

Heiko Werdin, Bert Oschatz

Erarbeitung eines Verfahrens zur energetischen Bewertung von Wärmepumpen für EnEV und DIN V 18599

Bei dieser Veröffentlichung handelt es sich um die Kopie des Abschlußberichtes einer vom Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung -BMVBS- im Rahmen der Forschungsinitiative »Zukunft Bau« geförderten Forschungsarbeit. Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprotechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprotechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2012

ISBN 978-3-8167-8793-8

Vervielfältigung, auch auszugsweise,
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

Fraunhofer IRB Verlag

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69
70504 Stuttgart

Nobelstraße 12
70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70 - 25 00
Telefax 07 11 9 70 - 25 08

E-Mail irb@irb.fraunhofer.de

www.baufachinformation.de

www.irb.fraunhofer.de/bauforschung



Institut für Technische Gebäudeausrüstung Dresden
Forschung und Anwendung GmbH
Prof. Oschatz - Dr. Hartmann - Dr. Werdin - Prof. Felsmann

Erarbeitung eines Verfahrens zur energetischen Bewertung von Wärmepumpen für EnEV und DIN V 18599

Abschlussbericht

- Teil 1 -

30.04.2011

Auftraggeber: BBR Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung
Aktenzeichen: SF-10.08.18.7-10.12

Dieser Forschungsbericht wurde mit Mitteln der Forschungsinitiative Zukunft Bau des Bundesinstitutes für Bau-, Stadt- und Raumforschung gefördert.

(Aktenzeichen: SF – 10.08.18.7- 10.12 / II 3 – F20-10-1-025)

Die Verantwortung für den Inhalt des Berichtes liegt beim Autor.

Bearbeiter: Dr.-Ing. H. Werdin
Prof. Dr.-Ing. B. Oschatz

Dresden, 30. April 2010

Inhaltsverzeichnis

1	Ziel des Forschungsvorhabens	4
2	Förderung des Projektes	5
3	Stand und Entwicklungen in den Normen	6
3.1	Allgemeines	6
3.2	ISO TC 205	6
3.3	EN 15316-4-2	8
3.4	DIN V 18599-5	9
3.5	VDI 4650	10
3.6	DIN V 4701-10	11
3.7	CEN/TS 14825	12
3.8	EN 14511	13
3.9	EN 255-3	13
3.10	Vergleich	13
4	Änderungsvorschläge/Ungesetzte Arbeiten	16
4.1	Allgemeines	16
4.2	Einschätzung	17
4.3	Korrektur der Leistungszahl in Abhängigkeit der monatlichen Vorlauftemperatur	18
4.4	Teillastbetrieb der Wärmepumpen	18
4.5	Laufzeit der Wärmepumpe	19
4.6	Berücksichtigung der Abschaltzeiten	19
4.7	Indizierungen	19
4.8	Verfahren zur Berechnung der Heizgrenztemperatur	19
4.9	Verfahren zur Ermittlung der Bivalenztemperatur	20
4.10	Änderungen bei der Berechnung nach dem exergetischen Wirkungsgrades	20
4.11	Erstellung Exceltool	21
4.12	Validierung	22
5	Arbeiten zur Einbringung in den Normenausschuss	25
5.1	Vorbereitung eines Normenentwurfes	25

5.2	Abstimmung mit den Softwareanbietern der DIN V 18599	25
6	Zusammenfassung	26
7	Literatur.....	27
8	Anhang	28
8.1	Eingangsgrößen zur Berechnung nach DIN V 18599.....	28
8.2	Betriebsart Raumheizung	28
8.3	Wärmepumpe	29
8.4	Hilfsbauteile	30
8.5	Rechenwerte nach VDI 4650	30

1 Ziel des Forschungsvorhabens

Das Ziel bei der Überarbeitung der Berechnung für Wärmepumpen in DIN V 18599 ist die Erarbeitung eines geeigneten Vorschlages für die normative energetische Bewertung von Wärmepumpen. Dazu ist eine Analyse bestehender und geplanter normativer Ansätze (ISO TC 205 „Heat pump systems for heating and cooling“, EN 15316-4-2, EN 14825, EN 14511, EN 255-3, DIN V18599, VDI 4650) durchzuführen. Weiterhin sind die Ergebnisse aus dem Forschungsprojekt „Gesamtsystemanalyse von HLK-Anlagen“ und aktuelle Feldtestmessungen zu einer Bewertung energetisch relevanter Parameter (Quellen- und Senkentemperaturen, Anlagenkonfigurationen, Regelung, etc.) heranzuziehen.

Aus diesen Vorarbeiten ist ein geeigneter Vorschlag für die normative Bewertung abzuleiten, wobei unterschiedliche

- Wärmequellen (Außenluft, Wasser, Erdreich/Sole, Abluft, Abwärme),
- Wärmesenken (Heizung, Warmwasser),
- Antriebsarten (elektrisch, Sorption),
- Betriebsweisen (monovalent, bivalent) und
- evtl. Kombination mit Solarthermie

zu berücksichtigen sind. Für das Rechenverfahren sind Standardwerte zu erarbeiten, wobei eine Prüfung des Zusammenspiels mit den Anforderungen des EEWärmeG erfolgt. Weiterhin finden Vergleichsrechnungen zur DIN V 4701-10 statt, die sich jedoch über den geförderten Rahmen hinaus erstrecken.

Mit Hilfe eines Exceltools ist die Praktikabilität des Bewertungsvorschlages nachzuweisen. Darüber hinaus ist das Verfahren in Form eines Text-Vorschlages für die DIN V 18599 aufzubereiten und in die Normenausschüsse NA 041-01-01 und GA 005-56-20 einzubringen. Der Vorschlag wird in den Normenausschüssen bis zur Veröffentlichung begleitet.

Dieser Abschlussbericht ist zweigeteilt. Im ersten Teil werden die Stände der aktuellen Normen beleuchtet und die durchgeführten Arbeiten beschrieben. Der zweite Teil beinhaltet die normative Umsetzung der Arbeiten im Textvorschlag zur DIN V 18599 in den Teilen 5 und 8.

2 Förderung des Projektes

Dieses Projekt wird vom Bundesinstitut für Bau-, Stadt- und Raumforschung mit einer Zuwendung von 22.900,00 Euro (netto) finanziert. Die Ergebnisse des Projektes sollen im Jahr 2010 vorliegen. Der Bewilligungszeitraum des BBSR ist vom 01.08.2010 bis zum 30.04.2011.

Randbedingungen zur Förderung sind die Veröffentlichung der Ergebnisse. Dazu wird der erarbeitete Vorschlag in Normungsgremien eingebracht und bis zur Verwertung in der Norm begleitet.

3 Stand und Entwicklungen in den Normen

3.1 Allgemeines

Durch den geforderten und geförderten Einsatz erneuerbarer Energien zur Beheizung von Gebäuden und zur Warmwasserbereitung erfuhr der Einsatz von Wärmepumpen einen Aufschwung. Die hohen Stückzahlen ziehen nun auch weitere verstärkte Entwicklungen hinsichtlich einer Effizienz- und Komfortverbesserung nach sich.

Größere Entwicklungssprünge sind in den letzten Jahren bei den invertergeregelten (Effizienzsteigerung) und den reversiblen Wärmepumpen (Komforterhöhung) zu sehen. Diese technischen Veränderungen spiegeln sich auch in den Normenanpassungen wider. Der Wunsch, die Effizienz- und Komforterhöhungen sowie deren grundlegenden technischen Variationen in der Norm abzubilden, führt derzeit zur Überarbeitung vieler Normen sowohl im nationalen als auch internationalem Rahmen.

Die EN 14511 stellt Prüfbedingungen und Prüfverfahren für Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und Kühlung bereit. Ergänzend dazu gibt die EN 255-3 Prüfungen und Anforderungen an Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Warmwasserbereitung an.

Durch die Entwicklung zu den invertergeregelten Wärmepumpen wird der Teillastbetrieb von Wärmepumpen effizienter. Aus diesem Grund wird derzeit die CEN/TS 14825, die für Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und Kühlung speziell Verfahren zur Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen bereitstellt, überarbeitet. Nach der Entwurfsveröffentlichung der EN E 14825 gab es eine Vielzahl von Einsprüchen, sodass bei der Verfahrensentwicklung für die DIN V 18599 Teil 5 kein Bezug auf die EN E 14825 möglich ist.

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Grundzüge der jeweiligen Normen und normativen Ansätze hinsichtlich ihrer Gemeinsamkeiten und grundlegender Unterschiede dargestellt.

3.2 ISO TC 205

Im ISO TC 205 ist ein Arbeitspapier WD 13612-2 in Bearbeitung, das die energetische Berechnung von Wärmepumpensystemen zum Heizen und Kühlen beschreibt. Die Berechnungsverfahren beinhalten elektrisch angetriebene, gasmotorische und Absorptionswärmepumpen.

In der Tabelle 3-1 sind die im ISO/WD 13612-2 berücksichtigten Wärmequellen und –senken aufgeführt.

Tabelle 3-1: Wärmequellen und -senken in ISO/WD 13612-2

Wärmequelle	Wärmesenke
Außenluft	Luft
Abluft	Wasser
Erdwärme (Sole)	Direktkondensator vor Ort (VRF)
Erdwärme (Wasser)	
Direktverdampfer	
Oberflächenwasser	
Grundwasser	

Wesentliche Ausgangspunkte der energetischen Berechnung sind die Klimadaten und die Festlegung der standardmäßigen Berechnungszeitschrittweite von 1 Stunde. Es sind jedoch auch alternative Berechnungsmethoden zugelassen, wie z.B. klimatische Monatswerte, die auf der Häufigkeitsverteilung der Außentemperatur beruhen (Bin-Methode).

Die Berechnungsabschnitte sind einzuteilen in die Raumbeheizung (und TWW-Bereitung), die Raumkühlung (und TWW-Bereitung) und die sich abwechselnde Raumbeheizung und –kühlung. Die Bedarfswerte des nachgeschalteten Verteilsystems müssen an die Berechnungszeitschrittweite durch Interpolation oder Addition angepasst werden und stellen Eingangsgrößen für die energetische Bewertung der Wärmepumpe dar.

Die COP-Werte werden basierend auf der europäischen Norm EN 14511 in Abhängigkeit der Randbedingungen (Quellen- und Senkentemperatur) grafisch, tabelliert oder analytisch (linearisiert) vorgegeben. Für jeden Berechnungsschritt wird der COP-Wert und die Wärme- bzw. Kühlleistung ermittelt. Dazu wurde in der letzten Fassung der ISO/WD 13612-2 eine exergetische Korrektur des gemessenen COP-Wertes vorgeschlagen.

Die Berechnung von Wärmeverlusten über die Hüllfläche der Wärmepumpe erfolgt nur bei Vorhandensein interner Speicher, wenn nationale Anhänge nichts anderes vorgeben. Bei Gaswärmepumpen werden diese Wärmeverluste unabhängig vom Speicher berücksichtigt und erfolgen auf Grundlage von Testergebnissen oder Herstellerdaten. Dafür ist eine Bestimmung der Lauf- und Standby-Zeit notwendig.

Der energetische Aufwand eines elektrischen Zusatzheizstabes wird aus zwei Gründen berücksichtigt. Erstens führt eine mögliche Temperaturbegrenzung der Wärmepumpe

zu einer zu geringen Heizleistung. Andererseits kann die Auslegung der Wärmepumpe bereits auf den Einsatz des Heizstabes unterhalb des Bivalenzpunktes abzielen. Eine vereinfachte Berechnungsmethode für den Zusatzheizstab ist möglich, wenn der Bivalenzpunkt, die Häufigkeitsverteilung der Randbedingungen und die minimale Temperaturbegrenzung bekannt sind. Ist der Bivalenzpunkt nicht bekannt, schwierig zu berechnen oder wird die Berechnung über 1-K-Bin-Klassen durchgeführt, erfolgt die Bestimmung des energetischen Aufwandes des Zusatzheizers über die Laufzeitberechnung.

Die energetischen Berücksichtigung der Hilfsenergie erfolgt unter Beachtung der in den COP-Werten bereits enthaltenen Hilfsenergieanteile (Randbedingungen in EN 14511 und EN 255-3). Bei den Gaswärme- und Absorptionswärmepumpen müssen in der Hilfsenergieberechnung die Pumpen und Brennergebläse etc. enthalten sein. Aus der Hilfsenergie können noch rückgewinnbare Anteile für die Raumheizung als Ausgangsgrößen berechnet werden.

Die Bestimmung der Jahresarbeitszahl erfolgt durch Addition aller Wärmebedarfswerte und Division durch die Summe aller elektrischen Bedarfswerte.

Die Behandlung der Berechnung im Kühlmodus ist noch nicht durchgehend realisiert.

Auf der letzten Sitzung wurde der Entwurf der prEN 14825 als Vorschlag für eine Bewertung im Teillastbetrieb eingebracht. Es ist noch nicht abzusehen, ob eine Kompatibilität zu den stündlichen oder monatlichen Berechnungszeiträumen möglich ist.

3.3 EN 15316-4-2

Die EN 15316-4-2 beinhaltet ein Verfahren zur energetischen Berechnung von Wärmepumpensystemen zur Raumbeheizung und berücksichtigt dabei elektrische angetriebene, gasmotorische und Absorptionswärmepumpen.

Prinzipiell sind zwei Verfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl angegeben. Das vereinfachte Verfahren beruht auf Tabellenwerten für feststehende Leistungsklassen und betrachtet eine Heizperiode als Berechnungszeitraum. Sie können in Abhängigkeit des Klimas, der Auslegung, des Betriebs der Heizungsanlage, des Typs der Wärmequelle und der Anlagenausführung typisiert werden. Zur Anwendung des vereinfachten Verfahrens ist zwingend ein nationaler Anhang erforderlich.

Grundlage des ausführlichen Berechnungsverfahrens sind definierte Häufigkeitsverteilungen von Quellen- und Senkentemperaturen für den gesamten Berechnungszeitraum. Aus dieser Verteilung werden unter Berücksichtigung der Heizgrenztemperatur Heizgradstunden berechnet und Gewichtungsfaktoren für

Temperaturklassen gebildet. Mit diesen Gewichtungsfaktoren werden die Leistung und der COP-Wert der Wärmepumpe in den Klassen bewertet. Die Bewertung wird für die Modi Raumheizung, Warmwasserbereitung und kombinierter Betrieb (Simultan- oder Alternativbetrieb) vorgenommen. Dieses Verfahren ist nur möglich, wenn zu den Modi (Einzel- und kombinierter Betrieb) zugehörige Prüfwerte nach EN 14511 oder EN 255-3 vorliegen.

Die Prüfpunkte nach EN 14511 und EN 255-3 werden in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen in der jeweiligen Klasse bewertet. Der Teillastbetrieb wird über die Berechnung des Teillastfaktors ermöglicht. Dabei kann bei geregelten Wärmepumpen auf Prüfpunkte der CEN/TS 14825 zurückgegriffen werden.

Mit Hilfe der Bestimmung von Laufzeiten der Wärmepumpen erfolgt eine zeitliche Gewichtung für die unterschiedlichen Modi (Raumheizung, Warmwasserbereitung, kombinierter Betrieb und Standby) und somit die Ermittlung des Energiebedarfes für die Wärmepumpe.

Der energetische Bedarf für den Zusatzheizer wird bei überschrittenen Temperaturbedingungen oder fehlender Heizleistung berechnet. Dabei erfolgt eine Berücksichtigung der Regelstrategie (Alternativ-, Parallel- und Teilparallelbetrieb).

Der Hilfsenergieaufwand ist unter Beachtung der in den Prüfwerten nach EN 14511 und EN 255-3 enthaltenen Anteilen zu bestimmen. Typischerweise zählt hierzu die Ermittlung des externen hydraulischen Aufwandes von der Wärmepumpe zu Speichersystemen oder hydraulischen Entkopplern, da diese nicht in den vorgenannten Prüfwerten enthalten sind, und der Aufwand von Hilfsbauteilen in der Standby-Zeit.

Für jeden Berechnungszeitraum wird durch Addition der Energiebedarfswerte (Verteilungssystem für Raumheizung und Warmwasserbereitung sowie Verluste über die Erzeugerhülle, Verrohrung und Speicher) eine Bewertung mit den betriebsbezogenen COP-Werten vorgenommen und so der Endenergiebedarf bestimmt. Aus diesen Kennwerten berechnet man durch Addition der Energiebedarfswerte aller Berechnungszeiträume und den Bezug auf die Summe der Endenergie die Jahresarbeitszahl.

Im Rahmen der Überarbeitung der EPBD-Normen wird die EN 15316-4-2 konsolidiert. Derzeitig ist keine grundlegende Änderung des Berechnungsverfahrens zu sehen.

3.4 DIN V 18599-5

Grundlage des Berechnungsverfahrens bildet die monatliche Häufigkeitsverteilung der Wärmequellentemperatur. Speziell bei der Wärmequelle Außenluft ist die Häufigkeit der

Außenlufttemperatur in 1-Kelvin-Intervallen anzugeben und kann z.B. Testreferenzjahren entnommen werden.

In Abhängigkeit der Prüfstandsmessungen EN 14511 oder EN 255-3 werden die monatlichen Häufigkeitsverteilungen in bestimmte Temperaturklassen nach festgelegten Regeln zusammengefasst und daraus Gewichtungsfaktoren bestimmt.

Eine Anpassung der Messpunkte an die Betriebsbedingungen erfolgt für die Leistungszahl und die Heizleistung hinsichtlich der Quelltemperatur, der Temperaturen im Verteilnetz und der Belastung.

Es werden die Betriebsmodi Raumheizung, Warmwasserbereitung und kombinierter Betrieb unterschieden. Für eine Bewertung des Kombibetriebes (gleichzeitige Raumheizung und Warmwasserbereitung) sind Leistungszahlen für diese Betriebsart zwingend erforderlich. Eine Berechnung der Aufteilung des Energiebedarfs erfolgt nach Laufzeiten in den verschiedenen Betriebsmodi.

Die Berechnung des Zusatzheizers kann je nach Regelungseinstellung für den Parallel-, Teilparallel- und Alternativbetrieb erfolgen. Energetischer Bedarf wird für den Zusatzheizer bei Unterschreitung von Temperaturbedingungen oder zu geringer Leistung der Wärmepumpe berücksichtigt.

Der Endenergiebedarf wird durch Bezug der einzelnen monatlichen, in Temperaturklassen gewichteten und vom Betriebsmodus abhängigen Energiebedarfswerte auf den jeweiligen korrigierten COP-Wert erhalten.

Der Ermittlung der Jahresarbeitszahl liegt die Addition aller Energiebedarfswerte für die Temperaturklassen und Betriebsmodi bezogen auf die Summe aller Endenergiebedarfswerte zu Grunde.

3.5 VDI 4650

Die VDI 4650 stellt ein Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen zur Verfügung. Im Blatt 1 werden elektrisch angetriebene Wärmepumpen behandelt. Ein Blatt 2 ist in Bearbeitung und wurde im November 2010 als Entwurf veröffentlicht. Darin wird ein Verfahren für Gaswärmepumpen entwickelt.

Die Berechnung der Jahresarbeitszahl erfolgt zunächst getrennt nach Raumheizung und Warmwasserbereitung. Die beiden Jahresarbeitszahlen sind abhängig von den nach EN 14511 oder EN 255-3 gemessenen Leistungszahlen. Im Berechnungsverfahren werden die COP-Werte hinsichtlich unterschiedlicher Spreizung bei Messung und Betrieb sowie verschiedener Quellen- und Senktemperaturen korrigiert. Die Korrekturfaktoren sind tabellarisch aufbereitet. Zusätzliche Hilfsenergie,

die bei der Ermittlung der COP-Werte nach den Prüfnormen nicht enthalten sind, wie z.B. Wärmequellenpumpen oder Anlagen mit Zwischenwärmeübertrager, werden mit Faktoren berücksichtigt.

Bei den Außenluft/Wasser-Wärmepumpen werden die Korrekturfaktoren für abweichende Temperaturbedingungen zwischen Messung und Betrieb in Abhängigkeit der Heizgrenztemperatur und der Normaußentemperatur tabellarisch angegeben. Diesen Tabellen liegt eine Berücksichtigung der Wetterdatensätze für verschiedene Wetterstationen, die ebenfalls häufigkeitsgewichtet sind, und eine variierende Last in Abhängigkeit der Außentemperatur zu Grunde.

Bei der Jahresarbeitszahl für die Warmwasserbereitung erfolgt prinzipiell der gleiche Berechnungsgang wie bei der Raumheizung, der auf der Bestimmung der Faktoren aus den Tabellen beruht. Bei Außenluft/Wasser-Wärmepumpen sind die Korrekturfaktoren für abweichende Temperaturen bei Messung und Betrieb fix. Der Grund dafür ist die Nichtverfügbarkeit von Messdaten für den Sommerbetrieb und der doch gewichtige Einfluss dieser Periode auf die Jahresarbeitszahl.

Bei bivalenten monoenergetischen Systemen wird über den Bivalenzpunkt und der vorhandenen Betriebsweise (parallel, teilparall oder alternativ) ein Deckungsanteil der Wärmepumpe errechnet.

Die Jahresarbeitszahl wird durch die gewichtete Zusammenfassung der Jahresarbeitszahlen der Raumheizung und der Warmwasserbereitung (nach dem energetischen Bedarf) und der Wichtung über den Deckungsanteil mit dem Zusatzheizer erhalten.

3.6 DIN V 4701-10

In der DIN V 4701-10 wird die Aufwandszahl als reziproker Wert der Jahresarbeitszahl berechnet. Für elektrisch betriebene Wärmepumpen werden basierend auf den Prüfstandsmesswerten nach EN 255-3 und EN 14511 Korrekturen der Leistungszahlen in Abhängigkeit der Wärmequelle und –senke angegeben. Die Vielfalt der Korrekturfaktoren, die in Anlehnung an die VDI 4650 identisch sind, ist dabei auf einen mittleren Standort in Deutschland und einer Heizgrenztemperatur beschränkt und beinhaltet die Anpassung der Quellen- und Senkentemperaturen sowie der Senkenspreizungen an die Betriebsbedingungen.

3.7 CEN/TS 14825

Die aktuell gültige CEN/TS 14825 ist eine reine Prüfnorm für elektrisch angetriebene Wärmepumpen und Flüssigkeitskühlsätze zur Raumbeheizung und -kühlung. Sie beschreibt Prüfbedingungen zur Ermittlung einer Leistungszahl für definierte Randbedingungen und einer Belastung von 50 % der Nennlast.

Bei einstufigen Geräten erfolgt dieser Test durch mehrere ON/OFF-Zyklen, bei mehrstufigen durch Inter- oder Extrapolation der stufigen Leistungen. Bei stufenlosen Geräten wird die Leistung von 50 % der Nennleistung versucht direkt einzustellen.

Die Prüfergebnisse beinhalten Heiz- und Kühlleistungen, Leistungsaufnahme, COP- und EER-Werte sowie $COP_{50\%}$ und $EER_{50\%}$.

Zu der DIN CEN/TS 14825 vom Mai 2004 gibt es eine weitere Bearbeitung, die als Nachfolgedokument EN 14825 erscheinen soll. Dazu wurde im Dezember 2008 ein Entwurf DIN EN E 14825 veröffentlicht, der nicht endgültig beschlossen wurde und noch Änderungen unterliegt. Zwischenzeitlich gibt es seit Juni 2010 einen in wesentlichen Punkten geänderten Entwurf der DIN EN E 14825, der eine Vielzahl von Einsprüchen hervorrief.

Eine wesentliche Änderung in der DIN EN E 14825 ist die Aufnahme eines Verfahrens zur Berechnung der jahreszeitbedingten Energieeffizienz und Leistungszahl. Diese basiert auf der Vorgabe von vier europäischen Klimaregionen (durchschnittliches Europa, Küstenregion, Südeuropa und Mitteleuropa) für die Zuordnung von Teillastfaktoren und Gewichtungsfaktoren.

Die Teillastzustände gelten für die unterschiedliche Teillastverhältnisse in Abhängigkeit zur Klimaregion und sind für die einzelnen Wärmequellen- und –senkenkombinationen definiert und feststehend. Das bedeutet, dass zu jedem Teillastverhältnis eine definierte Quellen- und Senkentemperatur zugeordnet wird. Für diesen festen Zusammenhang sind die Leistungszahlen zu ermitteln. Dabei erfolgt eine Berücksichtigung in ein- und mehrstufige sowie stufenlose Geräte. Die Ermittlung der jahreszeitbedingten Leistungszahl wird über die so ermittelten Teillast-EER/COP-Werte mit den Gewichtungsfaktoren vorgenommen.

Das Verfahren liefert einen Jahreswert im Sinne einer Arbeitszahl. Es bleibt abzuwarten, ob der hohe messtechnische Aufwand für die Vielzahl der Prüfpunkte realisiert und von den Herstellern finanziell mitgetragen werden kann.

3.8 EN 14511

Die EN 14511 stellt Prüfbedingungen und Prüfverfahren zur Bestimmung von Leistungszahlen und Leistungen von elektrisch angetriebenen Wärmepumpen und Flüssigkeitskühlsätze bereit. Die Randbedingungen orientieren sich an häufig auftretenden Klimabedingungen in Europa und decken den Bereich Raumheizung und Raumkühlung ab.

In Abhängigkeit der Wärmequelle und Wärmesenke werden definierte Quellen- und Senkentemperaturen und Spreizungen vorgegeben. Der Wärmepumpenbetrieb erfolgt für Volllast. Ausgangswerte der Prüfung sind Wärme- und Kühlleistungen, Leistungsaufnahme und Leistungszahlen (COP-Werte).

Diese Norm liefert kein Berechnungsverfahren zur Bestimmung einer Jahresarbeitszahl. Zu dieser Norm wurde ein neuer Entwurf im September 2009 als DIN EN E 14511 veröffentlicht jedoch noch nicht umgesetzt.

3.9 EN 255-3

Die EN 255-3 beinhaltet ein Prüfverfahren für Wärmepumpen und Flüssigkeitskühlsätze zur Trinkwarmwasserbereitung. In Abhängigkeit der Wärmequelle und Wärmesenke werden definierte Quellen- und Senkentemperaturen und Volumenströme vorgegeben. Der Wärmepumpenbetrieb erfolgt für Volllast. Ausgangswerte der Prüfung sind Wärme- und Kühlleistungen, Leistungsaufnahme und Leistungszahlen (COP-Werte).

Diese Norm liefert kein Berechnungsverfahren zur Bestimmung einer Jahresarbeitszahl.

3.10 Vergleich

Tabelle 3-2: Vergleich von Normen zur Berechnung von Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen

	ISO/WD 13612-2	EN 15316-4-2	DIN V 18599-5	VDI 4650	DIN 4701-10	prEN 14825
Elektrisch angetriebene WP (VCC)	X	X	X	X	X	X
Gasmotorische WP	X	X	X	(X)	-	-
Absorptionswärmepumpen (VAC)	X	X	-	-	-	-
Modus Raumbeheizung	X	X	X	X	X	X
Modus Raumkühlung	X	-	-	-	-	X
Modus TWW-Bereitung	X	X	X	X	X	-
Verfahren mit diskreten Zeitschritten	X (h,m)	X (h,m)	(m)	(j)	(j)	-
Verfahren mit Temperatur-Bin-Klassen	X	X	X	-	-	(X)
Berücksichtigung Abschaltzeiten	-	X	-	-	-	-
Berücksichtigung externe Speicher	-	X	X	-	-	-
Spreizungskorrektur						
- über exergetischen Wirkungsgrad	X	X	-	-	-	-
- tabellarisch	-	-	X	X	X	-
- messtechnisch	-	-	-	-	-	X
Betriebsmodi mit Laufzeitberechnung	X	X	X	-	-	-

In Tabelle 3-2 sind die grundlegenden Eigenschaften der unterschiedlichen normativen Berechnungsverfahren dargestellt. Prinzipiell lassen sich drei unterschiedliche Verfahrensansätze erkennen:

- ausführliches Verfahren basierend auf Berechnungen in Stundenzeitschritten,
- ausführliches Verfahren basierend auf Temperaturklassen (Bin-Verfahren, monatsweise) und
- tabellarisches Verfahren (Jahreswerte).

Bei den ausführlichen Verfahren in Stundenschritten wird zu jedem Zeitschritt aufgrund des Energiebedarfs des Verteilsystems und der Verluste der Wärmepumpe sowie der Regelstrategie (alternativ, parallel oder teilparallel) eine Berechnung der Endenergie der Wärmepumpe und des Zusatzheizers vorgenommen. Dazu werden die nach den Prüfnormen EN 14511 oder EN 255-3 ermittelten Leistungszahlen über eine Kennfeldapproximation (ISO/WD 13612-2, Entwurf 2010) oder Inter- und Extrapolationen sowie den exergetischen Wirkungsgrad (EN 15361-4-2, ISO/WD 13612-2, Entwurf 2011) an die jeweiligen Betriebsbedingungen angepasst. Über die Temperatur- und Leistungsgrenzen der Wärmepumpe wird der Energiebedarf des eventuell vorhandenen Zusatzheizers bestimmt.

Bei den ausführlichen Monatsverfahren (ISO/WD 13612-2, EN 15316-4-2, DIN V 18599) werden die Quellentemperaturen häufigkeitsgewichtet in Temperaturklassen zusammengefasst. Die Einteilung der Temperaturklassen orientiert sich an den Randbedingungen der Normprüfverfahren EN 14511 und EN 255-3. Eine Umrechnung auf die Betriebsbedingungen liefert korrigierte Leistungen und Leistungszahlen der Wärmepumpe. Bei bekannten Energiebedarfswerten des nachgeschalteten Verteilsystems werden für die Betriebsmodi Raumheizung, Trinkwarmwasserbereitung und eventuell kombinierter Betrieb die monatlichen Laufzeiten berechnet und den Modi zugeordnet. Eine Berücksichtigung von Abschaltzeiten der Wärmepumpe ist momentan explizit nur in EN 15316-4-2 und andeutungsweise im ISO/WD 13612-2 enthalten. Bei Nichteinhaltung von Temperatur- oder Leistungsbedingungen wird der Energiebedarf eines vorhandenen Zusatzheizers ermittelt.

Die tabellarischen Verfahren (VDI 4650, prEN 14825, DIN V 4701-10) berechnen Jahresarbeitszahlen. Basierend auf der Häufigkeitsverteilung von Quellentemperaturen und den Betriebsbedingungen ermittelt man Korrekturfaktoren. Mit diesen werden die Normmesspunkte angepasst und daraus die Jahresarbeitszahl berechnet. Die Korrektur der Leistungszahlen auf Grund von anderen Betriebsbedingungen entfällt bei der prEN 14825, da sie die Teillastpunkte messtechnisch oder durch Inter- und Extrapolation aus

Teillastmesspunkten ermittelt. Die Korrekturfaktoren für die Quellentemperaturen werden bei Luft/Wasser-Wärmepumpen in der VDI 4650 in Abhängigkeit der Auslegungstemperatur und der Heizgrenztemperatur bestimmt. In prEN 14825 werden dafür lediglich 4 Zonen (Europa, Küstenregion, Mitteleuropa, Südeuropa) und in DIN V 4701-10 nur eine Zone (mittlerer Standort in Deutschland) angegeben.

4 Änderungsvorschläge/Ungesetzte Arbeiten

4.1 Allgemeines

Die Neufassung des Wärmepumpenteils der Abschnitte 5 und 8 ist mit den bearbeiteten Änderungen als separater Anhang zu diesem Endbericht beigelegt und soll als Bestandteil dieses Endberichtes dienen. Der Stand der Neufassung ist der 30.04.2011, dem Endtermin für die Bearbeitung in diesem Projekt. Da die einzelnen Abschnitte der Normentexte erst nach dem 30.04.2011 zu einem Dokument zusammengefügt werden und dann in der Validierungsphase, die bis zum September 2011 andauert, noch hinsichtlich der Indizierung, Formelnummerierung, Begrifflichkeiten und auch inhaltlich validiert und überarbeitet wird, sind weitere Änderungen nicht auszuschließen und abzusehen.

Der Hauptanteil der Arbeiten bestand im Abgleich des bestehenden Verfahrens zur energetischen Bewertung von Wärmepumpen mit der internationalen Normung und die Einbindung regelbarer Wärmepumpen in den Berechnungsalgorithmus.

In den folgenden Abschnitten werden die grundlegenden Änderungen des Berechnungsverfahrens zur energetischen Bewertung der Wärmepumpen beschrieben. Die genauen normativen Anpassungen sind den Neufassungen der Abschnitte 5 und 8 der DIN V 18599 zu entnehmen. Die Änderungen im normativen Text wurden rot markiert. Das dem Normentext zugrunde liegende Abkürzungsverzeichnis, Begriffsdefinitionen und Formelzeichen sind in der Volltextausgabe der Norm enthalten und werden hier nicht separat aufgeführt.

Bei der Bearbeitung dieses Projektes wurde sich auf Teilergebnisse anderer laufender Projekte (Gesamtsystemanalyse von komplexen HLK-Anlagen, gefördert durch das BMWI und den Förderverein des DIN-NHRS, Laufzeit bis Juni 2011) und Ergebnissen der Habilitation von Dr. Seifert [1] gestützt. In den beiden angegebenen Arbeiten wurden Simulationen zum Einsatz von Wärmepumpen in verschiedenen Anlagenkonfigurationen durchgeführt. Zwischenergebnisse wurden bspw. in [2] veröffentlicht. Wesentliche Ergebnisse sind, dass die Luft-Wasser-Wärmepumpen von der Richtlinie VDI 4650 eine zu geringe Sensitivität gegenüber hohen Vorlauftemperaturen aufweist. Sowohl die Simulationen als auch die Feldtestergebnisse (z.B. [3]) zeigen geringere Arbeitszahlen, wobei die Bandbreite der Arbeitszahlen sehr groß ist und von den Randbedingungen abhängt. Diese Randbedingungen sind in den Feldtests nicht immer bekannt bzw. den Dokumentationen nicht zu entnehmen.

Eine Prüfung des Berechnungsalgorithmusses hinsichtlich seiner durchgängigen Rechenbarkeit erfolgt mit Hilfe des Exceltools. Eine Validierung hinsichtlich der

Bewertungsergebnisse schließt sich an den Förderzeitraum an und wird von April bis Juli 2011 durchgeführt. In diesem Zeitraum kann es auf Grund der Validierung auch zu Änderungen im Berechnungsgang selbst und somit zu Abweichungen zwischen dem aktuell gehaltenen Exceltool und der im Teil 2 dargestellten Fassung der DIN V 18599-Teil 5 vom 30.04.2011.

Das Ziel der Vereinfachung des Berechnungsalgorithmusses konnte nicht erreicht werden. Die internationale Normung (ISO/WD 1612-2, EN 15316-4-2) und Richtlinien (VDI 4650) geben bei der energetischen Bewertung mit der Quellen- und Senktemperaturkorrektur sowie der Abschaltzeitberechnung (EN 15316-4-2) einen anerkannten Detaillierungsgrad vor. Des Weiteren erscheint es nicht sinnvoll, der gegenüber der VDI 4650 wesentlich höheren Vielfalt an zu berücksichtigenden Gebäudekategorien (Wohn- und Nichtwohngebäude) durch Vereinfachungen zu begegnen.

Dahingehend sind die verbesserten technischen Modellannahmen gegenüber dem Algorithmus der DIN V 18599-2007 in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben. Dazu gehört im Wesentlichen die Abstimmung des Gebäudes und der Wärmepumpe durch ein Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Heizgrenztemperatur und des Bivalenzpunktes. Diese beiden Größen wurden bisher nur als Schätzparameter berücksichtigt. Darüber hinaus liegt nun ein Monats-Rechenverfahren für regelbare Wärmepumpen vor.

4.2 Einschätzung

Die DIN V 18599-5 befindet sich in den Grundzügen der Berechnung der Wärmepumpen nach dem momentanen Stand der Normung im Einklang mit der EN 15316-4-2. Das vorliegende, zuletzt gültige Arbeitspapier ISO/WD 13612-2 (Nr. 022) lässt den Schluss zu, dass einige Änderungen, wie z.B.

- Grafische oder gleichungsbasierte Darstellung der Leistungszahlen von den Randbedingungen (Quellen- und Senktemperatur) und
- tabellarische Werte für die Korrektur von Einzelnormprüfpunkten gegenüber dem bisherigen Ansatz des exergetischen Wirkungsgrades

gegenüber der EN 15316-4-2 zu erwarten sind. Eine endgültige Richtung des ISO/TC 205 ist noch nicht abzusehen, da sich die asiatischen Experten erst mit der prEN 14825 Berechnungsansatz regelbarer Wärmepumpen) beschäftigen müssen.

Das Monatsverfahren basierend auf den Bin-Klassen ist in der Norm EN 15316-4-2 und dem Arbeitspapier ISO/WD 13612-2 explizit erwähnt und als alternative Methode zugelassen.

Die prEN 14825 gibt lediglich für vier europäische Zonen (durchschnittliches Europa, Küstenregionen, Mitteleuropa und Südeuropa) Gewichtungsfaktoren für definierte Teillastverhältnisse in Abhängigkeit zur Klimaregion an. Diese gelten für eine Berechnung einer Jahresarbeitszahl. Nachteilig ist die Nichtübertragbarkeit auf Monatswerte und die Einschränkung auf vier Regionen, die der Variabilität der DIN V 18599-5 entgegen steht. Die vorgeschlagenen Normprüfpunkte für den Teillastbetrieb sind für die DIN V 18599-5 eingeschränkt verwendbar. Für die DIN V 18599 muss der Teillastbetrieb der Wärmepumpe bekannt sein. Dazu fehlt bei Anwendung der Prüfpunkte aus prEN 14825 die untere Leistungsgrenze.

Aus diesem Grund wird für die DIN V 18599-5 vorgeschlagen, weiterhin das Monatsverfahren auf Basis der Temperaturklassen anzuwenden. Der Algorithmus zur Berechnung der Jahresarbeitszahl wurde in den nachfolgend beschriebenen Punkten überarbeitet.

4.3 Korrektur der Leistungszahl in Abhängigkeit der monatlichen Vorlauftemperatur

Im Abschnitt 6.4.2.5.1.2 der DIN V 18599 Teil 5 „Korrektur für die Verteilnetztemperatur“ wird ein Bezug zum Anhang A.6 geschaffen. Alle vorhandenen Prüfpunkte sind über die Inter- und Extrapolation oder über den Ansatz des exergetischen Wirkungsgrades zu korrigieren.

4.4 Teillastbetrieb der Wärmepumpen

Zur Berechnung des Teillastbetriebes wurde bisher auf die CEN/TS 14825 verwiesen. An dieser Stelle ist ein neues Verfahren erarbeitet worden.

Das Kennfeld der Wärmepumpe wird mit den bereits vorhandenen Normprüfpunkten A-7, A2 und A7 (nach DIN EN 14511) sowie mit einem zusätzlichen Messpunkt bei A2 mit minimaler oder optimaler Leistung berechnet. Dieses Kennfeld ist Grundlage für die Leistungsanpassung der Wärmepumpe im Teillastbetrieb. Anhand der vorgegebenen Erzeugernutzwärmeabgabe und der berechneten Laufzeit der Wärmepumpe kann die mittlere monatliche Leistung bestimmt werden. Liegt diese innerhalb des Kennfeldes läuft eine stufig oder stetig geregelte Wärmepumpe mit den dazu interpolierten Leistungszahlen. Ansonsten wird der Taktbetrieb berechnet.

4.5 Laufzeit der Wärmepumpe

Die Berechnung der Laufzeiten für die Wärmepumpe wird formelmäßig konkretisiert. Eine Laufzeitbegrenzung muss dabei bereits innerhalb der Temperaturklassen erfolgen und nicht wie bisher dargestellt über die Summe der Temperaturklassen. Es erfolgt außerdem eine formelmäßige Kopplung zur der in DIN V 18599-8 bestimmten Laufzeit für die Trinkwarmwasserbereitung.

Es wird der Ansatz zum Kombibetrieb der Wärmepumpe, das bedeutet gleichzeitiger Betrieb von Warmwasserbereitung und Heizung, aus der EN 15316-4-2 in die DIN V 18599 eingearbeitet.

4.6 Berücksichtigung der Abschaltzeiten

Im Teil 2 der DIN V 18599 werden für das Betriebsregime des Wärmeerzeugers und beim Energiebedarf der Wärmeübergabe Abschaltzeiten berücksichtigt. Auf elektrisch angetriebene Wärmepumpen angewendet bedeutet das, dass hier auch die vom EVU vorgenommenen bzw. vertraglich vereinbarten Abschaltzeiten und Nichtnutzungszeiten des Gebäudes berücksichtigt werden können. Diese führen bei der Laufzeitberechnung zu einer verringerten maximal möglichen Laufzeit der Wärmepumpen und somit zur Auswahl einer leistungsfähigeren Wärmepumpe oder eines sich einstellenden höheren energetischen Anteils eines zweiten Wärmeerzeugers.

Die Reduzierung der maximalen Laufzeit um die Nichtnutzungszeit des Gebäudes und um die Abschaltzeiten des EVU ist in der DIN V 18599-5 und im Teil 8 berücksichtigt.

4.7 Indizierungen

Im Zuge der Beschreibungen durch Formeln wurden die Indizierungen der vorhandenen Gleichungen überarbeitet und korrigiert. Da in diesem Projekt jedoch nur der Teil Wärmepumpen bearbeitet wurde und zeitgleich alle anderen Normenteile ebenfalls einer Überarbeitung unterzogen wurden, kann sich die Nummerierung mit dem Stand vom 30.04.2011 beim Zusammenfügen aller überarbeiteten Kapitel nochmals ändern.

4.8 Verfahren zur Berechnung der Heizgrenztemperatur

Im bisherigen Verfahren zur energetischen Berechnung der Wärmepumpe musste eine Heizgrenztemperatur angegeben werden. Überschlägig wurde diese aus dem Dämmstandard des Gebäudes ermittelt, wie es auch in anderen Normen üblich ist. Die tatsächlichen Randbedingungen, wie z.B. hohe innere Lasten, können die

Heizgrenztemperatur stark verschieben. Aus diesem Grund wurde ein vereinfachtes Verfahren zur Berechnung dieser Temperatur implementiert.

Einerseits bildet die Summe der Erzeugernutzwärmeabgabe aller Monate die Wärmemenge, die vom Wärmeerzeuger an die Wärmeverteilung abgegeben wird. Andererseits kann über die berechnete maximale Heizlast, der stationären Wärmebilanz in Abhängigkeit der Außentemperatur und der Häufigkeit der auftretenden Außentemperaturen eine idealisierte Wärmeabgabe des Gebäudes ohne Berücksichtigung von Wärmegewinnen (inneren Gewinnen oder solarer Einstrahlung) bestimmt werden. Bezieht man die Summe der Erzeugernutzwärmeabgabe auf die idealisierte Wärmeabgabe des Gebäudes erhält man einen jahresmittleren Belastungsfaktor. Für den Auslegungszustand wird sich mit Hilfe der maximalen Heizlast und des Belastungsfaktors die verminderte oder korrigierte Heizlast berechnet. Diese Differenz wird von der theoretischen Heizlastkurve abgezogen und liefert im Schnittpunkt mit der Wärmeleistung von 0 W die Heizgrenztemperatur.

4.9 Verfahren zur Ermittlung der Bivalenztemperatur

Die Bivalenztemperatur sagt aus, bei welcher Temperatur ein zweiter Wärmeerzeuger je nach Regelungsart parallel oder alternativ zur Wärmepumpe betrieben wird. Diese Temperatur ist eine entscheidende Größe und bestimmt den Anteil des zweiten Wärmeerzeugers an der Erzeugernutzwärmeabgabe. Da häufig ein Elektroheizstab diesen zweiten Wärmeerzeuger repräsentiert, bedeutet eine Erhöhung der Bivalenztemperatur eine Absenkung der Arbeitszahl und damit der Energieeffizienz. Im neuen Verfahren wird die Bivalenztemperatur aus dem Schnittpunkt der korrigierten Heizlastkurve und der maximalen Heizleistungskurve der Wärmepumpe bei Auslegungsvorlauftemperatur ermittelt.

4.10 Änderungen bei der Berechnung nach dem exergetischen Wirkungsgrades

Bei der Aufheizung von Trinkwasser in einem Speicher kann es in den Sommermonaten auftreten, dass die Kaltwassereintrittstemperatur geringer ist als die Außenlufttemperatur. Für diesen Fall erhält man nach dem bisherigen Berechnungsalgorithmus einen unendlich großen COP-Wert.

Die Änderung beinhaltet eine COP-Begrenzung bei der Integration des COP-Wertes auf einen Maximalwert. Das bedeutet, wenn die Kaltwassertemperatur die

Außenlufttemperatur zuzüglich eines Offsets unterschreitet, wird der COP-Wert konstant gehalten.

4.11 Erstellung Exceltool

Für den angepassten Algorithmus zur energetischen Berechnung der Wärmepumpe im Rahmen der DIN V 18599-5 wurde ein Exceltool erstellt. Darin sind die Luft/Wasser-, Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen abgebildet.

Das Exceltool ist in die Teile

1. Eingangsgrößen aus anderen Teilen der DIN V 18599,
2. Meteorologie,
3. Wärmepumpe (Angaben zu Normprüfpunkten),
4. Betriebsart Raumheizung (Angaben zum Gesamtsystem Wärmepumpe, Heizung und Gebäude),
5. Hilfsbauteile und
6. Berechnung (separate Tabellenblätter für L/W, W/W und S/W)

gegliedert.

Der erste Teil beinhaltet beispielsweise die Energiebedarfswerte aus den dem Wärmeerzeuger nachgeschalteten Verteilsystem, die Laufzeiten der Wärmepumpe für die Trinkwarmwasserbereitung und die Verluste des Heizwasser-Pufferspeichers.

Zu den meteorologischen Berechnungen gehören die Bestimmung der Häufigkeitsverteilung eines Testreferenzjahres in 1-K-Bins der Außentemperatur sowie die daraus resultierenden Summenhäufigkeiten und Heizgradstunden.

Die Angaben zu den Normprüfpunkten stellen alle verfügbaren Norm- und Betriebsmesspunkte nach den Normen EN 14511 und EN 255-3 für die ausgewählte Wärmepumpe zusammen.

Bei der Betriebsart Raumheizung werden die Raumsolltemperatur, die Art der Beheizung, Auslegungstemperaturen, Abschaltzeiten, Betriebsweise (parallel, teilparallel oder alternativ) sowie Angaben zum Zusatzheizer berücksichtigt.

Eigenschaften energetisch relevanter Hilfsbauteile, deren Anteil nicht oder nicht vollständig in den Normmesspunkten enthalten ist, werden im Abschnitt 5 (Hilfsbauteile) angegeben.

Die Berechnung beinhaltet den überarbeiteten Berechnungsalgorithmus und greift auf die zuvor dargestellten Eingangsgrößen und Randbedingungen zurück. Die Realisierung in Form des Exceltools dient einerseits der Überprüfung des Algorithmusses hinsichtlich seiner logischen Schlüssigkeit und der Programmierbarkeit.

Das erarbeitete Exceltool wurde mit den dargestellten Änderungen den Gutachtern zur Verfügung gestellt. Abschließend werden mit dem Exceltool beispielhaft Vergleichsrechnungen zur DIN V 4701-10 und VDI 4650 vorgenommen. Diese Rechnungen sind Bestandteil des Validierungsverfahrens, das sich voraussichtlich bis zum September 2011 erstreckt.

4.12 Validierung

Tabelle 4-1: Vergleich LWWP nach VDI 4650 und DIN V 18599 (Paralleler Betrieb; FBH 35/28/20))

			DIN V 18599		VDI 4650
Bivalenz- temperatur	Heizgrenz- temperatur	Heizlast	JAZ bei EVU-Sperrzeit 0 h/d	JAZ bei EVU-Sperrzeit 4 h/d	JAZ
°C	°C	kW	-	-	-
-7	15	6.49	3.58	3.48	3.53
1	15	6.49	2.88	2.47	2.70
-7	12	6.49	3.47	3.46	3.41
1	12	6.49	2.90	2.51	2.64
-7	10	6.49	3.42	3.42	3.34
1	10	6.49	2.82	2.45	2.60

Tabelle 4-2: Vergleich LWWP nach VDI 4650 und DIN V 18599 (Alternativer Betrieb; FBH 35/28/20))

			DIN V 18599		VDI 4650
Bivalenz- temperatur	Heizgrenz- temperatur	Heizlast	JAZ bei EVU-Sperrzeit 0 h/d	JAZ bei EVU-Sperrzeit 4 h/d	JAZ
°C	°C	kW	-	-	-
-7	15	6.49	3.18	3.19	3.13
1	15	6.49	1.74	1.74	1.66
-7	12	6.49	3.06	3.06	3.04
1	12	6.49	1.64	1.64	1.65
-7	10	6.49	3.01	3.01	2.99
1	10	6.49	1.60	1.60	1.64

Mit Hilfe des erarbeiteten Exceltools wurden bei Vorgabe der notwendigen Eingangsgrößen, die aus der Vorberechnung anderer Teile der DIN V 18599 stammen,

unterschiedliche Szenarien berechnet. Für verschiedene Wohngebäude mit Fußbodenheizungssystem mit den Auslegungsparametern 35/28/20 wurden für die Randbedingungen Heizgrenztemperatur 15°C bzw. 10 °C und Bivalenztemperatur +1°C bzw. -7°C für die Auslegungsaußentemperatur von -12°C und einer EVU-Sperrzeit von 0h/d bzw. 4 h/d Variationsrechnungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind den Tabellen 4-1 bis 4-4 zu entnehmen. Weitere Randbedingungen sind im Anhang angegeben.

Die Bivalenztemperaturen sind absichtlich in weiten Grenzen gesetzt worden, da sich die üblichen praktischen Auslegungen dazwischen befinden sollten. Die Heizgrenztemperaturen widerspiegeln die gegenwärtig anerkannten Grenzen für Bestandsgebäude (15 °C) und Neubauten (10 °C). Es wurde keine Warmwasserbereitung berücksichtigt.

In der VDI 4650 werden keine EVU-Sperrzeiten berücksichtigt. Aus praktischer Sicht treten diese in unterschiedlicher Ausprägung jedoch auf und liegen größtenteils zwischen 1 bis 4 Stunden. Der Einfluss macht sich naturgemäß bei höherer Bivalenztemperatur bemerkbar, da die Wärmepumpen in diesem Fall im Vergleich zur Gebäudeheizlast kleiner sind, und beträgt bei den Validierungsbeispielen bis zu 0.4 Punkte in der JAZ.

Die JAZ nach dem Verfahren der DIN V 18599 und nach der VDI 4650 liegen beim parallelen und alternativen Betrieb in gleicher Größenordnung. Da das Bewertungsverfahren der VDI 4650 für die Wärmepumpen nahezu identisch mit der DIN V 4701 Teil 10 ist, gelten die gleichen Aussagen für die DIN V 4701.

Tabelle 4-3: Vergleich LWWP nach VDI 4650 und DIN V 18599 (Paralleler Betrieb; RAD 55/45/20)

Bivalenz- temperatur	Heizgrenz- temperatur	Heizlast	DIN V 18599		VDI 4650
			JAZ bei EVU-Sperrzeit 0 h/d	JAZ bei EVU-Sperrzeit 4 h/d	JAZ
°C	°C	kW	-	-	-
-7	15	6.49	2.77	2.77	3.06
1	15	6.49	2.44	2.18	2.45
-7	12	6.49	2.59	2.64	2.94
1	12	6.49	2.37	2.16	2.38
-7	10	6.49	2.52	2.55	2.86
1	10	6.49	2.30	2.10	2.33

Bei höheren Vorlauftemperaturen werden von der DIN V 18599 geringere Jahresarbeitszahlen ausgewiesen als nach dem Verfahren der VDI 4650. Dieses Ergebnis sollte mit dem Bewertungsverfahren auch erreicht werden, da die VDI 4650 bekanntermaßen für höhere Vorlauftemperaturen etwas zu hohe Jahresarbeitszahlen berechnet.

Ein Vergleich mit Feldtestergebnissen ist etwas schwieriger, da die genauen Randbedingungen (Heizgrenz-, Bivalenz-, Vorlauftemperaturen der Heizungsanlage,...) nicht bekannt sind (siehe Kap. 4.1). Lehnt man sich an die Feldtestuntersuchungen des IBP [3] an, so wurden Jahresarbeitszahlen von 2.4 bis 3.4 gemessen. Diese Ergebnisse passen zu den Beispieluntersuchungen.

Tabelle 4-4: Vergleich LWWP nach VDI 4650 und DIN V 18599 (Alternativer Betrieb; RAD 55/45/20)

			DIN V 18599		VDI 4650
Bivalenz- temperatur	Heizgrenz- temperatur	Heizlast	JAZ bei EVU-Sperrzeit 0 h/d	JAZ bei EVU-Sperrzeit 4 h/d	JAZ
°C	°C	kW	-	-	-
-7	15	6.49	2.54	2.58	2.78
1	15	6.49	1.59	1.61	1.60
-7	12	6.49	2.37	2.41	2.68
1	12	6.49	1.50	1.50	1.58
-7	10	6.49	2.31	2.33	2.61
1	10	6.49	1.46	1.46	1.56

5 Arbeiten zur Einbringung in den Normenausschuss

5.1 Vorbereitung eines Normenentwurfes

Die im Kapitel 4 dargestellten Änderungen wurden in mehreren Normenentwürfen ausformuliert und der begleitenden Gutachtergruppe vorgelegt und diskutiert. Das erarbeitete Konsenspapier ist in die Normenausschüsse NA 041-01-01 und GA 005-56-20 eingebracht worden und Bestandteil des aktuellen Entwurfs der DIN V 18599.

Diskussionen zu bereits erarbeiteten Änderungen fanden unter anderem am 14. September 2010, am 24. November 2010 und am 04. Februar 2011 mit den begleitenden Gutachtergruppen des DIN und des BBR statt.

5.2 Abstimmung mit den Softwareanbietern der DIN V 18599

Das Exceltool sichert die Programmierbarkeit des vorgeschlagenen Algorithmusses. Das Tool soll bei der Umsetzung der überarbeiteten DIN V 18599 als Software zwei Zielen dienen:

1. Es stellt eine Referenzberechnung von Wärmepumpen dar, an denen Softwarehersteller ihre Normenumsetzung validieren können.
2. Es gibt Hilfestellung bei der Interpretation oder Umsetzung des Algorithmus als frei lesbarer Quelltext.

6 Zusammenfassung

Im Kapitel 3 wurde der derzeitige Stand der aktuellen Normung zur energetischen Bewertung von Wärmepumpensystemen dargestellt. In diesem Bereich sind weitere Aktivitäten zu verzeichnen. Die Analyse wurde zu 100% konform zum Antrag umgesetzt.

Ausgehend von Ergebnissen und Erkenntnissen, die im Forschungsprojekt „Gesamtsystemanalyse von komplexen HLK-Systemen“ (Laufzeit bis Juni 2011) demnächst veröffentlicht werden, wurde die Erweiterung des Bewertungsalgorithmus der Wärmepumpen auf Pufferspeicheranordnungen erwogen. Da sich die Ergebnisse des Forschungsprojektes hinsichtlich dieser Pufferspeicheranordnung nicht mit den Erfahrungswerten deckten, werden einige Untersuchungen folgen müssen, die aber aus zeitlichen Gründen in diesem Projekt nicht berücksichtigt werden können.

Der Berechnungsalgorithmus zur Bewertung von Wärmepumpen wurde durch einzelne Verfahren verbessert. Dazu gehören die Bewertung im Teillastbereich, die Berechnung der Laufzeit, Heizgrenz- und Bivalenztemperatur sowie die Berücksichtigung von Abschaltzeiten. Durch diese neuen Verfahren entfallen Eingangsparameter, die in anderen Bewertungsmethoden geschätzt werden müssen und einen großen Einfluss auf das Berechnungsergebnis haben. Durch die Aufnahme dieser Verfahren konnte das Ziel, den Bewertungsalgorithmus zu vereinfachen, nicht erreicht werden.

Der Bewertungsalgorithmus für Wärmepumpen liefert für geringe Heizungsvorlauftemperaturen vergleichbare Jahresarbeitszahlen zur VDI 4650 und DIN V 4701. Bei höheren Vorlauftemperaturen werden geringere Jahresarbeitszahlen im Vergleich zu den beiden Normen und Richtlinien ermittelt. Diese Tendenz ist angestrebt gewesen und konnte somit erfüllt werden.

Die Problematik der Pufferspeicheranordnung (parallel oder in Reihe) und die Bestimmung der Puffergröße sollte zukünftig experimentell untersucht werden. Spezielles Augenmerk ist dabei auf die Qualität des Pufferspeichers und seiner Ein- und Ausströmverhältnisse zu legen. Diese beeinflussen die Schichtung sehr und damit auch die Effektivität des Speichers und des Wärmepumpensystems.

7 Literatur

- [1] Seifert, J.: Ein Beitrag zur Einschätzung der energetischen und exergetischen Einsparpotentiale von Regelverfahren in der Heizungstechnik. Habilitation an der TU Dresden. Verlag der Wissenschaften GmbH – TUDpres. 2009. ISBN 978-3-941298-54-5
- [2] Seifert, J.; Oschatz, B. und Richter, W.: Energetische Einschätzung von Erzeugungssystemen mit Wärmepumpen. Die KÄLTE + Klimatechnik. 6 (2010), S. 34 – 39
- [3] Miara, M. et al.: Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Abschlussbericht Fraunhofer Institut ISE, Projektförderung BMWI (0327401A). 2011

8 Anhang

8.1 Eingangsgrößen zur Berechnung nach DIN V 18599

0. Inputs für DIN V 18599 - 5													
... aus DIN V 18599 - 2													
monatliche Umgebungstemperatur des Speichers in °C													
Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez		
20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0		
monatliche Heizstunden des Gebäudes													
744	672	744	720	744	720	744	744	720	744	720	744		
0. Inputs für DIN V 18599 - 5													
... aus DIN V 18599 - 5													
monatliche Erzeugernutzwärmeabgabe $Q_{h,outg}$ in kWh													
Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez	Summe	
2604.0	2009.0	1572.0	392.0	93.0	0.0	0.0	0.0	75.0	852.0	1625.0	2299.0	11521.0	
monatlicher Wärmeverlust des Heizwasser-Pufferspeichers $Q_{h,s}$ in kWh													
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
0. Inputs für DIN V 18599 - 5													
... aus DIN V 18599 - 8													
Laufzeit der WP für Trinkwassererwärmung													
Kombibetrieb Trinkwassererwärmung $t_{ON,TWE,g,combi}$ in h													
Klasse	Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez	Summe
7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
reiner Betrieb zur Trinkwassererwärmung $t_{ON,TWE,g,sng}$ in h													
Klasse	Jan	Feb	Mrz	Apr	Mai	Jun	Jul	Aug	Sep	Okt	Nov	Dez	Summe
7	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Abbildung 8-1: Eingangsgrößen für die Validierungsberechnung nach DIN V 18599

Abbildung 8-1 zeigt die gemeinsamen Eingangsgrößen für alle Validierungsfälle. Des Weiteren wurden die Raumtemperatursollwerte auf 20 °C festgelegt. Die Wetterdaten entsprechen der DIN V 18599 (2007), damit beim Vergleich zur VDI 4650 der Einfluss des neuen TRY (DIN V 18599 – Ausgabe 2011) unberücksichtigt bleibt und nur das Verfahren bzw. die Änderung bewertet wird.

Die Auslegungsaußentemperatur beträgt -12°C.

8.2 Betriebsart Raumheizung

Zur Validierung wurde bei Verwendung eines Flächenheizsystems mit einem Exponenten von 1.1, einem Rohrabstand von 20 cm und der Eigenschaft „schwer“ gerechnet.

Bei Verwendung einer Radiatorenheizung wurde ein Exponent von 1.3 zugrunde gelegt und der äquivalente Wasserinhalt mit 20 l/kW angenommen.

Für das Volumen des Wärmezwischenspeichers und die zugehörigen Speicherverluste im Bereitschaftsbetrieb wurde ein Wert Null angesetzt.

Es wird grundsätzlich ein elektrischer Zusatzheizer vorgesehen, dessen Nutzungsgrad 1 beträgt.

Die variablen Randbedingungen für die Fallunterscheidungen (Vorlauftemperatur und Rücklauftemperatur bei Auslegungsbedingungen, Heizgrenztemperatur, Abschaltzeit des EVU) werden bei den Varianten entsprechend eingestellt.

8.3 Wärmepumpe

Der Wärmepumpentyp wird bei den Validierungen auf Luft-Wasser festgelegt. Die Regelung der Wärmepumpe ist einstufig (EIN-AUS), die maximale Vorlauftemperatur beträgt 60°C und die Temperaturdifferenz bei Prüfstandsmessung 5K.

Bei parallelem Betrieb beträgt die untere Ausschaltemp. -20°C, bei alternativem Betrieb wird dieser Wert auf die Bivalenztemperatur gesetzt.

Das Kennfeld der Wärmepumpe ist für alle Validierungsfälle für den COP-Wert gleich und in Tabelle 8-1 aufgelistet.

Tabelle 8-1: Kennfeld der nicht normierten Wärmepumpe

2. Einzelbetrieb für die Raumheizung (EN 14511)							
Quellentemperatur am Prüfpunkt ϑ_{sc}		-15	-7	2	7	°C	
Senktemperatur am ersten Prüfpunkt ϑ_{sk}		35	35	35	35	°C	
Senktemperatur am zweiten Prüfpunkt ϑ_{sk}		45	45	45	45	°C	
Senktemperatur am dritten Prüfpunkt ϑ_{sk}		55	55	55	55	°C	
Senktemperatur am vierten Prüfpunkt ϑ_{sk}		75	65	65	65	°C	
COP bei einer Senktemperatur am ersten Prüfpunkt und maximaler Leistung		2.2	2.8	3.2	3.8	W/W	
COP bei einer Senktemperatur am zweiten Prüfpunkt und maximaler Leistung		1.8	2.3	2.7	3.2	W/W	
COP bei einer Senktemperatur am dritten Prüfpunkt und maximaler Leistung		1.4	1.9	2.1	2.6	W/W	
COP bei einer Senktemperatur am vierten Prüfpunkt und maximaler Leistung						W/W	
COP bei einer Senktemperatur am ersten Prüfpunkt und minimaler Leistung		2.2	2.8	3.2	3.8	W/W	
COP bei einer Senktemperatur am zweiten Prüfpunkt und minimaler Leistung		1.8	2.3	2.7	3.2	W/W	
COP bei einer Senktemperatur am dritten Prüfpunkt und minimaler Leistung		1.4	1.9	2.1	2.6	W/W	
COP bei einer Senktemperatur am vierten Prüfpunkt und minimaler Leistung						W/W	
max. Heizleistung bei einer Senktemperatur am ersten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$		7.22	8.99	10.98	12.98	kW	
max. Heizleistung bei einer Senktemperatur am zweiten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$		6.88	8.66	10.66	12.65	kW	
max. Heizleistung bei einer Senktemperatur am dritten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$		6.54	8.33	10.34	12.32	kW	
max. Heizleistung bei einer Senktemperatur am vierten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$						kW	
min. Heizleistung bei einer Senktemperatur am ersten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$		7.22	8.99	10.98	12.98	kW	
min. Heizleistung bei einer Senktemperatur am zweiten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$		6.88	8.66	10.66	12.65	kW	
min. Heizleistung bei einer Senktemperatur am dritten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$		6.54	8.33	10.34	12.32	kW	
min. Heizleistung bei einer Senktemperatur am vierten Prüfpunkt $\phi_{H, hp, sngl}$						kW	

Die COP-Werte der nicht normierten Wärmepumpe (Tabelle 8-1) bleiben für alle untersuchten Validierungsfälle gleich. Aus Vereinfachungsgründen wird für jeden Validierungsfall die Matrix mit den Heizleistungen so mit einem Skalierungsfaktor angepasst, dass die Heizgrenz- und die Bivalenztemperatur den Vorgaben (15°C, 12°C und 10°C für die Heizgrenze sowie -7 °C und 1°C für den Bivalenzpunkt) entspricht.

8.4 Hilfsbauteile

Hilfsenergieanteile einer Quellen- und Senkenpumpe bleiben bei der Bewertung einer Luft-Wasser-Wärmepumpe ohne Wärmezwischenspeicher unberücksichtigt, werden also gleich Null gesetzt.

8.5 Rechenwerte nach VDI 4650

Tabelle 8-2: Ergebnisübersicht zur VDI 4650 für Varianten mit parallelem Betrieb

Variante	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Heizgrenze	15	15	12	12	10	10	15	15	12	12	10	10
Betriebsart	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel	parallel
Auslegungsaußentemperatur	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12
max. Vorlauftemperatur	35	35	35	35	35	35	55	55	55	55	55	55
$\Delta\theta_{\text{Prüfung}}$	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
$\Delta\theta_{\text{Auslegung}}$	7	7	7	7	7	7	10	10	10	10	10	10
Bivalenztemperatur	-7	1	-7	1	-7	1	-7	1	-7	1	-7	1
Zwischenwerte												
COP (A-7/W35)	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
COP (A2/W35)	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
COP (A10/W35)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
F_{01}	0.104	0.104	0.128	0.128	0.151	0.151	0.081	0.081	0.101	0.101	0.119	0.119
F_{02}	0.762	0.762	0.824	0.824	0.853	0.853	0.635	0.635	0.686	0.686	0.709	0.709
F_{03}	0.205	0.205	0.108	0.108	0.049	0.049	0.179	0.179	0.094	0.094	0.042	0.042
$F_{\Delta\theta}$	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.051	1.051	1.051	1.051	1.051	1.051
β_H	3.62	3.62	3.5	3.5	3.42	3.42	3.13	3.13	3	3	2.91	2.91
Deckungsanteil	0.99	0.87	0.99	0.87	0.99	0.87	0.99	0.87	0.99	0.87	0.99	0.87
Ergebnis												
β_{WP}	3.53	2.7	3.41	2.64	3.34	2.6	3.06	2.45	2.94	2.38	2.86	2.33

Tabelle 8-3: Ergebnisübersicht zur VDI 4650 für Varianten mit alternativem Betrieb

Variante	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Heizgrenze	15	15	12	12	10	10	15	15	12	12	10	10
Betriebsart	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat	alternat
Auslegungsaußentemperatur	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12	-12
max. Vorlauftemperatur	35	35	35	35	35	35	55	55	55	55	55	55
$\Delta\theta_{\text{Prüfung}}$	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
$\Delta\theta_{\text{Auslegung}}$	7	7	7	7	7	7	10	10	10	10	10	10
Bivalenztemperatur	-7	1	-7	1	-7	1	-7	1	-7	1	-7	1
Zwischenwerte												
COP (A-7/W35)	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
COP (A2/W35)	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
COP (A10/W35)	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
F_{01}	0.104	0.104	0.128	0.128	0.151	0.151	0.081	0.081	0.101	0.101	0.119	0.119
F_{02}	0.762	0.762	0.824	0.824	0.853	0.853	0.635	0.635	0.686	0.686	0.709	0.709
F_{03}	0.205	0.205	0.108	0.108	0.049	0.049	0.179	0.179	0.094	0.094	0.042	0.042
$F_{\Delta\theta}$	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02	1.051	1.051	1.051	1.051	1.051	1.051
β_H	3.62	3.62	3.5	3.5	3.42	3.42	3.13	3.13	3	3	2.91	2.91
Deckungsanteil	0.94	0.55	0.94	0.55	0.94	0.55	0.94	0.55	0.94	0.55	0.94	0.55
Ergebnis												
β_{WP}	3.13	1.66	3.04	1.65	2.99	1.64	2.78	1.6	2.68	1.58	2.61	1.56

Tabelle 8-2 und Tabelle 8-3 enthalten detaillierte Zwischenergebnisse zu allen Validierungsfällen.



Institut für Technische Gebäudeausrüstung Dresden
Forschung und Anwendung GmbH
Prof. Oschatz - Dr. Hartmann - Dr. Werdin - Prof. Felsmann

Erarbeitung eines Verfahrens zur energetischen Bewertung von Wärmepumpen für EnEV und DIN V 18599

Abschlussbericht

- Teil 2 -

30.04.2011

Auftraggeber: BBR Bundesamt für Bauwesen und Raumordnung
Aktenzeichen: SF-10.08.18.7-10.12

Dieser Forschungsbericht wurde mit Mitteln der Forschungsinitiative Zukunft Bau des Bundesinstitutes für Bau-, Stadt- und Raumforschung gefördert.

(Aktenzeichen: SF – 10.08.18.7- 10.12 / II 3 – F20-10-1-025)

Die Verantwortung für den Inhalt des Berichtes liegt beim Autor.

Bearbeiter: Dr.-Ing. H. Werdin
Prof. Dr.-Ing. B. Oschatz

Dresden, 30. April 2010

Inhaltsverzeichnis

1	Allgemeines	5
2	Textvorschläge.....	6
2.1	DIN V 18599-5	6
2.1.1	Anmerkungen	6
2.1.2	Motorisch angetriebene Wärmepumpen.....	6
2.2	DIN V 18599-8	47
2.2.1	Anmerkungen	47
2.2.2	Motorisch angetriebene Wärmepumpen mit Warmwasserbereitung	47

1 Allgemeines

Dieser Abschlussbericht ist zweigeteilt. Im ersten Teil werden die Stände der aktuellen Normen beleuchtet und die durchgeführten Arbeiten beschrieben. Der vorliegende zweite Teil beinhaltet die normative Umsetzung der Arbeiten im Textvorschlag zur DIN V 18599 in den Teilen 5 und 8.

An der Überarbeitung der Norm sind mehrere Personenkreise beteiligt. Die Aufgabe im Rahmen der Förderung besteht in der Überarbeitung des Verfahrens zur energetischen Berechnung von Wärmepumpen. Dies ist nur ein Abschnitt aus der Gesamtnorm DIN V 18599. Weitere Abschnitte und Kapitel werden von anderen Arbeitsgruppen neugefasst oder überarbeitet.

Das Zusammenfügen der einzelnen überarbeiteten Normenteile erfolgt im März und April 2011. Ein weiterer Arbeitskreis, der aus den Blattkoordinatoren besteht, überarbeitet anschließend die Begrifflichkeiten, Indizierungen und sorgt für eine Vereinheitlichung der Formelzeichen. Die Anpassungen der Formelnummerierungen und der Bezüge zwischen den einzelnen Kapiteln wird durch das DIN vorgenommen. Diese Überarbeitungen gehen über das Projektende (30.04.2011) hinaus. Aus diesem Grund kann in diesem Berichtsteil nur die Fassung vom 30.04.2011 angegeben werden, die sich in der Folgezeit jedoch noch weiter verändern kann.

Die im Rahmen dieser Förderung vom ITG geänderten Stellen gegenüber der DIN V 18599-5 (2007) und DIN V 18599-8 (2009) sind rot markiert.

Das dem Normentext zugrunde liegende Abkürzungsverzeichnis, Begriffsdefinitionen und Formelzeichen sind in der Volltextausgabe der Norm enthalten und werden hier nicht separat aufgeführt.

Nach dem Zusammenschluss der Normenteile und deren Gesamtbearbeitung begann die Validierungsphase der Norm, die voraussichtlich bis zum September 2011 andauern wird. Das beiliegende Exceltool wurde während der Validierungsphase weiter aktualisiert und den Änderungen angepasst. Es hat den Stand vom 31.08.2011.

2 Textvorschläge

2.1 DIN V 18599-5

2.1.1 Anmerkungen

Der nachfolgende Abschnitt 2.1.2 ist dem Textvorschlag des Normenentwurfes der DIN V 18599-5 entnommen. Im Normenentwurf beginnt dieser Abschnitt mit der Nummerierung 6.4.2. Querverweise auf andere Abschnitte außerhalb der Motorisch angetriebenen Wärmepumpen bleiben als Originalverweise erhalten. Andere interne Verweise werden abweichend zum Normenentwurf an die Nummerierung in diesem Dokument angepasst.

2.1.2 Motorisch angetriebene Wärmepumpen

In diesem Abschnitt werden elektrisch und gasmotorisch angetriebene Wärmepumpen behandelt, Sorptions-Gaswärmepumpen werden nach Abschnitt 6.4.4 berechnet.

Im nachstehenden Berechnungsverfahren werden folgende physikalischen Faktoren berücksichtigt, die eine Auswirkung auf die Jahresarbeitszahl und die Energieaufnahme der Wärmepumpe haben:

- Art der Wärmepumpe (Luft-Wasser, Sole-Wasser, Wasser-Wasser, Luft-Luft);
- Systemkonfiguration (Trinkwassererwärmung und Betriebsweise);
- Erzeugernutzwärmeabgabe an das Heizsystem und Laufzeiten für Trinkwarmwasser;
- Auswirkungen der Schwankung der Quellen- und Senktemperatur auf die Leistung und die Leistungszahl (COP; en: Coefficient of Performance) der Wärmepumpe;
- Auswirkungen des Teillastbetriebs (einstufig, zweistufig oder stetig geregelt);
- erforderliche Hilfsenergie zum Betrieb der Wärmepumpe, die bei Prüfstandsbedingungen nicht berücksichtigt wird;
- Systemverluste durch eingebaute Speicher.

Auf der Grundlage dieser Eingabedaten werden folgende Ausgabedaten berechnet:

- erforderliche Endenergie als Strom oder Brennstoff $Q_{h,f}$, um die Erzeugernutzwärmeabgabe bereitzustellen;

- gesamte Wärmeverluste der Wärmepumpe $Q_{h,gen}$;
- erforderliche Hilfsenergie $W_{h,gen}$ für den Betrieb der Wärmepumpe;
- gesamte rückgewinnbare Wärmeverluste der Wärmepumpe $k_{rd,gen} \cdot W_{h,gen}$.

Die abschließende bilanzielle Verrechnung der Ausgabedaten erfolgt (wie für alle anderen Wärmeerzeuger) in DIN V 18599-1. Zum besseren Verständnis sind die Bilanzen für die elektrische und die motorgetriebene Wärmepumpe in Anhang A dargestellt.

Gasmotorische Wärmepumpen können einen Teil der Verluste des Antriebs über nachgeschaltete Wärmeübertrager wieder zurückgewinnen. $Q_{rd,mot,gen}$ ist ein Merkmal der Wärmepumpe und hängt von der Effizienz und der technischen Anordnung des Systems zur Rückgewinnung der Wärme aus Kühlung und Abgas ab.

Liegen keine Produktwerte vor, so ist für gasmotorisch angetriebene Wärmepumpen mit einer entsprechenden Kühlung des Motors $p_{rd,mot} = 0,4$ als Standardwert zu nehmen.

Für alle anderen Wärmepumpen ist $p_{rd,mot} = 0$, wenn keine Produktwerte vorliegen.

$$p_{rd,mot} = \frac{Q_{rd,mot,gen}}{Q_{h,f}} \quad (71)$$

Dabei ist

$p_{rd,mot}$ der zurückgewonnene Anteil des Eingangsbrennstoffs an den Erzeuger;

$Q_{rd,mot,gen}$ die zurückgewonnene Energie vom Motor (im Monat), in kWh;

$Q_{h,f}$ der Endenergiebedarf an den Erzeuger (im Monat) (siehe 4.2 bzw. Anhang A), in kWh.

2.1.2.1 Grundlagen des Berechnungsverfahrens

Die Berechnung kann mit dem folgenden Monatsverfahren oder einem anerkannten Berechnungsprogramm erfolgen. Wenn in diesem Dokument kein Rechenverfahren beschrieben ist, kann die Ermittlung des Energieertrags mit den zur Auslegungsplanung verwendeten Simulationsprogrammen durchgeführt werden.

Die energetische Effizienz einer Wärmepumpe hängt stark von ihrer Regelbarkeit und den Einsatzbedingungen ab, insbesondere von den Temperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke. Die Temperatur der Wärmequelle (z.B. Außenluft) kann innerhalb eines

Monats stark schwanken. Deshalb wird die energetische Bewertung der Wärmepumpen nicht in einem Schritt für einen Monat vorgenommen, sondern berücksichtigt die Häufigkeitsverteilung der Wärmequellentemperatur im jeweiligen Monat.

Stufig und stetig geregelte Wärmepumpen führen zu Effizienzsteigerungen im Teillastbetrieb. Daraus resultierend sind gegenüber der DIN EN 14511 zusätzliche Messpunkte zur Beschreibung des Teillastverhaltens von Wärmepumpen verfügbar. Das in dieser Norm beschriebene Verfahren geht von der Verfügbarkeit von Messpunkten bei maximaler, diese sind in DIN EN 14511 enthalten, und bei Teilleistung, die in dieser Norm genannt werden, zu definierten Randbedingungen der DIN EN 14511 aus. Die Messpunkte bei Teilleistung ergeben sich durch die gleiche Wärmequellen- und Verteilnetzvorlauftemperatur und den gleichen Massestrom auf der Verteilnetzseite wie bei der maximalen Leistung. Unter Teilleistung wird ein unterhalb der maximalen Leistung auftretender kontinuierlicher Betriebszustand der Wärmepumpe verstanden, bei dem kein Takten auftritt.

Aus diesem Grund wird die Bewertung der Wärmepumpen in Abhängigkeit der Verfügbarkeit der Prüfpunkte eingeteilt. Liegen keine Messwerte für die Teilleistung vor, muss mit dem Verfahren basierend auf den Prüfpunkten nach DIN EN 14511 gerechnet werden.

Für Wärmepumpen mit Wärmequelle Außenluft (Luft/Wasser, reversible Klimageräte und VRF-System) beruht das Berechnungsverfahren auf einer Bewertung der Außenlufttemperaturverteilung. Dazu wird die Häufigkeit des Auftretens einer bestimmten Außentemperatur in einem Monat in 1-Kelvin-Intervallen (Bins) angegeben. Messergebnisse für Heizleistung und COP einer Wärmepumpe liegen in der Regel nur für bestimmte Temperaturpaarungen vor. Deshalb wird die Häufigkeitsverteilung der Außenlufttemperaturverteilung von den 1-K-Bins in Bereiche (Temperaturklassen) zusammengefasst. Jede Temperaturklasse wird durch eine obere Temperatur $\theta_{i,upper}$ und eine untere Temperatur $\theta_{i,lower}$ begrenzt. Die rechnerischen Betriebsbedingungen der Wärmepumpe in der jeweiligen Klasse werden durch die Betriebspunkte in der Mitte jeder Klasse gekennzeichnet.

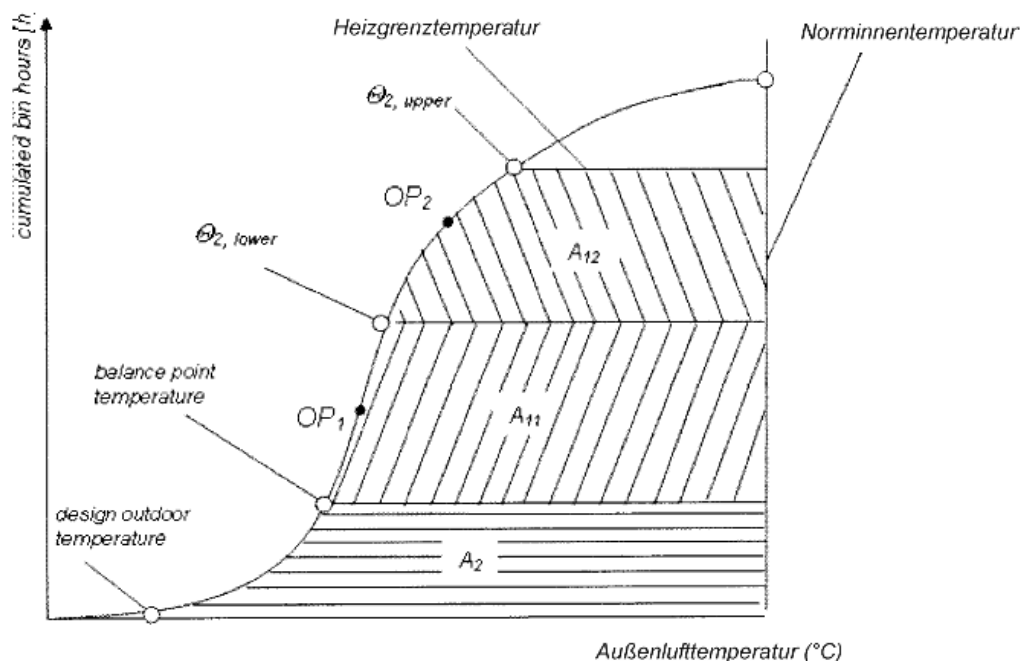
Die Betriebspunkte bei der Berechnung werden so gewählt, dass sie für einstufige Wärmepumpen die Prüfbedingungen nach DIN EN 14511 (alle Teile) bzw. für zweistufige und stetig geregelte Wärmepumpen die Prüfbedingungen nach DIN EN

14511 jedoch bei maximaler Leistung und bei Teilleistung widerspiegeln. Die Temperaturgrenzen zwischen zwei Klassen werden etwa in der Mitte zwischen zwei Betriebspunkten gewählt. Es ist auf ganze Zahlen zu runden.

Für jede Klasse wird die maximale und Teilleistung der Wärmepumpe und die Leistungszahl (COP) anhand der Prüfstandsmessungen nach DIN EN 14511 (alle Teile) beurteilt. Leistungszahl und Heizleistung der Wärmepumpe am jeweiligen Prüfpunkt werden angepasst an:

- die Quellentemperatur;
- die Temperaturen im Verteilnetz;
- Belastung der Wärmepumpe.

Die Differenz zwischen der erforderlichen Erzeugernutzwärmeabgabe und der von der Wärmepumpe gelieferten Wärme muss gegebenenfalls von einem zweiten Wärmeerzeuger erbracht werden. Die Verluste, die mit dem Wärmepumpenbetrieb zusammenhängen, werden für jede Temperaturklasse berechnet.



Legende

Balance point temperature	Bivalenzpunkt
Design outdoor temperature	Normaußentemperatur
Cumulated bin hours	aufsummierte Klassen-Stunden

Bild 5 — Summenhäufigkeitsverteilung der Außenlufttemperatur

Aus den Ergebnissen in den einzelnen **Temperatur**klassen werden die Gesamtergebnisse für einen Berechnungsabschnitt (Monat) ermittelt. Dazu erfolgt eine Wichtung der Klassen.

Erzeugernutzwärmeabgabe in den Temperaturklassen

Die Aufteilung der **verbleibenden** Erzeugernutzwärmeabgabe eines Monats auf die einzelnen Temperaturklassen i erfolgt über einen Gewichtungsfaktor w_i nach Gleichung (72).

$$Q_{h,outg,i} = Q_{h,outg} \cdot w_i \quad (72)$$

Dabei ist

$Q_{h,outg,i}$ die verbleibende Erzeugernutzwärmeabgabe in der Temperaturklasse i (im Monat), in kWh;

$Q_{h,outg}$ die verbleibende Erzeugernutzwärmeabgabe (im Monat), in kWh;
Hinweis: $Q_{h,outg} = Q_{h,outg}^*$ nach Gl. 54.

w_i der Gewichtungsfaktor in Klasse i (im Monat);

Die Gewichtungsfaktoren werden nach Gleichung (73) berechnet

$$w_i = \frac{HDH_{\theta_{i,upper}} - HDH_{\theta_{i,lower}}}{HDH_t} \quad (73)$$

Dabei ist

w_i der Gewichtungsfaktor in Klasse i (im Monat);

$HDH_{\theta_{i,upper}}$ die Heizgradstunden bis zur Temperatur der Grenztemperatur $\theta_{i,upper}$ von Klasse i (im Monat), in Kh;

$HDH_{\theta_{i,lower}}$ die Heizgradstunden bis zur Temperatur der unteren Grenztemperatur $\theta_{i,lower}$ von Klasse i (im Monat), in Kh und

HDH_t die Gesamtheizgradstunden bis zur Heizgrenztemperatur (im Monat), in Kh.

Die Bestimmung der Heizgrenztemperatur unterliegt großen Unsicherheiten, da der Einfluss der inneren Wärmegewinne auf die Transmissions- und Lüftungswärmeverluste eine große Rolle spielt. Die inneren Wärmegewinne hängen vom Nutzungsprofil des Gebäudes ab. Im Folgenden wird ein einfaches Verfahren zur Bestimmung der Heizgrenztemperatur angegeben.

Die maximale Gebäudeheizlast $P_{H,max}$ ist eine Eigenschaft des Gebäudes unter den definierten Randbedingungen der Auslegungsaußentemperatur $\theta_{e,min}$ und eines

festgelegten Luftwechsels ohne Berücksichtigung von inneren Wärmegewinnen. Die Gebäudeheizlast verändert sich proportional zur Außentemperatur und ist bei der Sollinnenraumtemperatur gleich Null. Mit Hilfe dieser beiden Wertepaare $[\theta_{e,\min}; P_{H,\max}]$ und $[\theta_{I,\text{soll}}; 0]$ wird die theoretische Gebäudeheizlast je Außentemperatur berechnet.

$$P_{\text{Geb}}(\theta_e) = \frac{\theta_{I,h,\text{soll}} - \theta_e}{\theta_{I,h,\text{soll}} - \theta_{e,\min}} \cdot P_{H,\max} \quad (73A)$$

Dabei ist:

$P_{\text{Geb}}(\theta_e)$ - die theoretische Gebäudeheizlast bei einer konstanten Außentemperatur

θ_e , in $^{\circ}\text{C}$;

$\theta_{I,h,\text{soll}}$ - die Raumsolltemperatur (siehe 4.1 bzw. Tabelle 15), in $^{\circ}\text{C}$;

(Anmerkung: grundflächengemittelte Raumsolltemperatur der von der Wärmepumpe versorgten Zonen)

θ_e - die Außentemperatur je Bin, in $^{\circ}\text{C}$;

$\theta_{e,\min}$ - die Auslegungsaußentemperatur des Gebäudes (siehe 4.1), in $^{\circ}\text{C}$ und

$P_{H,\max}$ - die maximale Gebäudeheizlast (siehe 4.1), in W .

$$\beta_a = \frac{\sum_{\text{Monate}} Q_{h,\text{outg}}}{\sum_{\theta_e} (\max(0; P_{\text{Geb}}(\theta_e) \cdot n_{a,\theta_e}))} \quad (73B)$$

Dabei ist:

β_a - Belastungsfaktor für das Jahr, in -;

$Q_{h,\text{outg}}$ - monatliche verbleibende Erzeugernutzwärmeabgabe, in kWh ;

Hinweis: $Q_{h,\text{outg}} = Q_{h,\text{outg}}^*$ nach Gl. 54.

$P_{\text{Geb}}(\theta_e)$ - die Gebäudeheizlast bei einer konstanten Außentemperatur θ_e (Gl.

73A), in W ;

n_{a,θ_e} - Jahressumme des Auftretens der Außentemperatur θ_e (Tabelle 24), in h .

$$\theta_{HG} = \theta_{I,h,\text{soll}} - (1 - \beta_a) \cdot (\theta_{I,h,\text{soll}} - \theta_{e,\min}) \quad (73C)$$

Mit:

θ_{HG} - Heizgrenztemperatur (auf 1°C genau zu runden), in $^{\circ}\text{C}$;

$\theta_{I,h,\text{soll}}$ - die Raumsolltemperatur (siehe 4.1 bzw. Tabelle 15), in $^{\circ}\text{C}$;

(Anmerkung: grundflächengemittelte Raumsolltemperatur der von der Wärmepumpe versorgten Zonen)

β_a - Belastungsfaktor für das Jahr (Gl. 73B), in - und

$\theta_{e,\min}$ - die Auslegungsaußentemperatur des Gebäudes (siehe 4.1), in $^{\circ}\text{C}$.

Fehlen einige Eingangsgrößen zur Berechnung der Heizgrenztemperatur, so sind folgende Standardwerte zu verwenden:

- 10 °C für hochwärmegedämmte Gebäude;
- 12 °C für Gebäude, die den Anforderungen der EnEV¹⁾ 2002/2004 an Gebäude mit normalen Innentemperaturen entsprechen;
- 15 °C für alle anderen Gebäude.

Die Heizgradstunden bis zu einer bestimmten Temperatur θ_x werden nach Gleichung (74) ermittelt:

$$HDH(\theta_x) = \sum_{\theta=\theta_{\min}}^{\theta_x} n_{\theta} \cdot (\theta_{i,h,soll} - \theta) \quad (74)$$

Dabei ist

- $\theta_{\min}$ die minimale Außentemperatur des Wetterdatensatzes, in °C;
- θ_x die Temperaturgrenze für Heizgradstunden (muss kleiner gleich Heizgrenztemperatur sein), in °C;
- n_{θ} die Stundenhäufigkeit der Temperatur θ (im Monat, siehe Tabelle 24), in h;
- $\theta_{i,h,soll}$ die Raumsolltemperatur (siehe 4.1), in °C.

(Anmerkung: grundflächengemittelte Raumsolltemperatur der von der Wärmepumpe versorgten Zonen)

Im Rahmen dieses Berechnungsverfahrens für Wärmepumpen ist vereinfachend $\theta_{i,h,soll} = 20$ °C zu setzen.

Die Stundenhäufigkeit der Außentemperatur für das Testreferenzjahr 04 ist in Tabelle 24 angegeben. Für andere Standorte können die entsprechenden Testreferenzjahre herangezogen und in die Bins bzw. Temperaturklassen einsortiert werden.

Bei Wärmepumpen mit anderen Wärmequellen ist wie folgt zu verfahren:

Für konstante Quellentemperaturen

- Quelle Erdreich: die Temperaturklasse 0°C erhält den Gewichtungsfaktor 1;
- Quelle Grundwasser: die Temperaturklasse 10°C erhält den Gewichtungsfaktor 1;
- Quelle Abluft: die Temperaturklasse 20°C erhält den Gewichtungsfaktor 1.

¹⁾ Energiesparverordnung

ANMERKUNG Abluft-Wärmepumpen in Wohngebäuden werden in DIN V 18599-6 abgebildet. Dort wird die Erzeugerwärmeabgabe $Q_{rv,h,outg}$ berechnet und an DIN V 18599-5 übergeben; eine zusätzliche Berechnung der Wärmepumpe in DIN V 18599-5 ist nicht erforderlich.

Quelle Abluft mit Wärmerückgewinnung: Berücksichtigung der verringerten Ablufteintrittstemperatur infolge der Wärmerückgewinnung: Für Geräte, bei denen die Wärmerückgewinnung vor der Abluft-Wärmepumpe angeordnet ist, wird die Ablufteintrittstemperatur monatlich für die jeweilige Temperaturklasse aus dem Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung und der Auslegungs-Raumtemperatur berechnet (Abluft-Wirkungsgrad nach DIN EN 308 ohne Abzug oder Wärmerückgewinnung nach DIBt abzüglich 12 %).

Der nach anerkannten technischen Regeln ermittelte Wärmebereitstellungsgrad charakterisiert die Temperaturerhöhung der Zuluft, bezogen auf die maximal mögliche Temperaturerhöhung. In den Wärmebereitstellungsgrad gehen neben der Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers (WÜT) auch die Abwärme von elektrischen Komponenten (Ventilatoren, Regelung) ein. Die vorgegebenen Grenzwerte der maximal zulässigen Leckageverluste sind einzuhalten und die Wärmeverluste über die Geräteoberfläche sind ebenfalls zu berücksichtigen. Weiterhin ist das Verhalten des Lüftungsgerätes während des Frostbetriebes zu berücksichtigen, es sei denn, die Lüftungsanlage wird mit einem Erdreichwärmeübertrager zur Luftvorwärmung ausgestattet, der nach den Regeln der Technik eine frostfreie (und hygienische) Zuluft sicherstellt. Wenn der Wärmebereitstellungsgrad die genannten Effekte nicht berücksichtigt und wenn die Zuluft- und Abluftvolumenströme nicht mit geeigneten Komponenten so eingestellt werden können, dass dadurch dauerhaft eine Volumenstrombalance sichergestellt ist, ist der Wärmebereitstellungsgrad um 9 % zu reduzieren.

Messwerte des Abluft-Wirkungsgrads nach DIN EN 308 werden ohne Abzug verwendet.

$$\theta_{ABL,mth} = \theta_I - (\theta_I - \theta_e) \cdot \eta_{WÜT,mth} \quad (75)$$

Dabei ist

$\theta_{ABL,mth}$ die Temperatur der Abluft am Austritt der Wärmerückgewinnung, in °C;

θ_I die Bilanz-Innentemperatur (siehe 4.1 und Tabelle 15), in °C;

θ_e die Außenlufttemperatur (siehe 4.1), in °C;

$\eta_{W\ddot{U}T, \text{mth}}$ der Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung (der Wärmebereitstellungsgrad) (im Monat), in °C.

Standardwerte:

Wärmebereitstellungsgrad ohne Erdreich-Zuluft-Wärmeübertrager: $\eta_{W\ddot{U}T, \text{mth}} = 0,60$

Wärmebereitstellungsgrad mit Erdreich-Zuluft-Wärmeübertrager: $\eta_{W\ddot{U}T, \text{mth}} = 0,67$

Die Gewichtungsfaktoren für die Temperaturklassen werden nach Gleichung (73) berechnet.

ANMERKUNG Abluft-Wärmepumpen in Wohngebäuden werden in DIN V 18599-6 abgebildet. Dort wird die Erzeugerwärmeabgabe $Q_{rv, h, \text{outg}}$ berechnet und an DIN V 18599-5 übergeben; eine zusätzliche Berechnung der Wärmepumpe in DIN V 18599-5 ist nicht erforderlich.

2.1.2.2 Wärmequelle Außenluft, Klimadaten für mittlere Verhältnisse in Deutschland

Die Stundenhäufigkeit der Außentemperaturen für mittlere Verhältnisse in Deutschland (Beispiel: TRY04 von 2010) wird in Tabelle 24 angegeben. Für andere Standorte können die entsprechenden Test-Referenzjahre herangezogen und in die Bins bzw. Temperaturklassen einsortiert werden.

In Tabelle 25 werden die monatlichen Stundensummen in den jeweiligen Temperaturklassen, aufgeteilt auf die Prüfpunkte nach DIN EN 14511 (alle Teile), angegeben.

Tabelle 24 — Stundenhäufigkeit der Außentemperatur für das TRY04

Außen- tempe- ratur °C	Januar Stunden	Februar Stunden	März Stunden	April Stunden	Mai Stunden	Juni Stunden	Juli Stunden	August Stunden	Septem- ber Stunden	Oktober Stunden	Novembe- r Stunden	Dezember Stunden	Jahr Stunden
-15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-13	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
-12	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7
-11	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9
-10	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	11
-9	4	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	9
-8	10	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	18
-7	23	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	28
-6	18	11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	11	40
-5	27	25	6	0	0	0	0	0	0	0	13	46	117
-4	28	27	13	0	0	0	0	0	0	0	11	38	117
-3	20	19	21	4	0	0	0	0	0	0	10	43	117

Tabelle 24 — (fortgesetzt)

Außen- tempe- ratur °C	Januar Stunden	Februar Stunden	März Stunden	April Stunden	Mai Stunden	Juni Stunden	Juli Stunden	August Stunden	Septem- ber Stunden	Oktober Stunden	Novembe- r Stunden	Dezember Stunden	Jahr Stunden
-2	43	32	28	6	0	0	0	0	0	0	28	42	179
-1	86	49	33	5	0	0	0	0	0	5	33	109	320
0	96	86	28	12	0	0	0	0	0	12	83	80	397
1	64	87	38	20	0	0	0	0	0	21	52	53	335
2	61	76	72	26	4	0	0	0	0	22	46	39	346
3	26	49	65	38	4	0	0	0	0	17	39	29	267
4	16	56	72	35	5	0	0	0	0	16	34	73	307
5	16	30	61	43	7	0	0	0	13	29	57	57	313
6	31	34	58	49	18	5	0	0	13	47	102	51	408
7	37	8	61	65	24	12	0	0	14	53	80	17	371
8	29	17	60	43	35	17	0	0	19	49	31	11	311
9	33	21	36	47	56	25	0	1	25	73	27	18	362
10	29	11	17	39	56	30	7	5	48	70	24	7	343

Tabelle 24 — (fortgesetzt)

Außen- tempe- ratur °C	Januar Stunden	Februar Stunden	März Stunden	April Stunden	Mai Stunden	Juni Stunden	Juli Stunden	August Stunden	Septem- ber Stunden	Oktober Stunden	Novembe- r Stunden	Dezember Stunden	Jahr Stunden
11	15	13	18	46	49	25	17	20	60	78	23	2	366
12	1	4	13	41	52	48	24	20	72	64	15	2	356
13	2	3	10	43	60	46	26	21	65	75	11	1	363
14	2	1	12	29	46	59	34	40	52	44	1	0	320
15	0	2	9	34	45	67	42	74	59	30	0	0	362
16	0	2	4	28	51	48	69	92	70	15	0	0	379
17	0	2	4	17	50	45	70	77	55	11	0	0	331
18	0	0	4	20	28	41	84	72	48	5	0	0	302
19	0	0	1	10	30	32	69	59	29	2	0	0	232
20	0	0	0	8	28	33	58	52	18	1	0	0	198
21	0	0	0	8	26	30	45	47	20	1	0	0	177
22	0	0	0	4	22	31	43	36	20	1	0	0	157
23	0	0	0	0	13	26	37	27	7	3	0	0	113

Tabelle 24 (fortgesetzt)

Außen- tempe- ratur °C	Januar Stunden	Februar Stunden	März Stunden	April Stunden	Mai Stunden	Juni Stunden	Juli Stunden	August Stunden	Septem- ber Stunden	Oktober Stunden	Novembe- r Stunden	Dezember Stunden	Jahr Stunden
24	0	0	0	0	8	31	27	20	7	0	0	0	93
25	0	0	0	0	7	33	25	21	1	0	0	0	87
26	0	0	0	0	6	19	22	14	1	0	0	0	62
27	0	0	0	0	6	17	14	13	2	0	0	0	52
28	0	0	0	0	6	0	8	10	2	0	0	0	26
29	0	0	0	0	2	0	7	5	0	0	0	0	14
30	0	0	0	0	0	0	3	3	0	0	0	0	6
31	0	0	0	0	0	0	3	2	0	0	0	0	5
32	0	0	0	0	0	0	4	3	0	0	0	0	7
33	0	0	0	0	0	0	5	3	0	0	0	0	8
34	0	0	0	0	0	0	1	5	0	0	0	0	6
35	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	2

Tabelle 25 — Monatliche Stundensumme in den einzelnen Temperaturklassen, aufgeteilt auf die Prüfpunkte nach DIN EN 14511 (alle Teile)

	Temperatur- klasse	w-7	w2	w7	w20	Monats- summe
	Prüfpunkt	-7	2	7	20	
	Temperatur- grenzen, °C	-15 bis -2	-2 bis 4	4 bis 15	15 bis 32	
Januar	Stunden	178	363	203	0	744
Februar	Stunden	105	391	171	5	672
März	Stunden	54	286	386	18	744
April	Stunden	7	121	480	112	720
Mai	Stunden	0	10	428	306	744
Juni	Stunden	0	0	300	420	720
Juli	Stunden	0	0	129	615	744
August	Stunden	0	0	144	600	744
September	Stunden	0	0	410	310	720
Oktober	Stunden	0	85	605	54	744
November	Stunden	48	284	388	0	720
Dezember	Stunden	174	367	203	0	744
Jahr	Stunden	566	1907	3847	2440	8760

2.1.2.3 Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung

Die Trinkwassererwärmung wird in DIN V 18599-8 berechnet.

Wärmepumpen mit gleichzeitigem Heizungs- und Trinkwasserbetrieb müssen Leistungszahlen (COP) für die Trinkwassererwärmung, den Heizbetrieb und den Kombibetrieb ausweisen. Die Aufteilung des Energiebedarfs für Heizung und Trinkwassererwärmung innerhalb der Temperaturklassen erfolgt nach den Laufzeiten.

Die Begrenzung der Laufzeit im Kombibetrieb ergibt sich aus dem Minimum der Laufzeit für Warmwasser und Heizung. Die Restenergie für Heizung oder Warmwasser muss mit

der Leistung der entsprechenden Betriebsweise berechnet werden. Die Berechnungsvorschriften sind im Abschnitt 2.1.2.5.2.3 angegeben.

2.1.2.4 Berechnung des Heizenergieanteils für den zweiten Wärmeerzeuger (Nachheizung)

Der Betrieb des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) wird durch die Systemauslegungskriterien bestimmt und kann anhand der Betriebsweise (Alternativbetrieb, Parallelbetrieb, Teilparallelbetrieb) und der jeweiligen Temperaturen, Heizgrenztemperatur, Abschalttemperatur der Wärmepumpe und Zuschalttemperatur des zweiten Wärmeerzeugers am Bivalenzpunkt charakterisiert werden. Anhand dieser Temperaturen kann der Energiebedarf der Wärmepumpe und der Energiebedarf des Nachheizbetriebs berechnet werden.

Zur Bestimmung des Heizenergieanteils des zweiten Wärmeerzeugers ist neben der Heizgrenztemperatur, für die im Abschnitt 2.1.2.1 ein Berechnungsverfahren angegeben wurde, die Bivalenztemperatur entscheidend. Die Bivalenztemperatur charakterisiert je nach Betriebsart die Zu- bzw. Umschaltaußentemperatur, unterhalb der der zweite Wärmeerzeuger in Betrieb geht. Diese Temperatur wird von der Heizleistung der Wärmepumpe in Abhängigkeit des Auslegungstemperaturniveaus der Heizungsanlage und von der theoretischen Gebäudeheizlast sowie den inneren Wärmegewinnen beeinflusst.

Der nachfolgende vereinfachte Berechnungsansatz zur Bestimmung der Bivalenztemperatur geht von einer Korrektur der theoretischen Gebäudeheizlast infolge innerer Wärmegewinne aus.

$$P_{\text{Geb,korr}}(\theta_e) = \max(P_{\text{Geb}}(\theta_e) - P_{H,\text{max}} \cdot (1 - \beta_a); 0) \quad (76A)$$

Dabei ist:

$P_{\text{Geb,korr}}(\theta_e)$ - die korrigierte theoretische Gebäudeheizlast bei einer konstanten Außentemperatur θ_e , in W;

$P_{\text{Geb}}(\theta_e)$ - die theoretische Gebäudeheizlast (Gl. 73A) bei einer konstanten Außentemperatur θ_e , in W und

β_a - Belastungsfaktor für das Jahr (Gl. 73B), in - und

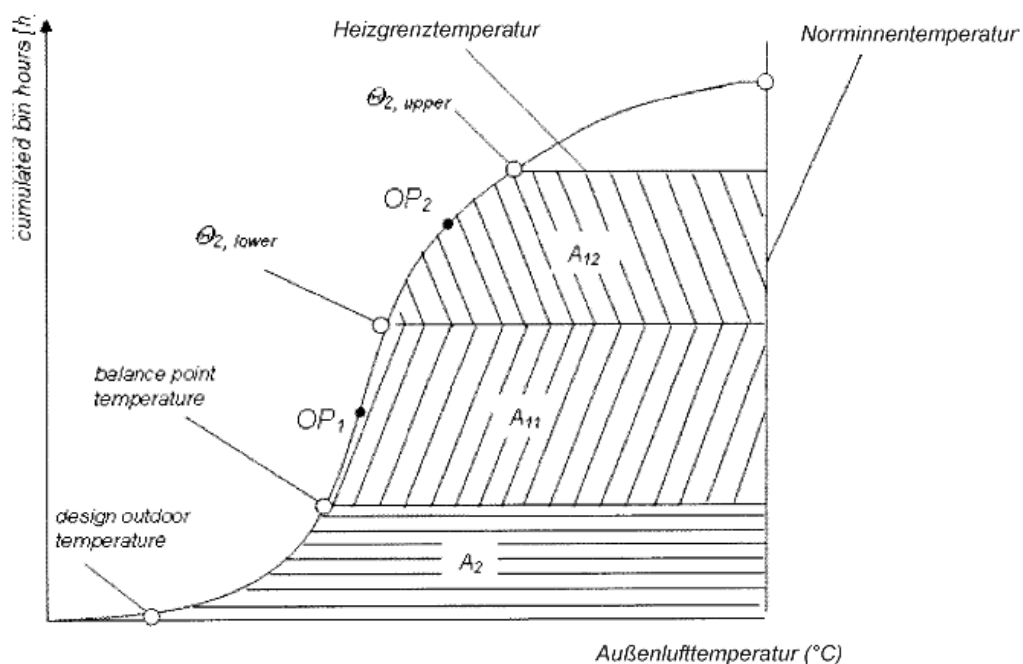
$P_{H,\text{max}}$ - die maximale Gebäudeheizlast (siehe 4.1), in W.

Die Wärmeleistungen der (Norm-)Messpunkte der Wärmepumpe können zwischen den Temperaturklassen (TOL, -7°C , 2°C und 7°C) für die Auslegungsvorlauftemperatur linear interpoliert werden. Der Schnittpunkt mit der korrigierten theoretischen Gebäudeheizlastkurve ergibt die Bivalenztemperatur (Bild 9).

2.1.2.4.1 Alternativbetrieb

Im Alternativbetrieb liefert die Wärmepumpe bis zu einer festgelegten Außentemperatur (Einsatzgrenze, θ_{tc}) die gesamte Heizwärme. Sinkt die Temperatur unter die Einsatzgrenze, schaltet sich die Wärmepumpe ab und der zweite Wärmeerzeuger übernimmt den vollen Heizenergiebedarf. Der Gewichtungsfaktor w_i der Temperaturklasse i (Gl. 73), in die die Einsatzgrenze fällt, ist mit $HDH(\theta_{i,lower}) = HDH(\theta_{tc})$ neu zu berechnen. Liegt die obere Grenztemperatur einer Temperaturklasse $\theta_{i,upper}$ unterhalb der Einsatzgrenze, ist der Gewichtungsfaktor dieser Klasse gleich Null.

Bild 6 stellt die Summenhäufigkeit der Außenlufttemperatur in Klassen mit den Anteilen, die durch die Wärmepumpe (Bereich A_{11} , A_{12}) und den zweiten Wärmeerzeuger (Bereich A_2) versorgt werden, dar.



Legende

upper ambient temperature for heating
ambient dry bulb temperature, in °C
balance point temperature
design outdoor temperature
cumulated bin hours

obere Heizgrenztemperatur
Außenlufttemperatur, in °C
Bivalenzpunkt
Normaußentemperatur
aufsummierte Klassen-Stunden

Bild 6 — Klasseneinteilung und Anteile für Wärmepumpe und zweiten Wärmeerzeuger (Nachheizung) bei Alternativbetrieb

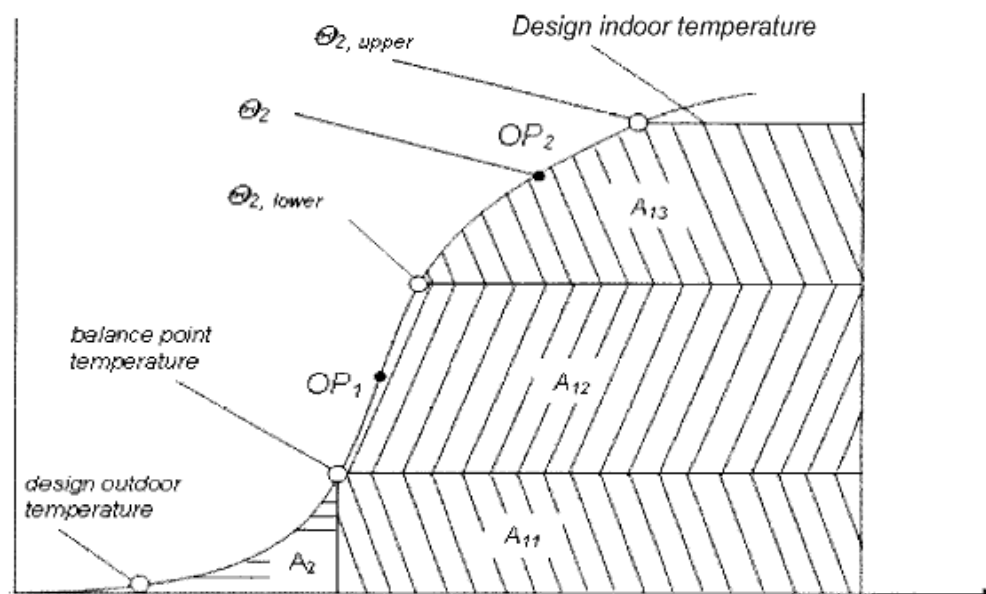
$$p_{bu,h} = \frac{HDH(\theta_{tc})}{HDH_t} \quad (76)$$

Dabei ist

- $p_{bu,h}$ der Energieanteil des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) (im Monat);
- $HDH(\theta_{tc})$ die kumulierten Heizgradstunden des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) bis zur Einsatzgrenze θ_{tc} (im Monat), in Kh;
- HDH_t die gesamten Heizgradstunden (im Monat), in Kh;

2.1.2.4.2 Parallelbetrieb

Im Parallelbetrieb liefert die Wärmepumpe bis zu einer bestimmten Außentemperatur (Bivalenztemperatur) allein die notwendige Wärme. Bei Temperaturen unterhalb der Bivalenztemperatur schaltet sich der zweite Wärmeerzeuger zu. Beide Wärmeerzeuger arbeiten parallel. Der zweite Wärmeerzeuger liefert nur den Teil, den die Wärmepumpe aufgrund der Begrenzung der Heizleistung nicht liefern kann.



Legende

upper ambient temperature for heating	Heizgrenztemperatur	design	inner	temperature
Norminnentemperatur				
ambient dry bulb temperature, in °C	Außenlufttemperatur, in °C			
balance point temperature	Bivalenzpunkt			
design outdoor temperature	Normaußentemperatur			
cumulated bin hours	aufsummierte Klassen-Stunden			

Bild 7 — Klasseneinteilung und Anteile für Wärmepumpe und zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) bei Parallelbetrieb

Bild 7 stellt die Summenhäufigkeit der Außenlufttemperatur in Klassen mit den Anteilen, die durch die Wärmepumpe (Bereiche A_{11} , A_{12} , A_{13}) und den zweiten Wärmeerzeuger (Bereich A_2) versorgt werden, dar.

$$p_{bu,h} = \frac{HDH(\theta_{bp}) - (\theta_{l,h,soll} - \theta_{bp}) \cdot n_{hours}(\theta_{bp})}{HDH_t} \quad (77)$$

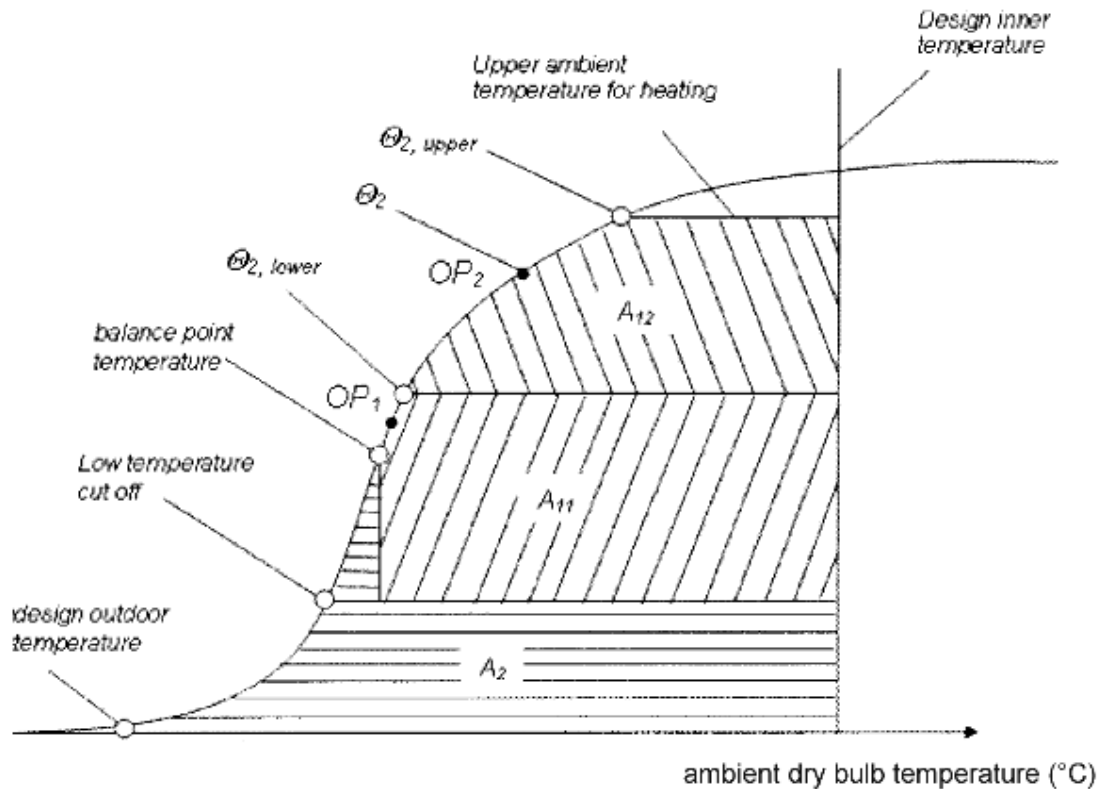
Dabei ist

- $p_{bu,h}$ der Energieanteil des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) (im Monat);
- θ_{bp} die Bivalenztemperatur, in °C;
- $\theta_{l,h,soll}$ die Raumsolltemperatur (siehe 4.1 bzw. Tabelle 15), in °C;
(Anmerkung: grundflächengemittelte Raumsolltemperatur der von der Wärmepumpe versorgten Zonen)
- n_{hours} die aufsummierten Stunden von der minimalen Temperatur des Wetterdatensatzes bis zum Bivalenzpunkt des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) (im Monat), in h;
- $HDH(\theta_{bp})$ die kumulierten Heizgradstunden des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) bis zur Bivalenztemperatur θ_{bp} (im Monat), in Kh;
- HDH_t die gesamten Heizgradstunden (im Monat), in Kh.

2.1.2.4.3 Teilparallelbetrieb

Im Teilparallelbetrieb liefert die Wärmepumpe bis zu einer bestimmten Außentemperatur (Bivalenztemperatur) allein die notwendige Wärme. Bei Temperaturen unterhalb der Bivalenztemperatur schaltet sich der zweite Wärmeerzeuger zu. Beide Wärmeerzeuger arbeiten parallel. Der zweite Wärmeerzeuger liefert nur den Teil, den die Wärmepumpe aufgrund der Begrenzung der Heizleistung nicht liefern kann. Ab der unteren Einsatzgrenze der Wärmepumpe schaltet die Wärmepumpe ab und der zweite Wärmeerzeuger liefert allein die erforderliche Wärme. Der Gewichtungsfaktor w_i der Temperaturklasse i , in die die Einsatzgrenze fällt, ist mit $HDH(\theta_{i,lower}) = HDH(\theta_{tc})$ neu zu berechnen.

Bild 8 stellt die Summenhäufigkeit der Außenlufttemperatur in Klassen mit den Anteilen, die durch die Wärmepumpe (Bereiche A_{11} , A_{12}) und den zweiten Wärmeerzeuger (Bereich A_2) versorgt werden, dar.



Legende

upper ambient temperature for heating	Heizgrenztemperatur
design inner temperature	Norminnentemperatur
ambient dry bulb temperature, in °C	Außenlufttemperatur, in °C
balance point temperature	Bivalenzpunkt
design outdoor temperature	Normaußentemperatur
cumulated bin hours	aufsummierte Klassen-Stunden

Bild 8 — Klasseneinteilung und Anteile für Wärmepumpe und zweiten Wärmeerzeuger (Nachheizung) bei Teilparallelbetrieb

$$p_{bu,h} = \frac{HDH_t (\theta_{bp}) - ((\theta_{i,h,soll} - \theta_{bp}) \cdot (n_{hours}(\theta_{bp}) - n_{hours}(\theta_{lrc})))}{HDH_t} \quad (78)$$

Dabei ist

- $p_{bu,h}$ der Energieanteil des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) (im Monat);
- θ_{bp} die Bivalenztemperatur, in °C;
- $\theta_{i,h,soll}$ die Raumsolltemperatur, in °C;
(Anmerkung: grundflächengemittelte Raumsolltemperatur der von der Wärmepumpe versorgten Zonen)
- θ_{lrc} die Einsatzgrenze (Abschalttemperatur) der Wärmepumpe, in °C;
- $n_{hours}(\theta_{bp})$ die aufsummierten Stunden von der minimalen Temperatur des Wetterdatensatzes bis zum Bivalenzpunkt des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) (im Monat), in h;
- $n_{hours}(\theta_{lrc})$ die aufsummierten Stunden von der minimalen Temperatur des Wetterdatensatzes bis zur Einsatzgrenze (Abschalttemperatur) der Wärmepumpe (im Monat), in h;

$HDH(\theta_{bp})$ die kumulierten Heizgradstunden des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) bis zur Bivalenztemperatur θ_{bp} (im Monat), in Kh;

HDH_t die gesamten Heizgradstunden (im Monat), in Kh.

Die Anteile der Wärmepumpe und des zweiten Wärmeerzeugers sind für den bivalent-teilparallelen Betrieb nach Gleichung (78) zu ermitteln.

2.1.2.5 Heizleistung und Leistungszahl (COP) der Wärmepumpe

2.1.2.5.1 Korrekturen der Normprüfpunkte auf die Betriebsbedingungen

2.1.2.5.1.1 Elektrisch angetriebene Wärmepumpen

Korrektur für die Quelltemperatur

Die Heizleistung und die Leistungszahl (COP) von Wärmepumpen sind den Prüfstandsmessungen nach DIN EN 14511 (alle Teile) für die jeweilige Klasse zu entnehmen. Alle vorhandenen Prüfpunkte bei maximaler und gegebenenfalls Teilleistung sind zu berücksichtigen.

Fehlende Daten von den Prüfinstituten können durch Produktwerte nach DIN EN 14511 (alle Teile) für die maximale und Teilleistung ergänzt werden.

Falls keine Daten verfügbar sind, werden Standardwerte für einstufige Wärmepumpen in Anhang A angegeben. Diese geben aber nur das Verhalten einer markttypischen Wärmepumpe wieder und es besteht kein Bezug mehr zu einem konkreten Gerät. Bei monovalentem Betrieb der Wärmepumpen ist davon auszugehen, dass die Leistung der Wärmepumpe bei Auslegungsbedingungen für den Heizfall gleich der maximalen Heizlast nach DIN V 18599-2, Anhang B ist.

Wenn die Quelltemperatur in der jeweiligen Klasse nicht dem verwendeten Prüfpunkt entspricht, dann ist eine Korrektur des COP-Wertes durch Inter- bzw. Extrapolation vorzunehmen. Das Ergebnis der Korrektur der Leistungszahl für die Quelltemperatur wird mit $COP_{cor,so,i}$ bezeichnet, wobei der Index i für die Temperaturklasse steht.

Kann mangels Daten keine Inter- oder Extrapolation durchgeführt werden, erfolgt die Korrektur des COP-Wertes für die Quellen- und Senktemperatur mittels des Ansatzes der in Anhang B beschriebenen exergetischen Effizienz. Das Ergebnis der Korrektur der Leistungszahl für die Quellen- und Senktemperatur wird mit $COP_{cor,so,si,i}$ bezeichnet, wobei der Index i für die Temperaturklasse steht.

Quelle Außenluft

Eine Korrektur des COP-Wertes ist in der Regel nicht erforderlich, da die Klasseneinteilung entsprechend den Prüfpunkten vorgenommen wird.

Wenn trotzdem eine Korrektur erforderlich ist, sind Zwischenwerte durch lineare Inter- und Extrapolation zwischen den Prüfpunkten zu ermitteln.

Quelle Abluft

Es erfolgt eine Korrektur der Leistungszahl nach Anhang B (exergetische Effizienz) zur Anpassung an die Auslegungs-Raumtemperatur des Gebäudes **unter Beachtung einer ggf. vorgeschalteten Wärmerückgewinnung**, wenn keine weiteren Prüfpunkte zur Interpolation vorliegen.

Quelle Erdreich und Grundwasser

Die mittlere Quellentemperatur wird nach der mittleren monatlichen Außentemperatur bestimmt.

Tabelle 26 gibt den Zusammenhang allgemein an. Tabelle 27 enthält die Werte für mittlere klimatische Verhältnisse in Deutschland. Diese Standardwerte können bei anderen geologischen Verhältnissen spezifisch angepasst werden. Für die angegebenen Quellentemperaturen werden die Daten aus den Prüfprotokollen oder Standardwerten entnommen. Zwischenwerte sind durch lineare Inter- und Extrapolation zwischen den Prüfpunkten zu ermitteln.

Tabelle 26 — Abhängigkeit der mittleren Quellentemperatur für Erdreich und Grundwasser von der mittleren Außentemperatur

Mittlere Außentemperatur °C	Mittlere Soletemperatur (Erdsonde) °C	Mittlere Soletemperatur (Erdkollektor) °C	Mittlere Grundwassertemperatur °C
20	4,5	2,5	12,0
10	3,0	1,0	10,7
7	2,6	0,6	10,2
5	2,3	0,3	10,0
2	1,8	-0,2	9,6
0	1,5	-0,5	9,3
-2	1,2	-0,8	9,0
-5	0,8	-1,2	8,6
-7	0,5	-1,5	8,4
-10	0	-2,0	8,0

Tabelle 27 — Mittlere Quellentemperatur für Erdreich und Grundwasser in Abhängigkeit von der mittleren monatlichen Außentemperatur

	Mittlere Außentemperatur °C	Mittlere Soletemperatur (Erdsonde) °C	Mittlere Soletemperatur (Erdkollektor) °C	Mittlere Grundwasser- temperatur °C
Januar	1,0	1,7	-0,3	9,5
Februar	1,9	1,8	-0,2	9,6
März	4,7	2,2	0,2	10,0
April	9,2	2,9	0,9	10,6
Mai	14,1	3,6	1,6	11,2
Juni	16,7	4,0	2,0	11,6
Juli	19,0	4,4	2,4	11,9
August	18,6	4,3	2,3	11,8
September	14,3	3,6	1,6	11,2
Oktober	9,5	2,9	0,9	10,6
November	4,1	2,1	0,1	9,9
Dezember	0,9	1,6	-0,4	9,4

Korrektur für die Verteilnetztemperatur

Wassergeführte Heiznetze

Es erfolgen zwei Korrekturen der Leistungszahl in Abhängigkeit von der Temperatur des Verteilnetzes.

Zunächst wird die Leistungszahl der Wärmepumpe in Abhängigkeit von der mittleren monatlichen Vorlauftemperatur (siehe 5.2, Gleichung (13)) korrigiert. Dazu erfolgt in jeder Temperaturklasse i eine lineare Interpolation bzw. Extrapolation der gegebenenfalls bereits auf die Quelltemperatur korrigierten Prüfpunkte ($COP_{cor,so,i}$) auf die mittlere monatliche Vorlauftemperatur des Verteilnetzes. Das Ergebnis der Korrektur der Leistungszahl für die mittlere monatliche Vorlauftemperatur wird mit $COP_{cor,so,si,i}$ bezeichnet. Eine zweite Korrektur ist außerdem erforderlich, wenn die Wärmepumpe mit einer Temperaturdifferenz zwischen Heizkreisvor- und -rücklauftemperatur betrieben wird, die von der Temperaturdifferenz bei Prüfstandsmessungen nach DIN EN 14511 (alle Teile) bei maximaler bzw. gegebenenfalls Teilleistung abweicht. Die Korrektur erfolgt über das Massestromverhältnis am Normprüfpunkt und des Auslegungsmassestromes der Heizungsanlage. Dieser Einfluss wird durch den Korrekturfaktor nach Tabelle 28 beschrieben.

$$COP_{cor,i} = COP_{cor,so,si,i} \cdot f_{\Delta\theta} \quad (79)$$

Dabei ist

$COP_{cor,i}$ die korrigierte Leistungszahl der Wärmepumpe;

$COP_{cor,so,si,i}$ die Leistungszahl nach Prüfstandsmessung entsprechend DIN EN 14511 (alle Teile) für maximale und gegebenenfalls Teilleistung. Falls keine Produktkennwerte bekannt sind, werden Standardwerte nach Anhang A verwendet;

$f_{\Delta\theta}$ der Korrekturfaktor nach Tabelle 28 (im Monat);

Die zur Bestimmung des Korrekturfaktors notwendigen Temperaturdifferenzen $\Delta\theta_M$ und $\Delta\theta_B$ werden nachfolgend ermittelt.

Im Heizbetrieb wird die Spreizungskorrektur unter der Annahme eines konstanten Massestromes vorgenommen. Nach DIN EN 14511 sind die Normprüfpunkte der jeweiligen Vorlauftemperaturen auf A7 mit einer Spreizung von 5 K festgelegt. Alle anderen Prüfpunkte werden mit dem gleichen Massestrom gemessen. Somit kann der Massestrom für eine definierte Vorlauftemperatur mit Gleichung 80 berechnet werden.

$$M_{\theta_{VL,Test}} = P_{\theta_{VL,Test}} / (c_p \cdot \Delta\theta_{VL,Test}) \quad (80)$$

Dabei ist

$M_{\theta_{VL,Test}}$ der Massestrom beim Messpunkt (A7/W $\theta_{VL,Test}$) für die Vorlauftemperatur $\theta_{VL,Test}$ in kg/s;

$P_{\theta_{VL,Test}}$ die Heizleistung beim Messpunkt (A7/W $\theta_{VL,Test}$) für die Vorlauftemperatur $\theta_{VL,Test}$ in W;

$\theta_{VL,Test}$ die Vorlauftemperatur unter den Normprüfungsbedingungen, die am dichtesten an der Auslegungsvorlauftemperatur der Heizungsanlage liegt, in °C.

c_p spezifische Wärmekapazität von Wasser in J/(kg K);

$\Delta\theta_{VL,Test}$ die Temperaturdifferenz für A7/W $\theta_{VL,Test}$, in K.

Sind keine Randbedingungen für die Prüfung bekannt, beträgt der Standardwert bei Wärmepumpen, die nach EN 14511 gemessen wurden, 5 K und, die nach EN 255-2 gemessen wurden, 10 K.

Für den Betriebszustand wird der als konstant angenommene Massestrom für den Auslegungszustand berechnet.

$$M_{\theta_{VL,op}} = P_{h,max} \cdot 1000 / (c_p \cdot (\theta_{A,VL} - \theta_{A,RL})) \quad (81)$$

Dabei ist

$M_{\theta_{VL,op}}$ der Massestrom bei Anlagenbetrieb, in kg/s;

$P_{h,max}$ die maximale Gebäudeheizlast bei Auslegung (siehe 4.1), in kW;

c_p spezifische Wärmekapazität von Wasser, in J/(kg K);

$\theta_{A,VL}$ Auslegungsvorlauftemperatur, in °C;

$\theta_{A,RL}$ Auslegungsrücklauftemperatur, in °C;

Die Spreizung unter Betriebsbedingungen ergibt sich aus der interpolierten Heizleistung bei A7/W θ_V der jeweiligen Vorlauftemperatur:

$$\Delta\theta_{op} = M_{\theta_{VL,Test}} / M_{\theta_{VL,op}} \cdot \Delta\theta_{VL,Test} \quad (82)$$

Tabelle 28 — Korrekturfaktoren $f_{\Delta\theta}$ für unterschiedliche Temperaturdifferenzen bei Messung und Betrieb der Wärmepumpe

Betrieb $\Delta\theta_{op}$	Temperaturdifferenz bei der Prüfstandsmessung $\Delta\theta_{VL,Test}$ K												
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
3	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939	0,928	0,918	0,908	0,898	0,887	0,877
4	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939	0,928	0,918	0,908	0,898	0,887
5	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939	0,928	0,918	0,908	0,898
6	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939	0,928	0,918	0,908
7	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939	0,928	0,918
8	1,051	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939	0,928
9	1,061	1,051	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949	0,939
10	1,072	1,061	1,051	1,041	1,031	1,020	1,010	1,000	0,990	0,980	0,969	0,959	0,949

Abgabe direkt an die Raumluft

Wird die Heizleistung direkt an die Raumluft abgegeben (z. B. über Kondensation des Kältemittels in einem Luft-Wärmeübertrager), so ist als Verteiltemperatur die Raumsolltemperatur einzusetzen. Entspricht die Temperatur nicht den Prüfstandsmessungen, so ist bei mehreren Prüfpunkten zu **inter- oder** extrapolieren bzw., wenn nur ein Prüfpunkt vorliegt, ist das Ergebnis nach der exergetischen Effizienz (siehe Anhang B) zu korrigieren.

2.1.2.5.1.2 **Gasmotorisch** angetriebene Wärmepumpen

Die Berechnung ist auf der Grundlage von Testmessungen von einem anerkannten Prüfinstitut durchzuführen.

Wenn keine Produktwerte verfügbar sind, sind die in Anhang A angegebenen Werte für die Berechnung anzusetzen.

2.1.2.5.2 Leistungzahl (COP) im Teillastbetrieb

2.1.2.5.2.1 Grundsatz

Wärmepumpen mit Verdichtern ohne Leistungsregelung takten im Teillastbetrieb. Dabei treten Verluste durch Ein- und Abschalten des Verdichters auf und reduzieren die Leistungszahl (COP) der Wärmepumpe. **Für diese Wärmepumpen liegen typischerweise Prüfpunkte mit maximaler Leistung nach DIN EN 14511 vor.**

Geräte mit Leistungsregelung, die **stufig** (Kaskade) oder stetig geregelt werden, haben eine bessere Effizienz im Teillastbetrieb **als taktende Wärmepumpen**. Zur Berechnung **von leistungsgeregelten Wärmepumpen** sind die Leistungszahlen (COP) und Heizleistungen im Teillastbetrieb erforderlich. **Die Mindestanforderungen an die Prüfpunkte werden im Abschnitt 2.1.2.5.2.2 angegeben. Das Teillastverhalten darf nur bei Vorliegen dieser Teillastpunkte nach Abschnitt 2.1.2.5.2.2 berechnet werden. Die Leistungszahlen und Heizleistungen müssen für die maximale Leistung nach DIN EN 14511 und für die Teilleistung in Anlehnung an DIN EN 14511 bestimmt werden.**

Die Leistungszahl im Teillastbetrieb $COP_{P_{int},i}$ wird durch folgende **Gleichung** angegeben:

$$COP_{P_{int},i} = COP_{cor,i} \cdot f_{P_{int},i} \quad (83)$$

Dabei ist

$COP_{Pint,i}$ die Leistungszahl (COP) bei Teillastbetrieb;

$COP_{cor,i}$ die auf Quellen- und Verteilnetztemperatur korrigierte Leistungszahl (COP) in Klasse i (im Monat);

Bemerkung: bei stufig oder stetig geregelten Wärmepumpen ist dieser Wert zusätzlich auf die mittlere Leistung nach Abschnitt 2.1.2.5.2.2 korrigiert.

$f_{Pint,i}$ der Korrekturfaktor für Teillastbetrieb (siehe Anhang B).

Der Korrekturfaktor f_{Pint} berücksichtigt die thermische Trägheit des Verteilsystems und der Wärmepumpe, sowie die Laufzeit der Wärmepumpe. Die Laufzeit der Wärmepumpe wird über den Lastfaktor FC berücksichtigt.

Der Lastfaktor kann nach folgender Gleichung berechnet werden

$$FC_i = \frac{t_{op,h,gen,i}}{t_{op,max,i} - t_{op,w,gen,sng,cor,i}} \quad (84)$$

Dabei ist

FC_i der Lastfaktor;

$t_{op,h,gen,i}$ die Laufzeit der Wärmepumpe zur Raumheizung in Klasse i (im Monat), in h;

$t_{op,max,i}$ die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe in Klasse i (im Monat, Gl. 89), in h;

$t_{op,w,gen,sng,cor,i}$ die korrigierte Laufzeit der Wärmepumpe im Einzelbetrieb zur Trinkwarmwasserbereitung in Klasse i (im Monat, Gl. 93), in h;

Für elektrisch betriebene Wärmepumpen ist f_{Pint} in Anhang A für die Abgabesysteme Radiatoren, Konvektoren und für Flächenheizungen in Abhängigkeit des Lastfaktors FC angegeben.

Standardkennwerte für die Berechnung des Teillastverhaltens unter Berücksichtigung eines variablen Kältemittelmassestromes von reversiblen Klimageräten und VRF-Systemen im Heizbetrieb sind in Anhang A angegeben.

2.1.2.5.2.2 Teillastbetrieb bei Anwendung von Prüfpunkten im Teillastbereich

Grundlage für die Berechnung der Wärmepumpe im Teillastbereich ist die Approximation des Kennfeldes der Wärmepumpe anhand definierter Eckpunkte. Diese sind für eine Senktemperatur in der Tabelle 29 dargestellt. Es ist gekennzeichnet, welche davon zwingend Prüfpunkte sein müssen.

Diese Tabellenwerte müssen mindestens für die in DIN EN 14511 definierten Senktemperaturen (35°C , t_x) vorliegen, wobei die maximale Senktemperatur t_x , für die ein Kennfeld angegeben wird, größer gleich der Auslegungsvorlauftemperatur der Wärmepumpe oder 65°C sein muss. Für die Kennfeldapproximation wird keine

Extrapolation zu höheren als dieser verfügbaren maximalen Senktemperatur t_x zugelassen, da das Kennfeld aufgrund von Abschaltgrenzen nicht eindeutig bekannt ist. Bei höheren Senktemperaturen schaltet der zweite Wärmeerzeuger zu.

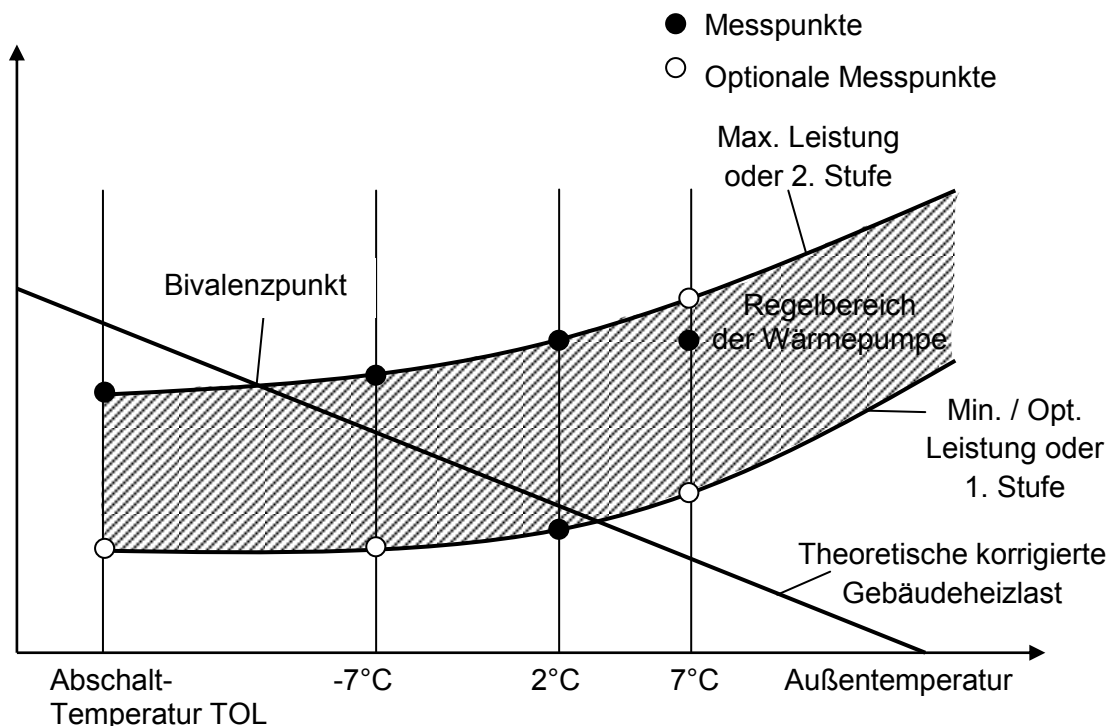


Bild 9 — Heizleistungen stufig oder stetig geregelter Wärmepumpen in Abhängigkeit der Außentemperatur für eine bestimmte Vorlauftemperatur

Anmerkung: Für eine Auslegungsvorlauftemperatur von z.B. 40 °C reichen demzufolge die Tabellenwerte für eine Senktemperatur von 35 °C und 45 °C aus. Für eine Auslegungsvorlauftemperatur von z.B. 60 °C reichen demzufolge die Tabellenwerte für eine Senktemperatur von 35 °C und 65 °C aus.

Bei Vorhandensein aller Prüfpunkte aus Tabelle 29 wird das berechnete Kennfeld durch diese Prüfpunkte begrenzt. Sind die in der Tabelle mit * gekennzeichneten Punkte nicht als Prüfpunkte oder Herstellerangaben verfügbar, so werden die zugehörigen Leistungen bzw. COP-Werte gemäß dem entsprechenden Verhältnis bei der Außentemperatur von 2 °C berechnet. Die Interpolation zwischen der oberen und unteren Leistung erfolgt grundsätzlich linear. Unterhalb der unteren Leistung wird ein Taktbetrieb über die entsprechenden Laufzeiten berechnet. Die untere Leistung kann

bei stetig geregelten Wärmepumpen die optimale oder die in der Regelung eingestellte minimale Leistungskurve sein.

Tabelle 29: Eckpunkte zur Berechnung des Kennfeldes der WP

Quelle						
Außenluft	Sole	Wasser	Abluft	Leistung (zweistufige WP)	Leistung (stetig geregelte WP)	Herkunft des Punktes
Abschalt- Temperatur (TOL)				Maximale	Maximale	Prüfpunkt
Abschalt- temperatur (TOL				Minimale	Minimale oder optimale	*
-7 °C				Maximale	Maximale	Prüfpunkt
-7 °C				Minimale	Minimale oder optimale	*
2 °C	0 °C	10 °C	20 °C	Maximale	Maximale	Prüfpunkt
2 °C	0 °C	10 °C	20 °C	Minimale	Minimale oder optimale	Prüfpunkt
7 °C	5 °C	15 °C		Maximale	Nennleistung oder Maximale	Prüfpunkt
7 °C	5 °C	15 °C		Minimale	Minimale oder optimale	*

* Prüfpunkt oder berechneter Wert

Bei zweistufigen Wärmepumpen entspricht die untere Leistungskurve der 1. Stufe und die obere Leistungskurve der 2. Stufe.

Für jede Temperaturklasse i und für die Abschalttemperatur müssen die Leistungszahl und Heizleistung bei unterer und oberer Leistung für definierte Vorlauftemperaturen nach DIN EN 14511 gemessen oder nach dem zuvor beschriebenen Verfahren berechnet worden sein. Diese Prüfpunkte werden nach dem Abschnitt 2.1.2.5.1 auf die

Quellen- und Verteilnetztemperaturen korrigiert. In diesem Abschnitt erfolgt die Bestimmung der mittleren Leistung je Temperaturklasse. Es wird angenommen, dass bei stufig geregelten Wärmepumpen automatisch zwischen den Stufen geschaltet wird und sich ein linear interpolierbarer COP-Wert einstellt. Bei stufenlosen Wärmepumpen kann jede Leistung zwischen der unteren und oberen Leistung angesteuert werden.

Um die genaue mittlere Leistung bestimmen zu können, muss die Laufzeit der Wärmepumpe für jede Temperaturklasse berechnet werden. Da diese Laufzeitberechnung sowohl für einstufige, zweistufige und stetig geregelte Wärmepumpen notwendig ist, wird diese in einem separaten Abschnitt behandelt und muss vor der weiteren Berechnung des Teillastbereiches erfolgen.

Als Ergebnis der Laufzeitberechnung erhält man die Laufzeit der Wärmepumpe im Einzelbetriebsmodus Raumheizung $t_{op,h,gen,sng,cor,i}$ je Temperaturklasse.

Die für die Temperaturklasse i anzusetzende mittlere Leistung für den Einzelbetrieb Raumheizung ergibt sich aus Gleichung (85).

$$P_{gen,sng,i} = \max \left(\min \left(\frac{Q_{h,out,i} \cdot f_{LG} - Q_{h,out,WP,combi,i}}{0.001 \cdot t_{op,h,gen,sng,cor,i}}; P_{gen,max,i} \right); P_{gen,min,i} \right) \quad (85)$$

Dabei ist

$P_{gen,sng,i}$ die mittlere Heizleistung der Wärmepumpe im Einzelbetrieb Raumheizung in Klasse i , in W;

$Q_{h,out,i}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe in Klasse i (im Monat) (siehe Gleichung (72)), in kWh;

f_{LG} Faktor zur Begrenzung der Erzeugernutzwärmeabgabe der Wärmepumpe (im Monat) (Gleichung (87));

$Q_{h,out,WP,combi,i}$ Erzeugernutzwärmeabgabe zur Raumheizung im Kombibetrieb je Temperaturklasse (Gleichung 97), in kWh;

$t_{op,h,gen,sng,cor,i}$ Laufzeit im Einzelbetrieb Raumheizung in Temperaturklasse i (im Monat) (Gleichungen 94 und 95), in h;

$P_{gen,max,i}$ die maximale Heizleistung der Wärmepumpe in Klasse i , in W;

$P_{gen,min,i}$ die minimale Heizleistung der Wärmepumpe in Klasse i , in W.

Die berechnete mittlere Heizleistung der Wärmepumpe für jede Klasse i bildet die Grundlage für die weitere Anpassung der bereits auf die Quellen- und monatliche Verteilnetztemperatur korrigierten COP-Werte. Die Korrektur auf die Heizleistung in der Temperaturklasse i entspricht einer Anpassung der Wärmepumpe von der

Prüfbelastung an die mittleren Teillastverhältnisse je Temperaturklasse. Die Korrektur der COP-Werte erfolgt mittels Interpolation der korrigierten Prüfwerte entsprechend der zugehörigen Heizleistungen innerhalb der Temperaturklasse. Das Ergebnis dieser Korrektur an die Belastung wird mit $\text{COP}_{\text{cor},i}$ bezeichnet und muss dann in Gleichung (83) eingesetzt werden.

2.1.2.5.2.3 Laufzeit der Wärmepumpe

Vorläufige Laufzeit der Wärmepumpe in Klasse i

Die Laufzeit der Wärmepumpe hängt von der Heizleistung unter den Betriebsbedingungen (Wärmequellentemperatur und Heizwasservor- und -rücklaufemperatur) und der erforderlichen Erzeugernutzwärmeabgabe ab. Es wird vorläufig angenommen, dass die gesamte Erzeugernutzwärmeabgabe innerhalb einer Temperaturklasse mit einer konstanten Leistung bereitgestellt wird. Bei der anschließenden Laufzeitbegrenzung wird dann die korrekte mittlere Leistung bestimmt und entsprechend bei der Erzeugernutzwärmeabgabe im Kombi- und Einzelbetrieb berücksichtigt. Für die vorläufige Laufzeit je Klasse gilt folgende Gleichung:

$$t_{\text{op,gen,prel,max/min/combi},i} = \frac{Q_{\text{h,out},i} \cdot f_{\text{LG}}}{0,001 \cdot P_{\text{gen,min/max/combi},i}} \quad (86)$$

Dabei ist

$t_{\text{op,gen,prel,max/min/combi},i}$ die vorläufige maximale/minimale/Kombibetrieb Laufzeit der Wärmepumpe in Klasse i (im Monat), in h;

$Q_{\text{h,out},i}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe in Klasse i (im Monat) (siehe Gleichung (72)), in kWh;

f_{LG} Faktor zur Begrenzung der Erzeugernutzwärmeabgabe der Wärmepumpe (im Monat);

$P_{\text{gen,min/max/combi},i}$ die angenommene minimale/maximale/Kombibetrieb Heizleistung der Wärmepumpe in Klasse i , in W.

Bei einstufigen Wärmepumpen ist hier nur die interpolierte maximale Heizleistung dieser Klasse einzusetzen, bei stufig oder stetig geregelten Wärmepumpen sowohl die interpolierte minimale Leistung (damit erhält man die maximale Laufzeit) als auch die interpolierte maximale Leistung (damit erreicht man die minimale Laufzeit) dieser Klasse. Sind keine Produktkennwerte bekannt, so ist bei monovalentem Betrieb davon auszugehen, dass die Heizleistung der Wärmepumpe unter Auslegungsbedingungen

gleich der maximalen Heizleistung der versorgten Zone nach DIN V 18599-2, Anhang B ist. Bei bivalenten Anlagen ist die maximale Wärmepumpenleistung entsprechend Planungsunterlagen anzusetzen. Die Heizleistung in der jeweiligen Klasse ist über die in A.3 angegebene relative Heizleistung zu bestimmen.

Bei der Berechnung des Kombibetriebs muss die Heizleistung für den Kombibetrieb eingesetzt werden.

Laufzeitbegrenzung der Wärmepumpe durch maximale Vorlauftemperatur

Da die Laufzeit der Wärmepumpe vom Wärmebedarf abhängt, muss die Betriebsweise der Wärmepumpe berücksichtigt werden.

Liegt die mittlere monatliche Vorlauftemperatur des Verteilnetzes über der maximalen Vorlauftemperatur der Wärmepumpe, so wird die Erzeugernutzwärmeabgabe sowohl von der Wärmepumpe als auch von einem zweiten Wärmeerzeuger erbracht. Die fehlende Leistung von der maximalen Vorlauftemperatur der Wärmepumpe zur mittleren monatlichen Vorlauftemperatur übernimmt der zweite Wärmeerzeuger. Die Erzeugernutzwärmeabgabe wird für den zweiten Wärmeerzeuger erhöht und für die Wärmepumpe verringert. Die Reduzierung des Anteils der Wärmepumpe wird mit dem Faktor f_{LG} beschrieben. Dazu wird die mittlere monatliche Rücklauftemperatur nach Gl. (14) bestimmt. Ist die mittlere monatliche Rücklauftemperatur größer als die maximale Vorlauftemperatur der Wärmepumpe, dann ist f_{LG} gleich Null zu setzen.

$$f_{LG} = 1 - \frac{\max(\theta_{VL,m}, \theta_{VL,max,WP}) - \theta_{VL,max,WP}}{\theta_{VL,m} - \theta_{RL,m}} \quad (87)$$

Dabei ist

$\theta_{VL,m}$ die mittlere Vorlauftemperatur (im Monat) (Gleichung 13), in °C,

$\theta_{RL,m}$ die mittlere Rücklauftemperatur (im Monat) (Gleichung 14), in °C,

$\theta_{VL,max,WP}$ die maximale Vorlauftemperatur der Wärmepumpe, in °C,

Laufzeitkürzung durch EVU-Sperrzeiten und Nichtnutzungszeiten des Gebäudes

Die vorläufige Laufzeit der Wärmepumpe wird durch die monatlichen Stunden in der Klasse i und den in der Klasse i anteilig berücksichtigten EVU-Sperrzeiten begrenzt:

$$t_{op,gen,EVU,max/min/combi,i} = \min(t_{op,max,i}; t_{op,gen,prel,max/min/combi,i}) \quad (88)$$

Dabei ist

$t_{op,gen,EVU,max/min/combi,i}$ die vorläufige maximale/minimale/Kombibetrieb Laufzeit der Wärmepumpe, zusätzlich begrenzt durch die EVU-Sperrzeiten in Klasse i (im Monat), in h

$t_{op,gen,prel,max/min/combi,i}$ die vorläufige maximale/minimale/Kombibetrieb Laufzeit der Wärmepumpe in Klasse i (im Monat) (Gleichung 86), in h

$t_{op,max,i}$ die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe in Klasse i (im Monat) (Gleichung 89), in h.

Die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe hängt von der Stundenhäufigkeit der Klasse i (Tabelle 26) sowie den EVU-Sperrzeiten und den Nichtnutzungszeiten des Gebäudes ab. Gleichung (88) schränkt die Laufzeit in der jeweiligen Klasse ein. Weiterhin erfolgt eine zeitliche Beschränkung der Heizzeit durch die Nichtnutzungszeit des Gebäudes. Diese wird im Teil 2 der DIN V18599 bestimmt.

$$t_{op,max,i} = \left(n_{hours,i} - t_{off,WP} \cdot \frac{n_{hours,i}}{n_{hours}} \right) \cdot \frac{t_h}{n_{hours}} \quad (89)$$

Dabei sind

$t_{op,max,i}$ die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe in Klasse i (im Monat), in h.

$n_{hours,i}$ die aufsummierten Stunden in Klasse i (im Monat), in h,

n_{hours} alle aufsummierten Stunden (im Monat), in h,

$t_{off,WP}$ die aufsummierten Stunden der EVU-Abschaltung (im Monat), in h,

t_h die Heizstunden (im Monat, siehe 4.1), in h.

Laufzeitkürzung durch Überlagerung mit Trinkwassererwärmung

Wärmepumpen können die Trinkwassererwärmung im Kombibetrieb oder im Vorrang zur Raumbeheizung bedienen. Für die Berechnung in dieser Norm ist der Kombibetrieb nur zulässig, wenn die Wärmepumpe diese Betriebsart regelungstechnisch bewerkstelligen kann und Prüfpunkte für den Kombibetrieb (EN 255-3) vorliegen. Die Leistungen und Leistungszahlen unterscheiden sich zwischen dem Einzel- und dem Kombibetrieb erheblich.

Es sind drei Betriebsmodi zu unterscheiden: Kombibetrieb, reine Raumbeheizung und reine Trinkwassererwärmung. Da der Teil Trinkwassererwärmung in DIN V 18599-8 berechnet wird, müssen von diesem Teil zwei Laufzeiten zur Verfügung gestellt werden. Die erste Laufzeit $t_{op,w,gen,combi}$ beinhaltet, dass ein Teil der monatlichen Erzeugernutzwärmeabgabe für die Trinkwassererwärmung im Kombibetrieb, also mit der zugehörigen Prüfleistung im Kombibetrieb, berechnet wurde. Für die zweite Laufzeit $t_{op,w,gen,sng}$ gilt, dass die restliche Erzeugernutzwärmeabgabe für

Trinkwassererwärmung im reinen Trinkwassererwärmung -Betrieb, also mit der Prüfleistung für reine Trinkwassererwärmung, ermittelt wurde.

Da die EN 255-3 für die Heizperiode nur den Prüfpunkt bei einer Außentemperatur von 7°C angibt, erhält man keine nach Temperaturklassen unterteilte Laufzeit für die Trinkwassererwärmung sondern nur eine monatliche Laufzeit. Diese muss bei Annahme einer Gleichverteilung über die Temperaturklassen mit den Gewichtungsfaktoren nach Gleichung (73) bewertet werden.

$$\begin{aligned} t_{op,w,gen,combi,i} &= t_{op,w,gen,combi} \cdot W_i \\ t_{op,w,gen,sng,i} &= t_{op,w,gen,sng} \cdot W_i \end{aligned} \quad (90)$$

Dabei sind

$t_{op,w,gen,combi,i}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb für Trinkwarmwasserbereitung in Klasse i (im Monat), in h;

$t_{op,w,gen,combi}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb für Trinkwarmwasserbereitung (im Monat) (siehe 4.1), in h;

W_i der Gewichtungsfaktor in Klasse i (im Monat) (Gleichung 73);

$t_{op,w,gen,sng}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Einzelbetrieb für Trinkwarmwasserbereitung (im Monat) (siehe 4.1), in h;

Betriebsmodus: Kombibetrieb

Die Laufzeit im Kombibetrieb ergibt sich aus der Überlagerung der Laufzeiten für die Trinkwassererwärmung und die Raumbeheizung je Temperaturklasse i. Die maximal mögliche Laufzeit für die Raumbeheizung im Kombibetrieb $t_{op,h,gen,combi,i}$ wird mit der Berücksichtigung der Heizleistung für Kombibetrieb mit den Gleichungen 86 bis 89 bestimmt. Der Wert für $t_{op,h,gen,combi,i}$ entspricht dann dem Wert von $t_{op,gen,EVU,combi,i}$.

$$t_{op,gen,combi,max,i} = \min(t_{op,w,gen,combi,i}; t_{op,h,gen,combi,i}; t_{op,max,i}) \quad (91)$$

Betriebsmodus: Raumbeheizung

Ist kein Kombibetrieb berechnet worden, ist $t_{op,h,gen,sng,min/max,cor,i}$ im Folgenden gleich $t_{op,gen,EVU,min,max,i}$ zu setzen. Es werden bei stufig und stetig geregelten Wärmepumpen zwei Laufzeiten berechnet, eine für die minimale (bei maximaler Leistung) und eine für die maximale Laufzeit (bei minimaler Leistung). Bei einstufigen Anlagen wird nur eine Laufzeit bestimmt.

$$t_{op,h,gen,sng,min/max,cor,i} = \left(1 - \frac{t_{op,gen,combi,max,i}}{t_{op,h,gen,combi,i}} \right) \cdot t_{op,gen,EVU,min/max,i} \quad (92)$$

Betriebsmodus: Trinkwassererwärmung

Ist kein Kombibetrieb berechnet worden, ist $t_{op,w,gen,sng,cor,i}$ im Folgenden gleich $t_{op,w,gen,sng,i}$ zu setzen. Ansonsten gilt

$$t_{op,w,gen,sng,cor,i} = \left(1 - \frac{t_{op,gen,combi,max,i}}{t_{op,w,gen,combi,i}}\right) \cdot t_{op,w,gen,sng,i} \quad (93)$$

Laufzeitkürzung durch den Gesamtbetrieb

Bei Überschreiten der maximal möglichen Laufzeit je Temperaturklasse nach Gleichung (94) wird die Laufzeit für den reinen Heizbetrieb reduziert, sofern vom Regelungsverfahren der Wärmepumpe keine andere Aufteilung vorgegeben wird. Sollte die daraus resultierende Laufzeit weiterhin zu groß sein, wird der verbleibende Einzelbetrieb der Trinkwarmwasserbereitung gekürzt. Damit ist eine Iteration mit DIN V 18599 Teil 8 notwendig. Bei stufig oder stetig geregelten Wärmepumpen wird die minimale Laufzeit für den Einzelbetrieb Heizung eingesetzt.

Folgende Randbedingung ist einzuhalten:

$$\begin{aligned} t_{op,max,i} &\geq t_{op,gen,combi,max,i} + t_{op,h,gen,sng,min,cor,i} + t_{op,w,gen,sng,cor,i} \\ \text{Falls } t_{op,max,i} &< t_{op,gen,combi,max,i} + t_{op,h,gen,sng,min,cor,i} + t_{op,w,gen,sng,cor,i}, \text{ dann} \\ t_{op,h,gen,sng,cor,i} &= \max(t_{op,max,i} - t_{op,gen,combi,max,i} - t_{op,w,gen,sng,cor,i}; 0) \end{aligned} \quad (94)$$

Sollte die Summe aus den Laufzeiten für den Kombibetrieb und den beiden Einzelbetriebsweisen Heizung und Trinkwassererwärmung kleiner sein als $t_{op,max,i}$, wird mit Gleichung (95) eine längere Einzelbetriebslaufzeit für die Heizung berechnet. Damit ist eine geringere mittlere Leistung verbunden. Die Einzelbetriebslaufzeit der Heizung wird nun durch das Minimum der vergrößerten Laufzeit und der maximal möglichen Laufzeit begrenzt.

$$\begin{aligned} t_{op,h,gen,sng,cor,poss,max,i} &= t_{op,max,i} - t_{op,gen,combi,max,i} - t_{op,w,gen,sng,cor,i} \\ t_{op,h,gen,sng,cor,i} &= \min(t_{op,h,gen,sng,cor,poss,max,i}; t_{op,h,gen,sng,max,cor,i}) \end{aligned} \quad (95)$$

2.1.2.5.2.3.1 Berechnung der Laufzeit der Wärmepumpe für die Raumheizung

Die Laufzeit der Wärmepumpe für den Betriebsmodus Raumheizung setzt sich aus der Raumheizung während des Kombibetriebes und des Einzelbetriebes zusammen.

$$t_{op,h,gen,i} = t_{op,gen,combi,max,i} + t_{op,h,gen,sng,cor,i} \quad (96)$$

2.1.2.5.2.4 Berechnung der tatsächlichen Erzeugernutzwärmeabgabe

Die von der Wärmepumpe abgegebene Wärme begrenzt sich auf die tatsächliche Laufzeit im jeweiligen Betriebsmodus.

$$\begin{aligned} Q_{h,outg,WP,combi,i} &= 0,001 \cdot t_{op,gen,combi,max,i} \cdot P_{gen,combi,i} \\ Q_{h,outg,WP,sng,i} &= 0,001 \cdot t_{op,h,gen,sng,cor,i} \cdot P_{gen,sng,i} \end{aligned} \quad (97)$$

Dabei ist

$Q_{h,outg,WP,combi,i}$ die tatsächliche Erzeugernutzwärmeabgabe der Wärmepumpe im Kombibetrieb in Klasse i (im Monat), in kWh;

$Q_{h,outg,WP,sng,i}$ die tatsächliche Erzeugernutzwärmeabgabe der Wärmepumpe im Heizbetrieb in Klasse i (im Monat), in kWh;

$t_{op,gen,combi,max,i}$ die tatsächliche Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb in Klasse i (im Monat), in h;

$P_{gen,combi,i}$ die Heizleistung des Wärmepumpe im Kombibetrieb in Klasse i , in W;

$t_{op,h,gen,sng,cor,i}$ die tatsächliche Laufzeit der Wärmepumpe im reinen Heizbetrieb in Klasse i (im Monat), in h;

$P_{gen,sng,i}$ die mittlere Heizleistung des Wärmepumpe im reinen Heizbetrieb in Klasse i , in W;

2.1.2.6 Wärmeerzeugerverluste

Heizwasser-Pufferspeicher

Ein eventuell installierter externer Pufferspeicher wird in 6.3 behandelt.

Ist der Pufferspeicher Bestandteil der Wärmepumpe, so werden die Verluste nach Gleichung (49) berechnet. Die Umrechnung auf die einzelnen Temperaturklassen erfolgt nach Gleichung (98).

$$Q_{h,gen,s,i} = Q_{h,s} \cdot \frac{t_i}{t_h} \quad (98)$$

Dabei ist

$Q_{h,gen,s,i}$ der Wärmeverlust des Speichers an die Umgebung in Klasse i (im Monat), in kWh;

$Q_{h,s}$ der Wärmeverlust des Pufferspeichers (im Monat), in kWh. Ist kein Produktkennwert bekannt, dann ist der in 6.3 angegebene Standardwert zu verwenden;

t_i die Zeit in der Klasse i (im Monat), in h;

t_h die Heizstunden im Monat (siehe 4.1), in h.

Weitere Erzeugerwärmeverluste

Bei elektrisch angetriebenen Wärmepumpen werden keine weiteren Verluste betrachtet $Q_{h,g,WP,i} = 0$. Für Wärmepumpen mit Verbrennungsantrieb sind die Daten aus den Prüfstandergebnissen oder Herstellerangaben zu verwenden.

$$Q_{h,gen,i} = Q_{h,gen,s,i} + Q_{h,gen,WP,i} \quad (99)$$

Dabei ist

$Q_{h,gen,i}$ der Wärmeverlust des Erzeugers in Klasse i (im Monat), in kWh.

2.1.2.7 Berechnung der Gesamt-Energieaufnahme

2.1.2.7.1 Elektrisch betriebene Wärmepumpen

Elektrische Energieaufnahme der Wärmepumpe im Heizbetrieb

Die elektrische Energieaufnahme wird durch Addition der elektrischen Energieaufnahmen in den einzelnen Klassen nach Gleichung (100) berechnet:

$$Q_{h,f,1} = \sum_{i=1}^{n_{Klasse}} \frac{Q_{h,outg,WP,sng,i} + Q_{h,gen,i} \cdot \frac{t_{op,h,gen,sng,cor,i}}{t_{op,h,gen,i}} - (1 - p_{h,combi}) \cdot k_{rd,gen} \cdot W_{h,gen,i}}{COP_{Pint,sng,i}} + \sum_{i=1}^{n_{Klasse}} \frac{Q_{h,outg,WP,combi,i} + Q_{h,gen,i} \cdot \frac{t_{op,gen,combi,max,i}}{t_{op,h,gen,i}} - p_{h,combi} \cdot k_{rd,gen} \cdot W_{h,gen,i}}{COP_{Pint,combi,i}} \quad (100)$$

Dabei ist

$Q_{h,f,1}$ der Endenergiebedarf zum Betrieb der Wärmepumpe im Heizbetrieb (im Monat), in kWh;

$Q_{h,outg,WP,sng,i}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe in Klasse i (im Monat), die im reinen Heizbetrieb von der Wärmepumpe abgedeckt wird (siehe 6.4), in kWh;

$Q_{h,outg,combi,i}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe in Klasse i (im Monat), die im kombinierten Heiz- und Trinkwasserbetrieb von der Wärmepumpe abgedeckt wird (siehe 6.4), in kWh;

$Q_{h,gen,i}$ der Wärmeverlust des Erzeugers in Klasse i (im Monat), in kWh;

$k_{rd,gen}$ der Anteil der Hilfsenergie, der durch thermische Energie zurückgewonnen wird ($k_{rd,g} = 0$);

$W_{h,g,i}$ die Hilfsenergie zum Betrieb der Wärmepumpe im Heizbetrieb in Klasse i (im Monat), in kWh;

$COP_{Pint,sng,i}$ die Arbeitszahl der Wärmepumpe im reinen Heizbetrieb in der Klasse i;

ANMERKUNG Die Arbeitszahl entspricht der Leistungszahl bei gemittelten Betriebsbedingungen nach Gleichung (83).

$COP_{P_{int,combi,i}}$ die Arbeitszahl der Wärmepumpe im kombinierten Heiz- und Trinkwasserbetrieb in der Klasse i;

ANMERKUNG Die Arbeitszahl entspricht der Leistungszahl bei gemittelten Betriebsbedingungen nach Gleichung (83).

$p_{h,combi}$ der Anteil des kombinierten Heiz- und Trinkwasserbetriebs (Simultanbetrieb);

n_{Klasse} die Anzahl der Klassen.

Der Anteil des kombinierten Heiz- und Trinkwasserbetriebes $p_{h,combi}$ wird über die Zeitanteile berechnet.

$$p_{h,combi} = \frac{t_{op,gen,combi,maxj}}{t_{op,gen,combi,maxj} + t_{op,h,gen,sng,cor,i} + t_{op,w,gen,sng,cor,i}} \quad (101)$$

2.1.2.7.2 Gasmotorische Wärmepumpen

Die Brennstoffeingangsenergie der Wärmepumpe wird durch Addition der Werte in den einzelnen Klassen nach Gleichung (102) berechnet.

$$Q_{h,f,1} = \sum_{i=1}^{n_{Klasse}} \frac{Q_{h,outg,i} - k_{rd,gen} \cdot W_{h,gen,i}}{COP_i} \cdot f_{Hs/Hi} \quad (102)$$

Dabei ist

$Q_{h,f,1}$ der Endenergiebedarf (Gas) der Wärmepumpe (im Monat), in kWh;

$Q_{h,outg,i}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für das Heizsystem in Klasse i, in kWh;

$k_{rd,gen}$ der Anteil der Hilfsenergie, der als thermische Energie wiedergewonnen wird ($k_{rd,g} = 0$);

$W_{h,gen,i}$ die Hilfsenergie der Wärmepumpe im Heizbetrieb in Klasse i (im Monat), in kWh;

COP_i die Arbeitszahl der Wärmepumpe im Heizbetrieb in der Klasse i;

ANMERKUNG Die Arbeitszahl entspricht der Leistungszahl bei gemittelten Betriebsbedingungen.

$f_{Hs/Hi}$ das Brennwert-Heizwert-Verhältnis des verwendeten Brennstoffes;

n_{Klasse} die Anzahl der Klassen.

2.1.2.8 Hilfsenergie

$$W_{h,gen,i} = (P_{prim,aux} \cdot t_{op,h,gen,sng,cor,i} + P_{sek,aux} \cdot t_{op,gen,aux,i}) \cdot 0,001 \quad (103)$$

Dabei ist

$W_{h,gen,i}$ der Gesamt-Hilfsenergiebedarf je Temperaturklasse (im Monat), in kWh;

$P_{\text{prim,aux}}$ der Leistung des Primärkreises, in W;

$P_{\text{sek,aux}}$ der Leistung des Sekundärkreises, in W;

$t_{\text{op,h,gen,sng,cor},i}$ die tatsächliche Laufzeit der Wärmepumpe im reinen Heizbetrieb in Klasse i (im Monat), in h; (Anmerkung: Da die Laufzeit im kombinierten Betrieb für die Hilfsenergie im Primärkreis bereits im Teil 8 berücksichtigt wurde, darf die Leistung des Primärkreises hier nur mit der Laufzeit im Einzelbetrieb Heizung berücksichtigt werden.)

$t_{\text{op,gen,aux},i}$ die Laufzeit der jeweiligen Hilfskomponente je Temperaturklasse (im Monat), in h. (Anmerkung: die Laufzeit entspricht der Summe der Laufzeiten für den kombinierten Warmwasser- und Heizungsbetrieb und dem Einzelbetrieb Heizung. $t_{\text{op,gen,aux},i} = t_{\text{op,h,gen},i}$)

Ist die Leistung der Hilfskomponente nicht bekannt, so wird sie nach Gleichung (104) berechnet.

$$P_{\text{prim/sek,aux}} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{\text{aux}} \cdot 3600} \quad (104)$$

Dabei ist

$P_{\text{prim,aux}}$ der Leistung des Primärkreises, in W;

$P_{\text{sek,aux}}$ der Leistung des Sekundärkreises, in W;

Δp der Druckabfall der Primär- bzw. Sekundärseite, in Pa;

$\dot{V}$ der Volumenstrom, in m³/h;

ANMERKUNG Dieser Wert kann den Prüfstandsmessungen nach DIN EN 14511 (alle Teile) oder den Produktwerten entnommen werden.

η_{aux} der Wirkungsgrad der Umwälzpumpe.

ANMERKUNG Der Wirkungsgrad der Umwälzpumpen wird nach DIN EN 14511 (alle Teile) zu $\eta_{\text{aux}} = 0,3$ festgelegt.

Für DX-Systeme ist $W_{\text{h,gen}} = 0$, da der gesamte Aufwand der Erzeugung bei der Bestimmung des COP enthalten ist.

2.1.2.8.1 Primärkreis (Wärmequelle)

Bei der Wärmepumpe wird die Antriebsenergie der Quellenpumpe im Erzeugerteilsystem berücksichtigt.

Luft-Wasser-Wärmepumpe

Luft-Wasser-Wärmepumpen werden als Einheit geprüft, so dass die Hilfsenergie für das Gebläse auf der Quellenseite bereits während der Messung nach DIN EN 14511 (alle Teile) berücksichtigt ist.

Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpe

Bei Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ist die Hilfsenergie zur Überwindung des internen Druckabfalls im Verdampfer bei Prüfstandsmessung nach DIN EN 14511 (alle Teile) in der Leistungszahl (COP) berücksichtigt. Die fehlende Hilfsenergie der Quellenpumpe zur Überwindung des Druckabfalls in der Wärmequellenanlage ist entsprechend Gleichung (103) zu berücksichtigen. Sind keine Werte vorhanden, wird ein Druckverlust von 40 kPa eingesetzt und der Volumenstrom mit der Nennleistung der Wärmepumpe bei einer Temperaturdifferenz von 3 K bestimmt.

2.1.2.8.2 Sekundärkreis (Wärmenutzung)

Sekundärseitiger Hilfsenergiebedarf ist nur bei Wärmepumpen mit integriertem Pufferspeicher oder hydraulischer Weiche zu berücksichtigen. Der sekundärseitige Druckverlust der Wärmepumpe selbst ist bereits bei der Bestimmung des *COP* nach DIN EN 14511 (alle Teile) enthalten. In Gleichung (44) ist deshalb $\Delta p_{WE} = 0$ zu setzen. Bei einer hydraulischen Entkopplung zwischen Wärmepumpe und Verteilsystem (z. B. durch einen parallel eingebundenen Pufferspeicher) wird die zusätzliche Speicherladepumpe zusätzlich dem Erzeugerteilsystem (Wärmepumpe) zugeordnet. In diesem Fall ist die Energie zur Überwindung des externen Druckabfalls zu berücksichtigen. Sind keine Werte vorhanden, wird ein Druckverlust von 10 kPa eingesetzt.

2.1.2.9 Energieaufnahme des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizsystem)

$$Q_{h,outg,bu} = \max\left(\sum_i (Q_{h,outg,i} - Q_{h,outg,WP,sng,i} - Q_{h,outg,WP,combi,i}) \cdot p_{bu,h} \cdot Q_{h,outg}\right) \quad (105)$$

Dabei ist

$Q_{h,outg,bu}$	die Erzeugernutzwärmeabgabe in Klasse i (im Monat), in kWh, die durch den zweiten Wärmeerzeuger (Nachheizung) bereitgestellt wird (siehe 6.4);
$Q_{h,outg,WP,sng,i}$	die Erzeugernutzwärmeabgabe der Wärmepumpe im reinen Raumheizmodus in Klasse i (im Monat), in kWh;
$Q_{h,outg,WP,combi,i}$	die Erzeugernutzwärmeabgabe der Wärmepumpe zur Raumheizung im Kombibetrieb in Klasse i (im Monat), in kWh;
$Q_{h,outg,i}$	der Energiebedarf des Verteilsystems in Klasse i (im Monat), in kWh;
$Q_{h,outg}$	der Energiebedarf des Verteilsystems (im Monat), in kWh;
$p_{bu,h}$	der Anteil des Wärmebedarfs, der durch den zweiten Wärmeerzeuger (Nachheizung) abgedeckt wird.

Aus der Erzeugernutzwärmeabgabe des zweiten Wärmeerzeugers ist entsprechend der Wärmeerzeugerart die Energieaufnahme $Q_{h,f,bu}$ zu berechnen.

2.1.2.10 Gesamte Energieaufnahme

Die gesamte elektrische Energieaufnahme (elektrisch bzw. Brennstoffeingangsenergie) ist die Summe aus Eingangsenergien der Wärmepumpe und des zweiten Wärmeerzeugers:

$$Q_{h,f} = Q_{h,f,1} + Q_{h,f,bu} \quad (106)$$

Dabei ist

- $Q_{h,f}$ der gesamte Endenergiebedarf (Strom oder Gas) für den Heizbetrieb (Wärmepumpe und Nachheizung bei Strom) (im Monat), in kWh;
- $Q_{h,f,1}$ der Endenergiebedarf im Heizbetrieb der Wärmepumpe (im Monat), in kWh;
- $Q_{h,f,bu}$ der Endenergiebedarf des zweiten Wärmeerzeugers (Nachheizung) im Heizbetrieb (im Monat), in kWh.

2.1.2.11 Regenerativer Energieertrag

Die für die Wärmebereitstellung verwendete regenerative Energie errechnet sich zu

$$Q_{h,in} = Q_{h,outg} - Q_{h,f} + \sum Q_{h,gen,i} \quad (107)$$

Dabei ist

- $Q_{h,in}$ die Umweltwärme für das Heizsystem (im Monat), in kWh;
- $Q_{h,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe an das Heizsystem (im Monat), in kWh (siehe 6.4);
- $Q_{h,f}$ der Endenergiebedarf im Heizbetrieb der Wärmepumpe (im Monat) (siehe 2.1.2), in kWh;
- $Q_{h,gen,i}$ die Wärmeverluste der Erzeugung für das Heizsystem an den Aufstellraum in der Temperaturklasse (im Monat) (Gleichung 99), in kWh.

2.1.2.12 Arbeitszahl des Erzeugeruntersystems

Informativ kann die Jahresarbeitszahl anhand der Summe des monatlichen Heizwärmebedarfs und des Energieaufwands berechnet werden nach:

$$SPF_{gen,t,a} = \frac{\sum_{Monate} Q_{h,outg}}{\sum_{Monate} Q_{h,f} + W_{h,gen}} \quad (108)$$

Die ebenfalls informative Monatsarbeitszahl wird berechnet nach:

$$SPF_{gen,t} = \frac{Q_{h,outg}}{Q_{h,f} + W_{h,gen}} \quad (109)$$

Dabei ist

- $SPF_{gen,t,a}$ die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe;
- $SPF_{gen,t}$ die Monatsarbeitszahl der Wärmepumpe;
- $Q_{h,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für das Heizsystem (im Monat), in kWh (siehe 6.4);
- $Q_{h,f}$ der Endenergiebedarf für Heizsystem (im Monat), in kWh;
- $W_{h,gen}$ der Gesamt-Hilfsenergiebedarf (im Monat), in kWh.

2.2 DIN V 18599-8

2.2.1 Anmerkungen

Der nachfolgende Abschnitt 2.2.2 ist dem Textvorschlag des Normenentwurfes der DIN V 18599-8 entnommen. Im Normenentwurf beginnt dieser Abschnitt mit der Nummerierung 6.4.2. Querverweise auf andere Abschnitte außerhalb der Motorisch angetriebenen Wärmepumpen mit Warmwasserbereitung bleiben als Originalverweise erhalten. Andere interne Verweise werden abweichend zum Normenentwurf an die Nummerierung in diesem Dokument angepasst.

Das dem Normtext zugrunde liegende Abkürzungsverzeichnis, Begriffsdefinitionen und Formelzeichen sind in der Volltextausgabe der Norm enthalten und werden hier nicht separat aufgeführt.

2.2.2 Motorisch angetriebene Wärmepumpen mit Warmwasserbereitung

In diesem Abschnitt werden elektrisch und gasmotorisch angetriebene Wärmepumpen behandelt, Sorptions-Gaswärmepumpen werden nach Abschnitt 6.4.6 berechnet. Die Berechnung kann mit dem folgenden Monatsverfahren erfolgen oder mit einem geeigneten, anerkannten Simulationsprogramm.

Im nachstehenden Berechnungsverfahren werden folgende physikalische Faktoren berücksichtigt, die eine Auswirkung auf die Jahresarbeitszahl und die Energieaufnahme der Wärmepumpe haben:

- Art der Wärmepumpe (Luft-Wasser, Sole-Wasser, Wasser-Wasser);
- Systemkonfiguration (Trinkwassererwärmung und Betriebsweise);

- Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwarmwasser;
- Auswirkungen der Schwankung der Quellen- und Senktemperatur auf die Leistung und die Leistungszahl (COP , en: Coefficient of Performance) der Wärmepumpe;
- erforderliche Hilfsenergie zum Betrieb der Wärmepumpe, die bei Prüfstandsbedingungen nach EN255-3 oder DIN EN 14511 (alle Teile) nicht berücksichtigt wird;
- Systemverluste durch eingebaute Speicher.

Auf der Grundlage dieser Eingabedaten werden folgende Ausgabedaten berechnet:

- erforderliche Energie als Strom oder Brennstoff $Q_{w,f}$, um die Erzeugernutzwärmeabgabe bereitzustellen;
- gesamter Wärmeverlust der Wärmepumpe $Q_{l,g}$;
- erforderliche Hilfsenergie $W_{w,gen,aux}$ für den Betrieb der Wärmepumpe;
- gesamter rückgewinnbarer Wärmeverlust der Wärmepumpe $Q_{rl,gen}$.
- Laufzeit der Wärmepumpe in Vorrangschaltung $t_{ON,W,gen,sngl}$ und im Kombibetrieb $t_{ON,W,gen,combi}$

Die abschließende bilanzielle Verrechnung der Ausgabedaten erfolgt (wie für alle anderen Wärmeerzeuger) in DIN V 18599-1. Zum besseren Verständnis sind die Bilanzen für die elektrische und die motorgetriebene Wärmepumpe in Anhang A dargestellt.

Bei gasmotorischen Wärmepumpen kann ein Teil der Verluste des Antriebs über nachgeschaltete Wärmeübertrager wieder zurückgewonnen werden. $Q_{rd,mot,g}$ ist ein Merkmal der Wärmepumpe und hängt von der Effizienz und der technischen Anordnung des Systems zur Rückgewinnung der Wärme aus Kühlung und Abgas ab.

Liegen keine Produktwerte vor, so ist für gasmotorisch angetriebene Wärmepumpen mit einer entsprechenden Kühlung des Motors $p_{rd,mot} = 0,4$ als Standardwert zu nehmen. Für alle anderen Wärmepumpen ist $p_{rd,mot} = 0$, wenn keine Produktwerte vorliegen.

$$p_{rd,mot} = \frac{Q_{rd,mot,g}}{Q_{w,f}} \quad (61)$$

Dabei ist

$p_{rd,mot}$ der zurückgewonnene Anteil des Eingangsbrennstoffs an den Erzeuger;

$Q_{rd,mot,g}$ die zurückgewonnene Energie vom Motor (im Monat), in kWh;

$Q_{w,f}$ der Endenergiebedarf für Trinkwassererwärmung (im Monat), in kWh.

Wird zusätzlich Wärme durch einen anderen Erzeuger (z. B. eine Solaranlage) bereitgestellt, so ist $Q_{w,outg}$ durch $Q_{w,outg}^*$ aus Gleichung (49) in 6.4 zu ersetzen.

2.2.2.1 Energiebedarf für Trinkwarmwasser

Die energetische Effizienz einer Wärmepumpe hängt stark von den Einsatzbedingungen ab, insbesondere von den Temperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke. Die Temperatur der Wärmequelle (z. B. Außenluft) kann innerhalb eines Monats stark schwanken. Da die Prüfnorm EN 255-3 nur eine Außentemperatur vorsieht und die Prüfnorm DIN EN 14511 nur für die Raumheizperiode Prüfpunkte für 4 verschiedene Temperaturklassen (-15°C, -7°C, 2°C und 7 °C) liefert, wird mit ausreichender Genauigkeit mit der mittleren monatlichen Außentemperatur gerechnet.

Für Wärmepumpen mit Wärmequelle Außenluft beruht das Berechnungsverfahren bei Verwendung der Prüfnorm EN 255-3 auf der exergetischen Korrektur der Quellen- und Senktemperatur. Dabei wird der Prüfpunkt A7 auf die mittlere monatliche Außentemperatur korrigiert und die Senktemperatur auf die mittlere Speichertemperatur.

Sind für eine Wärmepumpe nur die Messpunkte nach DIN EN 14511 vorhanden (Wärmepumpe ohne integrierte Warmwasserbereitung), wird die Senktemperatur der Wärmepumpe auf mindestens 5 K über der mittleren Temperatur des Warmwasserbereiters festgelegt. Auf diese Senktemperatur sind die COP-Werte bei A2 und A7 zu interpolieren. Ist diese Senktemperatur größer als die maximale Vorlauftemperatur der Wärmepumpe $\theta_{upper, hp}$, übernimmt der zweite Wärmeerzeuger diesen Anteil. Die maximale Vorlauftemperatur $\theta_{upper, hp}$ ergibt sich als das Minimum der höchsten Senktemperatur der verfügbaren Prüfpunkte und der Herstellerangabe zur maximal möglichen Vorlauftemperatur.

$$\theta_{upper, hp} = \min(\theta_{max, hp}; \theta_{VL, max, \text{Prüfpunkt}}) \quad (63)$$

Dabei ist

$\theta_{upper, hp}$ - maximale Vorlauftemperatur der Wärmepumpe, in °C;

$\theta_{max, hp}$ - Herstellerangabe zur maximal möglichen Vorlauftemperatur, in °C und

$\theta_{VL,max,Prüfpunkt}$ - höchste Vorlauftemperatur, zu der ein Prüfpunkt A7 und A2 nach DIN EN 14511 vorliegt, in °C

Die Differenz zwischen der erforderlichen Erzeugernutzwärmeabgabe und der von der Wärmepumpe gelieferten Wärme muss gegebenenfalls von einem zweiten Wärmeerzeuger erbracht werden. Die Verluste, die mit dem Wärmepumpenbetrieb zusammenhängen, und die elektrische Hilfsenergieaufnahme werden berechnet.

Der Warmwasserenergiebedarf wird rechnerisch über die gesamte Zeit eines Monats gleichverteilt.

Tabelle 13 — Monatliche Stundensummen n_{hours}

	Monatssumme in Stunden n_{hours}
Januar	744
Februar	672
März	744
April	720
Mai	744
Juni	720
Juli	744
August	744
September	720
Oktober	744
November	720
Dezember	744
Jahr	8760

Werden andere Prüfpunkte herangezogen, so sind die Stunden in den Temperaturklassen nach dem in DIN V 18599-5 beschriebenen Verfahren neu zu berechnen.

Bei Wärmepumpen mit anderen Wärmequellen ist wie folgt zu verfahren:

- Quelle Abluft: Abluft-Wärmepumpen werden mit der Quellentemperatur (20 °C) vermessen und ebenso betrieben. Temperaturklassen mit Stundenaufteilung sind für die Bewertung der Trinkwassererwärmung nicht erforderlich, die Bewertung erfolgt anhand der Messwerte für 20 °C.

ANMERKUNG Abluft-Wärmepumpen in Wohngebäuden werden in DIN V 18599-6 abgebildet. Dort wird die Erzeugerwärmeabgabe $Q_{rv,w, \text{outg}}$ berechnet und an DIN V 18599-8 übergeben. Eine zusätzliche Berechnung der Wärmepumpe in DIN V 18599-8 ist nicht erforderlich.

- Quelle Erdreich: Der Temperaturklasse 0 °C wird die gesamte Erzeugernutzwärmeabgabe zugeordnet.
- Quelle Grundwasser: Die Temperaturklasse 10 °C erhält den Gewichtungsfaktor 1.
- Quelle Abluft mit Wärmerückgewinnung: Berücksichtigung der verringerten Temperatur infolge der Wärmerückgewinnung: Für Geräte, bei denen die Wärmerückgewinnung vor der Fortluft-Wärmepumpe geschaltet ist, wird die Fortluft-Temperatur monatlich für die jeweilige Temperaturklasse aus dem Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung und der Auslegungs-Raumtemperatur berechnet (Abluft-Wirkungsgrad nach DIN EN 308 ohne Abzug oder Wärmerückgewinnung nach DIBt abzüglich 12 %).

Der nach anerkannten technischen Regeln ermittelte Wärmebereitstellungsgrad charakterisiert die Temperaturerhöhung der Zuluft, bezogen auf die maximal mögliche Temperaturerhöhung. In den Wärmebereitstellungsgrad gehen neben der Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers (WÜT) auch die Abwärme von elektrischen Komponenten (Ventilatoren, Regelung) ein. Die vorgegebenen Grenzwerte der maximal zulässigen Leckageverluste sind einzuhalten und die Wärmeverluste über die Geräteoberfläche sind ebenfalls zu berücksichtigen. Weiterhin ist das Verhalten des Lüftungsgerätes während des Frostbetriebes zu berücksichtigen, es sei denn, die Lüftungsanlage wird mit einem Erdreichwärmetauscher zur Luftvorwärmung ausgestattet, der nach den Regeln der Technik eine frostfreie (und hygienische) Zuluft sicherstellt. Wenn der Wärmebereitstellungsgrad die genannten Effekte nicht berücksichtigt und wenn die Zuluft- und Abluftvolumenströme nicht mit geeigneten Komponenten so eingestellt werden können, dass dadurch dauerhaft eine Volumenstrombalance sichergestellt ist, ist der Wärmebereitstellungsgrad um 9 % zu reduzieren.

Messwerte des Abluft-Wirkungsgrads nach DIN EN 308 werden ohne Abzug verwendet.

$$\theta_{\text{ABL,mth}} = \theta_1 - (\theta_1 - \theta_e) \cdot \eta_{\text{WÜT,mth}} \quad (64)$$

Dabei ist

- | | |
|---------------------------|--|
| $\theta_{\text{ABL,mth}}$ | die Temperatur der Abluft am Austritt der Wärmerückgewinnung, in °C; |
| θ_1 | die Raumablufttemperatur (siehe 4.1 und Tabelle 15), in °C; θ_e die Außenlufttemperatur (siehe 4.1), in °C; |
| $\eta_{\text{WÜT,mth}}$ | der Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung (der Wärmebereitstellungsgrad) (im Monat), in °C. |

Standardwerte

Wärmebereitstellungsgrad ohne Erdreich-Zuluft-Wärmeübertrager: $\eta_{W\ddot{U}T,mth} = 0,60$

Wärmebereitstellungsgrad mit Erdreich-Zuluft-Wärmeübertrager: $\eta_{W\ddot{U}T,mth} = 0,67$

ANMERKUNG Abluft-Wärmepumpen mit Wärmerückgewinnung in Wohngebäuden werden in DIN V 18599-6 abgebildet, dort wird die Erzeugerwärmeabgabe $Q_{rv,h,outg}$ berechnet und an DIN V 18599-8 übergeben. Eine zusätzliche Berechnung der Wärmepumpe in DIN V 18599-8 ist nicht erforderlich.

Energiebedarf für Trinkwarmwasser mit Nachheizsystem (2. Wärmeerzeuger)

Der Anteil des Energiebedarfs für Trinkwarmwasser mit einer Nachheizung (2. Wärmeerzeuger) wird anhand der Temperaturgrenze ermittelt, bis zu der die Wärmepumpe Energie liefern kann. Oberhalb dieser Temperaturgrenze wird die fehlende Energie vom Nachheizsystem geliefert.

$$Q_{w,out,bu} = \rho_w \cdot c_w \cdot V_w \cdot (\theta_{w,m} - \theta_{upper,hp}) \quad (65)$$

Dabei ist

$Q_{w,out,bu}$ der Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser (im Monat), der vom Nachheizsystem (2. Wärmeerzeuger) bereitgestellt wird, in kWh;

ρ_w die Dichte des Wassers, in kg/m^3 ;

V_w das Volumen des entnommenen Trinkwarmwassers, in m^3 ;

c_w die spezifische Wärmekapazität Wasser, in $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;

$\theta_{upper,hp}$ die obere Temperaturgrenze (Trinkwarmwasser) für den Betrieb der Wärmepumpe (Gleichung 62), in $^{\circ}\text{C}$;

$\theta_{w,m}$ die mittlere Zapftemperatur des Trinkwarmwassers (siehe Abschnitt 5), in $^{\circ}\text{C}$.

Der Anteil der Nachheizenergie für die Trinkwarmwasserbereitung wird nach Gleichung (66) berechnet.

$$p_{bu,w} = \frac{Q_{w,out,bu} + Q_{w,f,bu,t}}{Q_{w,outg}} \quad (66)$$

Dabei ist

$p_{bu,w}$ der Anteil des Energiebedarfs für Trinkwarmwasser, der von der Nachheizung (2. Wärmeerzeuger) erzeugt wird;

$Q_{w,out,bu}$ der Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser (im Monat), der von der Nachheizung (2. Wärmeerzeuger) erzeugt wird, in kWh;

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwarmwasser (im Monat) (siehe 6.4), in kWh;

$Q_{w,f,bu,t}$ der Energiebedarf der Nachheizung durch Laufzeitbegrenzung der Wärmepumpe (im Monat) aus Gleichung (69), in kWh.

Bei Wärmepumpenanlagen mit 2. Wärmeerzeuger (Nachheizung) ist der Anteil des 2. Wärmeerzeugers (Nachheizung) von mindestens 5 % oder entsprechend Gleichung (66) genau zu bestimmen.

2.2.2.2 Leistung und Leistungszahl (COP) der Wärmepumpe im Trinkwarmwasserbetrieb

2.2.2.2.1 Elektrisch angetriebene Wärmepumpen

Wärmepumpen-Trinkwassersysteme werden als Systemtest nach DIN EN 255-3 durchgeführt, einschließlich des Trinkwarmwasserspeichers innerhalb der Systemgrenzen. Bei (Außen-)Luft-Wasser-Wärmepumpen erfolgt die Prüfstandsmessung bei der Quellentemperatur A7, bei Sole-Wasser-Wärmepumpen bei der Quellentemperatur B0 und bei Wasser-Wasser-Wärmepumpen bei der Quellentemperatur W10.

Die Leistungszahl $COP_{w,t}$ entsprechend den Prüfstandsmessungen gilt für die Entnahme von Trinkwarmwasser einschließlich der Speicherverluste und Ladepumpen. Die Energieverluste für Nachladung des Speichers ohne Entnahme von Trinkwarmwasser (Bereitschaftsbetrieb) sind nicht berücksichtigt. DIN EN 255-3 liefert eine elektrische Energieaufnahme zur Deckung der Speicher- und Bereitschaftsverluste.

Auf Grund schwankender Quellentemperaturen wird die Leistungszahl ($COP_{w,t}$) anhand der exergetischen oder Carnot-Effizienz, wie in DIN V 18599-5, Anhang B beschrieben, korrigiert. Dabei wird als Quellentemperatur die mittlere monatliche Außentemperatur bzw. die dazu korrelierenden Sole- oder Wassertemperaturen gemäß Tabelle 14 und 15 verwendet.

Liegen keine Prüfergebnisse nach EN 255-3 vor (z.B. bei Wärmepumpen mit separatem Warmwasserspeicher), können auch die Messpunkte der Prüfnorm DIN EN 14511-2 verwendet werden. Um eine analoge Verfahrensweise zu den Wärmepumpen mit Prüfergebnissen nach EN 255-3 zu erhalten, werden die COP-Werte und Leistungen der Messpunkte A2 und A7 nach DIN EN 14511 auf die mittlere monatliche Außentemperatur inter- bzw. extrapoliert.

Die EN 14511 gibt die Messpunkte A2 und A7 für verschiedene Senktemperaturen (z.B. W65, W55,...) an. Die für die Warmwasserbereitung anzusetzende maximale Senktemperatur muss mindestens 5 K über der mittleren Speichertemperatur liegen.

Die COP-Werte und Leistungen der Prüfpunkte sind auf diese maximale Senktemperatur zu interpolieren. Ist diese Senktemperatur größer als die höchste Prüfsenktemperatur nach DIN EN 14511, wird die höchste Prüfsenktemperatur verwendet. Der Anteil von der höchsten Prüfsenktemperatur bis zur maximalen Senktemperatur wird vom zweiten Wärmeerzeuger übernommen.

Tabelle 14 — Abhängigkeit der mittleren Quelltemperatur für Erdreich und Grundwasser von der mittleren Außentemperatur

Mittlere Außentemperatur °C	Mittlere Soletemperatur (Erdsonde) °C	Mittlere Soletemperatur (Erdkollektor) °C	Mittlere Grundwassertemperatur °C
20	4,5	2,5	12,0
10	3,0	1,0	10,7
7	2,6	0,6	10,2
5	2,3	0,3	10,0
2	1,8	-0,2	9,6
0	1,5	-0,5	9,3
-2	1,2	-0,8	9,0
-5	0,8	-1,2	8,6
-7	0,5	-1,5	8,4
-10	0	-2,0	8,0

Tabelle 15 — Mittlere Quelltemperatur für Erdreich und Grundwasser in Abhängigkeit von der mittleren monatlichen Außentemperatur

	Mittlere Außentemperatur °C	Mittlere Soletemperatur (Erdsonde) °C	Mittlere Soletemperatur (Erdkollektor) °C	Mittlere Grundwassertemperatur °C
Januar	1,0	1,7	-0,3	9,5
Februar	1,9	1,8	-0,2	9,6
März	4,7	2,2	0,2	10,0
April	9,2	2,9	0,9	10,6
Mai	14,1	3,6	1,6	11,2
Juni	16,7	4,0	2,0	11,6
Juli	19,0	4,4	2,4	11,9
August	18,6	4,3	2,3	11,8
September	14,3	3,6	1,6	11,2
Oktober	9,5	2,9	0,9	10,6
November	4,1	2,1	0,1	9,9
Dezember	0,9	1,6	-0,4	9,4

Die Senktemperaturbedingungen von Trinkwarmwassersystemen verändern sich im Jahresverlauf nur gering, da die Nutztemperatur des Trinkwarmwassers nicht von der Jahreszeit oder der Außentemperatur abhängt.

Quelle Abluft

Als Wärmequelle dient die Abluft von Lüftungsanlagen oder Kellerraumlufte. Bei Nutzung von Abluft mit vorgeschaltetem Wärmeübertrager ist eine Berechnung der Wärmequellentemperatur erforderlich (siehe Gleichung (67)).

Die Berechnung von Abluft-Wärmepumpen erfolgt analog elektrisch angetriebener Luft/Wasser-Wärmepumpen mit ganzjährig konstanter Wärmequellentemperatur nach Tabelle 16, wenn keine Werte aus DIN V 18599-2 errechnet sind.

Tabelle 16 — Quellentemperaturen für Abluft-Systeme

Abluft	20 °C (bzw. Raumsolltemperatur)
Kellerraum	15 °C

Quelle Abluft mit Wärmerückgewinnung

Für Geräte, bei denen die Wärmerückgewinnung vor der Fortluft-Wärmepumpe geschaltet ist, wird die Fortluft-Temperatur monatlich für die jeweilige Temperaturklasse aus dem Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung und der Auslegungs-Raumtemperatur berechnet.

Der nach anerkannten technischen Regeln ermittelte Wärmebereitstellungsgrad charakterisiert die Temperaturerhöhung der Zuluft, bezogen auf die maximal mögliche Temperaturerhöhung. In den Wärmebereitstellungsgrad gehen neben der Betriebscharakteristik des Wärmeübertragers (WÜT) auch die Abwärme von elektrischen Komponenten (Ventilatoren, Regelung) ein. Die vorgegebenen Grenzwerte der maximal zulässigen Leckageverluste sind einzuhalten und die Wärmeverluste über die Geräteoberfläche sind ebenfalls zu berücksichtigen. Weiterhin ist das Verhalten des Lüftungsgerätes während des Frostbetriebes zu berücksichtigen, es sei denn, die Lüftungsanlage wird mit einem Erdreichwärmetauscher zur Luftvorwärmung ausgestattet, der nach den Regeln der Technik eine frostfreie (und hygienische) Zuluft sicherstellt. Wenn der Wärmebereitstellungsgrad die genannten Effekte nicht berücksichtigt und wenn die Zuluft- und Abluftvolumenströme nicht mit geeigneten Komponenten so eingestellt werden können, dass dadurch dauerhaft eine

Volumenstrombalance sichergestellt ist, ist der Wärmebereitstellungsgrad um 9 % zu reduzieren.

Messwerte des Abluft-Wirkungsgrads nach DIN EN 308 werden ohne Abzug verwendet.

$$\theta_{\text{ABL,mth}} = \theta_I - (\theta_I - \theta_e) \cdot \eta_{\text{WÜT,mth}} \quad (67)$$

Dabei ist

$\theta_{\text{ABL,mth}}$ die Temperatur der Abluft am Austritt der Wärmerückgewinnung, in °C;

θ_I die Bilanz-Innentemperatur (siehe 4.1 bzw. Tabelle 16), in °C;

θ_e die Außenlufttemperatur (siehe Tabelle 15), in °C;

$\eta_{\text{WÜT}}$ der Wärmebereitstellungsgrad der Wärmerückgewinnung (WÜT).

Standardwerte

Wärmebereitstellungsgrad ohne Erdreich-Zuluft-Wärmeübertrager: $\eta_{\text{WÜT,mth}} = 0,60$

Wärmebereitstellungsgrad mit Erdreich-Zuluft-Wärmeübertrager: $\eta_{\text{WÜT,mth}} = 0,67$

2.2.2.2.2 Gasmotorische Wärmepumpen

Die Berechnung ist auf der Grundlage von Testmessungen von einem anerkannten Prüfinstitut durchzuführen.

Anfahrverluste der Wärmepumpen sind in der Leistungszahl ($COP_{w,t}$) nach DIN EN 255-3 berücksichtigt und müssen nicht korrigiert werden.

Bei motorisch angetriebenen Wärmepumpen kann je nach Auslegung der Einheit die aus der Kühlung des Motors und/oder dem Abgas zurückgewonnene Wärmeenergie entweder zur Deckung des Gebäudeheizungsbedarfs oder für die Trinkwassererwärmung verwendet werden.

Die für die Trinkwassererwärmung verfügbare Wärmeenergie ist ein Merkmal des Motors und wird als Produktwert angegeben.

2.2.2.3 Laufzeit der Wärmepumpe

2.2.2.3.1 Elektrische Wärmepumpen

Vorrangschaltung der Warmwasserbereitung

In diesem Abschnitt wird die Laufzeit der Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung ermittelt und an DIN V 18599-5 übergeben. Bei Wärmepumpen unterscheidet man die Vorrangschaltung und den Kombibetrieb von Warmwasserbereitung und Raumheizung. Erfolgt die Warmwasserbereitung ausschließlich in Vorrangschaltung, ergibt sich die Laufzeit aus Gleichung 68.

$$t_{ON,gen,sngl} = \min\left(\frac{Q_{w,outg} - Q_{w,out,bu}}{P_{gen,sngl}}; t_{max,ON}\right) \quad (68)$$

Dabei ist

$t_{ON,gen,sngl}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Einzelbetrieb (im Monat), in h;

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser (im Monat), in kWh;

$Q_{w,out,bu}$ der Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser (im Monat), der vom Nachheizsystem (2. Wärmeerzeuger) infolge Vorlauftemperaturbegrenzung bereitgestellt wird, in kWh;

$P_{gen,sngl}$ die auf die monatsmittlere Quellen- und Senkentemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Einzelbetrieb, in kW und

$t_{max,ON}$ die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe (im Monat), in h.

Kombibetrieb Raumheizung und Warmwasserbereitung

Ist für die Wärmepumpe ein Kombibetrieb vorgesehen, so wird die Laufzeit im Kombibetrieb maximiert.

$$t_{ON,gen,combi} = \frac{Q_{w,outg} - Q_{w,out,bu}}{P_{gen,combi}} \quad (69A)$$

Dabei ist

$t_{ON,gen,combi}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb (im Monat), in h;

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser (im Monat), in kWh;

$Q_{w,out,bu}$ der Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser (im Monat), der vom Nachheizsystem (2. Wärmeerzeuger) infolge Vorlauftemperaturbegrenzung bereitgestellt wird, in kWh;

$P_{gen,combi}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senkentemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Kombibetrieb, in kW;

Überschreitet die Laufzeit im Kombibetrieb $t_{ON,gen,combi}$ die maximal mögliche Heizzeit $t_{max,ON}$, erfolgt eine Aufteilung der Heizstunden im Kombibetrieb und in

Vorrangschaltung so, dass der Kombibetrieb maximal wird. Wurde bereits die kombinierte Laufzeit $t_{ON,gen,combi,max,i}$ im Teil 5 der DIN V 18599 in den Temperaturklassen i korrigiert, erfolgt hier eine Überlagerung der berechneten Werte.

$$t_{ON,gen,combi} = \min \left(\max \left(\frac{Q_{w,outg} - Q_{w,out,bu} - P_{gen,sngl} \cdot t_{max,ON}}{P_{gen,combi} - P_{gen,sngl}}; 0 \right); \sum_i t_{ON,gen,combi,max,i} \right) \quad (69)$$

Dabei ist

$t_{ON,gen,combi}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb (im Monat), in h;

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser (im Monat), in kWh;

$Q_{w,out,bu}$ der Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser (im Monat), der vom Nachheizsystem (2. Wärmeerzeuger) infolge Vorlauftemperaturbegrenzung bereitgestellt wird, in kWh;

$P_{gen,sngl}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Einzelbetrieb, in kW;

$t_{max,ON}$ die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe (im Monat), in h;

$P_{gen,combi}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Kombibetrieb, in kW und

$t_{ON,gen,combi,max,i}$ die maximal mögliche Kombilaufzeit der Wärmepumpe in der Temperaturklasse i , begrenzt durch die Überlagerung Raumheizung und Warmwasserbereitung im Teil 5 DIN V 18599 (im Monat), in h.

Die Laufzeit $t_{ON,gen,combi}$ ist auf die Genauigkeit von einer Stunde abzurunden. Wird die Laufzeit für den Kombibetrieb Null, bedeutet das, dass die Vorrangschaltung für die gesamte Laufzeit $t_{max,ON}$ aktiv ist und ein zusätzlicher Anteil der verbleibenden Erzeugernutzwärmeabgabe vom zweiten Wärmeerzeuger übernommen werden muss.

$$t_{ON,gen,sngl} = \min \left(\frac{Q_{w,outg} - Q_{w,out,bu} - P_{gen,combi} \cdot t_{ON,gen,combi}}{P_{gen,sngl}}; t_{max,ON} \right) \quad (70)$$

Dabei ist

$t_{ON,gen,sngl}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Einzelbetrieb (im Monat), in h;

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser (im Monat), in kWh;

$Q_{w,out,bu}$ der Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser (im Monat), der vom Nachheizsystem (2. Wärmeerzeuger) infolge Vorlauftemperaturbegrenzung bereitgestellt wird, in kWh;

$P_{gen,combi}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Kombibetrieb, in kW und

$t_{ON,gen,combi}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb (im Monat), in h;

$P_{gen,sngl}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Einzelbetrieb, in kW;

$t_{\max,ON}$ die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe (im Monat), in h;

Laufzeitkürzung durch EVU-Sperrzeiten und Nichtnutzungszeiten des Gebäudes

Die Laufzeit der Wärmepumpe wird durch die monatlichen Stunden, die Nichtnutzungszeit des Gebäudes (Teil 2 der DIN V18599) und die EVU-Sperrzeiten begrenzt:

$$t_{\max,ON} = (n_{hours} - t_{off,WP}) \cdot \frac{t_h}{n_{hours}} \quad (71)$$

Dabei sind

$t_{\max,ON}$ die maximal mögliche Laufzeit der Wärmepumpe (im Monat), in h.

n_{hours} alle aufsummierten Stunden, Tabelle 13 (im Monat), in h.

$t_{off,WP}$ die aufsummierten Stunden der EVU-Abschaltung (im Monat), in h.

t_h die Heizstunden, die sich durch die Monatsstunden abzüglich der Nichtnutzungszeit des Gebäudes ergeben, (im Monat, siehe 4.1), in h.

Die Erzeugernutzwärmeabgabe des zweiten Wärmeerzeugers wird nach Gleichung 72 berechnet.

$$Q_{w,f,bu,t} = \max(0; Q_{w,outg} - Q_{w,out,bu} - P_{gen,sngl} \cdot t_{ON,gen,sngl} - P_{gen,combi} \cdot t_{ON,gen,combi}) \quad (72)$$

Dabei ist

$Q_{w,f,bu,t}$ der Energiebedarf der Nachheizung durch Laufzeitbegrenzung der Wärmepumpe (im Monat), in kWh.

$Q_{w,out,bu}$ der Energiebedarf der Nachheizung durch Vorlauftemperaturbegrenzung der Wärmepumpe (im Monat), in kWh.

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwasser (im Monat), in kWh;

$P_{gen,sngl}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Einzelbetrieb, in kW;

$t_{ON,gen,sngl}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Einzelbetrieb (im Monat), in h;

$P_{gen,combi}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Kombibetrieb, in kW und

$t_{ON,gen,combi}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb (im Monat), in h;

Wärmepumpen, die zur Raumbeheizung und zusätzlich zur Trinkwassererwärmung eingesetzt werden, können in der maximal möglichen Laufzeit für die Raumbeheizung

auch durch die Summe der Laufzeiten begrenzt sein. Diese Überlagerung wird im Teil 5 der DIN V 18599 berechnet.

2.2.2.3.2 Gasmotorische Wärmepumpen

Die Berechnung von Gasmotorischen Wärmepumpen ist auf der Grundlage von Testmessungen von einem anerkannten Prüfinstitut durchzuführen.

2.2.2.4 Erzeugerwärmeverluste

Ein eventuell installierter externer Warmwasserspeicher wird in 6.3 behandelt. Die Verluste werden nach $\dot{Q}_{w,gen,s} = \dot{Q}_{w,s}$ (siehe 6.3.1.1) berechnet.

Liegen Messwerte der Wärmepumpe mit Warmwasserspeicher nach DIN EN 255-3 vor, kann kein Wärmeverlust des Wärmeerzeugers ($\dot{Q}_{w,gen,s} = 0$) angegeben werden.

Weitere Erzeugerwärmeverluste

Bei elektrisch angetriebenen Wärmepumpen werden keine weiteren Verluste betrachtet. Für Wärmepumpen mit Verbrennungsantrieb sind die Daten aus den Prüfstandergebnissen oder Produktwerte zu verwenden.

2.2.2.5 Berechnung der Gesamt-Energieaufnahme für den Trinkwarmwasserbetrieb

2.2.2.5.1 Elektrisch betriebene Wärmepumpen

Die elektrische Energieaufnahme für den Trinkwarmwasserbetrieb kann nach Gleichung (73) berechnet werden.

$$\dot{Q}_{w,f,1} = \frac{P_{gen,sngl} \cdot t_{ON,gen,sngl}}{COP_{w,sngl}} + \frac{P_{gen,combi} \cdot t_{ON,gen,combi}}{COP_{w,combi}} \quad (73)$$

Dabei ist

$\dot{Q}_{w,f,1}$ der Endenergiebedarf der Wärmepumpe im Trinkwarmwasserbetrieb (im Monat), in kWh;

$P_{gen,sngl}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Einzelbetrieb, in kW;

$t_{ON,gen,sngl}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Einzelbetrieb (im Monat), in h;

$P_{gen,combi}$ die auf die mittlere monatliche Quellen- und Senktemperatur korrigierte Heizleistung der Wärmepumpe im Kombibetrieb, in kW und

- $t_{\text{ON,gen,combi}}$ die Laufzeit der Wärmepumpe im Kombibetrieb (im Monat), in h;
- $COP_{\text{w,sngl}}$ die Arbeitszahl der Wärmepumpe im reinen Trinkwarmwasserbetrieb (Die Arbeitszahl entspricht der Leistungszahl bei gemittelten Betriebsbedingungen);
- $COP_{\text{w,combi}}$ die Arbeitszahl der Wärmepumpe im kombinierten Heiz- und Trinkwarmwasserbetrieb in (Die Arbeitszahl entspricht der Leistungszahl bei gemittelten Betriebsbedingungen).

2.2.2.5.2 Gaswärmepumpen

Die Brennstoffeingangsenergie der Wärmepumpe für die jeweilige Klasse wird nach Gleichung (74) berechnet:

$$Q_{\text{w,f},1} = \sum_{i=1}^{n_{\text{bin}}} \frac{(1 - p_{\text{w},i}) \cdot Q_{\text{w,outg},i} - k_{\text{rd,gen}} \cdot W_{\text{w,gen},i}}{COP_i} \cdot f_{\text{Hs/Hi}} \quad (74)$$

Dabei ist

- $Q_{\text{w,f},1}$ der Endenergiebedarf (Gas) der Wärmepumpe im Heizbetrieb in Klasse i (im Monat), in kWh;
- $p_{\text{w},i}$ der Energieanteil der Trinkwarmwasserbereitung, der von der Maschinenabwärme in Klasse i zurückgewonnen wird;
- $Q_{\text{w,outg},i}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für das Heizsystem (im Monat) (siehe 6.4), in kWh;
- $k_{\text{rd,gen}}$ der Anteil der Hilfsenergie, der als thermische Energie wiedergewonnen wird ($k_{\text{rd,g}} = 0$);
- $W_{\text{w,gen},i}$ die Hilfsenergie der Wärmepumpe im Heizbetrieb in Klasse i (im Monat), in kWh;
- COP_i die Arbeitszahl der Wärmepumpe im Heizbetrieb in der Klasse i (Die Arbeitszahl entspricht der Leistungszahl bei gemittelten Betriebsbedingungen);
- $f_{\text{Hs/Hi}}$ das Brennwert-Heizwert-Verhältnis des verwendeten Brennstoffes;
- n_{bin} die Anzahl der Klassen.

Energieanteil der Trinkwarmwasserbereitung, die im Heiz- oder Kühlbetrieb zurückgewonnen wird

Bei gasbetriebenen Wärmepumpen wird Trinkwarmwasser nicht bei Luft/Wasser-Wärmepumpe berücksichtigt, wenn die Energie für den Trinkwarmwasserbetrieb aus der Kühlung der Maschine zurückgewonnen wird. Die Berechnung erfolgt nach Gleichung (75).

$$p_{\text{w},i} = \frac{Q_{\text{rd,mot,gen},i}}{Q_{\text{w,outg},i}} \quad (75)$$

Dabei ist

- $p_{w,i}$ der Energieanteil der Trinkwarmwassererbereitung, der von der Maschinenabwärme zurückgewonnen wird;
- $Q_{rd,mot,gen,j}$ die Wärmeenergie, die von der Maschinenabwärme zurückgewonnen wird (im Monat), in kWh;
- $Q_{w,outg,i}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwarmwasser in Klasse i (im Monat), in kWh.

2.2.2.6 Hilfsenergie

Es wird nur die Antriebsenergie der Primärseite berücksichtigt. Die sekundärseitige Hilfsenergie ist bereits in den Ergebnissen nach DIN EN 255-3 und DIN EN 14511 (alle Teile) enthalten, ein zusätzlicher Druckverlust eines externen Trinkwarmwasserspeichers wird nicht berücksichtigt.

Die Hilfsenergie ist damit:

$$W_{w,gen} = P_{prim,aux} \cdot 0,001 \cdot t_{ON,w,aux} \quad (76)$$

Dabei ist

- $W_{w,gen}$ der Gesamt-Hilfsenergiebedarf (im Monat), in kWh;
- $P_{prim,aux}$ der Leistung des Primärkreises, in W;
- $t_{ON,w,aux}$ die Laufzeit der jeweiligen Hilfskomponente (im Monat), in h.

Für die Laufzeit der Hilfskomponente $t_{ON,w,aux}$ ist die Laufzeit der Wärmepumpe anzusetzen.

Ist die Leistungsaufnahme der Hilfskomponente nicht bekannt, so wird sie durch Gleichung (77) berechnet:

$$P_{prim/sek,aux} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{aux} \cdot 3600} \quad (77)$$

Dabei ist

- $P_{prim,aux}$ der Leistung des Primärkreises, in W;
- $P_{sek,aux}$ der Leistung des Sekundärkreises, in W;
- Δp der Druckabfall der Primär- bzw. Sekundärseite, in Pa;
- $\dot{V}$ der Volumenstrom, in m³/h;
Dieser Wert ist den Prüfstandsmessungen nach DIN EN 14511 (alle Teile) oder den Produktwertdaten zu entnehmen.
- η_{aux} der Wirkungsgrad der Umwälzpumpe;
Der Wirkungsgrad der Umwälzpumpen wird nach DIN EN 14511 (alle Teile) zu $\eta_{aux} = 0,3$ festgelegt.

Luft-Wasser-Wärmepumpe

Luft-Wasser-Wärmepumpen werden als Einheit geprüft, so dass die Hilfsenergie für das Gebläse auf der Quellenseite bereits während der Messung nach DIN EN 255-3 und DIN EN 14511 (alle Teile) berücksichtigt ist. Zusätzliche Hilfsenergie für Luft-Wasser-Wärmepumpen wird nicht berücksichtigt.

Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpe

Bei Sole-Wasser- und Wasser-Wasser-Wärmepumpen ist die Hilfsenergie zur Überwindung des internen Druckabfalls im Verdampfer bei Prüfstandsmessung nach DIN EN 255-3 und DIN EN 14511 (alle Teile) in der Leistungszahl (*COP*) berücksichtigt. Die fehlende Hilfsenergie der Quellenpumpe zur Überwindung des Druckabfalls in der Wärmequellenanlage ist nach Gleichung (77) zu berücksichtigen. Sind keine Werte vorhanden, wird ein Druckverlust von 40 kPa eingesetzt.

2.2.2.7 Energieaufnahme des Nachheizsystems

$$Q_{w,f, bu} = Q_{w, outg} \cdot p_{w, bu} \quad (78)$$

Dabei ist

- $Q_{w,f, bu}$ der Endenergiebedarf des 2. Wärmeerzeugers für Trinkwarmwasser (Nachheizung) (im Monat), in kWh;
- $Q_{w, outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe für Trinkwarmwasser (im Monat) (siehe 6.4), in kWh;
- $p_{w, bu}$ der Anteil der Trinkwarmwasserbereitung, der durch den 2. Wärmeerzeuger (Nachheizung) abgedeckt wird.

2.2.2.8 Gesamte Energieaufnahme

Die gesamte elektrische Energieaufnahme ist die Summe aller einzelnen elektrischen Energieaufnahmen der Wärmepumpe und des 2. Wärmeerzeugers nach Gleichung (79).

$$Q_{w,f} = Q_{w,f,1} + Q_{w,f, bu} + W_{w, gen} \quad (79)$$

Dabei ist

- $Q_{w,f}$ der Endenergiebedarf für den Trinkwarmwasserbetrieb (Wärmepumpe und Nachheizung) (im Monat), in kWh;
- $Q_{w,f,1}$ der Endenergiebedarf im Trinkwarmwasserbetrieb der Wärmepumpe (im Monat), in kWh;
- $Q_{w,f, bu}$ der Endenergiebedarf des 2. Wärmeerzeugers (Nachheizung) im Trinkwarmwasserbetrieb (im Monat), in kWh und

$W_{w,gen}$ der Gesamt-Hilfsenergiebedarf (im Monat), in kWh.

2.2.2.9 Energieertrag durch Umweltwärme

Die für die Wärmebereitstellung verwendete Umweltwärme errechnet sich zu

$$Q_{w,in} = Q_{w,outg} - Q_{w,f} + Q_{w,gen} \quad (80)$$

Dabei ist

$Q_{w,in}$ die Umweltwärme (im Monat), in kWh;

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe an das Heizsystem (im Monat) (siehe 6.4), in kWh;

$Q_{w,f}$ der Endenergiebedarf im Warmwasserbetrieb der Wärmepumpe (im Monat) (siehe 2.2.2), in kWh;

$Q_{w,gen}$ die Wärmeverluste der Erzeugung für das Warmwassersystem an den Aufstellraum (im Monat) (siehe 2.2.2.4), in kWh.

2.2.2.10 Jahresarbeitszahl des Erzeugeruntersystems

Der Jahresarbeitszahl kann für die einzelnen Betriebsarten (z. B. Heizung und Trinkwarmwasser) und zu einer Gesamtarbeitszahl durch Gewichtung mit den jeweiligen Energieanteilen zur Gesamt-Jahresarbeitszahl kombiniert werden.

Die Gesamtjahresarbeitszahl wird berechnet zu

$$SPF_{gen,t,a} = \frac{\sum_{\text{Monate}} (Q_{w,outg} + Q_{w,gen,s})}{\sum_{\text{Monate}} (Q_{w,f})} \quad (81)$$

Dabei ist

$SPF_{g,t,a}$ die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe;

$Q_{w,outg}$ die Erzeugernutzwärmeabgabe an das Trinkwarmwasser (im Monat) (siehe 6.4), in kWh;

$Q_{w,f}$ die Endenergie für das Trinkwarmwasser (im Monat), in kWh;

$Q_{w,gen,s}$ die Speicherverluste des Erzeugersystems (im Monat), in kWh;