine

Attribuierung gemäß Gleichung 4.10 ein Anteil des Brennstoffstroms $i_{Br, BHKW}$ zugeordnet.

Somit ergibt sich für die Anlagenkombination aus BHKW und ORC-Modul ein anzurechnender Anteil des eingehenden Brennstoffstroms $i_{Br, eff}$ für die Auskopplung der Motorwärme des BHKW und der Wärmeauskopplung aus dem ORC-Modul gemäß Gleichung 4.14.

Gleichung 4.14: Berechnungsvorschrift für den Brennstoffanteil, der der kombinierten Wärmeauskopplung des BHKW und des ORC-Moduls angerechnet wird

$$\dot{I}_{Br}^{eff} = \left[f_{attr}^{M,BHKW} + \left(f_{attr}^{BG,BHKW} \cdot f_{attr}^{th,ORC} \right) \right] \cdot \dot{I}_{Br}^{BHKW}$$

Darüber hinaus muss in der (energetischen) Bilanzierung berücksichtigt werden, dass nur der durch die Anlagenkombination zu befriedigende Wärmebedarf Q_{vb} vorgegeben ist. Um die Größen der Energieströme der Motorabwärme, der Rauchgasabwärme und der Wärme, die aus dem ORC-Modul ausgekoppelt wird bestimmen zu können, wird jedoch der gesamte im BHKW erzeugte Wärmestrom$Q_{out, BHKW} = Q_{M, BHKW} + Q_{RG, BHKW}$ benötigt. Aus diesem lässt sich mit Hilfe des thermischen Nutzungsgrads des BHKW-Erzeugers Gleichung 4.15 auf den benötigten Brennstoffeingangsstrom zurückschließen.

Gleichung 4.15: Zusammenhang zwischen Wärmeauskopplung und Brennstoffeinsatz des BHKW

$$\dot{I}_{Br}^{BHKW} = \frac{\dot{Q}_{out}^{BHKW}}{h_{th}^{BHKW}}$$

Der Wärmestrom, der insgesamt im BHKW erzeugt werden muss, um den Wärmebedarf zu decken, ergibt sich aus Gleichung 4.16. Die Herleitung dieser Berechnungsvorschrift ist im Anhang ausgeführt.

Gleichung 4.16: Berechnungsvorschrift für die benötigte Wärmeauskopplung aus dem BHKW in Abhängigkeit des vorgegebenen Wärmebedarfs

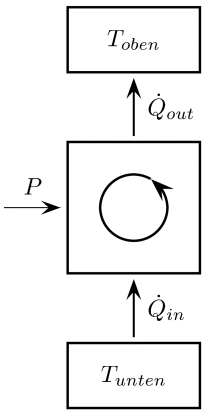
$$\dot{Q}_{out}^{BHKW} = \frac{\dot{Q}_{vb}}{\left(1 + h_{th}^{ORC} \cdot \frac{q^{RG}}{q^{M}} \right)} \cdot \left(1 + \frac{q^{RG}}{q^{M}} \right)$$

Hierbei bezeichnen $q^{RG} = (Q_{RG, BHKW} / Q_{out, BHKW})$ und $q^{M} = (Q_{M, BHKW} / Q_{out, BHKW})$ die Anteile der Rauchgaswärme bzw. der Motorabwärme am gesamten im BHKW erzeugten Wärmestrom.

4.1.4 Wärmepumpen

Für die Einbindung von Umweltwärme zur Deckung eines thermischen Bedarfs ist stets die Verwendung einer Wärmepumpe vonnöten, deren Grundprinzip Abbildung 4.13 dargestellt ist.

Abbildung 4.13: Schematische Darstellung des Wirkungsprinzips einer Kompressionswärmepumpe



Hierbei operiert ein thermodynamischer Kreisprozess zwischen zwei Reservoiren unterschiedlicher Temperatur. Unter Einsatz einer Antriebsenergie P wird dabei ein Wärmestrom Q_{in} aus dem Reservoir niedrigerer Temperatur aufgenommen und ein zweiter Wärmestrom Q_{out} an das Reservoir höherer Temperatur abgegeben. Auf diese Weise kann der Energiegehalt des Umweltwärmereservoirs (dem der Wärmestrom Q_{in} entzogen wird) zur Bereitstellung von Nutzwärme (Q_{out}) verwendet werden.

In Gleichung 4.17 ist die Energiebilanz der Wärmepumpe angegeben.

Gleichung 4.17: Energiebilanz der Wärmepumpe

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} + P$$

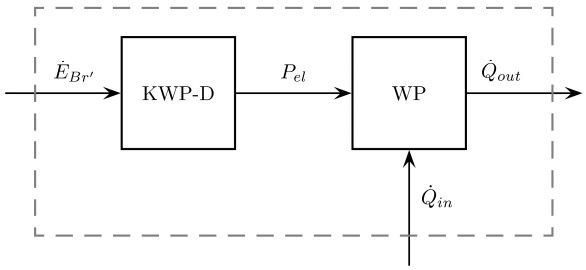
Die Leistungszahl der Wärmepumpe COP_{WP} ist gemäß Gleichung 4.18 definiert und gibt analog zu Wirkungsgraden den Zusammenhang zwischen der benötigten Antriebsenergie und dem dafür bereit gestellten Produktwärmestrom an.

Gleichung 4.18: Definition der Leistungszahl

$$COP_{WP} = \frac{\dot{Q}_{out}}{P}$$

Für die Modellierung stellt sich der Prozess wie in Abbildung 4.14 dar. Hierbei wird einerseits Umweltwärmestrom Q_{in} bilanziert, andererseits die Antriebsenergie. Da von Kompressionswärmepumpen ausgegangen wird, erfolgt die Bereitstellung der Antriebsenergie elektrisch (P_{el}). Exergetisch muss hierfür der im deutschen Kraftwerkspark eingesetzte Brennstoffmix bilanziert werden.

Abbildung 4.14: Schematische Darstellung der relevanten Energieströme bei der Bereitstellung von Wärme aus Umweltwärme mittels einer Kompressionswärmepumpe



Die Menge der benötigten Umweltwärme, die zur Bereitstellung des gewünschten Heizwärmestroms eingekoppelt werden muss, kann mit Hilfe der Leistungszahl und der Energiebilanz gemäß Gleichung 4.19 dargestellt werden. Analog zum Vorgehen bei den übrigen Erzeugertypen wird auch im Falle der Wärmepumpe auf eine mittlere jährliche Kenngröße zur Beschreibung der Effizienz zurückgegriffen und die sogenannte Jahresarbeitszahl als Pendant zum Jahresnutzungsgrad verwendet.

Gleichung 4.19: Berechnungsvorschrift für die eingekoppelte Umweltwärme in Abhängigkeit vom Wärmebedarf

$$\dot{Q}_{in} = \left(1 - \frac{1}{COP_{WP}}\right) \cdot \dot{Q}_{in}$$

Für die Ausführung einer Wärmepumpe liegen verschiedene technische Varianten vor. Eine Studie von Auer et al. [AS08] hat gezeigt, dass Wärmepumpen, die oberflächennahe Geothermie als Wärmequelle nutzen deutlich besser abschneiden als Systeme mit Grundwasser[26] oder Außenluft als Quelle. Deshalb wird im Rahmen des Modells ausschließlich von erdwärmegebundenen Wärmepumpensystemen ausgegangen. Dabei wird die Nutzung von Erdwärmesonden (EWS) geringer Teufe[27] (bis ca. 100 m) vorausgesetzt. Da die Umweltwärme in Form von Erdwärme eingekoppelt wird, kann für die exergetische Bilanzierung von einem Reservoir mit der Erdreichtemperatur in der Tiefe von einhundert Metern ausgegangen werden. Untersuchungen [San10] zeigen, dass in einer Tiefe von etwa 10 m bis 15 m die sogenannte ungestörte Erdreichtemperatur (bei mitteleuropäischem Klima) von $T_{B,\,ug}$ erreicht wird[28]. Mit zunehmender Tiefe steigt die Erdreichtemperatur mit einem mittleren Gradienten von $\Delta T_B \approx 0{,}03$ K/m an, daher wird von einer Reservoirtemperatur von $T_{EWS} \approx 11$ °C ausgegangen.

Im Modell werden zwei Varianten untersucht, die sich durch das Heizungssystem auf Verbraucherseite unterscheiden. Radiatorenheizung einerseits und Fußbodenheizung andererseits werden durch unterschiedliche Temperaturniveaus des Heizungsvor- ($T_{VL,\,H}$) und Rücklauf ($T_{RL,\,H}$) abgebildet. Dieses Vorgehen folgt den Untersuchungen in [AS08], die Jahresarbeitszahlen (JAZ) für eben diese beiden Varianten in Kombination mit einer erdwärme-

[26] Für diese Systeme wird ein Grundwasserleiter angezapft. Das Grundwasser wird gefördert und nach Nutzung mittels der Wärmepumpe erfolgt die Wiederversickerung, d.h. die Rückführung des Grundwassers in das Erdreich. Diese Art von Wärmequelle ist heute eher unüblich, da hohe Genehmigungsauflagen zu berücksichtigen sind [HK07].

[27] Wird eine Teufe von 100 m überschritten, tritt das Bergrecht [Ber09] in Kraft, was zu erheblich verschärften Auflagen bei der Umsetzung führt. Deshalb wird diese Teufe, gerade im privaten Bereich, in der Regel nicht überschritten [HK07].

[28] In den darüber liegenden Schichten wird die Erdreichtemperatur sehr stark durch klimatische Einflüsse an der Erdoberfläche beeinflusst. So zeigen dort z.B. deutliche jahreszeitliche Einflüsse (siehe [San10]).

gestützten Wärmepumpe angibt. Die Parameterwerte sind in Tabelle 4.5 angegeben.

Tabelle 4.5: Kenndaten der Varianten der Umweltwärmenutzung (JAZ nach [AS08])

Variante	T_{EWS} [°C]	T_{VL}^{H} [°C]	T_{RL}^{H} [°C]	JAZ
Radiatorheizung	11	55	35	3,3
Fußbodenheizung	11	35	28	3,38

Auffällig ist in diesem Zusammenhang der geringe Unterschied der gemessenen Jahresarbeitszahlen der beiden unterschiedenen Wärmepumpensysteme. Der zu erwartende Leistungsunterschied lässt sich mit Hilfe der theoretisch maximal erreichbaren Carnot-Leistungszahl abschätzen, die gemäß Gleichung 4.20 definiert ist.

Gleichung 4.20: Definition der Carnot-Leistungszahl

$$COP_{WP} = \frac{T_{oben}}{T_{oben} - T_{unten}}$$

In die Berechnung fließen ausschließlich die Temperaturen der Reservoirs ein, zwischen denen die Wärmepumpe operiert. Unter der Annahme, dass auf der Verdampferseite der Wärmepumpe (Einkopplung des Wärmestroms Q_{in}, vgl. Abbildung 4.13) eine Auskühlung um $\Delta T_{EWS} \approx 5$ K erfolgt, ergibt sich die untere Reservoirtemperatur als logarithmische Mitteltemperatur der Auskühlung gemäß Gleichung 4.21 zu $T_{unten} \approx 282$ K = 8,5 °C für beide Fälle.

Gleichung 4.21: Berechnungsvorschrift für die untere Reservoirtemperatur der Erdwärme-Wärmepumpe

$$T_{unten} = \left\langle T_{EWS}, \left(T_{EWS} - \Delta T_{EWS}\right)\right\rangle_{\log}$$

Die obere Reservoirtemperatur ist die Kondensationstemperatur (Abgabe des Wärmestroms Q_{out}), die sich aus der Vorlauftemperatur des Heizungssystems $T_{VL,\,H}$ unter Berücksichtigung der Grädigkeit der Wärmeübertrager von $\Delta T_{WT} = 5$ K ergibt. Hierin unterscheiden sich die beiden Systemvarianten.

Der Vergleich der theoretischen Leistungszahl mit den erzielten Jahresarbeitszahlen liefert eine Abschätzung dafür, wie technisch ausgereift das jeweiligeWärmepumpensystem ist, d.h. wie nah die technische Realisierung dem theoretischen Optimum kommt. Die für die Rechnung benötigten Parameterwerte und die resultierenden Carnot-Leistungszahlen sowie der technologische Gütegrad $\eta_{tech,\,WP} = COP_{real,\,WP} / COP_{C,\,WP}$ sind in Tabelle 4.6 zusammengefasst.

Tabelle 4.6: Parameterwerte zum Vergleich des technologischen Gütegrads von erdwärmebasierten Wärmepumpensystemen bei Ankopplung an verschiedene Heizungssysteme

Variante	T_{unten}[°C]	T_{oben}[°C]	COP_C	η_{tech}^{WP}
Radiatorheizung	8,5	60	6,47	0,51
Fußbodenheizung	8,5	40	9,94	0,34

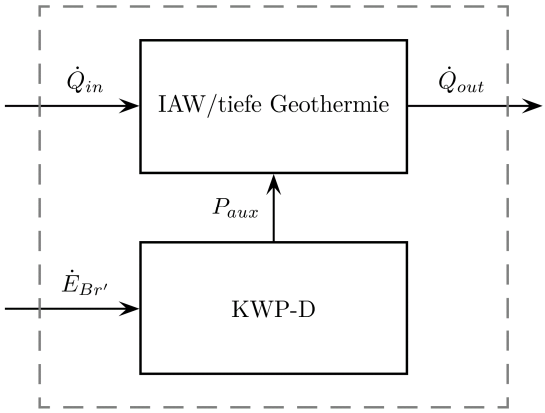
Die Messergebnisse der Studie von Auer und Schote deuten also darauf hin, dass die an Fußbodenheizungen angekoppelten Wärmepumpen einen technologischen Gütegrad von etwa 34% erzielen, während die an Radiatorheizungen angekoppelten Wärmepumpe einen technologischen Gütegrad von etwa 51% erreichen. Diese Diskrepanz verwundert angesichts eines als vergleichbar vorauszusetzenden Stands der Technik.

Für die Szenarienrechnungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird aufgrund der höheren Jahresarbeitszahl stets von der Kombination mit der Fußbodenheizung ausgegangen, die teilweise Mitbetrachtung der Variante mit Ankopplung an eine Radiatorheizung erfolgt nur der Vollständigkeit halber.

4.1.5 Abwärme

Unter dem Begriff *Abwärme* wird im Rahmen dieses Modells ein Wärmestrom verstanden, der ein Temperaturniveau aufweist, das ausreichend ist, um einen thermischen Bedarf (Heizen oder Trinkwarmwasserbereitung) zu befriedigen. Entstammt der Wärmestrom dabei einem Produktionsprozess (etwa in der Industrie), so gilt als zusätzliche Bedingung, dass die Auskopplung des Abwärmestroms den Prozess in dem sie anfällt nicht beeinträchtigen darf. Würde die Auskopplung eines Wärmestroms zu Effizienzeinbußen des Produktionsprozesses führen, so könnte bei diesem Wärmestrom nicht von Abwärme im hier verwendeten Sinne gesprochen werden. Diese Einschränkung ist notwendig, um einen Abwärmestrom gerechtfertigt als speicherbare Energieform ansehen zu können, die nicht auf eine vorgelagerte Wandlung zurückgeführt werden muss. Im Falle einer Auskopplung aus einem industriellen Produktionsprozess muss sichergestellt sein, dass dem Prozess selbst alle Wandlungsverluste der primär eingesetzten Energieströme angerechnet werden können. Dies ist der Fall, wenn der Produktionsprozess unverändert betrieben werden kann, unabhängig davon, ob der anfallende Wärmestrom zur Nutzung in einem Wärmeversorgungssystem ausgekoppelt oder über einen Kühlturm abgeführt wird.

Abbildung 4.15: Prinzipskizze der Abwärmenutzung



In Abbildung 4.15 ist das Energieflussbild für diese Erzeugervariante dargestellt. Da der Einsatzenergiestrom bereits in derselben Form vorliegt die auch der zu befriedigende Bedarf aufweist, ist keine Wandlung erforderlich. Bei der Einspeisung in das Verteilnetz des Wärmeversorgungssystems wird von einer (nahezu) verlustfreien Übertragung im Wärmetauscher ausgegangen. Da für den Transport des Wärmeträgermediums Umwälzpumpen eingesetzt werden müssen, ist auch für diesen Fall ein Hilfsenergiestrom zu berücksichtigen.

Im Modell werden zwei Ausprägungen berücksichtigt, die das Temperaturspektrum der Abwärme abdecken sollen. Zum einen wird eine Hochtemperatur-Quelle (HT-Quelle) mit einem Temperaturniveau von T_{HT} = 200 °C betrachtet, die als Industrieabwärme (IAW) anfällt. Zum anderen wird eine Niedertemperatur-Quelle (NT-Quelle) betrachtet, die entweder als Industrieabwärme oder als Wärme aus tiefer Geothermie verstanden werden kann. Im Falle der tiefen Geothermie wird davon ausgegangen, das Tiefenbohrungen von einigen hundert Metern Teufe, wie sie etwa für das SuperC der RWTH-Aachen durchgeführt wurden [Sup], vorliegen, die einen kontinuierlichen Wärmestrom mit Temperaturen von etwa T_{NT} = 80 °C bereitstellen können. Die verwendeten Parameterwerte für die betrachteten Varianten sind in Tabelle 3.7 zusammengefasst.

Tabelle 4.7: Erzeugervarianten mit Abwärmenutzung - Modellparameter

Variante	T_{Quelle} [°C]	π_{aux}
Industrieabwärme (IAW) - HT	200	1 %
tiefe Geothermie/ IAW - NT	80	2 %

Die aufgeführte Variante der Hochtemperaturabwärme (HT) stellt sicherlich vor dem Hintergrund der oben beschriebenen Voraussetzungen für die Bewertung als Abwärmestrom einen kritischen Fall dar. Sie stellt jedoch einerseits eine Vergleichsmöglichkeit her, die zeigen kann, wie das Spektrum der Abwärme abschneidet und darüber hinaus wird die Kombination mit einem ORC-Modul, dass eine hochqualitative Teilverwertung ermöglicht, betrachtet.

Die Verdopplung des Hilfsstromanteils im Falle der tiefen Geothermie ist darauf zurückzuführen, dass Umwälzpumpen benötigt werden, die das Wärmeträgermedium in den langen senkrechten U-Rohren der tiefen Erdwärmesonden zirkulieren lassen. Dieser Aufwand entsteht zusätzlich zum

üblichen Übertrag an das Netz durch einen Wärmetauscher. Eine überschlägige Beispielrechnung anhand von Daten der tiefen Geothermieanlage der RWTH-Aachen ergab dabei einen Mehraufwand von etwa 1% für diese Umwälzung.

4.2 Verteilsystem

Das Subsystem Verteilung eines Wärmeversorgungssystems fungiert als Mittler zwischen den Subsystemen Erzeugung und Verbrauch. Es nimmt die im Erzeugungssubsystem entstandenen Wärmeströme auf und transportiert sie zu den Verbrauchern. Bei diesem Prozess findet keinerlei Wandlung der Energie statt, allerdings treten Leitungswärmeverluste auf. Zudem muss ein zusätzlicher energetischer Aufwand für den Transport des Wärmeträgermediums in Form von Pumpstrom berücksichtigt werden. Darüber hinaus hat das Verteilsystem durch die realisierten Netztemperaturen Einfluss auf die Technologievarianten, die überhaupt eingesetzt werden können und z.T. auch auf deren Effizienz.

Im Folgenden wird zunächst die Abbildung der Netzstruktur und anschließend die Abschätzung der Wärmeverluste und des Pumpstromaufwandes beschrieben. Zum Schluss erfolgt die Darstellung der im Rahmen des Modells untersuchten Varianten bezüglich der gewählten Netztemperaturen.

4.2.1 Netztypen und Grundgedanke der Netzmodellierung

In Fernwärme-Netzen werden üblicherweise drei Netztypen unterschieden - Strahlennetz, Ringnetz und Maschennetz. Die Struktur dieser Typen ist in Abbildung 4.16 dargestellt.

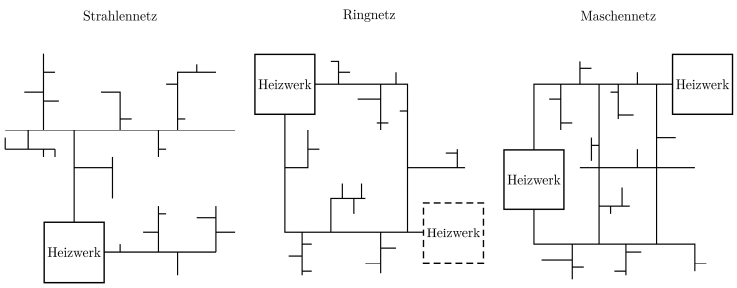


Abbildung 4.16: Schematische Darstellung der Struktur der Netztypen für Fernwärmenetze, nach [DTS98]

Dass Strahlennetz weist eine Baumstruktur auf. Dabei gehen von der Heizzentrale[29] Leitungsstränge ab, die sich im Versorgungsgebiet verästeln, wobei jede Abnehmerstation einzeln über eine Stichleitung angebunden wird.

Beim Ringnetz hingegen existiert ein Netz mit einer zentralen Masche, von der die Anschlüsse abzweigen; Start- und Zielpunkt dieses „Rings“ ist die Heizzentrale. Im Fall eines Maschennetzes werden noch weitere Unterringstrukturen gebildet, an die die Abnehmer angeschlossen werden.

Grundsätzlich unterscheiden sich die drei Netztypen vor allem hinsichtlich der Aspekte Versorgungssicherheit und Erweiterbarkeit. Während bei einem Strahlennetz ein Ausfall eines Teilstücks einen Strang des Netzes be-

[29] Die Heizzentrale besteht üblicherweise aus dem Heizwerk und einer Pumpstation sowie der Steuerungselektronik

triebsunfähig werden lässt, kann im Falle eines Ringnetzes die Versorgung „aus der anderen Richtung“ vorgenommen werden, so dass nur noch sehr wenige Abnehmer betroffen wären. Beim Maschennetz ist die Redundanz der Leitungswege noch höher, so dass es hier ggf. überhaupt nicht zu einer Einschränkung kommt, wenn nicht große Teile des Netzes gleichzeitig betroffen sind. Sind Ringstrukturen im Netz vorhanden ist zudem eine nachträgliche Einbindung zusätzlicher Abnehmergruppen und auch weiterer Erzeugungsanlagen leichter möglich vgl. [DTS98].

Da die Modellierung dem black-box-Prinzip folgt, stellt sich die Frage, was die wesentlichen Einflüsse des Verteilsystems ausmacht. Anhand dieser Einflüsse kann entschieden werden, inwiefern die unterschiedlichen Netzstrukturen einen Einfluss auf die Modellierung haben. Als Einflüsse werden die folgenden Aspekte identifiziert:

- In den Verteilungssystemen treten Wärmeverluste auf. Da ein durch die Verbraucher vorgegebener Wärmestrom zu liefern ist, müssen diese Verluste zusätzlich in das Verteilungssytem eingespeist werden, damit der Verbraucher nicht davon betroffen ist. Dies bedeutet einen Mehraufwand in der Erzeugung. Damit nehmen die Verteilungsverluste Einfluss auf die Gesamtsystembilanz und müssen daher abgebildet werden.

- Die Hauptaufgabe der Verteilungssysteme ist im räumlichen Wärmetransport vom Ort der Energiewandlung zur Nutzung zu sehen. Zu diesem Zweck muss das Wärmeträgermedium mit Hilfe von Pumpen umgewälzt werden. Der Pumpstromaufwand ist somit eine notwendige Hilfsenergie, die zur Bereitstellung der Wärme für den Verbraucher aufgebracht werden muss und fließt damit in die Gesamtsystembilanz ein. Deshalb muss auch der Pumpstromaufwand der Verteilsysteme abgebildet werden.

- Für die Verteilungssysteme werden zudem Temperaturen gewählt, auf die das Wärmeträgermedium zwecks Wärmetransports aufgeheizt wird. Diese Netztemperaturen sind nach unten durch die Temperaturvorgaben des Verbrauchersystems (siehe Abschnitt 4.3) begrenzt. Gleichzeitig stellen die Netztemperaturen Vorgaben für die Einkopplung von Wärme durch das Erzeugersystem dar. Auf diese Weise hat das Verteilsystem indirekt Einfluss darauf, welche Erzeugungstechnologievarianten mit dem jeweiligen Netz verknüpft werden können. Auch diesem Umstand ist Rechnung zu tragen.

Die unterschiedlichen Netzstrukturen (Strahlennetz, Maschennetz, Ringnetz) haben keinen grundlegenden Einfluss auf diese Aspekte. Die Wahl der Netzstruktur erfolgt in der Realität auf Grund von Überlegungen zur Versorgungssicherheit und zur Einbindung mehrerer, räumlich verteilter Erzeugungsanlagen [DTS98]. Die Abbildung der Unterschiede, die sich durch die Netzstruktur ergeben, würde eine dynamische Beschreibung der Netzhydraulik erfordern. Da ein statisches Modell mit einem stationären Betriebsregime betrachtet wird, ist dies jedoch nicht möglich. Im Rahmen der statischen Modellierung ergeben sich jedoch keine wesentlichen Unterschiede durch die Wahl der Netzstruktur. Deshalb wird von der einfachsten Struktur, dem Strahlennetz, ausgegangen. Zudem kann im statischen Modell das ggf. komplizierte Zusammenwirken verschiedener Erzeugungsan-

lagen vernachlässigt werden. Daher scheint es gerechtfertigt von einer einzigen Wärmeerzeugungsanlage im Netz und damit von einem Einspeisepunkt auszugehen.

4.2.2 Abbildung als Strahlennetz

Für das Modell soll das Prinzip eines Strahlennetzes abgebildet werden - nicht eine real existierende Struktur. Deshalb wird die Struktur des Strahlennetzes abstrakt als vierstufiges Konzept erfasst. Dabei werden die Rohrleitungen gemäß ihrer Funktionalität in Stufen gruppiert, wie in Abbildung 4.17 veranschaulicht. Dieser Ansatz folgt der Netzmodellierung in [MJP+08].

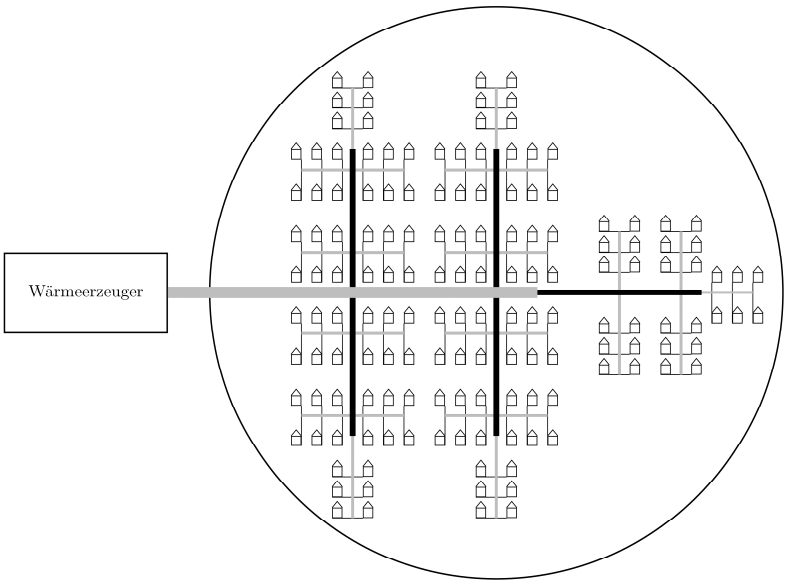


Abbildung 4.17: Schematische Visualisierung der Abbildung des Strahlennetzes mit vier strukturellen Stufen. Dicke graue Linie: HTL, dicke schwarze Linie: HVL, dünne graue Linie: UVL und dünne scharze Linie: HAL

Ausgehend vom Wärmeerzeuger beginnt die Netzstruktur mit einem zentralen Hauptstrang, durch den der Wärmetransport in das Kerngebiet der Verbraucher erfolgt – diese Stufe wird als Haupttransportleitung (HTL) bezeichnet. Innerhalb des Kerngebietes kommt es dann zu Abzweigungen zur Anbindung von Unterzentren wie z.B. Verbünden von Straßenzügen, was mit Hilfe der Stufe der Hauptverteilleitung (HVL) abgebildet wird. Abgehend von den Hauptverteilleitungen erfolgt sodann eine weitere Verästelung in die sogenannten Unterverteilleitungen (UVL), mit denen typischerweise einzelne Straßenzüge oder kleinere Einheiten nahe bei einander gelegener Abnehmer versorgt werden. Als letzte Stufe existieren Stichleitungen von der Unterverteilung hin zu den Verbrauchern, diese werden als Hausanschlussleitungen (HAL) bezeichnet.

Im realen Netz (siehe [DTS98]) erfolgen die Abzweige und Aufspaltungen nach dem Gesichtspunkt der kleinstmöglichen Leitungslänge unter Berücksichtigung etwaiger Beschränkungen, die die Flächennutzung im Versorgungsgebiet vorgibt (Verlegung entlang von Straßen, möglichst so, dass man auch später für Wartung oder Reparatur Zugriff nehmen kann, ohne alles aufreißen zu müssen). Für das Modell wird an dieser Stelle insofern vereinfacht, als angenommen wird, dass die Rohre einer Netzstufe (HTL, HVL, UVL und HAL) jeweils die gleiche Länge aufweisen.

Zur Festlegung der Trassenlängen[30] der einzelnen Netzstufen wird auf Angaben der Arbeitsgemeinschaft Fernwärmewirtschaft (AGFW) [AGF07a] zurückgegriffen, aus denen sich ein spezifischer Wert für verlegte Trassenmeter je Anschluss im Netz ableiten lässt. Dieser liegt bei durchschnittlich $l_{tr, vb}$ = 58 m je Hausanschluss. Durch Festlegung der Anzahl an Verbrauchern (siehe hierzu Abschnitt 3.3) ergibt sich eine Gesamttrassenlänge $l_{tr, tot}$ für das Netz.

Die Verteilung der Gesamttrassenlänge auf die einzelnen Netzstufen ist graphisch in Abbildung 4.18 dargestellt.

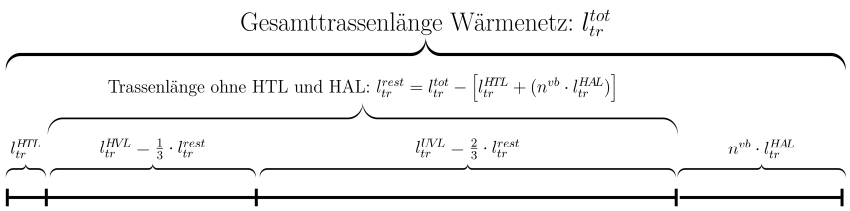


Abbildung 4.18: Schematische Visualisierung der Aufteilung der Gesamttrassenlänge auf die Netzstufen

Analog zur Netzmodellierung in [MJP+08] werden $l_{tr, HAL}$ = 10 m je Hausanschluss und $l_{tr, HTL}$ = 100 m für die Haupttransportleitung angesetzt. Für die Hauptverteilleitung wird ein Anteil von 1/3 von der verbleibenden Trassenlänge $l_{tr, rest}$ angenommen und für die Unterverteilleitung 2/3. Die Größe n_{vb} in Abbildung 4.18 bezeichnet die Gesamtzahl der Verbraucher, die vom Wärmenetz versorgt werden.

Die spezifische Länge je einzelnem Rohr der Netzstufen ergibt sich aus den angenommenen Stückzahlen $n_{R, st}$ für die Rohre der jeweiligen Stufe. Die gewählten Faktoren sollen dabei das wachsende Verzweigungsverhältnis widerspiegeln. Die Parameterwerte sind in Tabelle 4.8 zusammengefasst. Zusätzlich zu den bisher diskutierten Parametern sind auch die Anzahl der Verbraucher $n_{vb, st}$ die ein Rohr einer Stufe versorgen muss und der Gleichzeitigkeitsfaktor (GZF_{st}) angegeben. Diese Parameter werden im Folgenden noch diskutiert.

Die vorgenommenen Vereinfachungen dienen dazu, ein Netz möglichst einfach abzubilden und dabei gleichzeitig alle für die Betrachtungen relevanten Wesenszüge zu berücksichtigen.

Tabelle 4.8: Zahlenwerte zur Netzstruktur im Modell

	HTL	HVL	UVL	HAL
n_R^{st}	1	5	35	100
n_{vb}^{st}	100	20	3	1
GZF^{st}	0,6	0,9	1	1
l_{tr}^{st} [m]	100	1567	3133	1000
l_R^{st} [m]	100	313	90	10

[30] Die Trassenlänge bezeichnet die einfache Strecke entlang der Rohrleitungen in einem Wärmenetz vom Erzeuger bis zu den Verbrauchern.

4.2.3 Netzdimensionierung (Auslegung)

Die Basis für die Dimensionierung der Rohre der einzelnen Netzstufen ist durch die maximal benötigte Wärmelast (am kältesten Tag des Jahres) dar. Die Auslegung erfolgt beginnend beim Verbraucher, da dieser über seine Anschlussleistung (AL) die maximale Wärmelast $Q_{vb, AL}$ für die Hausanschlussleitung festlegt. Der Wärmestrom, den die weiteren Netzstufen bereit stellen müssen ergibt sich zum einen durch die Anzahl der Verbraucher $n_{vb, st}$, die an ein Rohr der jeweiligen Stufe angeschlossen sind (vgl. Tabelle 4.8) und zum anderen durch den sogenannten Gleichzeitigkeitsfaktor (GZF) der Stufe GZF_{st}. Die Gleichzeitigkeitsfaktoren sind Erfahrungswerte, die die Tatsache berücksichtigen, dass statistisch gesehen nicht alle Verbraucher zum exakt selben Zeitpunkt ihre maximale Wärmelast nachfragen. Deshalb ist die tatsächlich maximal anliegende Last an einer Leitung kleiner als die Summe der Anschlussleistungen der Verbraucher, die mit Hilfe der Leitung versorgt werden.

Winter et al. [WHO01] haben in einer Studie die auftretenden Gleichzeitigkeitsfaktoren in Wärmenetzen untersucht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.19 dargestellt.

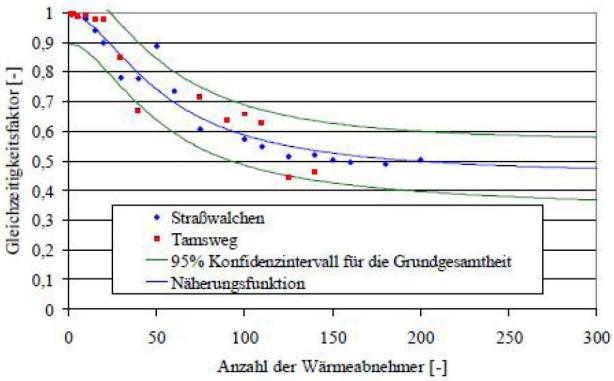


Abbildung 4.19: Gleichzeitigkeitsfaktoren in Abhängigkeit von der Anzahl versorgter Verbraucher auf Basis von Erhebungen für Nahwärmenetze (aus [WHO01])

Es ist zu erkennen, dass der Gleichzeitigkeitsfaktor mit zunehmender Anzahl der Wärmeabnehmer sinkt. Für die Hausanschlussleitung gilt dabei als Randbedinung stets GZF_{HAL}= 1, da bei nur einem Verbraucher, der an der Leitung angeschlossen ist, der Fall eintreten kann, dass an einem Tag die Auslegungstemperaturen für die Heizung erreicht oder gar unterschritten werden und somit die volle Anschlussleistung nachgefragt wird. Mit steigender Zahl angeschlossener Wärmeabnehmer verändert sich der Gleichzeitigkeitsfaktor immer langsamer.

In der Studie wird eine Anpassungsfunktion für den Zusammenhang zwischen Gleichzeitigkeitsfaktor und Anzahl der Wärmeabnehmer vorgeschlagen. Diese ist in Gleichung 4.22 angegeben, die von Winter et al. ermittelten Werte der Anpassungsparameter a, b, c und d finden sich in Tabelle 4.9.

Gleichung 4.22: Anpassungsfunktion für Gleichzeitigkeitsfaktoren (nach [WHO01])

$$GZF\left(n^{vb}\right) = a + \frac{b}{1+\left(\frac{n^{vb}}{c}\right)^{d}}$$

Die resultierenden Gleichzeitigkeitsfaktoren für das im Rahmen des Modells verwendete Netz sind in Tabelle 4.8 (S. 45) angegeben.

Tabelle 4.9: Parameterwerte der Anpassungsfunktion für Gleichzeitigkeitsfaktoren (aus [WHO01])

Parameter	Wert
a	0,44967765
b	0,55123469
c	53,84382392
d	1,76274327

Mit Kenntnis der Gleichzeitigkeitsfaktoren kann die maximal abzudeckende Wärmelast für jede Netzstufe $Q_{max, st}$ nach Gleichung 4.23 bestimmt werden, wobei die Anschlussleistung der Verbraucher $Q_{vb, AL}$ durch die Modellierung der Verbraucher im Abschnitt 4.3 festgelegt wird.

Gleichung 4.23: Berechnungsvorschrift für die maximale Wärmelast, die an einer Netzstufe anliegt

$$\dot{Q}_{st}^{\max} = GZF_{st} \cdot n_{st}^{vb} \cdot \dot{Q}_{vb}^{AL}$$

Der Wärmestrom, der durch ein Leitungsrohr transportiert wird hängt vom Volumenstrom V, von der Wärmekapazität des Wärmeträgermediums c_p und von der Temperaturspreizung im Netz $\Delta T_{netz} = T_{VL} - T_{RL}$ ab. Der Volumenstrom im Rohr kann andererseits über den Rohrinnendurchmesser d_i und die strömungsgeschwindigkeit v des Wärmeträgermediums durch das Rohr ausgedrückt werden. Zur Bestimmung der benötigten Rohrkenngrößen (Innendurchmesser und Strömungsgeschwindigkeit) wird die in Gleichung 4.24 angegebene Beziehung ausgenutzt [AGF09].

Gleichung 4.24: Zusammenhang zwischen Volumenstrom, Rohrkenngrößen und Wärmebedarf

$$\dot{V}_{st}^{\max} = \frac{p}{4} \cdot d_i^2 \cdot v = \frac{\dot{Q}_{st}^{\max}}{r \cdot c_p \cdot \left(T_{VL} - T_{RL}\right)}$$

Da sich der Volumenstrom auch proportional zum Quadrat des Rohrinnendurchmesssers d_i und der Strömungsgeschwindigkeit v des Wärmeträgermediums im Rohr darstellen lässt, liegen bei Kenntnis der Auslegungslast für das jeweilige Rohr und der Netztemperaturen noch zwei Freiheitsgrade für die Rohrdimensionierung vor. Allerdings stellt die Strömungsgeschwindigkeit im Rohr nur auf den ersten Blick einen echten Freiheitsgrad dar, da die zulässigen Werte sowohl durch unerwünschte Geräuschentwicklung in Gebäudenähe als auch (vor allem) durch die reibungsbedingten Druckverluste beschränkt sind, die mindestens quadratisch mit der Strömungsgeschwindigkeit anwachsen.

Für die Praxis hat sich laut [DTS98] ein Druckverlust von $\Delta p^{opt} \approx 100$ Pa/m als technisch-wirtschaftliches Optimum erwiesen, der für die Auslegung als Orientierungsgröße angesetzt wird. In [DTS98] findet sich für Kunststoffmantelrohre (KMR), welche die meistverwendete Ausprägung von Fernwärmerohren darstellt [DTS98], die in Tabelle 4.10 widergegebenen Auslegungsgeschwindigkeiten für die unterschiedlichen Nennweiten[31] der Rohre. Die Tabelle enthält außerdem den zugehörigen längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten U_R der Rohre. Auf diesen Parameter wird im Zuge der Abschätzung der Leitungswärmeverluste in Abschnitt 4.2.4 eingegangen.

Tabelle 4.10: Auslegungs-Kenndaten für KMR-Rohre bei einem Druckverlust von $\Delta p = 100$ Pa/m bei vorausgesetzter absoluter Rohrrauhigkeit $k_s = 0{,}15$ mm (Angaben von Logstor aus [DTS98], U-Werte aus [Win99])

DN	$d_i\,[m]$	$v\,[m/s]$	$U_R\,[W/m \cdot K]$
20	0,0217	0,35	0,133
25	0,0273	0,41	0,163
32	0,0372	0,5	0,167
40	0,0431	0,56	0,193
50	0,0545	0,65	0,216
65	0,0703	0,77	0,258
80	0,0825	0,85	0,268
100	0,1071	1,0	0,279
125	0,1325	1,15	0,328
150	0,1603	1,29	0,389
200	0,2101	1,53[17]	0,427

Mit Hilfe des benötigten Volumenstroms $V_{max, st}$, der aus Gleichung 4.24 bekannt ist, können die Daten in Tabelle 4.10 durchsucht werden. Dabei wird jeweils der benötigte Volumenstrom $V_{max, st}$ mit dem Auslegungsvolumenstrom für eine Rohrnennweite $V_{AL, DN} = \pi/4 \times (d_{i, DN})^2 \times v_{DN}$ aus der Tabelle verglichen. Die Nennweite DN, für die sich die kleinste Abweichung $\Delta V = | V_{max, st} - V_{AL, DN} |$ ergibt wird vorläufig als Rohrinnendurchmesser angenommen.

Anschließend muss überprüft werden, ob der gewählte Rohrinnendurchmesser bei voller Wärmelast und damit maximaler Durchströmung des Rohres Grenzen der Strömungsgeschwindigkeit einhält. Dafür wird mit Hilfe von Gleichung 4.25 die Strömungsgeschwindigkeit für den Auslegungsfall berechnet.

Gleichung 4.25: Berechnungsvorschrift für die Strömungsgeschwindigkeit im Auslegungsfall

$$v_{st}^{AL} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{st}^{\max}}{p \cdot \left(d_i^{DN}\right)^2}$$

Die Grenzgeschwindigkeiten entstammen Abschätzungen aus [DTS98], da sich die Angaben dort auf Bereiche von Rohrnennweiten beziehen. Diese wurden für das Modell auf die Netzstufen übertragen. Die angesetzten Grenzen sind in Tabelle 4.11 angegeben.

[31] Rohre werden nur mit bestimmten Durchmessern produziert. Diese „Rohrgrößen“ bezeichnet man als Nennweite des Rohres, wobei die Namensgebung einer Größe, wie z.B. DN 20, näherungsweise den Innendurchmesser des Rohres in mm angibt.

Tabelle 4.11: Obergrenzen für die Strömungsgeschwindigkeit in Fernwärmerohren (nach [DTS98])

Netzstufe	$v_{st}^{max}[\mathrm{m/s}]$
HTL	2
HVL	1,5
UVL	1,5
HAL	1

Werden die Grenzen eingehalten, dann kann die ermittelte Rohrnennweite endgültig als Innendurchmesser für die jeweilige Netzstufe gesetzt werden. Sind die resultierenden Strömungsgeschwindigkeiten jedoch zu hoch, muss auf die nächstgrößere Nennweite ausgewichen werden.

Grundsätzlich muss die Auslegungsgeschwindigkeit, die zum benötigten Auslegungsvolumenstrom und der Nennweite gehört, berechnet werden, da diese Angabe für die Abschätzung der Druckverluste und damit des Pumpstromaufwands benötigt wird (vgl. Abschnitt 4.2.5).

Diese Schritte werden für jede Netzstufe durchgeführt, damit jeweils ein Auslegungsparameterpaar (d_i, v_{AL}) vorliegt.

4.2.4 Abschätzung der Wärmeverluste

Für eine korrekte Berechnung der Wärmeverluste in einem Wärmenetz müssten zu jedem Zeitpunkt die genauen Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturen aller Volumenelemente in den einzelnen Rohrabschnitten bekannt sein. Dafür ist eine dynamische hydraulische und thermische Netzsimulation erforderlich, die sehr aufwändig ist und nur bei exakter Kenntnis aller Rohrleitungen in einem Netz vollständig durchgeführt warden kann. Da der große Aufwand für einen Modellierungsaspekt untergeordneter Bedeutung nicht gerechtfertigt erscheint und zudem die Schwierigkeit besteht, ein derartiges Vorgehen auf ein abstraktes Modellnetz zu übertragen, wird ein deutlich vereinfachter Ansatz gewählt.

Dieser basiert auf der Annahme, dass für den gewählten Aggregationsgrad des Modells eine plausible Maximalabschätzung der Leitungsverluste ausreichend ist, solange dadurch die wesentlichen Einflüsse abgebildet werden. Die Wärmeverluste in einem Rohr hängen einerseits von der treibenden Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur des Wärmeträgermediums im Rohr T_R und der Temperatur des Erdreichs T_B, in dem das Rohr vergraben ist ab. Zum anderen bestimmt die vorhandene Wärmeübertragungsfläche, die in diesem Fall durch die Rohrmantelfläche gegeben ist, die Verluste. Die Temperaturen im Netz können in gewissen Grenzen[32] frei gewählt werden, während sich die Rohrmantelflächen im Netz durch die Trassenlänge und die, aus der Auslegung resultierenden, Rohrnennweiten ergeben.

[32] Zum einen geben die zu versorgenden Heizungssysteme der Verbraucher Untergrenzen vor, zum andern muss eine Spreizung zwischen Netzvor- und Rücklauftemperatur gegeben sein, um überhaupt Wärme an die Verbraucher übertragen zu können.

Für das Modell werden mehrere vereinfachte Annahmen getroffen:

- Es wird angenommen, dass sich die Temperatur des Wärmeträgermediums nach der Wärmeeinspeisung durch das Erzeugersubsystem auf dem Weg bis zum Verbraucher nicht ändern. Somit gilt im gesamten Vorlauf eine feste Temperatur T_{VL}. Ebenso wird angenommen, dass sich die Temperatur auf dem Weg vom Verbraucher zurück zum Einspeisepunkt nicht verändert und daher auch eine feste Temperatur T_{RL} für den gesamten Rücklauf vorliegt.

  Der Einfachheit halber wird vorausgesetzt, dass das Netz nicht mit sogenannter gleitender Vorlauftemperatur betrieben wird. Bei diesem Betriebsregime wird die Temperatur des Vorlaufs in Abhängigkeit von der Außentemperatur und damit von der anfallenden Heizlast angepasst. Dabei bleibt der umzuwälzende Massenstrom annähernd konstant.

- Stattdessen wird von ganzjährig konstanten Netztemperaturen ausgegangen, die Regelung erfolgt dann über den umgewälzten Volumenstrom des Wärmeträgermediums (vgl. [AGF09]). Diese Annahme wird auch deshalb getroffen, weil z.T. Technologievarianten zur Wärmeerzeugung eingesetzt werden, die in der maximalen Vorlauftemperatur, die bereit gestellt werden kann stark begrenzt sind (beispielsweise BHKW oder NT-Abwärme). Für diese Systemvarianten wäre ein Betrieb mit gleitender Vorlauftemperatur nicht realisierbar.

- Die Netzverluste fallen ganzjährig an $n_{a,\,h}$ = 8760 h/a, da auch außerhalb der Heizperiode ein Grundbedarf durch die Versorgung mit Trinkwarmwasser gegeben ist - das Netz kann also nicht zeitweise „abgeschaltet“ werden.

Auf Basis dieser Annahmen kann für jede Netzstufe (HTL, HVL, UVL und HAL) eine Wärmeverlustleistung $Q_{loss,\,st}$ gemäß Gleichung 4.26 abgeschätzt werden.

Gleichung 4.26: Abschätzung der Wärmeverlustleistung je Netzstufe

$$\dot{Q}_{loss}^{st} = U_R^{st} \cdot l_{tr}^{st} \cdot \left(T_R - T_B \right)$$

Dabei bezeichnet $U_{R,\,st}$ den längenspezifischen Wärmeverlustkoeffizienten (U-Wert) der Fernwärmerohre, T_R die Temperatur des Wärmeträgermediums im Rohr (so dass entweder $T_R = T_{VL}$ oder $T_R = T_{RL}$ gilt) und T_B die Temperatur des umgebenden Erdreichs. Eine stufenweise Ermittlung der Wärmeverlustleistungen ist notwendig, da der U-Wert von der Nennweite abhängig ist.

Die Jahresleitungswärmeverluste (Maximalabschätzung) für das gesamte Wärmenetz ergeben sich gemäß Gleichung 4.27.

Gleichung 4.27: Berechnungsvorschrift für die abgeschätzten Jahresleitungswärmeverluste des Gesamtnetzes

$$Q_{loss}^{total} = \sum_{st} \left[U_R^{st} \cdot l_{tr}^{st} \cdot \left(T_{VL} + T_{RL} - 2 \cdot T_B \right) \right] \cdot n_h^a$$
$$\forall\ st \ \in \ \{HTL, HVL, UVL, HAL\}$$

Die Parameterwerte der Trassenlängen der Netzstufen finden sich in Tabelle 4.8 auf Seite 45 und die U-Werte sind in Tabelle 4.10 auf Seite 47 angegeben.

Zur Bestimmung der Temperatur des rohrumgebenden Erdreichs wird auf einen Ansatz von Glück [Glü85] zurückgegriffen. Glück gibt für die über die Heizperiode gemittelte Erdreichtemperatur die Beziehung in Gleichung 4.28 an.

Gleichung 4.28: Ansatz für die Ermittlung der Erdreichtemperatur

$$T_B = t_{a,\min} + 15K$$

Darin ist $t_{a, min}$ die Normaußentemperatur. Diese wird für diverse Standorte in Deutschland in der DIN 4701 [DIN83] angegeben, im Mittel liegt sie bei $t_{a, min}$ = -14 °C. Somit ergibt sich eine Erdreichtemperatur von T_B = 1 °C.

4.2.5 Abschätzung des Pumpstromaufwands

Zur korrekten Bestimmung des Pumpstromaufwandes im Netz müsste, analog zur Problematik im Falle der Leitungswärmeverluste, eine dynamische Netzmodellierung erfolgen. Auch hierfür wird ein vereinfachter Ansatz gewählt indem die gesamte, im Jahr für die Netzumwälzpumpe bereit zu stellende elektrische Energie $I_{el, P}$ gemäß Gleichung 4.29 als Produkt der Auslegungsleistung der Pumpe $P_{AL, P}$ und den auftretenden Jahresvollbenutzungstunden (JVS) der Pumpe JVS_P dargestellt wird.

Gleichung 4.29: Ansatz zur Abschätzung des jährlichen Pumpstromaufwands

$$I_{el}^P = P_P^{AL} \cdot JVS_P$$

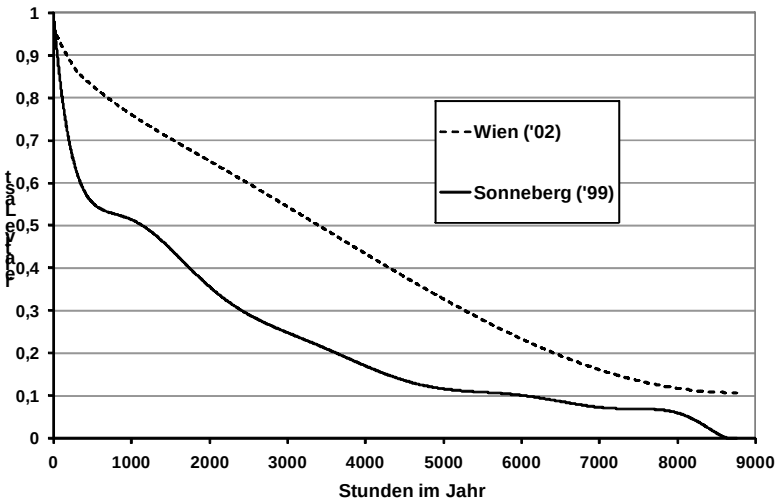
Zur Abschätzung der JVS der Pumpe wird angenommen, dass eine direkte Korrelation zu den JVS der thermischen Last des Netzes JVS_{netz} vorliegt. Da immer, wenn ein Wärmebedarf durch das Netz befriedigt wird die Pumpe einen entsprechenden Volumenstrom an Fernwärme-Wasser umwälzen muss, um die benötigte Wärmemenge zur Kundenanlage zu transportieren, erscheint dieser Ansatz plausibel. Es wird vermutet, dass sich entsprechend Gleichung 4.30 ein festes Verhältnis ω^{JVS} der beiden Jahresvollbenutzungsstundenzahlen ergibt.

Gleichung 4.30: Ansatz zur Bestimmung des Jahresvollbenutzungsstunden der Netzumwälzpumpe

$$w^{JVS} = \frac{JVS_P}{JVS_{netz}} \approx const.$$

Allerdings können die Lastverläufe auf der Bedarfsseite, auch als Jahresdauerlinien (JDL)[33], recht unterschiedlich ausfallen. Daher ist die getroffene Annahme zu überprüfen. Zu diesem Zweck erfolgt die Betrachtung zweier realer Jahresdauerlinien, einerseits für Sonneberg (aus dem Jahr 1999) und andererseits für die Fernwärme-Wien (für das Jahr 2002). Die verwendeten Jahresdauerlinien sind in Abbildung 4.20 dargestellt.

Abbildung 4.20: Vergleich der normierten Jahresdauerlinien für die Wärmenetze von Sonneberg (´99) und Wien (´02)



Man erkennt den qualitativ deutlich unterschiedlichen Verlauf, der darauf zurück zu führen ist, dass Sonneberg ein eher kleines (Nah-) Wärmenetz repräsentiert, das überwiegend Wohnbebauung als Abnehmer aufweist, während Wien ein Paradebeispiel für das ausgedehnte Fernwärme-Netz einer europäischen Metropole darstellt. Bei Letzterem beschränken sich die Verbraucher nicht auf denWohnungsbereich; es finden sich vielmehr jegliche Ausprägungen der Wärmeversorgung mit Gewerbekunden, Industriebetrieben, Verwaltungsgebäuden, Schulen, Krankenhäusern, Hallenbädern, etc. Diese Verbraucherstruktur führt zu einer deutlich konstanteren Auslastung über das ganze Jahr, während im Falle des Nahwärmenetzes von Sonneberg die Jahresdauerlinie die Zäsur zwischen hoher Last in der Heizperiode und schwacher Grundlast in den Sommermomanten widerspiegelt.

Im Anhang C wird die zeitaufgelöste Berechnung der Leistung der Netzumwälzpumpe erläutert. Diese wird für beide Lastprofile durchgeführt, so dass jeweils eine entsprechende Jahresdauerlinie der Pumpe entsteht, aus der sich wiederum direkt die zugehörige Jahresvollbenutzungsstundenzahl ableiten lässt. Es zeigt sich, dass obige Annahme eines relativ konstanten Verhältnisses der Jahresvollbenutzungsstunden gerechtfertigt ist – es ergibt sich im Mittel ein Wert von $\omega^{JVS} \approx 0{,}71$.

[33] Die Jahresdauerlinie ist der nach dem Lastzustand geordnete Lastgang.

Um andererseits die Auslegungsleistung der Umwälzpumpe zu ermitteln, wird von Gleichung 4.31 (aus [AGF09]) als allgemeinem Zusammenhang zwischen der Pumpleistung P_P und dem zu überwindenden Druckunterschied Δp sowie dem umzuwälzenden Volumenstrom V ausgegangen.

Gleichung 4.31: Ansatz zur Berechnung der Pumpleistung

$$P_P = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{h_P}$$

Es wird ein konstanter Pumpenwirkungsgrad von $\eta_P = 0{,}85$ angenommen[34], was sich mit den Angaben der AGFW für Umwälzpumpen in Wärmenetzen deckt [AGF09]. Benötigt wird demnach der maximale Druckverlust im Netz, den die Pumpe ausgleichen muss, sowie der maximal umzuwälzende Volumenstrom.

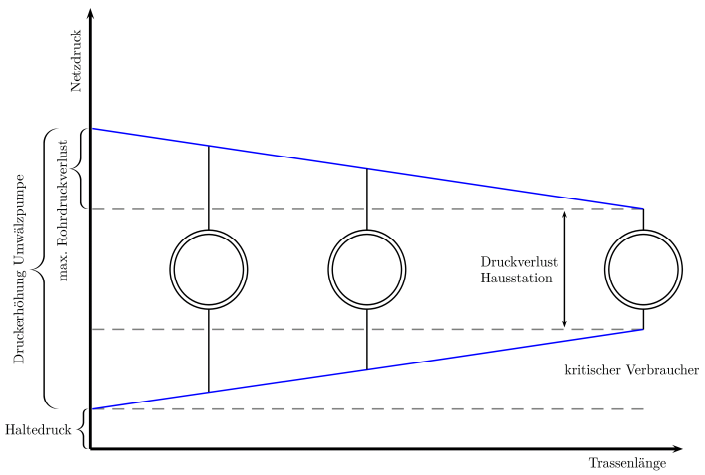
Der maximale Volumenstrom ist dabei gerade der Volumenstrom durch die Haupttransportleitung im Auslegungsfall $V_{max, HTL}$, also bei voller Wärmelast. Dieser ergibt sich gemäß Gleichung 4.32 aus der Auslegungswärmelast $Q_{AL, HTL}$ für die Haupttransportleitung. Dieser Zusammenhang wurde bereits bei der Rohrleitungsdimensionierung in Abschnitt 4.2.3 verwendet.

Gleichung 4.32: Berechnungsvorschrift für den Auslegungsvolumenstrom durch die Haupttransportleitung

$$\dot{V}_{\max}^{HTL} = \frac{\dot{Q}_{AL}^{HTL}}{r \cdot c_P \cdot \Delta T}$$

Um die verschiedenen Beiträge zu den durch die Pumpe auszugleichenden Druckverlusten im Netz zu veranschaulichen, ist Abbildung 4.21 eine schematische Darstellung des Netzdrucks in einem Wärmenetz entlang der Trasse gegeben.

Abbildung 4.21: Schematische Darstellung der Druckverhältnisse im Fernwärmenetz



[34] Dieser Wirkungsgrad wird im Auslegungspunkt der Pumpe erreicht. Da jedoch für die Abschätzung des Pumpstromaufwandes nur der Volllastzustand betrachtet wird, erscheint diese Annahme gerechtfertig.

Zu jedem (Betriebs-) Zeitpunkt muss im Netz ein sogenannter Haltedruck aufrecht erhalten werden, der dazu dient ein Ausgasen und die damit verbundene Blasenbildung in den Rohren zu verhindern, da diese das Netz nachhaltig beschädigen könnte [AGF09].

Die Umwälzpumpe erhöht sodann den Druck auf einen Sollwert. Entlang der Trasse treten, bedingt durch Reibungseffekte des strömenden Wärmeträgermediums beim Transport innerhalb der Rohrleitungen, fortwährend Druckverluste auf, bis die Hausübergabestation eines Verbrauchers erreicht wird. Hier kommt es bei Wärmeabnahme zu einem weiteren Druckverlust, der (vor allem) durch das Durchfließen des Wärmetauschers verursacht wird. Außerdem sind alle Hausstationen auf ein bestimmtes Druckgefälle ausgelegt, dass der Regelung der verbraucherseitigen Heizungsanlage dient. Da dieses Druckgefälle Bestandteil der Verträge mit den Kunden darstellt, muss es für jede einzelne Übergabestation seitens des Netzbetreibers garantiert werden. In diesem Zusammenhang spricht man vom sogenannten „kritischen Verbraucher", nämlich demjenigen Kunden, bei dem die größten Leitungsdruckverluste bis zum Erreichen der Hausstation auftreten. Auch diesem Kunden muss der garantierte Differenzdruck zwischen Vor- und Rücklauf zur Verfügung stehen und danach ist die Pumpe auszulegen. Bei allen anderen Hausstationen führt dieser Umstand dazu, dass das Wärmeträgermedium die Hausstation mit einem unnötig großen Druck erreicht. Daher sind in der Hausstation zusätzliche Drosselventile vorhanden, damit die Hausstation nicht beschädigt wird.

Für den Druckabfall in den Hausstationen wird ein pauschaler Wert von Δp^{HS} = 1 bar angesetzt. Dieser Wert stellt eine Abschätzung dar, da der tatsächlich auftretende Druckverlust von den Schaltungsdetails der Übergabestation abhängt und diese durchaus sehr verschieden sein können. Die Größenordnung deckt sich jedoch mit Beispielen, die in [Obe97] angeführt werden.

Die in den Rohrleitungen auftretenden Druckverluste lassen sich nochmals unterteilen in Druckverluste durch gerade Rohrstücke und Druckverluste durch Einbauteile. Für die Einbauteile wie z.B. Krümmungen, Querschnittsveränderungen, Abzweige und Ventile gibt es keine geschlossene mathematische Beschreibung der Druckverluste; es muss auf tabellierte Meßwerte zurückgegriffen werden. Grundsätzlich sind die dabei auftretenden Druckverluste durch eine bauteilspezifische Kenngröße ζ und eine Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit wie in Gleichung 4.33 beschreibbar [AGF09].

Gleichung 4.33: Ansatz für die Druckverluste durch Einbauteile im Netz

$$\Delta p^{Einbau} = z \cdot v_{fl}^2$$

Da das Auftreten der Einbauten explizit von der genauen Netzarchitektur abhängig ist und diese im Modell nicht erfasst wird, wird pauschal ein zusätzlicher Druckverlust von Δp^{Einbau} = 1 bar als Auswirkung auf den kritischen Verbraucher angesetzt[35]. Der zusätzliche Druckverlust wird im Rah-

[35] Dieser Wert ergibt sich aus Überschlagsrechnungen für Einbauteile, wie sie in einem Netz auf dem Weg vom Einspeisepunkt bis zum kritischen Verbraucher auftreten könnten, anhand von Tabellenwerten aus [AGF09].

men des Modells dem Druckverlust für die Hausübergabestationen zugeschlagen.

Für die Druckverluste im geraden Rohr lässt sich allgemein der Zusammenhang in Gleichung 4.34 angeben [AGF09]. Der Druckverlust Δp^R ist dabei sowohl von der Rohrgeometrie (Länge l_R und Innendurchmesser d_i), als auch von Eigenschaften des strömenden Mediums (Strömungsgeschwindigkeit v_{fl} und Dichte ρ) abhängig.

Gleichung 4.34: Ansatz für den Druckverlust im geraden Rohr

$$\Delta p^R = \frac{r}{2} \cdot \frac{l_R}{d_i} \cdot l_R \cdot v_{fl}^2$$

Es ist zu beachten, dass der Rohrreibungsbeiwert λ_R im Allgemeinen eine Funktion der Reynoldszahl Re und der absoluten Rohrrauhigkeit k_s ist. Dabei hängt λ_R im Falle laminarer Strömung gemäß Gleichung 4.35 nur von der Reynoldszahl ab, im Falle sehr hoher Rauhigkeit ausschließlich von der Rohrrauhigkeit [AGF09].

Gleichung 4.35: Rohrreibungsbeiwert von laminaren Strömungen

$$l_R = \frac{64}{\mathrm{Re}}$$

Allerdings tritt für die Anwendung in Fernwärme-Netzen typischerweise der Fall turbulenter Strömung bei mittleren Rauhigkeiten ein, sodass eine Beschreibung für den Übergangsbereich verwendet werden muss, die durch die Colebrook-White-Formel (Gleichung 4.36) gegeben ist [AGF09]. Die Colebrook-White-Formel ist eine implizite Bestimmungsvorschrift für den Rohrreibungsbeiwert und muss iterativ gelöst werden. Allerdings zeigt die Iteration ein sehr gutes Konvergenzverhalten[36].

Gleichung 4.36: Colebrook-White-Formel zur Ermittlung des Rohrreibungsbeiwertes im Übergangsbereich von laminarer zu turbulenter Strömung

$$\frac{1}{\sqrt{l_R}} = -2\log_{10}\left(\frac{k_s/d_i}{3{,}7} + \frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\cdot\sqrt{l_R}}\right)$$

Die absolute Rohrrauhigkeit k_s (oder auch Sandrauhigkeit) ist ein Maß für die Größe der Unebenheiten auf der Rohroberfläche. Aus Konsistenzgründen mit Angaben der Firma Logstor bzgl. der Auslegungsdaten für KMR-Rohre (vlg. Tabelle 4.10 auf Seite 47), wird für die absolute Rohrrauhigkeit ein Wert von k_s = 0, 15 mm angenommen. Dieser Wert entspricht laut Angaben in [AGF09] etwa der Untergrenze für Stahlrohre, wenn diese bereits aufgerauht sind - was für nicht mehr neuwertige Fernwärme-Rohre eine plausible Annahme darstellt.

[36] In aller Regel wird innerhalb von fünf Iterationsschritten der Rohrreibungsbeiwert bis auf die vierte Nachkommastelle bestimmt.

Die Definition der Reynoldszahl ist in Gleichung 4.37 angegeben.

Gleichung 4.37: Definition der Reynoldszahl

$$\mathrm{Re} = \frac{r_{fl} \cdot d_i \cdot v_{fl}}{h_{dyn}^{fl}}$$

Dichte und dynamische Viskosität $\eta_{dyn,\,fl}$ der durch das Rohr strömenden Flüssigkeit sind dabei ihrerseits wieder Funktionen der Fluidtemperatur. Die Temperaturabhängigkeit der Dichte von Wasser ist jedoch relativ klein. Betrachtet man die Dichte von flüssigem Wasser bei 0 °C und bei 100 °C, so ergeben sich Werte von ρ (0 °C) ≈ 1000 kg/m³ und ρ (100 °C) ≈ 958 kg/m³. Dies entspricht einer relativen Abweichung von$\Delta\rho$ < 5%. Daher wird im Rahmen des Modells für die Dichte von flüssigem Wasser vereinfachend stets ρ = 1000 kg/m³ verwendet.

Anders stellt sich die Situation für die dynamische Viskosität dar. Hier ergeben sich für die beiden obigen Extremtemperaturbeispiele Werte von η_{dyn} (0 °C) ≈ 1,792 mPa s und η_{dyn} (0 °C) ≈ 0,238 mPa s, gleichbedeutend mit einer relativen Abweichung von $\Delta\eta_{dyn,\,fl}$ ≈ 85%. Für diesen Parameter ist die Temperaturabhängigkeit also nicht vernachlässigbar. Deshalb wird eine Anpassungsfunktion zur Interpolation von Viskositätswerten aus dem VDI-Wärmeatlas [Ver06] zur Abbildung der Temperaturabhängigkeit herangezogen. Die verwendete Anpassungsfunktion ist ein Polynom vierten Grades (Gleichung 4.38).

Gleichung 4.38: Ansatz für die Anpassungsfunktion zur Interpolation der dynamischen Viskositätswerte von Wasser

$$h_{dyn} = a_0 + a_1 \cdot T_{fl} + a_2 \cdot \left(T_{fl}\right)^2 + a_3 \cdot \left(T_{fl}\right)^3 + a_4 \cdot \left(T_{fl}\right)^4$$

Die zugehörigen Parameterwerte sind in Tabelle 4.12 angegeben.

Tabelle 4.12: Parameterwerte für die Anpassungsfuntkion zur Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität von Wasser als Wärmeträgermedium in Fernwärmenetzen

Parameter	Wert
a_0	$1,788388 \cdot 10^{-3}$
a_1	$-5,690196 \cdot 10^{-5}$
a_2	$1,068530 \cdot 10^{-6}$
a_3	$-1,057683 \cdot 10^{-8}$
a_4	$4,122442 \cdot 10^{-11}$

Da die Auslegungsströmungsgeschwindigkeit in jeder Netzstufe variiert und die Temperatur in Vor- und Rücklauf unterschiedlich ist, muss die Berechnung des Druckverlustes über die Trassenlänge bis zum kritischen Verbraucher und zurück zum Einspeisepunkt abschnittsweise und getrennt für Vor- und Rücklauf erfolgen. Insgesamt ergibt sich der gesamte Druckverlust der Rohrleitungen Δp^{Netz} gemäß Gleichung 4.39.

Gleichung 4.39: Berechnungsvorschrift für den gesamten Druckverlust auf den Rohrleitungen im Netz

$$\Delta p^{Netz} = \sum_{st} \Delta p_{ps}^{VL} + \sum_{st} \Delta p_{st}^{RL} \quad \forall\, st \in \{HTL, HVL, UVL, HAL\}$$

Der auszugleichende Druckverlust aus Sicht der Umwälzpumpe Δp^{tot}, wie er für Gleichung 4.31 benötigt wird, ergibt sich schließlich aus der Summe der Druckverluste in den Rohrleitungen und dem pauschalen Druckverlust in der Übergabestation[37] gemäß Gleichung 4.40.

Gleichung 4.40: Gesamtdruckverlust, der von der Umwälzpumpe auszugleichen ist

$$\Delta p^{tot} = \Delta p^{Netz} + \Delta p^{HS}$$

Insgesamt ergibt sich die Jahresarbeit der Netzumwälzpumpe I_P mit Hilfe der Beziehungen aus Gleichung 4.29 bis Gleichung 4.40 entsprechend Gleichung 4.41.

Gleichung 4.41: Berechnungsvorschrift für die Jahresarbeit der Netzumwälzpumpe

$$\begin{aligned} I_P &= I_P = P_P^{\max} \cdot JVS_P \\ &= \frac{\Delta p_{\max}^{tot} \cdot \dot{V}_{\max}^{HTL}}{h_P} \cdot \left(w^{JVS} \cdot JVS_{netz} \right) \end{aligned}$$

Netzvarianten Für die Netzkomponente bieten sich zwei Merkmale an, um Varianten zu unterscheiden. Zum einen werden verschiedene Netztemperaturen für Vor- und Rücklauf betrachtet. Dies hat insofern Konsequenzen, als davon einerseits die auftretenden Wärmeverluste beeinflusst werden, andererseits eine Randbedingung für das Erzeugersubsystem festgelegt wird. Dies kann dazu führen, dass bestimmte technologische Erzeugervarianten nicht in Verbindung mit dem Netz eingesetzt werden können (z.B. zu hohe Netzvorlauftemperatur, als dass Niedertemperatur-Abwärme eingekoppelt werden könnte). Auch kann die Wahl der Temperaturen direkten Einfluss auf die erreichbaren Wirkungsgrade haben - wie im Fall des GuD. Bei der Wahl der unterschiedlichen Temperaturszenarien werden häufig verwendete Kombinationen von Vor- und Rücklauftemperaturen (nach [Glü85]) berücksichtigt. Darüber hinaus wird ein Ausblick gewagt um den Effekt einer weiteren Absenkung der Netztemperaturen in der Zukunft abschätzen zu können[38].

Der zweite Netzparameter, der im Modell variiert wird, ist die spezifische Trassenlänge je Hausanschluss σ_{tr}. Dieser dient dazu die unterschiedliche räumliche Ausdehnung von „Fern"-Wärmenetzen einerseits und „Nah"-Wärmenetzen andererseits abzubilden. Zwar gibt es keine festgelegten oder auch nur einheitlich gebräuchlichen Definitionen für diesen Unterschied, jedoch kann pauschal gesagt werden, dass im Zusammenhang mit räumlich beschränkten Versorgungsgebieten mit einem typischerweise

[37] Inklusive des pauschalen Druckverlustes für die Einbauteile!

[38] Auch heute gibt es bereits einzelne Beispiele für den Versuch der Realisierung von „LowEx"-Netzen, so z.B. im Rahmen eines Projektes der GEF Ingenieur AG zur Umstrukturierung der Fernwärmenetze der Stadt Ulm, vgl, [RZ09]

zentral gelegenen Erzeuger eher von Nahwärmenetzen gesprochen wird, während ausgedehnte Versorgungsstrukturen für größere Stadtquartiere (oder auch viele Quartiere) eher als Fernwärmenetze bezeichnet werden.

Aus Angaben der AGFW [AGF07a] lässt sich ein spezifischer Wert für die Trassenlänge je Hausanschluss der dort erfassten Fernwärmenetze (und dabei handelt es sich in aller Regel um größere Versorgungsstrukturen) ableiten. Für den Fall der Nahwärmenetze wird etwa die Hälfte angesetzt. In Tabelle 4.13 sind alle relevanten Parameterwerte für die verschiedenen Variationen der Netzkomponente zusammengefasst.

Tabelle 4.13: Modellparameter der Netzvarianten (Annahmen für Temperaturen nach [Glü85], spezifische Trassenlänge nach [AGF07a]

Variante	$T_{VL}/T_{RL}\,[°C]$
HT-Netz	130/90
Standard-Netz	110/70
NT-Netz	90/50
LowEx-Netz	60/35
LowEx^2-Netz	50/25
	$\sigma_{tr}\,[m/HAL]$
Fernwärmenetz	58
Nahwärmenetz	30

4.3 Verbraucher

Die Verbraucherkomponente fungiert im Rahmen des Modells als Ausgangspunkt, da sie die durch das Versorgungssystem zu befriedigenden Bedarfsformen- und mengen vorgibt. Für die Bewertung liegt mit den Bedarfsformen verbundenen Exergie der konstante Bezugspunkt für alle miteinander zu vergleichenden Technologievarianten. Die Bedarfsformen der Raumwärme und des Trinkwarmwassers stellen den thermischen Bedarf mit den niedrigsten Temperaturniveaus dar. Gleichzeitig repräsenteiren sie signifikante Bedarfsmengen. Diese Kombination macht den Raumwärme- und Trinkwarmwasserbedarf für die exergetische Bewertung besonders interessant.

Das Verbrauchersubsystem wird im Rahmen des Modells grundsätzlich als Quartier von 100 völlig gleichartigen Gebäuden betrachtet, die versorgt werden sollen. Durch die Annahme identischer Verbraucher soll sichergestellt werden, dass der Einfluss der Gebäudecharakteristika auf die Gesamtsystemeffizienz eindeutig identifiziert werden kann. Die genaue Anzahl spielt dabei lediglich für die Strukturierung der Netze im Falle einer leitungsgebundenen Versorgung eine Rolle, ansonsten stellt sie lediglich einen Multiplikator dar, der sich im Wirkungsgrad wieder herauskürzt. Jedes Gebäude muss beheizt und mit Trinkwarmwasser versorgt werden, somit sind die jährlichen Bedarfsmengen abzubilden. Darüber hinaus müssen Anschlusswerte spezifiziert werden, die für die Auslegung eines etwaigen Netzes benötigt werden. Schließlich ist die hausseitige Heizungstechnik festzulegen, da diese sich in Form von Temperaturanforderungen auf die vorgelagerten Subsysteme auswirkt.

4.3.1 Trinkwarmwasser

Der Trinkwarmwasserbedarf wird auf Basis von Verbrauchsdaten für alle deutschen Haushalte aus dem Jahr 2007 gemäß [Bun10] mit 77,3 TWh/a abgeschätzt. Bezieht man diesen Bedarf auf die Gesamtheit aller Bundesbürger 2007 von ca. 82,2 Millionen [Sta09], so ergibt sich ein pro Kopf Verbrauch von Energie für die Trinkwarmwasserbereitung von rund 876 kWh pro Person und Jahr. Legt man nun eine Wohnfläche von durchschnittlich 42,9 m² je Person zugrunde [Tim08], so ergibt sich der auf die Wohnfläche bezogene Endenergiebedarf für die Erwärmung von Trinkwarmwasser zu ϕ^{TWW} = 20,4 kWh/m²·a. Im Gegensatz zum flächenbezogenen Wärmebedarf für die Raumheizung wird der Bedarf an Trinkwarmwasser als konstant für alle betrachteten Gebäudetypen angenommen. Mit steigender Wärmedämmung des Gebäudes nimmt der Anteil der Trinkwarmwasserbereitung am gesamten Wärmebedarf somit zu.

Die Bedarfsdeckung bei der Trinkwarmwasserbereitung kann im Rahmen des Modells auf fünf verschiedene Arten erfolgen. Für alle Varianten werden etwaige hausinterne Wärmeverluste durch den Transport von erwärmtem Trinkwasser in der Bilanz ignoriert, da diese hauptsächlich während der Heizperiode signifikant anfallen und dort innerhalb der beheizten Gebäudehülle auftreten und somit zur Raumheizung beitragen.

Die Trinkwassererwärmung mittels elektrischen Durchlauferhitzers ist heute eine der am häufigsten anzutreffenden Varianten. Das Funktionsprinzip aus Sicht der Modellierung wurde bereits im Abschnitt 4.1.2 erläutert. Eine weitere, häufig anzutreffende Option stellt die Gastherme bzw. Mitversorgung durch eine vorhandene Gaszentralheizung dar. Falls eine leitungsgebundene Versorgung für den Heizenergiebedarf vorhanden ist, kann dieser natürlich auch dazu benutzt werden die Trinkwarmwasserbereitung mit zu übernehmen[39]. Hierbei werden zwei Varianten unterschieden. Zum einen kann die Trinkwassererwärmung direkt mittels des Fernwärme-Anschlusses erfolgen, wenn die Netzvorlauftemperaturen ausreichend hoch sind[40]. Bei Niedertemperatur-Fernwärme-Netzen kann es jedoch sein, dass hiermit die seitens der Anforderungen an die Wasserqualität (siehe Trinkwassserverordnung [Bun01] und daraus resultierend das DVGW-Arbeitsblatt W551 [Deu04], sowie AGFW-Merkblatt FW 526 [AGF]) geforderten 60 °C nicht gewährleistet werden können. Dann kann eine Vorwärmung durch den Fernwärme-Anschluss erfolgen und elektrisch nacherwärmt werden. Schließlich wird die Möglichkeit der Trinkwarmwasserbereitung mittels solarthemischer Anlagen betrachtet. Bei dieser Variante muss berücksichtigt werden, dass bei den Einstrahlungsgegebenheiten in Deutschland üblicherweise ein Jahresdeckungsanteil durch Solarthermie von bis zu ω_{sol} = 60% (wirtschaftlich) realisierbar ist [DINc]. Der restliche Bedarf muss dann anderweitig bereit gestellt werden. Dies kann einerseits über die Heizungsanlage erfolgen, oder, in der speziellen Kombination der Solarthermie mit einerWärmepumpenheizung durch Einsatz einer elektrischen Heizpatrone zur Spitzenlastabdeckung, die dann noch etwa ω_{SL} = 10% des Jahreswärmebedarfs (von Trinkwarmwasser und Heizung zusammen genommen) ausmacht.

[39] Hierbei kommen in der Regel Trinkwarmwasserspeicher zum Einsatz, da die Leistungsanforderung der Trinkwarmwasserbereitung jene der Heizungsanlage sonst häufig übertreffen würden.

[40] Für die Wärmeübertrager im Haus wird nach [AGF09] eine Grädigkeit von 5 K angenommen.

Bezüglich der exergetischen Bewertung des Trinkwarmwasserbedarfs ist anzumerken, dass die aus Hygienegründen geforderten 60 °C nicht den eigentlichen Bedarf charakterisieren. Dies ist genausowenig der Fall, wie die Auslegungstemperaturen der Heizungsanlage den exergetischen Bedarf der Raumwärme bestimmen. Ein Warmwasserstrom mit einer Temperatur von 60 °C stellt zudem ein Verbrühungsrisiko dar. Zwar finden sich in der deutschen Gesetzgebung keine diesbezüglichen Vorschriften, doch wird in der DIN EN 806 - 2 [DINa] zumindest die Empfehlung ausgesprochen, dass die Austrittstemperatur an der Zapfstelle eine Temperatur von $T_{WW,\,max} \approx 43$ °C nicht überschreiten sollte. Für Zapfstellen mit erhöhtem Gefärdungspotential (z.B. in Altenheimen oder Kindergärten) werden sogar Austrittstemperaturen von nur 38 °C vorgeschlagen.

Im Rahmen des vorliegenden Modells wird deshalb von einer charakteristischen Bedarfstemperatur des Trinkwarmwassers von $T_{WW} = 43$ °C ausgegangen. Durch die Bilanzierung gemäß Gleichung 3.8 (S. 12) ergibt sich ein Carnot-Faktor, der dem der Raumwärme sehr ähnlich ist[41].

4.3.2 Heizung

Bezüglich des spezifischen Heizwärmebedarfs werden im Rahmen des Modells vier Gebäudetypen unterschieden - Altbau, stark gedämmtes Gebäude, LowEx-Gebäude und Passivhausstandard. Unter diesen Oberbegriffen wird jedoch nicht nur der eigentliche energetische Bedarf (Dämmstandards) festgelegt sondern zusätzlich auch die typischerweise zum Einsatz kommenden Heizkörper, was sich explizit in den gebäudeseitigen Temperaturanforderungen niederschlägt.

Altbau Der Altbaustandard, der den Großteil der heute im Gebrauch befindlichen Gebäudesubstanz ausmacht, repräsentiertWohngebäude, die etwa bis zum Jahr 1990 erbaut und in den letzten zwanzig Jahren nicht energetisch saniert wurden. Hierfür wird gemäß [Ins92] von einem flächenspezifischen Heizenergiebedarf von $\Gamma_{vb} = 165$ kWh/m²·a ausgegangen. Weiterhin wird vorausgesetzt, dass sich in diesen Gebäuden alte Standardheizkörper finden, die mit Vor- und Rücklauftemperaturen von $T_{VL} = 90$ °C und $T_{RL} = 70$ °C ausgelegt werden.

Stark gedämmtes Gebäude Die Kategorie des stark gedämmten Gebäudes weist ungefähr eine Halbierung des spezifischen Jahresheizenergiebedarf gegenüber dem Altbaustandard auf. Hiermit werden Gebäude beschrieben, die nach den energetischen Standards der Wärmeschutzverordnung WschV95 [Wsc95] neu errichtet oder saniert wurden. In diesem Gebäudetypus kommen sogenannte Niedertemperaturheizkörper zum Einsatz, die eine Auslegung mit Vor- und Rücklauftemperaturen von $T_{VL} = 70$ °C und $T_{RL} = 50$ °C gestatten.

[41] Hierbei muss berücksichtigt werden, dass für die Bilanzierung des Warmwasserstroms die logarithmische Mitteltemperatur zwischen der Warm- und Kaltwassertemperatur eingeht.

LowEx-Gebäude Das LowEx-Gebäude stellt im Rahmen der vorliegenden Arbeit einen als sinnvoll erachteten Kompromiss zwischen den extremen Dämmmaßnahmen des Passivhauses und einer vollständigen Optimierung der Versorgungstechnologien unter Berücksichtigung der niedrigen Temperaturanforderungen der zu befriedigenden Bedarfsformen dar. Bezüglich des Dämmstandards entspricht dieser Gebäudetypus den Anforderungen der kfW60-Förderung (siehe [kfW]) mit einem resultierenden spezifischen Heizenergiebedarf von Γ_{vb} = 60 kWh/m²·a. Seitens der Heizungstechnik werden Flächenheizungssysteme vorausgesetzt, im Modell am Beispiel der weit verbreiteten Parameter ([AS08]) für die Fußbodenheizung von T_{VL} = 35 °C und T_{RL} = 28 °C abgebildet.

Passivhaus Das Passivhaus maximiert die Dämmung der thermischen Gebäudehülle. Hierfür wird nach [SHM+04] ein spezifischer Heizenergiebedarf von lediglich Γ_{vb} = 15 kWh/m²·a angesetzt. Für die Heizungstechnik werden zwei alternative Systeme betrachtet, zum einen wie schon beim LowEx-Gebäude die Fußbodenheizung und außerdem - zu Vergleichszwecken, speziell bei Benutzung einer Wärmepumpe zur Heizwärmeerzeugung - eine Radiatorenheizung, die mit Vor- und Rücklauftemperaturen von T_{VL} = 55 °C und T_{RL} = 45 °C modelliert wird. Im Unterschied zu allen übrigen Typen ist für ein Gebäude im Passivhausstandard die Installation eines aktiven Lüftungssystems vorgeschrieben. Für dieses System ist demnach ein zusätzlicher elektrischer Hilfsstrombedarf in Höhe von $\pi_{aux, vent}$ = 4,4 kWh/m²·a [PP08] zu berücksichtigen.

Darüber hinaus existiert ein elektrischer Hilfsenergiebedarf $\pi_{aux, H}$ für den Betrieb der Heizungsanlage. Dieser resultiert aus der elektronischen Steuerung sowie dem Strombedarf der Umwälzpumpen des hausinternen Heizungssystems. Dieser Bedarf ist abhängig von dem verwendeten Heizungssystem. So ist etwa der Pumpstromaufwand bei Flächenheizungen aufgrund der größeren zu durchströmenden Leitungslängen gegenüber frei hängenden Heizkörpern erhöht. Auch die Temperaturspreizung zwischen Ein- und Austritt der Wärmeübertragungsfläche spielt aufgrund der zur Wärmebereitstellung erforderlichen Massenströme eine Rolle. Die verwendeten Parameterwerte berücksichtigen diese Einflüsse auf Basis von Angaben aus [DINd].

Zusätzlich zu den bereits diskutierten Parametern müssen für die Gebäude noch Anschlusswerte $Q_{vb, AL}$ und Jahresvollbenutzungsstunden JVS_{vb} festgelegt werden, um die Netzdimensionierung und die Jahresenergiebilanz zu ermöglichen. Hierzu erfolgt auf Basis von Daten für den Altbaustandard [Tim08] und das Passivhaus [SHM+04] eine Interpolation für das stark gedämmte und das LowEx-Gebäude.

Die benötigten Anschlusswerte ergeben sich sodann gemäß Gleichung 4.42 direkt aus den Jahresvollbenutzungsstunden und den zu Grunde gelegten Jahresheizenergiebedarfen.

Gleichung 4.42: Ermittlung der Anschlusswerte aus dem Jahresheizwärmebedarf und den Jahresvollbenutzungsstunden

$$\dot{Q}_{vb}^{AL} = \frac{Q_{vb}^{H}}{JVS_{vb}}$$

Zur vollständigen Beschreibung der Gebäude muss nun noch berücksichtigt werden, dass im Rahmen der Szenarienanalyse (siehe Kapitel 5) nicht nur Dämmstandards sondern auch Gebäudegrößen unterschieden werden. Die Unterteilung in die Klassen der Ein- bis Zweifamilienhäuser (EZFH) sowie kleinen (kl. MFH) und großen Mehrfamilienhäuser (gr. MFH) hat dabei direkten Einfluss auf die zu Grunde gelegten Nutzungsflächen der Gebäude. Für die Ein- bis Zweifamilienhäuserwird von einer Nutzungsfläche von A_N = 150 m² je Wohneinheit (WE) ausgegangen. Für die Mehrfamilienhäuser hingegen gibt das Statistische Bundesamt [Sta09] eine durchschnittliche Nutzungsfläche von A_N = 66,8 m² an, bei im Mittel n_{WE} = 6,8 Wohneinheiten je MFH. Um zwischen kleineren und größeren Mehrfamilienhäusern zu unterscheiden, was vor allem die Anschlusswerte und die Wärmebelegung[42] der Trasse beeinflusst, wird von sieben Wohneinheiten je Gebäude für ein kleines und von sechzehn für ein großes Mehrfamilienhaus ausgegangen. Die gewählten Parameterwerte für die unterschiedenen Gebäudegrößen sind in Tabelle 4.14 aufgelistet.

Tabelle 4.14: Wohneinheiten und (beheizte) Nutzungsflächen für verschiedene Gebäudegrößen

Parameter	EZFH	kl. MFH	gr. MFH
n_{WE}	1,5	7	16
$A_N\,[\mathrm{m}^2/WE]$	150	66,8	66,8

Diese Unterscheidung wird vorgenommen, um einerseits die Auswirkungen auf die Wärmeverluste und den Pumpstromaufwand für das Verteilungssystem zu untersuchen. Andererseits ergeben sich hierdurch Einschränkungen für einige Erzeugervarianten.

Die im Rahmen der Modellierung verwendeten Parameterwerte der Verbraucherkomponente sind zu Übersichtszwecken in Tabelle 4.15 zusammengestellt.

[42] Die Wärmebelegung eines Fernwärmenetzes ist der Quotient aus der Summe der Anschlusswerte und der Trassenlänge. Die Wärmebelegung ist ein Maß für die Bedarfsdichte.

Tabelle 4.15: Parameter zur Modellierung des Verbrauchersubsystems

Parameter		Altbau	Gedämmt	LowEx	Passivhaus
Γ_{vb}^{H} [kWh/m² · a]		165	80	60	15
Γ_{vb}^{TWW} [kWh/m² · a]		20,4	20,4	20,4	20,4
JVS_{vb}^{H} [h/a]		1500	1320	1230	680
$\dot{Q}_{AL}^{vb}$ [kW]	*EZFH*	24	13,6	11	5
	kl. MFH	50	28	22,5	10
	gr. MFH	114	64	51,5	23
π_{aux}^{vent} [kWh/m² · a]		0	0	0	4,4
T_{VL}^{H}/T_{RL}^{H} [°C]		90/70	70/50	35/28	55/45 35/28
π_{aux}^{H} [kWh/m² · a][30]		0,5	0,5	1,2	0,6 1,2

Ein letzter Aspekt im Zusammenhang mit der Verbraucherkomponente hängt mit der optionalen Trinkwarmwasserbereitung mittels eines bereits zu Heizzwecken eingesetzten Fernwärme-Anschlusses zusammen. Da die auf den Anschlusswert bezogenen Jahresvollbenutzungsstunden der Verbraucher im Rahmen der Bilanzierung des Pumpstromaufwands der Netzumwälzpumpe eingehen, muss für den Fall der zusätzlichen TWW-Bereitung berücksichtigt werden, dass sich die Jahresvollbenutzungsstunden hierdurch erhöhen. Die in Gleichung 4.42 (S. 57) aufgestellte Beziehung erweitert sich für diesen Fall um den Jahrestrinkwarmwasserbedarf $Q_{vb,\,TWW}$, so dass nun Gleichung 4.43 gilt.

Gleichung 4.43: Erweiterter Zusammenhang zwischen dem Wärmebedarf, der Anschlussleistung und den JVS

$$JVS_{vb}^{tot} = \frac{Q_{vb}^{H} + Q_{vb}^{TWW}}{\dot{Q}_{vb}^{AL}}$$

5 Szenarienanalyse

Mit Hilfe des in Kapitel 4 beschriebenen Modells können technologische Varianten der Subsysteme zu geeigneten Szenarien von Gesamtwärmeversorgungssystemen kombiniert werden. Bei siebzehn technologischen Varianten der Wärmeerzeugung, fünf Netztemperaturvarianten, vier Gebäudedämmstandards und fünf Arten der Trinkwarmwasserbereitung ergibt sich hieraus eine Matrix von über 1000 möglichen Systemen. Der Vergleich einer solchen Anzahl von Systemen ist jedoch nicht zielführend, da die entscheidenden Erkenntnisse in der Fülle der anzustellenden Vergleiche verloren gehen können. Daher wird eine Auswahl getroffen, um das Modell anhand wichtiger Versorgungssituationen anzuwenden. Die untersuchten Szenarien decken die wesentlichen Versorgungssituationen ab und ermöglichen einen exergetischen Vergleich.

Wie in Abschnitt 3.6.2 beschrieben, werden zur exergetischen Bewertung zwei Kriterien herangezogen, eine relative Kenngröße in Form des exergetischen Wirkungsgrads und eine absolute Kenngröße in Form des spezifischen Exergieaufwands[43]. In diesem Zusammenhang ist zu beachten, dass ein System umso besser bewertet wird, je höher der exergetische Wirkungsgrad ist und je niedriger der spezifische Exergieaufwand zur Versorgung einer Wohneinheit. Die absolute Kenngröße wird benötigt, um den Vorteil, der sich aus einer Bedarfsreduktion durch Erhöhung des Gebäudedämmstandards ergibt, aufzeigen zu können. Diese Information ist jedoch auch im Rahmen einer energetischen Analyse zugänglich. Das entscheidende Kriterium, um neue Potentiale mit Hilfe des exergetischen Ansatzes aufzeigen zu können, ist daher der exergetische Wirkungsgrad.

Im Folgenden werden zunächst die grundlegenden Einflüsse näher betrachtet, bevor die Kenngrößen erläutert werden, auf deren Basis die Auswahl der Szenarien erfolgt. Anschließend werden die Ergebnisse der Szenarienrechnungen dargestellt. Zum Abschluss erfolgt eine Diskussion der wesentlichen Ergebnisse und gewonnenen wissenschaftlichen Erkenntnisse.

5.1 Grundlegende Einflüsse

Bevor Szenarien mit Bezug zu realen Randbedingungen untersucht werden, erscheint es angebracht, zunächst die grundlegenden Einflüsse auf den exergetischen Wirkungsgrad und damit auf die Bewertung eines Wärmeversorgungssystems zu illustrieren. Zu diesem Zweck werden im Folgenden die Einflüsse durch die Wahl der Erzeugertechnologie, der Netztemperaturen und der Art der Trinkwarmwasserbereitung betrachtet. Dieses Vorgehen dient dazu, einen Eindruck von den Größenordnungen der erzielbaren exergetischen Gesamtsystemwirkungsgrade und den Schwankungsbereichen durch den Austausch von Technologievarianten zu ermöglichen. Darüber hinaus werden bereits wichtige Erkenntnisse darüber gewonnen, was ein effizientes System ausmacht.

[43] Der gesamte Exergieaufwand zur Deckung des thermischen Bedarfs wird zwecks Vergleichbarkeit auf die Versorgung einer Wohneinheit bezogen.

5.1.1 Erzeugerranking

Da der exergetische Bedarf des Wärmeversorgungssystems durch die Trinkwarmwasserbereitung und Raumheizung festliegt, kommt derWahl der Erzeugertechnologie und dem damit einhergehenden erforderlichen Exergieeinsatz eine große Bedeutung zu. Die Erzeugervarianten lassen sich, wie bereits in Abschnitt 4.1 angedeutet, in Gruppen unterteilen. Der exergetische Aufwand, der sich in den einzelnen Varianten zur Deckung des Bedarfs ergibt, ist dabei zum Teil sehr unterschiedlich. Dies ist zum einen durch die Art der Bereitstellung der Wärmeströme (Verbrennung, Abwärmenutzung, Kraft-Wärme-Kopplung) und zum anderen durch die technisch realisierbaren Anlagennutzungsgrade bedingt.

Um eine Einordnung zu erhalten, wird die Variante des Verbrauchersubsystems festgehalten und zunächst nur die Heizaufgabe betrachtet. Um alle im Modell abgebildeten Technologievarianten der Wärmeerzeugung vergleichen zu können werden LowEx-Gebäude als Verbraucher betrachtet. Außerdem wird von einer Einzelhausversorgung ausgegangen[44], so dass kein Verteilsystem vorliegt und damit keine Netzeffekte (Leitungswärmeverluste, Pumpstromaufwand) den Wirkungsgrad beeinflussen. Auf diese Weise kann der direkte Einfluss der Variante des Erzeugersubsystems auf den Gesamtsystemwirkungsgrad untersucht werden. Es ergibt sich das in Abbildung 5.1 dargestellte Bild.

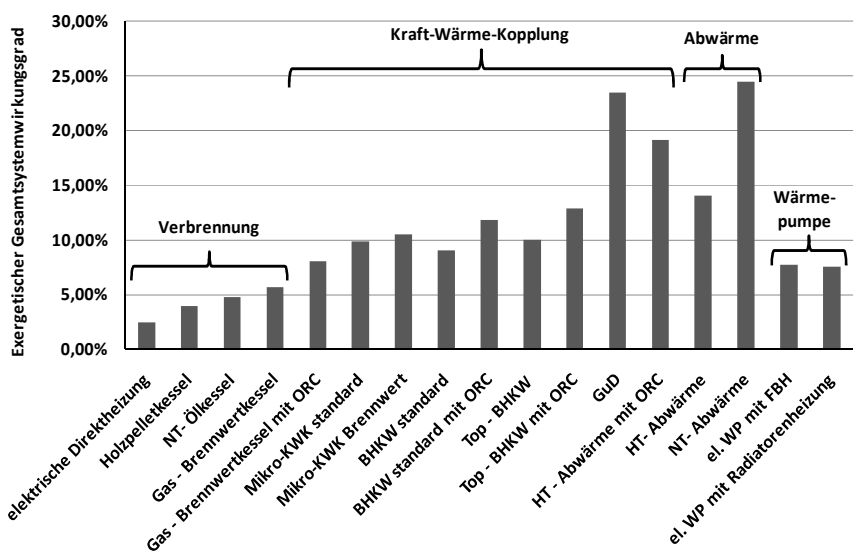


Abbildung 5.1: Vergleich der exergetischen Gesamtsystemwirkungsgrade in Abhängigkeit der eingesetzten Erzeugertechnologie

Bei Betrachtung der dargestellten Ergebnisse ist festzuhalten, dass die exergetischen Wirkungsgrade eine große Bandbreite aufweisen. Der kleinste Wirkungsgrad, realisiert im Falle der elektrischen Direktheizung, liegt bei unter 3% während für die Nutzung von Abwärme aus Niedertemperaturquellen ein exergetischer Wirkungsgrad von ca. 25% erreicht wird.

[44] Dieses Vorgehen ist als theoretische Betrachtung zu verstehen – in der Realität wäre eine Versorgung eines einzelnen Gebäudes z.B. durch ein GuD natürlich undenkbar.

Die Kategorie der Erzeugertechnologien auf Basis von Verbrennungsprozessen weisen im Vergleich die geringsten exergetischen Wirkungsgrade von maximal gut 5% im Falle des Gas-Brennwertkessels auf. Die Unterschiede, die sich innerhalb dieser Kategorie ergeben, sind zum einen durch die unterschiedlichen, technisch realisierbaren Nutzungsgrade der einzelnen Kesseltypen bedingt. Zum anderen ergeben sich verschiedene Wirkungsgrade aufgrund der in Abschnitt 3.4 definierten Qualitätsfaktoren für die verschiedenen eingesetzten Brennstoffe. Es ist festzuhalten, dass aus exergetischem Blickwinkel der Einsatz von nachwachsenden Rohstoffen als Brennstoff zur Wärmebereitstellung keinen Vorteil bringt, wie sich am Beispiel des Pelletkessels mit einem Wirkungsgrad von ca. 4% zeigt. Dies ist ein Unterschied zu den Schlussfolgerungen, die aus primärenergetischen Betrachtungen oder einer CO_2-Bilanzierung gewonnen wird.

Die Erzeugervarianten der Kategorie Kraft-Wärme-Kopplung erreichen höhere exergetische Wirkungsgrade als die der Verbrennungskategorie. Allerdings zeigt sich ein großes Spektrum innerhalb der Kategorie mit Wirkungsgraden von ca. 8% im Falle des Gas-Brennwertkessels in Kombination mit einem ORC-Modul bis hin zu etwa 23,5% für das GuD. Es ist also nicht möglich, pauschal von einer „KWK-Lösung“ im Vergleich von Wärmeversorgungssystemen zu sprechen; vielmehr muss im Einzelfall genau spezifiziert werden, um welche Technologievariante es sich dabei handelt und welche Nutzungsgrade damit erreicht werden.

Dieser Aspekt gilt gleichermaßen für die Erzeugervarianten mit Abwärmenutzung, was sich an dem Unterschied des exergetischen Wirkungsgrads bei Nutzung einer Hochtemperaturquelle von ca. 14% im Vergleich zur Nutzung einer Niedertemperaturquelle zeigt, für die ein Wirkungsgrad von etwa 24,5% erzielt wird. Die Nutzung von Niedertemperaturabwärme erweist sich als die exergetisch effizienteste Methode, Wärme zur Deckung der thermischen Bedarfe bereit zu stellen.

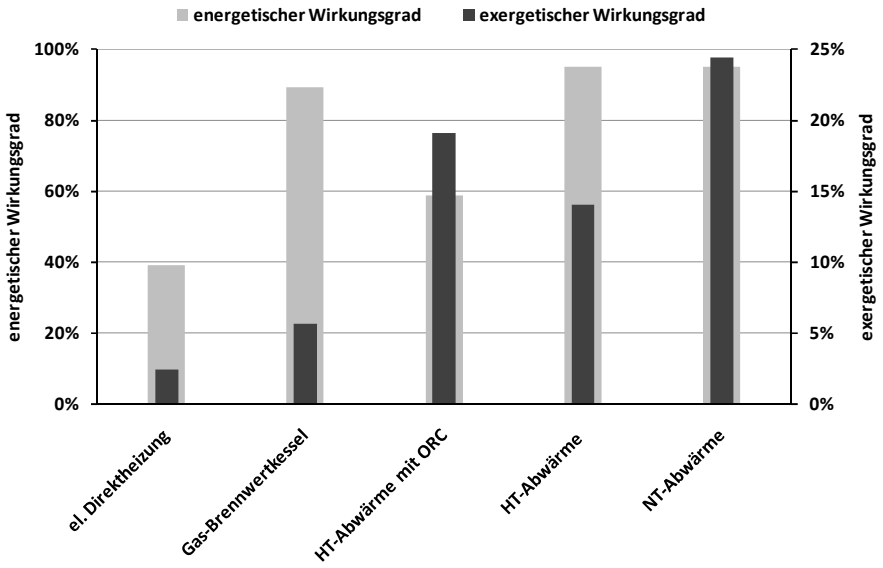
Bei Betrachtung der Nutzung einer Hochtemperaturquelle in Kombination mit einem ORC-Modul wird deutlich, dass bei der direkten Nutzung als Wärmequelle exergetisches Potential zerstört wird. Durch die Verstromung im ORC-Prozess kann ein Teil dieses Potentials nutzbar gemacht werden, was sich in einem gegenüber der direkten Wärmenutzung um etwa 5% verbesserten exergetischen Wirkungsgrad zeigt.

Innerhalb der Kategorie des Wärmepumpeneinsatzes zeigen sich kaum Unterschiede im exergetischen Wirkungsgrad. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich die angesetzten Jahresarbeitszahlen für die beiden betrachteten Varianten nur wenig unterscheiden. Zudem weisen beide Varianten oberflächennahe Geothermie, die mittels Erdwärmesonden eingekoppelt wird, als Wärmequellen auf - auf die Betrachtung anderer Quellen wurde verzichtet (vgl. Abschnitt 4.1.4).

Im Vergleich mit den anderen Erzeugerkategorien sind die exergetischen Wirkungsgrade der Wärmepumpen zwischen denen der Verbrennung und denen der Kraft-Wärme-Kopplung anzusiedeln. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass zur Nutzung der Umweltwärme permanent elektrischer Strom eingesetzt werden muss, der zur Bereitstellung von Wärme ungeeignet ist, wie am Beispiel der elektrischen Direktheizung zu erkennen ist. Zudem muss berücksichtigt werden, dass der eingekoppelten Geo-

thermie ebenfalls ein Exergiestrom zugeordnet werden kann. Dieser Energiestrom wird in energetischen Bewertungen mit dem Hinweis darauf, dass er „kostenlos“ zur Verfügung steht, typischerweise nicht berücksichtigt.

Abbildung 5.2: Vergleich von energetischer und exergetischer Analyse von Technologievarianten



In Abbildung 5.2 sind den exergetischen Wirkungsgraden für ausgewählte Technologievarianten energetische Wirkungsgrade gegenübergestellt. Die angegebenen energetischen Wirkungsgrade berücksichtigen hierbei die Verluste und Wandlungswirkungsgrade der Erzeugeroptionen, sind jedoch nicht mit einer primärenergetischen Analyse gleichzusetzen.

Der Vergleich der energetischen mit der exergetischen Betrachtung zeigt, dass die Ansätze nicht systematisch korreliert sind. Einerseits läuft die energetische und exergetische Beurteilung relativ zu den anderen Varianten etwa im Fall der elektrischen Direktheizung oder der NT-Abwärmenutzung konform. Die elektrische Direktheizung weist sowohl einen niedrigen exergetischen als auch niedrigen energetischen Wirkungsgrad auf, während für die NT-Abwärmenutzung beide Wirkungsgrade hohe Werte erzielen. Andererseits ist für das Beispiel des Gas-Brennwertkessels eine gerade entgegengesetzte Aussage zu erkennen – der energetische Wirkungsgrad gehört mit knapp 90% zu den höchsten Werten, während der exergetische Wirkungsgrad von etwa 5% nur von dem der elektrischen Direktheizung unterboten wird. Die Variante der HT-Abwärmenutzung in Kombination mit einem ORC-Modul ist ein weiteres Beispiel für konträre Aussagen der beiden Kenngrößen, wobei in diesem Fall, im Gegensatz zur vorherigen Variante, ein verhältnismäßiger hoher exergetischer Wirkungsgrad von fast 20% einem eher niedrigen energetischen Wirkungsgrad von unter 60% gegenübersteht. Schließlich zeigt der Vergleich der Technologievarianten HT-Abwärmenutzung und NT-Abwärmenutzung einen identischen energetischen Wirkungsgrad von rund 95% während die HT-Abwärme mit einem exergetischen Wirkungsgrad von unter 15% deutlich schlechter abschneidet als die NT-Abwärme mit einem exergetischen Wirkungsgrad von über 25%.

Somit wird deutlich, dass die exergetische Analyse zu gänzlich anderen Aussagen kommen kann, als die klassische energetische Betrachtung. Dies ist auf den, in Kapitel 4 erwähnten, Aspekt der zweidimensionalen Sichtweise von Energie aus dem exergetischen Blickwinkel zurückzuführen. Während der Energieanalyse lediglich der quantitative Aspekt zugänglich ist, fließen in die exergetische Beurteilung auch qualitative Effekte ein.

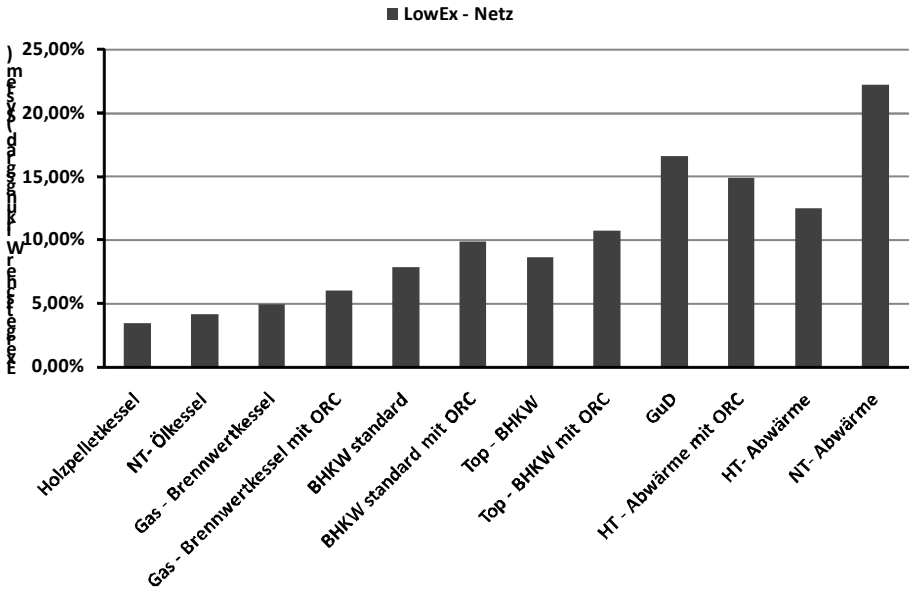
Insgesamt fällt zudem auf, dass die energetischen Wirkungsgrade deutlich höher liegen und eine kleinere Bandbreite aufweisen, als die exergetischen. Dies ist ein Indiz dafür, dass viele der technischen Systeme zur Wärmeversorgung, die heute im Einsatz sind, technisch ausgereift sind und wenig energetische Verluste aufweisen. Aus exergetischer Sicht hingegen gibt es noch große Potentiale auszuschöpfen. Dies gilt insbesondere angesichts der Tatsache, dass Heizkessel nach wie vor die am weitesten verbreitete Technologie zur Bereitstellung von Raumwärme und Trinkwarmwasser darstellen.

5.1.2 Einfluss der Netztemperaturen

Wie bereits in Kapitel 4 erläutert, kann das Verteilungssubsystem indirekt großen Einfluss auf die Effizienz eines Wärmeversorgungssystems haben, obwohl es nur als Mittler zwischen Erzeuger und Verbraucher fungiert. Ein zentraler Aspekt in diesem Zusammenhang ist die Anforderung, die durch die Netztemperaturen an das Erzeugersubsystem gestellt wird. Um diesen Effekt zu verdeutlichen, werden bei gleichbleibender Wahl der Verbrauchervariante[45] die Netztemperaturen von den niedrigsten Temperaturen im LowEx-Netz bis zum Hochtemperaturnetz variiert. Es werden jeweils alle Erzeugervarianten betrachtet, die ohne zusätzliche Maßnahmen wie Nacherwärmung in der Lage sind, Wärmeströme in das jeweilige Netz einzukoppeln. Das Ergebnis dieses Vergleichs ist in Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 dargestellt.

[45] Grundlage der Berechnung sind kleine Mehrfamilienhäuser im LowEx-Gebäudestandard.

Abbildung 5.3: Vergleich von Erzeugertechnologien bei Ankopplung an ein LowEx-Netz und ein Niedertemperatur-Netz



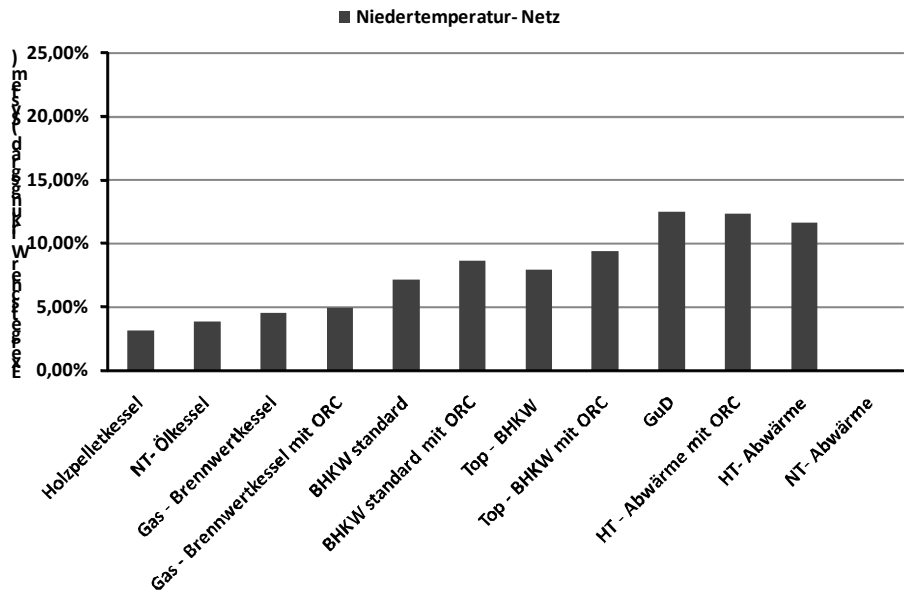
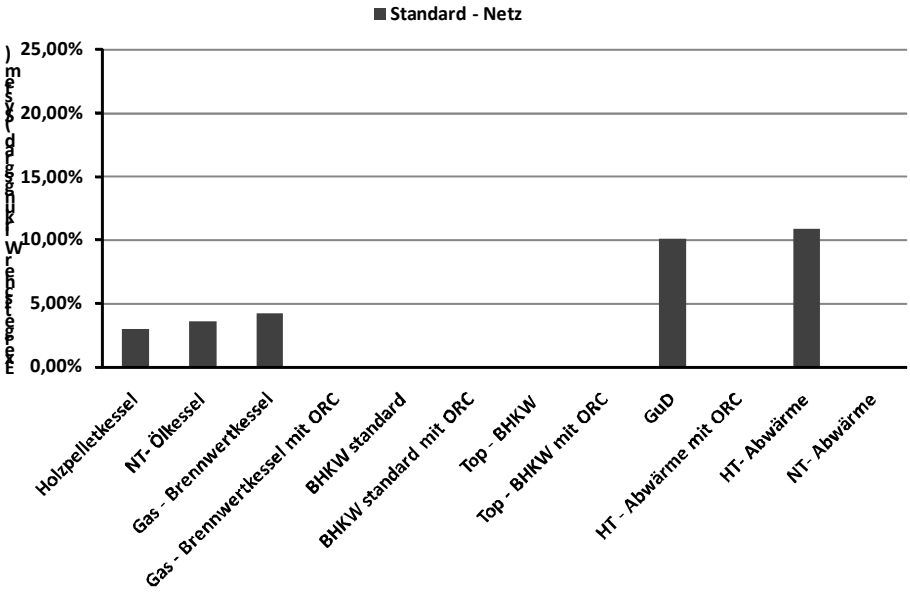
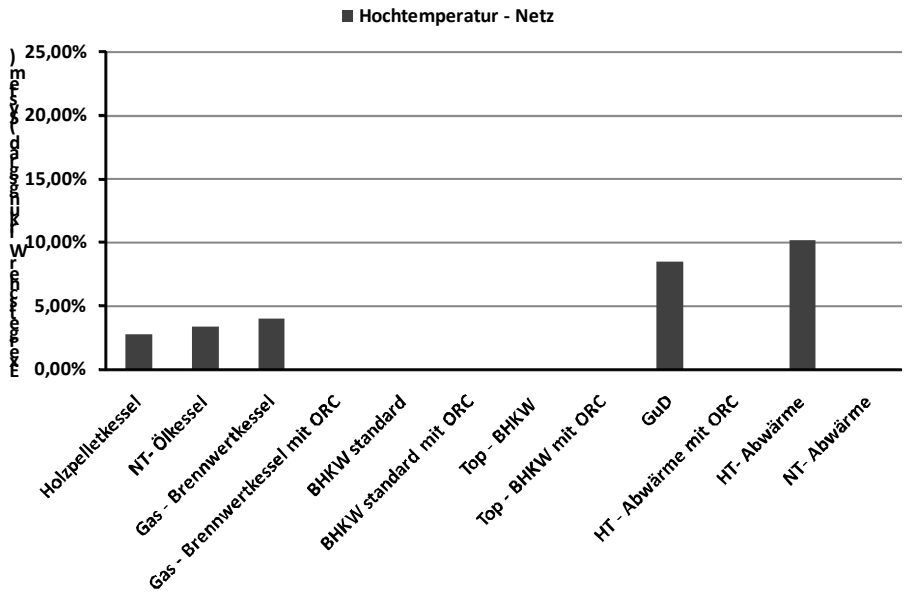


Abbildung 5.4: Vergleich von Erzeugertechnologien bei Ankopplung an ein Standard-Netze und ein Hochtemperatur-Netz





Es ist zu erkennen, dass mit Anheben der Netztemperaturen immer mehr Erzeugervarianten wegfallen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Temperaturen der Wärmeströme z.B. der Niedertemperaturabwärmequelle oder die Motorabwärme eines BHKW nicht mehr ausreichen, um die benötigte Vorlauftemperatur bereit zu stellen. Auffällig ist, dass von diesem Effekt die meisten Erzeugervarianten mit guten exergetischen Gesamtsystemwirkungsgraden betroffen sind.

Darüber hinaus führen höhere Netztemperaturen zu größeren Leitungswärmeverlusten, da sich bei gleichbleibenden Verbrauchern die Rohrdimensionierung nur unwesentlich ändert[46] und damit die Rohroberfläche im Netz annähernd konstant bleibt - bei wachsender treibender Temperaturdifferenz zwischen dem Wärmeträgermedium und dem umgebenden Erdreich. Diese Verlustströme müssen von den Erzeugern zusätzlich zum Bedarf aufgebracht werden und verschlechtern demzufolge den exergetischen Wirkungsgrad aller Systemvarianten.

Insbesondere der exergetische Wirkungsgrad der GuD-Variante verschlechtert sich bei Anhebung der Netztemperaturen von knapp 17% im Falle der Ankopplung an das LowEx-Netz auf unter 8,5% bei Ankopplung an das Hochtemperaturnetz deutlich. Dies ist auf den in Kapitel 4 erläuterten Einfluss der Netztemperaturen auf die erzielbaren Nutzungsgrade zurückzuführen.

Insgesamt ist festzustellen, dass eine effiziente Wärmeversorgung mit hohen Netztemperaturen weitestgehend ausgeschlossen ist. Diese Feststellung ist aus exergetischer Sicht bereits ohne die Betrachtung der Erzeugertechnologien dadurch begründbar, dass Wärmeströmen hoher Temperatur mehr Exergie zugeordnet wird, als auf der Bedarfsseite überhaupt benötigt wird. Folglich kommt es bereits an der Schnittstelle zwischen Verteilungssubsystem und Verbrauchersubsystem zur Exergievernichtung. Durch die Berücksichtigung der Erzeugersubsystemvarianten kommt es durch Verluste und (ggf.) Wandlung zur weiteren Verschlechterung der Wirkungsgrade.

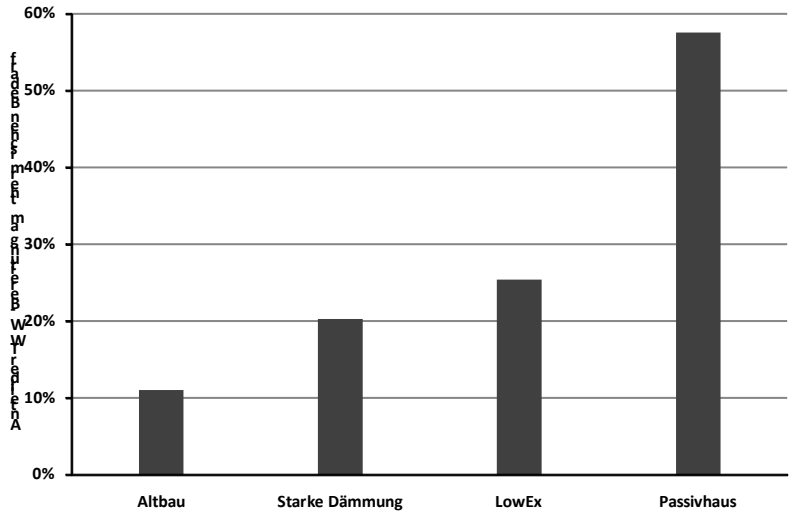
An dieser Stelle wird ein Vorteil der umfassenden Modellierung des Wärmeversorgungssystems deutlich. Durch die Berücksichtigung alle Subsysteme und ihrer Wechselwirkungen können alle relevanten Effekte aufgezeigt werden.

5.1.3 Bedeutung der Trinkwarmwasserbereitung

Aus der alltäglichen Erfahrung heraus scheint der Trinkwarmwasserbereitung im Kontext der Wärmeversorgung eine untergeordnete Bedeutung zuzukommen, weshalb diese Bedarfsform auch häufig unberücksichtigt bleibt oder zumindest nicht gründlich modelliert wird. In Abbildung 5.5 ist der (energetische) Anteil des Trinkwarmwasserbedarfs am gesamten thermischen Bedarf für die, im vorliegenden Modell abgebildeten, Gebäudedämmstandards dargestellt.

[46] Die Spreizung zwischen Netzvor- und Rücklauftemperatur bleibt bei allen betrachteten Varianten überwiegend konstant.

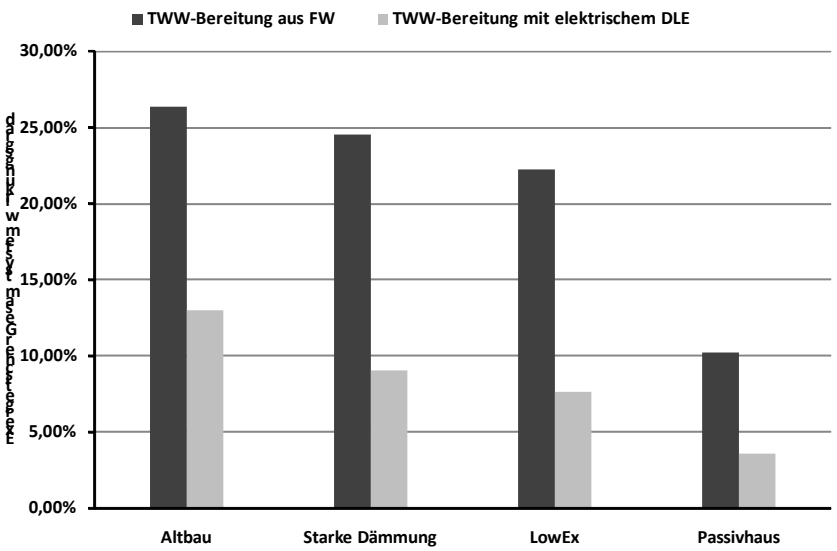
Abbildung 5.5: Vergleich der energetischen Anteile des Trinkwarmwasserbedarfs am gesamten thermischen Bedarf in Abhängigkeit vom Dämmstandard



Während die Trinkwarmwasserbereitung für den Altbaustandard mit einem Anteil von ca. 10% tatsächlich wenig bedeutsam ist, zeigt sich jedoch, dass bei zunehmendem Dämmstandard die TWW-Bereitung stark an Bedeutung gewinnt. Im Falle des Passivhausstandards stellt die Trinkwarmwasserbereitung mit einem Anteil von über 55% sogar die wichtigere thermische Bedarfsform dar.

Um den möglichen Effekt einer ungünstigen Wahl der TWW-Bereitungsvariante zu verdeutlichen, wird ein Wärmeversorgungssystem für kleine Mehrfamilienhäuser unter Nutzung der in Abschnitt 5.1.1 als effizientestes Erzeugersubsystem identifizierten Niedertemperaturabwärme betrachtet. Auf der Verbraucherseite werden alle Dämmstandards betrachtet. Verglichen wird die Bereitstellung des Trinkwarmwassers einmal über den Fernwärmeanschluss und einmal mittels eines elektrischen Durchlauferhitzers. Das Ergebnis dieses Vergleichs ist in Abbildung 5.6 dargestellt.

Abbildung 5.6: Vergleich zweier Technologievarianten bei der Trinkwarmwasserbereitung in Abhängigkeit vom Gebäudestandard



Es zeigt sich in allen Fällen eine deutliche Verschlechterung des exergetischen Wirkungsgrads bei der Trinkwarmwasserversorgung mit Hilfe des Durchlauferhitzers im Vergleich zur Nutzung des Fernwärmeanschlusses.

Dabei macht sich zudem der Anteil der TWWBereitung an der Versorgungsaufgabe in Abhängigkeit vom Dämmstandard bemerkbar. So kommt es für den Altbaustandard etwa zu einer Halbierung des exergetischen Wirkungsgrads von ca. 26% auf rund 13%, während der Wirkungsgrad für den Passivhausstandard von ca. 10% auf gut 3,5% gedrittelt wird.

Auf den ersten Blick auffällig ist außerdem, dass der exergetische Wirkungsgrad der Wärmeversorgungssysteme mit höherem Dämmstandard abnimmt. Dies mag zunächst absurd erscheinen. Es ist jedoch zu bedenken, dass der exergetische Wirkungsgrad eine relative Kenngröße ist. Bei sinkendem Wärmebedarf je Gebäude durch einen höheren Dämmstandard steigen die relativen Wärmeverluste des Fernwärmenetzes stark an (siehe hierzu auch Abbildung 5.10, S. 72). Zudem muss speziell für den Fall des Passivhauses der zusätzliche Hilfsstrombedarf für das benötigte aktive Lüftungssystem berücksichtigt werden. Dies führt dazu, dass, relativ zum zu deckenden Bedarf, ein hoher Exergieeinsatz erforderlich ist, was letztlich in einem niedrigen exergetischen Wirkungsgrad resultiert.

An dieser Stelle ist es hilfreich, zusätzlich das absolute Kriterium des spezifischen Exergieaufwands zur Versorgung einer Wohneinheit zu betrachten. Die jährlichen Exergieaufwände für die Wärmeversorgungssysteme sind in Abbildung 5.7 dargestellt.

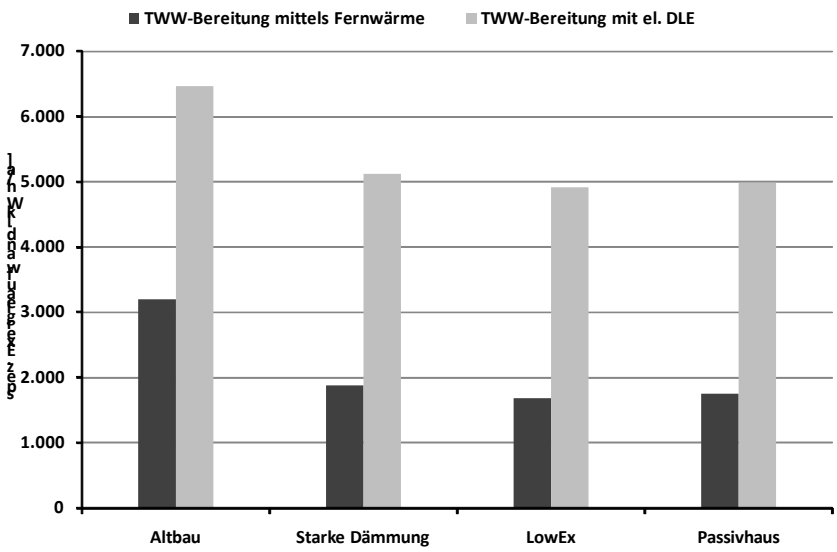


Abbildung 5.7: Vergleich des jährlichen Exergieaufwands zur Versorgung einer Wohneinheit bei unterschiedlichen Methoden der Trinkwarmwasserbereitung

Bei Betrachtung der absoluten Kenngröße ist ersichtlich, dass die Erhöhung des Dämmstandars, erwartungsgemäß, einen Vorteil liefert. Es zeigt sich in diesem Beispiel eines extrem effizenten Wärmeversorgungssystems jedoch auch, dass eine maximale Dämmung nicht zwangsläufig zum geringsten Exergieeinsatz führt. Wie in Abbildung 5.7 zu erkennen ist, ist der jährliche Exergieaufwand zur Versorgung einer Wohneinheit für den Fall des LowEx-Gebäudes etwas niedriger als für das Passivhaus. Hierbei wirkt sich aus, dass im Erzeugersubsystem ein Niedertemperaturabwärmestrom als Aufwand eintritt, während für die Hilfsstrombedarfe elektrischer Strom und damit der Einsatz von Brennstoffen im deutschen Kraftwerkspark erforderlich ist. Letzteren ist je Energieeinheit ein deutlich größerer Exergiestrom zuzuordnen als dem Abwärmestrom. Das Passivhaus weist zwar den kleins-

ten Wärmebedarf auf, gleichzeitig jedoch den größten Hilfsstrombedarf aller verglichenen Systeme.

Insgesamt bleibt festzuhalten, dass die Art der Trinkwarmwasserbereitung einen entscheidenden Einfluss auf die Effizienz eines Wärmeversorgungssystems haben kann. Eine ineffiziente TWW-Bereitung wirkt sich umso stärker aus, je höher der Dämmstandard der Gebäude ist. Wie im Beispiel illustriert, kann allein der Einfluss der Trinkwarmwasserbereitung den exergetischen Wirkungsgrad des Gesamtwärmeversorgungssystems um bis zu zwei Drittel absenken.

5.2 Kenngrößen für die Szenarienauswahl

Um die eingangs erwähnte Matrix mit über 1000 möglichen Wärmeversorgungssystemen eingrezen zu können, muss eine Szenarienauswahl getroffen werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass nicht alle im Modell abgebildeten Technologievarianten in allen Versorgungssituationen zum Einsatz kommen (können). Um die unterschiedlichen Versorgungssituationen zu charakterisieren werden die drei Kenngrößen Dämmstandard, Gebäudegröße und Versorgungsstruktur betrachtet.

5.2.1 Dämmstandard

Die Varianten der Gebäudedämmstandards sind bereits in Abschnitt 4.3.2 beschrieben worden, die zugehörigen Parameterwerte finden sich in Tabelle 4.15.(S. 59) Durch den Dämmstandard wird vor allem der Jahresheizwärmebedarf und die Temperaturen des gebäudeinternen Heizungssystems festgelegt. Dies hat großen Einfluss auf die möglichen Versorgungsvarianten und die resultierenden exergetischen Wirkungsgrade.

5.2.2 Gebäudegröße

Zusätzlich werden drei Gebäudegrößen unterschieden; Ein- bis Zweifamilienhäuser (EZFH) sowie kleine und große Mehrfamilienhäuser (MFH). Auch diese Unterteilung wurde bereits in Abschnitt 4.3.2 angesprochen. Die resultierenden Parameterwerte sind in Tabelle 4.14 (S. 58) zusammengestellt. Da die Bewertung mit Hilfe des exergetischen Wirkungsgrads auf einer relativen basiert, hat die Gebäudegröße keinen direkten Einfluss auf den Wärmebedarf. Allerdings hängt der Anschlusswert deutlich von dieser Kenngröße ab. Darüber entsteht ein Einfluss für leitungsgebundene Wärmeversorgungssysteme, da die Wärmebedarfsdichte[47] der Trasse und damit die relativen Leitungswärmeverluste von den Anschlusswerten und den Jahresheizwärmebedarfsmengen abhängig sind. Mit Hilfe der Gebäudegröße kann also die Frage geklärt werden, wann leitungsgebundene Versorgungssysteme sinnvoll sind und in welchen Fällen die damit verbundenen Verluste den etwaigen Vorteil andere Erzeugervarianten einsetzen zu können zunichte macht.

[47] Die Wärmebedarfsdichte ist der Quotient aus dem gesamten Jahreswärmebedarf eines Versorgungsgebiets und der Trassenlänge des Netzes.

5.2.3 Versorgungsstruktur

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegt ein starker Fokus auf der leitungsgebundenen Wärmeversorgung. Allerdings werden laut Angaben der AGFW [AGF07b] nur etwa 14% der deutschen Haushalte mit Nah- oder Fernwärme versorgt. Daher erscheint es angebracht, zusätzlich auch die Einzelhausversorgung zu untersuchen.

Einzelhausversorgung Die Einzelhausversorgung zeichnet sich dadurch aus, dass kein Netz vorliegt und jedes Gebäude durch eine eigene Erzeugeranlage versorgt wird. Diese Anlagen müssen auf die Anforderungen des Heizungssystems angepasst sein. Dies kann, aufgrund der Temperaturvorgaben durch die Festlegung der Heizkörper bei der Definition der Gebäudetypen in Abschnitt 4.3.2, zu Einschränkungen führen. Andererseits gibt es im Rahmen des Modells mit dem Mikro-KWK-Erzeuger in Form des Dachs Varianten, die ausschließlich für die Einzelhausversorgung eingesetzt werden. Darüber hinaus ist jegliche Form von Heizkessel für die Einzelhausversorgung geeignet und auch die Wärmepumpe auf Basis oberflächennaher Geothermie kann als typische Versorgungsvariante in diesem Bereich angesehen werden. Im Bereich der Trinkwarmwasserbereitung kann außerdem noch eine solarthermische Unterstützung eingesetzt werden. Für diese wird im Rahmen des Modells ein Deckungsgrad von 60% angenommen. Die restlichen 40% des Jahrestrinkwarmwasserbedarfs müssen dabei vom Heizungssystem aufgebracht werden.

Leitungsgebundene Versorgung Die Unterteilung der leitungsgebundenen Versorgungsvarianten in Nahwärme einerseits und Fernwärme andererseits ist nicht klar festgelegt. Es ist an dieser Stelle wichtig darauf hinzuweisen, dass Fernwärme (genau wie auch Nahwärme) nicht als Technologievariante verstanden werden darf. Es handelt sich vielmehr um eine Systemvariante, die nicht allgemein definiert ist, sondern durch die verwendeten Erzeugertechnologien und Netzparameter charakterisiert ist. Es ist daher nicht sinnvoll im Rahmen von Vergleichen davon zu sprechen, wie „die Fernwärme“ abschneidet.

Für die Charakterisierung der Versorgungsstruktur soll unter der Nahwärmevariante ein relativ kleines Netz zur eigenständigen Versorgung z.B. von wenigen Straßenzügen oder eines kleinen Neubaugebiets verstanden werden. Dabei werden spezifische Trassenlängen von σ_{tr} = 30 m/HAL angenommen (vgl.Tabelle 4.13, S. 55). Aufgrund dieser Struktur ist der Einsatz von Großkraftwerken und sehr teuren Erzeugervarianten für dies Variante nicht vorgesehen. Mögliche Erzeugervarianten umfassen in diesem Fall Heizwerke (also größere Formen von Heizkesseln), jegliche Form von Blockheizkraftwerken und den Einsatz einer zentralen Wärmepumpe, die an ein Erdwärmesondenfeld angeschlossen ist, um die benötigten Wärmeleistungen sicherstellen zu können.

Die Fernwärmevariante wird in der Form verstanden, wie sie z.B. von Stadtwerken zur Versorgung ganzer Stadtteile betrieben wird. In diesem Fall wird von weiter verzweigten Netzen mit größeren Abständen zwischen den Erzeugerstandorten und dem Kernversorgungsgebiet und daher von spezifischen Trassenlängen von σ_{tr} = 58 m/HAL ausgegangen. Dieser Wert entspricht dem Durchschnitt für Fernwärmesysteme gemäß [AGF07a]. Für diese Art von Wärmeversorgungssystemen kommen typischerweise Erzeu-

gerparks zum Einsatz, die aus mehreren Erzeugeranlagen bestehen, die auch verschiedene technologische Erzeugervarianten repräsentieren können. Diese Anlagen werden dabei so ausgelegt, dass die teuren Anlagen Grundlast[48] bereitstellen und kostengünstigere Anlagen für die Spitzenlast[49] ausgelegt sind (vgl. [NA10]).

Um die Fernwärme als Versorgungsstruktur abzubilden werden auf Basis von Angaben der AGFW [AGF07a] unterschiedliche Konstellationen betrachtet:

- *GuD:* Diese Konstellation zeichnet sich durch den hauptsächlichen Einsatz eines großen Gas- und Dampfturbinenheizkraftwerks aus, das durch weitere Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen in Form von Gasturbinen ergänzt wird. Die Spitzenlast wird von Heizkesseln bereit gestellt. Es wird ausschließlich Erdgas als Brennstoff eingesetzt.

- *BHKW:* In diesem Fall wird dieWärme fast ausschließlich in Blockheizkraftwerken erzeugt, die durch Heizkessel zur Spitzenlastabdeckung ergänzt werden. Für die Berechnungen wird hierfür die im Modell abgebildete Variante „BHKW standard“ angesetzt.

- *KWK mit Abwärme:* Die Kombination von überwiegend KWK-Anlagen in Form von Gasturbinen mit der Einkopplung von Industrieabwärme ist das Charakteristikum dieser Konstellation. Auch in diesem Fall wird der Erzeugerpark durch Spitzenlastkessel ergänzt.

- *maximale Abwärmenutzung:* Diese Konstellation entstammt nicht den AGFW-Daten sondern stellt ein Wunschszenario dar. Dabei wird der überwiegende Teil des Jahreswärmebedarfs durch Niedertemperaturabwärme bereit gestellt, bei einer Spitzenlastabdeckung durch Heizkessel.

In allen Fällen in denen Gasturbinen zum Einsatz kommen werden diese im Rahmen des Modells als KWK-Erzeuger abgebildet, die ausschließlich Wärmeströme hoher Temperatur, analog zum Rauchgasnateil der Motor-BHKW-Varianten, in das Wärmenetz einkoppeln. Der thermische Wirkungsgrad wird nach [Ene04] zu $\eta_{th,\,GT} = 0{,}5$ und der elektrische Wirkungsgrad zu $\eta_{el,\,GT} = 0{,}35$ angesetzt. Für die Spitzenlastkessel wird der Gas-Brennwertkessel aus dem Modell verwendet.

In Tabelle 5.1 sind die Erzeugerparks der verschiedenen Fernwärmekonstellationen mit den jeweiligen Anteilen an der Jahreswärmeproduktion angegeben.

[48] Aufgrund der Struktur der Jahresdauerlinien für Wärmeversorgungssysteme fällt während des Jahrs überwiegend nur ein Bruchteil der Anschlussleistung an Last an. Dieser Teil der abzudeckenden Last wird als Grundlast bezeichnet. Erzeugeranlagen, die Grundlast bereit stellen erreichen folglich eine hohe Betriebstundenzahl bei geringern Regelnotwendigkeit.

[49] Für wenige Stunden im Jahr wird die volle Anschlussleistung oder ein großer Teil davon nachgefragt. Dieser Teil der abzudeckenden Last wird als Spitzenlast bezeichnet.

Tabelle 5.1: Parameterwerte für die Fernwärmekonstellationen – SL = Spitzenlast, ML = Mittellast, GL = Grundlast (Arbeitsanteile nach [AGF07a])

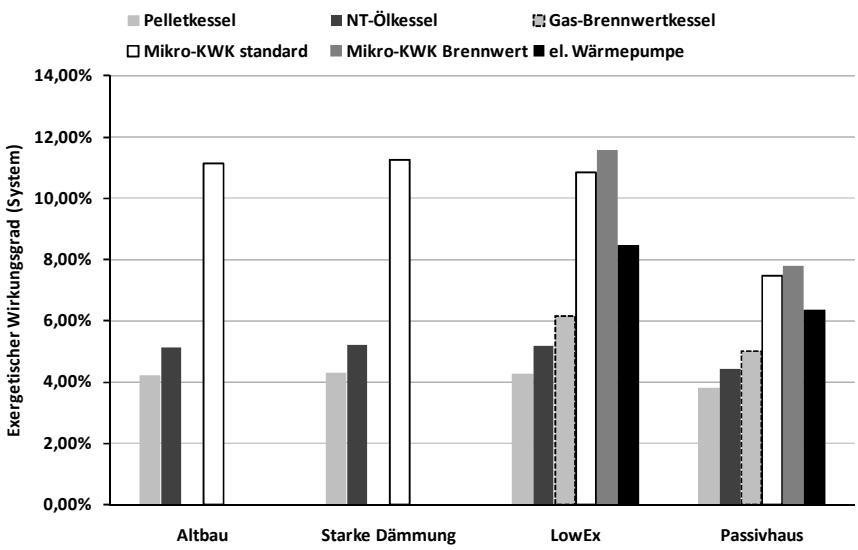
Konstellation	Erzeugerpark	Anteil Jahresarbeit
GuD	SL: Gas-Brennwertkessel	11 %
	ML: Gasturbine	7 %
	GL: GuD	82 %
BHKW	SL: Gas-Brennwertkessel	12 %
	GL: BHKW standard	88 %
KWK mit Abwärme	SL: Gas-Brennwertkessel	2 %
	ML: Industrieabwärme	22 %
	GL: Gasturbine	76 %
max. Abwärmenutzung	SL: Gas-Brennwertkessel	20 %
	GL: Abwärme aus NT-Quelle	80 %

5.3 Szenarien zur Einzelhausversorgung

Für die Einzelhausversorgung spielt, wie oben bereits erläutert, aufgrund des fehlenden Netzes die Gebäudegröße für den exergetischen Wirkungsgrad keine Rolle. Betrachtet werden daher die verschiedenen Erzeugervarianten für alle Dämmstandards. Zudem wird die Trinkwarmwasserbereitung einmal über das Heizungssystem realisiert und einmal solarthermisch unterstützt betrachtet. Zu beachten ist, dass für den Altbaustandard und dass stark gedämmte Gebäude von Vorlauftemperaturen des Heizungssystems ausgegangen wird, die einen Brennwertbetrieb nicht zulassen. Daher entfallen die Erzeugervarianten Gasbrennwertkessel und Dachs mit Brennwerttechnik für diese beiden Dämmstandards.

Die Ergebnisse der Modellrechnungen sind in Abbildung 5.8 dargestellt.

Abbildung 5.8: Vergleich verschiedener Einzelhausversorgungssysteme – die Trinkwarmwasserbereitung erfolgt jeweils über das Heizungssystem



Zunächst fällt auf, dass die exergetischen Wirkungsgrade speziell für das Passivhaus kleiner sind, als bei den übrigen Dämmstandards. Dieses Phänomen ist bereits in Abschnitt 5.1.3 aufgetreten. Auch im vorliegenden Fall muss auf den Unterschied zwischen relativer und absoluter Kenngröße verwiesen werden. Der schlechtere exergetische Wirkungsgrad ergibt sich aufgrund des höheren elektrischen Hilfsstrombedarfs für das Passivhaus, der aufgrund des geringen absoluten Wärmebedarfs zudem stärker in die Bilanz eingeht. Dies wird auch daran deutlich, dass die Unterschiede im

exergetischen Wirkungsgrad vor allem bei den Varianten auftritt, die exergetisch besser abschneiden, wie z.B. beim Einsatz des Dachs. Für den Pelletkessel hingegen sind die exergetischen Wirkungsgrade fast identisch. Bei den exergetisch ungünstigeren Versorgungsvarianten tritt die absolute Bedeutung der Hilfsströme in den Hintergrund, während bei den effizienten Varianten den Hilfsenergien eine höhere Bedeutung zukommt.

Für alle Dämmstandards ist ein Klassenunterschied im exergetischen Wirkungsgrad zwischen den KWK-Versorgungssystemen und den Kesselvarianten festzustellen. So erreicht der Dachs etwa den doppelten exergetischen Wirkungsgrad der Heizkessel, wenn der Vergleich jeweils zwischen den Varianten mit und ohne Brennwerttechnik gezogen wird. Die Erzeugervariante, die die Wärmepumpe nutzt, erzielt jeweils exergetische Wirkungsgrade, die zwischen denen der Kesselvarianten und denen der KWK-Lösungen liegen.

In Abbildung 5.9 sind die Ergebnisse der Szenarien mit der solarthermisch unterstützten TWW-Bereitung dargestellt.

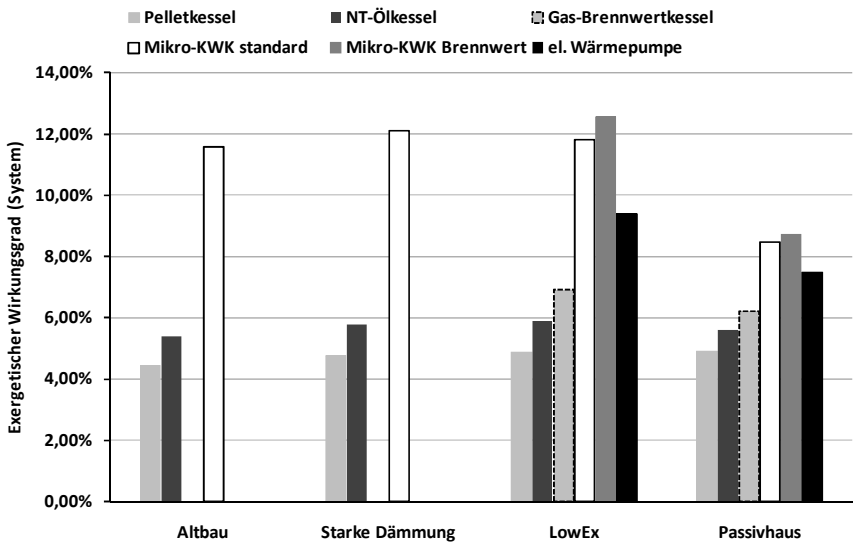


Abbildung 5.9: Vergleich verschiedener Einzelhausversorgungssysteme – mit solarthermisch unterstützter Trinkwarmwasserbereitung

Die grundsätzliche Struktur der exergetischen Wirkungsgrade ist analog zur Trinkwarmwasserversorgung über das Heizungssystem. Darüber hinaus ist erkennbar, dass für den Altbaustandard und für das stark gedämmte Gebäude durch den Einsatz der solarthermischen Anlagen in keiner Variante signifikante Änderungen der exergetischen Wirkungsgrade erreicht werden. Für die Gebäudetypen mit hohem Dämmstandard hingegen sind Effizienzvorteile von rund 1% in allen Versorgungsvarianten auszumachen. Dieser Effekt ist nachvollziehbar, wenn bedacht wird, dass der Einsatzenergiestrom der Solarthermie im Rahmen der gewählten Bilanzgrenzen analog zu einem Abwärmestrom betrachtet wird.

Insgesamt ist festzuhalten, dass für alle Gebäudetypen ein Vorteil im exergetischen Wirkungsgrad durch den Wechsel von verbrennungsbasierten Versorgungssystemen zu KWK-Lösungen erzielt werden kann. Für Gebäudetypen mit hohem Dämmstandard erweist sich zudem die solarthermische Unterstützung der Trinkwarmwasserbereitung als günstig.

5.4 Szenarien mit leitungsgebundenen Lösungen

Bei Betrachtung der leitungsgebundenen Wärmeversorgungsszenarien wird zunächst eine Untersuchung zum sinnvollen Einsatz von Netzen in Kombination mit Versorgungssituationen (Dämmstandard und Größe der Gebäude) vorgenommen. Hieraus lassen sich weitere Einschränkungen für die zu berücksichtigenden Systeme ableiten, die anschließend, getrennt nach Nah- und Fernwärmeansätzen präsentiert werden.

5.4.1 Vergleich der Leitungsverluste

Um den Einfluss der Gebäudegrößen und Dämmstandards auf die leitungsgebundenen Versorgungsvarianten abzuschätzen, werden, bei gleichbleibendem Einsatz eines Top-BHKW als Erzeugervariante, die relativen Wärmeverluste[50] des Nah- und Fernwärmenetzes für alle Gebäudegrößen und drei der Dämmstandards verglichen. Das Ergebnis des Vergleichs ist in Abbildung 5.10 dargestellt.

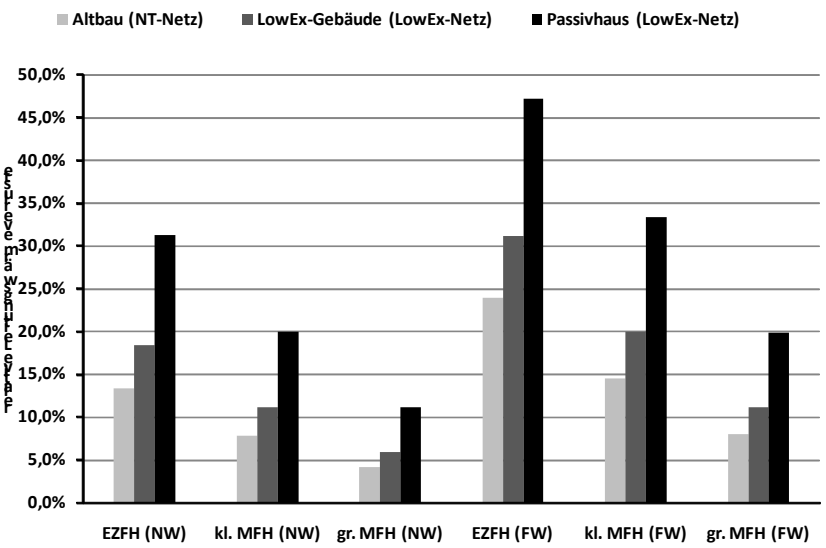


Abbildung 5.10: Vergleich der relativen Leitungswärmeverluste in Nah- und Fernwärmenetzen für die Versorgung von Gebäuden unterschiedlicher Größe und unterschiedlichen Dämmstandards

Grundsätzlich ist festzustellen, dass die Leitungswärmeverluste für den Fernwärmefall höher ausfallen als für die Nahwärme. Dies ist auf die größere Trassenlänge zurückzuführen, die mit einer größeren Wärme abgebenden Rohroberfläche einhergeht.

Innerhalb einer leitungsgebundenen Versorgungslösung führt die Anbindung von kleineren Gebäuden zu höheren relativen Wärmeverlusten als der Anschluss großer Gebäude. Dies ist durch die kleinere Wärmebedarfsdichte bei Quartieren mit kleineren Gebäuden gleichen Dämmstandards zu erklären. In gleicher Weise wirkt sich ein hoher Dämmstandard nachteilig auf die relativen Leitungswärmeverluste für alle Gebäudegrößen aus.

Die AGFW gibt als durchschnittlichen Wert für die relativen Leitungswärmeverluste von Fernwärmesystemen 13% an [AGF07a]. Wird dieser Wert als Orientierung benutzt, um die Sinnhaftigkeit einer leitungsgebundenen Versorgung abzuschätzen, so wird deutlich, dass der Anschluss von Ge-

[50] Die Leitungswärmeverluste werden auf die ins Netz eingespeiste Wärmemenge bezogen

bäuden im Passivhausstandard an ein Fernwärmenetz für keine der betrachteten Gebäudegrößen tragbar erscheint. Auch Gebäude im LowEx-Standard könnten dann nur sinnvoll angeschlossen werden, wenn es sich um große Mehrfamilienhäuser handelt. Im Nahwärmebereich wird ein Anschluss von Mehrfamilienhäusern mit LowEx-Standard und, mit Abstrichen, auch eine Einbindung von Mehrfamilienhäusern im Passivhausstandard möglich. Prinzipiell ist zu erkennen, dass eine Anbindung von Ein- bis Zweifamilienhäusern an ein Fernwärmenetz nicht tragbar ist und im Falle des Nahwärmenetzes nur für Gebäude im Altbaustandard in Erwägung gezogen werden sollte.

Diese Erkenntnisse werden im Folgenden bei der Auswahl der betrachteten Nah- und Fernwärmeszenarien berücksichtigt.

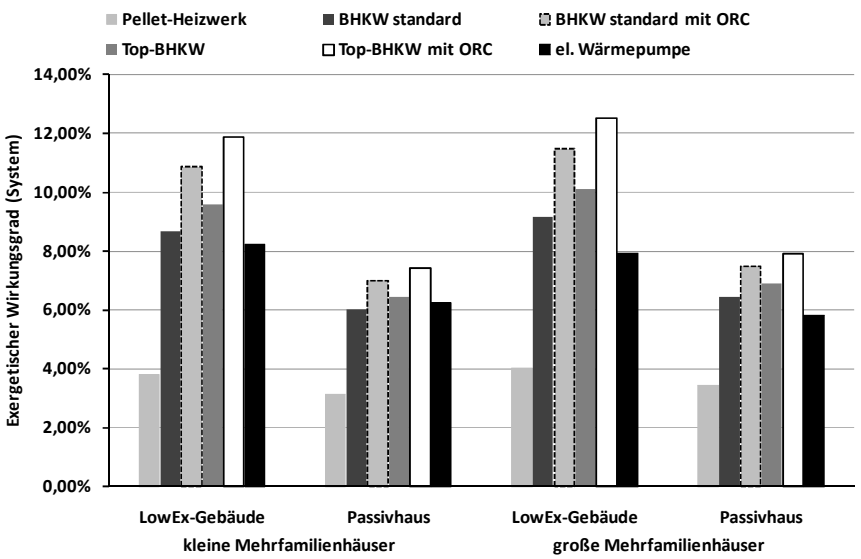
5.4.2 Neubau von Nahwärmenetzen

Aufgrund der Erkenntnisse aus der Betrachtung der Leitungswärmeverluste werden die in Abschnitt 4.2 genannten möglichen Erzeugervarianten nur für Mehrfamilienhäuser mit hohem Dämmstandard betrachtet. Hierbei wird berücksichtigt, dass Nahwärmenetze in aller Regel bei der Erschließung von Neubausiedlungen errichtet werden. Aufgrund der Anforderungen in der geltenden EnEV [Bun04] müssen die dabei gebauten Gebäude einen hohen Dämmstandard aufweisen, so dass eine Einbindung von Gebäuden im Altbaustandard oder als stark gedämmte Gebäude (gemäß des hier benutzten Modells) unwahrscheinlich ist.

Bei den Vesorgungslösungen für kleine Mehrfamilienhäuser wird bei der Nutzung einer an ein Sondenfeld angeschlossenen Wärmepumpe von einer solarthermisch unterstützten Trinkwarmwasserbereitung ausgegangen. Für große Mehrfamilienhäuser wird hingegen, wie in allen anderen Fällen, eine TWW-Bereitung über das Heizungssystem angesetzt. Dieser Unterschied kann damit begründet werden, dass die benötigten Dachflächen zur Errichtung ausreichender Solarkollektoren bei großen Mehrfamilienhäusern in einem ungünstigeren Verhältnis zum Trinkwarmwasserbedarf stehen und dies Variante daher schwer zu realisieren sein könnte.

Die Ergebnisse der Szenarienrechnungen sind in Abbildung 5.11 dargestellt.

Abbildung 5.11: Vergleich von Wärmeversorgungsvarianten für den Nahwärme-Neubau



Es ergibt sich der mittlerweile bekannte Effekt, dass die exergetischen Wirkungsgrade für die Gebäude im Passivhausstandard niedriger ausfallen. Im Falle der Nahwärmeszenarien kommt zu dem höheren elektrischen Hilfsstrombedarf noch die größeren Leitungswärmeverluste aufgrund einer niedrigeren Wärmebedarfsdichte (vgl. Abbildung 5.10).

Generell sind die exergetischen Wirkungsgrade der Versorgung großer Mehrfamilienhäuser mit Hilfe eines Nahwärmenetzes größer als bei der Anbindung kleiner Mehrfamilienhäuser. Dies ist eine direkte Konsequenz aus den zuvor präsentierten höheren Leitungswärmeverlusten bei geringerer Wärmebedarfsdichte.

Es ist zu erkennen, dass die Versorgungslösung auf Basis von Verbrennung in Form des Einsatzes eines Pelletkessels einen deutlich kleineren exergetischen Wirkungsgrad aufweist, als die KWK-Lösungen und die Wärmepumpenoption. Innerhalb der KWK-Varianten wirkt sich der zusätzliche Einsatz eines ORC-Moduls für die Blockheizkraftwerke positiv aus, da hiermit ein Teil des im heißen Rauchgas existierenden exergetischen Potentials zusätzlich ausgenutzt werden kann. Durch die Ankopplung eines ORC-Moduls kann eine Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrads um etwa 2% erreicht werden. Außerdem ist zu erkennen, dass die Wärmepumpenvariante in Kombination mit der solarthermisch unterstützten TWW-Bereitung im Falle kleiner Mehrfamilienhäuser den Abstand im exergetischen Wirkungsgrad zu den KWK-Lösungen reduziert. Im Falle der Versorgung eines Passivhauses ist diese Lösung sogar als gleichwertig anzusehen. Dabei ist der größere Effekt dieser Maßnahme im Falle des Passivhauses wiederum auf den größeren Anteil des TWW-Bedarfs am gesamten thermischen Bedarf für diesen Dämmstandard zurückzuführen.

Werden die hier ermittelten exergetischen Wirkungsgrade mit denen der Einzelhausversorgung verglichen, so zeigt sich, dass die exergetisch besten Versorgungsvarianten mit jeweils etwa 12% exergetischem Wirkungsgrad für das LowEx-Gebäude bzw. ca. 8% für das Passivhaus sehr ähnlich sind. Hierbei können die besseren elektrischen Wirkungsgrade, die in den BHKW-Varianten der Nahwärmeversorgung erreicht werden können, die zusätzlichen Leitungswärmeverluste und den anfallenden Pumpstromauf-

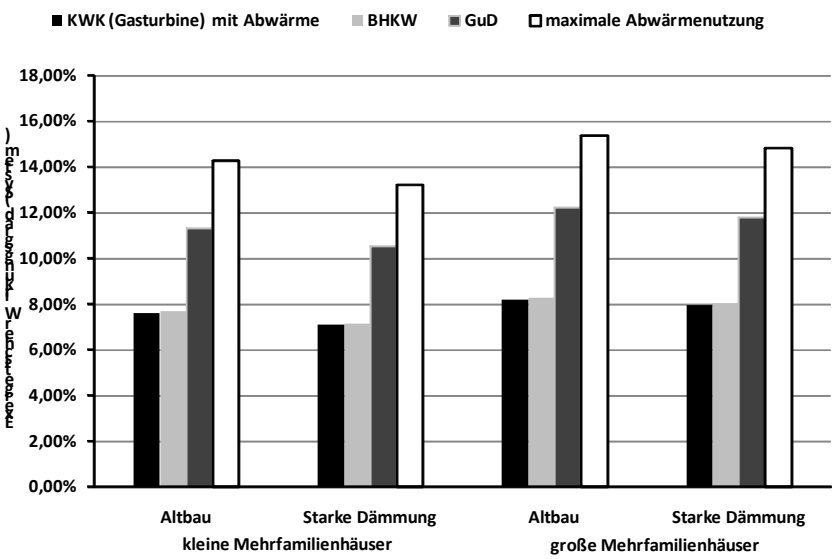
wand für die Netzumwälzpumpen kompensieren. Die Wärmepumpenvariante, die in beiden Szenarienblöcken auftritt, weist bei der Verwendung im Nahwärmenetz jedoch einen kleineren exergetischen Wirkungsgrad auf, da hier die gleiche Jahresarbeitszahl zu Grunde gelegt wurde und sich daher die Wärmeverluste und der Pumpstromaufwand des Netzes negativ bemerkbar machen.

Es ist festzuhalten, dass die Versorgung von kleinen Mehrfamilienhäusern mit hohem Dämmstandard mit Hilfe einer leitungsgebundenen Versorgung nicht mit derselben exergetischen Effizienz erfolgen kann, die, im besten Fall, in der Einzelhausversorgung erzielbar ist. Für große Mehrfamilienhäuser ergeben sich vergleichbare exergetische Wirkungsgrade bei der Einzelhausversorgung und der Nahwärmenetzvariante. Es ist daher im Einzelfall zu prüfen, wie stark der Einfluss der netzbedingen Wärmeverluste und des Pumpstromaufwands die Bilanz des Nahwärmenetztes im Vergleich zur Einzelhausversorgunge negativ beeinflusst.

5.4.3 Erweiterung/Verdichtung von Fernwärmenetzen

Nach der Betrachtun der Leitungswärmeverluste kommen für die Anbindung an ein Fernwärmenetz nur Mehrfamilienhäuser mit einem niedrigen Dämmstandard (Altbau und starke Dämmung) in Frage. Dies entspricht der Vorstellung, dass Fernwärmenetze heutzutage nur selten neu errichtet und stattdessen bestehende Netze erweitert oder verdichtet werden. Für diese Fälle werden die in Abschnitt 4.2 beschriebenen Erzeugerkonstellationen betrachtet. Das Ergebnis der Szenarienrechnung ist in Abbildung 5.12 dargestellt.

Abbildung 5.12: Vergleich von Wärmeversorgungsvarianten für die Fernwärmeverdichtung



Analog zur Betrachtung der Nahwärmeszenarien ist festzustellen, dass die exergetischen Wirkungsgrade der Versorgung von großen Mehrfamilienhäusern größer ausfallen, als bei der Versorgung kleinerer Gebäude. Dies ist ebenso wie bei den Nahwärmeszenarien auf den Unterschied in der Wärmebedarfsdichte zurückzuführen.

Bei Betrachtung der exergetischen Wirkungsgrade der einzelnen Fernwärmekonstellationen fällt auf, dass die Variante „KWK mit Abwärme“ die kleinsten Wirkungsgrade aufweist. Dies verwundert zunächst, ist doch die Nutzung von Abwärme als die effizienteste Variante der Wärmeversorgung identifiziert worden. An dieser Stelle zeigt sich deutlich, dass ein Wärmeversorgungssystem nicht allein anhand seiner Komponenten beurteilt werden kann. In diesem Fall schlägt sich die, gegenüber z.B. dem Einsatz von BHKW oder eines GuD, exergetisch schlechtere KWK-Lösung mit Gasturbinen, die etwa drei Viertel der gesamten Wärme bereit stellen, als nachteilig heraus. An diesem Beispiel ist ebenfalls die Bedeutung einer korrekten Abbildung verschiedener Kraft-Wärme-Kopplungstechnologien zu erkennen.

Die Konstellation „GuD“, mit exergetischen Wirkungsgraden, die die der Konstellationen „KWK mit Abwärme“ und „BHKW“ um etwa 4% übertreffen, zeigt, wie groß die Bedeutung eines möglichst hohen elektrischen Wirkungsgrads für die Wärmeerzeugung in Kraft-Wärme-Kopplung ist.

Dass die Nutzung von Niedertemperaturabwärme zu Recht als effizienteste Variante der Wärmeversorgung identifiziert wurde, belegen die exergetischen Wirkungsgrade, die von der Fernwärmenkonstellation „maximale Abwärmenutzung“ erzielt werden und die gut 2,5% besser sind als die der GuD-Fernwärme.

Werden die exergetischen Wirkungsgrade von maximal gut 14% für die, heute noch nicht realisierte, beste Fernwärmekonstellation auf Basis von Niedertemperaturabwärme bzw. von knapp 12% für die GuD-Fernwärme mit den Wirkungsgraden der Szenarien in der Einzelhausversorgung verglichen, so zeigt sich, dass die Fernwärmelösung für Gebäude mit niedrigem Dämmstandard konkurrenzfähig ist. Vor allem weisen alle betrachteten Fernwärmekonstellationen einen besseren exergetischen Wirkungsgrad auf, als die Einzelhausversorgungslösungen auf Kesselbasis.

5.5 Zukunftsszenario Stromerzeugung

In der Berücksichtigung des regenerativ erzeugten Anteils elektrischen Stroms im deutschen Kraftwerkspark liegt eine Schwäche des im Rahmen der vorliegenden Arbeit vorgestellten Modells. Um den Einfluss der Bewertung elektrischer Ströme, die vom Kraftwerkspark bereit gestellt werden auf die Berwertungsergebnisse von Wärmeversorgungssystemen abschätzen zu können, soll an dieser Stelle ein Zukunftsszenario für die Stromerzeugung betrachtet werden. Hierzu wird der Wandlungsnutzungsgrad des deutschen Kraftwerksparks von $\eta_{el,\ KWP\text{-}D} = 0{,}4$ auf $\eta_{el,\ KWP\text{-}Zukunft} = 0{,}65$ angehoben. Mit dem veränderten Nutzungsgrad wird der in Abschnitt 5.1.1 durchgeführte Vergleich aller technologischen Erzeugervarianten ohne Berücksichtigung eines Verteilungssubsystems wiederholt. Das Ergebnis dieser Rechnungen ist in Abbildung 5.13 dargestellt.

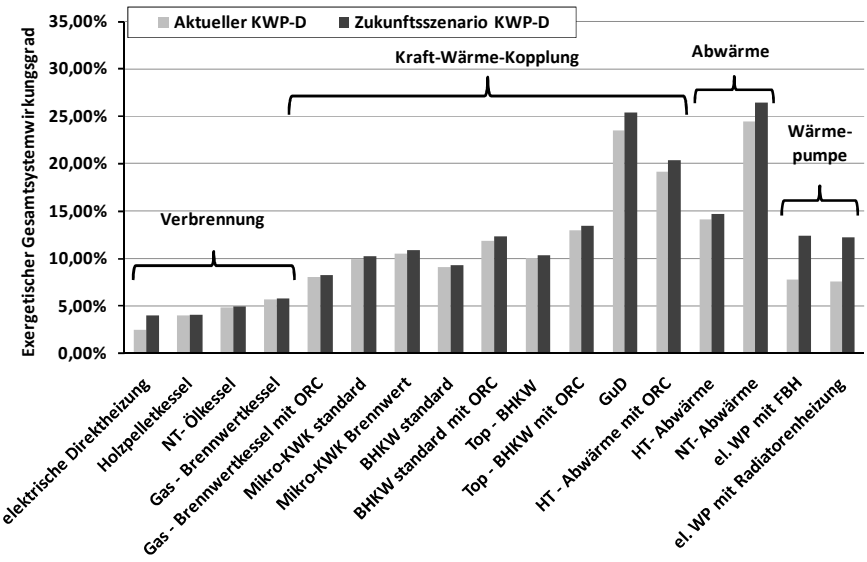


Abbildung 5.13: Vergleich der exergetischen Gesamtsystemwirkungsgrade in Abhängigkeit der eingesetzten Erzeugertechnologien – Zukunftsszenario für die Erzeugung elektrischen Stroms

Es ist zu erkennen, dass der exergetische Wirkungsgrad sämtlicher Varianten ansteigt. Dies entspricht insofern der Erwartung, als in allen Fällen elektrische Hilfsenergieströme in die Bilanz einfließen, die im Zukunftsszenario effizienter erzeugt werden. Allerdings ist der exergetische Gewinn für die meisten Varianten gering. Eine deutliche Verbesserung ist nur für die elektrische Direktheizung und die Wärmepumpenvarianten festzustellen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei diesen Wärmeversorgungssystemen zur Bereitstellung des Wärmestroms zur Bedarfsdeckung elektrischer Strom erforderlich ist - zusätzlich zu den auftretenden Hilfsströmen.

Im Zukunftsszenario sind die Wärmepumpenvarianten als konkurrenzfähig zu den moisten KWK-Lösungen und zur Nutzung von Hochtemperaturabwärme anzusehen. Würde zusätzlich eine Verbesserung der realisierbaren Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpen berücksichtigt, würde diese die KWK-Lösungen ohne den Einsatz eines hocheffizienten GuD sogar übertreffen. Würden dann Wärmepumpen in einer Einzelhausversorgung von Gebäuden mit einem hohen Dämmstandard mit leitungsgebundenen Versorgungslösungen verglichen, würden die Wärmepumpenvarianten die besseren exergetischen Wirkungsgrade erzielen, da hierfür keine Leitungswärmeverluste in die Bilanz eingingen.

6 Exergie und Wirtschaftlichkeit

6.1 Grundlegende Überlegungen

In den vorangegangenen Kapiteln konnte der Nutzen einer Exergie-Analyse im Vergleich zur rein energetischen Bewertung von Wärmeversorgungskonzepten aufgezeigt werden. In der Praxis werden jedoch Entscheidungen beispielsweise bei der Auswahl von Versorgungskonzepten überwiegend aus wirtschaftlicher Sicht und nur vereinzelt aus energetischer Sicht getroffen. Im Folgenden soll daher das Verhältnis von exergetischer Bewertung und Wirtschaftlichkeit beleuchtet werden.

Derzeit werden Wärmeversorgungskonzepte zumeist anhand der Wirtschaftlichkeit bewertet. Dabei handelt es sich in der Regel um eine betriebswirtschaftliche und weniger um eine volkswirtschaftliche Betrachtung: Kosten entstehen nur durch Engergieverbrauch, Investitionen und Betriebsaufwand; eine Bewertung der mit der Energieversorgung verbundenen Folgekosten liegt außerhalb der betriebswirtschaftlichen Bilanzgrenze und bleibt überwiegend unberücksichtigt. Ein erster Ansatz, die Auswirkungen für Umwelt und Gesellschaft in die betriebswirtschaftliche Betrachtung einfließen zu lassen, bietet die Bilanzierung der CO_2-Emissionen. Ausgehend von den klimaverträglichen CO_2-Emissionen wird das Maximum an Emissionen ermittelt, so dass darüber hinausgehende Emissionen durch Maßnahmen vermieden oder durch den Kauf von Emissionszertifikaten, und damit durch Realisierung von Emissionsminderungsprojekten, ausgeglichen werden müssen. Werden wertvolle Energieträger, ob fossil oder regenerativ, ineffektiv verwendet, führt dies unweigerlich zu einem Anstieg des Energieverbrauchs und zu einer Verschwendung vorhandener, jedoch begrenzter Ressourcen. Dieser Mehraufwand kann mit Hilfe der Exergie-Analyse verdeutlicht werden, jedoch liegt dieser außerhalb der betriebswirtschaftlichen Bilanzgrenzen und kann derzeit noch nicht mit Mehrkosten in Verbindung gebracht werden. Könnten dem Exergieaufwand und dem exergetischen Wirkungsgrad Kosten zugewiesen werden (ähnlich den Preisen für CO_2-Emissionen), so könnte die effiziente und vor allem effektive Nutzung der vorhandenen Energieressourcen deutlich vorangetrieben werden. Dabei stellt die Exergie in Verbindung mit dem in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten Modell eine vergleichsweise einfach zu bilanzierende Größe dar, die einen direkten Vergleich verschiedener Energieressourcen ermöglicht.

6.2 Wirtschaftliche Bilanzierung

Im Folgenden wird anhand der Gegenüberstellung von exergetischem Wirkungsgrad und den Wärmegestehungskosten das derzeitige Verhältnis zwischen Exergieverbrauch und Kosten aufgezeigt. Dazu werden neben den bisherigen exergetischen Bilanzen die Kosten verschiedener wirtschaftlich interessanter Szenarien ermittelt. Dazu wird die Annuitätenmethode angewendet, um die jährlichen Kosten durch Investitionen, Energieverbrauch und Anlagenbetrieb zu ermitteln. Zur Ermittlung der Kosten werden allgemeingültige Kennwerte für Investitionen, Preise und Aufwen-

dungen verwendet. Die Basis der unter wirtschaftlichen Aspekten bewerteten Wärmeversorgungssituationen und –konzepte stellen bisher exergetisch bewertete Technologien und Konzepte. Die auf diese Weise ermittelten Kosten zeigen die grundlegende Tendenz der Kosten der betrachteten Szenarien. Aufgrund der allgemeinen Annahmen können die hier ermittelten Kosten jedoch nicht mit den Ergebnissen von Wirtschaftlichkeitsanalysen realer Versorgungssituationen verglichen werden, die deutlich durch die lokalen Randbedingungen beeinflusst werden. Die hier ermittelten Kosten können daher nur dazu verwendet werden, grundsätzliche Erkenntnisse über das Verhältnis zwischen Exergie und Wirtschaftlichkeit zu gewinnen.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass sich, im Gegensatz zur Effizienz der Energieversorgung und den Investitionen, die Energiepreise und –kosten sehr dynamisch entwickeln können. Dabei ist zu beachten, dass hier nur Kosten für die Energieversorgung betrachtet werden. Kosten für Maßnahmen an Gebäuden gehen über den Rahmen dieser Studie hinaus. Diese müssen jedoch betrachtet werden, um zu wirtschaftlich-exergetisch optimierten Konzepte zu gelangen. Die in Kapitel 4 vorgestellte Darstellung, dass der Exergieaufwand sowohl durch Reduktion der eingesetzten Energie (Menge), als auch durch den Einsatz niedrigexergetischer Energiequellen (Qualität) verringert werden kann, macht dies deutlich. Eine wichtige Frage stellt dabei die wirtschaftliche Effektivität: unter Berücksichtigung von Kosten und Exergieaufwand ist dasjenige Konzept auszuwählen, das bezogen auf die Kosten die größten Einsparungen erzielt. Dabei wird dann deutlich, ob es z.B. wirtschaftlich effektivere Konzepte als Plusenergiehäuser (Gebäude) oder Photovoltaikanlagen (Versorgungsanlagen) gibt.

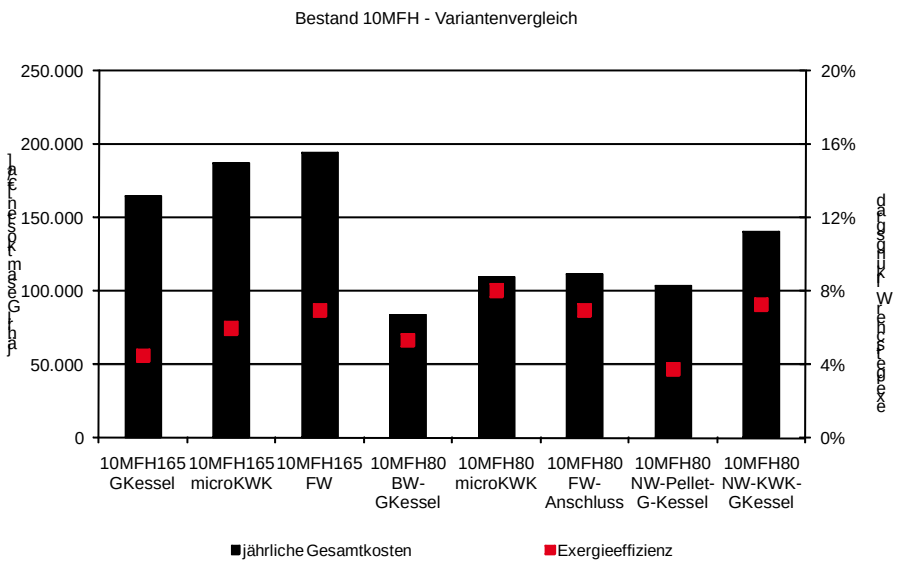
6.3 Szenarienvergleich

Die Beurteilung von Wirtschaftlichkeit in Verbindung mit dem exergetischen Wirkungsgrad wird anhand zweier Versorgungsaufgaben dargestellt. Zum einen werden acht Szenarien zur Versorgung von 10 Mehrfamilienhäusern (MFH) à 16 Wohneinheiten mit jeweils einer Nutzfläche von knapp 1100 m²/MFH im Bestand verglichen. Zum anderen wird ein Vergleich von fünf Szenarien zur Versorgung von 100 Einfamilienhäusern (EFH), die mit einer Fläche von je 225 m² neu errichtet werden, durchgeführt. Für den Vergleich wurden charakteristische und sinnvolle Versorgungskonzepte ausgewählt. Im Unterschied zu den in den vorherigen Kapiteln präsentierten Szenarien werden, unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten zusammengestellte, Anlagenkombinationen betrachtet. Die FW-Versorgung von neuen Einfamilienhäusern mit guter Wärmedämmung fehlt daher genauso wie die Versorgung von schlecht gedämmten Bestandsgebäuden über eine Wärmepumpe. Zum Vergleich der Szenarien werden die jährlichen Gesamtkosten dem exergetischen Wirkungsgrad gegenübergestellt.

Abbildung 6.1 zeigt den Vergleich von drei Konzepten zur Versorgung von 10 MFH mit einem Heizwärmebedarf von 165 kWh/m²a und fünf Konzepten zur Versorgung von 10 gedämmten MFH mit einem Heizwärmebedarf von 80 kWh/m²a. In all diesen Fällen erfolgt die Bereitstellung von Trinkwarmwasser direkt über das Heizungssystem. Auf diese Weise wird der (unter Umständen große) Einfluss der Wahl einer effizienten Variante der Trinkwarmwasserbereitung außen vor gelassen. Dieser Einfluss wurde be-

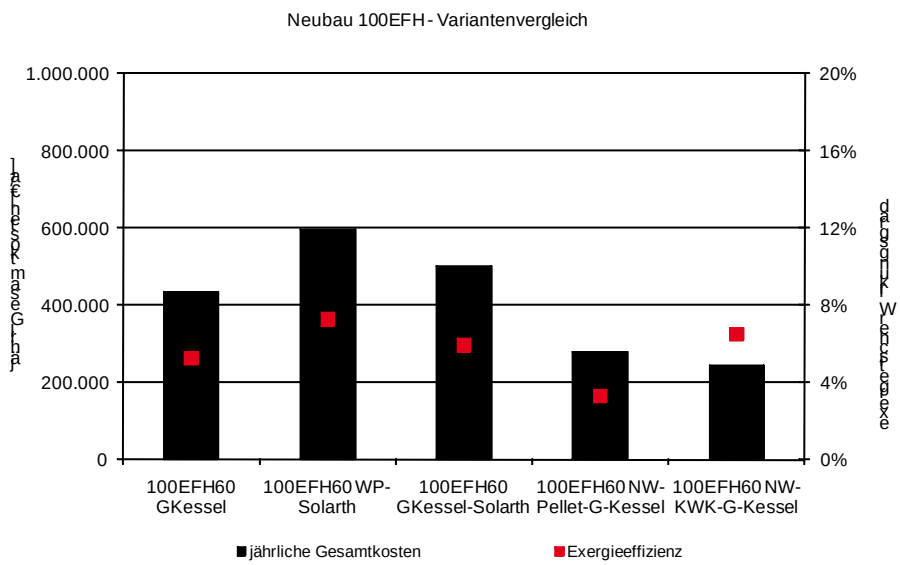
reits gesondert in Kapitel 5.1.3 beleuchtet. Beide Versorgungssituationen werden als Referenz von einem Erdgaskessel versorgt, welcher im gedämmten Gebäude als Brennwertgerät ausgestattet ist, der eine Variante mit einer Mikro-KWK-Anlage und einer Fernwärmeversorgung gegenüber stehen. Für die gedämmten Gebäude werden darüber hinaus noch zwei Varianten mit einem Nahwärmenetz (NW) dargestellt. Dabei werden zentrale Anlagenkombinationen aus Pelletkessel und Erdgaskessel sowie aus KWK-Anlage und Erdgaskessel untersucht. Aufgrund der verbesserten Wärmedämmung liegen die Kosten für MFH80-Varianten unter denen der MFH165-Gebäude. Weiterhin ist zu sehen, dass sich mit dem Anlagenaufwand die Wirtschaftlichkeit in diesem Beispiel im Vergleich zur Referenz (BW-GKessel) verschlechtert. Bei den MFH165-Varianten ist zu sehen, dass ein steigender exergetischer Wirkungsgrad (positiv) gleichzeitig zu steigenden Kosten (negativ) führt. Zu erwähnen ist, dass die leitungsgebundenen Lösungen durch die Nutzung von KWK-Anlagen gute exergetische Wirkungsgrade aufweisen, aufgrund der hohen Investitionen für den Anschluss ans Fernwärmenetz in diesem Beispiel aber zu hohen Kosten führen. Für die gedämmten Gebäude ist dies für die Erdgaskessel- und die Mikro-KWK-Varianten ebenfalls zu sehen. Aufgrund der höheren relativen Leitungswärmeverluste fällt die Verbesserung des exergetischen Wirkungsgrads gegenüber den Einzelhauslösungen für die Versorgung über ein Nahwärmenetz etwas niedriger aus. Allerdings kann der exergetische Wirkungsgrad der Kesselvariante von 5,3 % immer noch auf 7,3 % und damit um 37 % gesteigert werden. Zu beachten ist, dass die NW-Versorgung über einen zentralen Pelletkessel in Verbindung mit einem Spitzenlastkessel von den primärenergetisch günstigen Varianten die beste Wirtschaftlichkeit, aber gleichzeitig den schlechtesten exergetischen Wirkungsgrad erzielt. Ursachen dafür sind der hohe Anteil der Netzverluste am Energiebedarf bei gut gedämmten Gebäuden sowie die Verwendung eines wertvollen Brennstoffes zur Bereitstellung von Raumwärme und Brauchwarmwasser.

Abbildung 6.1: Vergleich von Konzepten zur Versorgung von zehn Mehrfamilienhäusern im Bestand



In Abbildung 6.2 ist der Vergleich von Versorgungsvarianten für neugebaute Einfamilienhäuser dargestellt. Dabei werden drei Einzelhausversorgungslösungen (Erdgaskessel, Erdsonde/Wärmepumpe+solare Brauchwassererwärmung, Erdgaskessel+solare Brauchwassererwärmung) mit zwei netzgebundenen Wärmeversorgungskonzepten (Pellet-Grundlastkessel+Erdgas-Spitzenlastkessel, KWK-Anlage+Erdgas-Spitzenlastkessel) verglichen. In diesem Beispiel stellen die wärmenetzgebundenen Varianten die wirtschaftlich günstigsten Szenarien dar. Dieses Ergebnis ist jedoch sehr stark von den lokalen Gegebenheiten abhängig und kann nicht verallgemeinert werden. Beispielsweise erhöhen sich die Wärmenetzinvestitionen, wird statt von einer unbebauten Fläche von einem innerstädtischen, bebauten Gebiet, wie im Beispiel MFH-Bestand, ausgegangen. Wie im MFH-Beispiel verursachen aufwendige Anlagenkonzeptionen (Erdsonden, Wärmepumpen, solarthermische Brauchwassererwärmung) erhöhte Kosten. Aufgrund der geringen installierten Heizleistung entstehen hohe Investitionen für dezentrale Wärmeversorgungsanlagen in Einfamilienhäusern. Dadurch kann eine wärmenetzbasierte Versorgung aufgrund kostengünstiger zentraler Versorgungsanlagen zu wirtschaftlich günstigen Konzepten führen. Voraussetzungen hierfür sind eine hohe Verbrauchsdichte bezogen auf die Netzlänge sowie günstige Randbedingungen für die Installation eines Wärmenetzes. Auch hier zeigt sich, dass das wirtschaftlich und primärenergetisch günstige Konzept über einen zentralen Pelletkessel den geringsten exergetischen Wirkungsgrad aufweist. Die beste Exergieeffizienz weist in diesem Beispiel die Wärmepumpe in Verbindung mit einer solarthermischen Brauchwassererwärmung auf. Diese Variante verursacht aufgrund des hohen Anlagenaufwandes gleichzeitig die höchsten Wärmegestehungskosten.

Abbildung 6.2: Vergleich von Konzepten zur Versorgung von 100 neu zu errichtenden Einfamilienhäusern



6.4 Fazit zur Wirtschaftlichkeit und exergetischen Effizienz

Sowohl aus Sicht der exergetischen Wirkungsgrade als auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten können keine pauschalen Aussagen getroffen werden, welche Konzepte im Allgemeinen günstig sind. Der Vergleich des exergetischen Wirkungsgrads mit der Wirtschaftlichkeit für Bestands- und Neubauszenarien hat jedoch gezeigt, dass tendentiell exergetisch günstige Varianten aufgrund des hohen Anlagenaufwandes zu hohen Kosten führen. Wärmenetzbasierte Versorgungskonzepte können zu wirtschaftlich und exergetisch interessanten Varianten führen, wenn eine hohe Anzahl teurer Kleinstanlagen ersetzt werden und ein Mindestmaß an Verbrauchsdichte bezogen auf die Netzlänge erzielt wird. Dabei ist zu beachten, dass sich die Energiepreise im Gegenzatz zu den Investitionen und den exergetischen Wirkungsgraden sehr dynamisch entwickeln können.

7 Erkenntnisse der Exergieanalyse von Wärmeversorgungssystemen

Es konnte nachgewiesen werden, dass das Modell einen umfassenden technologischen Quervergleich von Wärmeversorgungssystemen erlaubt. Eine grundlegende Schwierigkeit, die sich bei Betrachtung der Resultate der angestellten Vergleiche ergibt, ist die Erkenntnis, dass eine Pauschalisierung von Aussagen im vorliegenden Kontext oft nur schwer möglich und eine differenzierte Betrachtung häufig notwendig ist.

Alle abgebildeten Erzeugervarianten sind in Form eines theoretischen Rankings gegenübergestellt und erlauben eine Einordnung der exergetischen Effizienz der einzelnen Versorgungslösungen. Hierbei zeigt sich eine grobe Einteilung in vier Stufen, die sich mit der im Modell vorgenommenen Unterscheidung in Technologieklassen deckt. Dabei weisen verbrennungbasierte Varianten die schlechtesten exergetischen Wirkungsgrade auf. Aus exergetischer Sicht unterscheiden sich Kesselvarianten, bei denen nachwachsende Rohstoffe eingesetzt werden (Beispiel Pelletkessel) nicht von solchen, bei denen fossile Energieträger verbrannt werden. Aufgrund der geringen exergetischen Wirkungsgrade sollte der Einsatz von Brennstoffen in Kesselanlagen zur Deckung von LowEx-Bedarfen möglichst vermieden werden.

Die Nutzung von Kraft-Wärme-Kopplung kann exergetische Vorteile bringen. So werden durch den Einsatz von Erzeugeranlagen dieser Kategorie stets exergetische Vorteile gegenüber den Kesselvarianten erzielbar. Allerdings zeigt sich im Rahmen der KWK-Varianten ein breites Spektrum an erreichten exergetischen Wirkungsgraden. Es muss folglich im Einzelfall beurteilt werden, wie effizient eine bestimmte KWK-Lösung ist. Der Einsatz eines GuD zeigt die große Bedeutung auf, die einem hohen elektrischen Nutzungsgrad beim Einsatz von Kraft-Wärme-Kopplung zukommt. Es sollten möglichst nur (energetisch) hocheffiziente KWK-Anlagen, d.h. mit größtmöglichem elektrischem Wirkungsgrad und, mit zweiter Priorität, größtmöglichem Gesamtnutzungsgrad eingesetzt werden. Die genaue Abbildung der im Kraft-Wärme-Kopplungsprozess auftretenden Wärmeströme ist ebenfalls von großer Bedeutung. So zeigt sich am Beispiel des BHKW, dass die direkte Einkopplung von Wärme aus dem heißen Rauchgas in ein Wärmenetz erhebliche Exergievernichtung beinhaltet. Deshalb ist durch den Einsatz eines ORC-Moduls, welches das exergetische Potential dieses heißen Abwärmestroms durch eine Teilverstromung besser ausnutzt, eine klare Steigerung der exergetischen Wirkungsgrade möglich. Folglich sollte im Rahmen der Kraft-Wärme-Kopplung darauf geachtet werden, die vorhandenen exergetischen Potentiale möglichst vollständig auszuschöpfen und erst dann die verbleibende Wärme zur Deckung von LowEx-Bedarfsformen einzusetzen.

Der Einsatz von Wärmepumpensystemen schneidet im Rahmen der exergetischen Analyse ebenfalls deutlich besser ab, als die Kesselvarianten. Allerdings ergibt sich für diese Erzeugerklasse ein gravierender Nachteil durch den Einsatz von elektrischem Strom als Antriebsenergie, wodurch nur mittlere exergetische Wirkungsgrade erzielt werden.

Der Einsatz von elektrischem Strom, im Kontext der Wärmeversorgung und besonders im Zuge der Deckung von LowEx-Bedarfen ist aufgrund des geringen Wandlungswirkungsgrads der Erzeugung höchst kritisch zu sehen. Dieser Umstand schlägt sich bereits beim Einsatz von elektrisch angetriebenen Wärmepumen nieder und wird auch anhand des geringsten aller ermittelten exergetischen Wirkungsgrade für den Fall der elektrischen Direktheizung deutlich. Allerdings muss darüber hinaus bedacht werden, dass die diversen Hilfsenergieströme, die bei allen Wärmevorsorgungssytemen auftreten und allesamt durch elektrischen Strom bereit gestellt werden, nicht zu vernachlässigen sind. Dies ist vor allem deshalb von Bedeutung, da die hier aufgewendete Energie (und Exergie) nicht Teil des zu deckenden Bedarfs ist, sondern zusätzlich benötigt wird, um diesen bereitstellen zu können. Die Reduktion dieses zusätzlichen elektrischen Bedarfs beinhaltet damit ein weiteres Optimierungspotential.

Die Erzeugungsanlagen auf Basis der Abwärmenutzung erzielen durchgehend hohe exergetische Wirkungsgrade, da hier das Prinzip einer Anpassung der Qualität der Einsatzenergieströme an den Bedarf am besten umgesetzt wird. Allerdings zeigt sich auch in dieser Klasse von Varianten, dass nicht leichtfertig verallgemeinert werden darf. So ist der Einsatz eines Abwärmestroms mit einer hohen Temperatur zur Deckung von LowEx-Bedarfsformen ebenfalls nicht ideal, wie sich anhand der Wirkungsgradgewinne durch den zusätzlichen Einsatz eines ORC-Moduls zur teilweisen Verstromung des enthaltenen exergetischen Potentials zeigt.

Die Trinkwarmwasserbereitung ist eine thermische Bedarfsform, die angesichts der steigenden Dämmstandards von Gebäuden immer mehr an Bedeutung gewinnen wird. Es konnte gezeigt werden, dass die effiziente Bereitstellung des Trinkwarmwassers entscheidend für den exergetischen Gesamtwirkungsgrad des Wärmeversorgungssystems sein kann. So ist von Bereitstellung des Trinkwarmwassers mit Hilfe eines elektrischen Durchlauferhitzers grundsätzlich abzuraten; erst recht, wenn die Heizungsanlage im Gebäude mit Hilfe eines exergetisch deutlich effizienteren Systems erfolgt. In diesem Fall ist eine Ankopplung der Trinkwarmwasserbereitung an das Heizungssytem deutlich vorzuziehen. Auch der Einsatz von Solarthermie zur Unterstützung der Trinkwarmwaserbereitung führt zur exergetischen Verbesserung. Allerdings muss aufgrund der (wirtschaftlich und angesichts der klimatischen Bedingungen in Deutschland) erzielbaren Deckungsanteile der Einsatz einer Spitzenlastabdeckung berücksichtigt werden. Da hierfür typischerweise Kesselanlagen oder eine Form von elektrischer Direktheizung eingesetzt werden, verringert sich der exergetische Vorteil der Solarthermienutzung in der praktischen Realisierung.

Obwohl das Verteilsubsystem einer leitungsgebundenen Versorgungsvariante als Mittler zwischen Erzeugung und Verbrauch aufgefasst werden kann, ergeben sich verschiedene wichtige Einflüsse bezüglich der realisierbaren Systemvarianten. Dies ist einerseits auf die Restriktionen durch die Wahl der Netztemperaturen zurückzuführen, andererseits auf die auftretenden Leitungswärmeverluste in Abhängigkeit von der Wärmebedarfsdichte. Generell sollten stets möglichst niedrige Netztemperaturen angestrebt werden, da die Netzverluste durch erhöhten Exergieeinsatz im Erzeugerpark ausgeglichen werden müssen. Dies führt dazu, dass aus exergetischer Sicht Leitungswärmeverluste um so kritischer zu sehen sind, desto ineffizienter die vorgelagerte Erzeugung der Wärme erfolgt. Darüber

hinaus können die Netztemperaturen auch weiteren Einfluss auf die exergetische Effizienz der einkoppelnden Erzeugungsanlagen haben; dies wurde anhand des Beispiels des GuD erläutert.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass es unsinnig ist, von Nah- bzw. Fernwärme als einer Technologievariante für die Wärmeversorgung zu sprechen. Die Realisierung von Nah- oder Fernwärmeversorgungssystemen kann auf vielfältige Weise erfolgen und es bedarf einer genauen Betrachtung, vor allem der zugrunde liegenden Erzeugungstechnologien, um die exergetische Effizienz eines solchen Wärmeversorgungssystems beurteilen zu können. Die betrachteten Szenarien zeigen auch hierbei ein großes Sprektrum der erzielten exergetischen Wirkungsgrade. Dabei spielen die auftretenden Leitungswärmeverluste ebenfalls eine Rolle, so dass eine Grundvoraussetzung für die effiziente Realisierung einer leitungsgebundenen Lösung in den Randbedingungen (z.B. der Wärmebedarfsdichte) zu sehen ist.

Grundsätzlich ist zu beachten, dass der Übergang von (eher theoretischen) monolithischen Versorgungskonzepten hin zu realitätsnahen Anlagenkonfigurationen, wie sie im Vergleich der exergetischen Analyse mit den Kosten betrachtet wurden, stets zur Verschlechterung der erzielbaren exergetischen Wirkungsgrade führt. Dies ist, analog zur oben bereits erläuterten Problematik beim Einsatz der Solarthermie zur Unterstützung der Trinkwarmwasserbereitung, auf den Einsatz von Spitzenlastkesseln mit schlechten exergetischen Wirkungsgraden zurückzuführen, die eine Anlagenkombination im Mittel ineffizienter werden lassen.

In Abhängigkeit von den Dämmstandards und Gebäudegrößen im Versorgungsgebiet ergeben sich verschiedene Möglichkeiten zur Realisierung exergetisch effizienter Wärmeversorgungssysteme. Es kann dabei nicht pauschal geklärt werden, ob eine Einzelhausversorgung oder ein leitungsgebundenes System exergetisch zu bevorzugen ist. Für den Fall der Fernwärme ist jedoch anzumerken, dass ein großer Vorteil in der größeren Flexibilität bei der Modernisierung der Erzeugerparks liegt. So können immer effizientere Erzeugeranlagen ohne Beeinflussung der Kunden realisiert werden. Außerdem ist gerade die als effizienteste technologische Variante zur Wärmebereitstellung identifizierte Nutzung von Niedertemperaturabwärme ebenso wie die beste KWK-Variante (GuD) nur in dieser Form großflächig realisierbar.

Bei der Betrachtung der Wärmeversorgungssysteme in den Szenarien zeigt sich, dass pauschale Aussagen über die exergetische Effizienz nur bedingt möglich sind. Meist ist es notwendig, konkrete Fallvergleiche anzustellen, um beurteilen zu können, welche Variante unter den jeweiligen Randbedingungen die geeignetere ist.

Literaturverzeichnis

[AGF] AGFW. *Thermische Verminderung des Legionellenwachstums – Umsetzung des DVGW-Arbeitsblattes W 551 in der Ferrnwärmeversorgung*.

[AGF07a] AGFW. *Hauptbericht der Fernwärmeversorgung 2006*, 2007.

[AGF07b] AGFW - Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e.V. AGFW - *Branchenreport 2007*, 2007.

[AGF09] AGFW. *Technisches Handbuch Fernwärme*, 2. Auflage. Arbeitsgemeinschaft Fernwärmewirtschaft, 2009.

[AHBR05] M. G. Alpuche, Christopher Heard, Roberto Best, Jorge Rojas. *Exergy analysis of air cooling systems in buildings in hot humid climates*. Applied Thermal Engineering, 25:507 – 517, 2005.

[Ahr77] J. Ahrendts, editor. *Die Exergie chemisch reaktionsfähiger Systeme*, Nr. 579 in VDI Forschungsheft. VDI-Verlag, Düsseldorf„ 1977.

[AJ04] Mia Ala-Juusela et al. *Heating and cooling with focus on increased energy efficiency and improved comfort* - guidebook to iea ecbcs annex 37: Low exergy systems for heating and cooling of buildings - summary report. Technical report, Technical Research Center of Finland (VTT), 2004.

[AS08] Falk Auer und Herbert Schote. *Feldtest Elektro - wärmepumpen: Nicht jede Wärmepumpe trägt zum Klimaschutz bei*. Technical report, Gruppe Energie Lahr, 2008.

[ATS09] Adriana Angelotti, Herena Torio, Dietrich Schmidt. *Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view*. Energy and Buildings, 41:248 – 271, 2009

[BBB+10] Walter Blum, Wolfgang Breyer, Hardo Bruhns, Eike Gelfort, Martin Keilhacker, Gerhard Luther, Andreas Otto, Matthias Rzepka, Manfred Treber, und Wolfgang Weingarten. *Elektrizität: Schlüssel zu einem nachhaltigen und klimaverträglichen energiesystem*, Deutsche Physikalische Gesellschaft e. V., 2010.

[Ber09] *Bundesberggesetz (BBergG)*, 2009. Bundesberggesetz vom 13. August 1980. (BGBl. I S. 1310), das zuletzt durch Artikel 15a des Gesetzes vom 31. Juli2009 (BGBl. I S. 2585) geändert worden ist.

[BJ08] Fawzi Banat und Nesreen Jwaied. *Exergy analysis of desalination by solarpowered membrane distillation units*. Desalination, 230:27 – 40, 2008.

[Bos35] F. Bosnjakovitch. *Technische Thermodynamik Bd. 1*. 1935

[BTM96] Anrian Bejan, George Tsatsaronis, Michael Moran. *Thermal Design and Optimization*. John Wiley & Sons, Inc., 1996.

[Bun01] Bundesministerium für Gesundheit. *Trinkwasserverordnung – TrinkwV 2001*, 05. 2001.

[Bun04] Bundersminsterium für Wirtschaft und Arbeit, Bundesministerium für Verkehr Bau- und Wohnungswesen. *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung 2004)*, 2. 12 2004.

[Bun10] Bundesministerium für Wirtschaft BMWi. *Energiedaten 2007*, 08. Juni 2010. Tabelle 7a.

[BWL+09] Yuehong Bi, Xinhong Wang, Yun Liu, Hua Zhang, Lingen Chen. *Comprehensive exergy analysis of a ground-source heat pump system for both building heating and cooling modes*. Applied Energy, 86:2560 – 2565, 2009

[CC09] B. Chen und G.Q. Chen. *Extended-exergy analysis of the chinese society*. Energy, 34:1127–1144, 2009.

[CL05] Hsuan Chang und Jr-wei Li. *A newexergy method for process analysis and optimization*. Chemical Engineering Science, 60:2771 – 2784, 2005.

[CTR02] J. G. Cervantes und E. Torres-Reyes. *Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system*. Applied Thermal Engineering, 22:1289 – 1297, 2002.

[Deu04] Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V. (DVGW). *DVGWArbeitsblatt W 551 – Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums; Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen*, 2004.

[DINa] DIN - Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN EN 806-2:2005-8 Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen - Teil 2: Planung*.

[DINb] DIN - Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN EN 832:1998-12 Wärmetechnisches Verhalten von Gebäuden - Berechnung des Heizenergiebedarfs; Wohngebäuden*.

[DINc] DIN - Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN V 18599:2007-02; Energetische Bewertung von Gebäuden*. Vornormreihe.

[DINd] DIN - Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN V 4701-10:2003-08: Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung*.

[DIN83] DIN - Deutsches Institut für Normung e. V. *DIN 4701 - 2: 03 – 1983 Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden*, 1983.

[DKW09] Christian Dötsch, Annedore Kanngießer und Daniel Wolf. *Speicherung elektrischer Energie - Technologien zur Netzintegration erneuerbarer Energien*. Umwelt-Wirtschafts-Forum (uwf), 17:351 – 360, 2009.

[DSM09] Achim Dittmann, Thomas Sander und Gerald Menzler. *Die ökologische Bewertung von Wärme und Elektroenergie - ein Instrument zur Erhöhung der Akzeptanz der Kraft-Wärme-Kopplung*, VIK Mitteilungen, Juni 2009. Sonderdruck.

[DTS98] C. Dötsch, J. Taschenberger und I. Schönberg. *Leitfaden Nahwärme* -UMSICHT Schriftenreihe Band 6. Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 1998.

[DWD] Wetter und Klima - Deutscher Wetterdienst. www.dwd.de.

[ED10] Georg Erdmann und Lars Dittmar. *Technologische und energiepolitische Bewertung der Perspektiven von Kraft-Wärme-Kopplung in Deutschland*, TU-Berlin, 2010.

[EIEP07] Hikmet Esen, Mustafa Inalli, Mehmet Esen und Kazim Pihtili. *Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers*. Building and Environment, 42:3606 – 3615, 2007.

[Ene] Energieagentur NRW, Wuppertal. *Solaratlas für Nordrhein-Westfalen*.

[Ene04] Energy Consulting, Gesellschaft für Energiemanagement (GfEM). *Kennziffernkatalog,Investitionsvorbereitung in der Energiewirtschaft*, 2004.

[EnE07] *Förderkonzept Energieeffiziente Stadt*. Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi), 2007.

[FBM86] W. Fratzscher, V. M. Brodjanskij und K. Michalek. *Exergie: Theorie und Anwendung*. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leibzig, 1986.

[Fen00] *Bauordnung für das Land Nordrhein-Westfalen* (bauo nrw), März 2000.

[GEM09] *Globales Emissions-Modell integrierter Systeme (GEMIS) - Version 4.6*. Institut für angewandte Ökologie e.V, (Öko-Institut Freiburg), 2009.

[Glü85] Bernd Glück. *Heizwassernetze für Wohn- und Industriegebiete*. Verlags- und Wirtschaftsgesellschaft der Elektrizitätswerke mbH, 1985.

[Gra51] P. Grassmann. Technische Arbeitsfähigkeit als praktische Rechengröße. Zeitschrift für Wärme- und Kältetechnik, 2 (8):161 – 166, 1951.

[Gro10] Johannes Grob. Mitarbeiter Fraunhofer UMSICHT - Entwicklung und Bau von ORC-Anlagen. Persönliches Gespräch, Interviewer: Stefan Bargel, Juni 2010.

[Hep08a] Arif Hepbasli. *A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12:593 – 661, 2008.

[Hep08b] Arif Hepbasli. *A study on estimating the energetic and exergetic prices of various residential energy sources*. Energy and Buildings, 40(3):308 – 315, 2008

[HK07] K. H. Hohberger und J Kampf. *Leitfaden zur Nutzung von Erdwärme mit Erdwärmesonden*. Ministerium für Umwelt, Forsten und Verbraucherschutz Rheinland-Pfalz (MUFV), 2007.

[IDA01] I. I. Dincer und Cengel Y. A. *Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering*. Entropy, 2:116 – 149, 2001.

[Ins92] Institut für Bauforschung e.V.. *Energieeinsparpotenziale im Gebäudebestand der Bundesrepublik Deutschland*. Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 1992.

[Jen10] Andrej Jentsch. *A novel exergy-based concept of thermodynamic qualityand its application to energy system evaluation and process analysis*. PhD thesis, Technische Universität Berlin, 2010.

[kfW] KfW Bankengruppe, http://www.kfw-foerderbank.de

[KK10] Rade Karamarkovic und Vladan Karamarkovic. *Energy and exergy analysis of biomass gasification at different temperatures*. Energy, 35:537 – 549, 2010.

[Kli09] *G8 und Schwellenländer einigen sich auf Zwei-grad-ziel*. Der Spiegel, 2009.

[Kot95] T. J. Kotas. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1995.

[LS05] Michael Lucht und Gorden Spangardt, editors. *Emissionshandel – Ökonomische Prinzipien, rechtliche Regelungen und technische Lösungen für den Klimaschutz*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2005.

[LS10] S. P. Lohani und D. Schmidt. *Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system*. Renewable Energy, 35:1275 – 1282, 2010.

[MBM10] V. Martinaitis, D. Bieksa und V. Miseviciute. *Degree-days for the exergy analysis of buildings*. Energy and Buildings, 2010. article in press.

[Met00] Meteotest. *Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education*, 2000. Programmversion 4.o.

[Mit09] *Mhi completes developement of the j-series gas turbine*. Mitsubishi Heavy Industries LTD, 03 2009. Pressemitteilung Nr. 1287 vom 12.03.2009.

[MJP+08] M. Manderfeld, A. Jentsch, A. Pohlig, C. Dötsch, S. Richter und K. Bohn. *Leitungsgebunde Wärmeversorgung im ländlichen Rraum - Handbuch zur Entscheidungsunterstützung: Fernwärme in der Fläche*. Technical report, Fraunhofer Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik (UMSICHT) und GEF Ingenieur AG und Fernwärme Niederrhein, 2008.

[MS08] M. J. Moran und H. N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley ans Sons Inc., 2008.

[MT08] Tatiana Morosuk und G. Tsatsaronis. *A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines*. Energy, 33:890 – 907, 2008.

[NA10] Wolfgang Nowak und Jochen Arthkamp. *BHKW-Grundlagen*. Technical report, AUSE - Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V., 2010.

[Obe97] I. Obernberger. *Möglichkeiten der technologischen und wirtschaftlichen Optimierung von Biomasse-Nahwärme- und Mikronetzen*. In Tagungsband zur internationalen ALTENER Konferenz Mikronetze – Gebäudeübergreifende Wärmeversorgung auf Biomassebasis. Energieverwertungsagentur, Wien, 1997.

[OHDR07] Leyla Ozgener, Arif Hepbasli, Ibrahim Dincer und Marc A. Rosen. *Exergoeconomic analysis of geothermal district heating systems: A case study*. Applied Thermal Engineering, 27(Issues 8 - 9):1303 – 1310, Juni 2007.

[Ös99] Österreichisches Institut für Bautechnik (OIB). *Leitfaden für die Berechnung von Energiekennzahlen*, 03. 1999. OIB-382-010/99.

[OT08] S. Obara und I. Tanno. *Exergy analysis of a regional-distributed pem fuel cell system*. International Journal of Hydrogen Energy, 33:2300 – 2310, 2008.

[OvWvW97] Marjan E. Ossebaard, J. M. van Wijk und Mark T. van Wees. *Heat supply in the Netherlands: A systems analysis of costs, exergy efficiency, co2 and nox emissions*. Energy, 22:1087 – 1098, 1997.

[Pet08] Richard Petela. *An approach to the exergy analysis of photosynthesis*. Solar Energy, 82:311 – 328, 2008.

[PF05] Gerd Prohaska und Paul Fay. *BHKW-Kenndaten 2005*. Technical report, ASUE - Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V., www.asue.de, 2005.

[Pis05] Wolfram Pistohl. *Handbuch der Gebäudetechnik, Band 2 - Heizung/Lüftung/Energiesparen*. Werner Verlag, 5. Auflage edition, 2005.

[PP08] C. Pöhn und G. Pommer. *Evaluierung Thewosan - Förderungsmodell*. Technical report, Wiener Magistratsabteilung 39, 2008.

[Ran56] Z. Rant. *Exergie, ein neues Wort für technische Arbeitsfähigkeit,* Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurswesens, 22:36–37, 1956.

[RD04] M.A. Rosen und I. Dincer. *Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems*. International Journal of Thermal Science, 43:121 – 133, 2004.

[Rie07] Karsten Riedl. *Exergetische und exergoökonomische Bewertung von Verfahren der Energie- und Stoffwandlung*. PhD thesis, Zentrum für Ingenieurwissenschaften der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2007.

[Ros02] M. A. Rosen. *Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics*. Applied Energy, 72:427 – 441, 2002.

[RZ09] Stephan Richter und Karl Zepf. *Umstellung einer bestehenden Fernwärme in ein Lowex-system - Fernwärmemodellstadt Ulm*, 29.10. 2009. Vortrag -F&E-Projekt Fernwärmemodellstadt Ulm: Exergetische Optimierung der Fernwärmeversorgung Ulm.

[San10] Burkhard Sanner. *Oberflächennahe Geothermie: Technik und Einsatz*. In Berliner Energietage - Energieeffizienz in Deutschland, 2010.

[SBT08] E. Sciubba, S. Bastianoni und E. Tiezzi. *Exergy and extended exergy accounting of very large complex systems with an application to the province of siena, Italy*. Journal of Environmental Management, 86:372 – 382, 2008.

[Sch09] Dietrich Schmidt. *Low exergy systems for high-performance buildings and communities*. Energy and Buildings, 41:331 – 336, 2009.

[Sen10] Senertec Kraft-Wärme-Energiesysteme GmbH. *Der Dachs – Technisches Datenblatt*, 2010.

[SHM+04] Wolfgang Streicher, Richard Heimrath, Thomas Mach, Robert Kouba und Karin Schweyer. *Benutzerfreundliche Heizungssysteme für Niedrigenergie- und Passivhäuser*. Technical report, Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie (Österreich), 2004.

[SKKS09] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras und H. Spliethoff. *Energetic and economic investigation of organic rankine cylce applications*. Applied Thermal Engineering, 29:1809 – 1817, 2009.

[SLP98] M. Sorin, J. Lambert und J. Paris. *Exergy flow analysis in chemical reactors*. Technical report, Institution of chemical Engineers, 1998.

[SMS88] Jan Szargut, D. R. Morris und F. R. Steward. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing / Springer- Verlag, 1988.

[SS10] M. Schweiker und M. Shukuy. *Comparative effects of building envelope improvements and occupant behavioural changes on the exergy consumption for heating and cooling*. Energy Policy, 2010. article in press.

[Sta09] Statistisches Bundesamt, Wiesbaden. *Statistisches Jahrbuch 2009 für die Bundesrepublik Deutschland*, 09. 2009.

[Str07] Frithjof Straiß. *Jahrbuch Erneuerbare Energien*. Stiftung Energieforschung Baden-Württemberg, 2007.

[Sup] RWTH. *Informationsbroschüre der RWTH-Aachen zur Geothermieversorgung des SuperC*. http://www.rwth-aachen.de/go/id/sgh/.

[Sza05] Jan Szargut. *Exergy Method: Technical And Ecological Applications*. WIT Press, 2005.

[Tim08] Ulrike Timm. *Wohnsituation in Deutschland 2006*. Wirschaft und Statistik, 2:113 – 122, 2008.

[TKM08] George Tsatsaronis, Kerstin Kapanke und Ana Marìa Blanco Marigorta. *Exergoeconomic estimates for a novel zero-emission process generating hydrogen and electric power*. Energy, 33(2):321 – 330, 2008. 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impactof Energy Systems - ECOS 2006.

[TP94] George Tsatsaronis und Javier Pisa. *Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems – application to the cgam problem*. Energy, 19(3):287 – 321, 1994.

[TS10] Herena Torio und Dietrich Schmidt. *Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis*. Energy and Buildings, 42:1601 – 1609, 2010.

[Tsa07a] G. Tsatsaronis. *Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics*. Energy, 32:249 – 253, 2007.

[Tsa07b] George Tsatsaronis. *Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics*. Energy, 32(4):249 – 253, 2007. ECOS 05. 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems - ECOS 05.

[TWS+07] S. K. Tyagi, Shenwei Wang, M. K. Singhal, S. C. Kaushik und S. R. Park. *Exergy analysis and parametric study of concentrating type solar collectors*. International Journal of Thermal Science, 46:1304 – 1310, 2007.

[Ver98] Verein Deutscher Ingenieure e.V. VDI 2067 Blatt 10: *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Energiebedarf beheizter und klimatisierter Gebäude*, 1998.

[WEN08] WEN Consulting GmbH - Büro für wirtschaftliche Energienutzung, Bühringstraße 12, 13086 Berlin. *Handbuch Energiepreise und Energielieferverträge*, 2008.

NOMENKLATUR

Alle gepunkteten Größen (z.B. $\dot{x}$) bezeichnen eine zeitabhängige Größe, etwa einen Strom. Die Hoch- oder Tiefstellung von Indizes wird nicht gesondert unterschieden.

ABKÜRZUNGEN

CExC	engl.: Cumulative exergy consumption, kummulierter Exergieverbrauch
CExE	engl.: Cumulative exergy efficiency, kummulierte Exergieeffizienz
DLE	elektrischer Durchlauferhitzer zur Trinkwarmwasserbereitung
DN	Rohrnennweite
DT	Dampfturbine
EEA	engl.: Extended exergy analysis, erweiterte Exergieanalyse
EWS	Erdwärmesonde
EZFH	Ein- bis Zweifamilienhäuser
EZP	Erzeugerpark
FW	Fernwärme
GT	Gasturbine
HAL	Hausanschlussleitung
HP	Heizperiode
HT	Heiztage
HT	Hochtemperatur-
HTL	Haupttransportleitung
HVL	Hauptverteilleitung
JAZ	Jahresarbeitszahl
JDL	Jahresdauerlinie
JVS	Jahresvollbenutzungsstunden
KMR	Kunststoffmantelrohr

KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWP-D	Deutscher Kraftwerkspark, erzeugt den elektrischen Strom, der aus dem Stromnetz entnommen werden kann.
MEZ	Mitteleuropäische Zeit
MFH	Mehrfamilienhaus
NT	Niedertemperatur-
PEF	Primärenergiefaktor
RL	Rücklauf
TWE	Trinkwassererwärmer
TWW	Trinkwarmwasser
TWWB	Trinkwarmwasserbereitung
UTC	Greenwich Zeit
UVL	Unterverteilleitung
VL	Vorlauf
WE	Wohneinheit
WP	Wärmepumpe
WT	Wärmeaustauscher

FORMELZEICHEN

a_R	Hilfsgröße bei der Wärmeverlustabschätzung, beinhaltet Rohreigenschaften
b	Qualitätsfaktoren, Verhältnis chemischer Exergie zum Heizwert eines Brennstoffs
Δ	Differenzoperator
$\in$	Emissionsfaktor
h	Wirkungsgrad
Γ	flächenspezifischer Jahresheizenergiebedarf
g	Gütegrad
g_{ex}^{tech}	Technologischer Gütegrad
HHV	engl: higher heating value, Brennwert
l_R	Rohrreibungsbeiwert
$\langle\ \rangle$	Mittelungsoperator
LHV	engl: lower heating value, Heizwert
n	spezifisches Volumen
w	Verhältnisgröße
f	saisonale Anpassungsfaktoren für solare Gewinne
p	Leistungsanteil
r	Dichte
s_{tr}	spezifische Trassenlänge des Netzes je Hausanschluss
e	Effizienz
V	Druckbeiwert (für Einbauteile im Netz)
V	Jahresnutzungsgrad
a	Jahr
A_N	Nutzfläche (beheizte Fläche im Gebäude)
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	Tag

d_i	Innendurchmesser eines Rohres
E	Exergie
f_r	Raumnutzungsfaktor
GT	Gasturbine
h	Höhe
h	Stunde
H_O	Brennwert (oberer Heizwert) eines Brennstoffs
H_u	(unterer) Heizwert eines Brennstoffs
I	Energie
l	Länge
m	Masse
n	Anzahl
P	elektrische Leistung
P_{el}	elektrischer Energiestrom
Q	Wärmemenge
U	U-Wert, d.h. längenspezifischer Wärmeverlustkoeffizient (bei Rohren)
v	Strömungsgeschwindigkeit des Wärmeträgermediums im Rohr
W	(mechanische) Arbeit

INDIZES

0	Bezug auf Referenzbedinungen
EWS	Erdwärmesonde
HHV	oberer Heizwert
HP	Heizperiode
HT	Heiztage
LHV	unterer Heizwert
RW	Raumwärme
SL	Spitzenlast
TWW	Trinkwarmwasserbereitung
AL	Anschlussleistung
aux	von engl. auxiliary, bezeichnet Hilfsenergieströme
B	Boden
Br	Brennstoff zur Erzeugung eines gewünschten thermischen Produktes
Br‘	Brennstoffeinsatz zur Erzeugung elektrischen Stroms
C	Bezug auf den idealen Carnot-Prozess
ch	chemisch
d	Tag
dest	von engl. destruction, Vernichtung
DN	Rohrnennweite
eff	effektiv
el	elektrischer Strom
en	Energie
ex	Exergie
ext	extern
f	Fenster

fl	Flüssigkeit
Geb	Gebäude
H	Heizungssystem
hor	horizontal
i	Jahreszeiten
if	ideale Flüssigkeit
in	Eintretende Energieströme
int	intern
is	von engl. intersection, Übergangszeit
j	Himmelsrichtungen
K	Kessel
l	Luft
loss	Verlustenergieströme
M	Motor
nutz	Nutzen
opt	optimal
out	Austretende Energieströme
P	Pumpe
PE	Primärenergie
pr	Produkt
prim	primär
Q	Wärmemenge
R	Rohr
r	Bezug auf den Raum, der beheizt werden soll
rel	relativ
res	Thermodynamisches Reservoir
RG	Rauchgas

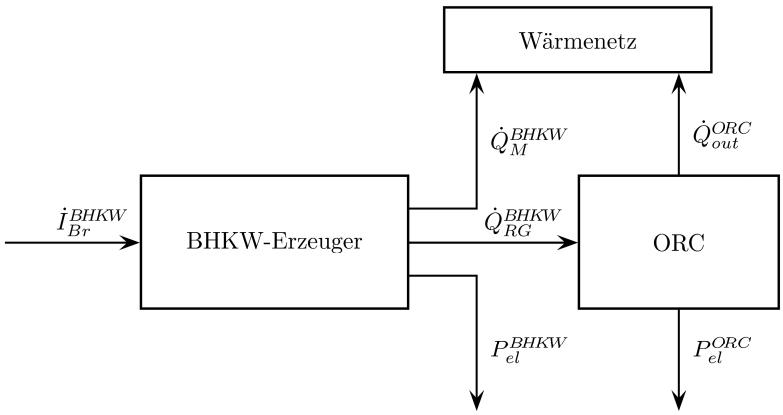
sek	sekundär
sn	Saison
so	Sommer
sol	solar
st	Bezug auf eine Stufe des Netzmodells
tot	total
tr	Trasse (Netz)
trans	transit
trm	Transmission
typ	typisch
ug	ungestört
um	Umgebung
var	Varianten
vb	Verbraucher
vent	Belüftung
vert	vertikal
wi	Winter

8 Anhang

Bilanzierung eines BHKW mit ORC-Modul

Wie in Abschnitt 3.1.3 erläutert, kann beim Einsatz eines Motor-BHKW, bei dem sowohl Abwärme aus dem Kühlkreislauf des Motors $Q_{BHKW, M}$ als auch Rauchgaswärme $Q_{BHKW, RG}$ mit deutlich höherer Temperatur anfällt, ein zusätzliches ORC-Modul in Anwendung gebracht werden. Der schematische Aufbau des kombinierten Systems aus BHKW und ORC-Modul sowie die auftretenden Energieflüsse sind in Abbildung 8.1 dargestellt.

Abbildung 8.1: Schematische Darstellung der Energieflüsse bei Kombination eines Motor-BHKW mit einem ORC-Modul



Dabei wird die hohe Temperatur des Rauchgases, die bei direkter Wärmeauskopplung in einen Heizkreislauf oder ein Wärmenetz zu exergetischen Ineffizienzen führt im Dampfkraftprozess des ORC-Moduls zur weiteren Stromerzeugung $P_{el, ORC}$ ausgenutzt. Aus dem Kühlkreislauf des ORC-Prozesses wiederum lässt sich immer noch Wärme $Q_{out, ORC}$ für eine Nutzung zu Heizzwecken oder zur Trinkwarmwasserbereitung auskoppeln.

Für die Wärme aus dem Motorkühlkreis und Rauchgas des BHKW sind energetische Mengenanteile (q^{RG} und q^{M}) an dem gesamten aus dem BHKW auskoppelbaren Wärmestrom bekannt. Damit ist eine parametrisierung gemäß Gleichung 8.1 bis Gleichung 8.3 möglich.

Gleichung 8.1: Wärmeauskopplung des BHKW

$$\dot{Q}_{th}^{BHKW} = \dot{Q}_{RG}^{BHKW} + \dot{Q}_{M}^{BHKW}$$

Gleichung 8.2: Definition des Rauchgaswärmeanteils

$$\dot{Q}_{RG}^{BHKW} = q^{RG} \cdot \dot{Q}_{th}^{BHKW}$$

Gleichung 8.3: Definition des Motorabwärmeanteils

$$\dot{Q}_{M}^{BHKW} = q^{M} \cdot \dot{Q}_{th}^{BHKW}$$

Damit kann die Rauchgas-Wärme als Funktion der Motorabwärme gemäß Gleichung 8.4 ausgedrückt werden.

Gleichung 8.4: Zusammenhang zwischen Rauchgaswärme und Motorabwärme

$$\dot{Q}_{RG}^{BHKW} = \frac{q^{RG}}{q^{M}} \cdot \dot{Q}_{M}^{BHKW}$$

Unter Ausnutzung von Gleichung 8.1 kann auch die gesamte aus dem BHKW ausgekoppelte Wärme in Abhängigkeit von der Motor-Wärme dargestellt werden:

Gleichung 8.5: Gesamte Wärmeauskopplung aus dem BHKW i n Abhängigkeit der Motorabwärme

$$\dot{Q}_{th}^{BHKW} = \left(\frac{q^{RG}}{q^{M}} + 1 \right) \cdot \dot{Q}_{M}^{BHKW}$$

Andererseits gibt der thermische Nutzungsgrad des ORC-Moduls $\eta_{th,\,ORC}$ an, wie viel Wärme aus dem Kühlkreislauf des ORC-Prozesses $Q_{out,\,ORC}$ in Abhängigkeit von der eingekoppelten Rauchgas-Wärme $Q_{RG,\,BHKW}$ ausgekoppelt werden kann (vgl. Gleichung 8.6).

Gleichung 8.6: Zusammenhang zwischen Antriebswärme und Abwärmeauskopplung im ORC-Modul

$$\dot{Q}_{out}^{ORC} = h_{th}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{RG}^{BHKW}$$

Wärmenetzseitig gibt es stets eine vorgegebenen Wärmebedarf Q_{vb}, der durch das kombinierte System bereit gestellt werden muss. Dieser Bedarf wird also durch die Auskopplung sowohl von Motorabwärme als auch von Abwärme aus dem ORC-Prozess gedeckt, siehe Gleichung 8.7.

Gleichung 8.7: Bedarfsdeckung durch Motorabwärme aus dem BHKW und Abwärme aus dem ORC-Modul

$$\dot{Q}_{vb} = \dot{Q}_{out}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{M}^{BHKW}$$

Ersetzt man nun sukzessive in Gleichung 8.7 die Wärmeauskopplung aus dem ORC $Q_{th,\,ORC}$ durch Gleichung 8.6 und darin den Rauchgas-Wärmestrom mittels Gleichung 8.4, so ergibt sich eine Beziehung zwischen dem verbrauchsseitigen Wärmebedarf und der Motor-Abwärme (Gleichung 8.8):

Gleichung 8.8:Zusammenhang zwischen Wärmebedarf und ausgekoppelter Motorabwärme des BHKW

$$\dot{Q}_{vb} = \left[\left(h_{th}^{ORC} \cdot \frac{q^{RG}}{q^{M}}\right)+1\right] \cdot \dot{Q}_{M}^{BHKW}$$

Der thermische Nutzungsgrad des BHKW $\eta_{th, BHWK}$ erlaubt die Bestimmung der zur Bereitstellung der Bedarfswärmemenge Q_{vb} benötigten Brennstoffenergie $i_{Br, BHKW}$ gemäß Gleichung 8.9.

Gleichung 8.9: Zusammenhang zwischen Wärmeauskopplung undBrennstoffeinsatz für die BHKW-Komponente

$$\dot{I}_{Br}^{BHWK} = \frac{\dot{Q}_{th}^{BHKW}}{h_{th}^{BHKW}}$$

Unter Verwendung der Gleichung 8.5 und Gleichung 8.8 kann schließlich der gesamte aus dem BHKW ausgekoppelte Wärmestrom und damit auch die benötigte Brennstoffenergie als Funktion des Wärmebedarfs ausgedrück werden (siehe Gleichung 8.10).

Gleichung 8.10: Benötigte Wärmeauskopplung aus dem BHKW in Abhängigkeit von Wärmebedarf

$$\dot{Q}_{th}^{BHKW} = \left(\frac{q^{RG}}{q^{M}}+1\right) \cdot \frac{\dot{Q}_{vb}}{\left[\left(h_{th}^{ORC}\,\frac{q^{RG}}{q^{M}}\right)+1\right]}$$

Attribuierung der elektrischen Hilfsströme bei KWK

Im Folgenden wird veranschaulicht, wie die Attribuierung für die Hilfsenergieströme von KWK-Erzeugern erfolgt. Dazu müssen vier Fälle unterschieden werden:

1. BHKW mit ORC-Modul

2. Kessel-Erzeuger mit ORC-Modul

3. Hochtemperatur-Abwärme mit ORC-Modul

4. Sonstige KWK (ohne ORC-Modul)

Für jeden dieser Fälle kommen unterschiedliche Bilanzen zum Tragen, die sich auf die exergetische Attribuierung der elektrischen Hilfsströme auswirken.

Motor-BHKW mit ORC-Modul

Das Energieflussbild für den Fall der Kombination eines BHKW mit einem ORC-Modul ist in Abbildung 8.2 widergegeben.

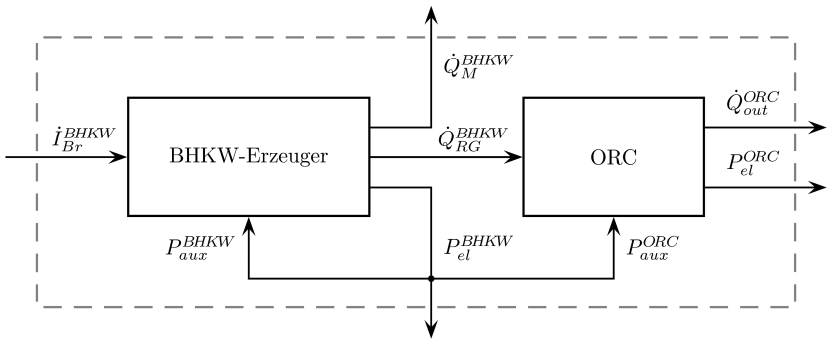


Abbildung 8.2: Schematische Darstellung der Energieströme inklusive elektrischer Hilfsenergie für die Anlagenkombination BHKW mit ORC-Modul

Für diese Anlagenkombination existieren zwei Hilfsströme; einerseits für das BHKW $P_{aux,\ BHKW}$ und andererseits für das ORC-Modul $P_{aux,\ ORC}$. Da der elektrische Erzeugungswirkungsgrad des BHKW größer ist als der des ORC-Moduls, erscheint es sinnvoll, dass das BHKW die elektrischen Hilfsenergieströme für beide Analgenkomponenten bereit stellt. Der Attributionsfaktor für den gesamten Hilfsstrombedarf ergibt sich sodann gemäß Gleichung 8.11 als der Quotient aus der Exergie, die den beiden Hilfsenergieströmen zugeordnet wird zur Summe der Exergien aller Produktströme des BHKW.

Gleichung 8.11: Ansatz für den Attributionsfaktor der Hilfsenergieströme bei der Kombination BHKW mit ORC

$$f_{attr}^{aux,BHKW} = \frac{E\left(P_{aux}^{BHKW}\right) + E\left(P_{aux}^{ORC}\right)}{E\left(\dot{Q}_{M}^{BHKW}\right) + E\left(\dot{Q}_{RG}^{BHKW}\right) + E\left(P_{el}^{BHKW}\right)}$$

Die Exergie des elektrischen Hilfsenergiestroms, der zur Versorgung der BHKW-Anlage benötigt wird, ergibt sich hierbei gemäß Gleichung 8.12 als prozentualer Anteil am Energieeinsatzstrom des BHKW ($i_{Br,\ BHKW}$). Zu beachten ist in diesem Zusammenhang, dass für alle elektrischen Ströme in diesem Fall der zugehörige Exergiestrom wertgleich mit dem Energiestrom ist, da der elektrische Energiestrom selbst exergetisch bilanziert wird und dieser gemäß der Exergiedefinition in Kapitel 3 einen reinen Exergiestom darstellt.

Gleichung 8.12: Exergiestrom, der mit dem elektrischen Hilfsenergiestrom des BHKW verbunden ist

$$E\left(P_{aux}^{BHKW}\right) = q_{aux}^{BHKW} \cdot \dot{I}_{Br}^{BHKW}$$

Die Exergie des elektrischen Hilfsenergiestroms zur Versorgung des ORC-Moduls ergibt sich in analoger Weise als Anteil des energetischen Inputs, der für das ORC-Modul durch den Rauchgaswärmestrom des BHKW $Q_{RG,\ BHKW}$ gegeben ist. Der Rauchgaswärmestrom lässt sich seinerseits als der Rauchgasanteil (q^{RG}) der vom BHKW erzeugten Wärmestroms $Q_{th,\ BHKW}$ darstellen. DerWärmestrom selbst ergibt sich dabei aus dem eingesetzten

Brennstoffenergiestrom $\dot{i}_{Br,\,BHKW}$ und dem thermischen Wirkungsgrad $\eta_{th,\,BHWK}$ des BHKW (vgl. Gleichung 8.13).

Gleichung 8.13: Exergiestrom, der mit dem elektrischen Hilfsenergiestrom des ORC-Moduls verbunden ist

$$E\left(P_{qux}^{ORC}\right) = q_{aux}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{RG}^{BHKW} = q_{aux}^{ORC}\left(q^{RG} \cdot \dot{Q}_{th}^{BHKW}\right) = q_{aux}^{ORC} \cdot q^{RG}\left(\dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{th}^{BHKW}\right)$$

Die Exergieströme, die den thermischen Produktströmen der BHKW-Anlage zugeordnet werden, ergeben sich gemäß Gleichung 8.14 und Gleichung 8.15 als Produkt aus dem jeweiligen Carnot-Faktor und dem Wärmestrom. Die Wärmeströme $Q_{RG,\,BHKW}$ und $Q_{M,\,BHKW}$ ergeben sich dabei wiederum nach demselben Prinzip, das zuvor in Gleichung 8.13 angewandt wurde über den thermischen Wirkungsgrad des BHKW aus dem eingehenden Brennstoffenergiestrom.

Gleichung 8.14: Exergiestrom, der mit dem Motorabwärmestrom des BHKW verbunden ist

$$E\left(\dot{Q}_{M}^{BHKW}\right) = h_{C}^{M} \cdot \dot{Q}_{M}^{BHKW} = h_{C}^{M} \cdot \left[q^{M} \cdot \left(\dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{th}^{BHKW}\right)\right]$$

Gleichung 8.15: Exergiestrom, der mit dem Rauchgaswärmestrom des BHKW verbunden ist

$$E\left(\dot{Q}_{RG}^{BHKW}\right) = h_{C}^{RG} \cdot \dot{Q}_{RG}^{BHKW} = h_{C}^{RG} \cdot \left[q^{RG} \cdot \left(\dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{th}^{BHKW}\right)\right]$$

Die Exergie des gesamten elektrischen Produktstroms der BHKW-Anlage ergibt sich schließlich gemäß Gleichung 8.16 über den elektrischen Wirkungsgrad des BHKW und den Brennstoffeinsatzstrom.

Gleichung 8.16: Exergiestrom, der mit dem im BHKW erzeugten elektrischen KWK-Strom verbunden ist

$$E\left(P_{el}^{BHKW}\right) = \dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{el}^{BHKW}$$

Durch Einsetzen der Parametrisierungen aus Gleichung 8.12 bis Gleichung 8.16 in die Berechnungsvorschrift aus Gleichung 8.11 ergibt sich der Attributionsfaktor für die elektrischen Hilfsenergieströme des BHKW und des ORC-Moduls zu:

Gleichung 8.17: Berechnungsvorschrift für den Attributionsfaktor der elektrischen Hilfsenergieströme bei der Kombination eines BHKW mit einem ORC-Modul

$$f_{attr}^{aux,BHKW} = \frac{\left(q_{aux}^{BHKW} \cdot \dot{I}_{Br}^{BHKW}\right) + \left[q_{aux}^{ORC} \cdot q^{RG}\left(\dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{th}^{BHKW}\right)\right]}{h_{C}^{M}\left[q^{M}\left(\dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{th}^{BHKW}\right)\right] + h_{C}^{RG}\left[q^{RG}\left(\dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{th}^{BHKW}\right)\right] + \left(\dot{I}_{Br}^{BHKW} \cdot h_{el}^{BHKW}\right)}$$

$$= \frac{q_{aux}^{BHKW} + \left(q_{aux}^{ORC} \cdot q^{RG} \cdot h_{th}^{BHKW}\right)}{h_{th}^{BHKW} \cdot \left(h_{C}^{M} \cdot q^{M} + h_{C}^{RC} \cdot q^{RG}\right) + h_{el}^{BHKW}}$$

Mit Hilfe des Attributionsfaktors aus Gleichung 8.17 berechnet sich der Brennstoff, der zur Bereitstellung der elektrischen Hilfsenergieströme für

die Kombination von BHKW und ORC-Modul benötigt wird, gemäß Gleichung 8.18.

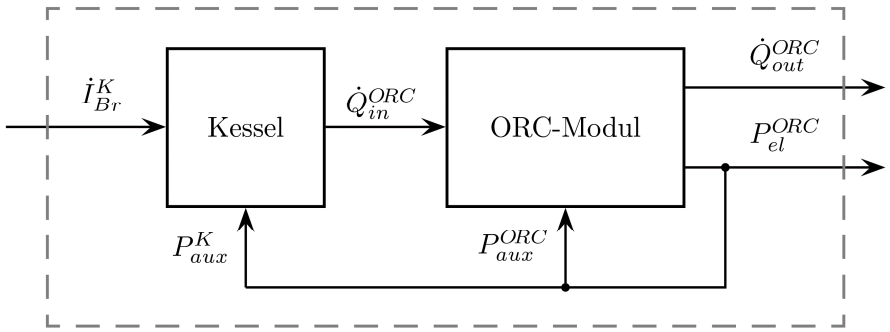
Gleichung 8.18: Attribuierter Brennstoffstrom, der für die Bereitstellung der Hilfsenergieströme aufgewand werden muss

$$\dot{I}_{Br}^{aux,BHKW} = f_{attr}^{aux,BHKW} \cdot \dot{I}_{Br}^{BHKW}$$

Kessel mit ORC-Modul

Für die Kombination eines Kessel-Erzeugers mit einem ORC-Modul stellt sich das Energieflussbild gemäß Abbildung 8.3 dar.

Abbildung 8.3: Schematische Darstellung der Energieströme bei de Kombination eines Kessel-Erzeugers mit einem ORC-Modul



Wiederum sind zwei verschiedene Hilfsenergieströme zu berücksichtigen. Einerseits, wie zuvor, der elektrische Hilfsstrom für das ORC-Modul $P_{aux, ORC}$ und andererseits der Hilfsstrom der Kesselanlage $P_{aux, K}$. Da in diesem Fall nur das ORC-Modul einen elektrischen Produktstrom erzeugt, müssen beide Hilfsströme durch das ORC-Modul bereit gestellt werden. Der Attributionsfaktor ergibt sich für diese Kombination gemäß Gleichung 8.19. Hierbei ist zu beachten, dass der so definierte Attributionsfaktor den Anteil des Wärmestroms $Q_{in, ORC}$ angibt, der zur Generierung der elektrsichen Hilfsströme mit Hilfe des ORC-Moduls benötigt wird.

Gleichung 8.19: Ansatz für den Attributionsfaktor der elektrischen Hilfsenergieströme bei Kombination eines Kessel-Erzeugers mit einem ORC-Modul

$$f_{attr}^{aux,K} = \frac{E\left(P_{aux}^{K}\right) + E\left(P_{aux}^{ORC}\right)}{E\left(\dot{Q}_{out}^{ORC}\right) + E\left(P_{el}^{ORC}\right)}$$

Die Exergie des Hilfsstrombedarfs für den Kessel-Erzeuger ergibt sich gemäß Gleichung 8.20 als prozentualer Anteil am eingehenden Energiestrom $\dot{I}_{Br, K}$. Dieser kann mit Hilfe des thermischen Wirkungsgrads des Kessels auch über den austretenden Wärmestrom $Q_{in, ORC}$ ausgedrück werden, der seinerseits als Eingangsstrom für das ORC-Modul dient.

Gleichung 8.20: Exergiestrom, der mit dem elektrischen Hilfsenergiestrom des Kessel-Erzeugers verbunden ist

$$E\left(P_{aux}^{K}\right) = q_{aux}^{K} \cdot \dot{P}_{Br}^{K} = q_{aux}^{K} \cdot \frac{\dot{Q}_{in}^{ORC}}{h_{th}^{K}}$$

Analog kann die Exergie des Hilfstrombedarfs des ORC-Moduls ermittelt werden, wobei die Bezugsgröße hier der Eingangsstrom des ORC-Moduls und damit der Wärmestrom $Q_{in,\,ORC}$ ist (siehe Gleichung 8.21).

Gleichung 8.21: Exergiestrom, der mit dem elektrischen Hilfsenergiestrom des ORC-Moduls verbunden ist

$$E\left(P_{aux}^{ORC}\right) = q_{aux}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}$$

Die Exergieströme, die den Produktströmen des ORC-Moduls zugeordnet werden, ergeben sich gemäß Gleichung 8.22 und Gleichung 8.23 aus dem thermischen Eingangsstrom des ORC-Moduls und den jeweiligen Wirkungungsgraden. Dabei ist im Falle des thermischen Produktstroms $Q_{out,\,ORC}$ zusätzlich der Carnot-Faktor des ORC-Moduls zu berücksichtigen.

Gleichung 8.22: Exergiestrom, der mit dem Produktabwärmestrom des ORC-Moduls verbunden ist

$$E\left(\dot{Q}_{out}^{ORC}\right) = h_{C}^{ORC} \cdot h_{th}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}$$

Gleichung 8.23: Exergiestrom, der mit dem, im ORC-Modul erzeugten, elektrischen KWK-Strom verbunden ist

$$E\left(P_{el}^{ORC}\right) = h_{el}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}$$

Durch Einsetzen der Beziehungen aus Gleichung 8.20 bis Gleichung 8.23 in den Ansatz aus Gleichung 8.19 ergibt sich der Attributionsfaktor für den gesamten elektrischen Hilfsenergiebedarf gemäß Gleichung 8.24.

Gleichung 8.24: Berechnungsvorschrift für den Attributionsfaktor der elektrischen Hilfsenergieströme bei der Kombination eines Kessel-Erzeugers mit einem ORC-Modul

$$f_{attr}^{aux,K} = \frac{\left(q_{aux}^{K} \cdot \frac{\dot{Q}_{in}^{ORC}}{h_{th}^{K}}\right) + \left(q_{aux}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}\right)}{\left(h_{C}^{ORC} \cdot h_{th}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}\right) + \left(h_{el}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}\right)} = \frac{\frac{q_{aux}^{K}}{h_{th}^{K}} + q_{aux}^{ORC}}{\left(h_{C}^{ORC} \cdot h_{th}^{ORC}\right) + h_{el}^{ORC}}$$

Mit Hilfe des so gewonnenen Attributionsfaktors kann der Anteil des, in den Kessel-Erzeuger, eintretenden Brennstoffenergiestroms, der für die Bereitstellung der elektrischen Hilfsenergieströme benötigt wird gemäß Gleichung 8.25 bestimmt werden.

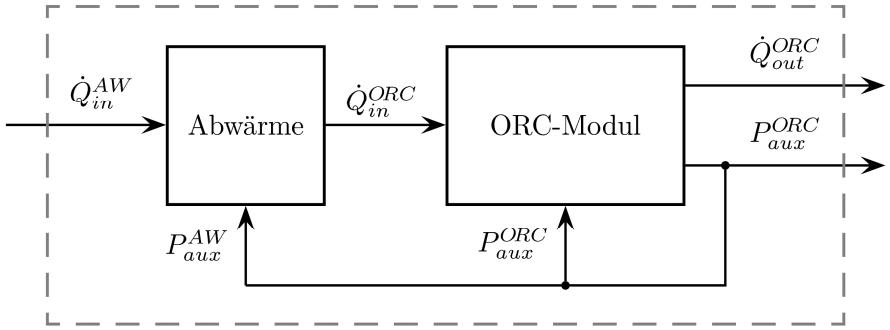
Gleichung 8.25: Attribuierter Brennstoffstrom, der für die Bereitstellung der Hilfsenergieströme aufgewand werden muss

$$\dot{B}_{Br}^{aux,ORC} = f_{attr}^{aux,K} \cdot \dot{B}_{Br}^{in}$$

Industrieabwärme mit ORC-Modul

Für die Kombination eines ORC-Moduls mit einer Abwärmequelle ausreichender Temperatur (demnach nur für die Hochtemperaturquelle des vorliegenden Modells relevant) ergibt sich das in Abbildung 8.4 präsentierte Energieflussschema.

Abbildung 8.4: Schematische Darstellung der Energieströme für die Kombination einer Hochtemperatur-Abwärmequelle mit einem ORC-Modul



Wie zuvor treten zwei elektrische Hilfsenergieströme auf; einerseits für die Abwärmekomponente $P_{aux, AW}$ und andererseits für das ORC-Modul $P_{aux, ORC}$. Analog zum vorherigen Fall der Kombination eines Kessel-Erzeugers mit einem ORC-Modul erzeugt wiederum nur das ORC-Modul einen elektrischen Produktstrom und stellt daher beide Hilfsströme bereit. Der Ansatz für den Attributionsfaktor erfolgt ebenfalls völlig analog zum vorherigen Fall (siehe Gleichung 8.26).

Gleichung 8.26: Ansatz für den Attributionsfaktor der elektrischen Hilfsenergieströme bei Kombination einer Hochtemperatur - Abwärmequelle mit einem ORC-Modul

$$f_{attr}^{aux,AW} = \frac{E\left(P_{aux}^{AW}\right) + E\left(P_{aux}^{ORC}\right)}{E\left(\dot{Q}_{out}^{ORC}\right) + E\left(P_{el}^{ORC}\right)}$$

Zur Berechnung der Exergieströme, die mit den Produktströmen des ORC-Moduls verbunden sind, kann auf Gleichung 8.22 und Gleichung 8.23 zurückgegriffen werden. Der Exergiestrom, der mit dem Hilfsstrombedarf der Abwärmekomponente verbunden ist, ergibt sich gemäß Gleichung 8.27 als prozentualer Anteil am eingehenden Wärmestrom $Q_{in, AW}$. Da in diesem Fall jedoch keinerlei Wandlung stattfindet, ist der in die Abwärmekomponente eingehende Wärmestrom mit dem Eingangsstrom des ORC-Moduls $Q_{in, ORC}$ identisch.

Gleichung 8.27: Exergiestrom, der mit dem elektrischen Hilfsenergiestrom der Hochtemperatur - Abwärmequelle verbunden ist

$$E\left(P_{aux}^{AW}\right) = q_{aux}^{AW} \cdot \dot{Q}_{in}^{AW} = q_{aux}^{AW} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}$$

Einsetzen der Parametrisierungen in Gleichung 8.26 ergibt den in Gleichung 8.28 angegebenen Attributionsfaktor für die elektrischen Hilfsenergieströme der Abwärmekomponente und des ORC-Moduls.

Gleichung 8.28: Berechnungsvorschrift für den Attributionsfaktor der elektrischen Hilfsenergieströme bei der Kombination einer Hochtemperatur–Abwärmequelle mit einem ORC-Modul

$$f_{attr}^{aux,AW} = \frac{\left(q_{aux}^{AW} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}\right) + \left(q_{aux}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}\right)}{\left(h_C^{ORC} \cdot h_{th}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}\right) + \left(h_{el}^{ORC} \cdot \dot{Q}_{in}^{ORC}\right)} = \frac{q_{aux}^{AW} + q_{aux}^{ORC}}{\left(h_C^{ORC} \cdot h_{th}^{ORC}\right) + h_{el}^{ORC}}$$

Der Anteil des eingehenden Wärmestroms $Q_{in, AW}$, der zur Bereitstellung der elektrischen Hilfsenergieströme mittels des ORC-Moduls benötigt wird, ergibt sich gemäß Gleichung 8.29.

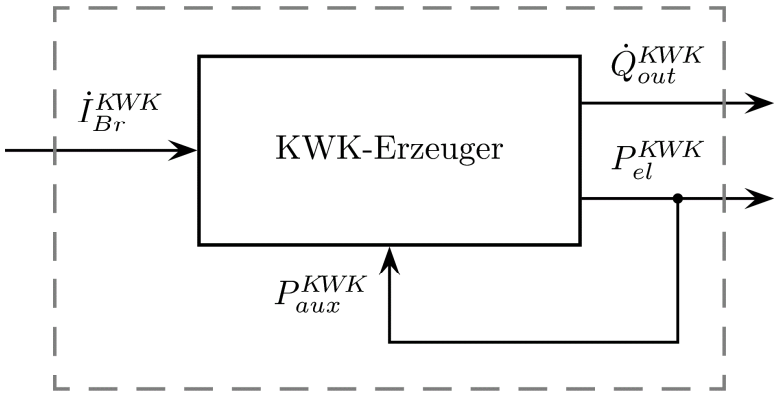
Gleichung 8.29: Attribuierter Wärmeeingangsstrom, der für die Bereitstellung der Hilfsenergieströme aufgewand werden muss

$$\dot{Q}_{aux}^{AW} = f_{attr}^{aux,AW} \cdot \dot{Q}_{in}^{AW}$$

Sonstige KWK

Alle Fälle, in denen eine Kraft-Wärme-Kopplung ohne die Verwendung eines ORC - Moduls auftritt, können gleichartig behandelt werden. Abbildung 8.5 zeigt das Energieflussschema für diesen Fall.

Abbildung 8.5: Schematische Darstellung der Energieströme eines KWK-Erzeugers ohne ORC-Modul



In diesem Fall tritt nur ein elektrischer Hilfsstrombedarf $P_{aux, KWK}$ auf, da keine Analgenkombination vorliegt. Der Attributionsfaktor ergibt sich gemäß Gleichung 8.30.

Gleichung 8.30: Ansatz für den Attributionsfaktor der elektrischen Hilfsenergieströme bei einem KWK-Erzeuger ohne ORC-Modul

$$f_{attr}^{aux,AW} = \frac{E\left(P_{aux}^{KWK}\right)}{E\left(\dot{Q}_{out}^{KWK}\right) + E\left(P_{el}^{KWK}\right)}$$

Der Exergiestrom, der mit dem Hilfsenergiestrom verbunden ist, ergibt sich wie zuvor als prozentualer Anteil am Eingangsstrom $i_{Br, KWK}$ (vgl. Gleichung 8.31).

Gleichung 8.31: Exergiestrom, der mit dem elektrischen Hilfsenergiestrom des KWK-Erzeugers verbunden ist

$$E\left(P_{aux}^{KWK}\right) = q_{aux}^{KWK} \cdot \dot{I}_{Br}^{KWK}$$

Die mit den Produktströmen des KWK-Erzeugers verbundene Exergie ergibt sich mittels des jeweiligen Anlagenwirkungsgrads ebenfalls aus dem Eingangsstrom, wie in Gleichung 8.32 und Gleichung 8.33 angegeben. Im Falle des Produktwärmestroms ist dabei zusätzlich der Carnot-Faktor der KWK-Anlage zu berücksichtigen.

Gleichung 8.32: Exergiestrom, der mit dem Produktabwärmestrom des KWK-Erzeugers verbunden ist

$$E\left(\dot{Q}_{out}^{KWK}\right) = h_C^{KWK}\left(\dot{I}_{Br}^{KWK} \cdot h_{th}^{KWK}\right)$$

Gleichung 8.33: Exergiestrom, der mit dem, im KWK-Erzeuger erzeugten, elektrischen Strom verbunden ist

$$E\left(P_{el}^{KWK}\right) = \dot{B}_{Br}^{KWK} \cdot h_{el}^{KWK}$$

Einsetzen der Parametrisierung in Gleichung 8.30 führt zum Attributionsfaktor für den elektrischen Hilfsenergiebedarf der KWK-Anlagen ohne ORC-Modul, der in Gleichung 8.34 angegeben ist.

Gleichung 8.34: Berechnungsvorschrift für den Attributionsfaktor des elektrischen Hilfsenergiestroms bei einem KWK-Erzeuger ohne ORC-Modul

$$f_{attr}^{aux,AW} = \frac{q_{aux}^{KWK} \cdot \dot{B}_{Br}^{KWK}}{h_C^{KWK}\left(\dot{B}_{Br}^{KWK} \cdot h_{th}^{KWK}\right) + \dot{B}_{Br}^{KWK} \cdot h_{el}^{KWK}} = \frac{q_{aux}^{KWK}}{\left(h_C^{KWK} \cdot h_{th}^{KWK}\right) + h_{el}^{KWK}}$$

Der Anteil des eingehenden Brennstoffstroms, der benötigt wird, um den elektrischen Hilfsstrom bereit zu stellen, ergibt sich sodann gemäß Gleichung 8.35.

Gleichung 8.35: : Attribuierter Brennstoffstrom, der für die Bereitstellung der Hilfsenergieströme aufgewand werden muss

$$\dot{B}_{Br}^{aux,KWK} = f_{attr}^{aux,KWK} \cdot \dot{B}_{Br}^{KWK}$$