



WISSEN

Regeln und Steuern von Heizungsanlagen

[siemens.com/buildingtechnologies](https://www.siemens.com/buildingtechnologies)

SIEMENS

Inhaltsverzeichnis

1	Bedarfsregelung.....	7
1.1.	Einleitung	7
1.1.1.	Bedarf und Versorgung	7
2	Wärmeabgabe (Nutzer)	9
2.1.	Raumtemperatur-Regelung.....	9
2.1.1.	Allgemeines zur Raumtemperatur-Regelung	9
2.2.	Individuelle Einzelraum-Temperaturregelung	10
2.2.1.	Thermostatische Heizkörperregler	11
2.2.2.	Einfache Einzelraum-Temperatur-Regelsysteme	13
2.2.3.	Funkbasierte Systeme für Wohngebäude.....	14
2.2.4.	Einzelraumregler integriert in Gebäudeautomations-Systeme.....	16
3	Verteilung.....	17
3.1.	Außentemperatur- oder witterungsgeführte Vorlauftemperatur-Regelung.....	17
3.1.1.	Korrektur und Nachtabsenkung des Raumtemperatur-Sollwertes.....	19
3.1.2.	Führungseinfluss der Raumtemperatur.....	20
3.1.3.	Raum-/Vorlauftemperatur-Kaskadenregelung	21
3.2.	Heizgrenzen-Schaltautomatik	23
3.2.1.	Jahres-Heizgrenzen-Schaltautomatik (Sommer/Winter-Umschaltung).....	25
3.2.2.	Tages-Heizgrenzen-Schaltautomatik	25
3.3.	Optimierung der Ein- und Ausschaltzeiten	26
3.4.	Schnellabsenkung / Schnellaufheizung	27
3.5.	Adaptive (selbstlernende) Heizkennlinie	27
3.6.	Prädiktive Heizungsregelung	28
3.6.1.	Einleitung	28
3.6.2.	Verwendung.....	28
3.6.3.	Funktionsweise	29
3.6.4.	Erstellen der Außentemperaturvorhersage.....	30
3.6.5.	Bestimmen der Vorlauftemperatur	30
3.6.6.	Anforderungen an den Referenzraum.....	31
3.6.7.	Visualisierung und Bedienung.....	31
3.6.8.	Hinweise.....	32
3.7.	Frostschutzfunktionen	32
3.7.1.	Anlagenfrostschutz.....	32
3.7.2.	Raum- oder Gebäude-Frostschutz.....	32
3.8.	Kaminfeger-Funktion.....	32
3.9.	TABS.....	33
3.9.1.	Einleitung	33
3.9.2.	Heizen und Kühlen mit in der Betondecke verlegten Rohren	33
3.9.3.	Regelungselemente (TABS control).....	34
3.9.4.	Visualisierung und Bedienung.....	38

4	Exkurs: Pumpen	39
4.1.	Anlagen- und Pumpenkennlinien, Betriebspunkt.....	39
4.1.1.	Die Anlagenkennlinie (Rohrnetzkenlinie).....	39
4.1.2.	Die Pumpenkennlinie.....	41
4.1.3.	Der Betriebspunkt der Pumpe	41
4.2.	Der Betrieb von Pumpen	42
4.2.1.	Der Betrieb von unregulierten Pumpen	43
4.2.2.	Der Betrieb von geregelten Pumpen	44
4.2.3.	Pumpen-Nachlauf.....	47
4.2.4.	Periodischer Pumpenlauf	47
5	Erzeugung: Regeln und Steuern eines Heizkessels	49
5.1.	Einleitung.....	49
5.2.	Regelung der Kesselwassertemperatur	50
5.2.1.	Einleitung.....	50
5.2.2.	Thermostat-Regelung (Zweipunkt-Regelung)	50
5.2.2.1.	Kesselthermostate.....	50
5.2.2.2.	Funktion.....	51
5.2.2.3.	Min. Kesselrücklaufemperatur	52
5.2.2.4.	Einschaltverhältnis ϵ (Epsilon).....	53
5.2.2.5.	Dynamische Schaltdifferenz X_σ (x Sigma).....	54
5.2.3.	Schalten von mehreren Brennerstufen.....	55
5.2.3.1.	Schalten mit Kesselthermostaten.....	55
5.2.3.2.	Schalten mit Integralen Σ (K · Minuten).....	56
5.2.4.	Analyse: Anlagenbeispiel	57
5.2.4.1.	Aufbau der Anlage.....	57
5.2.4.2.	Auslegungsfall	59
5.2.4.3.	Teillastfall (TL 50 %).....	60
5.2.4.4.	Fazit.....	61
5.3.	Regelung der Vorlaufemperatur	61
5.3.1.	Einleitung.....	61
5.3.2.	Vorlaufemperatur-Regelung	62
5.3.2.1.	Kesselthermostate.....	62
5.3.2.2.	Funktion.....	62
5.3.3.	Analyse: Anlagenbeispiel	63
5.3.3.1.	Aufbau der Anlage.....	63
5.3.3.2.	Teillastfall (50 %).....	64
5.3.3.3.	Fazit.....	64
5.4.	Rücklaufemperaturhochhaltung.....	65
5.4.1.	Einleitung.....	65
5.4.1.1.	Korrosion bei Gas- oder Ölkessel.....	65
5.4.1.2.	Bildung von Glanzruß in Holzkesseln.....	65
5.4.1.3.	Lösungen.....	65

5.4.2.	Begrenzung auf die Verbrauchergruppen wirkend.....	66
5.4.2.1.	Voraussetzung	66
5.4.2.2.	Funktionsweise	66
5.4.2.3.	Priorität: Kesselschutz vor Aufheizvorgang.....	67
5.4.2.4.	Ausschluss wichtiger Verbrauchergruppen.....	67
5.4.2.5.	Anwendung	67
5.4.3.	Begrenzung auf ein separates Stellglied wirkend	67
5.4.3.1.	Funktionsweise	67
5.4.3.2.	Konstante Beimischung in Rücklaufhochhaltung.....	67
5.4.3.3.	Ausschluss wichtiger Verbrauchergruppen.....	68
5.4.3.4.	Bypass-Anordnung bei drucklosem Verteiler	68
5.4.3.5.	Anwendung	69
5.4.4.	Kesselbeimischpumpe	70
5.4.4.1.	Funktionsweise	70
5.4.4.2.	Dimensionierung der Pumpe.....	70
5.4.4.3.	Problematik Aufheizvorgang	70
5.4.4.4.	Anwendung	71
5.5.	Heizkessel mit Speicher.....	71
6	Erzeugung: Regeln und Steuern von mehreren Wärmeerzeugern	73
6.1.	Einleitung	73
6.2.	Anforderungen an die Folgeschaltung mehrerer Wärmeerzeuger	73
6.3.	Hydraulische Parallel- oder Reihenschaltung der Wärmeerzeuger	74
6.3.1.	Parallelschaltung	74
6.3.2.	Reihenschaltung	74
6.3.3.	Hydraulische Schaltung Mehrkesselanlagen	75
6.4.	Umschaltkriterien zur Folgesteuerung	76
6.4.1.	Handsteuerung (Freigabekriterium)	76
6.4.2.	Außentemperatur (Freigabekriterium).....	76
6.4.3.	Verbraucher-Vorlauftemperatur (Zuschaltkriterium).....	77
6.4.4.	Temperatur in hydraulischer Weiche (Zuschaltkriterium).....	78
6.4.5.	Speichertemperatur (Zuschaltkriterium).....	79
6.4.6.	Folgesteuerung nach der Brennerlast (Zuschaltkriterium).....	80
6.4.7.	Modulationsgrad von Brennwertkesseln (Zuschaltkriterium)	80
7	Erzeugung: Regeln und Steuern von Wärmepumpen-Anlagen.....	81
7.1.	Einleitung	81
7.2.	Funktionsprinzip Kompressions-Wärmepumpe	81
7.3.	Energiequellen	82
7.3.1.	Außenluft.....	82
7.3.2.	Erdreich.....	83
7.3.3.	See- oder Grundwasser.....	83
7.4.	Betriebsarten.....	84
7.4.1.	Monovalenter Betrieb	84
7.4.2.	Bivalenter Betrieb	85
7.4.3.	Wahl der Betriebsart	89
7.5.	Kennzahlen für Wärmepumpen	90
7.5.1.	COP (Coefficient of Performance)	90
7.5.2.	SCOP (Seasonal Coefficient of Performance).....	92
7.5.3.	Jahresarbeitszahl JAZ.....	92

7.6.	Die Regelung der Wärmepumpe	93
7.6.1.	Heizleistungsregelung direkt an der Wärmepumpe.....	93
7.6.2.	Wärmepumpe Ein/Aus-Regelung.....	94
7.7.	Die Betriebsgrenzen der Wärmepumpe	95
7.7.1.	Betriebsgrenze: Minimal zulässiger Verdampfungsdruck.....	95
7.7.2.	Betriebsgrenze: Maximal zulässiger Kondensationsdruck	96
7.8.	Wärmespeicherung	99
7.8.1.	Pufferspeicher / Wärmespeicher	99
7.8.2.	Schichtladung und Stufenladung von Speichern.....	99
7.8.3.	Laderegelung des Wärmespeichers.....	100
7.8.4.	Anlagen ohne Speicher	101
8	Erzeugung: Regeln und Steuern von Fernwärmeübergabestationen	103
8.1.	Übergabestation	103
8.2.	Wärmezähler	104
8.3.	Differenzdruckregler	105
8.4.	Temperaturregler	105
8.5.	Begrenzungs-Funktionen	106
9	Erzeugung: Regeln und Steuern von Solaranlagen.....	109
9.1.	Einleitung.....	109
9.2.	Solaranlage mit einem Kollektorfeld	109
9.3.	Solaranlage mit einem Kollektorfeld und zwei Wärmetauschern im Speicher	110
9.4.	Solaranlage mit zwei Kollektorfeldern	111
10	Regeln und Steuern von Warmwasseraufbereitungs-Anlagen.....	113
10.1.	Einleitung.....	113
10.1.1.	Problematik: Legionellen	113
10.1.2.	Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung.....	114
10.1.3.	Heizungswassertemperatur.....	114
10.1.4.	Heizgruppen-Platzierung auf Heizungsverteiler	115
10.1.5.	Sollwert-Anpassung Erzeuger	115
10.1.6.	Sommerbetrieb Warmwasseraufbereitung (keine Solaranlage).....	115
10.1.7.	Koordination mehrerer Ladungen.....	116
10.1.8.	Zwangsladung	116
10.1.9.	Vorrangschaltung	116
10.2.	Speicher-Wassererwärmer	117
10.2.1.	Speicherwassererwärmer mit internem Wärmetauscher.....	117
10.2.1.1.	Ohne Vorlauftemperatur-Regelung	117
10.2.1.2.	Vorlauftemperatur-Regelung, mit Beimischschaltung	118
10.2.1.3.	Ohne Vorlauftemperatur-Regelung, mit Umlenkschaltung	119
10.2.2.	Warmwasserspeicher mit externem Wärmetauscher	120
10.2.2.1.	Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primärseitigem Ventil	120
10.2.2.2.	Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit sekundärseitigem Ventil.....	121
10.2.2.3.	Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primär- und sekundärseitigem Ventil	122
10.3.	Durchfluss-Wassererwärmer	123
10.3.1.	Frischwasserstation, direkt beheizt von Wärmeerzeuger.....	123
10.3.2.	Frischwasserstation, indirekt beheizt von Wärmeerzeuger	124

1 Bedarfsregelung

1.1. Einleitung

1.1.1. Bedarf und Versorgung

Die Bedingungen in einem Gebäude oder einem einzelnen Raum werden bestimmt durch die Bedürfnisse der Benutzer. Temperatur, Feuchte, Luftqualität und Licht müssen so geregelt werden, dass ein behagliches Raumklima und eine angenehme Raumsituation entstehen.

In diesen Unterlagen werden ausschließlich Regel- und Steuerfunktionen in Heizungsanlagen behandelt.

Die Wärmeerzeuger werden abhängig von der Art des Bedarfs, aber eventuell auch von äußeren Gegebenheiten ausgewählt. Beispielsweise werden wegen der Nachhaltigkeit heute oft Wärmepumpen oder Blockheizkraftwerke eingesetzt. Möglicherweise ist auch ein Fernwärmenetz vorhanden, an das ein Gebäude angeschlossen werden kann oder es wird mit Heizkesseln unterschiedlicher Bauart (Brennwertkessel, Gastherme, ...) geheizt.

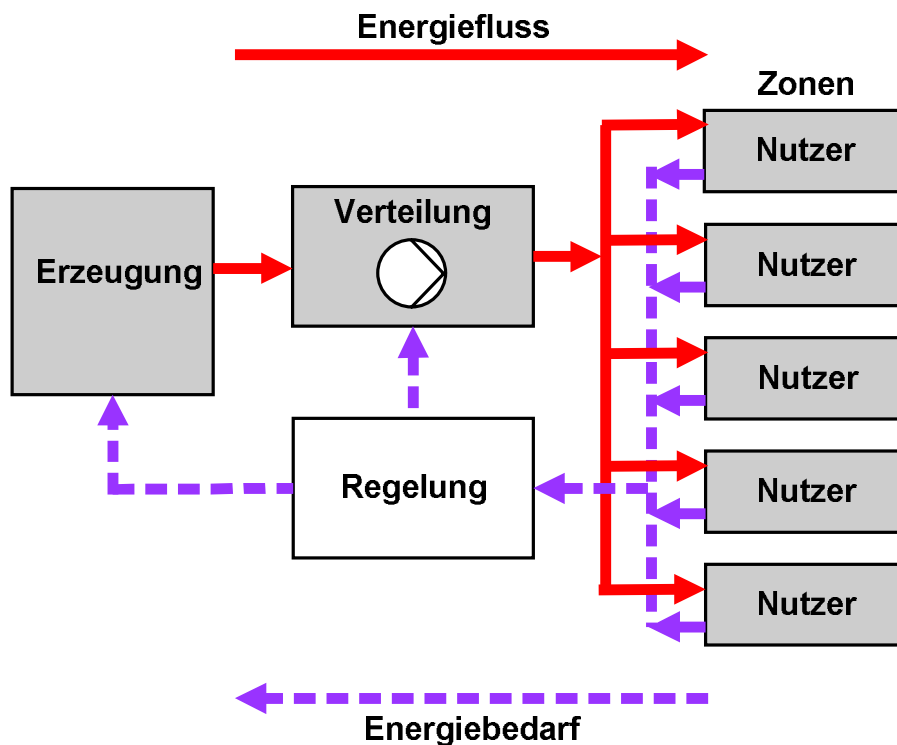


Fig. 1-1 Energiebedarfs- und Versorgungsmodell

Wird die Wärme gemäß dem Bedarf der Verbraucher bereitgestellt und verteilt, können die Betriebszeiten der verschiedenen Anlagenteile optimiert und die Verluste in Verteilung und Erzeugung, sowie die benötigte Transportenergie reduziert werden.

Energieeffiziente Gebäudeautomationsfunktionen zeichnen sich dadurch aus, dass die einzelnen energiesparenden Komponenten vom Verbraucher bis zum Erzeuger mittels vernetzter Regelung optimiert werden. Deren Abstimmung garantiert, dass sich die Gebäudeautomation und Gebäudetechnikkomponenten zu einem energieeffizienten Gesamtsystem zusammenfügen.

Da der Bedarf der Nutzer schließlich die bereitzustellende Wärme definiert, werden als erstes typische Automationsfunktionen bei den Verbrauchern (Zonen) beschrieben.

2 Wärmeabgabe (Nutzer)

2.1. Raumtemperatur-Regelung

2.1.1. Allgemeines zur Raumtemperatur-Regelung

Bei der Raumtemperatur-Regelung unterscheidet man zwischen der Einzelraum-Regelung in großen Gebäuden (Bürogebäude, Hotels etc.), und der Raumtemperatur-Regelung in kleineren Gebäuden, wo die Wärmeabgabe an das ganze Gebäude oft aufgrund der Temperatur in einem repräsentativen Wohnraum, dem sogenannten Referenzraum geregelt wird. Solange das Temperaturverhalten des Referenzraumes und der Mehrzahl der übrigen Räume einigermaßen übereinstimmt, ist diese Regelungsart akzeptierbar. Außerdem ist sie überall dort sinnvoll, wo die Temperatur eines relativ großen Hauptraumes, nebst untergeordneten Nebenräumen, geregelt werden muss. Dieses Prinzip der Raumtemperaturregelung wird z.B. in Einfamilienhäusern, Läden, Restaurants, Turnhallen, Kinosälen usw. angewendet.

Vorteil

Temperaturstörungen, die im Raum auftreten, werden vom Raumtemperaturfühler direkt erfasst und ausgeregelt.

Nachteil

Da ein Absinken der Heizkreistemperatur (z.B. während der Warmwasseraufbereitung) erst stark verzögert die Raumtemperatur beeinflusst, wird auch die Störung erst dann ausgeregelt. Bis also der Raumtemperaturfühler die Raumtemperatur-Änderung erfassen kann, ist deren Ursache meist schon wieder verschwunden. Das Stellglied wird dann aber fälschlicherweise viel zu stark geöffnet, was zum Überschwingen der Raumtemperatur führen kann.

Raumtemperatur-Regler sind entweder umschaltbar oder in den beiden Varianten, entweder als Zweipunktregler zur direkten Brennersteuerung oder als Dreipunktregler zur quasistetigen Steuerung eines Misch-Stellorgans erhältlich. Die gebräuchlichen Regelkonzepte sind:

- Raumtemperatur-Zweipunktregelung auf Brenner wirkend
- Stetige Raumtemperatur-Regelung auf Mischer wirkend
- Raumtemperatur-/Vorlauftemperatur-Kaskadenregelung

2.2. Individuelle Einzelraum-Temperaturregelung

Wie zuvor schon erwähnt, gibt es verschiedene Einflüsse, die eine Veränderung der Raumtemperatur hervorrufen. Da diese störend auf den Raumtemperaturregelkreis wirken, spricht man auch von Störeinflüssen. Es sind dies hauptsächlich:

- Wärmeabgabe durch Personen
- Wärmeabgabe durch Geräte, Maschinen, Beleuchtung, ...
- äußere Einflüsse wie Sonneneinstrahlung, Wind, ...

Diesen störenden Einflüssen versucht man mit verschiedenen Arten der Einzelraumtemperatur-Regelung zu begegnen.

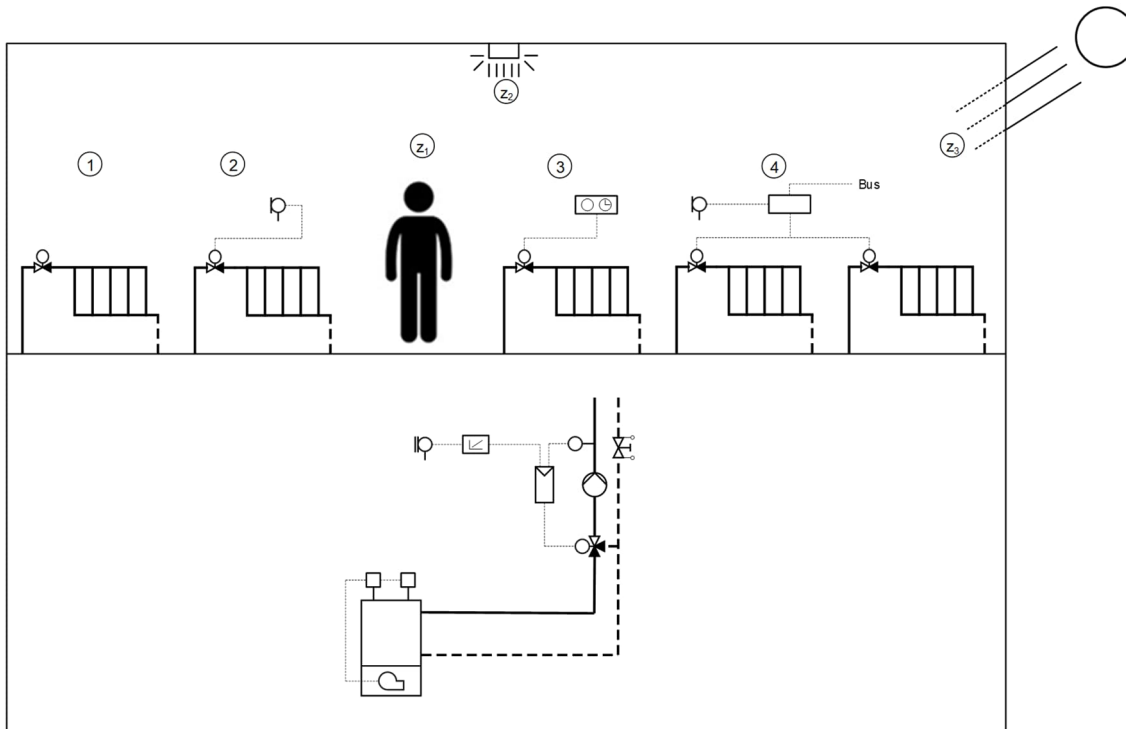


Fig. 2-1 Übersicht verschiedener Einzelraum-Temperaturregelssysteme mit außentemperaturgeführter Vorlauftemperaturregelung

- | | |
|----------------|--|
| 1 | Thermostatischer Heizkörperregler (auf Heizkörperventil montiert) |
| 2 | Thermostatischer Heizkörperregler mit Fernfühler |
| 3 | Heizkörperventil mit Stellantrieb und zeitprogrammierten Raumtemperaturregler |
| 4 | Einzelraumregler mit Raumgerät (als Teil eines Gebäudeautomationssystems) auf mehrere Heizkörperventile mit Stellantrieb wirkend |
| Z ₁ | Störgröße 1: Wärmeabgabe durch Personen |
| Z ₂ | Störgröße 2: Wärmeabgabe durch Geräte, Maschinen, Beleuchtung, ... |
| Z ₃ | Störgröße 3: Wärmeeintrag durch Sonneneinstrahlung |

2.2.1. Thermostatische Heizkörperregler

Thermostatische Heizkörperregler, welche auf die einzelnen Heizkörperventile montiert werden, bieten eine einfache Einzelraum-Temperaturregelung. Sie werden üblicherweise in Kombination mit einer Außentemperaturgeführten Vorlauftemperaturregelung eingesetzt (vgl. 3.1). Solche thermostatischen Heizkörperregler erlauben zudem die Einstellung eines individuellen Raumtemperatur-Sollwerts abhängig von der Raumnutzung (z.B. in Schlafzimmern).

Thermostatische Heizkörperregler sind P-Regler. Ein P-Regler hat die Eigenschaften, dass er schnell reagiert, aber eine bleibende Regeldifferenz aufweist. Zusammen mit der Außentemperaturgeführten Vorlauftemperaturregelung, die zur Vorregelung eingesetzt wird, müssen die thermostatischen Heizkörperregler nur noch die Feinregelung im Raum übernehmen. Dadurch macht sich die bleibende Regeldifferenz nur noch beim Auftreten von entsprechend großen Störgrößen bemerkbar.

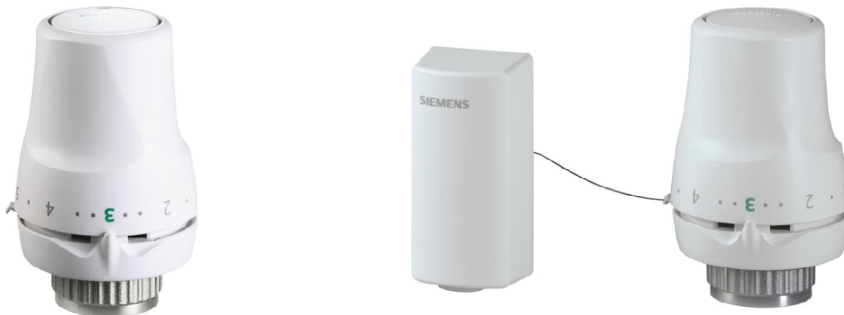


Fig. 2-2 Thermostatische Heizkörperregler, rechts mit Fernfühler (Quelle: Siemens)

Je nach Einbausituation kommen auch thermostatische Heizkörperregler mit Fernfühler zum Einsatz.

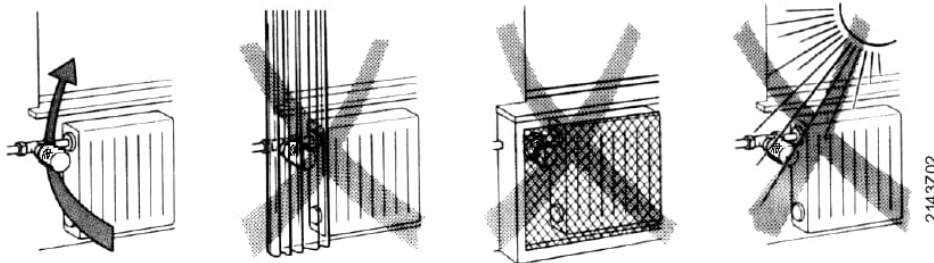


Fig. 2-3 Einbau eines thermostatischen Heizkörperreglers und Einbausituationen, die einen Fernfühler erfordern

Funktionsweise

Der Flüssigkeitsfühler (1) reagiert auf die Abweichungen vom eingestellten Sollwert der Raumtemperatur. Bei steigender Raumtemperatur dehnt sich die Flüssigkeit in der Metallkapsel aus und drückt den Faltenbalg zusammen. Hierdurch wird über den Stößel (3) das Ventil stetig geschlossen und die Wärmeabgabe des Heizkörpers reduziert.

Die Überhubvorrichtung (2) mit ihrer Feder sorgt bei geschlossenem Ventil dafür, dass Kräfte, die durch weitere Ausdehnung des Faltenbalgs entstehen, kompensiert werden und nicht auf den Ventilstößel weitergeleitet werden.

Bei sinkender Raumtemperatur dehnt sich der Faltenbalg wieder und öffnet das Ventil. Die Wärmeabgabe des Heizkörpers wird vergrößert.

Dadurch entsteht eine stufenlose Betätigung des Heizkörperventils mit einer feinen Regelung des Heizungswasserstromes zum Heizkörper. Das Resultat ist eine konstante Raumtemperatur nach dem gewünschten Sollwert in den einzelnen Räumen.

Die Sollwerteinstellung erfolgt durch Drehen des Kopfes des Heizkörperreglers. Dabei wird der Kopfteil des Heizkörperreglers (4) mehr oder weniger in die Basishalterung (5) eingeschraubt und dadurch die Grundposition des Ventilstößels verändert.

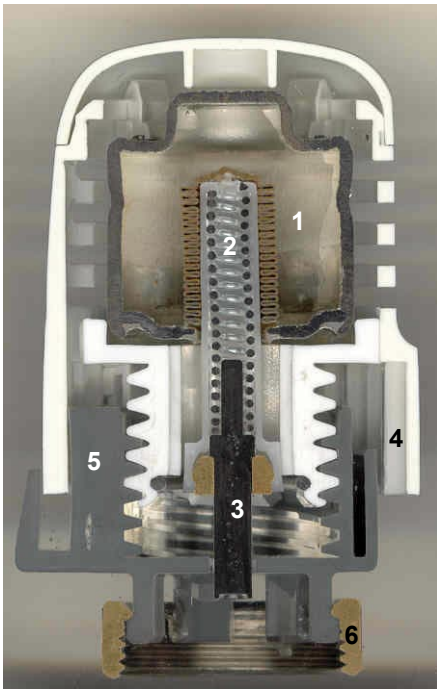


Fig. 2-4 Thermostatischer Heizkörperregler (exemplarisches Schnittbild, Quelle: Siemens)

- | | |
|---|--|
| 1 | Flüssigkeitsgefülltes Fühlerelement |
| 2 | Überhubvorrichtung (kompensiert Ausdehnung auch bei geschlossenem Ventil) |
| 3 | Stößel für Ventiltätigung aus Kunststoff (isoliert Ventil vom Fühlerelement) |
| 4 | Kopfteil |
| 5 | Basishalterung |
| 6 | Anschlussverschraubung |

Hydraulische Probleme nicht unterschätzen

Beim Einsatz von thermostatischen Heizkörperreglern dürfen vor allem hydraulische Probleme nicht unterschätzt werden. Diese sind nur durch eine sorgfältige Dimensionierung und einen einwandfreien hydraulischen Abgleich mehr oder weniger in den Griff zu bekommen. Die gegenseitige Beeinflussung einzelner Heizkreise unter verschiedenen Betriebsbedingungen lässt sich dadurch aber auch nicht ganz unterbinden.

Heizkörperventile mit integrierter Differenzdruckregelung (MiniCombiVentil – MCV)

Heizkörperventile mit integrierter Differenzdruckregelung, auch MiniCombiVentile (MCV) genannt, gewährleisten eine definierte Wärmeabgabe unter allen Betriebsbedingungen. Sie können mit thermostatischen Heizkörperreglern oder auch mit elektrischen Antrieben bestückt werden.

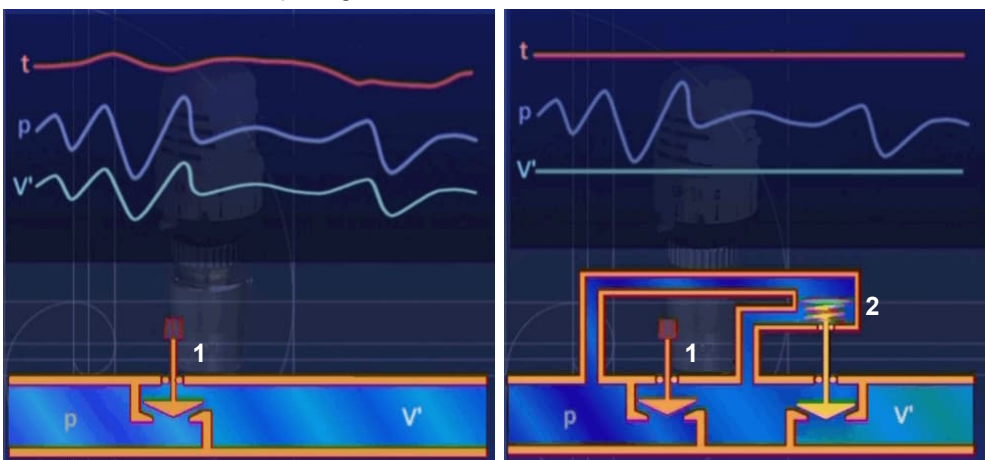


Fig. 2-5 Verlauf von Raumtemperatur, Anlagendruck und Volumenstrom mit normalen thermostatischen Heizkörperventilen (links) und mit differenzdruckgeregeltem Heizkörperventil MCV (rechts)

- | | | | |
|---|-------------|---|----------------------|
| 1 | Regelventil | 2 | Differenzdruckregler |
|---|-------------|---|----------------------|

Die wichtigsten Funktionen sind:

- Regelventil für die Beeinflussung des Volumenstroms und gleichzeitig Druckregler für den automatischen Abgleich
- Kompensation der Differenzdruckschwankungen bei vollständiger hydraulischer Entkopplung der Verbraucher

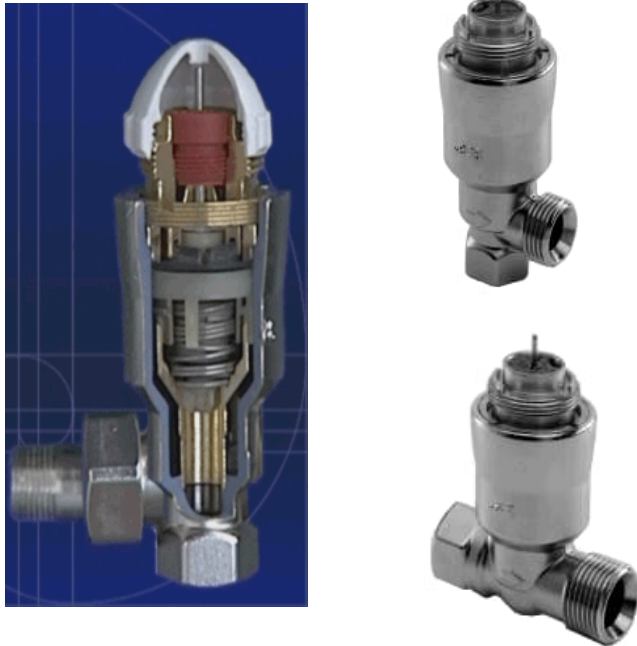


Fig. 2-6 Differenzdruckgeregeltes Heizkörperventil (MiniCombiVentil MCV)
Schnittbild (links) und Durchgangs- und Eckventil (rechts)

(Quelle: Siemens)

2.2.2. Einfache Einzelraum-Temperatur-Regelsysteme

Direkt aufgebauter elektronischer Heizkörperregler

Eine funktionelle Erweiterung des thermostatischen Heizkörperreglers sind elektronische Heizkörperregler, die mit über Batterien mit Strom versorgt werden und per App vom Mobil-Telefon über eine z.B. Bluetooth-Funkverbindung bequem eingestellt und bedient werden können (vgl. Fig. 2-7).

Einzelraum- oder Zonenregler in Kombination mit Stellantrieben

Heizkörperventile mit Stellantrieb (elektrisch oder thermostatisch), welche von einem digitalen Raumtemperatur-Regelgerät geregelt/gesteuert werden, erlauben eine individuelle Raum- oder Zonen-Temperaturregelung mit zeitprogrammgesteuerter Umschaltung von Normal- auf Absenktemperatur. Nebst einem individuellen Wochenheizprogramm und wählbaren Temperatur-Sollwerten für den Normal- und Absenkbetrieb sind noch weitere Zusatzfunktionen integriert wie z.B.:

- PI(D)-Regelung ohne bleibende Abweichung
- Anzeigefeld (Display) mit Zahlenwerten für den aktuellen Temperatur-Sollwert Balkendiagramm für das aktuelle 24-Std.-Heizprogramm und Symbolen für Normal- und Absenkbetrieb
- Manuelles Verändern des aktuellen Temperatur-Sollwertes
- Manuelles Umschalten zwischen Normal- und Absenkbetrieb
- Dauernd Normal- oder Absenkbetrieb
- Frostschutz
- Vorübergehendes Schließen des Ventils bei plötzlichem Temperaturabfall, infolge geöffnetem Fenster (Fensterfunktion)
- Pumpen-Antiblockierprogramm während längeren Betriebsunterbrüchen
- Handbetätigung des Ventils, z.B. durch Servicepersonal



Fig. 2-7 Einfache Einzelraum-Temperaturregler

Elektronischer Heizkörperregler zum direkten Aufbau auf Heizkörperventil (links, Quelle: eqiva), zeitprogrammierbare Raum- oder Zonen-Temperaturregler (rechts oben, z.B. Siemens REV13) der auf elektrische Stellantriebe wirkt (rechts unten, z.B. Siemens SAA... oder STA...)

2.2.3. Funkbasierte Systeme für Wohngebäude

Einleitung

Mit der Kombination von automatisierter Gebäudetechnikregelung (home automation) und einer Verbrauchsdatenerfassung können die einzelnen Komponenten eines Gebäudes besser kontrolliert und somit effizienter geregelt werden.

Vorteile

- Energieeinsparung
Wegen der gezielten Regelung läuft jede einzelne Komponente effizient.
- Kosteneinsparungen
Dank der besseren Energieeffizienz werden die Betriebskosten gesenkt.
- Integrierte Verbrauchsdatenerfassung
Für Hausbesitzer und Verwaltungen verringert sich der Aufwand zum Auslesen der Verbrauchswerte (Gas, Strom, ...) der einzelnen Mieter. Die Kosten können so verursachergerecht abgerechnet werden.

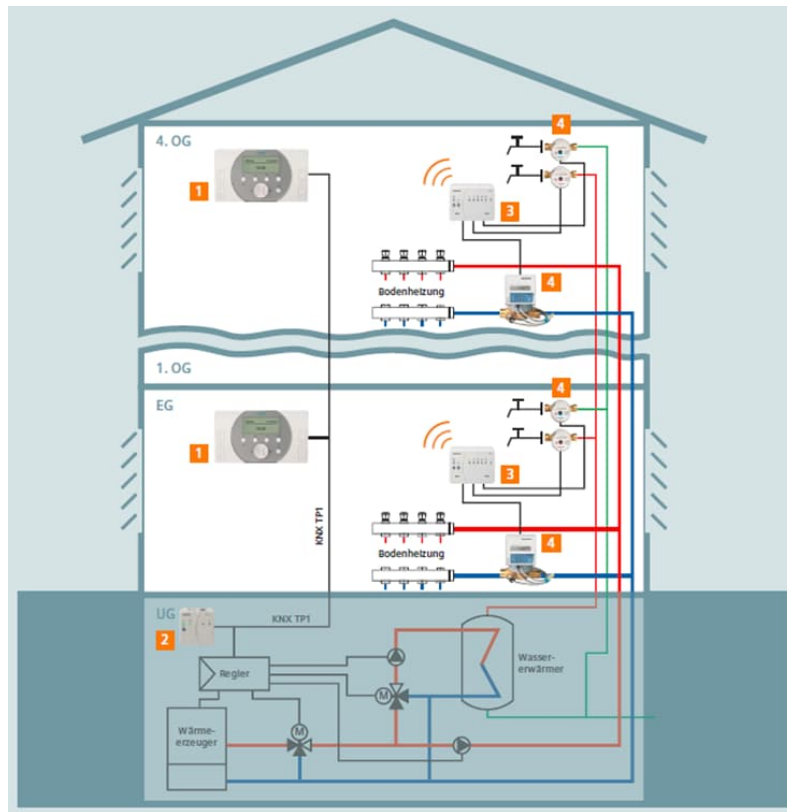


Fig. 2-8 Verbrauchsdatenerfassung mit Synco living (Quelle: Siemens)

1	Wohnungszentrale	3	Verbrauchsdaten-Interface
2	Web-Server	4	Zähler

Installation

Das System kann einfach installiert werden über eine standardisierte Verdrahtung oder über eine Funkanbindung der entsprechenden Komponenten. Es können auch nachträglich noch weitere Komponenten eingebunden werden.

Funkbasierte Regelung

Heute sind Gebäudeautomationssysteme teilweise auch funkbasiert. Die Handhabung der Regelung wird somit nochmals vereinfacht. Der Hauptvorteil liegt jedoch im Fernzugriff. Hier können die Werte auch von außerhalb des Gebäudes abgerufen und die Parameter gegebenenfalls verändert werden. Speziell zu beachten ist beim Einsatz von batteriebetriebenen funkbasierten Antrieben, dass nur so viele Werte wie nötig und nur so häufig wie nötig übermittelt werden, damit der Stromverbrauch der Batterien nicht zu groß wird.

Verwendung

Das System kann für die Regelung folgender Bereiche eingesetzt werden:

- Heizungs-, Lüftungs- und Klimaanlage (HLK)
- Einzelraumregelung
- Beleuchtung
- Beschattung
- Überwachung von Türen und Fenstern

Bei Wohngebäuden werden zunehmend kombinierte Systeme von Gebäudeautomation und Verbrauchsdatenerfassung eingesetzt. Im Vordergrund steht hier die Einzelraumregelung. Sie erlaubt es unter anderem Mietern auch bei automatisierten Systemen selber Einfluss auf die Regelung ihrer Wohnung zu nehmen. Zusätzlich werden die Verbrauchsdaten detailliert angezeigt.

2.2.4. Einzelraumregler integriert in Gebäudeautomations-Systeme

In Gebäuden mit vielen Räumen wie Hotels oder Bürogebäuden werden digitale, kommunikationsfähige Einzelraum-Regel- und Steuergeräte als Komponenten eines zentral geführten und überwachten Raumautomationssystems eingesetzt. Dadurch erübrigen sich zeitraubende Programmier- und Kontrollarbeiten in jedem einzelnen Raum, weil diese von einer zentralen Automationsebene über ein Gebäudeautomations-Kommunikationsnetzwerk (z.B. BACnet, KNX, ...) vorgenommen werden können.



Fig. 2-9 Aktuelle Einzelraumregelsysteme bieten integrierte Funktionen zur Regelung von Heizung und Lüftung, aber auch zur Regelung und Steuerung von Licht und Jalousien (z.B. Siemens Designo Raumautomation)

Die Raumtemperaturen der einzelnen Räume werden dabei bedarfsgeführt, d.h. nur wenn Komforttemperatur angefordert wird (z.B. durch manuelle Betätigung einer Präsenztaste, Erfassung durch einen Präsenzföhler oder durch Sollwertvorgabe über die Automationsebene), wird auch auf diese Temperatur geregelt.

Weiter bieten diese Systeme eine einfache Möglichkeit für die Benutzer, einen Raum (wieder) auf eine energie-effiziente Betriebsart zu stellen (z.B. „Green Leaf“-Funktion in Siemens Designo Raumautomation). Die Benutzer benötigen dazu keine Kenntnisse der teilweise komplexen Algorithmen und funktionellen Abhängigkeiten, sondern können mit einem einfachen Tastendruck, diese Betriebsart anwählen. Das Raumautomations-System macht die notwendigen Anpassungen dann selbsttätig.

Aktuelle Systeme bieten neben den Funktionen für Heizen und Kühlen auch integrierte Funktionen zur Regelung und Steuerung von Licht und Storen im Raum.



Fig. 2-10 DXR2... Einzelraumregler mit integrierter Funktionalität für (Quelle: Siemens)

- variablen Luftvolumenstrom
- Strahlungsdecke
- 4 Leuchten
- Heizkörper
- 2 Jalousien

3 Verteilung

3.1. Außentemperatur- oder witterungsgeführte Vorlauftemperatur-Regelung

Bei der außentemperaturgeführten Vorlauftemperatur-Regelung handelt es sich um eine Vorlauftemperatur-Regelung (schnelle Regelstrecke) und eine Raumtemperatur-Steuerung. Sie erfordert einen Außentemperaturfühler (5) und einen Vorlauftemperaturfühler (1). Der Zusammenhang zwischen der Außentemperatur und der Raumtemperatur wird durch die Heizkennlinie (6) dargestellt und daraus ergibt sich der Sollwert für den Vorlauftemperatur-Regler (2). Je tiefer die Außentemperatur ist, desto höher muss die Vorlauftemperatur sein, um die gewünschte Raumtemperatur sicherzustellen. Welche Vorlauftemperatur bei welcher Außentemperatur notwendig ist, wird durch die Art der Wärmeabgabe (Radiatorenheizung, Fußbodenheizung), die Wärmedämmung der Gebäudehülle und den Standort des Gebäudes (Sonnen- und Windeinflüsse) beeinflusst und durch den Anfangspunkt und die Steilheit der Heizkennlinie definiert.

Bei einfacheren Reglern kann nur die Steilheit der Heizkennlinie eingestellt werden.

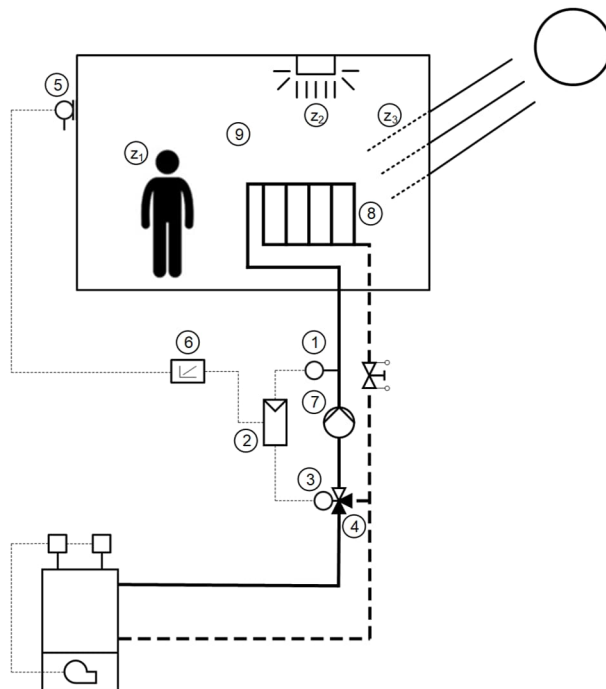


Fig. 3-1 Außentemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung

1	Vorlauftemperaturfühler	2	Vorlauftemperatur-Regler
3	Stellantrieb	4	Stellglied (Dreiweg-Ventil)
5	Außentemperaturfühler	6	Heizkurve (Heizkennlinie)
7	Umwälzpumpe	8	Heizkörper
9	Raum		
Z ₁	Störgröße 1: Warmegewinne Personen	Z ₂	Störgröße 2: Warmegewinne Leuchten
Z ₃	Störgröße 3: Warmegewinne Sonne		

Witterungsgeführte Vorlauftemperaturregelung

Besonders bei Gebäuden mit guter Wärmedämmung sinkt der Einfluss einer Außentemperaturänderung auf die Raumtemperatur, während der Einfluss der Störgrößen wie Sonneneinstrahlung, Wind und Fremdwärmequellen zunimmt. Die nur außentemperaturgeführte Vorlauftemperatur-Regelung kann dadurch verbessert werden, dass man Wind- und / oder Sonneneinflüsse mit zusätzlichen Außenfühlern erfasst und damit die Grundeinstellung der Heizkennlinie korrigiert. In diesem Falle spricht man von einer witterungsgeführten Vorlauftemperatur-Regelung.

Vorteil

Änderungen der Kesselwassertemperatur werden vom Vorlauftemperaturfühler schnell erfasst und ausgegelt.

Nachteil

Störungen, die im Raum auftreten (innere Wärmegewinne), können nicht erfasst und daher auch nicht ausgegelt werden.

Fig. 3-2 zeigt die grafische Darstellung mathematisch berechneter Heizkennlinien, im üblichen Steilheitsbereich von 0,25 bis 4,0. Weil die Heizkennlinien nicht linear sind, weisen sie an jedem Punkt eine andere Steilheit auf. Um dennoch eine definierte Steilheit zuordnen zu können, hat man für die Außentemperatur T_{AM} zwischen $+20\text{ °C}$ und 0 °C ein lineares Raster festgelegt, das anzeigt, um wie viele Kelvin sich der Vorlauftemperatur-Sollwert w_{TV} ändert, wenn sich die Außentemperatur um $\Delta T_{AM} = 20\text{ K}$ ändert. Die Einstellung der gewünschten Heizkennlinien-Steilheit erfolgt meist über ein mechanisches Potentiometer (unter der Abdeckung platziert).

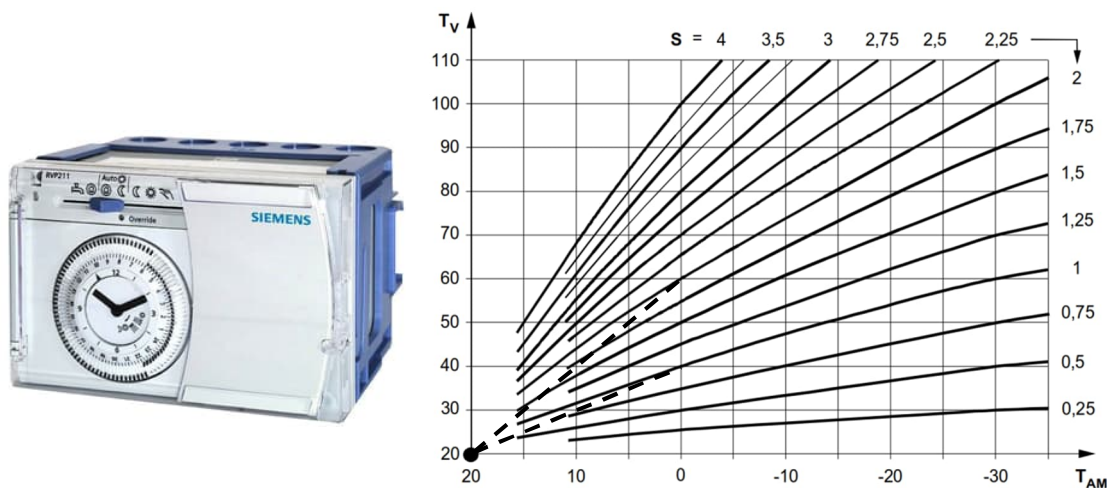


Fig. 3-2 Einfache Einstellung der Heizkurve mit Steilheit (Bereich von 0,25 bis 4,0, z.B. Siemens RVP 201)

T_V	Vorlauftemperatur	T_{AM}	Außentemperatur
S	Steilheit der Heizkennlinie		

Heizkennlinie nicht linear

Da sich die Transmissionsverluste von Gebäuden proportional zur Differenz zwischen Raum- und Außentemperatur erhöhen, die Wärmeleistung der Heizkörper hingegen bei zunehmender Differenz zwischen mittlerer Heizkörper- und Raumtemperatur stärker ansteigt, verläuft die Heizkennlinie mit sinkender Außentemperatur flacher.

Optisch linearisierte Heizkennlinie

Die Heizkennlinie kann als Gerade dargestellt werden, wenn für die Außentemperatur eine logarithmische Skaleneinteilung (vgl. Fig. 3-3) gewählt und dadurch die Krümmung optisch linearisiert wird. Dies ist vorteilhaft, wenn die Einstellmöglichkeit der Heizkennlinie in einem Produkt mechanisch umgesetzt werden soll.

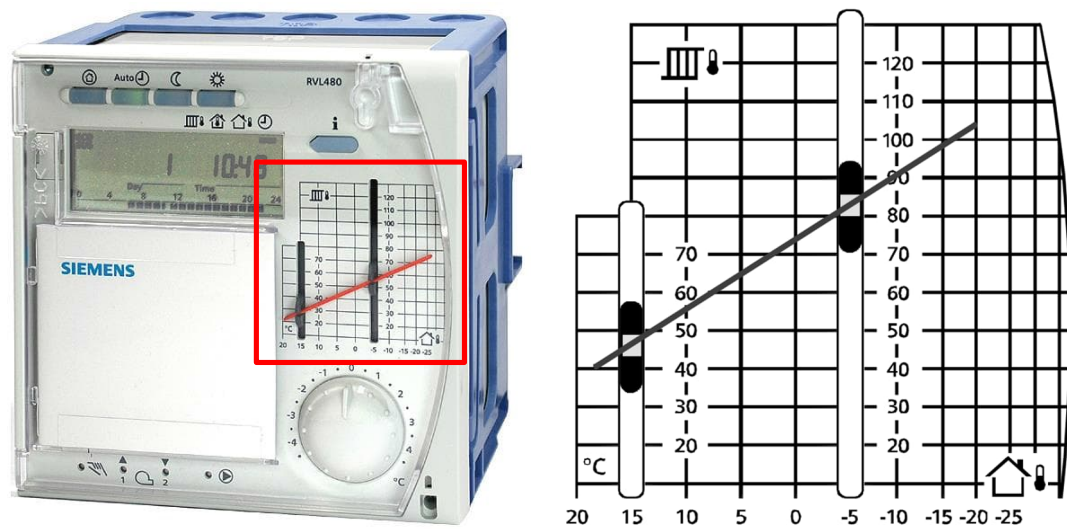


Fig. 3-3 Optisch linearisierte Heizkennlinie mit logarithmischer Außentemperaturskala, manuell einstellbar durch zwei Schiebe-Potentiometer bei +15 °C und -5 °C

3.1.1. Korrektur und Nachtabsenkung des Raumtemperatur-Sollwertes

Die eingestellte Heizkennlinie kann zur Korrektur der Tagestemperatur und zur Einstellung der Nachtabsenkung parallel verschoben werden. Die Wirkung ist steilheitsunabhängig, so dass sich das Ausmaß der Parallelverschiebung direkt als Raumtemperatur-Änderung auswirkt. Als Ausgangspunkt für die Nachtabsenkung gilt die Höhe der eingestellten Tages-Raumtemperatur.

Fig. 3-4 zeigt diese Korrektur bzw. diese Absenkmöglichkeit an einem manuell einstellbaren Hardware-Regler.

Die aus der gewünschten Raumtemperaturänderung resultierende Änderung der Vorlauftemperatur berechnet sich wie folgt:

$$\Delta T_{\text{Vorlauftemperatur}} = \Delta T_{\text{Raumtemperatur gewünscht}} \cdot (1+s)$$

wobei

$$s: \text{Steilheit der Heizkennlinie} \rightarrow s = \frac{\Delta T_{\text{Vorlauftemperatur}}}{|\Delta T_{\text{Aussentemperatur}}|} = \frac{T_{\text{Vorlauf (-5°C)}} - T_{\text{Vorlauf (+15°C)}}}{20 \text{ K}}$$

Beispiel (vgl. untenstehende Abbildung):

$$s = \frac{\Delta T_{\text{Vorlauftemperatur}}}{|\Delta T_{\text{Aussentemperatur}}|} = \frac{T_{\text{Vorlauf (-5°C)}} - T_{\text{Vorlauf (+15°C)}}}{20 \text{ K}} = \frac{67 \text{ °C} - 33 \text{ °C}}{20 \text{ K}} = \frac{34 \text{ K}}{20 \text{ K}} = 1,7$$

Daraus ergibt sich für die Nachtabsenkung beim eingestellten Wert für die Raumtemperaturabsenkung von $\Delta T_{\text{RW}} = -5 \text{ K}$ eine resultierende Vorlauftemperatur-Absenkung von:

$$\Delta T_{\text{Vorlauftemperatur}} = \Delta T_{\text{Raumtemperatur gewünscht}} \cdot (1+s) = (-5 \text{ K}) \cdot (1+1,7) = -13,5 \text{ K}$$

Somit ergibt sich eine abgesenkte Heizkennlinie für den Nachtbetrieb mit den Stützwerten von 53,5 °C (T_{Vorlauf} bei -5°C) und 19,5 °C (T_{Vorlauf} bei +15 °C).

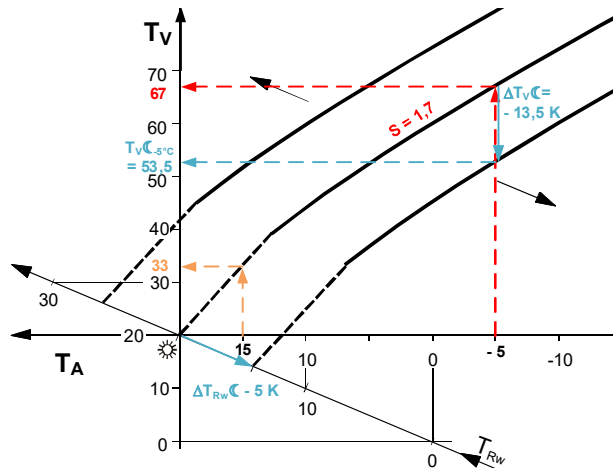


Fig. 3-4 Parallelverschiebung der Heizkennlinie mit Hilfe der Raumtemperatur-Korrektur mit einem Potentiometer für Komfort-Betrieb und Einstellparametern (Service-Ebene) für die Nachtabsenkung (vgl. Beispiel)

Bei Korrekturen der Raumtemperatur am Tag und vor allem bei der Nachtabsenkung ist zu beachten, dass die eingestellte Temperatur-Änderung erst nach einer gewissen Zeit erreicht wird. Diese Zeit ist direkt von der Bauweise (Zeitkonstante) des Gebäudes (Wärme-Speichervermögen, Wärmeschutz, Anteil der Fensterfläche, usw.) abhängig.

3.1.2. Führungseinfluss der Raumtemperatur

Auch die Raumtemperatur kann als Einflussgröße auf die Heizkennlinie verwendet werden. Dazu wird die Raumtemperatur in einem Referenzraum gemessen. Wenn dort eine Störung auftritt (z.B. Sonneneinstrahlung, Änderung der Personenbelegung) wird die Heizkennlinie, entsprechend dem eingestellten Einfluss dieser Raumtemperatur-Abweichung, parallel verschoben. Damit die Kompensation wirksam wird, muss der Einfluss verhältnismäßig groß sein. Weil sich aber Störgrößen, wie Sonneneinstrahlung und innere Wärmequellen, nicht in allen Räumen gleichmäßig auswirken, muss der Führungseinfluss der Raumtemperatur sorgfältig überlegt werden. Wenn der Wärmegewinn individuell kompensiert werden soll, empfiehlt sich der Einsatz von thermostatisch geregelten Heizkörperventilen in allen Räumen oder der individuellen Einzelraum-Regelung (siehe Kapitel 2.2).

3.1.3. Raum-/Vorlauftemperatur-Kaskadenregelung

Bei der Kaskadenregelung (Fig. 3-5) wird die Raumtemperatur-Regelung in zwei Regelkreise aufgeteilt, nämlich in einen trägen Raumtemperatur-Regelkreis und einen schnellen Vorlauftemperatur-Regelkreis. Der Haupt-Regler (2) wird an die Raumtemperatur-Strecke angepasst und der Hilfs-Regler (3) an die Vorlauftemperatur-Regelstrecke. Dabei erfasst der Haupt-Regler (2) die Raumtemperatur-Regeldifferenz und bildet daraus die Führungsgröße (w_2) für die Vorlauftemperatur-Regelung. Der Hilfs-Regler (3) regelt die Vorlauftemperatur auf den vom Raumtemperatur-Regler vorgegebenen Wert. In der Praxis sind beide Regler meistens in einem einzigen Gerät zusammengefasst und beide haben ein PI-Verhalten.

Bei der Kaskadenregelung wird somit die Vorlauftemperatur zur Stellgröße der Raumtemperatur-Regelung. Der Raumfühler (1) misst die Raumtemperatur und Haupt-Regler (2) vergleicht sie mit dem Raumtemperatur-Sollwert (w_1). Besteht keine Abweichung, wird die Vorlauftemperatur auf einen vorgegebenen Sollwert (w_2) von z.B. 40 °C geregelt. Bei einer Abweichung wird aber der Vorlauftemperatur-Sollwert (w_2) verändert, d.h. eine um 1 K zu tiefe Raumtemperatur bewirkt einen um z.B. 20 K höheren Vorlauftemperatur-Sollwert (w_2). Dieser Übertragungsbeiwert (Steilheit S) ist einstellbar. Er muss möglichst groß gewählt werden, weil sonst die bleibende Regelabweichung entsprechend groß wird. Der Hilfs-Regler (3) verstellt nun das Stellglied (6) mit Hilfe des Stellantriebs (5) so lange, bis die vom Vorlauftemperatur-Fühler (4) gemessene Temperatur mit dem neuen Sollwert übereinstimmt. Bei der Kaskadenregelung werden Störgrößen in der Vorlauf- und Raumtemperatur-Regelstrecke erfasst und ausgeglichen.

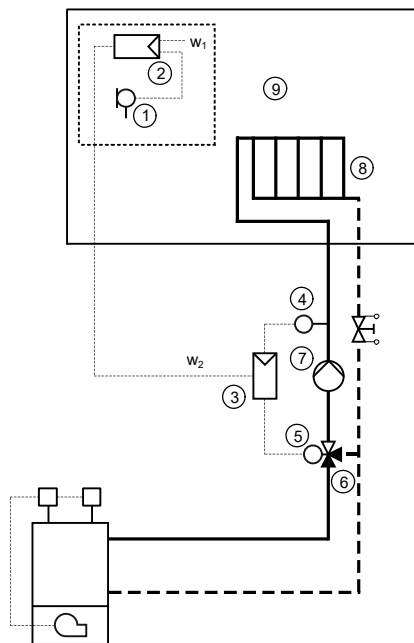


Fig. 3-5 Raum-/Vorlauftemperatur-Kaskadenregelung

1	Raumtemperaturfühler	2	Raumtemperatur-Regler
3	Vorlauftemperatur-Regler	4	Vorlauftemperaturfühler
5	Stellantrieb	6	Stellglied (Dreiwegventil)
7	Umwälzpumpe	8	Heizkörper
9	Raum		

Beispiel einer Reglereinstellung (mit P-Regler für Raumtemperatur vgl. Fig. 3-6)

Der Raumtemperatur-Sollwert (w_1) ist auf 20 °C und der zugehörige Vorlauftemperatur-Sollwert (w_2) auf 40 °C eingestellt (= Offset der Raumtemperaturregelung). Die statische Kennlinie des Raumtemperatur-Reglers (2) zeigt für abweichende Raumtemperaturen die entsprechenden Vorlauftemperatur-Sollwerte (w_2), bei einer Kaskaden-Steilheit S von 20. Die Kaskaden-Steilheit S entspricht dem Übertragungsbeiwert des Reglers K_P (oft auch Reglerverstärkung genannt) und ergibt bei 1 K Raumtemperaturdifferenz eine Vorlauftemperatur-Sollwertänderung Δw_2 von 20 K.

Übertragungsbeiwert des Reglers K_P = Kaskaden-Steilheit

$$S = \frac{\Delta w_2}{\Delta \theta_1} = \frac{40 \text{ K}}{-2 \text{ K}} = -20$$

Im vorliegenden Beispiel ergibt sich bei einem Vorlauftemperatur-Stellbereich Δw_2 von 40 K (20...60 °C) für den Raumtemperatur-Regler ein Proportionalband X_P von 2 K und eine maximale bleibende Regeldifferenz e ($w-x$) von -1 K bzw. +1 K.

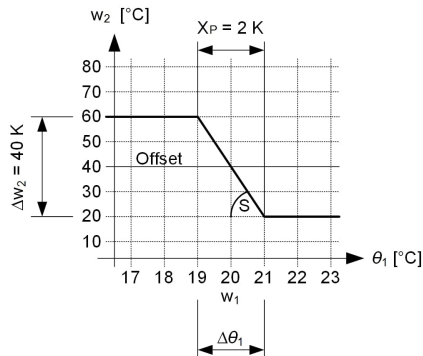


Fig. 3-6 Statische Kennlinie eines Raumtemperatur-Kaskaden-Führungsreglers (P-Regler)

θ_1	Raumtemperatur	S	Kaskaden-Steilheit (Übertragungsbeiwert des Reglers K_P)
w_1	Raumtemperatur-Sollwert	w_2	Vorlauftemperatur-Sollwert

Üblicherweise wird heute für den Raumtemperatur-Regler auch ein PI-Regler eingesetzt, der dann ohne bleibende Regeldifferenz den gewünschten Raumtemperatur-Sollwert hält.

3.2. Heizgrenzen-Schaltautomatik

Durch die Heizgrenzen-Schaltautomatik wird die Heizung während des ganzen Jahres bedarfsabhängig ein- und ausgeschaltet, d.h. heizen so wenig wie möglich aber doch so viel wie nötig. Sie bringt vor allem in den Übergangsphasen zwischen kalten und warmen Jahreszeiten eine Energieverbrauchs-Reduktion ohne Komfort-Einbuße.

Einfachere Regler berücksichtigen für die Heizgrenzen-Schaltautomatik allein die „aktuelle“ Außentemperatur, komplexere auch eine sogenannte „gemischte“ Außentemperatur und für bestimmte Funktionen auch eine „gedämpfte“ Außentemperatur.

„Gefilterte“ Außentemperatur

Die „gefilterte“ Außentemperatur ergibt sich aus der Tatsache, dass die Innentemperatur eines Gebäudes, wenn nicht geheizt wird, gedämpft und verzögert dem Verlauf der Außentemperatur folgt (vgl. Fig. 3-8). Dieser theoretische Außentemperaturverlauf wird vom Regelsystem, aufgrund der Gebäudezeitkonstante bzw. der Wärmespeicherfähigkeit des Gebäudes berechnet. Die Gebäudezeitkonstante ist das Maß für die Bauweise des Gebäudes und sagt aus, wie schnell sich die Raumtemperatur im Gebäude nach einer sprunghaftigen Änderung der Außentemperatur ändern würde.

Für die Einstellung der Gebäudezeitkonstante gelten folgende Richtwerte:

- Leichte, d.h. schnell auskühlende Bauweise: 10 h
- Mittlere, d.h. durchschnittlich auskühlende Bauweise: 25 h
- Schwere, d.h. sehr langsam auskühlende Bauweise: 50 h

„Gemischte“ Außentemperatur

Die „gemischte“ Außentemperatur ergibt sich aus der Addition des (eventuell einstellbaren), von der Gebäudezeitkonstanten abhängigen Anteils „gefilterter“ plus des ergänzenden Anteils der „aktuellen“ Außentemperatur. Oft wird der Mittelwert zwischen „aktueller“ und „gefilterter“ Außentemperatur verwendet.

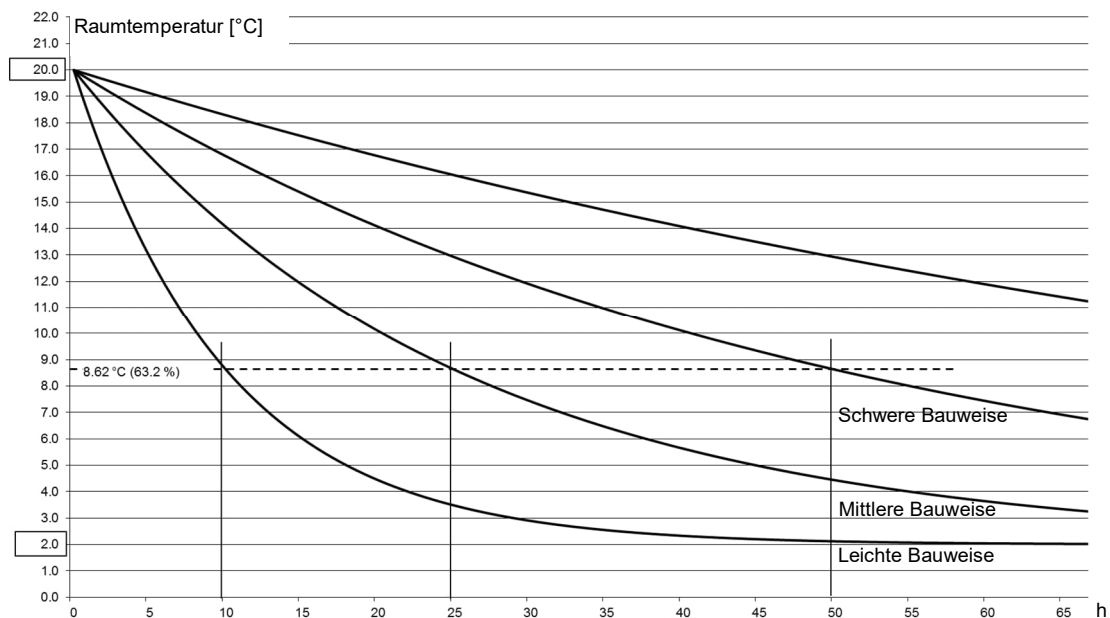


Fig. 3-7 Raumtemperaturverlauf in Abhängigkeit der Zeit und der Bauweise nach Abschalten der Raumheizung bei einer Außentemperatur von 2 °C

„Gedämpfte“ Außentemperatur

Dies ist ein berechneter Außentemperaturverlauf, welcher zweimal mit der Gebäudezeitkonstanten gefiltert wird. Die „gedämpfte“ Außentemperatur wird verwendet, um die Heizung längerfristig aus- resp. einzuschalten.

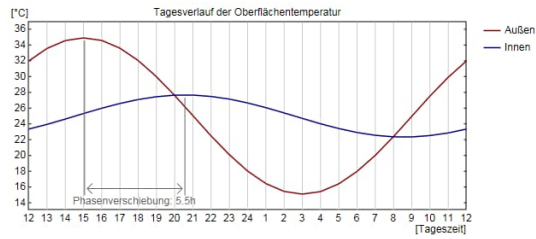
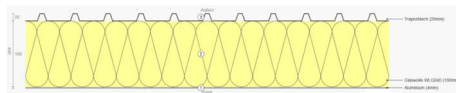
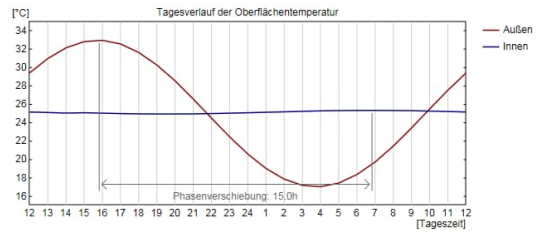
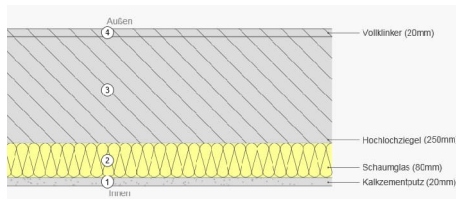
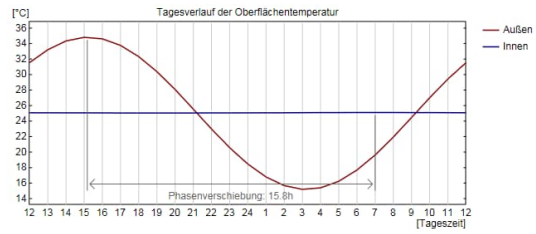
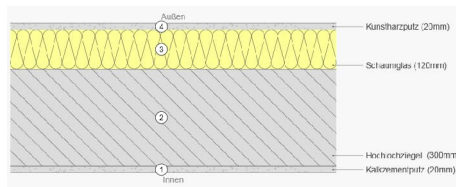


Fig. 3-8 Verschiedene Wandkonstruktionen und ihre Phasenverschiebung und Amplitudendämpfung
(Quelle: u-wert.net)

3.2.1. Jahres-Heizgrenzen-Schaltautomatik (Sommer/Winter-Umschaltung)

Die Umschaltung der Heizungsanlage von AUS auf Heizbetrieb und umgekehrt erfolgt nicht mehr manuell durch den Benutzer, sondern sie wird unter Berücksichtigung der Wärme-Speicherfähigkeit des Gebäudes, d.h. in Abhängigkeit von der „gedämpften“ Außentemperatur, bedarfsabhängig ein- und ausgeschaltet. Die Jahres-Heizgrenze ist einstellbar (z.B. 17 °C). Die Berücksichtigung der „gedämpften“ Außentemperatur für die sogenannte Jahres-Heizgrenzen-Schaltautomatik bewirkt, dass die Heizung nicht eingeschaltet wird nur weil es ein oder zwei Tage etwas kühler ist. Die Jahres-Heizgrenzen-Schaltautomatik verhindert somit, dass die Heizung in der Übergangszeit zu häufig und unnötigerweise ein- und ausgeschaltet wird.

3.2.2. Tages-Heizgrenzen-Schaltautomatik

Bei komplexeren Regelsystemen ist im Heizbetrieb das Kriterium für „Heizung Ein“ und „Heizung Aus“ durch die Tages-Heizgrenzen-Schaltautomatik (Fig. 3-9) gegeben, welche die „aktuelle“ und die „gemischte“ Außentemperatur berücksichtigt. Die Schaltgrenzen zum Ein- und Ausschalten der Heizung sind für den Tag- und Nachtbetrieb getrennt einstellbar (Tages- und Nacht-Grenz-Sollwert).

Die Heizung wird eingeschaltet, wenn die „aktuelle“ und die „gemischte“ Außentemperatur unter den gewählten Grenz-Sollwert für Tag bzw. Nacht absinken. Steigt aber eine der beiden Temperaturen über den gewählten Grenz-Sollwert für Tag bzw. Nacht an, so wird die Heizung ausgeschaltet (Pumpe aus, Stellgerät zu). Für das Ein- und Ausschalten der Heizanlage wird also zusätzlich zur „aktuellen“ Außentemperatur auch die Speicherfähigkeit des Gebäudes mitberücksichtigt.

Die direkte Anpassung an die Wärme-Speicherfähigkeit erfolgt durch die Wahl der Gebäudezeitkonstante, z.B. leichtere Bauweise 18 Std. oder mittelschwere Bauweise 36 Std. (siehe „gefilterte“ Außentemperatur) und indirekt durch die Wahl des Grenz-Sollwertes für Tag bzw. Nacht (größere Differenz zwischen Tag- und Nacht-Heizgrenze bei schwererer Bauweise, kleinere Differenz bei leichter Bauweise).

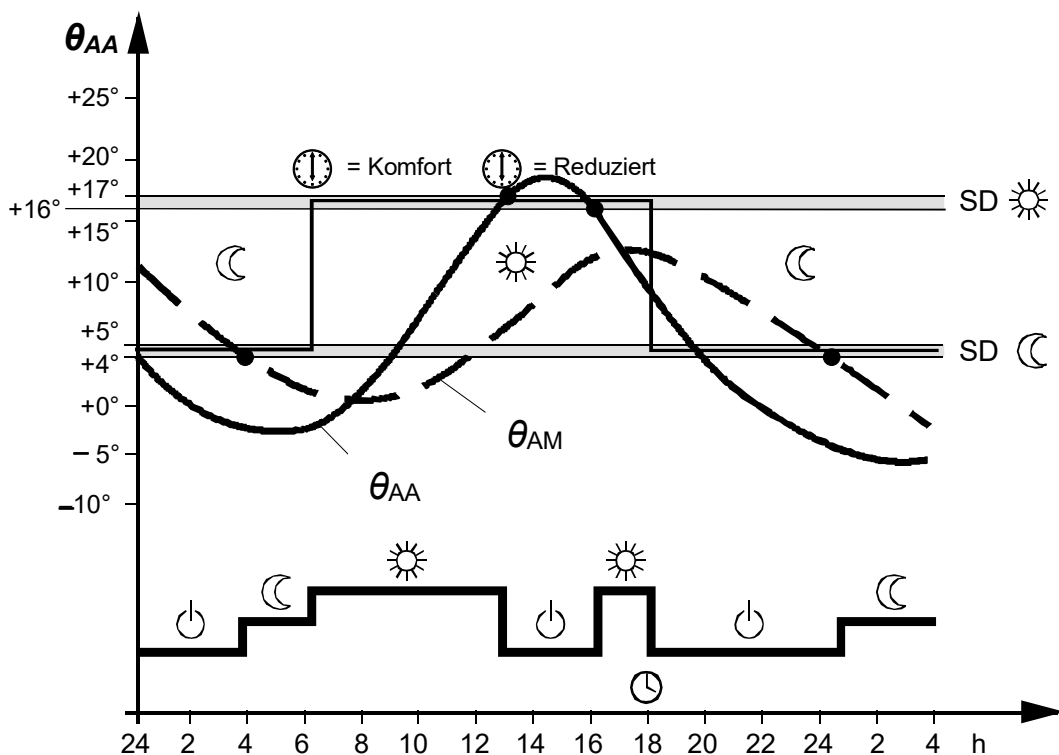


Fig. 3-9 Tages-Heizgrenzen-Schaltautomatik

θ_{AA}	Aktuelle Außentemperatur	θ_{AM}	Gemischte Außentemperatur
SD☀	Schalt-Differenz Komfort	SD☾	Schalt-Differenz Reduziert
☀	Komfort (Tagesbetrieb)	☾	Reduziert (Nachtbetrieb)

3.3. Optimierung der Ein- und Ausschaltzeiten

Die Optimierung verschiebt für eine gegebene Nutzungszeit die Ein- und Ausschaltzeitpunkte der Heizung zum Zwecke einer Energie-Einsparung ohne Komfort-Einbuße.

Der Regler errechnet aufgrund des vorgegebenen Heizprogramms (Nutzungszeiten), der Außentemperatur, Raumtemperatur und Gebäude-Speicherfähigkeit (Gebäude-Zeitkonstante) selbständig die idealen Zeitpunkte für den Beginn der Aufheiz- und Absenkphase. Dabei werden beispielsweise auch starke Änderungen der Außentemperatur mitberücksichtigt. Dadurch wird die Anlage immer so geschaltet, dass zum gewünschten Zeitpunkt (Schaltuhr-Einstellung) der effektive Raumlufttemperatur-Sollwert annähernd erreicht (z.B. 0,5 K in Fig. 3-10) bzw. beim Umschalten auf Absenkbetrieb noch innerhalb einer definierten Abweichung (z.B. 1 K in Fig. 3-10) eingehalten wird.

Diese Optimierung sorgt also dafür, dass:

- das Umschalten auf reduzierten Betrieb so früh wie möglich erfolgt,
- die Absenkung auf den reduzierten Raumtemperatursollwert ohne jegliche Energiezufuhr erfolgt (Schnellabsenkung),
- die Wiederaufheizung möglichst kurz ist
- die gewünschte Normal-Raumtemperatur weder zu früh noch zu spät erreicht wird.

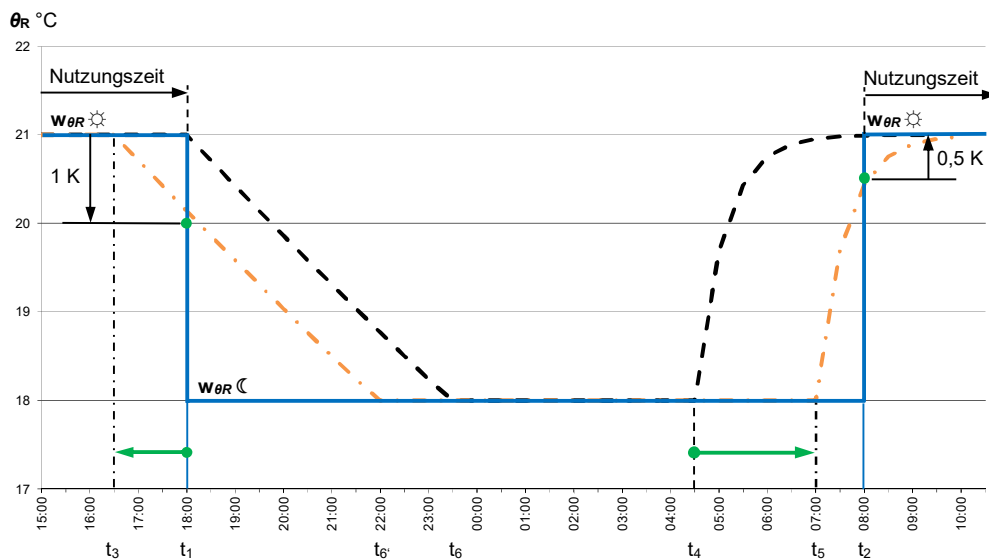


Fig. 3-10 Optimierung der Ein- und Ausschaltzeiten

- | | |
|--------------------------|---|
| t_1 | Ende der Nutzungszeit (Raumtemperatur -1 K ist noch zulässig) |
| t_2 | Beginn der Nutzungszeit (Raumtemperatur -0,5 K schon ausreichend hoch) |
| t_3 | Optimierte Ausschaltzeit |
| t_4 | übliche Einschaltzeit (ohne Optimierung) |
| t_5 | Optimierte Einschaltzeit |
| t_6, t_6' | Start Betriebsart Reduziert (reduzierter Sollwert einhalten, falls notwendig) |
| $W_{\theta R} \text{ ☀}$ | Raumtemperatur-Sollwert Komfort (Tagesbetrieb) |
| $W_{\theta R} \text{ ☾}$ | Raumtemperatur-Sollwert Reduziert (Nachtbetrieb) |
| - · - | optimierter Stopp-/Start-Verlauf |
| - - - | Stopp-/Start-Verlauf nach Zeitschaltprogramm |
| $t_1 \rightarrow t_3$ | Reduzierte Betriebszeit durch frühzeitiges Stoppen → Energie-Einsparung |
| $t_4 \rightarrow t_2$ | Reduzierte Betriebszeit durch späteres Starten → Energie-Einsparung |

3.4. Schnellabsenkung / Schnellaufheizung

Nach dem Umschalten von Tag- auf Nacht-Sollwert wird bei Anlagen mit Raumtemperaturfühler die Heizung so lange ausgeschaltet, bis der eingestellte Nacht-Sollwert erreicht ist. Erst dann wird auf die entsprechende Nachttemperatur geregelt.

Bei Anlagen ohne Raumtemperaturfühler berechnet der Regler eine von den Gebäude-Eigenschaften abhängige Zeitdauer, während der die Heizung abgeschaltet bleibt.

Nach dem Umschalten von Nacht- auf Tag-Sollwert wird die Vorlauftemperatur über den, der Heizkennlinie entsprechenden, Sollwert angehoben, um ein rasches Erwärmen der Räume zu erreichen. Die Schnellaufheizung ist bei modernen Reglern selbstanpassend, d.h. ihre Wirkung ist von der Dauer und Größe der vorgängigen Absenkung abhängig und kann den Gebäude-Verhältnissen angepasst werden (mit oder ohne Raumtemperaturfühler). Sie erfolgt also ähnlich wie unter Kapitel 3.3 beschrieben, wobei aber der gewünschte Sollwert zu Beginn der Nutzungszeit erreicht wird.

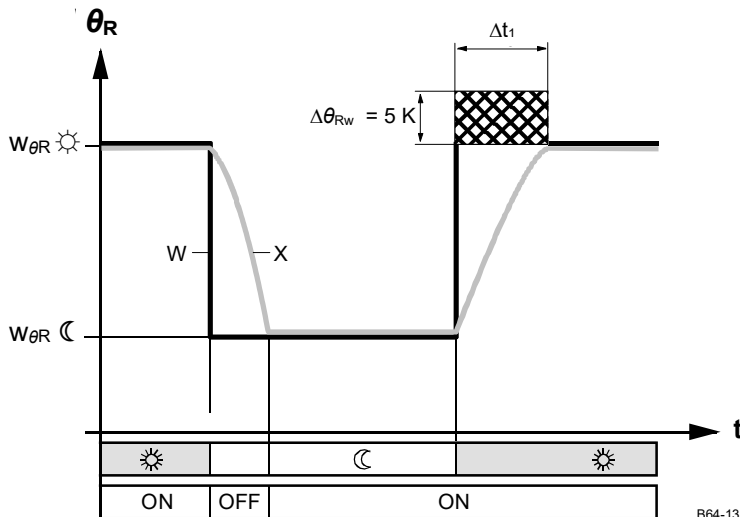


Fig. 3-11 Schnellabsenkung und Schnellaufheizung

$\Delta\theta_{Rw}$ Sollwertüberhöhung Schnellaufheizung Δt_1 Dauer der Sollwertüberhöhung (max. 2h)
 $W_{\theta R} \text{ ☀}$ Raumtemperatursollwert Komfort $W_{\theta R} \text{ ☾}$ Raumtemperatursollwert Reduziert

3.5. Adaptive (selbstlernende) Heizkennlinie

Die Heizkennlinie wird durch dauerndes Überprüfen von Raumluft-, Außenluft- und Vorlauftemperatur automatisch den Eigenschaften des Gebäudes angepasst. Durch tägliche Mittelwertbildung der erfassten Sollwert-Abweichungen werden kleine Kennlinien-Korrekturen vorgenommen, bis die Kennlinie über den gesamten Außentemperaturbereich angepasst ist. Ein Verfälschen der Anpassung durch Störgrößen (offene Fenster, Fremdwärme usw.) wird durch spezielle Korrektur-Begrenzungen verhindert.

3.6. Prädiktive Heizungsregelung

3.6.1. Einleitung

Konventionelle Steuer- und Regelalgorithmen für das Beheizen eines Raumes, einer Zone oder eines Gebäudeteiles basieren auf folgenden Elementen:

- Heizkurve für Außentemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung
- Heizgrenzschafter zum Ein- und Ausschalten der Heizung
- Ein-/Ausschaltoptimierung für eine zeitlich möglichst ausgedehnte Temperaturabsenkung im Heizbetrieb
- Zeitschaltprogramm für die Raumbetriebsart zur Vorgabe bedarfsgerechter Raumtemperatursollwerte

Herkömmliche Heizungsregler berücksichtigen das Gesamtverhalten eines Gebäudes oft nicht ausreichend. Es kann zu Unterkühlungs- bzw. Überhitzungsphasen kommen. Daraus folgen Einbußen im Komfort und in der Energieeffizienz.

Die prädiktive Heizungsregelung (prädiktiv = vorausschauend) ersetzt die vier Steuer- und Regelemente durch eine Funktion. Dabei wird nur ein einziges Gebäudemodell mit einem einzigen Parametersatz verwendet.

Ziele

- Durch den Einbezug der Außentemperatur, der Raumtemperatur und des Gebäudeverhaltens resultiert eine vorausschauende Regelung und Steuerung des Heizkessels.
- Der Energieverbrauch wird minimiert.

3.6.2. Verwendung

Mit der Applikation prädiktiver Heizungsregler lässt sich eine Heizgruppe mit Mischkreisregelung, Pumpe und stetigem Ventil steuern und regeln. Daraus entstehen folgende Vorteile:

- Optimales Einschalten reduziert die Pumpenlaufzeit in der Aufheizphase
- Frühzeitiges Abschalten der Anlage ohne Beeinträchtigung des Komforts
- Besseres Regelverhalten
- Weniger Geräusche
- Reduktion des Wärmeverlusts bei der Erzeugung
- Reduktion des Wärmeverlusts des Rohrnetzes

⇒ Reduktion des Energiebezugs

Die prädiktive Heizungsregelung ist somit eine ausgezeichnete Alternative zur klassischen außentemperaturgeführten Vorlauftemperatur-Regelung mit den Elementen: Heizkurve, Heizgrenzschafter und Ein-/Ausschaltoptimierung.

Sie eignet sich für folgende Wärmeverbraucher:

- Radiatoren
- Konvektoren
- Fußbodenheizungen
- Deckenheizungen
- Ventilator-konvektoren (Fan-Coils)

Die Applikation ist sowohl für neue als auch für bestehende Anlagen anwendbar. Es sind keine zusätzlichen Anlagenkomponenten nötig.

Bei der prädiktiven Heizungsregelung wird eine Außentemperaturvorhersage erstellt und der zukünftige Verlauf des Raumtemperatur-Sollwerts berechnet. Es wird berücksichtigt, dass die Vorlauftemperatur-Sollwerte gegen oben (vorgebbares Maximum) und gegen unten (kein Kühlen möglich) beschränkt sind.

3.6.3. Funktionsweise

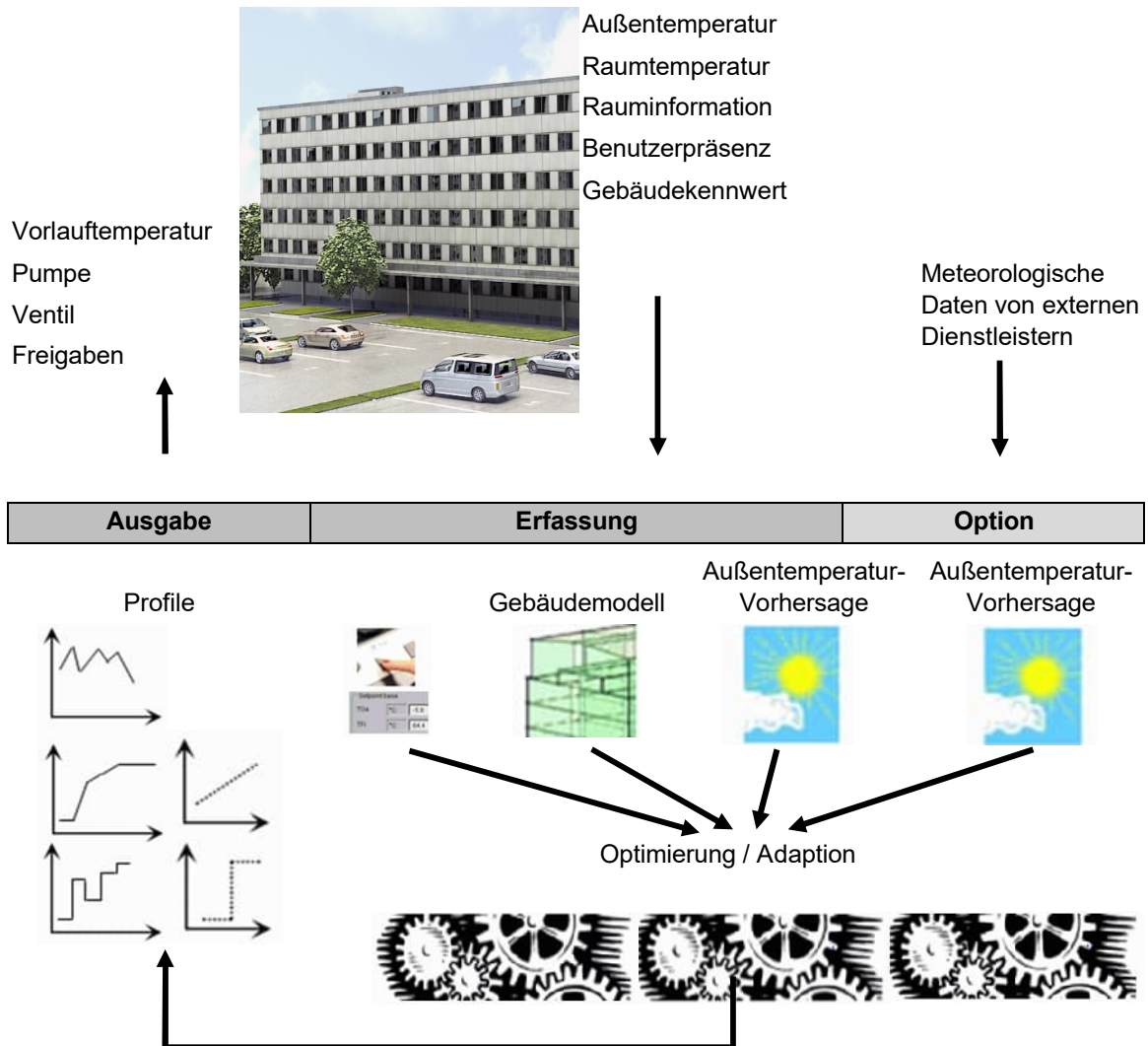


Fig. 3-12 Vereinfachte Darstellung der Wirkungsweise der prädiktiven Heizungsregelung

Die Funktionsweise basiert auf einem einzigen dynamischen Modell für das Gebäude und das Wärmeabgabesystem.

Periodisch alle 15 Minuten wird mit Hilfe dieses dynamischen Modells und der Außentemperaturvorhersagen eine Optimierungsrechnung durchgeführt. Damit werden der optimale zukünftige Verlauf der Vorlauftemperatur und der dazugehörige zukünftige Verlauf der Raumtemperatur bestimmt. Ziel dieser Berechnungen ist es, mit möglichst wenig Energiezufuhr die richtige Raumtemperatur für die nächsten 64 Stunden zu erreichen. Diese Zeitspanne wurde bewusst so gewählt, damit mögliche Wochenendaussenkungen berücksichtigt werden können.

Elemente des prädiktiven und adaptiven Heizungsreglers

- Außentemperaturvorhersage
- Die Außentemperaturvorhersage kann entweder vom Baustein selbst aufgrund der vergangenen Außentemperaturmessungen erfolgen
- oder die Vorhersage wird aus externen Quellen dem Baustein zugeführt.
- Adaption der Heizkurve
- Adaption der Gebäudemodellparameter
- Modellbasierte Optimierung von Energieverbrauch und Komfort
- Schnellaufheizung und Ausschaltoptimierung
- Erteilung der Heizfreigabe

3.6.4. Erstellen der Außentemperaturvorhersage

Es wird eine Außentemperaturvorhersage auf Basis der in der Vergangenheit gemessenen Außentemperaturen erstellt. Dazu wird von der Persistenzprognose ausgegangen. Das bedeutet, es wird mit der Annahme gearbeitet, dass der gemessene Verlauf der letzten 24 Stunden sich in den nächsten 24 Stunden wiederholt. Zu Beginn der Vorhersage wird aber eine Korrektur mit dem aktuell gemessenen Außentemperaturwert vorgenommen.

3.6.5. Bestimmen der Vorlauftemperatur

Ein Beispiel eines Optimierungsergebnisses ist in der Abbildung unten dargestellt. Der Optimierungshorizont (Länge der Vorhersage) beträgt 64 Stunden. Vom optimierten Vorlauftemperaturprofil wird das erste Element (Vorlauftemperatur für ersten Zeitschritt) verwendet als Vorlauftemperatur-Sollwert. Die Optimierung wird alle 15 Minuten wiederholt.

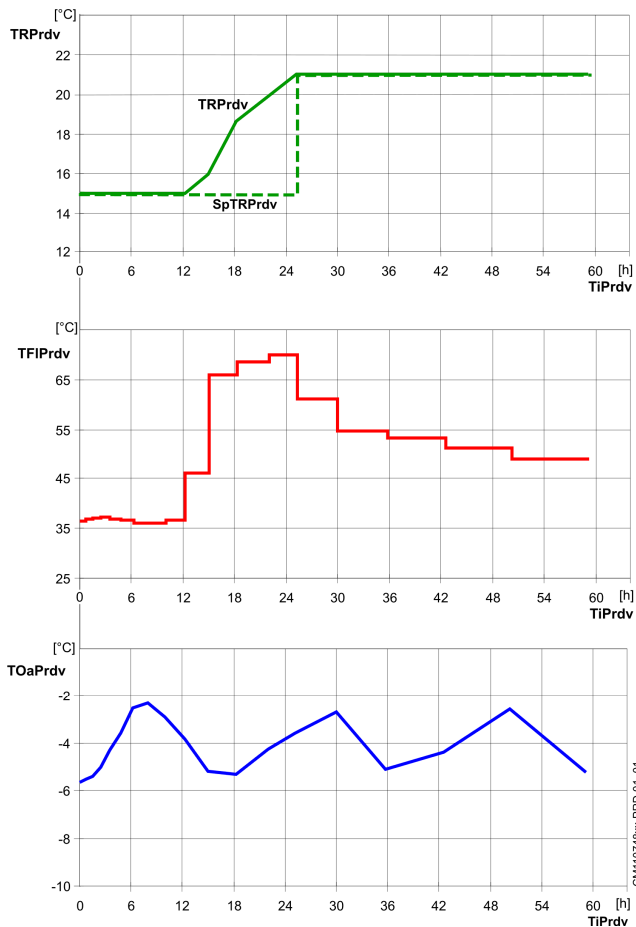


Fig. 3-13 Beispiel eines Optimierungsergebnisses der prädiktiven Heizungsregelung

SpTRPrdv	Prädiktiver Raumtemperatursollwert	TOaPrdv	Prädiktive Außentemperatur
TFIPrdv	Prädiktiver Vorlauftemperatursollwert	TRPrdv	Prädiktive Raumtemperatur
TiPrdv	Prädiktive Zeitpunkte		

Die Funktion ermittelt auch die Freigabe der Wärmeverteilung. Unterschreitet der zukünftige Raumtemperaturwert den entsprechenden zukünftigen Raumtemperatur-Sollwert wesentlich, wird die Wärmeverteilung freigegeben.

3.6.6. Anforderungen an den Referenzraum

Aus den Anforderungen des Raumes und seiner Nutzer resultieren die gültige Raumbetriebsart und der zugehörige Raumtemperatur-Sollwert.

Wichtig für den Betrieb des Heizkreises ist der Referenzraum. Der Referenzraum ist derjenige Raum, in dem die Raumtemperatur gemessen wird, die vom prädiktiven Heizungsregler verwendet wird. Der Referenzraum ist ohne Thermostatventile oder sonstige Raumtemperaturregelgeräte und -funktionen auszurüsten.

Die Anforderungen des Raumes und seiner Nutzung werden durch folgende Elemente berücksichtigt:

- Zeitschaltprogramm
- Raumtemperatur
- Benutzervorgabe Raumtemperaturkorrektur (optional)
- Präsenzmelder (optional)
- Fensterkontakt (optional)
- Handschalter Raumbetriebsart (optional)
- Manuelle Raumbetriebsart (optional)
- Raumtemperatursollwerte Heizen (für die unterstützten Raumbetriebsarten)
- Außentemperatur

3.6.7. Visualisierung und Bedienung

Für die prädiktive Heizungsregelung stehen getestete Funktionsbausteine zur Verfügung, die durch vordefinierte Anlagenbilder visualisiert werden (z.B. Desigo-System). Dies garantiert eine hochwertige Qualität und eine einfache Bedienung dieser Systeme.

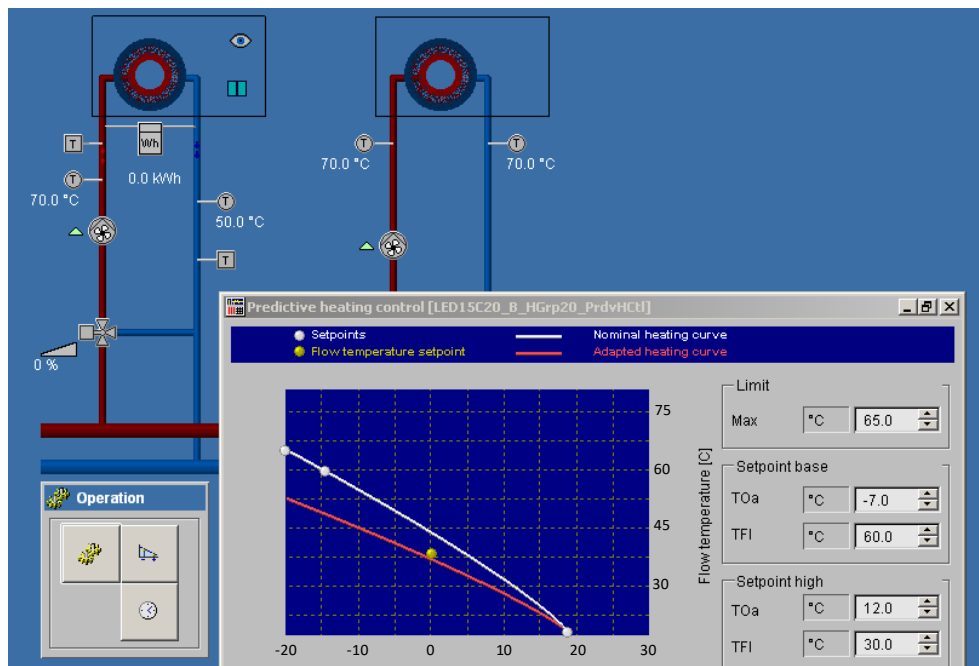


Fig. 3-14 Übersicht Anlagenbild mit Einstellungsfenster (Siemens Desigo)

3.6.8. Hinweise

- Die Funktion „Prädiktive Regelung“ kann auch „nur“ als adaptive Heizkennlinie eingesetzt werden. Die prädiktive Regelung wird in Verbindung mit einer Heizkreisregelung zur Ansteuerung der Pumpe und eines Regelventils eingesetzt. Als optionale Elemente können Präsenzmelder oder Fensterkontakte im Raum verwendet werden.
- Eine Raumtemperaturmessung wird dringend empfohlen. Wird der prädiktive Heizungsregler ohne Raumtemperaturerfassung betrieben, ergeben sich ein höherer Aufwand für die Einstellungen sowie ein tendenziell höherer Energieverbrauch. Die Raumtemperaturerfassung sollte wie bei den Alternativfunktionen auch im Raum mit dem größten Wärmebedarf erfolgen. Störungen der Messung müssen verhindert werden.
- Die Adaption der dynamischen Gebäudemodell-Parameterwerte kann nur dann korrekt erfolgen, wenn auch Absenkenphasen oder Phasen mit unterschiedlichen Raumtemperatur-Sollwerten vorliegen.
- Die Gebäudemodellparameter müssen korrekt konfiguriert werden. Insbesondere ist dies wichtig, wenn die Funktion ohne Raumtemperaturfühler betrieben wird.

3.7. Frostschutzfunktionen

3.7.1. Anlagenfrostschutz

Dank dieser Funktion ist die Anlage – auch bei abgeschalteter Heizung (Protection = Betriebsbereitschaft) – vor Einfrieren geschützt. Diese Funktion ist sehr oft zweistufig.

Sinkt in Anlagen mit Außentemperaturfühler die aktuelle Außentemperatur unter z.B. $+1\text{ °C}$, so schaltet die Umwälzpumpe intermittierend ein (z.B. alle 6 Stunden während 10 Minuten) und der Regler regelt auf eine minimale Vorlauftemperatur. Sinkt die Außentemperatur weiter ab auf z.B. -5 °C , wird die Umwälzpumpe dauernd eingeschaltet. Steigt die Außentemperatur wieder um eine Schalthdifferenz (z.B. 1 K) über den eingestellten Grenzwert, dann schaltet die aktive Frostschutzstufe wieder aus.

In Anlagen ohne Außentemperaturfühler wird - sofern der Regler einen Kessel- oder Vorlauftemperaturfühler erfordert - diese Temperatur mit entsprechenden Schaltgrenzen (z.B. Vorlauftemperatur = 10 °C resp. 5 °C) zum Einschalten der Umwälzpumpe (intermittierend resp. dauernd ein) herangezogen.

3.7.2. Raum- oder Gebäude-Frostschutz

Der Gebäudefrostschutz schützt die Räume vor zu tiefen Temperaturen. Er wirkt in allen Betriebsarten als Raumtemperatur-Minimalbegrenzung und ist mit und ohne Raumgerät möglich. Bedingung dazu ist, dass die Heizkennlinie korrekt eingestellt ist.

Fällt z.B. im Ferienbetrieb in Heizungsregelungen mit Raumgerät die Raumtemperatur unter die eingestellte Frostschutztemperatur, so schaltet die Heizung ein, und es wird auf den Einstellwert geregelt (z.B. Raumtemperatur 5 °C).

In Regelungen ohne Raumgerät schaltet der Regler basierend auf der gedämpften Außentemperatur (z.B. $< 5\text{ °C}$) die Heizung ein.

3.8. Kaminfeger-Funktion

Für die Kaminfegermessungen werden vorübergehend folgende Funktionen bewirkt:

- Die Kesselminimaltemperatur wird z.B. auf 64 °C und die Maximalbegrenzung z.B. auf 89 °C gesetzt.
- Die Vorlauftemperatur wird z.B. auf 44 °C geregelt, falls keine Wärmeanforderung besteht.
- Die Umwälzpumpe wird eingeschaltet.

Die Kaminfegerfunktion endet in der Regel eine Stunde nach Betätigung der betreffenden Betriebsartenwahltaste oder nach Schließen des Gehäusedeckels des Kesselsteuer- und Regelgerätes.

3.9. TABS

3.9.1. Einleitung

Stetig wachsende Anforderungen an das Raumklima, aber auch das gestiegene Bewusstsein für den sparsamen Umgang mit der Energie, erfordern neue zukunftsorientierte Gebäude-Konzepte. Eine innovative Technologie, die diesen Ansprüchen gerecht wird, sind thermoaktive Bauteilsysteme, genannt TABS.

Mit dem Begriff thermoaktive Bauteilsysteme (TABS) werden großflächige, bauteilintegrierte oder aufgesetzte Wärme- und Kälteabgabesysteme bezeichnet. Solche Systeme nutzen die Gebäudemasse, meist Geschossböden und -decken, zur thermischen Klimatisierung des Gebäudes. Die Raumheizung und Raumkühlung erfolgt damit entweder alleine durch TABS oder durch TABS, ergänzt mit Zusatzsystemen. Diese Technik zur thermischen Klimatisierung von Räumen stellt höchste Anforderungen an Steuerung und Regelung.

Zur Erhöhung der Energieeffizienz werden die thermisch aktivierten Bauteile (d.h. üblicherweise die Gebäudestruktur) gezielt in das Energiemanagement einbezogen. Durch die Aktivierung thermisch großer Massen wird die Wärme- und Kälteabgabe jedoch träge. Dies muss bei der Regelung und Steuerung sowie auch bei der Planung von TABS mitberücksichtigt werden. Eine Anpassung erfolgt dynamisch über den gesamten Tages- und Nachtzyklus.

3.9.2. Heizen und Kühlen mit in der Betondecke verlegten Rohren

In den meisten TABS Anwendungen dienen die Geschosstrenndecken aus Beton als Wärme- und Kälteabgabesystems des Gebäudes. Man spricht in diesem Fall von Betonkerntemperierung. Dazu werden in die Deckenschalung Rohrregister in die Betondecke eingelegt und vergossen.



Fig. 3-15 Eingelegte Rohrleitungen zur Temperierung der unverkleideten Geschosssdecke (Quelle tabs)

Das Rohrsystem bildet einen geschlossenen Wasserkreislauf, über den die Betonspeichermasse beheizt oder gekühlt wird.

Geringe Systemtemperaturdifferenz

Der große Vorteil der Betonkerntemperierung ist, dass man aufgrund der großen wärmeübertragenden Fläche bereits mit einer sehr kleinen Temperaturdifferenz zwischen Decken- und Raumtemperatur effektiv Heizen oder Kühlen kann. Beim Heizen beträgt die Vorlauftemperatur maximal 27° C bis 29° C. Die typischen Wärmeleistungsdichten betragen 25 bis 30 W/m². Durch die geringe Temperaturdifferenz stellt sich der gewünschte Selbstregelungseffekt ein.

Das heißt: Sobald sich die mittlere Raumtemperatur und die Deckentemperatur (Wassertemperatur) soweit angeglichen haben, dass keine Temperaturdifferenz mehr besteht, wird auch keine Wärme mehr übertragen. Dadurch wird eine unerwünschte Überheizung einzelner Räume in der TABS Zone verringert. Der Selbstregelungseffekt stellt sich bei Vorlauftemperaturen bis ca. 30° C ein.

Hohes Speichervermögen

Das hohe Speichervermögen ermöglicht eine zeitversetzte Betriebsweise der Anlage. Eine individuelle Raumtemperaturregelung innerhalb der TABS Zone ist nur über Zusatzsysteme möglich.

Heiz- und Kühlenergieerzeuger

Durch die raumtemperaturnahen Vorlauftemperaturen können zum Heizen z.B. Wärmepumpen effizient eingesetzt werden. Zum Kühlen eignen sich Umweltenergien wie freie Kühlung, Rückkühlung oder Grundwasserkühlung.

Integrale Planung des Gesamtsystems

- Durch Gebäude mit TABS wird ein hoher Raumkomfort ermöglicht.
- Erreichbar wird dies erst mit der Kombination sorgfältig aufeinander abgestimmter Maßnahmen mit folgenden Grundelementen:
 - Sehr guter Wärme- und Sonnenschutz
 - Ausreichende thermische Gebäudespeicherkapazität
 - Luftdichte Gebäudehülle mit Grundlüftung und hygienisch notwendigem Luftwechsel
 - Wärmerückgewinnung.

Für die durchgehende Energieeffizienz des Gesamtsystems ist eine integrale Planung von hoher Bedeutung. Das heißt, dass alle Beteiligten (Gebäudebesitzer, Architekt, Fachplaner) auf ein TABS Gebäude hin arbeiten und das Ganze optimieren und nicht einzelne Teile.

Vorteile

- Sowohl die Wärmeabgabe (heizen) als auch die Wärmeaufnahme (kühlen) erfolgen über die thermisch aktivierten Bauteile mit ihren großen Übertragungsflächen.
- Niedrige Systemtemperaturdifferenzen (dank großen Übertragungsflächen)
- Effiziente Nutzung von natürlichen Energiequellen
- Zeitverschobene Wärmeabgabe und Wärmeaufnahme
- Nutzung von kühler Außenluft in der Nacht im Sommer
- Betrieb von Wärmepumpen in Zeitabschnitten mit niedrigen Stromtarifen
- Energieeffiziente Wärme- und Kälteerzeugung mit Selbstregeleffekt für die Raumtemperatur
- Niedrige Erstellungs- und Unterhaltskosten

Einschränkungen

- Beachtung der zusätzlichen thermischen Trägheit
Bei Decken-/Bodenaufbauten wie z.B. Hohlboden, abgehängten Decken oder isolierendem Schallschutz muss die zusätzliche thermische Trägheit beachtet werden.
- Keine beliebige Anforderung an den thermischen Komfort.
Eine gewisse Raumtemperaturschwankung während des Tages muss toleriert werden.
- Anspruchsvolle Planung
Die Abschätzung der Wärmelasten bei der Planung ist wichtig.

3.9.3. Regelungselemente (TABS control)

Die Applikation TABS Control ist für jegliche Art der Bauteilaktivierung anwendbar, z.B. für die aufgelisteten Gebäude wie:

- Bürogebäude
- Fertigungs- bzw. Montagehallen
- Empfangsräume, Schalter- und Bankhallen
- Lagerhallen
- Wohnungsbau

Die Applikation ist sowohl für Neubauten als auch für bestehende TABS Gebäude anwendbar.

Zonenregelung (Energieerzeugung und -verteilung)

Eine spezielle Regelung und Steuerung für TABS ist für die Zonenregelung (Energieerzeugung und -verteilung) nötig. Diese kann aber wie bei anderen Wärme- und Kälteabgabesystemen gehandhabt werden.

Die Zonenregelung hat die Aufgabe, die Wärme und Kälte innerhalb einer TABS Zone bedarfsabhängig zu verteilen. In der Regel werden mehrere Räume von der gleichen Vorlaufleitung versorgt, d.h. die Räume werden zu Zonen zusammengefasst.

Die Applikation TABS Control regelt witterungsgeführt die Vorlauftemperatur einer Zone mit Hilfe zweier stetiger Ventile und einer Pumpe. Die TABS Control Applikation ist in vier Module gegliedert:

- Raumtemperaturregelung für die Komfortsteigerung (1)
- Heizkurve und Kühlkurve (inklusive Heizgrenze, Kühlgrenze) für die Bestimmung der Vorlauftemperatur (2)
- Taktbetrieb für die Steigerung der gesamten Energieeffizienz (3)
- Sequenzregelung (4)

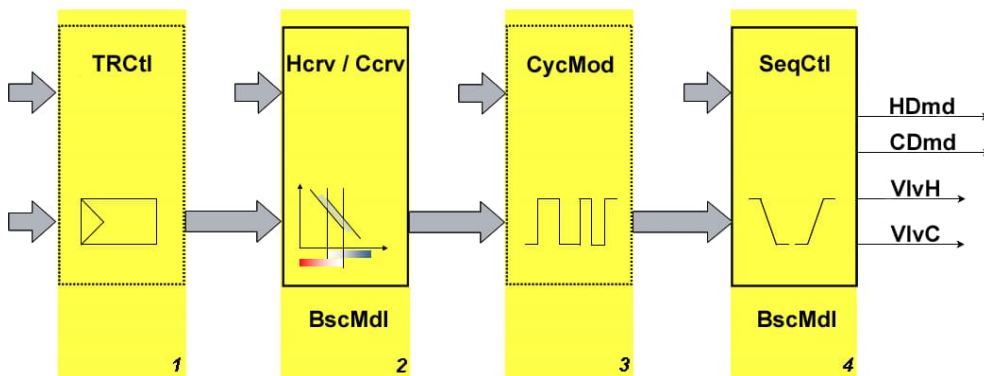


Fig. 3-16 Modularer Aufbau der Applikation TABS Control

BscMdl	Basismodul	HDmd	Wärmebedarf
Ccrv	Kühlkurve	SeqCtl	Sequenzregelung
CDmd	Kältebedarf	TRCtl	Raumtemperaturregelung
CycMod	Taktbetrieb	VlvC	Kühlventil
Hcrv	Heizkurve	VlvH	Heizventil

Basismodule

Für die Zonenregelung werden mindestens die Basismodule Heizkurve und Kühlkurve (2) sowie die Sequenzregelung (4) benötigt.

Zusatzmodule

Zur Komfortsteigerung kann optional das Raumtemperatur-Regelungsmodul (1) eingesetzt werden. Um den elektrischen Energieverbrauch der Zonenpumpe zu reduzieren und den Betonkern umwelt-schonend bzw. kostengünstig zu temperieren, kann optional das Taktbetriebsmodul (3) eingesetzt werden.

Die wichtigsten Funktionen werden nachfolgend genauer erklärt.

Modul „Heizkurve und Kühlkurve“

Das Modul „Heizkurve / Kühlkurve“ dient zur Regelung der Vorlauftemperatur in einem Wasserkreis.

Vorteile:

- Hoher Raumkomfort
- Vollautomatische Umschaltung zwischen Heizen und Kühlen
- Erlaubt/unterbindet den generellen Heiz- bzw. Kühlbetrieb in Abhängigkeit der Außentemperatur
- Zeitgesteuerte Schiebung der Vorlauftemperatursollwerte (z.B. für Wochenendbetrieb)

Die Heiz- und Kühlkurven basieren auf der mittleren Außentemperatur der letzten 24 Stunden (gleitendes Zeitfenster). In Abhängigkeit dieser mittleren Außentemperatur wird durch die Heizkurve und die Kühlkurve festgelegt, welche Vorlauftemperatursollwerte nötig sind, um den gewünschten Raumkomfort in Abhängigkeit der Außentemperatur sicherzustellen.

Die nominalen Heiz- und Kühlkurven gelten für die nominalen Raumtemperatursollwerte für Heizen und Kühlen. Sind die gewünschten Raumtemperatursollwerte ungleich den nominalen Raumtemperatursollwerten, so werden die Heiz- und Kühlkurve entsprechend geschoben.

Die zeitgesteuerte Schiebung der Heizkurve und der Kühlkurve sollte dann eingesetzt werden, wenn die Räume der Zone an im Voraus bekannten Tagen stark andere Wärmegewinne aufweisen. Typischerweise wird diese Schiebefunktion genutzt, um die am Wochenende oder während Ferienzeit fehlenden Wärmegewinne infolge von Nichtbelegung zu kompensieren. Die Heiz- und Kühlkurve werden dafür während dieser Zeitabschnitte hinaufgeschoben.

In Abhängigkeit der mittleren Außentemperatur werden die Heizgrenze und die Kühlgrenze festgelegt und damit Heizbetrieb und Kühlbetrieb freigegeben. Um bessere Komfortbedingungen zu erzielen, stellt dieses Modul auch optional eine Sommer-/Winterkompensation zur Verfügung.

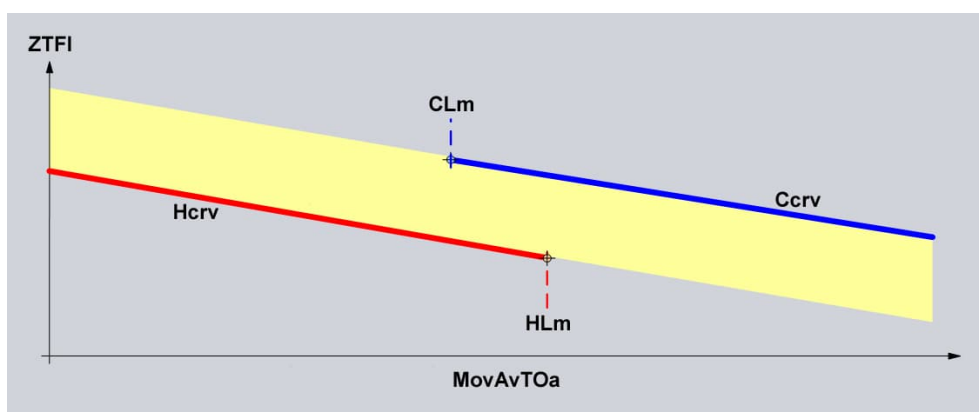


Fig. 3-17 Heizkurve und Kühlkurve sowie Heizgrenze und Kühlgrenze

Ccrv	Kühlkurve	HLm	Heizgrenze
CLm	Kühlgrenze	MovAvTOa	Gleitender Mittelwert Außentemperatur
Hcrv	Heizkurve	ZTFI	Zonenvorlauftemperatur

Hinweis: Wie hier dargestellt kann die Kühlgrenze auch tiefer liegen als die Heizgrenze.

Modul „Sequenzregelung“

Das Modul „Sequenzregelung“ dient zur Ventil- und Pumpenansteuerung des Heiz- und Kühl-Mischkreises.

Vorteile:

- Bedarfsabhängiges Umschalten zwischen Heiz- und Kühlbetrieb
- Kein gleichzeitiges Heizen und Kühlen
- Unterstützt die Spülfunktion für den energieeffizienten Taktbetrieb

Die Sequenzregelung ist geeignet für eine Topologie der Hydraulik, bei der die Zone über separate Heiz- und Kühlventile Warm- oder Kaltwasser beziehen und die Vorlauftemperatur regeln kann.

Die Regelung der Vorlauftemperatur in das vorgegebene Vorlauftemperatur-Sollwertband erfolgt mit einem Sequenzregler mit zwei Sequenz-Elementen (ähnlich einer Zulufttemperaturregelung bei Lüftungsanlagen).

Der Spülbetrieb wirkt auf die Zonenpumpe und die Ventile ein: Die Zonenpumpe wird eingeschaltet und die Ventile geschlossen, damit eine Zirkulation des Heiz-/Kühlmediums innerhalb der Zone möglich wird.

Der Spülbetrieb wird benötigt, um nach einer Ausschaltphase die Betonkerntemperatur zu erfassen und die nächste Heiz- bzw. Kühlaktion zu bestimmen.

Modul „Raumtemperaturregelung“

Vorteile:

- Hoher Raumkomfort
- Raumtemperatursollwert-Korrektur für die Heiz- und Kühlkurven für zusätzlichen Komfort
- Kein Überheizen bzw. Unterkühlen
- Separate Ein-/Ausschaltung der Raumtemperaturregelung für Heizen und Kühlen

Wird eine TABS Raumtemperaturregelung gewünscht, so kann dieses optionale Modul aktiviert werden.

Infolge der großen thermischen Trägheit von TABS wirken sich Änderungen des Raumtemperatursollwertes nur stark verzögert aus. Typischerweise sind nur Tag-zu-Tag Korrekturen möglich. Mit einer, oder mehreren repräsentativen Raumtemperaturmessungen in der Zone wird der gewünschte Komfort eingehalten, ohne dass ein Überheizen oder Unterkühlen erfolgt.

Hinweis:

Die Raumtemperaturregelung darf nur eingesetzt werden, wenn kein Zusatzsystem die Raumtemperaturregelung übernimmt.

Ist beispielsweise ein Heizzusatzsystem vorhanden, welches die Raumtemperatur regelt, so muss die TABS Raumtemperaturregelung für Heizen ausgeschaltet werden. Kühlen ist mit der Raumtemperaturregelung jedoch trotzdem möglich.

Modul „Taktbetrieb“ (Energieeffizienz)

Gebäude mit TABS bieten grundsätzlich die Möglichkeit zur energieeffizienten Betriebsführung. Bei den geprüften DESIGO Applikationen steht diese Energieeffizienz im Zentrum. Die Applikation TABS Control mit ihren patentierten Verfahren wie dem Modul „Taktbetrieb“ ermöglicht es, TABS Gebäude noch energiesparender zu bewirtschaften.

Vorteile:

- Großes Potential für Stromeinsparungen der Zonenpumpen:
bis zu 60% Stromeinsparung sind realistisch
- Effizientes Nutzen von natürlichen Energiequellen und kostengünstigen Energien

Im Heizfall kann die Zonenpumpenlaufzeit stark reduziert werden, wenn der Betonkern mit einer leicht erhöhten Vorlauftemperatur im Taktbetrieb geladen wird (analoges gilt im Kühlfall).

Der elektrische Verbrauch der Zonenpumpe kann um bis zu 60% reduziert werden.

Neben der Reduktion der Pumpenenergie kann der Taktbetrieb auch dazu dienen, Einschaltphasen so zu "platzieren", dass eine energieeffiziente oder kostengünstige Wärmeproduktion (oder Kälteproduktion) ermöglicht wird:

Beispielsweise:

- Durch eine freie Rückkühlung während der Nacht.
- Durch einen Wärmepumpenbetrieb im günstigen Nachttarif.

Weitere Funktionen / Module

- Modular aufgebaute Standard-Bibliothekapplikation inklusive Grafiken für die Anlagenbedienung mit DESIGO-Systemen für den Betrieb eines TABS Gebäudes.
- Regelung eines TABS Gebäudes in diversen Anlagenausprägungen.
- Störabschaltung für maximale Anlagen- und Personensicherheit.
- Datenaufzeichnung und Überwachung der Kälte- und Wärmeverbraucher sowie der Raumdaten.

3.9.4. Visualisierung und Bedienung

Für die TABS-Applikation stehen vorbereitete und getestete Funktionsbausteine zur Verfügung, die durch vordefinierte Anlagenbilder visualisiert werden (z.B. Desigo-System). Dies garantiert eine hochwertige Qualität und eine einfache Bedienung dieser Systeme.

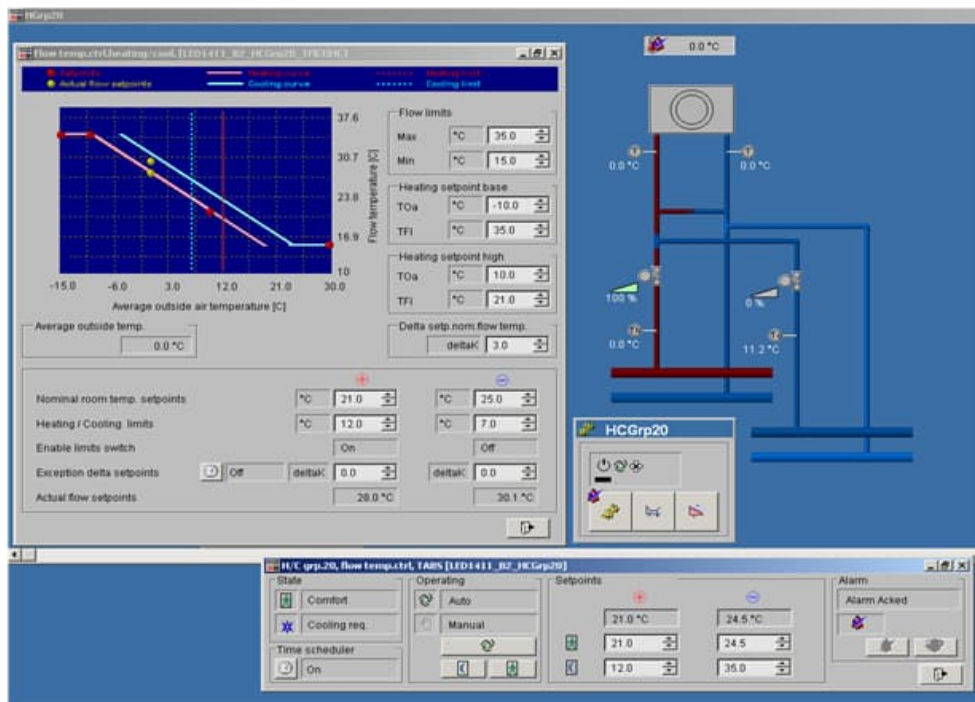


Fig. 3-18 Übersichtsgrafik mit der Primäranlage und Details für den optimalen Betrieb der Anlage (Siemens Desigo).

4 Exkurs: Pumpen

Der Regler steuert die Umwälzpumpe bedarfsabhängig, d.h. sie ist nur dann eingeschaltet, wenn geheizt werden soll oder wenn der Frostschutz angesprochen hat. Die Umwälzpumpen in einem hydraulischen System können jedoch auch auf verschiedene andere Arten geregelt werden.

Um die verschiedenen Regelungsarten zu verstehen, wird hier ein allgemeines Kapitel über Pumpen eingeschoben.

4.1. Anlagen- und Pumpenkennlinien, Betriebspunkt

Die Anlage- und die Pumpenkennlinie dienen zur Bestimmung des Betriebspunkts der Pumpe.

Der richtige Betriebspunkt ist zentral, um ein energieoptimales und regeltechnisch stabiles System zu erreichen.

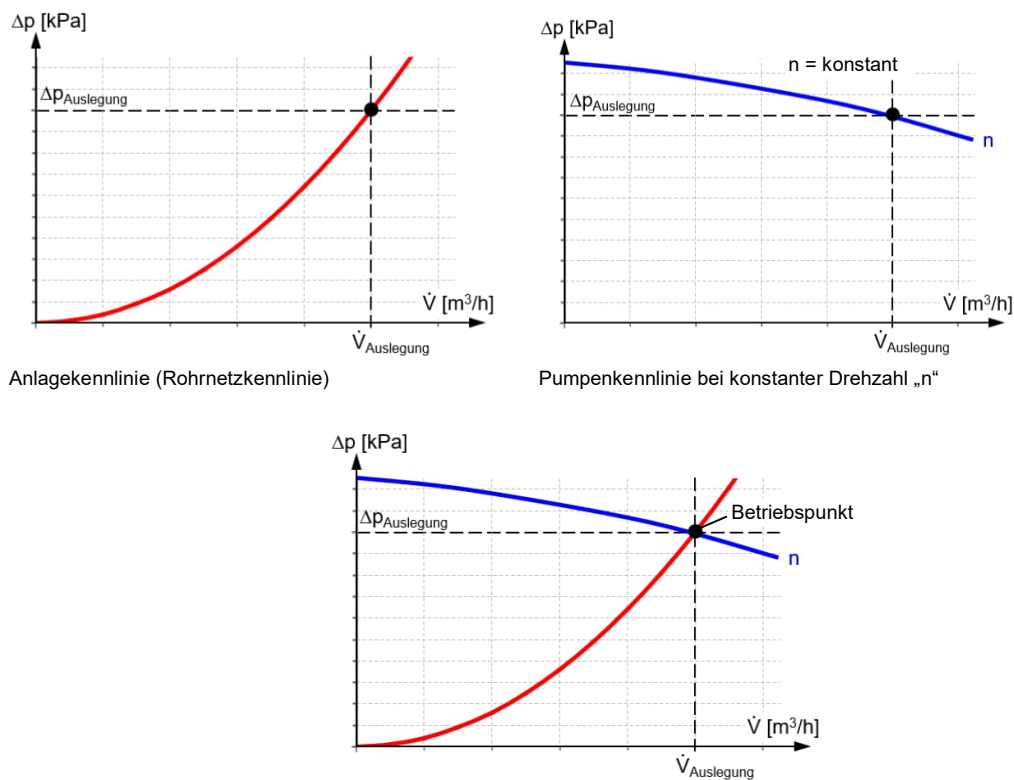


Fig. 4-1 Anlage- und Pumpenkennlinie und gemeinsamer Betriebspunkt

4.1.1. Die Anlagenkennlinie (Rohrnetzkenlinie)

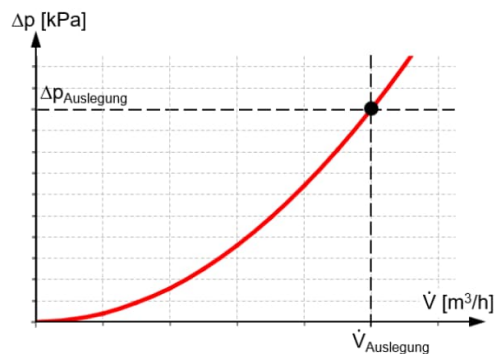


Fig. 4-2 Anlagenkennlinie

Die Anlagenkennlinie stellt den Druckverlust (Widerstand) Δp des gesamten Rohrnetzes dar.

Der Widerstand ist unter anderem abhängig von folgenden Parametern:

- Temperatur
- Strömungsgeschwindigkeit
- Volumendurchfluss
- Reibung
- örtliche Situation (Rohrqualität, Bögen, Nennweite, Rohrlängen, ...)
- Einbauten wie Wärmezähler, Abgleichdrosseln, ...
- Medium (Glykol, Viskosität)

Hydraulische Widerstände in einer Heiz-/Kühl (HK)-Anlage

Sämtliche Teile in einer HK-Anlage erzeugen einen Druckabfall und somit einen hydraulischen Widerstand. Wir müssen daher zwingend die Anlageelemente mit hohem Differenzdruck kennen.

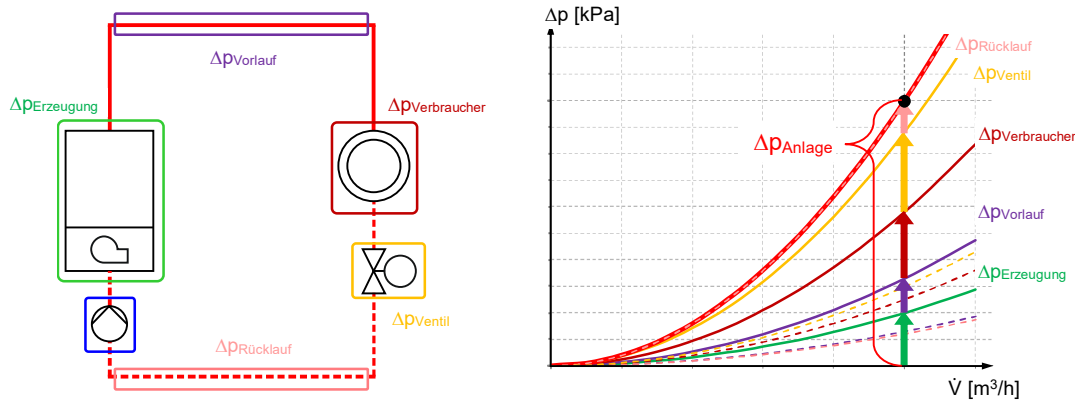


Fig. 4-3 HLK-Anlage mit eingezeichneten hydraulischen Widerständen über allen Anlageteilen

Widerstand Δp der einzelnen Komponenten addiert

Im hier gezeigten Beispiel sind das die Widerstände:

- Wärmeerzeuger (oder Kälteerzeuger)
- Rohre
- Ventile
- Verbraucher

Mögliche Werte der Anlageelemente

Kessel:	$\Delta p_{\text{Erzeugung}}$	= 10...50 kPa
Rohre (50...200 l/h):	$\Delta p_{\text{Leitung}}$	= 40...130 Pa/m
Verbraucher:	$\Delta p_{\text{Verbraucher}}$	= 2...200 kPa

Die Anlageelemente in diesem Beispiel sind in Reihe geschaltet.

Proportionalitätsgesetz

In hydraulischen Systemen in HLK-Anlagen gilt das 2. Proportionalitätsgesetz:

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} \right)^2$$

Der Widerstand verändert sich im Quadrat zum Volumenstrom im Netz.

Die Anlageelemente können für eine gegebene Anlage vereinfacht als eine Konstante „C“ betrachtet werden. Somit können wir mit der folgenden Formel die Anlagenkennlinie bestimmen:

$$\text{Differenzdruck } \Delta p = C \cdot \dot{V}^2$$

4.1.2. Die Pumpenkennlinie

Bestimmung des Pumpendrucks

Der Förderdruck über der Pumpe soll gleich groß sein wie die Summe aller anderen Teilwiderstände in der Anlage

$$\Delta p_{\text{Pumpe}} = \Delta p_{\text{Erzeugung}} + \Delta p_{\text{Vorlauf}} + \Delta p_{\text{Verbraucher}} + \Delta p_{\text{Ventil}} + \Delta p_{\text{Rücklauf}}$$

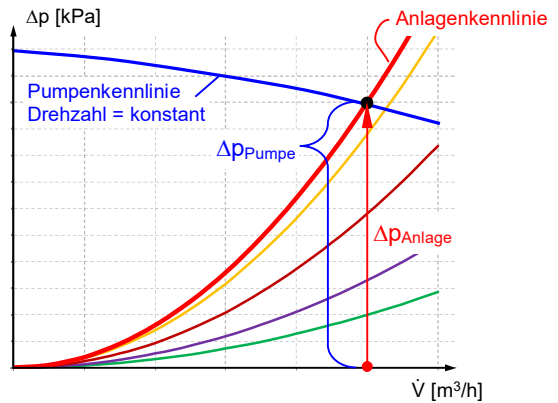
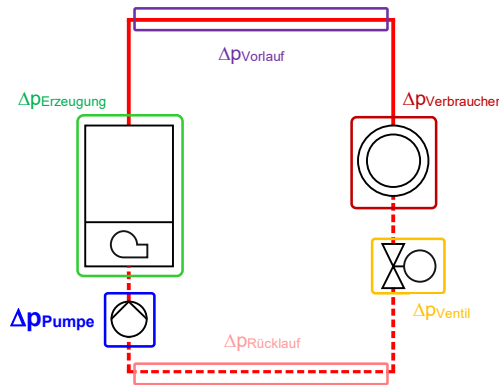


Fig. 4-4 HLK-Anlage mit hydraulischen Widerständen

$$\Delta p_{\text{Pumpe}} = \Delta p_{\text{Anlage}}$$

- Der Gesamtwiderstand entspricht der Summe aller Teilwiderstände in der Anlage (ohne Pumpe).
- Die Pumpe muss den gleich großen Druck aufbauen um diesen Gesamtwiderstand zu überwinden.
- Der Pumpendruck entspricht der Förderhöhe der Pumpe.

$$\Rightarrow \Delta p_{\text{Gesamt}} = \Delta p_{\text{Pumpe}} \triangleq \text{Förderhöhe in mWS (Meter Wasser-Säule)}$$

Gegenseitige Abhängigkeit von Förderstrom und Druckdifferenz über der Pumpe

Die Druckerhöhung, die in der Pumpe erzeugt wird und der Förderstrom, der durch die Pumpe fließt, sind voneinander abhängig. Die Pumpenkennlinie zeigt diese Abhängigkeit.

Je nach Drehzahl der Pumpe gilt eine andere Kennlinie.

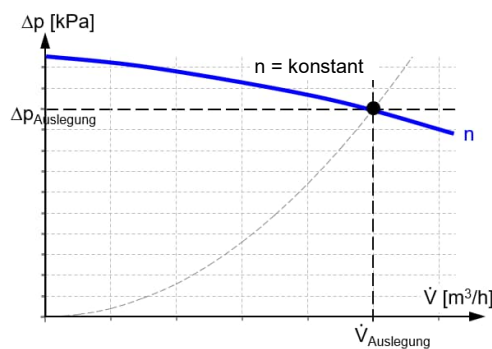
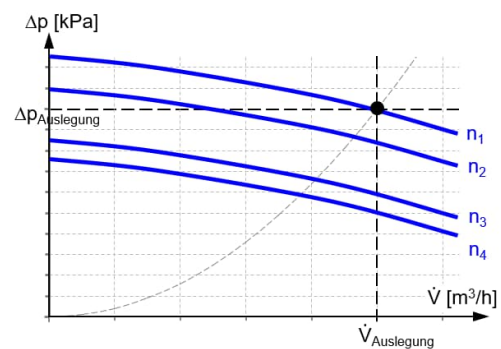


Fig. 4-5 Pumpenkennlinie bei konstanter Drehzahl n



... und bei unterschiedlichen Drehzahlen ($n_1 \dots n_3$)

4.1.3. Der Betriebspunkt der Pumpe

Der Betriebspunkt wird charakterisiert durch:

$$\frac{\dot{V}_{\text{Anlage}}}{\Delta p_{\text{Anlage}}} = \frac{\dot{V}_{\text{Pumpe}}}{\Delta p_{\text{Pumpe}}}$$

Das heißt, dort wo sich die Pumpenkennlinie und die Anlagenkennlinie schneiden, befindet sich der Betriebspunkt (z.B. im Auslegungszustand).

Forderung:

$$\dot{V}_{\text{Anlage}} = \dot{V}_{\text{Pumpe}} \quad \text{und somit auch} \quad \Delta p_{\text{Anlage}} = \Delta p_{\text{Pumpe}}$$

Die Förderhöhe der Pumpe ist im Betriebspunkt genau gleich groß wie der durch die Anlage erzeugte Widerstand beim geförderten Volumenstrom.

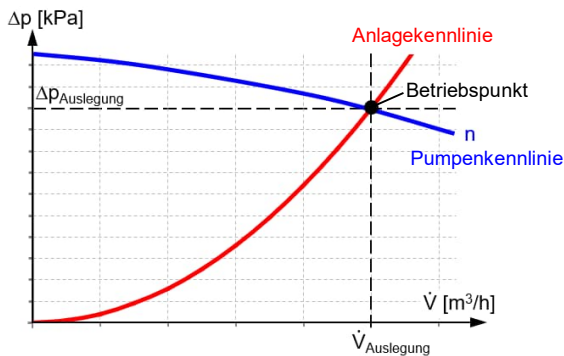


Fig. 4-6 Betriebspunkt

Mit der Veränderung des geförderten Volumenstroms verändert sich auch der Betriebspunkt ($\Delta p = C \cdot \dot{V}^2$).

Es ist wichtig, das Zusammenspiel zwischen Pumpenkennlinie und Anlagekennlinie zu verstehen, um den Betriebspunkt optimal auszulegen.

Wenn die Bedingung

$$\frac{\dot{V}_{\text{Anlage}}}{\Delta p_{\text{Anlage}}} = \frac{\dot{V}_{\text{Pumpe}}}{\Delta p_{\text{Pumpe}}}$$

nicht eingehalten wird, kann das unerwünschte Folgen haben.

Folgen eines nicht optimal ausgelegten Betriebspunkts

Volumendurchfluss zu hoch:

- Pumpe liefert zu viel
- Zu große Wärme- oder Kälteleistung
- Zu hohe/tiefe Raumtemperatur

Volumendurchfluss zu klein:

- Förderhöhe kleiner als der von der Anlage benötigte Differenzdruck
- Zu kleine Wärme- oder Kälteleistung
- Zu tiefe/hohe Raumtemperatur

Förderhöhe

Wie bereits erwähnt, entspricht der Differenzdruck der Pumpe der Förderhöhe im Auslegefall:

$$\Delta p_{\text{Pumpe}} \triangleq \text{Förderhöhe in mWS (Meter Wasser-Säule)}$$

Ist die Förderhöhe der Pumpe größer als der von der Anlage benötigte Differenzdruck, wird eine entsprechend dimensionierte Abgleichdrossel eingebaut.

4.2. Der Betrieb von Pumpen

Damit die Pumpe in einer Anlage nicht unnötig viel Wasser fördert, werden sehr oft elektronisch drehzahlgeregelte Pumpen eingesetzt (direkt geregelt oder mit Frequenzumrichter). Sie passen die geförderte Wassermenge dem Lastverhalten der Anlage an, in dem sie den Differenzdruck regeln. Dabei kommen zwei Arten der Differenzdruckregelung zum Einsatz:

- Regelung auf konstanten Förderdruck der Pumpe
- Regelung auf einen konstanten Förderdruck über dem Endpunkt der Anlage (oder näherungsweise auf proportionalen Förderdruck der Pumpe)

Im Folgenden wird deshalb das Verhalten von ungeregelten und geregelten Pumpen erläutert.

4.2.1. Der Betrieb von ungeregelten Pumpen

Damit die Leistung $\dot{Q}$ am Verbraucher reduziert werden kann, beginnt das Ventil zu schließen und verringert so den Volumenstrom $\dot{V}$ durch den Verbraucher. Die ungeregelte Pumpe arbeitet bei konstanter Drehzahl „ n_1 “ und reagiert auf diesen reduzierten Volumenstrom. Der Betriebspunkt verschiebt sich entlang der Pumpenkennlinie nach links und die Pumpe erhöht dabei den Förderdruck (resp. die Förderhöhe). Gleichzeitig nehmen jedoch die Teilwiderstände im Leitungsnetz bei reduziertem Volumenstrom stark ab (vgl. 4.1; 2. Proportionalitätsgesetz). Als Folge muss die Differenz zwischen dem erhöhten Förderdruck der Pumpe und dem reduzierten Anlagewiderstand durch das Regelventil abgebaut werden.

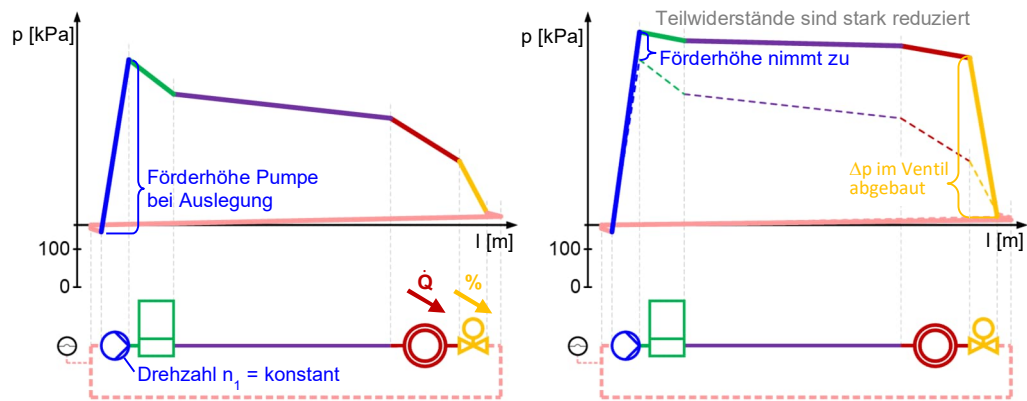


Fig. 4-7 Anlagesituation bei Auslegung

Anlagesituation bei 50 % Teillast

Die Grafiken unten illustrieren die Veränderung des Betriebspunktes bei Teillast 50 % und die damit verbundene Änderung der Leistungsaufnahme der Pumpe.

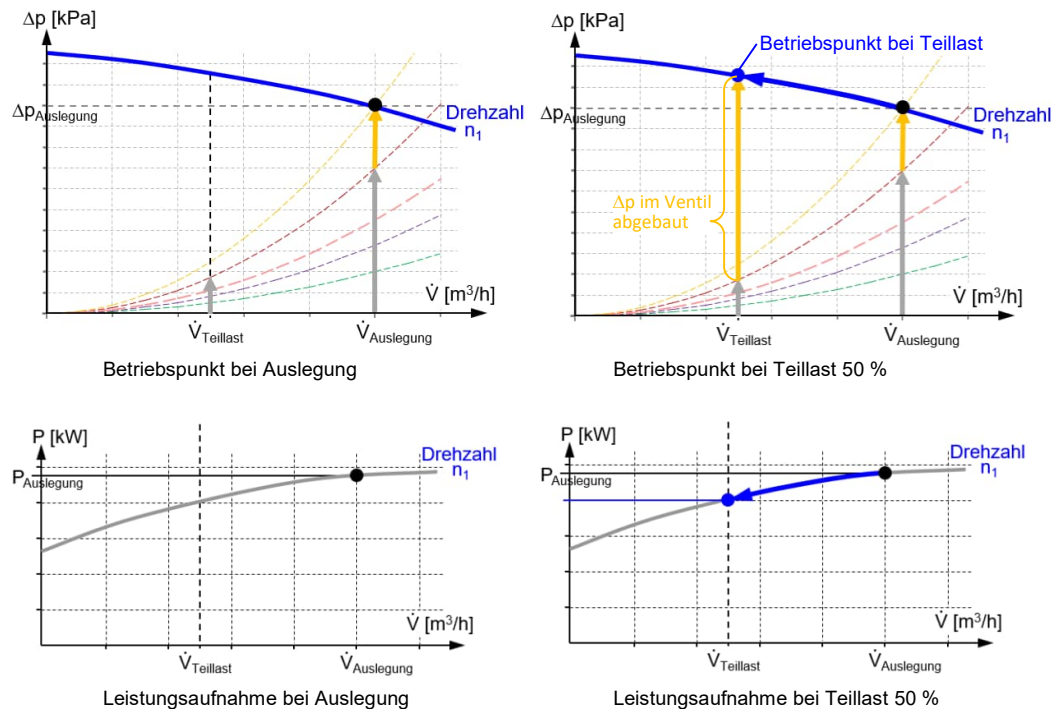


Fig. 4-8 Betriebspunkte und Leistungsaufnahmen bei Vollast und Teillast – ungeregelter Betrieb

4.2.2. Der Betrieb von geregelten Pumpen

Konstanter Förderdruck der Pumpe

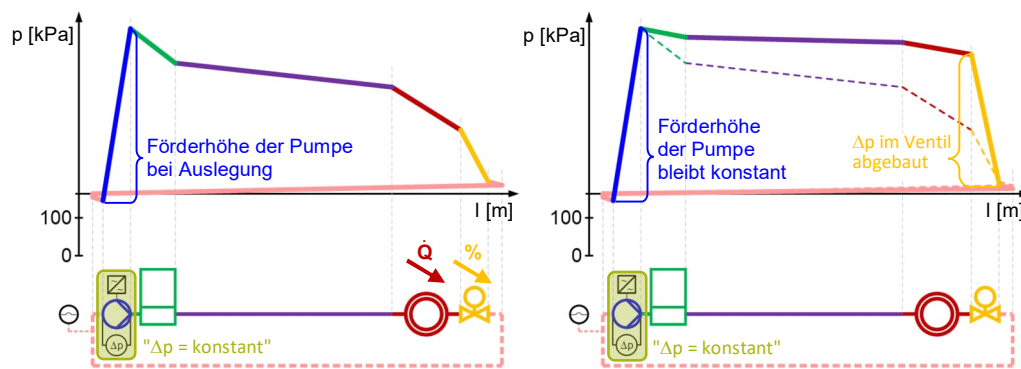


Fig. 4-9 Anlagesituation bei Auslegung

Anlagesituation bei 50 % Teillast

Der Förderdruck bei der Pumpe wird bei Teillast konstant gehalten. Dies wird entweder elektronisch direkt in der Pumpe geregelt oder mit Hilfe einer Druckregelung und eines Frequenzumrichters bei der Pumpe erreicht.

⇒ Der Betriebspunkt folgt der konstant gehaltenen Drucklinie horizontal nach links.

Die Grafiken unten illustrieren die Veränderung des Betriebspunktes bei Teillast 50% und die damit verbundene Änderung der Leistungsaufnahme der Pumpe.

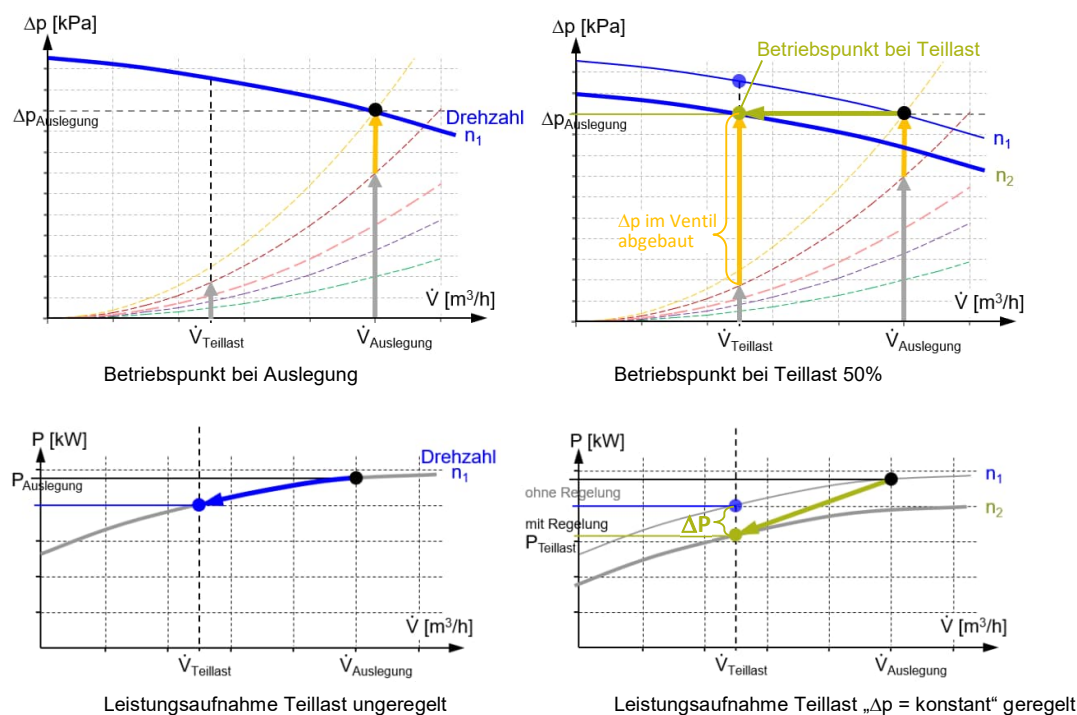


Fig. 4-10 Betriebspunkte und Leistungsaufnahmen bei Vollast und Teillast – konstant geregelter Betrieb

Konstanter Differenzdruck über dem Endpunkt der Anlage

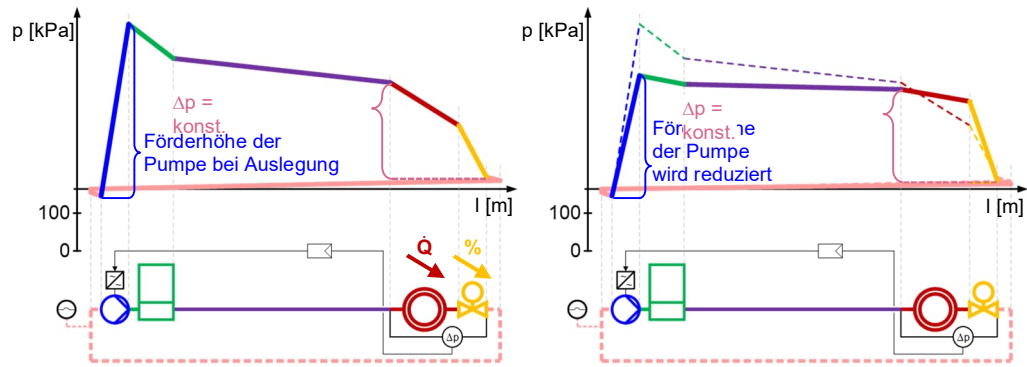


Fig. 4-11 Anlagesituation bei Auslegung

Anlagesituation bei 50 % Teillast

Der Differenzdruck über dem Endpunkt der Anlage wird konstant gehalten. Dies kann auf zwei Arten erreicht werden:

- Mit Hilfe einer Druckmessung über dem Endpunkt, verbunden mit einer Druckregelung und einem Frequenzumrichter bei der Pumpe.
- Näherungsweise mit einer elektronischen Regelung direkt in der Pumpe („ Δp proportional“-Regelung), z.B. auf $\frac{1}{2}$ Förderhöhe.

⇒ Der Betriebspunkt folgt einer Regelkennlinie, die auf $\Delta p = \text{konstant}$ bei annähernd $\dot{V} = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ zielt.

Die Grafiken unten illustrieren die Veränderung des Betriebspunktes bei Teillast 50% und die damit verbundene Änderung der Leistungsaufnahme der Pumpe.

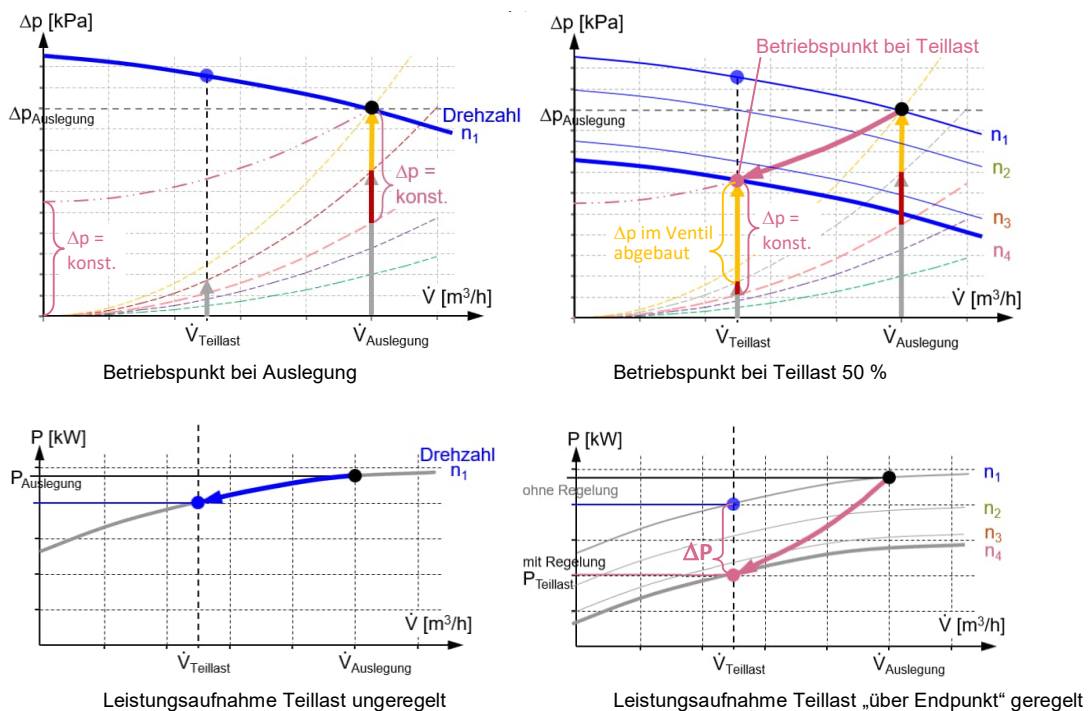


Fig. 4-12 Betriebspunkte und Leistungsaufnahmen bei Vollast und Teillast – konstant geregelter Betrieb

Durch den reduzierten Förderstrom reduziert sich der Widerstand in der Anlage. Die Regelung über dem Endpunkt stellt sicher, dass dort der notwendige Differenzdruck immer gewährleistet ist.

Der Energieverbrauch der geregelten Pumpe mit dem Messpunkt über dem Endpunkt der Anlage ist, im Vergleich zur geregelten Pumpe mit dem Messpunkt über der Pumpe, nochmals kleiner.

Energieeinsparungen durch geregelte Pumpen

Geregelte Pumpen sind bei Systemen mit variablem Volumenstrom sinnvoll.

Die Wahl der Regelungsart ist abhängig von der örtlichen Situation, den Investitionen und anderen Faktoren.

Wie die folgende Grafik zeigt, nehmen geregelte Pumpen weniger Leistung auf. So können Energie und Kosten gespart werden. Eine über dem Endpunkt der Anlage geregelte Druckdifferenz ist effizienter als ein konstant geregelter Förderdruck bei der Pumpe.

Die nachfolgende Grafik zeigt mögliche Einsparungen anhand eines Pumpendatenblattes.

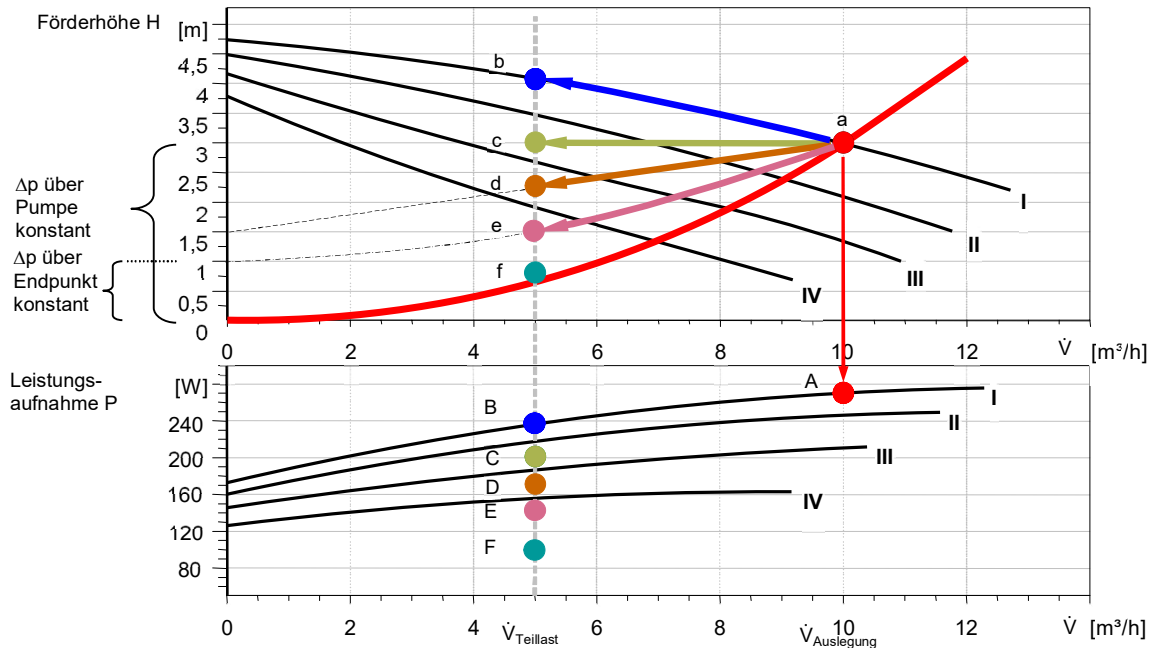


Fig. 4-13 Betriebspunkte und Leistungen im Vergleich

- a: Betriebspunkt, Auslegung
- b: Betriebspunkt, Teillast, ungeregelt
- c: Betriebspunkt, Teillast, Δp = konstant geregelt über Pumpe
- d: Betriebspunkt, Teillast, „ Δp = proportional“ in elektronisch geregelter Pumpe
- e: Betriebspunkt, Teillast, Δp = konstant geregelt über Endpunkt der Anlage
- f: Betriebspunkt, Teillast, Δp = bedarfsgeführt nach Verbrauchern, z.B. Ventilpositionen
- A: Leistungsaufnahme, Auslegung
- B: Leistungsaufnahme, Teillast, ungeregelt
- C: Leistungsaufnahme, Teillast, Δp = konstant geregelt über Pumpe
- D: Leistungsaufnahme, Teillast, „ Δp = proportional“ in elektronisch geregelter Pumpe
- E: Leistungsaufnahme, Teillast, Δp = konstant geregelt über Endpunkt der Anlage
- F: Leistungsaufnahme, Teillast, Δp = bedarfsgeführt nach Verbrauchern, z.B. Ventilpositionen

Drehzahlregelung nach Ventilposition der Verbraucher

Eine weitere Möglichkeit, die Pumpendrehzahl den Gegebenheiten in einer Anlage anzupassen, ist die Drehzahlregelung auf Grund der Ventilposition der Verbraucher.

Diese Art der Drehzahlregelung ist dann sinnvoll, wenn die aktuellen Stellpositionen der einzelnen Verbraucherventile in einem Gebäudeautomations-System erfasst und ausgewertet werden können. Das Gebäudeautomations-System kann dann den notwendigen Sollwert für die Drehzahlregelung vorgeben. So kann sichergestellt werden, dass das Ventil mit dem größten Bedarf immer möglichst weit geöffnet ist (z.B. 90 %).

Mit diesem System sind noch kleinere Druckdifferenzen über dem Endpunkt der Anlage möglich. Die Leistungsaufnahme der Pumpe wird nochmals verringert zu Punkt F und kommt damit oft erheblich unter Punkt E zu liegen.

4.2.3. Pumpen-Nachlauf

Schließt der Regler das Stellgerät bzw. schaltet er den Brenner aus, so lässt der Regler die Pumpe noch z.B. 5 Minuten weiterlaufen. Der Pumpen-Nachlauf schützt dadurch den Kessel bzw. den Wärmetauscher vor Überhitzung durch Wärmestau.

4.2.4. Periodischer Pumpenlauf

Diese Funktion schützt die ausgeschaltete Pumpe vor Festsitzen, indem der Regler die Pumpe z.B. alle 150 Stunden für 30 Sekunden in Betrieb nimmt (Pumpen-Kick).

5 Erzeugung: Regeln und Steuern eines Heizkessels

5.1. Einleitung

Von Heizkessel-Herstellern werden verschiedene Grenzwerte vorgeschrieben, damit die Heizkessel sicher funktionieren und keinen Schaden nehmen. Die Grenzwerte sind abhängig vom jeweiligen Kesseltyp sowie dessen Brennstoff. Folgende Kriterien werden häufig vom Hersteller vorgegeben:

- Maximal zulässige Heizkessel-Betriebstemperatur (Kesselwassertemperatur)
- Minimal zulässige Heizkessel-Betriebstemperatur (Kesselwassertemperatur)
- Minimal zulässige Eintrittstemperatur in den Kessel (Kesselrücklauftemperatur)
- Minimal zulässige Wasserdurchflussmenge durch Heizkessel
- Maximal zulässige Laständerungen (Brennerlaufzeiten)

Beim Brennwertkessel wird eine möglichst tiefe Rücklauftemperatur angestrebt, damit der im Abgas enthaltene Wasserdampf kondensiert und die so freiwerdende Kondensationswärme effizient genutzt werden kann. Die Taupunkttemperatur bei Öl-Brennwertkesseln liegt bei ca. 47 °C und bei Gas-Brennwertkesseln befindet sie sich bei ca. 57 °C. Folgende maximalen Rücklauftemperaturen sollen deshalb nicht überschritten werden:

- Maximale Rücklauftemperatur Öl-Brennwertkessel: 40 °C
- Maximale Rücklauftemperatur Gas-Brennwertkessel: 50 °C

Umso tiefer die Rücklauftemperatur ist, desto höher ist der Wirkungsgrad.

Weiter sollen die Kesselverluste tief gehalten werden, damit der Kesselwirkungsgrad höher ist. Die Kesselverluste sind abhängig vom Abgas- und Strahlungsverlust. Diese wiederum sind umso höher, je höher die Heizkessel-Betriebstemperatur ist. Natürlich wirken noch einige weitere Faktoren, doch die Kesselwassertemperatur ist der maßgebende Einfluss.

Der Kesselwirkungsgrad wiederum hat Einfluss auf den Nutzungsgrad. Der Nutzungsgrad ist im Gegensatz zum Kesselwirkungsgrad keine Momentaufnahme, sondern ein über einen bestimmten Zeitraum ermittelten Wert. Nebst dem Kesselwirkungsgrad hat vor allem die Brennerauslastung Einfluss auf den Normnutzungsgrad. Die Brennerauslastung entspricht dem Verhältnis der Brennerlaufzeit zur gesamten Betriebszeit des Heizkessels. Die Brennerauslastung sollte möglichst hoch sein, damit der Nutzungsgrad höher ist.

Regelmäßige und große Laständerungen haben Auswirkungen auf den Kessel. Wenn ständig hohe Lastdifferenzen, wie sie zum Beispiel beim Anfahren oder bei der parallelen Warmwasseraufbereitung vorkommen, auftreten und somit die Wärmeleistung des Brenners ständig schwankt, fängt der Brenner an zu Takten. Dies kann zu Spannungen beim Brenner führen. Deshalb muss die maximal zulässige Laständerung im Kontext mit den Brennerlaufzeiten beachtet werden.

Die energiepolitischen Anforderungen wollen heute auf Seite Wärmeabgabe möglichst tiefe Systemtemperaturen. Tiefe Systemtemperaturen haben wiederum Auswirkungen auf die Größe des Wärmeabgabesystems. Es muss ein Mittelweg gesucht werden.

Damit die Gesamtanlage energieeffizient funktioniert, sollten sämtliche Anforderungen seitens Heizkessel-Hersteller mit den Anforderungen seitens Wärmeabgabe in Übereinstimmung gebracht werden. Um ein optimales Gesamtkonzept entstehen zu lassen, muss das hydraulische Konzept den gestellten Anforderungen gerecht werden und es müssen die korrekten Regelungen eingesetzt werden. Nachfolgend werden verschiedene grundsätzliche Lösungsmöglichkeiten aufgezeigt.

5.2. Regelung der Kesselwassertemperatur

5.2.1. Einleitung

Als Einstieg wird die Regelung der Kesselwassertemperatur betrachtet. Man findet diese Art der Temperaturregelung noch häufig in alten und bestehenden Anlagen. Sie wird allerdings gegenwärtig nur noch selten benutzt.

Diese Regelung wurde vor allem eingesetzt, wenn ein Konstanttemperaturkessel verwendet wurde. Dabei betrieb man den Kessel mit konstant hoher Systemtemperatur von 70 °C bis 90 °C. Man wollte damit eine Kondensation des Wasserdampfes in den Abgasen verhindern. Deshalb musste man eine minimale Rücklaufftemperatur gewährleisten. Durch die hohen Systemtemperaturen waren die Abgas- und Strahlungs- bzw. Wärmeverluste ebenfalls sehr hoch. Dies führte zu einem schlechten Kesselwirkungsgrad.

Um trotzdem bedingt auf die Änderungen der Außenbedingungen zu reagieren, wurde teilweise ein 2-stufiger Brenner verwendet. Somit konnte bei tieferen Außentemperaturen die benötigte Wärmeleistung mit der Brennerstufe 2 abgedeckt werden. Bei höheren Außentemperaturen konnte mit der Brennerstufe 1 die Grundlast abgedeckt werden.

5.2.2. Thermostat-Regelung (Zweipunkt-Regelung)

Eine häufig angewendete und einfache Lösung zur Regelung der Kesselwassertemperatur ist die Thermostat-Regelung.

5.2.2.1. Kesselthermostate

Bei der Thermostat-Regelung werden verschiedene Kesselthermostaten eingesetzt.

- Regelthermostat
- Sicherheitstempurbegrenzer
- Evtl. Sicherheitstempurwächter

Diese Thermostaten sind meistens eigensicher gebaut, was bedeutet, dass sie im Falle eines Defekts (z.B. Bruch der Fühlerleitung) den Kessel bzw. die Anlage ausschalten.

Regelthermostat

Der Regelthermostat ist eine Kombination von einem Zweipunktregler mit Sollwertgeber und einem Fühler in einem Bauteil. Der Zweipunktregler vergleicht dabei den am Fühler gemessenen Istwert mit dem vom Sollwertgeber vorgegebenen Sollwert. Bei Abweichung gibt der Regelthermostat ein Signal heraus.

Sicherheitstempurwächter

Der Sicherheitstempurwächter (STW) schaltet die Anlage aus, sobald die Kesselwassertemperatur einen gewissen Grenzwert überschreitet. Wird dieser Grenzwert wieder unterschritten, schaltet die Anlage automatisch wieder ein.

Sicherheitstempurbegrenzer

Der Sicherheitstempurbegrenzer (STB) schaltet die Anlage bei zu hoher Kesselwassertemperatur aus. Dabei verriegelt sich der Begrenzer, sodass er nur manuell wieder entriegelt werden kann. Somit muss jemand die Situation vor Ort überprüfen.

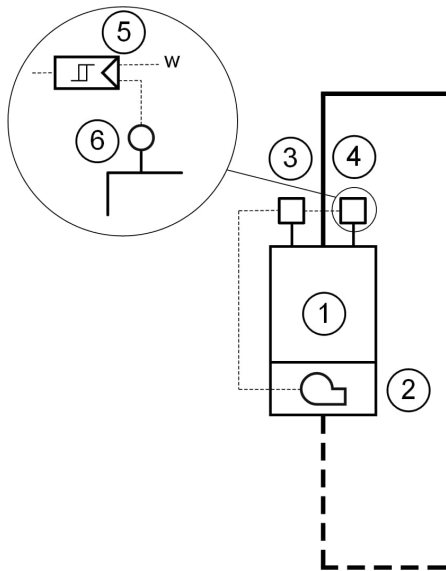


Fig. 5-1 Heizkessel mit Regelthermostat und Sicherheitstemperaturbegrenzer

1	Heizkessel	2	Brenner
3	Sicherheitstemperaturbegrenzer	4	Regelthermostat
5	Zweipunkt-Regler mit Sollwertgeber	6	Fühler

5.2.2.2. Funktion

Bei einer Thermostat-Regelung schaltet der Regelthermostat den Brenner unterhalb einer gewissen Kesselwassertemperatur ein (x_u) und schaltet diesen beim Überschreiten des oberen Schaltpunktes (x_o) wieder aus. Bei den Regelthermostaten wird die Ausschalttemperatur meist so geeicht, dass sie der Sollwerttemperatur entspricht ($x_o = w$). Die Differenz zwischen der Ein- und Ausschalttemperatur bezeichnet man als Schaltdifferenz X_{SD} . Die Schaltdifferenz wird vom Hersteller vorgegeben oder bei elektronischen Reglern kann sie eingestellt werden. Folglich schaltet der Brenner also bei der um die Schaltdifferenz verminderten Sollwerttemperatur ein.

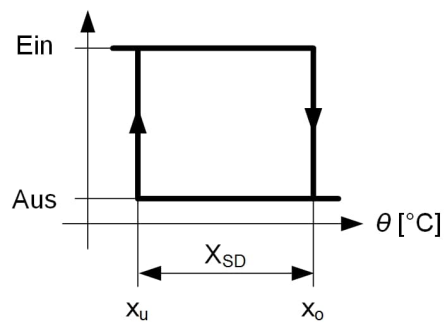


Fig. 5-2 Kennlinie eines Regelthermostaten

Daraus ergibt sich dann über eine gewisse Zeitdauer folgendes dynamisches Verhalten:

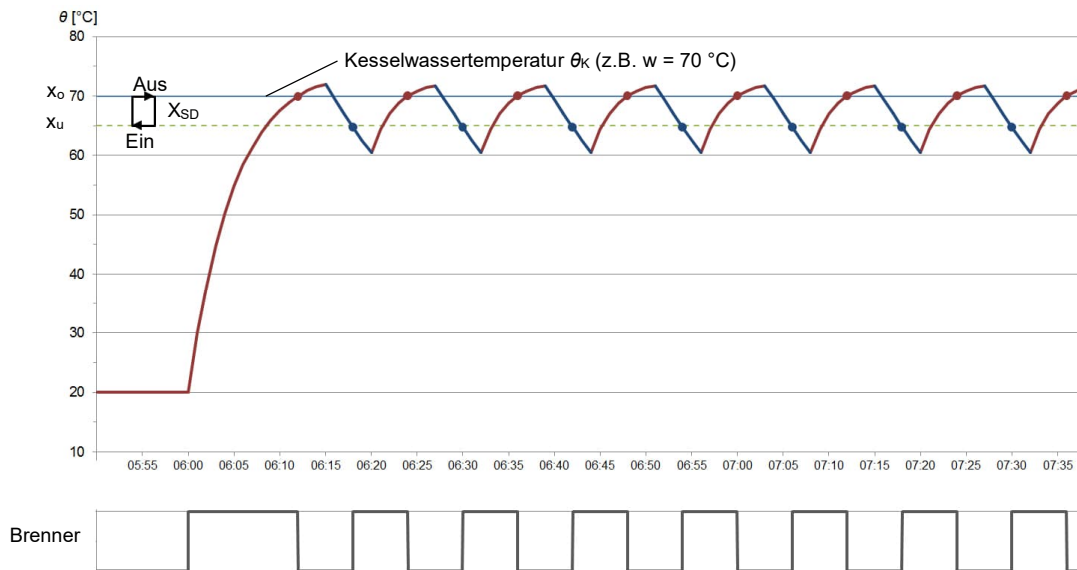


Fig. 5-3 Verlauf der Kesselwassertemperatur bei einer Thermostat-Regelung

x_{SD} Schaltdifferenz (statisch)
 x_o Ausschalttemperatur Brenner (Sollwert Kesseltemperatur)
 x_u Einschalttemperatur Brenner

5.2.2.3. Min. Kesselrücklauftemperatur

Damit der Kessel die geforderte Wärmeleistung abgeben kann und dabei die minimale Rücklauf-temperatur nicht unterschritten wird, muss der Kesseltemperatursollwert mindestens um die der aktuellen Last entsprechenden Temperaturdifferenz höher liegen als die minimale Kesselrücklauf-temperatur. Um das ständige Ein- und Ausschalten des Brenners zu vermeiden, ist der Kessel-temperatursollwert zusätzlich um ca. die halbe Schaltdifferenz des Regelthermostats höher zu wählen. Damit können längere Brennerlaufzeiten erreicht werden.

Beispiel:

Minimal zulässige Kesselrücklauftemperatur = 60°C
 Temperaturdifferenz zwischen Kesselein- und austritt = 10 K
 Schaltdifferenz des Kesselreglers = 8 K
 Sollwert Kesseltemperatur = $60^\circ\text{C} + 10\text{ K} + 4\text{ K} = 74^\circ\text{C}$

5.2.2.4. Einschaltverhältnis ε (Epsilon)

Durch die Arbeitsweise des Zweipunkt-Reglers wird an das Heizungssystem bzw. an das Systemmedium (Kesselwasser) impulsweise die volle Leistung abgegeben. Die Impulsdauer ist abhängig von der gleichzeitig bezogenen Wärmeleistung. Das bedeutet, je mehr warmes Kesselwasser benötigt wird, umso länger bleibt der Brenner eingeschaltet. Der Quotient, gebildet aus Impulsdauer t_e und Zyklusdauer t_z , wird als Einschaltverhältnis ε bezeichnet.

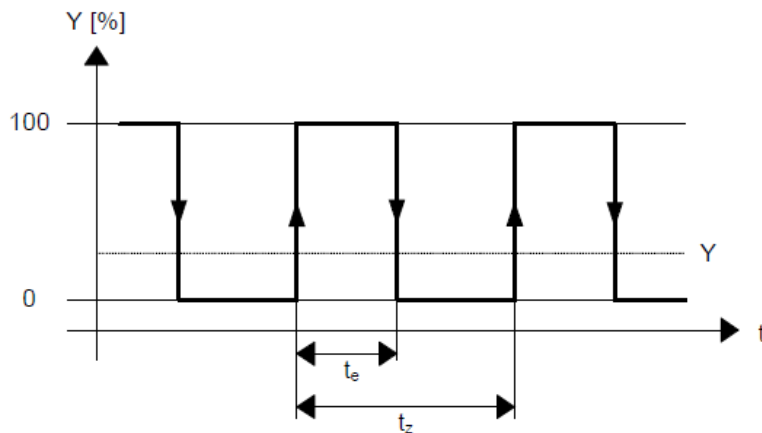


Fig. 5-4 Zeitverlauf Ein- und Ausschaltung Brenner

$$\varepsilon = \frac{t_e}{t_z}$$

Die aus dem Schaltzyklus resultierende theoretische bzw. mittlere Stellgröße Y beträgt in Einheiten der Stellgröße:

$$Y = Y_h \cdot \varepsilon$$

und die der Anlage zugeführte mittlere Leistung:

$$\Phi = \Phi_{\max} \cdot \varepsilon$$

5.2.2.5. Dynamische Schaltdifferenz X_σ (x Sigma)

Jeder Zweipunkt-Regler verfügt über eine einstellbare oder vom Hersteller vorgegebene Schaltdifferenz X_{SD} . Diese Schaltdifferenz wird auch als statische Schaltdifferenz bezeichnet. Im geschlossenen Regelkreis wird die Regelgröße durch Über- oder Unterschwingen in jedem Fall größere Schwankungen aufweisen als diese statische Schaltdifferenz. Die effektiven Schwankungen werden als dynamische Schaltdifferenz X_σ bezeichnet.

Die dynamische Schwankungsbreite X_σ ist abhängig von der Regelstrecke (T_i und T bzw. T_u und T_g) und von der statischen Schaltdifferenz X_{SD} des Reglers.

Nachfolgendes Diagramm zeigt die Zusammenhänge der verschiedenen Größen. Es gilt für den Zweipunktregler (ohne Rückführung) und für den häufigen Betriebsfall von 50 % Last.

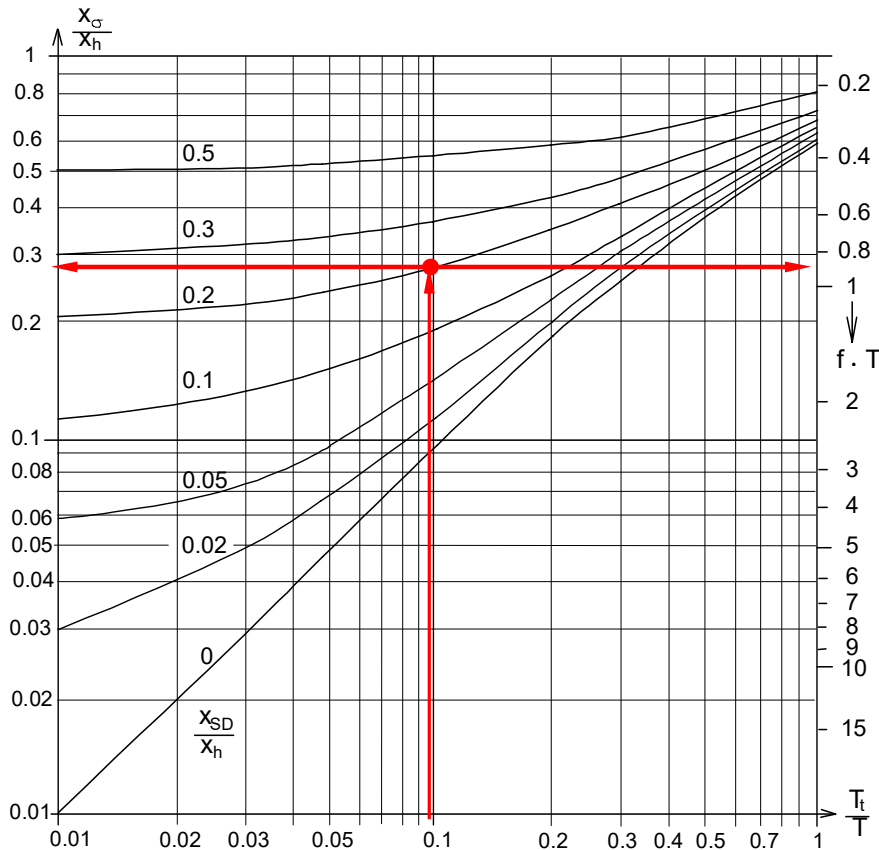


Fig. 5-5 Diagramm zu Schaltdifferenzen und Taktverhalten eines Kessels mit Zweipunktregler

Beispiel für $T = 10 \text{ min} \Rightarrow S = \frac{T_t}{T} = 0.1$

Aus Diagramm (siehe oben):

$$\frac{X_\sigma}{X_h} = 0.28 \Rightarrow \text{Schwankungsbreite } X_\sigma = X_h \cdot \frac{X_\sigma}{X_h} = 25 \text{ K} \cdot 0.28 = 7 \text{ K}$$

Folglich wird die Kesselwassertemperatur bei dieser Anlage um die dynamische Schaltdifferenz X_σ von 7 K schwanken und nicht nur um die statische Schaltdifferenz X_{SD} von 5 K.

Aus Diagramm (siehe oben):

$$f \cdot T = 0.85 \Rightarrow \text{Zyklusdauer } t_z = \frac{T}{f \cdot T} = \frac{10 \text{ min}}{0.85} = 11.8 \text{ min}$$

Dies bedeutet, dass der Brenner mit diesen Bedingungen ungefähr alle 12 Minuten einschaltet.

5.2.3. Schalten von mehreren Brennerstufen

5.2.3.1. Schalten mit Kesselthermostaten

Wenn zum Beispiel aufgrund der Witterung (vor allem in den Übergangszeiten) nicht konstant hohe Wärmeleistungen gefordert werden, können mittels der Stufenschaltung die Brennerlaufzeiten verlängert und somit der Nutzungsgrad verbessert werden.

Wie bereits erwähnt, wurde diese Regelung häufig in Verbindung mit einem Konstanttemperaturkessel verwendet. Da man bei diesem Kesseltyp eine Abgaskondensation verhindern wollte, durfte die minimale Rücklauftemperatur in keiner Betriebssituation unterschritten werden. Dies muss bei der Definition des Sollwertes je Stufe und dem hydraulischen Konzept berücksichtigt werden.

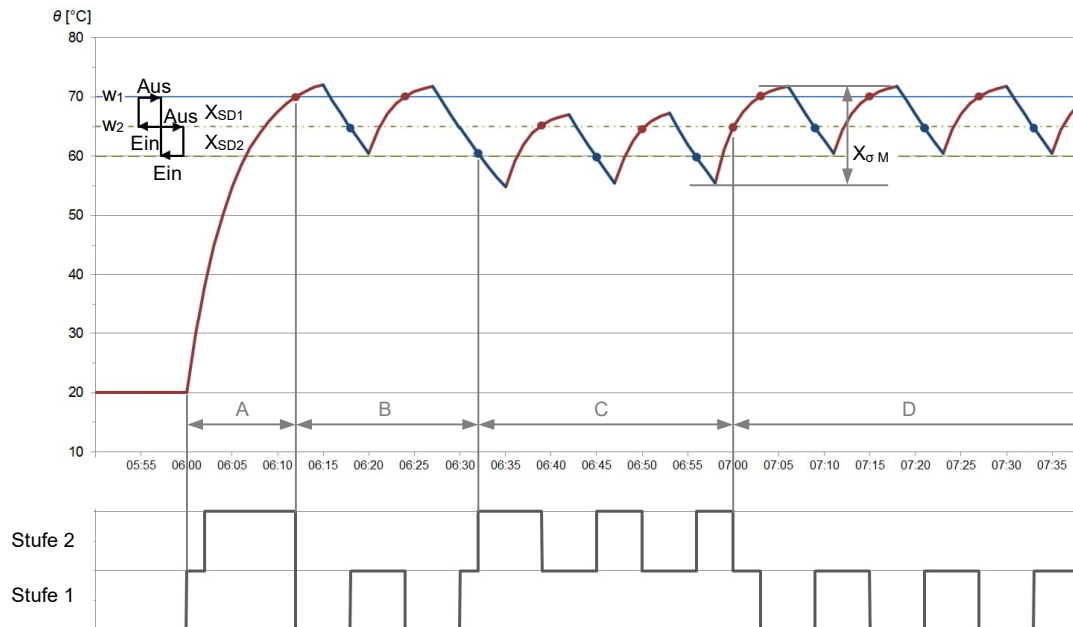


Fig. 5-6 Verlauf der Kesseltemperatur bei Zweipunktregelung mit zwei Schaltstufen

X_{SD1}	Schaltdifferenz Stufe 1 (statisch) mit Sollwert w_1
X_{SD2}	Schaltdifferenz Stufe 2 (statisch) mit Sollwert w_2
$X_{\sigma M}$	maximale Schwankungsbreite der Kesseltemperatur
A	Anfahr-Betrieb
B, D	Teillast-Betrieb
C	Vollast-Betrieb

Funktion

Dieser Regelthermostat verfügt über zwei Schaltdifferenzen (X_{SD1} , X_{SD2}) mit jeweils einem oberen und einem unteren Grenzwert. Jeder Stufe wird eine bestimmte Schaltdifferenz zugeordnet, wobei der untere Grenzwert der 1. Stufe (x_{u1}) und der obere Grenzwert der 2. Stufe (x_{o2}) durch eine Totzone getrennt sind, um das Pendeln der Brennerstufen zu vermeiden.

Die 1. Stufe wird eingeschaltet sobald die Kesselwassertemperatur den unteren Grenzwert der 1. Stufe (x_{u1}) unterschreitet. Steigt anschließend die Kesselwassertemperatur wieder und überschreitet den oberen Grenzwert der Stufe 1 (x_{o1}) wird der Brenner ausgeschaltet. Sinkt aber die Kesselwassertemperatur noch weiter ab und gelangt unter den unteren Grenzwert der Stufe 2 (x_{u2}), wird der Brenner auf die 2. Stufe geschaltet. Wenn die Kesselwassertemperatur danach wieder steigt und den oberen Grenzwert der 2. Stufe (x_{o2}) wieder überschreitet, wird diese wieder abgeschaltet.

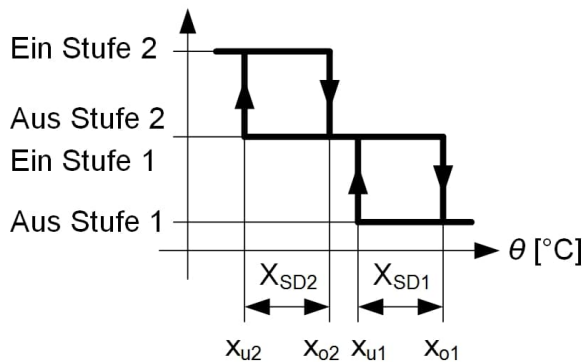


Fig. 5-7 Kennlinie eines Regelthermostats von einem 2-stufigen Kessel

5.2.3.2. Schalten mit Integralen Σ (K · Minuten)

Eine weitere Möglichkeit zum Schalten von Brennerstufen ist das Schalten aufgrund der Temperaturabweichung vom Sollwert im Verlaufe der Zeit. Nachfolgend werden nur die wichtigsten Ansätze dazu behandelt. Moderne Regelsysteme bieten heute umfangreichere und komplexere Lösungen an, die den jeweiligen technischen Unterlagen zu entnehmen sind.

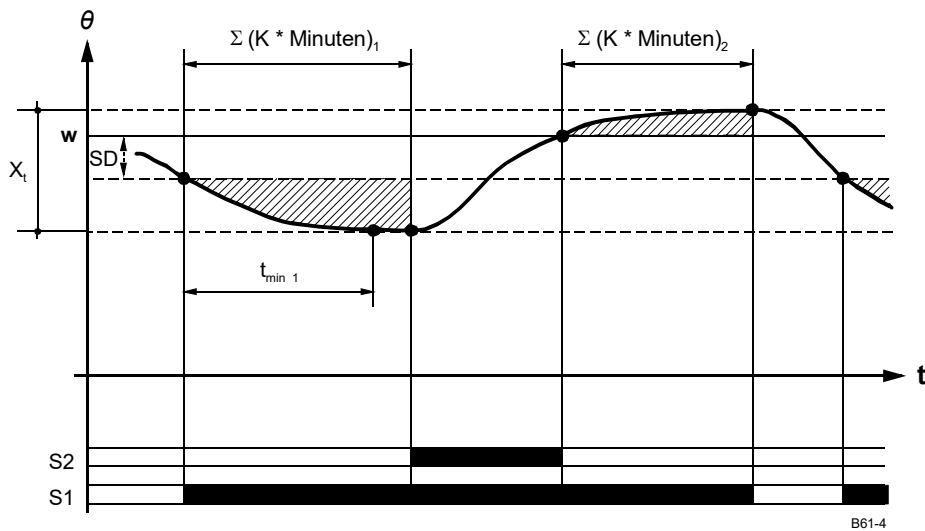


Fig. 5-8 Brennerstufenschaltung mit Integralen Σ (K · Minuten)

w	Sollwert Kesseltemperatur	SD	Schalt Differenz
$t_{\min 1}$	Sperrzeit 2. Stufe Ein	X_t	Maximale Schwankungsbreite der Kesseltemperatur
S1	Brennerstufe 1	S2	Brennerstufe 2
Σ (K·Minuten) ₁	Einschalt-Integral 2. Stufe		
Σ (K·Minuten) ₂	Ausschalt-Integral 1. Stufe		

Vereinfachte Funktionsweise

Sinkt die Kesselwassertemperatur um mehr als die Schaltdifferenz SD , wird die 1. Stufe eingeschaltet und es startet die Integration der Temperaturdifferenz $\Delta\theta$ (in K) über die Zeit (in Minuten). Weiter wird die Sperrzeit ($t_{\min 1}$) für das Schalten der 2. Stufe gestartet.

Ist die Sperrzeit ($t_{\min 1}$) abgelaufen und der definierte Wert des Einschalt-Integrals Σ ($K \cdot \text{Minuten}$)₁ erreicht, wird die 2. Stufe eingeschaltet. Diese läuft bis die gewünschte Kesseltemperatur (w) wieder erreicht ist.

Durch das Abschalten der 2. Stufe wird die Berechnung des Ausschalt-Integrals Σ ($K \cdot \text{Minuten}$)₂ für die 1. Stufe aktiviert. Wird der für das Ausschalt-Integral vordefinierte Wert erreicht, schaltet auch die 1. Stufe aus.

Bei solchen Konzepten werden trotzdem obere und untere Grenzwerte definiert, bei denen die Stufen aufgrund der Sicherheit bzw. um auch die Anforderungen seitens des Heizkessels zu erfüllen, zwingend ein- oder ausgeschaltet werden.

Es ist wichtig, dass die einzelnen Werte für die Integrale und die Sperrzeiten sehr gut aufeinander, und auf die Anlagebedingungen abgestimmt werden. Moderne Regelsysteme bieten die Möglichkeit, wichtige Werte wie zum Beispiel die Schalthäufigkeiten, die Laufzeiten, etc. aufzuzeichnen. Damit lassen sich die gewählten Werte auf Grund des Betriebsverhaltens optimieren.

Diese Lösung bietet gegenüber der Thermostat-Regelung den Vorteil, dass nicht nur aufgrund der Temperaturdifferenz Leistungsstufen zu- und weggeschaltet werden, sondern dass auch das zeitliche Verhalten dieser Temperaturänderungen mitberücksichtigt wird.

5.2.4. Analyse: Anlagenbeispiel

Zur Veranschaulichung wird ein typisches Anlagenbeispiel analysiert. Solche oder ähnliche Anlagen werden heute nicht mehr installiert. Trotzdem findet man diese noch häufig in bestehenden Bauten.

5.2.4.1. Aufbau der Anlage

Wärmeerzeuger (Ölkessel)

- Konstanttemperaturkessel mit 1-stufigen Brenner (Φ_K)
- Kesselwassertemperaturregelung $\theta_{KV} = 75^\circ\text{C}$
- Minimale Kesselrücklauftemperatur $\theta_{KR,\min} = 50^\circ\text{C}$

Hydraulisches Konzept

- Anlage mit Hauptpumpe und drucklosem Verteiler
- Heizgruppen in Beimischschaltung mit konstanten Bypass

Heizgruppen

- Witterungsgeführte Vorlauftemperaturregelung
- Heizgruppe 1: Lüftung ($\theta_{VL,HG1} = 70^\circ\text{C}$; $\theta_{RL,HG1} = 50^\circ\text{C}$, $\Phi_{HG1} = 100\text{ kW}$)
- Heizgruppe 2: Heizkörper ($\theta_{VL,HG2} = 60^\circ\text{C}$; $\theta_{RL,HG2} = 50^\circ\text{C}$, $\Phi_{HG2} = 100\text{ kW}$)

Warmwasseraufbereitung

Aufgrund der hohen Systemtemperaturen bietet es sich bei dieser Anlage an, die Warmwasseraufbereitung parallel zu den Heizgruppen zu betreiben. Wobei ein entsprechender Zuschlag beim Wärmeerzeuger berücksichtigt werden muss. Im Beispiel wird ein Speicherwassererwärmer mit internem Wärmetauscher verwendet. Diese hohen Systemtemperaturen ermöglichen es auch, andere Warmwasseraufbereitungsarten einzusetzen.

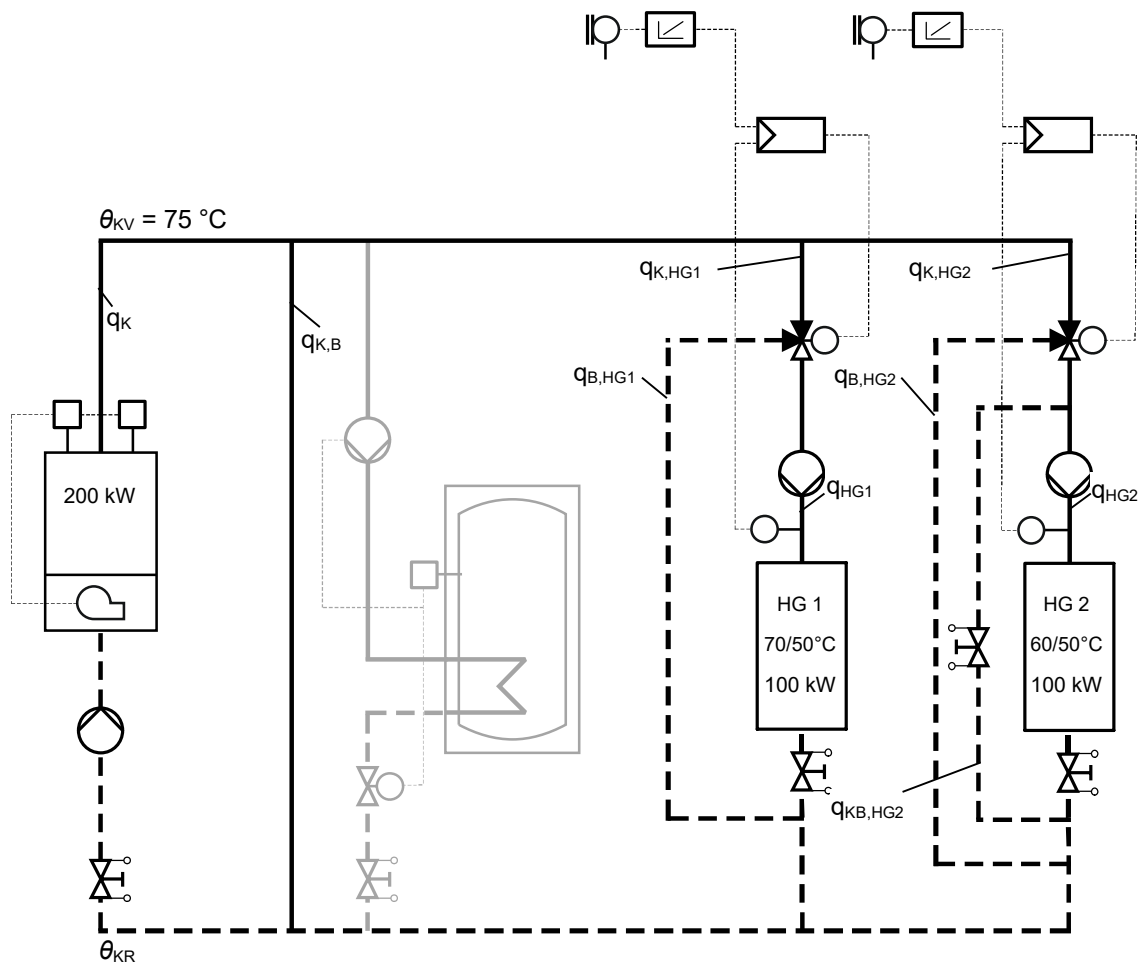


Fig. 5-9 Schema von Anlagenbeispiel

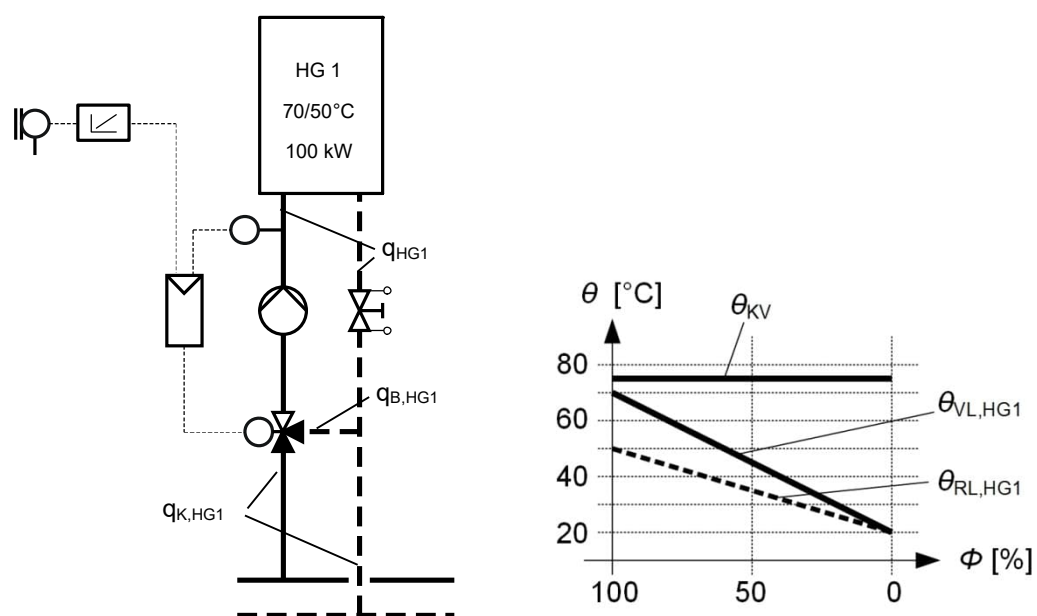


Fig. 5-10 Heizgruppe 1 (geografische Darstellung) mit Vor- und Rücklauftemperaturverlauf

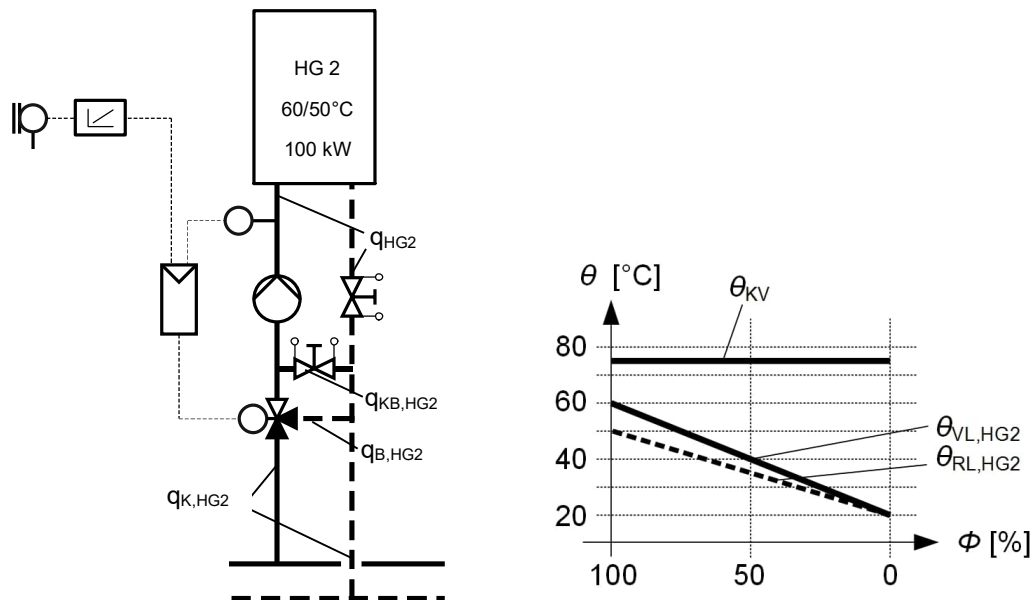


Fig. 5-11 Heizgruppe 2 (geografische Darstellung) mit Vor- und Rücklaufemperaturverlauf

5.2.4.2. Auslegungsfall

Heizgruppe 1:

$$q_{HG1} = \frac{\Phi_{HG1}}{c \cdot (\theta_{VL,HG1} - \theta_{RL,HG1})} = \frac{100 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (70^\circ \text{C} - 50^\circ \text{C})} = 4296 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{K,HG1} = \frac{\Phi_{HG1}}{c \cdot (\theta_{KV} - \theta_{RL,HG1})} = \frac{100 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (75^\circ \text{C} - 50^\circ \text{C})} = 3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{B,HG1} = q_{HG1} - q_{K,HG1} = 4296 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 859 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Heizgruppe 2:

$$q_{HG2} = \frac{\Phi_{HG2}}{c \cdot (\theta_{VL,HG2} - \theta_{RL,HG2})} = \frac{100 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (60^\circ \text{C} - 50^\circ \text{C})} = 8592 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{K,HG2} = \frac{\Phi_{HG2}}{c \cdot (\theta_{KV} - \theta_{RL,HG2})} = \frac{100 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (75^\circ \text{C} - 50^\circ \text{C})} = 3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{B,HG2} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{KB,HG2} = q_{HG2} - q_{K,HG2} = 8592 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 5155 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Kessel:

$$q_K = \frac{\Phi_K}{c \cdot (\theta_{KV} - \theta_{RL})} = \frac{200 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (75^\circ \text{C} - 50^\circ \text{C})} = 6874 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{K,B} = q_K - q_{K,HG1} - q_{K,HG2} = 6874 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\theta_{KR} = \frac{q_{K,HG1} \cdot \theta_{RL,HG1} + q_{K,HG2} \cdot \theta_{RL,HG2} + q_{K,B} \cdot \theta_{KV}}{q_K} = \frac{3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 50^\circ \text{C} + 3437 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 50^\circ \text{C} + 0 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 75^\circ \text{C}}{6874 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} = 50^\circ \text{C}$$

⇒ Kesselerücklauftemperatur bei Auslegung = minimal zulässige Rücklauftemperatur

5.2.4.3. Teillastfall (TL 50 %)

Wärmeleistung Heizgruppe 1 bei 50% Last:

$$\Phi_{TL, HG1} = 50 \text{ kW}$$

Vorlauftemperatur Heizgruppe 1 bei 50% Last gemäß Heizkurve:

$$\theta_{TL, VL, HG1} = 45^\circ\text{C}$$

Rücklauftemperatur Heizgruppe 1 bei 50% Last gemäß Heizkurve:

$$\theta_{TL, RL, HG1} = 35^\circ\text{C}$$

Wärmeleistung Heizgruppe 2 bei 50% Last:

$$\Phi_{TL, HG2} = 50 \text{ kW}$$

Vorlauftemperatur Heizgruppe 2 bei 50% Last gemäß Heizkurve:

$$\theta_{TL, VL, HG2} = 40^\circ\text{C}$$

Rücklauftemperatur Heizgruppe 2 bei 50% Last gemäß Heizkurve:

$$\theta_{TL, RL, HG2} = 35^\circ\text{C}$$

Heizgruppe 1:

$$q_{TL, HG1} = \frac{\Phi_{TL, HG1}}{c \cdot (\theta_{TL, VL, HG1} - \theta_{TL, RL, HG1})} = \frac{50 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (45^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C})} = 4296 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{TL, K, HG1} = \frac{\Phi_{TL, HG1}}{c \cdot (\theta_{KV} - \theta_{TL, RL, HG1})} = \frac{50 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (75^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C})} = 1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{TL, B, HG1} = q_{HG1} - q_{K, HG1} = 4296 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 3222 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Heizgruppe 2:

$$q_{TL, HG2} = \frac{\Phi_{TL, HG2}}{c \cdot (\theta_{TL, VL, HG2} - \theta_{TL, RL, HG2})} = \frac{50 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (40^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C})} = 8592 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{TL, K, HG2} = \frac{\Phi_{TL, HG2}}{c \cdot (\theta_{KV} - \theta_{TL, RL, HG2})} = \frac{50 \text{ kW} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (75^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C})} = 1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$q_{TL, KB, HG2} = q_{KB, HG2} = 5155 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ (dito Volllast-Betrieb)}$$

$$q_{TL, B, HG2} = q_{TL, HG2} - q_{TL, K, HG2} - q_{TL, KB, HG2} = 8592 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 5155 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 2363 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Kessel:

$$q_{TL, K} = q_K = 6874 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ (dito Volllast-Betrieb)}$$

$$q_{TL, K, B} = q_{TL, K} - q_{TL, K, HG1} - q_{TL, K, HG2} = 6874 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 4730 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\begin{aligned} \theta_{TL, KR} &= \frac{q_{TL, K, HG1} \cdot \theta_{TL, RL, HG1} + q_{TL, K, HG2} \cdot \theta_{TL, RL, HG2} + q_{TL, K, B} \cdot \theta_{KV}}{q_K} \\ &= \frac{1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 35^\circ\text{C} + 1074 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 35^\circ\text{C} + 4730 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 75^\circ\text{C}}{6874 \frac{\text{kg}}{\text{h}}} = 62,5^\circ\text{C} \end{aligned}$$

⇒ Kesselerücklauftemperatur bei Teillast > minimal zulässige Rücklauftemperatur

⇒ Rücklauftemperatur der Heizgruppen sinkend und Kesselerücklauftemperatur steigend

5.2.4.4. Fazit

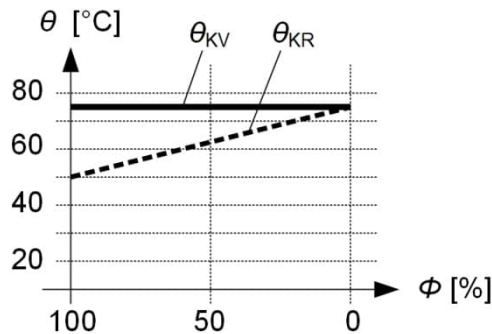


Fig. 5-12 Kesselvor- und Rücklauftemperaturverlauf in der Anlage

Wenn ein Konstanttemperaturkessel als Wärmeerzeuger eingesetzt ist und eine minimale Rücklauftemperatur erforderlich ist, dann ist dieses Konzept geeignet. Durch die Zunahme des Volumenstroms mit der konstanten Kesselvorlauftemperatur durch den Bypass ist die Kesselrücklauftemperatur steigend und man hält die minimale Kesselrücklauftemperatur jederzeit ein. Falls der Aspekt Energie betrachtet wird, merkt man, dass dieses Anlagenprinzip sehr ungünstig ist. Einerseits kann bei diesem Beispiel kein Brennwertkessel als Wärmeerzeuger gewählt werden, weil die hohen System- bzw. Rücklauftemperaturen keine Nutzung der Kondensationswärme zulassen. Somit ist der Wirkungsgrad deutlich geringer. Andererseits entstehen durch die hohen, konstanten Kesselvorlauftemperaturen große Wärmeverluste, was wiederum Konsequenzen auf den Wirkungsgrad hat.

5.3. Regelung der Vorlauftemperatur

5.3.1. Einleitung

Heute werden aus energetischen Gründen meistens nur noch Brennwertkessel eingesetzt. Bei diesem Kesseltyp werden tiefe Rücklauftemperaturen explizit angestrebt, um die Kondensation des Wasserdampfes in den Abgasen zu ermöglichen. So kann die vorhandene Kondensationswärme im Abgas ebenfalls genutzt werden, was wiederum den Wirkungsgrad steigen lässt.

Die Vorlauftemperatur wird dabei witterungsgeführt in Abhängigkeit der Außentemperatur verändert. Durch die tieferen Systemtemperaturen werden die Abgas- und Strahlungsverluste bzw. Wärmeverluste im Teillastfall reduziert, was zu einer Verbesserung des Wirkungsgrads und des Nutzungsgrads führt.

Als Brenner werden heute vorwiegend modulierende Brenner eingesetzt. Diese können die abgegebene Wärmeleistung variabel führen. Diese Leistungsmodulation geschieht über die Regelung der Brennstoff- und Luftzufuhr. Bei großer Wärmelast wird entsprechend mehr Brennstoff bzw. mehr Verbrennungsluft zugeführt. In Kombination mit der witterungsgeführten Vorlauftemperaturregelung hat die Leistungsmodulation wiederum einen positiven Effekt auf den Nutzungsgrad. Da der Brenner durch die Leistungsanpassung seine abgegebene Leistung immer auf die momentan bezogene Last anpassen kann, hat er längere Laufzeiten. Damit kann ein häufiges Ein- und Ausschalten verhindert werden. Die verringerten Brennerstarts führen zu weniger Schadstoffemissionen und zu tieferen Bereitschaftsverlusten, was den Nutzungsgrad steigen lässt.

Es lässt sich festhalten, dass durch die Leistungsmodulation konstante Verbrennungsverhältnisse über den gesamten Leistungsbereich des Kessels geschaffen werden. Die Wärmeverluste werden verringert. Durch die längeren Brennerlaufzeiten werden die Bereitschaftsverluste verkleinert. Der Nutzungsgrad steigt.

5.3.3. Analyse: Anlagenbeispiel

Zur Veranschaulichung wird erneut ein typisches Anlagenbeispiel analysiert. Solche oder ähnliche Anlagen werden heute häufig installiert.

5.3.3.1. Aufbau der Anlage

Wärmeerzeuger (Gas)

- Brennwertkessel
- Vorlauftemperaturregelung ($\theta_{VL} = 45^\circ\text{C}$ bei Auslegung, teilweise geführt nach Außentemperatur)

Hydraulisches Konzept

- Anlage mit Hauptpumpe und druckbehaftetem Verteiler ($\dot{V}$ variabel)
- Heizgruppen: Einspritzschaltung mit Durchgangsventil

Heizgruppen

- Außentemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung
- Heizgruppe 1: Lüftung ($\theta_{VL,HG1} = 40^\circ\text{C}$; $\theta_{RL,HG1} = 30^\circ\text{C}$)
- Heizgruppe 2: Fußbodenheizung ($\theta_{VL,HG2} = 35^\circ\text{C}$; $\theta_{RL,HG2} = 30^\circ\text{C}$)

Warmwasseraufbereitung

Bei diesem Beispiel werden tiefe Systemtemperaturen verwendet. Die Einbindung der Warmwasseraufbereitung gestaltet sich hier schwieriger. Mögliche Varianten wären folgende:

- Einbindung in Anlage (Nachladung mit Absenkung der Fußbodenheizung, Tagesspeicher)
- Wärmepumpenboiler
- Separater Gaskessel für Warmwasseraufbereitung
- Frischwasserstationen

Die Art der Warmwasseraufbereitung hängt stark von Faktoren, wie zum Beispiel der Nutzung des Gebäudes, dem entsprechenden Warmwasserverbrauch und der geforderten Warmwassertemperatur ab. Bei der Wahl des Systems müssen sämtliche Faktoren berücksichtigt werden.

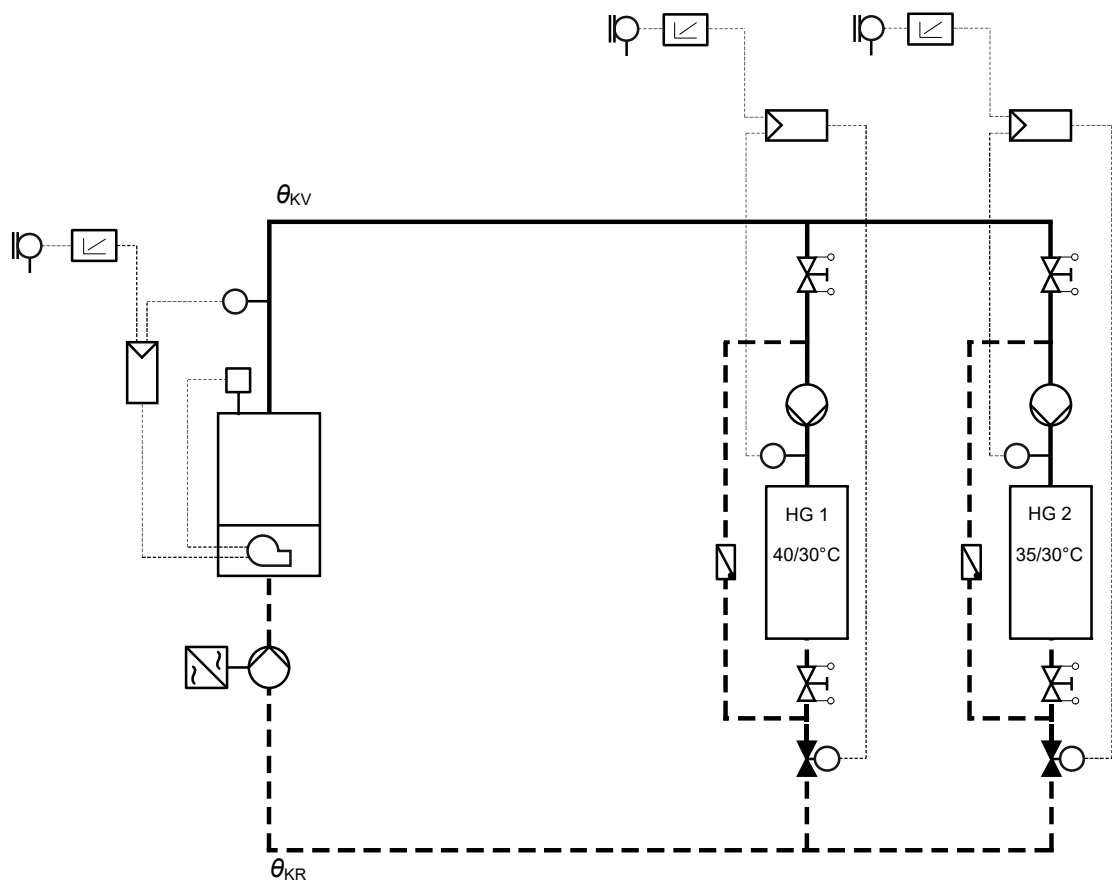


Fig. 5-14 Schema zu Anlagenbeispiel

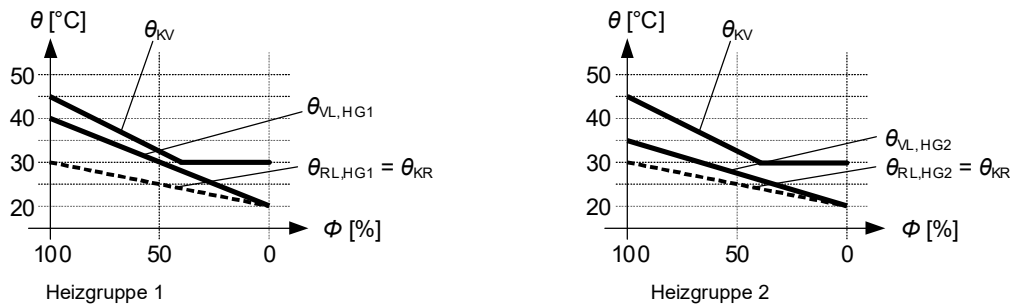


Fig. 5-15 Vor- und Rücklaufemperaturverlauf Auslegungsfall

Rücklaufemperatur Heizgruppe 1 im Auslegungsfall:

$$\theta_{RL,HG1} = 30^{\circ}\text{C}$$

Rücklaufemperatur Heizgruppe 2 im Auslegungsfall:

$$\theta_{RL,HG2} = 30^{\circ}\text{C}$$

Kesselrücklaufemperatur im Auslegungsfall:

$$\theta_{KR} = 30^{\circ}\text{C}$$

⇒ Kesselrücklaufemperatur bei Auslegung
= Rücklaufemperatur der Heizgruppen bei Auslegung

5.3.3.2. Teillastfall (50 %)

Rücklaufemperatur Heizgruppe 1 bei 50% Last gemäß Heizkurve:

$$\theta_{TL,RL,HG1} = 25^{\circ}\text{C}$$

Rücklaufemperatur Heizgruppe 2 bei 50% Last gemäß Heizkurve:

$$\theta_{TL,RL,HG2} = 25^{\circ}\text{C}$$

Kesselrücklaufemperatur im Teillastfall:

$$\theta_{TL,KR} = 25^{\circ}\text{C}$$

⇒ Kesselrücklaufemperatur bei Teillast = Rücklaufemperatur der Heizgruppen bei Teillast

⇒ Rücklaufemperatur der Heizgruppen und Kesselrücklaufemperatur sinkend

5.3.3.3. Fazit

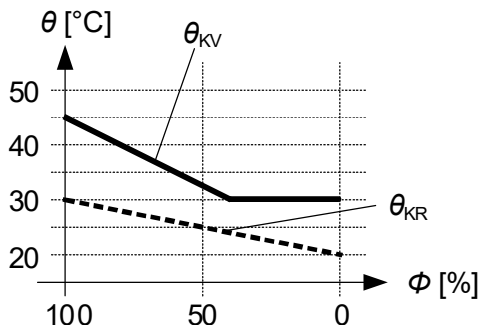


Fig. 5-16 Kesselvor- und Rücklaufemperaturverlauf in der Anlage

Heute werden häufig Brennwertkessel eingesetzt. Diese verlangen nach tiefen Rücklaufemperaturen, um die Kondensationswärme nutzen zu können. Bei diesem Konzept entspricht die Kesselrücklaufemperatur der Mischung der Rücklaufemperaturen der einzelnen Heizgruppen. Die gewählte Gruppenschaltung lässt bei diesem Konzept tiefe Rücklaufemperaturen zu. Auch im Teillastfall bleibt die Rücklaufemperatur der Heizgruppen die Kesselrücklaufemperatur. Da die Rücklaufemperaturen der Gruppen sinken, sinkt auch die Kesselrücklaufemperatur. Mit tieferen Kesselrücklaufemperaturen lässt sich weiter noch mehr Kondensationswärme nutzen, was den Wirkungsgrad steigen lässt. Folglich ist dieses Anlagenprinzip energetisch betrachtet optimal. Denn durch die tieferen Systemtemperaturen sind die Wärmeverluste des Kessels und des Leitungsnetzes geringer, was den Wirkungs- bzw. Nutzungsgrad steigen lässt. Durch die tiefen Rücklaufemperaturen kann die Kondensationswärme jederzeit genutzt werden. Die Modulierung der Leistung lässt lange Brennerlaufzeiten zu. Diese haben einen positiven Effekt auf den Nutzungsgrad.

5.4. Rücklaufemperaturhochhaltung

5.4.1. Einleitung

5.4.1.1. Korrosion bei Gas- oder Ölkessel

Vor allem bei Konstanttemperaturkesseln, die mit Öl oder Gas befeuert werden, bildet die Verhinderung der abgasseitigen Korrosion des Heizkessels ein großes Problem. Diese Korrosion kann dann auftreten, wenn die Abgase unter die Taupunkttemperatur des in ihnen enthaltenen Wasserdampfes abgekühlt werden, sodass der Wasserdampf kondensiert. Bei der Verbrennung von Erdgas entsteht Stickstoffdioxid und bei der Verbrennung von Öl bildet sich Schwefel- und Stickstoffdioxid, welches anschließend ins Abgas gelangt. Kondensiert nun der im Abgas enthaltene Wasserdampf, bildet sich aus Schwefeldioxid Schwefelsäure bzw. aus Stickstoffdioxid Salpetersäure. Ist der Kondensationsbereich des Kessels nicht säure- bzw. korrosionsfest gebaut, führt dies zur Korrosion des Kessels. Um diese Kondensation zu verhindern, ist eine minimale Rücklaufemperatur in den Kessel erforderlich, damit der Wasserdampf nicht zu kondensieren beginnt.

Bei modernen Brennwertkesseln will man den Wasserdampf im Abgas bewusst nutzen, um die Kondensationswärme zu gewinnen und damit einen besseren Wirkungsgrad zu erreichen. Deshalb wird bei diesem Kesseltyp der Kondensationsbereich aus korrosionsfestem Material (z.B. Edelstahl) gebaut. Bei diesem ist die Kondensationswärme umso höher, je tiefer die Rücklaufemperatur ist. Hier wird keine Rücklaufemperaturhochhaltung benötigt.

5.4.1.2. Bildung von Glanzruß in Holzkesseln

Ein Spezialfall bilden die Holzkessel. Bei diesen ist ebenfalls eine minimale Rücklaufemperatur erforderlich. Die Gründe dafür liegen allerdings nicht bei der Problematik mit der Korrosion, sondern vielmehr will man damit die Bildung von Glanzruß verhindern. Dieser Glanzruß setzt sich anschließend auf dem Wärmetauscher und im Kamin fest. Glanzruß auf dem Wärmetauscher reduziert vorerst die übertragene Wärmeleistung, um später dann den Wärmetauscher komplett zu zerstören. Im Kamin ist der Glanzruß problematischer, weil dieser zu Kaminbrand führen kann. Durch die konventionelle Kaminreinigung kann Glanzruß nicht entfernt werden. Vielmehr müsste er unter der Aufsicht der Feuerwehr gezielt abgebrannt werden. Aus diesen Gründen benötigen Holzkessel eine minimale Rücklaufemperatur.

5.4.1.3. Lösungen

Um die Korrosion bzw. die Bildung von Glanzruß zu verhindern, muss das Heizungswasser beim Eintritt in den Feuerraum eine bestimmte minimale Temperatur aufweisen. Teilweise lösen die Heizkessel-Hersteller dieses Problem, indem sie zum Beispiel die Kessel-interne Heizungswasserführung anpassen. Trotzdem wird vom Heizkessel-Hersteller oft eine minimale Rücklaufemperatur vorgegeben. Durch den Einbau geeigneter hydraulischer Schaltungen kann diese minimale Rücklaufemperatur meistens gewährleistet werden. Bei schnellen und starken Lastzunahmen, wie sie zum Beispiel beim Anfahr- oder Aufheizbetrieb vorkommen, ist diese allerdings oft nicht ausreichend und es wird eine separate Regeleinrichtung zur Begrenzung der Kesselrücklaufemperatur benötigt.

Zur Kesselrücklaufemperaturhochhaltung sind zum Beispiel folgende Lösungen möglich:

- Begrenzung auf die Verbrauchergruppen wirkend
- Begrenzung auf ein separates Stellglied wirkend
- Kesselbeimischpumpe

Diese Lösungen bilden nur eine Auswahl der Möglichkeiten.

Auch eine Kombination der verschiedenen Lösungen ist meistens möglich, um allen Anforderungen gerecht zu werden.

5.4.2. Begrenzung auf die Verbrauchergruppen wirkend

Diese Begrenzungsschaltung eignet sich für Anlagen, bei denen

- keine handgeregelten Gruppen oder Gruppen ohne Eingriffsmöglichkeiten vorhanden sind,
- alle Regler und Stellglieder zentral (zum Beispiel im Verteilerraum) montiert werden

oder

- die Rücklauftemperatur der externen Gruppen oder Unterverteiler durch eigene Begrenzungsregler hochgehalten wird.

5.4.2.1. Voraussetzung

Für die Rücklauftemperaturhochhaltung wird warmes Vorlaufwasser benötigt, welches durch die Mischung mit kälterem Rücklaufwasser dessen Temperatur anheben lässt. Dabei bitten sich folgende Möglichkeiten an:

- Kurzschluss des drucklosen Verteilers (Kessel- bzw. Wärmeerzeugerkreislauf benötigt Pumpe)
- Bypassleitung der Stellglieder (Verbraucher)
- Kesselbeimischpumpe

Im Extremfall (zum Beispiel im Anfahrzustand der Anlage) fließt allerdings überhaupt kein Rücklaufwasser der Verbraucher zum Kessel zurück. Das Vorlaufwasser wird direkt wieder dem Rücklauf zugeführt. Sobald jedoch mit fortschreitender Aufheizung der Anlage die Kesselrücklauftemperatur den Sollwert wieder übersteigt, werden die Gruppenregelungen vom Minimalbegrenzer wieder allmählich freigegeben.

5.4.2.2. Funktionsweise

Die Kesselrücklauftemperatur wird mit einem Fühler gemessen und der Begrenzungsregler vergleicht diese mit dem Sollwert. Wenn die Kesselrücklauftemperatur tiefer als der Sollwert ist, verhindert der Begrenzungsregler ein weiteres Absinken, indem er die Öffnungsbefehle zu den Stellgliedern der von ihm überwachten Verbrauchergruppen sperrt oder die zu weit geöffneten Stellglieder etwas schließt, damit dem Kessel kein zu großer Volumenstrom mit abgekühltem Rücklaufwasser zugeführt wird. Ein Teil des Kesselvorlaufwassers gelangt nun direkt durch den Bypass, was dazu führt, dass die Kesselrücklauftemperatur steigt.

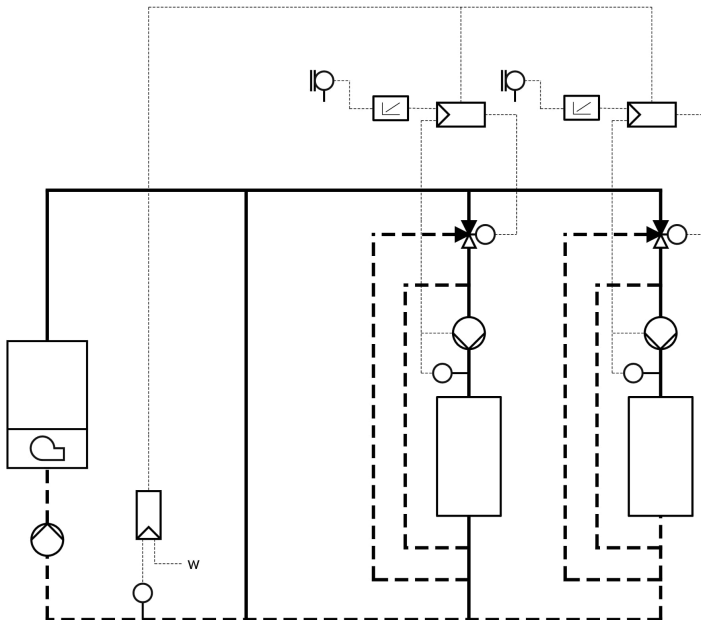


Fig. 5-17 Rücklauftemperaturhochhaltung auf Verbrauchergruppen wirkend

5.4.2.3. Priorität: Kesselschutz vor Aufheizvorgang

Im Interesse des Kesselschutzes nimmt man in Kauf, dass der Aufheizvorgang der Verbrauchergruppen verzögert wird. Im Allgemeinen ist dies aber ohne Bedeutung, da notfalls der Beginn des Aufheizvorgangs etwas vorverlegt werden kann.

5.4.2.4. Ausschluss wichtiger Verbrauchergruppen

Je nach Wärmeleistung des Heizkessels ist es nicht nötig, dass beim Anfahren der Anlage alle Verbrauchergruppen gesperrt oder reduziert betrieben werden. Ohne weiteres können deshalb einzelne Verbrauchergruppen von der Begrenzungsregelung ausgeschlossen werden. Vor allem Lufterhitzer in Lüftungs- und Klimaanlage sollen grundsätzlich von der Begrenzungsregelung ausgenommen werden, da diese wegen der Einfriergefahr und möglichen Komforteinbußen jederzeit auf eine uneingeschränkte Wärmeversorgung angewiesen ist. Möglich ist auch, dass einzelne Verbrauchergruppen zeitlich gestaffelt wieder freigegeben werden, wenn für die Rücklauftemperaturhochhaltung zunehmend weniger Leistung benötigt wird.

5.4.2.5. Anwendung

Bei Gas- oder Ölbrennwertkesseln wird diese Schaltung kaum eingesetzt, da im Teillastfall ständig warmes Kesselvorlaufwasser dem Rücklauf beigemischt wird und dessen Temperatur anhebt. Bei älteren Anlagen mit Konstanttemperaturkesseln findet man diese Schaltung noch häufig vor. Eingesetzt wird diese Schaltung heute noch bei Hackschnitzel- oder Pellets-Anlagen, wo die im Teillastfall steigende Rücklauftemperatur nicht stört.

5.4.3. Begrenzung auf ein separates Stellglied wirkend

Diese Begrenzungsschaltung eignet sich für Anlagen, bei denen

- Stellglieder dezentral montiert werden und die Stellglieder somit weit auseinanderliegen,
- am Verteiler handgeregelter Gruppen oder Gruppen ohne Eingriffsmöglichkeit angeschlossen sind,
- Unterverteiler über keine eigene Minimalbegrenzung verfügen,
- verschiedene Regelsysteme (pneumatisch, elektronisch) eingesetzt werden

oder

- Regler von verschiedenen Herstellern verwendet werden.

Primär wenn die Stellglieder weit auseinanderliegen, ist es zweckmäßiger und preisgünstiger dem Begrenzungsregler ein eigenes Stellglied zuzuordnen, als bei den einzelnen Gruppen einzugreifen. Man hat zudem die Möglichkeit mit diesem Stellglied die Vorregelung der Hauptvorlauftemperatur zu übernehmen, indem man die Kesselrücklauftemperatur entsprechend erhöht.

5.4.3.1. Funktionsweise

Der Begrenzungsregler verhindert ein Absinken Kesselrücklauftemperatur unter die minimal zulässige Rücklauftemperatur. Dabei wird die Kesselrücklauftemperatur mit dem Sollwert verglichen und bei einer Abweichung wird entsprechend wärmeres Vorlaufwasser beigemischt, bis die geforderte Temperatur erreicht ist.

5.4.3.2. Konstante Beimischung in Rücklaufhochhaltung

Liegt die Kesselrücklauftemperatur bereits im Auslegungszustand unter der minimal zulässigen Kesselrücklauftemperatur, so sollte zusätzlich eine konstante Beimischung eingebaut werden. Als Folge kann das Ventil kleiner dimensioniert werden, da weniger Heizungswasser über den Bypass zirkuliert und es ermöglicht dem Ventil über den ganzen Stellbereich zu arbeiten. Dadurch wird ein Eingriff des Stellgliedes und eine damit verbundene Reduktion der Leistungsabgabe nur bei plötzlich stark ansteigenden Lasten wie zum Beispiel beim Aufheizvorgang erforderlich. Aufgrund der tiefen Systemtemperaturen bei den Verbrauchergruppen liegt die eigentliche Kesselrücklauftemperatur im Auslegungszustand gegenwärtig meist unter der minimalen Kesselrücklauftemperatur, weshalb fast immer eine konstante Beimischung vorhanden ist.

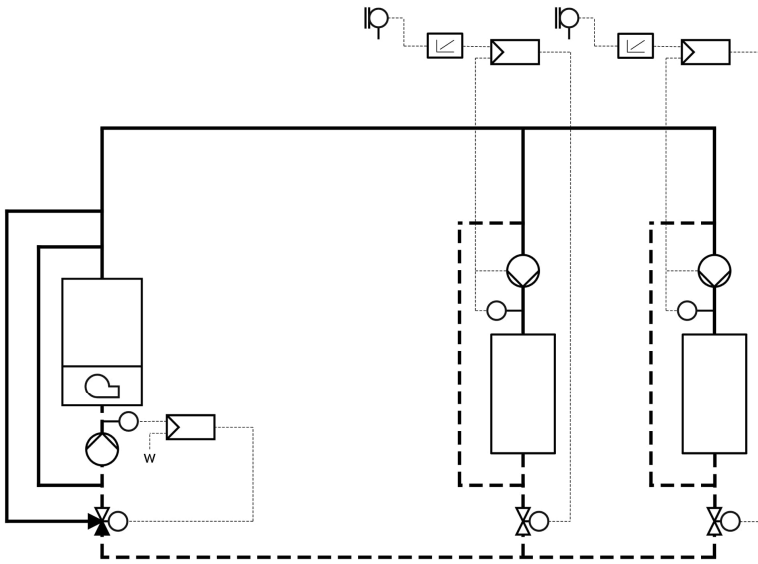


Fig. 5-18 Rücklauftemperaturhochhaltung auf separates Stellglied wirkend (mit konstantem Bypass)

5.4.3.3. Ausschluss wichtiger Verbrauchergruppen

Diese Schaltung hat ebenfalls den Nachteil, dass während der Begrenzungsfunktion alle am Verteiler angeschlossenen Verbrauchergruppen in ihrer Leistungsabgabe eingeschränkt werden. Dies kann wiederum bei Lüfterhitzer in Lüftungs- oder Klimaanlage zu Einfriergefahr oder zu Komforteinbußen bei den belüfteten Räumen führen.

5.4.3.4. Bypass-Anordnung bei drucklosem Verteiler

Beim drucklosen Verteiler kann das Problem mit den wichtigen Verbrauchergruppen durch die Wahl der Anfahrpriorität (Platzierung des Kurzschlusses) hydraulisch gelöst werden.

Dabei können drei Fälle unterschieden werden:

- Kurzschluss am Anfang des Verteilers
- Kurzschluss-Platzierung je nach Anfahrpriorität der Gruppen
- Kurzschluss am Ende des Verteilers

Kurzschluss am Anfang des Verteilers

Ist der Bypass am Anfang des Verteilers montiert (Fig. 5-19, A) und die Kesselrücklauftemperatur ist zu tief, so dass der Begrenzungsregler eingreift, so steht am Vorlaufverteiler nicht mehr genügend Kesselvorlaufwasser für die Verbraucher zur Verfügung. Die Gruppenpumpen holen sich deshalb das fehlende Wasser über den Kurzschluss aus dem Rücklaufsammler, wodurch im Verteiler ein Gemisch aus Kesselvorlaufwasser und kaltem Rücklaufwasser entsteht. Somit werden auch hier alle am Verteiler angeschlossenen Gruppen gleichmäßig reduziert aufgeheizt. Da mit fortschreitender Erwärmung der Anlage und damit auch der Kesselrücklauftemperatur das Begrenzungs-Stellglied immer mehr öffnet, wird der Anteil an Kesselvorlaufwasser im Vorlaufverteiler immer grösser. Wenn schließlich der Minimalbegrenzer das Stellglied ganz geöffnet hat, steht den Verbrauchern die volle Kesselleistung zur Verfügung.

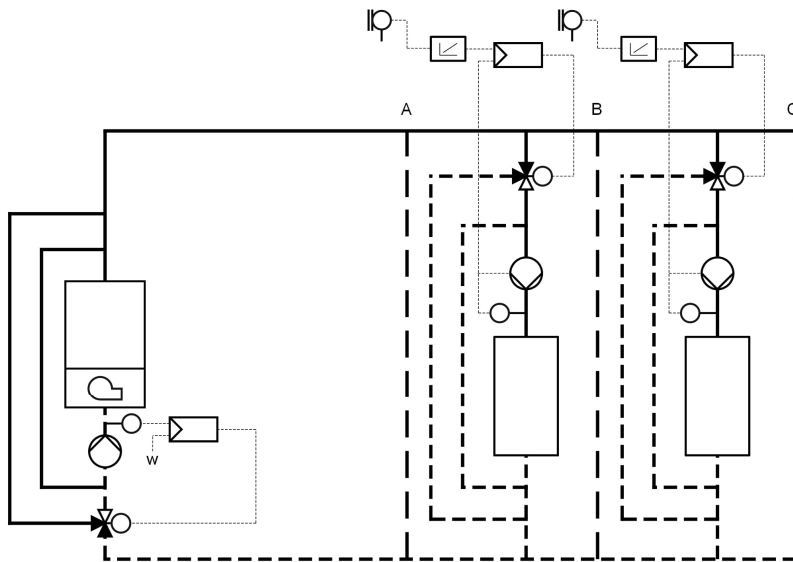


Fig. 5-19 Rücklaufftemperaturhochhaltung auf separates Stellglied wirkend

- A Kurzschluss am Anfang des Verteilers
- B Kurzschluss-Platzierung je nach Anfahrpriorität der Gruppe
- C Kurzschluss am Ende des Verteilers

Kurzschluss-Platzierung je nach Anfahrpriorität der Gruppen

Sind vom drucklosen Verteiler auch Verbrauchergruppen mit Anfahrpriorität, wie zum Beispiel Luftherhitzer zu versorgen, die ja möglichst rasch nach dem Einschalten die volle Leistung abgeben müssen (Einfriergefahr, Komfort), werden diese Gruppen am Anfang des Verteilers angeschlossen. Der Kurzschluss wird erst nach diesen Gruppen mit Anfahrpriorität platziert (Fig. 5-19, B). Die Gruppen vor dem Kurzschluss erhalten nun während der Begrenzungsphase mehr Kesselvorlaufwasser. Die Gruppen nach dem Kurzschluss erhalten wiederum ein Gemisch aus dem restlichen Kesselvorlaufwasser und kaltem Wasser aus dem Rücklaufsammler.

Kurzschluss am Ende des Verteilers

Befindet sich der Kurzschluss am Ende des Verteilers (Fig. 5-19, C), so bekommen während der Begrenzungsphase nur die Gruppen am Anfang des Verteilers das gewünschte Kesselvorlaufwasser. Die anderen Gruppen hingegen holen sich ihr Wasser über den Kurzschluss aus dem Rücklaufsammler. Das Aufheizen dieser Gruppen erfolgt daher stark verzögert. Muss der Kurzschluss also aus irgendwelchen Gründen unbedingt am Ende des Verteilers installiert werden, dann gehören die Gruppen für die Luftherhitzer an den Anfang des Verteilers und die Gruppen für Heizkörper- und Fußbodenheizungen werden am Ende platziert.

5.4.3.5. Anwendung

Diese Möglichkeit wird gegenwärtig am meisten verwendet, um die Rücklaufftemperaturhochhaltung zu gewährleisten. Man findet sie häufig bei Holzheizungen. Sie kann sowohl mit druckbehaftetem Verteiler und Einspritzschaltung wie auch mit drucklosem Verteiler und Beimischschaltung ausgeführt werden. Der Anfahrpriorität sollte allerdings unbedingt beachtet werden.

5.4.4. Kesselbeimischpumpe

Diese Begrenzungsschaltung eignet sich für Anlagen, bei denen

- tiefe Rücklauftemperaturen zulässig sind und
- eine günstige, einfache und energiesparende Lösung gefordert wird.

5.4.4.1. Funktionsweise

Bei dieser hydraulischen Schaltung ist eine Umwälzpumpe in einen Bypass zwischen den Kesselvorlauf und den Kesselrücklauf eingebaut. Der Thermostat im Kesselrücklauf verfügt über einen konstanten Sollwert, wobei dieser den oberen Grenzwert darstellt. Der untere Grenzwert ist, der um die Schaltdifferenz verminderte, obere Grenzwert. Wenn der untere Grenzwert unterschritten wird, wird die Beimischpumpe eingeschaltet und beim Überschreiten des oberen Grenzwertes wird sie wieder ausgeschaltet. Eine gewisse Schaltdifferenz sorgt dafür, dass die Umwälzpumpe nicht ständig ein- und ausgeschaltet wird. Der untere Grenzwert muss höher sein als die minimal zulässige Kesselrücklauftemperatur. Ist schließlich die Beimischpumpe in Betrieb, so mischt dem kühleren Rücklauf wärmeres Vorlaufwasser bei und hebt dadurch die Kesselrücklauftemperatur an.

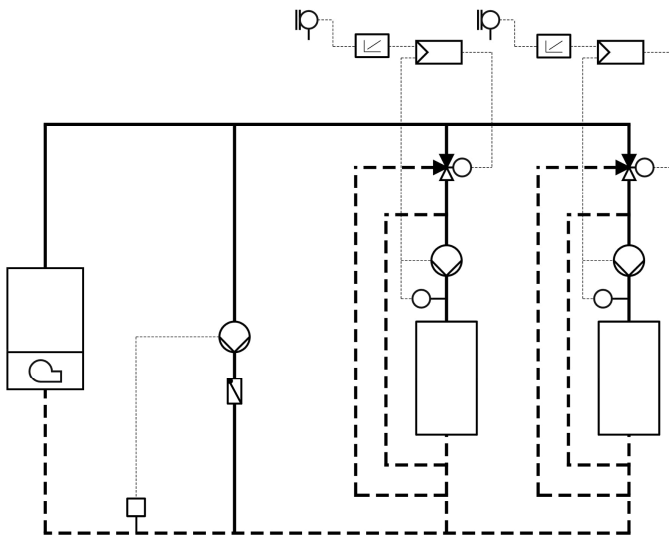


Fig. 5-20 Rücklauftemperaturhochhaltung mit Beimischpumpe

5.4.4.2. Dimensionierung der Pumpe

Die Kesselbeimischpumpe muss sorgfältig dimensioniert werden, um die Druckschwankungen beim Verteiler möglichst gering zu halten. Sie ist für den Volumenstrom auszulegen, der zur Anhebung der Kesselrücklauftemperatur auf den gewünschten minimalen Sollwert erforderlich ist. Als Faustregel gilt, dass der Beimischvolumenstrom maximal 30% des Gesamtvolumenstroms betragen darf. Ein Rückschlagventil in der Bypassleitung verhindert eine unerwünschte Wasserzirkulation bei abgeschalteter Kesselbeimischpumpe.

5.4.4.3. Problematik Aufheizvorgang

Diese grundsätzlich einfache hydraulische Schaltung kann die minimale Kesselrücklauftemperatur lediglich im Normalbetrieb und während langsam verlaufenden Lastzunahmen gewährleisten. Bei schnellen Lastzunahmen, wie sie beim Aufheizvorgang vorkommen, ist sie unwirksam, da während des Aufheizvorgangs auch die Vorlauftemperatur absinkt. Erst wenn das gesamte Wasservolumen der Anlage genügend aufgeheizt ist, ist auch die Beimischung wieder wirksam. Da für diesen Aufheizvorgang vor allem bei größeren Anlagen eine längere Zeit erforderlich sein kann, ist diese Schaltung nicht empfehlenswert. Wenn allerdings beim Aufheizvorgang die Ventile der Verbrauchergruppe gesperrt werden, kann wieder diese Lösung eingesetzt werden.

5.4.4.4. Anwendung

Dieses Prinzip der Rücklauftemperaturhochhaltung wird fast nicht eingesetzt. Obwohl sie eine einfache und günstige Lösung darstellt, ist die Wärmeversorgung während des Aufheizvorgangs sehr ungünstig, was sie unattraktiv für die Anlage macht.

5.5. Heizkessel mit Speicher

Um die Brennerlaufzeiten bei 1- oder 2-stufigen Brenner zu verlängern und damit den Nutzungsgrad zu verbessern, wurden häufig Speicher eingebaut, weil der Wasserinhalt des Kessels meist sehr klein war. Mit den modulierenden Brennern bei Öl- und Gaskessel wird kein Speicher benötigt. Auch bei Kesseln, welche mit Holz befeuert wurden, wurde meistens ein Speicher ins System eingebunden. Sowohl Hackschnitzel- wie auch Pelletsfeuerungen können heute modulierend betrieben werden. Bei Stückholzkesseln muss allerdings noch ein Speicher eingebaut werden, denn bei Stückholzkesseln ist die Wärmeleistung nicht steuerbar und aus Sicherheitsgründen muss der Speicher so ausgelegt werden, dass er die gesamte Wärmeleistung aus der Beschickung aufnehmen kann.

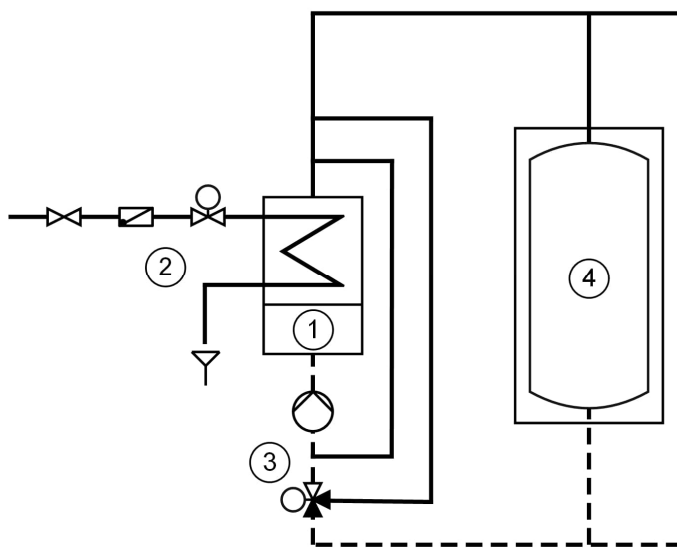


Fig. 5-21 Rücklauftemperaturhochhaltung auf separates Stellglied wirkend

1	Stückholzkessel	2	Thermische Ablaufsicherung
3	Rücklauftemperaturhochhaltung	4	Speicher

6 Erzeugung: Regeln und Steuern von mehreren Wärmeerzeugern

6.1. Einleitung

Früher wurden bei großen Wärmelasten häufig zwei oder mehrere Heizkessel verwendet. Dabei wurden die Heizkessel meist mit Öl, Gas oder Holz betrieben. Aufgrund des fortgeschrittenen Stands der Technik sowie teilweise politischen Anforderungen werden solche Heizkessel meist nur noch eingesetzt, um eine Spitzenlast abzudecken. Für Grundlastabdeckung wird eine Wärmepumpe oder ein Blockheizkraftwerk eingesetzt. Falls eine Wärmepumpe verwendet wird, sollte sie vorzugsweise eine konstante Wärmeleistung haben und folglich muss deshalb die Umgebungswärme von einer Wärmequelle mit konstanten Temperaturen wie dem Erdreich, Grund- oder Seewasser stammen. Die Spitzenlastabdeckung durch einen Heizkessel wird je nach Auslegung der Wärmeerzeuger nur an wenigen Stunden im Jahr benötigt.

Mehrere Heizkessel findet man heute meistens nur noch in großen, bestehenden Anlagen. Mehrkesselanlagen mit Öl oder Gas werden heute nur noch selten gebaut. Mehrkesselanlagen werden heute noch oft bei Fernwärmeheizungen mit Holz eingesetzt.

Reicht die erzeugte Wärmeleistung des ersten Wärmeerzeugers nicht mehr aus, wird der Folgekessel zu- und dann wieder weggeschaltet, sobald er nicht mehr benötigt wird. Aus der Anforderung nach ständiger Verfügbarkeit von Wärme, der langen Lebensdauer des Wärmeerzeugers und dem energieoptimalen Betrieb ergibt sich eine anspruchsvolle Problematik. Diese Anforderungen können eine anspruchsvolle Hydraulik und eine sehr anspruchsvolle Anforderung an die Steuer- und Regeltechnik haben. Dieses Kapitel befasst sich sowohl mit den heute angewandten hydraulischen und regeltechnischen Konzepten wie auch mit den früher eingesetzten Varianten als Überblick.

Die vorliegende Problematik kann mit der Verwendung von zwei Wärmeerzeugern ausreichend behandelt werden. Bei mehr als zwei Wärmeerzeugern verhält sich das Zu- und Wegschalten von weiteren Wärmeerzeugern ähnlich.

6.2. Anforderungen an die Folgeschaltung mehrerer Wärmeerzeuger

Die Anforderungen an eine energieoptimale und umweltschonende Folgesteuerung von mehreren Erzeugern sind sehr umfassend. Ein Anlagebetrieb mit niedrigem Energieverbrauch, hoher Verfügbarkeit bzw. Bereitschaft und minimalen Schadstoffemissionen ist anzustreben. Diese können mit Steuerungs- und Optimierungsfunktionen teilweise erfüllt werden.

Das optimale Zuschalten von einem weiteren Wärmeerzeuger geschieht nachfolgenden Anforderungen:

Jeder weitere Wärmeerzeuger soll

- rechtzeitig eingeschaltet werden um die Wärmeversorgung ohne Unterbruch zu sichern,
- nicht zu oft geschaltet werden, um unnötige Anfahr- und Stillstands-Energieverluste zu vermeiden und
- nur dann eingeschaltet werden, wenn er tatsächlich benötigt wird.

Ob ein weiterer Wärmeerzeuger tatsächlich auch benötigt wird, wird nicht allein anhand der rein statischen Abweichung der Ist- von der Solltemperatur, sondern anhand der Integralbildung der Abweichung während einer festgelegten Sperrzeit entschieden. Dabei ist auch die Berücksichtigung des momentanen Betriebszustandes des nachfolgenden Wärmeerzeugers sinnvoll:

- Ein bereits warmer Wärmeerzeuger kann eher zugeschaltet werden als ein kalter Wärmeerzeuger.
- Wenn der Wirkungsgrad des nachfolgenden Wärmeerzeugers bereits in einem geringeren Teillastbereich optimal ist, kann er früher zugeschaltet werden.
- Der weitere Wärmeerzeuger sollte erst dann weggeschaltet werden, wenn der vorgeschaltete Wärmeerzeuger die Wärmeleistung eindeutig allein übernehmen kann.

Reaktion auf temporäre Lastspitzen

Bei Schnellaufheizung, Wassererwärmung sowie bei anderen Aufheizvorgängen mit großem temporärem Leistungsbedarf, soll der Vorlauftemperatursollwert sofort auf seinen Maximalwert angehoben und je nach Gesamtlastzustand soll der nachfolgende Wärmeerzeuger verzögerungsfrei zugeschaltet werden.

6.3. Hydraulische Parallel- oder Reihenschaltung der Wärmeerzeuger

6.3.1. Parallelschaltung

In Parallelschaltung erhalten beide Wärmeerzeuger die gleiche Rücklauftemperatur. Dies ist vor allem sinnvoll, wenn als Spitzenlastkessel bzw. als Folgekessel ein Brennwertkessel verwendet wird. Denn je nach gewählter Verteiler- und Gruppenschaltung hat der Rücklauf tiefe Temperaturen. Diese sorgen anschließend im Brennwertkessel dafür, dass der im Abgas enthaltene Wasserdampf kondensiert und damit die Kondensationswärme genutzt werden kann. Damit wird erreicht, dass der zugeschaltete Kessel bei der Spitzenlast einen hohen Wirkungsgrad aufweist. Auch sollte diese Einbindung gewählt werden, wenn eine Wärmepumpe im bivalent-alternativen Betrieb genutzt wird. Beim bivalent-alternativen Betrieb wird ab einer bestimmten Außentemperatur die Wärmepumpe abgeschaltet und eine Zusatzheizung sorgt fortan für die Deckung der Gebäudelast. Wärmepumpen verfügen über eine maximale Kondensator-Eintrittstemperatur. Dieser maximale Wert darf niemals überschritten werden, weshalb beim Heizbetrieb mit der Zusatzheizung kein Heizungswasser durch die Wärmepumpe strömen darf. Deshalb sollte die Zusatzheizung parallel eingebunden werden.

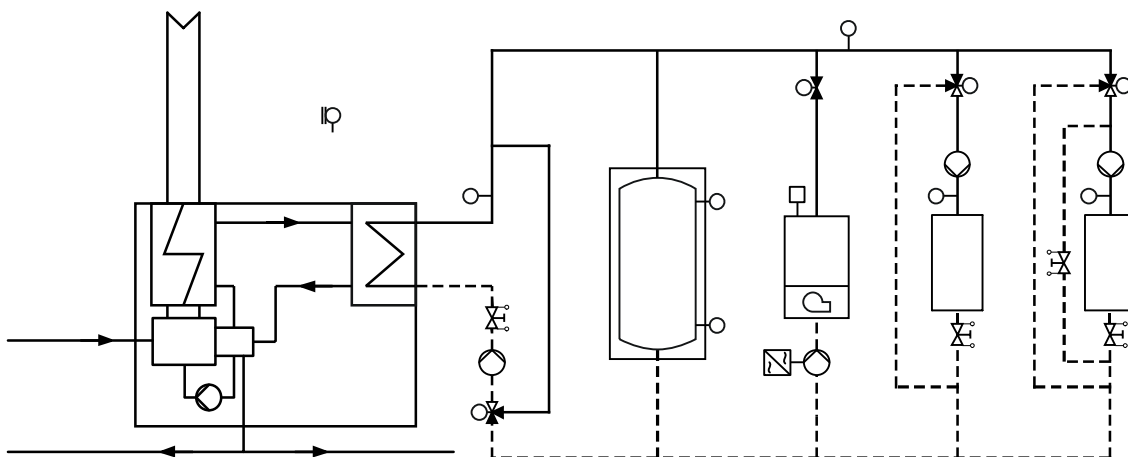


Fig. 6-1 Schema mit zwei Wärmeerzeugern (Blockheizkraftwerk, Gaskessel) parallel angeschlossen

6.3.2. Reihenschaltung

Bei der Reihenschaltung haben beide Wärmeerzeuger unterschiedliche Eintrittstemperaturen. Die Austrittstemperatur des vorgeschalteten Wärmeerzeugers ist die Eintrittstemperatur des nachgeschalteten Kessels. Bei Wärmepumpen-Anlagen, welche im bivalent-parallelen Betrieb genutzt werden, wird die Zusatzheizung hydraulisch in Serie eingebunden. Beim bivalent-parallelen Betrieb decken ab einer bestimmten Außentemperatur die Wärmepumpe und die Zusatzheizung zusammen die Gebäudelast. Da bei Wärmepumpen-Anlagen die maximale Kondensator-Eintrittstemperatur nicht überschritten werden darf, wird die Zusatzheizung in Serie eingebunden.

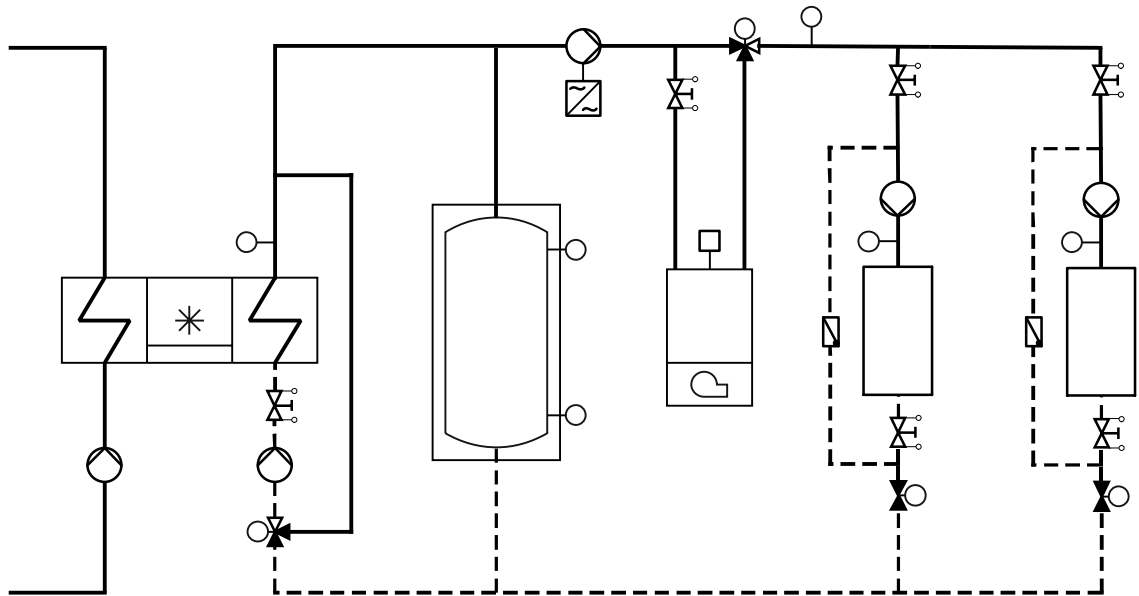


Fig. 6-2 Schema mit zwei Wärmeerzeuger (Wärmepumpe, Gaskessel) in Reihe angeschlossen

6.3.3. Hydraulische Schaltung Mehrkesselanlagen

Bestehende Nah- und Fernwärmeverbunde sowie größere Industrie- und Gewerbebauten verfügen noch häufig über Mehrkesselanlagen bzw. sie werden bei den genannten Beispielen auch noch gebaut. Meistens werden dabei die Heizkessel parallel angeschlossen, wobei wiederum jeder dieselbe Rücklauftemperatur hat.

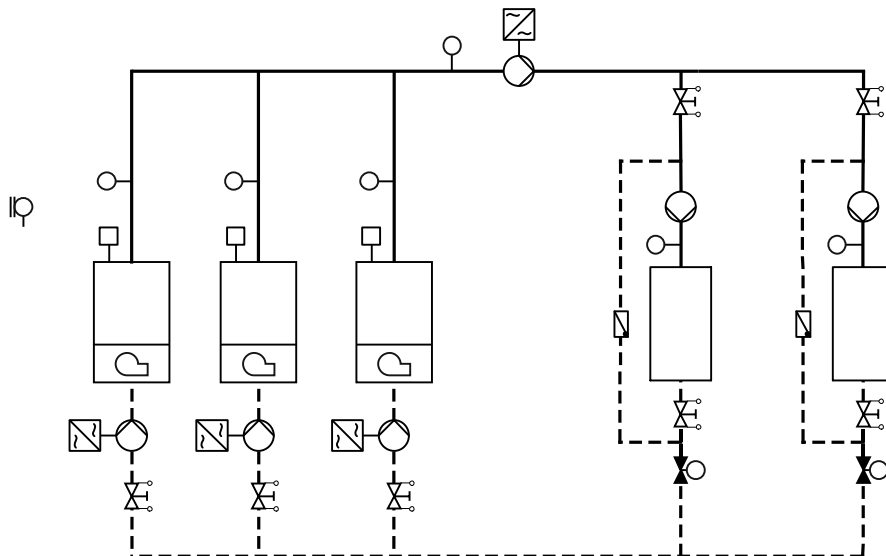


Fig. 6-3 Mehrkesselanlage mit mehreren Kesseln parallel angeschlossen

Bei der Gestaltung der Kesselleistung können sämtliche Kessel die gleiche Leistung haben oder jeder Kessel hat eine individuelle Kesselleistung. Da vorwiegend modulierende Kessel mit einer minimalen Kesselleistung verwendet werden, können fast alle Lastanforderungen seitens Verbraucher erfüllt werden. Um die entsprechende Last abzudecken, können zum Beispiel alle Kessel die Leistung so reduzieren, dass alle Kessel immer gleich belastet werden. Dabei darf die minimale Kesselleistung allerdings nicht unterschritten werden, was bedeutet, dass bei immer tiefer werdenden Lasten die Heizkessel von Zeit zu Zeit weggeschaltet werden. Sinnvoller wäre deshalb, wenn die Kessel jeweils nach Betriebsdauer oder Belastung zu- oder weggeschaltet werden. Dabei kann dafür gesorgt werden, dass alle Kessel dieselben Werte erreichen oder aber man kann bewusst anstreben, dass sie unterschiedliche Werte haben, damit später nicht beide zur gleichen Zeit ersetzt werden müssen. Ebenfalls lässt der Wirkungsgrad in diese Überlegungen einbinden. Auch können die

Kessel so betrieben werden, dass sie den optimalen Wirkungsgrad haben. Wichtig ist das ein möglicher Kompromiss gefunden wird.



Fig. 6-4 Mehrkesselanlage (zwei Ölkessel) in Parallelschaltung angeschlossen, Kessel rechts mit Schalldämmhaube

6.4. Umschaltkriterien zur Folgesteuerung

Die Folgesteuerung von mehreren Wärmeerzeugern kann nach verschiedenen Kriterien erfolgen. Welche Kriterien am sinnvollsten eingesetzt werden hängt von der Anlagesituation und den Betriebsbedingungen und -vorgaben ab und muss in jedem einzelnen Fall separat entschieden werden.

Häufig verwendete Freigabe und Zuschaltkriterien

Die gebräuchlichsten Freigabe- und Umschaltkriterien zur Folgesteuerung sind:

- Handsteuerung (Freigabekriterium)
- Außentemperatur (Freigabekriterium)
- Verbraucher-Vorlauftemperatur (Zuschaltkriterium)
- Temperatur in hydraulischer Weiche (Zuschaltkriterium)
- Speichertemperatur (Zuschaltkriterium)
- Folgesteuerung nach der Brennerlast (Zuschaltkriterium)
- Modulationsgrad von Brennwertkesseln (Zuschaltkriterium)

6.4.1. Handsteuerung (Freigabekriterium)

Die Handsteuerung eignet sich besonders für die Freigabe der verschiedenen Wärmeerzeuger. Diese Art der Freigabe erscheint zwar im heutigen Zeitalter der Automation veraltet zu sein. Bei Großanlagen im Industrie- oder Gewerbebereich, wo technisch ausgebildetes Personal solche Anlagen ohnehin rund um die Uhr betreut, verfügt dieses auch meist über große Erfahrungen und Informationen bezüglich des Trends des bevorstehenden Leistungsbedarfs (Wettervorhersage, Informationen über bevorstehende In- oder Außerbetriebsetzungen von Wärmeverbrauchern etc.). Es handelt sich also um keine automatische, aber dennoch "intelligente" Methode der Freigabe.

6.4.2. Außentemperatur (Freigabekriterium)

In Anlagen, bei denen die Wärmeleistung mehrheitlich für die Raumheizung benötigt wird, eignet sich die Außentemperatur gut als Bezugsgrösse für die Freigabe der Wärmeerzeuger. Allerdings muss hier die „gedämpfte“ Außentemperatur gewählt werden (siehe Kapitel 0

Heizgrenzen-Schaltautomatik), weil die aktuelle Außentemperatur zu schnell schwankt und so die Wärmeerzeuger zu kurzzeitig zu- oder weggeschaltet werden.

6.4.3. Verbraucher-Vorlauftemperatur (Zuschaltkriterium)

Dieses Prinzip als Zuschaltkriterium für weitere Wärmeerzeuger wird sehr häufig verwendet. Die Verbraucher-Vorlauftemperatur wird dabei in der Leitung zum Hauptverteiler gemessen. Diese Vorlauftemperatur muss meist einem Sollwert entsprechen, der zum Beispiel im Kontext mit einer Heizkurve witterungsgeführt oder konstant sein kann. Steigt der Wärmeleistungsbedarf und somit der Heizungswasserbezug der Gruppen, dann sinkt die Vorlauftemperatur zunehmend, weil der vorge-schaltete Wärmeerzeuger die benötigte Wärmeleistung nicht mehr decken kann. Sinkt die Vorlauf-temperatur unter diesen Sollwert und bleibt über eine bestimmte Zeitdauer auch unter dem Sollwert, dann wird ein weiterer Wärmeerzeuger freigegeben. Dies geschieht über die Integralbildung der Temperaturabweichung über die Zeit. Wird anschließend ein bestimmter Wert (inkl. Sperrzeit) über-schritten, dann erfolgt die Freigabe für die Zuschaltung. So kann verhindert werden, dass nicht schon bei kleinsten Laständerungen seitens Verbraucher ständig ein Wärmeerzeuger zugeschaltet wird. Die Wegschaltung kann ebenfalls über denselben Vorlauftemperaturfühler in der Leitung zum Haupt-verteiler erfolgen. Auch bei der Wegschaltung kann die Integralbildung der Temperaturabweichung über die Zeit wiederum verwendet werden. Bei der Temperaturabweichung ist die Vorlauftemperatur jetzt allerdings höher als der Sollwert. Sobald ein definierter Wert (inkl. Sperrzeit) überschritten wird, kann ein Wärmeerzeuger weggeschaltet werden. Je nach hydraulischem Konzept kann die Wegschaltung auch über die Rücklauftemperatur im Wärmeerzeugerkreis erfolgen. Denn diese Temperatur ermöglicht einen Rückschluss auf die bezogene Wärmeleistung der Gruppe. Sobald diese nämlich steigt, bedeutet dies, dass die Wärmeleistung der Gruppe sinkt. Auch hier wird das Integral der Temperaturabweichung über die Zeit gebildet. Wenn der daraus resultierende Wert die Vorgabe überschreitet (inkl. Sperrzeit), kann ein Wärmeerzeuger weggeschaltet werden.

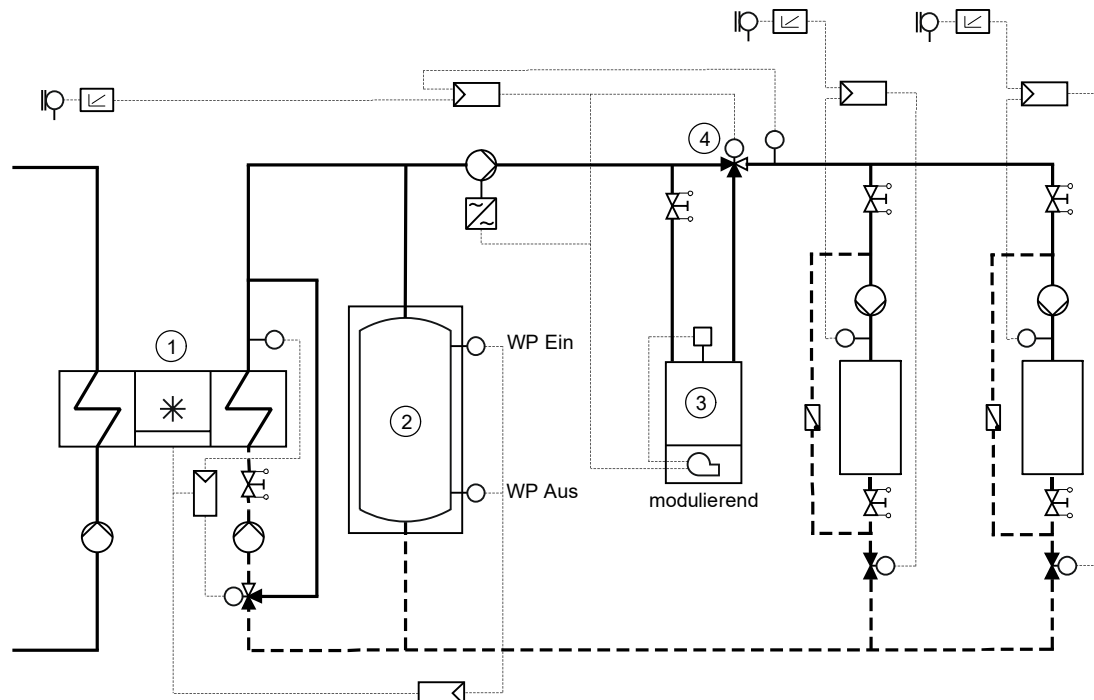


Fig. 6-5 Wärmepumpen-Anlage mit Gaskessel als Zusatzheizung (Reihenschaltung) für bivalent-parallelen Betrieb

- | | | | |
|---|------------|---|---------------|
| 1 | Wärmepumpe | 2 | Speicher |
| 3 | Gaskessel | 4 | Umstellventil |

6.4.4. Temperatur in hydraulischer Weiche (Zuschaltkriterium)

Wird eine Heizungsanlage mit zwei oder mehr Wärmeerzeugern gebaut, dann kann der im Teillastbetrieb von den Wärmeerzeugungspumpen geförderte Wasserstrom wesentlich grösser sein als der von den Verbraucherkreisen insgesamt abgenommene. Um starke Druck- und Volumenstromschwankungen im Wärmeerzeugerkreis und damit auch die negativen Auswirkungen auf die Verbraucherkreise zu vermeiden, wird der Wärmeerzeugerkreislauf in der Regel durch eine Ausgleichsleitung zwischen Vor- und Rücklauf kurzgeschlossen und somit hydraulisch entkoppelt (vgl. druckloser Verteiler).

Bei Wärmeerzeugungsanlagen, die über einen Speicher verfügen, übernimmt der Speicher diese Entkopplung. Bei Kesselanlagen mit Rücklauftemperaturhochhaltung beispielsweise geben die Heizkessel im Anfahrbetrieb kein und anschließend während einiger Zeit zu wenig Heizungswasser an die Verbraucher ab, sodass die Verbrauchergruppen die fehlende Wassermenge über diese Ausgleichsleitung aus dem kalten Rücklauf ansaugen. Der Temperaturfühler für die Zuschaltung muss in dieser Phase im Vorlauf zwischen der hydraulischen Weiche und dem Verteiler eingesetzt sein, um die Wärmeleistung der Verbrauchergruppen erfassen zu können. Im Schwachlastbetrieb, wenn sowohl der Wärmeerzeugerkreis wie auch die Verbraucherkreise nahezu im Kurzschlussbetrieb laufen, zirkuliert aber dort fast kein Wasser mehr. Die Leitung kühlt sich ab und der Temperaturfühler veranlasst eine erhöhte Wärmelieferung, obwohl die Wärmeerzeugerleistung entsprechend zurückgeschaltet werden müsste. In dieser Phase sollte also der Fühler wieder im Rücklauf des Wärmeerzeugerkreises platziert sein. Die steuer- und regeltechnische Lösung dieser Problematik basiert auf der Platzierung je eines separaten Fühlers im Vorlauf zum Verteiler und im gemeinsamen Rücklauf zu den Wärmeerzeugern. Mit Hilfe des Vorlauffühlers wird die Vorlauftemperatur geregelt und entsprechend je nach Bedarf ein Wärmeerzeuger zugeschaltet, während der Fühler im Rücklauf die Minderung der Wärmeleistung vom Wärmeerzeuger auslöst und diesen womöglich sogar wegschaltet, sobald seine Temperatur steigt.

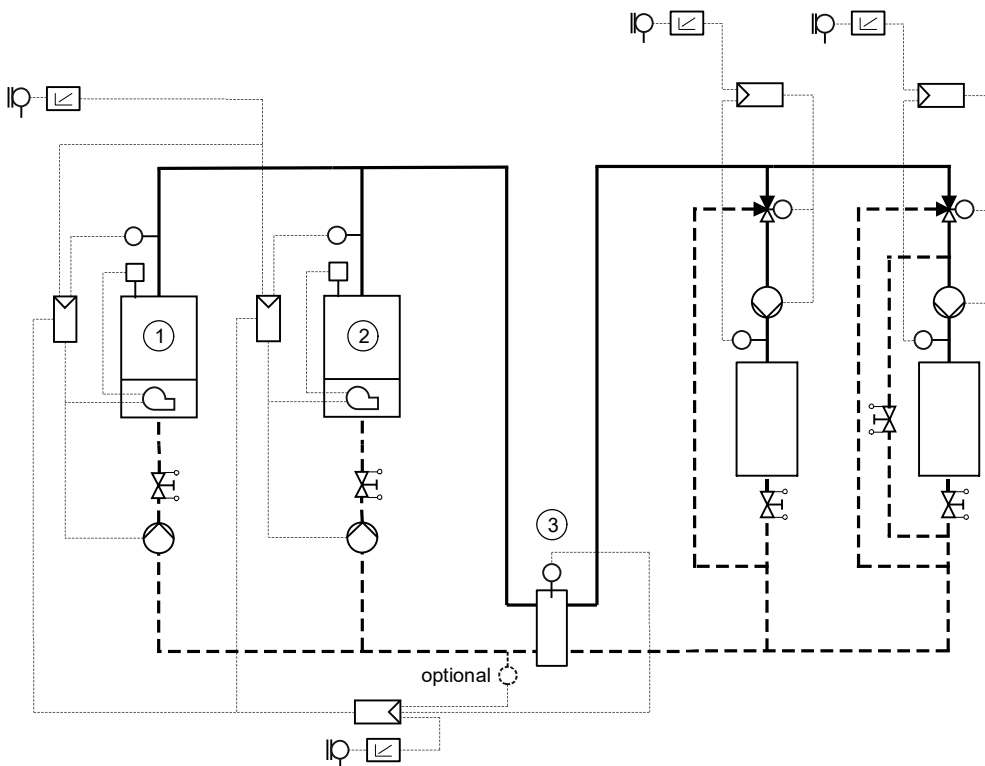


Fig. 6-6 Zwei Gasbrennwertkessel (Parallelschaltung) mit hydraulischer Weiche

- | | | | |
|---|----------------------|---|----------------------|
| 1 | Gasbrennwertkessel 1 | 2 | Gasbrennwertkessel 2 |
| 3 | hydraulische Weiche | | |

Nun bezweckt die hydraulische Weiche nicht nur die Sicherstellung der erforderlichen Volumenströme im Erzeuger- und Verbraucherkreis, sondern auch eine echte hydraulische Entkopplung dieser beiden Kreise. Wählt man für diese Ausgleichsleitung eine Strömungsgeschwindigkeit von

max. 0.2 m/s bei Nennvolumenstrom, ergibt sich ein so großer Rohrdurchmesser, dass man eher von einem Ausgleichgefäß sprechen könnte.

Eine konstruktiv geschickte Fühlerplatzierung im oberen Teil dieses Gefäßes ermöglicht ein lastabhängiges Zu- und Wegschalten der Wärmeerzeuger mit Hilfe eines einzigen Fühlers.

6.4.5. Speichertemperatur (Zuschaltkriterium)

Wenn Wärmeerzeuger, wie zum Beispiel Wärmepumpen oder Heizkessel mit Stufen eingesetzt werden, entsteht die Anforderung nach langen Brenner- oder Verdichter-Laufzeiten. Um diese Anforderungen zu erfüllen, bietet sich der Einsatz eines Wärmespeichers an. Hydraulisch betrachtet, sollten die Wärmeerzeuger parallel angeschlossen werden. Sollte ein Wärmespeicher auch bei reinen Mehrkesselanlagen eingesetzt werden, sind dadurch nicht zwingend modulierende Kessel erforderlich. Auch ein- und zweistufige Kessel erfüllen beim Einsatz vom Wärmespeicher die Anforderung nach langen Brennerlaufzeiten.

Die folgende Funktionsbeschreibung bezieht sich stellvertretend auf eine Anlage mit zwei einstufigen Holzsnitzelheizkesseln (vgl. Fig. 6-7).

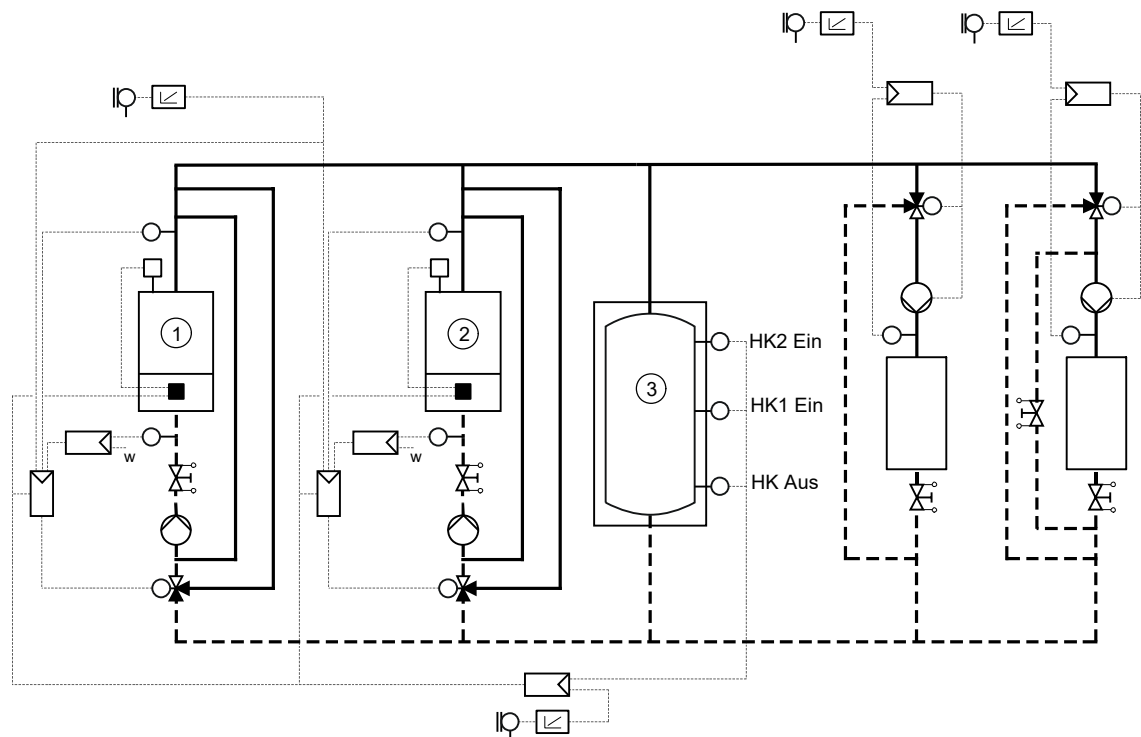


Fig. 6-7 Zwei Holzsnitzelheizkessel (HK, in Parallelschaltung) mit Rücklauftemperaturhochhaltung

1	Holzsnitzelheizkessel 1	2	Holzsnitzelheizkessel 2
3	Speicher		

Sinkt die Speichertemperatur beim Speichertemperaturfühler HK1 Ein unter den Sollwert, wird der Holzsnitzelheizkessel 1 eingeschaltet. Ist die Wärmeleistung des Heizkessels gleich oder grösser als der momentane Verbrauch, so läuft der erste Holzsnitzelkessel im Dauerbetrieb oder der Wärmespeicher wird langsam wieder aufgeladen. Erreicht die Speichertemperatur den Sollwert am Fühler HK Aus unten am Speicher, wird der Heizkessel 1 ausgeschaltet. Dies gilt grundsätzlich bei jedem Lastzustand für alle Wärmeerzeuger. Das bedeutet, dass bei geladenem Speicher immer die gesamte Wärmeerzeugung und somit sämtliche Wärmeerzeuger ausgeschaltet werden. Ist die Verbraucherlast grösser als die Wärmeleistung des ersten Heizkessels, so wird der Speicher weiter entladen. Sobald der Sollwert am oberen Fühler HK2 Ein unterschritten wird, wird der zweite Wärmeerzeuger (evtl. nach einer Sperrzeit) zugeschaltet. Ist der zweite Holzsnitzelkessel einmal zugeschaltet, laufen beide Wärmeerzeuger unabhängig vom Lastverhalten der Anlage bis der Speicher voll durchgeladen ist. Der Fühler HK Aus schaltet dann beide Wärmeerzeuger wieder aus. Während des gesamten Heizbetriebes können so lange Brenner- bzw. bei Wärmepumpen Verdichter-Laufzeiten und damit hohe Wirkungsgrade erreicht werden. Der Wärmespeicher bildet außerdem eine perfekte hydraulische Entkoppelung zwischen dem Wärmeerzeugerkreislauf und dem Verbraucherkreislauf. Die Wärmeerzeugung reagiert umso schneller, je grösser der Wärmebedarf ist.

Beim Wärmeerzeuger tritt auch kein Pendeln auf, weil zwischen den Ein- und Ausschaltpunkten, Speicherkapazitäten aufgeladen bzw. entladen werden müssen. Die Austrittstemperatur aus dem Wärmeerzeuger bzw. die Speicherladetemperatur wird über den Vorlauftemperatur-Sollwert mittels Mischorgan im Rücklauf geregelt. Aus energetischer Sicht sollten die Speichertemperaturen bzw. die Sollwerte im Speicher witterungsabhängig geführt werden.

Dank der Wärmespeicherung reagiert die Anlage völlig unempfindlich auf plötzlich auftretende Laständerungen (z.B. Aufheizvorgänge). Der große und plötzliche auftretende Wärmebedarf kann durch die gespeicherten Kapazitäten gedeckt werden. Die eindeutigen Vorteile dieses Konzeptes erfordern allerdings höhere Investitionskosten und größeren Raumbedarf.

6.4.6. Folgesteuerung nach der Brennerlast (Zuschaltkriterium)

Diese Art der Folgesteuerung eignet sich für Kessel mit modulierenden Brennern. Die Vorlauftemperatur wird für jeden Kessel separat auf einen festen oder witterungsgeführten Sollwert geregelt. Die Zu- und Wegschaltung des Folgekessels erfolgt abhängig von der Brennerlast (Luftklappenstellung und Zeitverzögerung). Ist der feuerungstechnische Wirkungsgrad bei Teillast grösser als bei Volllast, kann der Folgekessel schon früher zugeschaltet werden. Sind beide Kessel in Betrieb, arbeiten beide im modulierenden Lastbereich von je ca. 30...100%. Um eine gleichmäßige Leistungsverteilung zu erreichen, müssen die Kessel hydraulisch parallelgeschaltet werden.

6.4.7. Modulationsgrad von Brennwertkesseln (Zuschaltkriterium)

Im Kapitel 6.4.3 wurde gezeigt, wie die Verbraucher-Vorlauftemperatur oder die Wärmeerzeuger-Rücklauftemperatur genutzt werden können, um einzelne Leistungsstufen bei Heizkesseln oder ganze Wärmeerzeuger zu- und wegzuschalten. Bei der Verwendung von Brennwertkesseln, vor allem auch wenn mehrere Kessel zusammengeschaltet werden, reicht der bisher besprochene Ansatz nicht mehr aus, um in allen Betriebssituationen gute Wirkungsgrade für die einzelnen Kessel bzw. auch im Gesamten zu erreichen.

Folgende Kriterien sollen bei einer solchen Anlage erfüllt werden:

- Die gewünschte Vorlauftemperatur sollte bedarfsgerecht ohne große Schwankungen und Abweichungen zur Verfügung stehen.
- Die Rücklauftemperaturen für die Brennwertkessel sollten möglichst tief sein.
- Durch verschiedene Laufzeitstrategien sollte eine Optimierung des Gesamtwirkungsgrades erreicht werden.

Zentraler Punkt bei hier besprochenem regelungstechnischen Ansatz ist, dass zusätzlich zur Vor- und Rücklauftemperatur auch der Modulationsgrad bzw. die aktuell produzierte Leistung der in Betrieb stehenden Kessel verwendet wird. Dazu wird im Regler der Kesselmodulationsgrad (z.B. über die Gebläsedrehzahl) ermittelt und eine Leistungsbilanz über alle Kessel geführt.

Separate Vorlauftemperatur-Regelung

Die einzelnen Brennwertkessel sind mit einer separaten Vorlauftemperatur-Regelung versehen. Der Regler gibt je nach Bedarf den einzelnen Vorlauftemperatur-Reglungen den notwendigen Vorlauftemperatur-Sollwert vor.

Verschiedene Laufzeitstrategien

Die Zu- und Wegschaltung der verschiedenen Kessel erfolgt aufgrund der Wahl der Laufzeitstrategie. Damit nämlich die Kesselfolge-Regelung möglichst gut an die unterschiedlichen Betriebssituationen angepasst werden kann, können folgende Laufzeitstrategien gewählt werden:

- möglichst wenige Kessel einschalten
⇒ Der Leistungsbedarf für das Gebläse und die Kesselpumpen sind minimal.
- verlängerte Brennerlaufzeiten und dadurch weniger Brennerstarts
⇒ Die Emissionen durch Brennerstarts werden klein gehalten.
- so viele Kessel wie möglich einschalten
⇒ Ist vorteilhaft, wenn zum Beispiel die Wassermenge auf Verbraucherseite viel größer ist als auf Erzeugerseite.

7 Erzeugung: Regeln und Steuern von Wärmepumpen-Anlagen

7.1. Einleitung

Die Wärmepumpe kann durch Ausnutzung der Umweltwärme normalerweise mindestens drei Mal mehr Wärmeenergie erzeugen als zu ihrem Betrieb an Zusatzenergie (elektrische Energie, Wärmeenergie) benötigt wird. Somit ermöglicht die Wärmepumpe einen äußerst wirkungsvollen Einsatz von Zusatzenergie zur Gebäudeheizung.

Es existieren drei Funktionstypen von Wärmepumpen:

- Kompressions-Wärmepumpen (Zusatzenergie: elektrische Energie)
- Absorptions-Wärmepumpen (Zusatzenergie: Wärmeenergie)
- Adsorptions-Wärmepumpen (Zusatzenergie: Wärmeenergie)

Im Folgenden wird nur die Kompressions-Wärmepumpe betrachtet.

7.2. Funktionsprinzip Kompressions-Wärmepumpe

Mit der Wärmepumpe werden in einem geschlossenen Kreisprozess (Kältekreislauf) die thermodynamischen Eigenschaften eines Kältemittels ausgenutzt. Das Funktionsprinzip ist das Gleiche wie bei einem Kühlschrank. Bei der Wärmepumpe wird allerdings im Gegensatz zum Kühlschrank die produzierte Wärme und nicht die entstandene Kälte genutzt.

Exkurs: Eigenschaften Kältemittel

Als Kältemittel bezeichnet man das in einer Kältemaschine umlaufende Arbeitsmedium. Das Kältemittel sollte sehr leicht flüchtig sein. Sie sollten also bei relativ niedrigen Temperaturen und technische gut handhabbaren Drücken verdampfen. Weiter wäre es sinnvoll, wenn das Kältemittel nicht giftig, nicht brennbar und nicht explosiv ist.

Im Funktionsschema Kältekreislauf ist zu erkennen, dass ein geschlossenes Rohrsystem den Kältekreislauf darstellt. Dieses Rohrsystem wird vom Kältemittel durchströmt. Das Kältemittel übernimmt dabei den Transport der Wärme im Kältekreislauf.

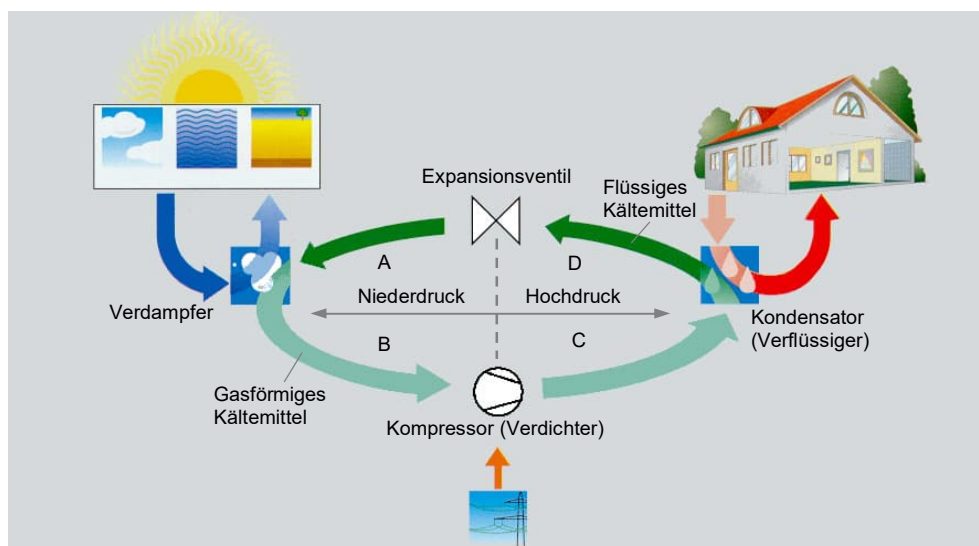


Fig. 7-1 Kältekreislauf mit mechanischen Hauptkomponenten einer Wärmepumpe

A-B: Verdampfung (Verdampfer)

Wie bereits erwähnt besitzt ein Kältemittel die Eigenschaft, dass es bereits bei tiefen Temperaturen unter einem bestimmten Druck verdampft. Bei der Verdampfung wechselt im Wärmetauscher der Aggregatzustand von flüssig nach gasförmig. Für diese Zustandsänderung wird Energie benötigt, welche sich der Verdampfer-Wärmetauscher aus der Umgebung (Energiequelle) holt.

Als Energiequellen können Luft, Wasser oder das Erdreich dienen. Wenn dieser Energiequelle Wärme entzogen wird, kühlt sich diese ab. Die Temperatur im Kältemittel erhöht sich dabei nur sehr wenig. Das niedrige Temperaturniveau lässt es noch nicht zu, dass es sich direkt für die Heizung verwenden lässt.

B-C: Verdichtung (Kompressor)

Das nun gasförmige Kältemittel wird durch einen Kompressor verdichtet. Dadurch steigen der Druck und die Temperatur des Kältemittels an. Die Temperatur erhöht sich auch, weil die Motorenabwärme vom sauggasgeköhlten Verdichter an das Kältemittel übertragen wird. Somit erhöht sich der Wärmeinhalt des Kältemittels zusätzlich. Für den Verdichtungs-Vorgang wird elektrische Energie benötigt.

C-D: Kondensation (Kondensator)

Das Kältemittel zirkuliert nun wieder durch einen Wärmetauscher. Das heiße, dampfförmige Kältemittel wird dabei durch das kältere Umgebungsmedium wieder abgekühlt. Wenn dieser Kreisprozess als Wärmepumpe genutzt wird, wird die Wärmeenergie an das Heizungswasser abgegeben. Durch diese Abkühlung kondensiert das dampfförmige Kältemittel im Wärmetauscher und wird wieder flüssig. Dadurch werden die gesamte Verdampfungsenergie, sowie die Energie der Motorenabwärme wieder abgegeben. Nach erfolgter Kondensation ist das Kältemittel nach wie vor auf einem hohen Druck.

D-A: Expansion (Expansionsventil)

Im Expansionsventil wird der vorhandene hohe Druck rasch abgebaut, um wieder den Ausgangsdruck zu erreichen. Bei diesem Expansionsvorgang verdampft ein Teil des Kältemittels und die Temperatur des Kältemittels sinkt wieder auf die ursprüngliche Temperatur ab.

7.3. Energiequellen

Ein Kältemittel hat wie bereits erwähnt die besondere Eigenschaft, dass es bei niedriger Temperatur verdampft. Dies ermöglicht es, dass die sehr reichlich vorhandenen Umweltenergien

- Außenluft (bis - 20 °C)
- See- oder Grundwasser (4 - 12 °C)
- Erdreich (-5 - 10 °C)

als Energiequelle vom Temperaturniveau her bestens genügen, um das Kältemittel zu verdampfen. Die Energiequelle kühlt sich dabei um einige Kelvin ab. Die Energiequelle liefert somit die notwendige Verdampfungswärme für die Wärmepumpe.

7.3.1. Außenluft

Die Außenluft hat eine sehr hohe Verfügbarkeit und wird deshalb oft benutzt. Die Lufttemperatur erfährt innerhalb eines Jahres große Temperaturschwankungen. In den Wintermonaten, den Zeiten des größten Heizwärmebedarfs, ist die Außenluft hingegen am kältesten, was negative Konsequenzen für den Wirkungsgrad hat. Auch muss die Wärmepumpe entsprechend auf die kälteste Außenlufttemperatur ausgelegt werden. Dieselbe Wärmepumpe produziert hingegen anschließend bei mildem Wetter und entsprechend geringerem Heizwärmebedarf eine größere Heizleistung und entsprechend mehr Wärmeenergie, welche möglicherweise gespeichert werden muss. Bei Außenlufttemperaturen unter 0 °C bildet sich am Verdampfer Reif oder Eis, das gelegentlich wieder abgetaut werden muss. Bei tiefen Außentemperaturen nehmen der Wirkungsgrad und die Leistungszahl stark ab. Deshalb eignet sich diese Quelle schlecht für eine Wärmepumpe mit monovalenten Betrieb. Besser wäre es, die Luft-Wasser-Wärmepumpe in einer bivalenten Anlage einzusetzen, bei der bei tiefer Außentemperatur auf eine Zusatzheizung umgeschaltet wird.

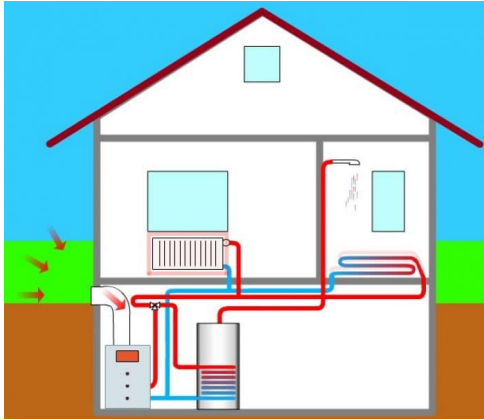


Fig. 7-2 Luft-Wasser-Wärmepumpe, Kompaktgerät Innenaufstellung (Quelle: MHK)

7.3.2. Erdreich

Das Erdreich hat eine relativ konstante Jahresmitteltemperatur ab einer Tiefe von 1 bis 2 Meter. Bei Wärmepumpen, welche das Erdreich als Energiequelle haben, muss im Kreislauf auf der Verdampferseite ein Frostschutzmittel (Glykol) beigegeben werden, um zu verhindern, dass die Wärmeträgerflüssigkeit einfriert. Dieses Wasser-Glykol-Gemisch wird auch Sole genannt. Die Wärme des Erdreichs wird mittels eines in separaten Leitungen geführten Sole-Kreislaufs nutzbar gemacht. Häufig werden folgende zwei Erdwärmegewinnungssysteme eingesetzt: Erdwärmeregister und Erdwärmesonden. Beim Erdwärmeregister erfolgt der Wärmeentzug durch ein waagerechtes Rohrschlängensystem, welches ca. 20 cm unterhalb der Frostgrenze verlegt wird (z.B. in 2 m Tiefe). Erdwärmeregister benötigen allerdings eine große Fläche. Man braucht für das Register rund die doppelte Wohnfläche. Bei Erdwärmesonden erfolgt der Wärmeentzug senkrecht im Erdreich. Die Erdsonden sind meistens zwischen 100 und 300 m lang. Die Belastung der Sonden sollte kleiner als 45 W/m sein. Durch die konstante Temperatur im Primärkreislauf ist diese Wärmepumpe auch für den monovalenten Betrieb geeignet. Es muss allerdings beachtet werden, dass bei großen Wärmeleistungen bzw. bei mehr als vier Erdwärmesonden eine Simulationsberechnung vorgenommen werden sollte, um sicher zu gehen, dass das Erdreich nicht zu stark auskühlt. Eine Alternative ist auch, dass im Sommer, wenn das Gebäude gekühlt werden muss, das Erdreich mit dieser Abwärme wieder «geladen» wird.

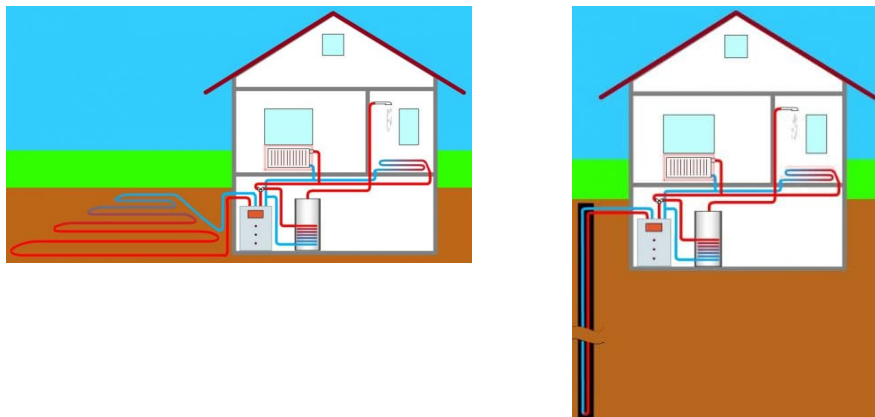


Fig. 7-3 Erdwärme-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmeregister (links) und Erdsonden (rechts) (Quelle: MHK)

7.3.3. See- oder Grundwasser

See- oder Grundwasser besitzt wie das Erdreich die Eigenschaft, dass es ganzjährig eine beinahe konstante Temperatur aufweist. Damit ist die Temperatur auf der Verdampferseite auch in den Wintermonaten hoch, was sich wiederum positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Das Grundwasser wird über einen Förderbrunnen entzogen. Anschließend wird das Wasser über den Verdampfer geführt und dann durch einen Rückgabebrunnen wieder zurückgeführt.

Seewasser wird ebenfalls gefasst und mittels Pumpen dem Verdampfer zugeführt. Anschließend wird das Seewasser wieder zurückgeführt. Aufgrund der Verschmutzungsgefahr des Verdampfers wird häufig noch ein Zwischenkreislauf zwischen See- oder Grundwasser und Verdampfer eingebaut. Hier ist eine konstante und vor allem hohe Temperatur auf der primären Seite vorhanden. Deshalb eignet sich auch diese Wärmepumpe sowohl für den monovalenten wie auch für den bivalenten Betrieb.

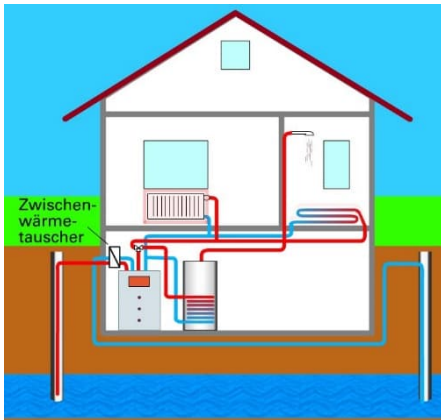


Fig. 7-4 Wasser-Wasser-Wärmepumpe mit Grundwassernutzung und Zwischenkreislauf (Quelle: MHK)

7.4. Betriebsarten

7.4.1. Monovalenter Betrieb

Monovalente Betriebsweise (mono = ein, einzig)

Beim monovalenten Betrieb deckt die Wärmepumpe als einziger Wärmeerzeuger in allen möglichen Betriebszuständen den Leistungsbedarf. Die Wärmepumpe muss also so ausgelegt werden, dass sie die maximale Gebäudelast decken kann. Diese Betriebsweise eignet sich vor allem, wenn die Temperatur auf der Verdampferseite konstant ist. Dies trifft vor allem bei Wärmepumpen zu, deren Energiequelle das Erdreich oder See- bzw. Grundwasser ist.

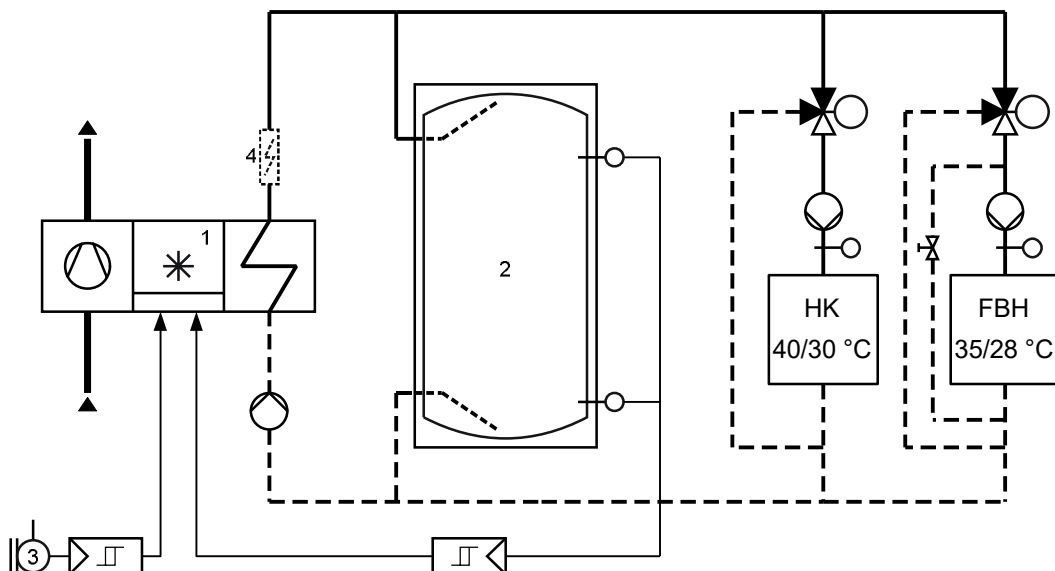


Fig. 7-5 Monovalent betriebene Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Speicher und Verbrauchergruppen

- | | | | |
|---|------------|---|-----------------------------------|
| 1 | Wärmepumpe | 3 | Außenfühler |
| 2 | Speicher | 4 | Zusatzheizung (Elektro, optional) |

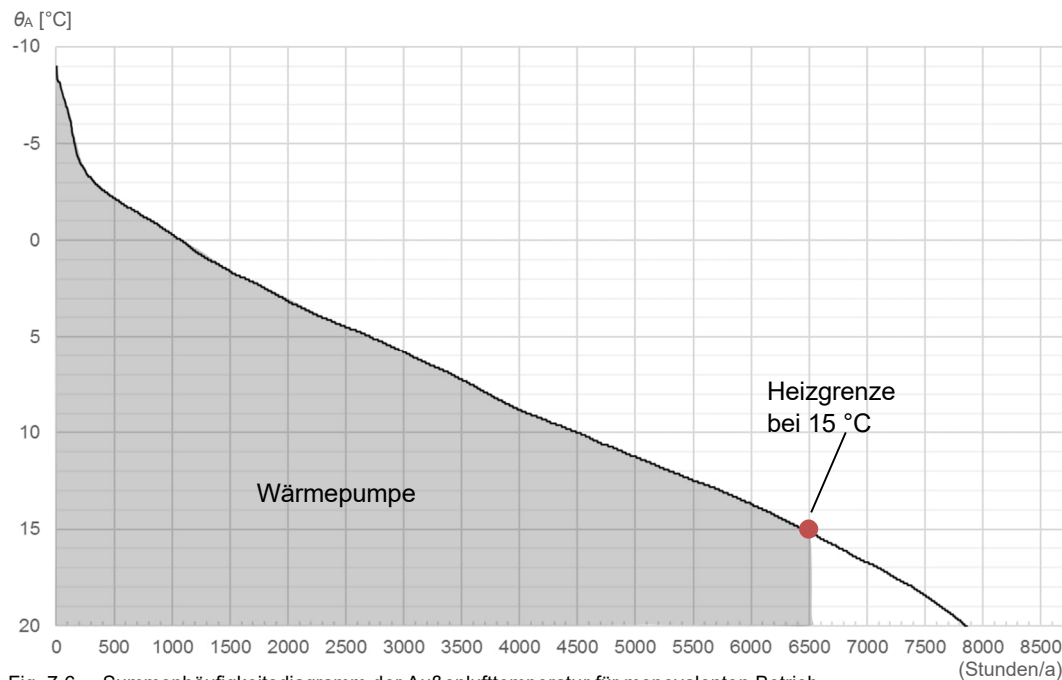


Fig. 7-6 Summenhäufigkeitsdiagramm der Außenlufttemperatur für monovalenten Betrieb

Bei Ausfall der Wärmepumpe steht in einer monovalenten Anlage keine Alternativheizung zur Verfügung.

Spezialfall: Monoenergetischer Betrieb

Da die maximale Wärmeleistung einer Anlage nur während relativ kurzer Zeit jährlich zur Verfügung stehen muss, wird für Einfamilienhäuser oft als Lösung eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit elektrischer Zusatzheizung zur Spitzenlastdeckung eingesetzt. Dies ist eigentlich ein bivalent-alternativer Betrieb, da aber nur eine Energieform, in diesem Falle Elektrizität zugeführt wird, spricht man von monoenergetischer Betriebsweise. Erfahrungsgemäß benötigt eine Wärmepumpen-Anlage weniger Energie, wenn diese Umschaltung von Hand erfolgt, sobald man merkt, dass die gewünschten Raumtemperaturen nicht mehr erreicht werden. Ebenso sollte auf eine Nachtabenkung bei tiefen Außentemperaturen verzichtet werden, damit keine Schnellaufheizung notwendig wird.

7.4.2. Bivalenter Betrieb

Bivalente Betriebsweise (bi = zwei, doppelt)

In einer bivalenten Wärmepumpen-Anlage erzeugt die Wärmepumpe bei mildem und durchschnittlich kaltem Winterwetter allein die notwendige Heizwärme. Die Wärmepumpe muss also nur für einen Teil der maximalen Gebäudelast ausgelegt werden. Bei starker Kälte wird der Heizwärmebedarf durch eine Zusatzheizung komplett oder teilweise gedeckt. Die Zusatzheizung kann auf verschiedene Arten zur Wärmepumpe betrieben und muss entsprechend ausgelegt und eingesetzt werden. Man unterscheidet die folgenden Betriebsarten:

- Bivalent-alternativer Betrieb
- Bivalent-paralleler Betrieb
- Bivalent-parallel/alternativer Betrieb

Bivalent-alternativer Betrieb

Bei dieser Betriebsweise deckt die Wärmepumpe die Gebäudelast bis zu einer bestimmten Außentemperatur alleine. Bei tieferen Außentemperaturen übernimmt allerdings ein weiterer Wärmeerzeuger, welcher anschließend die komplette Wärmeleistung seitens Gebäude alleine deckt. Zur Deckung des maximalen Wärmebedarfs des Gebäudes wird also die Wärmepumpe aus- und die Zusatzheizung eingeschaltet.

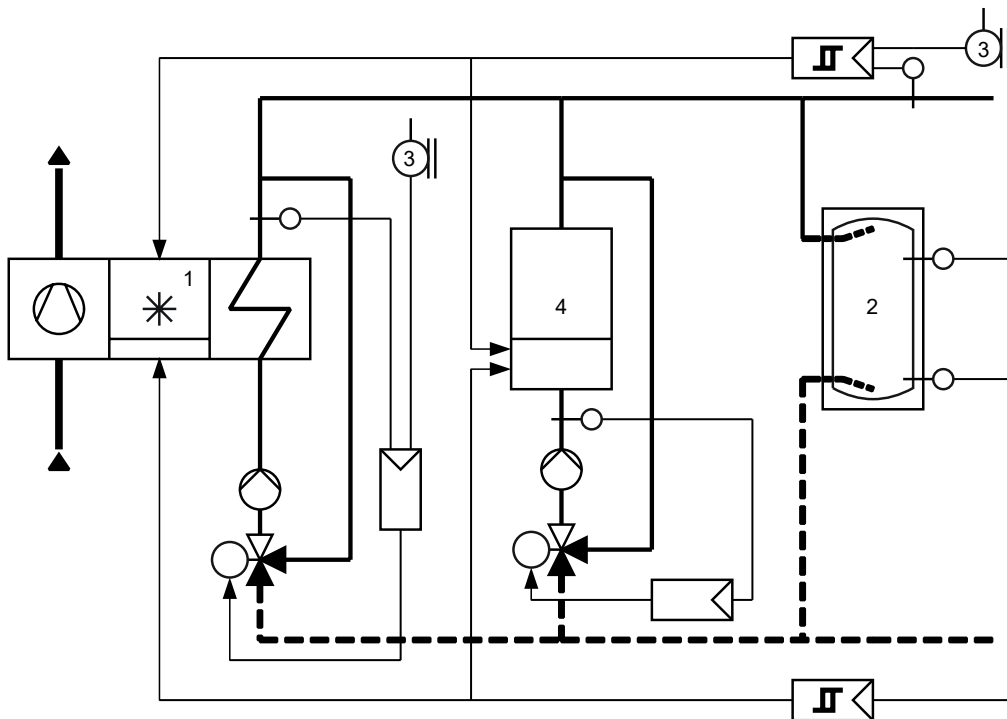


Fig. 7-7 Bivalent-alternativ betriebene Heizungsanlage mit Wärmepumpe, Feststoffkessel und Speicher

- | | | | |
|---|------------|---|---------------------------|
| 1 | Wärmepumpe | 3 | Außenlufttemperaturfühler |
| 2 | Speicher | 4 | Feststoffkessel |

Die Heizungswasser-Vor- und Rücklauftemperaturen müssen für die Lastzustände mit Wärmepumpenbetrieb auf die maximal zulässige Kondensator-Austrittstemperatur ausgelegt sein. Für die Lastzustände mit alternativem Zusatzheizungsbetrieb dürfen die Heizungswasser-Vor- und Rücklauftemperaturen über diese maximal zulässigen Werte steigen. Die Zusatzheizung muss jedoch hydraulisch derart in den Heizungswasserkreislauf geschaltet werden, dass bei Zusatzheizungs-betrieb kein Heizungswasser durch den Wärmepumpen-Kondensator zirkulieren kann (Hochdruck-Betriebsgrenze).

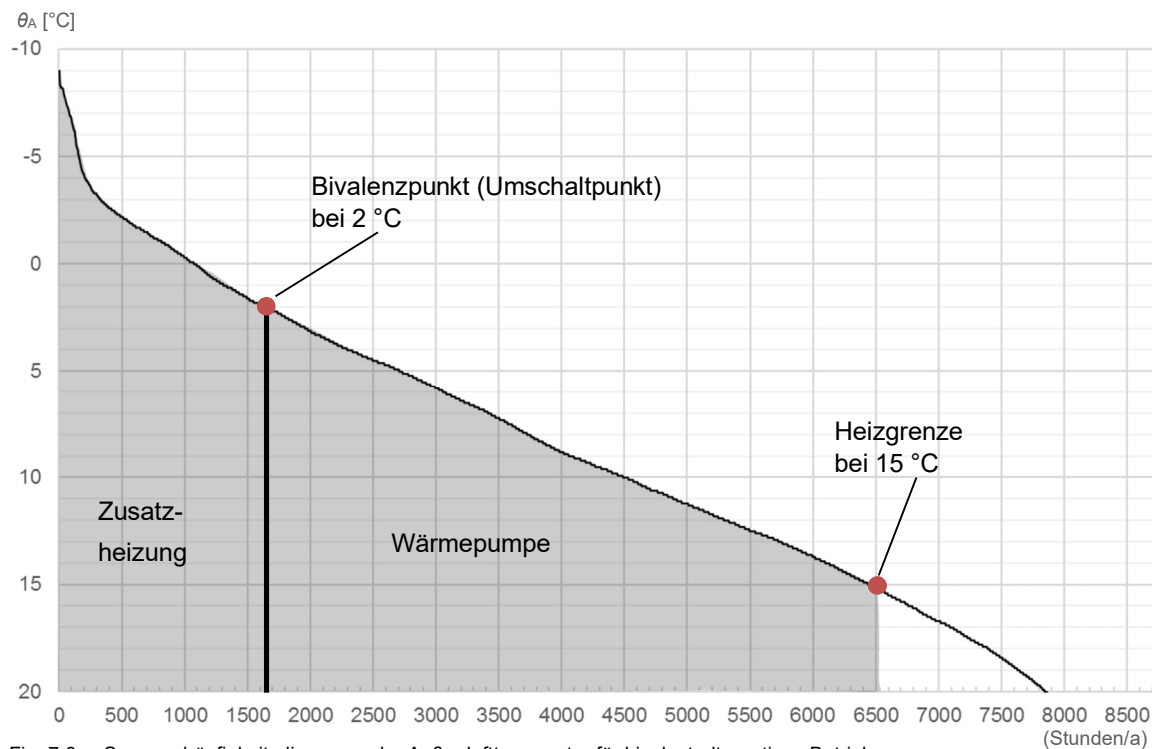


Fig. 7-8 Summenhäufigkeitsdiagramm der Außenlufttemperatur für bivalent-alternativen Betrieb

Die Wärmepumpe muss so ausgelegt werden, dass sie bis zum Umschaltpunkt (Bivalenzpunkt) die Gebäudelast alleine decken kann. Die Zusatzheizung muss für die gesamte maximale Heizleistung ausgelegt werden.

Im Betrieb muss von der Wärmepumpe auf die Zusatzheizung umgeschaltet werden, sobald die Wärmepumpen-Heizleistung nicht mehr ausreicht. Dies wird regeltechnisch in Abhängigkeit der Außentemperatur und/oder der Wärmequellentemperatur gemacht.

Bivalent-paralleler Betrieb

Auch bei dieser Betriebsweise deckt die Wärmepumpe die Gebäudelast bis zu einer bestimmten Außentemperatur alleine. Bei tieferen Außentemperaturen wird ein zusätzlicher Wärmeerzeuger zugeschaltet und die beiden Wärmeerzeuger laufen danach parallel weiter und decken zusammen die benötigte Heizleistung ab.

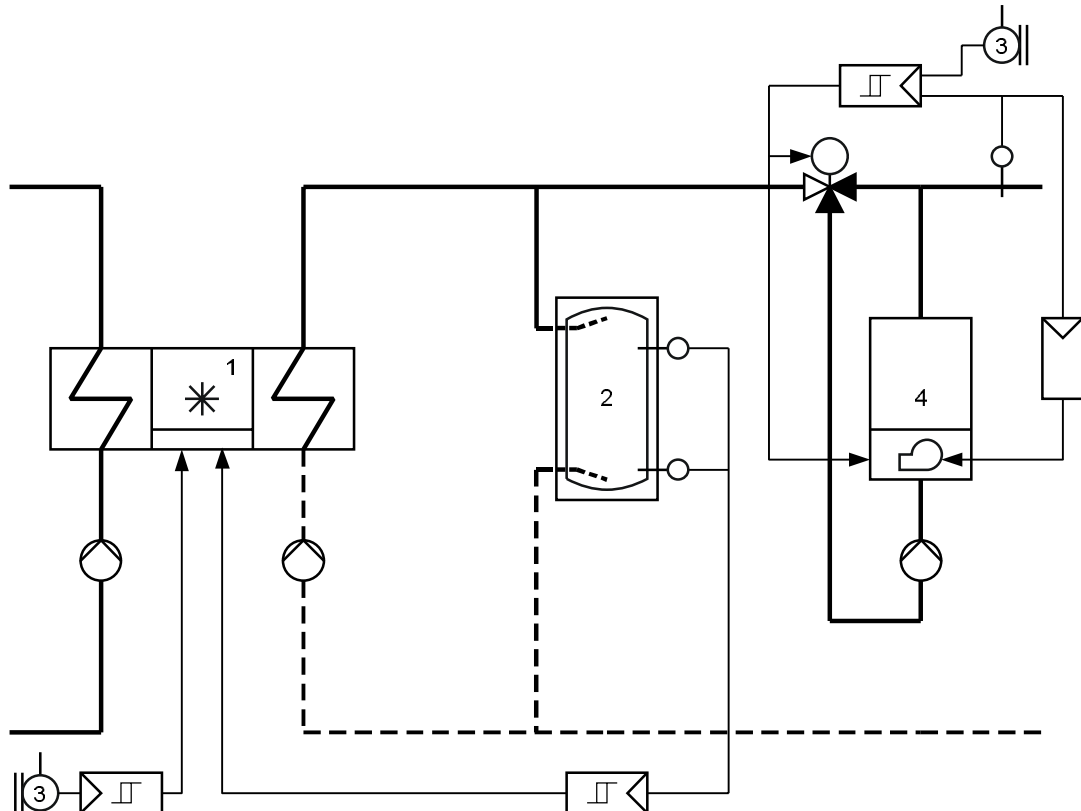


Fig. 7-9 Bivalent-parallel betriebene Heizungsanlage mit Wärmepumpe, Gasbrennwertkessel und Speicher

1	Wärmepumpe	3	Außenlufttemperaturfühler
2	Speicher	4	Gas-Brennwert Kessel

Das Heizungs-System muss für die maximal zulässige Rücklauftemperatur ausgelegt sein, damit die maximal zulässige Kondensator-Eintrittstemperatur nicht überschritten wird. Die Zusatzheizung muss hydraulisch in Serie zur Wärmepumpe in den Heizungswasser-Vorlauf geschaltet werden. Mit der Zusatzheizung wird die Kondensator-Austrittstemperatur auf die notwendige Vorlauftemperatur erhöht.

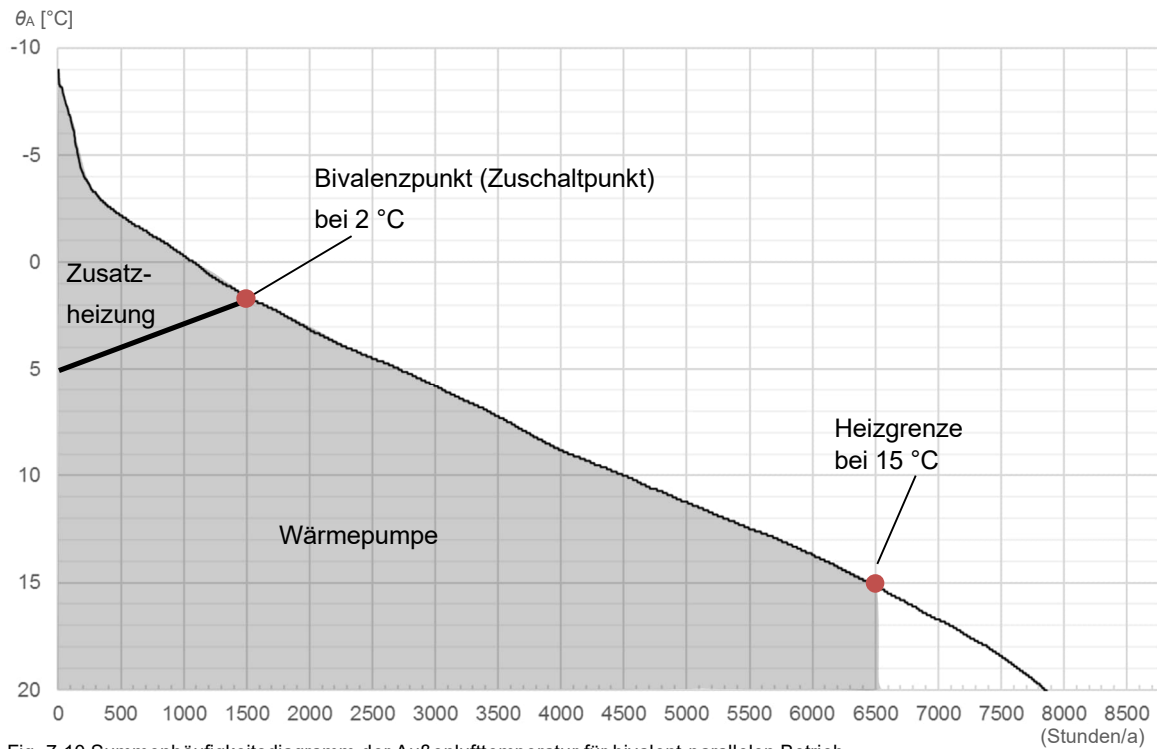


Fig. 7-10 Summenhäufigkeitsdiagramm der Außenlufttemperatur für bivalent-parallelen Betrieb

Die Wärmepumpe muss so ausgelegt werden, dass sie bis zum Zuschaltzeitpunkt (Bivalenzpunkt) die Gebäudelast alleine decken kann. Die Zusatzheizung muss so dimensioniert werden, dass sie anschließend die Differenz zwischen der maximalen Gebäudelast und der erzeugten Wärmeleistung der Wärmepumpe übernehmen kann.

Die Zuschaltung der Zusatzheizung erfolgt sobald im Betrieb die Wärmeleistung der Wärmepumpe allein nicht mehr ausreicht. Dies wird regelungstechnisch meist in Abhängigkeit der Verbraucher-Vorlauftemperatur bewerkstelligt. Weitere Zuschaltkriterien werden im Kapitel 6.4 detaillierter behandelt.

Bivalent-parallel/alternativer Betrieb

Hierzu sind parallel- und alternativer Betrieb kombiniert. Bei geringem bis mittlerem Heizwärmebedarf wird dieser durch die Wärmepumpe allein gedeckt. Steigt die Gebäudelast über die erzeugte Heizleistung der Wärmepumpe, so wird die Zusatzheizung parallel betrieben, in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur. Steigt der Wärmebedarf weiter über die Betriebsgrenze der Wärmepumpe an, so wird diese abgeschaltet (Außentemperatur- oder Wärmequellen-temperaturabhängig) und der gesamte maximale Wärmebedarf wird durch die Zusatzheizung gedeckt.

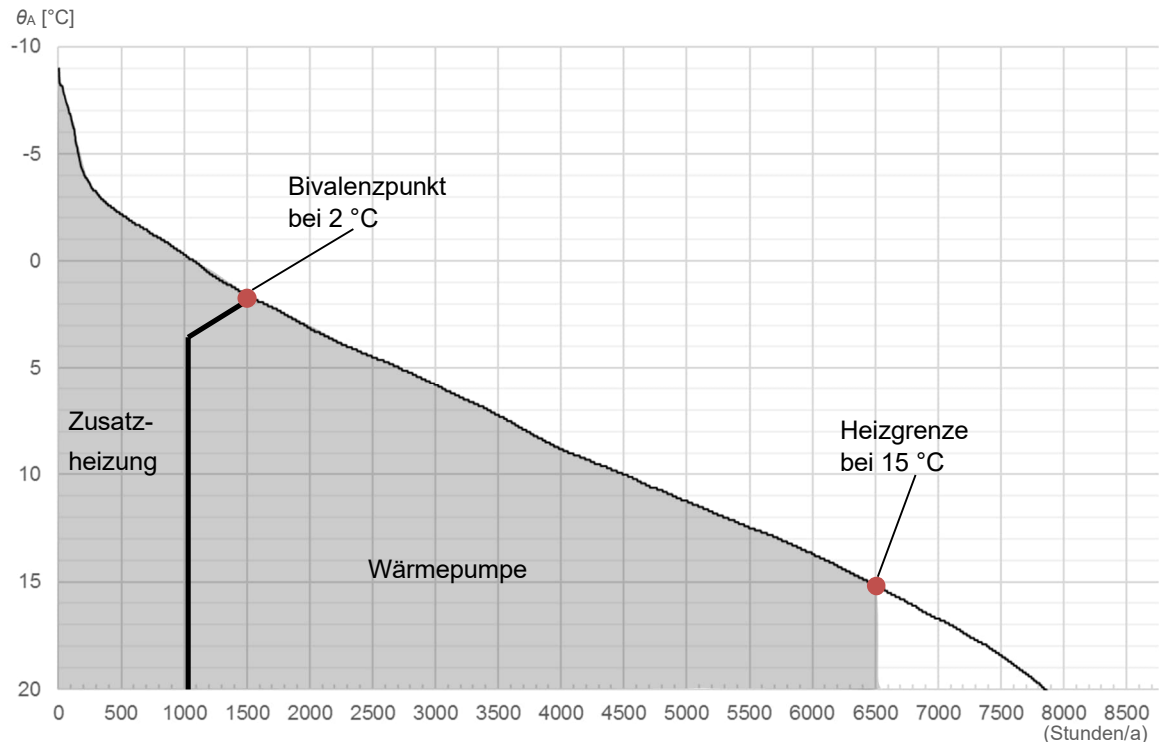


Fig. 7-11 Summenhäufigkeitsdiagramm der Außenlufttemperatur für bivalent-parallel/alternativen Betrieb

Die Zusatzheizung muss für Deckung der maximalen Gebäudelast ausgelegt werden.

Die Zusatzheizung muss hydraulisch derart in das System integriert werden, dass sie:

- im Parallelbetrieb in Serie zur Wärmepumpe in den Heizungswasservorlauf geschaltet ist und
- im Alternativbetrieb kein Heizungswasser durch den Wärmepumpen-Kondensator zirkulieren kann.

7.4.3. Wahl der Betriebsart

Die Wahl der günstigsten (Energieoptimiert und entsprechendes Kosten/Nutzen-Verhältnis) Betriebsweise ist von den folgenden Kriterien abhängig:

- Jahresverlauf des Heizwärmebedarfs des Gebäudes
- Jahresverlauf der produzierten Wärmeleistung der Wärmepumpe
- bedarfsabhängiger Verlauf der Vor- und Rücklauftemperaturen
- jährliche Häufigkeit der auftretenden Lastzustände

7.5. Kennzahlen für Wärmepumpen

7.5.1. COP (Coefficient of Performance)

Um einen Vergleich zu erhalten, wie gut eine Wärmepumpe ist, wird, wie bei anderen Maschinen auch, bei Wärmepumpen der Nutzen mit dem Aufwand verglichen. Diese Leistungszahl wird bei Wärmepumpen COP genannt. Wie der Begriff Leistungszahl schon andeutet, werden hier Leistungen verglichen, d.h. [kW/kW]. Damit ist der COP einheitenlos. Bei Wärmepumpen, welche als Zusatzenergie Elektrizität haben, ist der COP-Wert das Verhältnis von der momentanen Wärmeleistung Φ_c zur hierfür zugeführten elektrischen Leistung P_{el} .

$$\text{COP} = \frac{\Phi_c}{P_{el}} \quad \left(\frac{\text{momentane Wärmeleistung}}{\text{zugeführte (elektrische) Leistung}} = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Stromverbrauch}} \right)$$

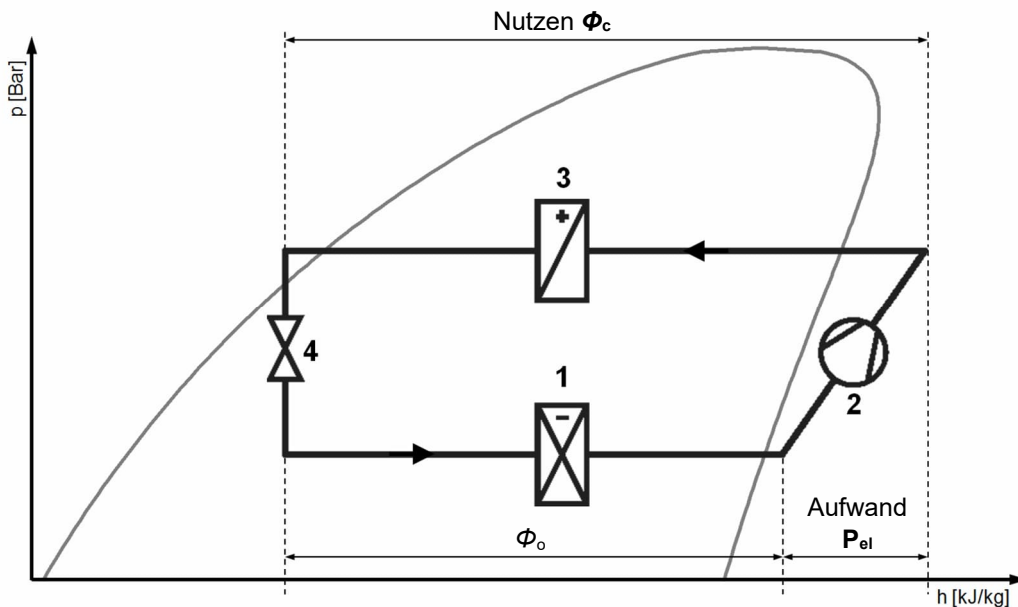


Fig. 7-12 COP im Wärmepumpenkreislauf

⇒ Je grösser der COP-Wert, desto energieoptimaler ist der Wärmepumpenbetrieb.

Der COP-Wert vergrößert sich bei kleiner werdender Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur. Dies muss für das Betriebskonzept einer Wärmepumpen-Anlage unbedingt berücksichtigt werden. Aus diesem Grund sind Luft-Wasser-Wärmepumpen am ineffizientesten. Im Winter, wenn der größte Heizleistungsbedarf besteht, ist die Quellentemperatur (Außenluft) am tiefsten. Die Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur ist dann am größten. Weiter sind aufgrund der kleineren Temperaturdifferenz zwischen Quelle und Senke Wärmepumpen in Heizsystemen mit tiefen Vorlauftemperaturen (z.B. Fußbodenheizungen, TABS) effizienter als in Systemen mit hohen Vorlauftemperaturen (z.B. Heizkörper oder Warmwasseraufbereitung).

Ein bestimmter COP ist nur gültig für einen bestimmten, momentanen Betriebszustand. Aus diesem Grund ist es auch wichtig, diesen Betriebspunkt und folglich die Quellen- und die Heizungswassertemperatur zu kennen. Ansonsten ist der COP nicht aussagekräftig.

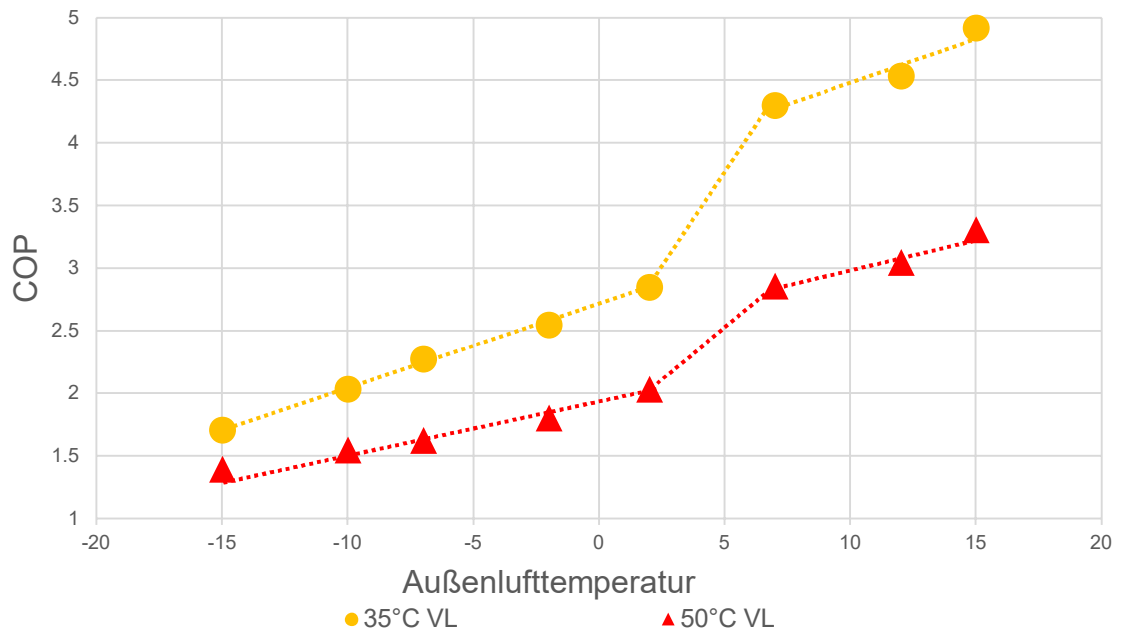


Fig. 7-13 Typischer COP Verlauf einer Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Vorlauftemperatur 35 °C resp. 50 °C

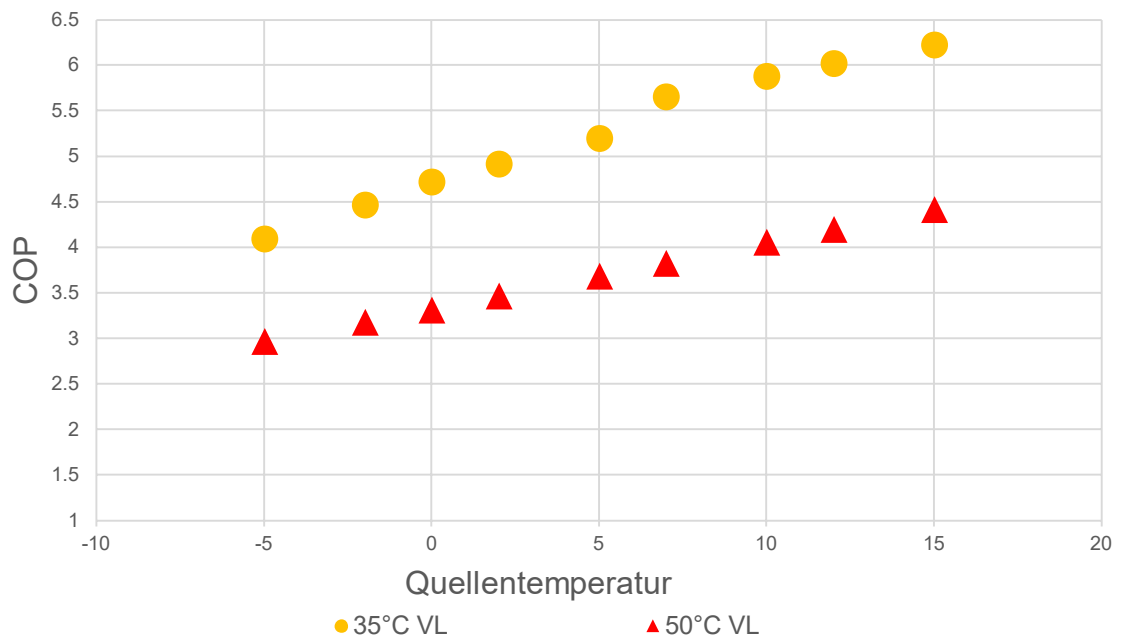


Fig. 7-14 Typischer COP Verlauf einer Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Vorlauftemperatur 35 °C resp. 50 °C

Mindestanforderungen an Wärmepumpen gemäss EN 14511

Das Gütesiegel „Keymark-Wärmepumpe“ basiert auf unabhängigen Leistungsprüfungen, die nach den Normen EN 14511 (Teil 1-4), EN 15879, EN 16147 und EN 12102 durchgeführt werden. Weiter werden Normen für die Fertigungsbedingungen und Qualitätssicherung berücksichtigt. Dieses Label gilt als europaweit gültiges Produktprüfzeichen (ab Herbst 2015).

Zur Erfüllung der Norm EN 14511 gelten folgende Mindestanforderungen:

Luft/Wasser	COP > 3.1 bei (A2/W35)
Sole/Wasser	COP > 4.3 bei (B0/W35)
Wasser/Wasser	COP > 5.1 bei (W10/W35)

Erklärung:

B (brine = Sole) : Quelleneintrittstemperatur Sole [°C]

W (Wasser) : Quelleneintrittstemperatur Wasser [°C]

A (Außenluft) : Quelleneintrittstemperatur Luft [°C]

Somit bedeutet der Prüfpunkt B0/W35, dass eine Sole-Wasser-Wärmepumpe mit 0 °C Sole-Quellentemperatur und mit 35 °C Heizungswasser-Vorlauftemperatur betrieben wird.

7.5.2. SCOP (Seasonal Coefficient of Performance)

Da der COP jeweils nur für einen Betriebspunkt gilt, wird er unterdessen vermehrt mit dem SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) ersetzt. Für den saisonalen COP wurden einheitlich mehrere realistische Betriebspunkte definiert. Diese fließen alle in den SCOP ein. Dadurch ist die Effizienz der Wärmepumpe auch bei Teillast bekannt. Die Bedingungen für die Berechnung des SCOP sind in der europäischen Norm EN 14825 definiert. Durch die einheitliche Berechnung können Wärmepumpen anhand des SCOP miteinander verglichen werden. So wurde die Einführung einer Energieeffizienzetikette für Wärmepumpen möglich.

7.5.3. Jahresarbeitszahl JAZ

Für die eigentliche Wirtschaftlichkeit einer Wärmepumpenanlage ist die Arbeitszahl AZ maßgebend. Der Durchschnitt der Arbeitszahlen über das ganze Jahr ergibt die Jahresarbeitszahl JAZ.

Die Jahresarbeitszahl JAZ wird durch die Messung des jährlich von Kompressor und Hilfsantrieben usw. aufgenommenen Stromverbrauchs (in kWh) und durch die gleichzeitige Messung der jährlich produzierten Wärmeenergie (in kWh) und der Wärmeverluste der eventuell vorhandenen Speicheranlage bestimmt. Somit ist auch die JAZ einheitenlos [kWh/kWh].

Eine hohe Leistungszahl bzw. COP führt auch zu einer hohen Jahresarbeitszahl. Vom COP kann nicht direkt auf die JAZ geschlossen werden, da der COP nur für die Wärmepumpe allein gilt und die JAZ sich aber auf die gesamte Wärmeerzeugungs-Anlage bezieht. Weitere Einflussfaktoren sind: Systemtemperaturen für die Raumheizung, die Warmwasseraufbereitung, das Benutzerverhalten und letztlich das Wetter.

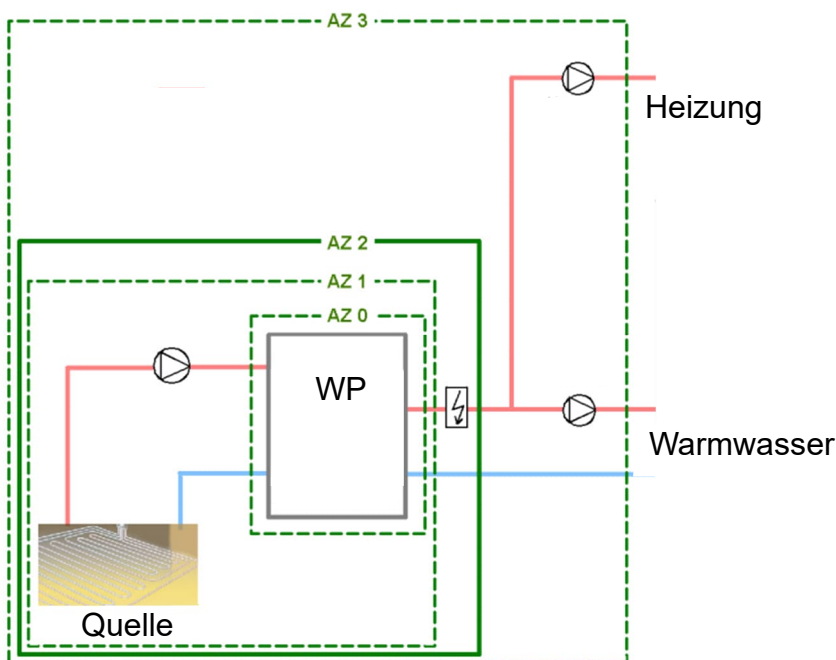


Fig. 7-15 Systemgrenzen für die JAZ Berechnung (Quelle: Studie Fraunhofer Institut 2011)

$$AZ0 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}}}{W_{\text{Verd+St}}}$$

$$AZ1 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}}}{W_{\text{Verd+St}} + W_{\text{SP/Vent/BP}}}$$

$$AZ2 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}} + Q_{\text{Heiz/TWW,HS}}}{W_{\text{Verd+St}} + W_{\text{SP/Vent/BP}} + W_{\text{HS}}}$$

$$AZ3 = \frac{Q_{\text{Heiz,WP}} + Q_{\text{TWW,WP}} + Q_{\text{Heiz/TWW,HS}}}{W_{\text{Verd+St}} + W_{\text{SP/Vent/BP}} + W_{\text{HS}} + W_{\text{LPTS+LPPS}}}$$

AZ	Arbeitszahl
$Q_{\text{Heiz,WP}}$	Heizenergie der Wärmepumpe
$Q_{\text{TWW,WP}}$	Trinkwarmwasserenergie der Wärmepumpe
$Q_{\text{Heiz/TWW,HS}}$	Energiebereitstellung des Heizstabs (Warmwasser, Heizung)
$W_{\text{Verd+St}}$	Elektroenergieverbrauch durch Verdichter und Steuerung
$W_{\text{SP/Vent/BP}}$	Elektroenergieverbrauch durch Solepumpe oder Ventilator oder Brunnenpumpe
W_{HS}	Elektroenergieverbrauch durch Heizstab
$W_{\text{LPTS+LPPS}}$	Elektroenergieverbrauch durch Ladepumpen

Dies bedingt ein entsprechendes Messkonzept (Planungsphase) für die Wärmepumpen-Anlage und die Anlage muss mit den notwendigen Fühlern und Zählern (Elektro- und Wärmezähler) ausgerüstet sein.

Typische, in der Praxis vorkommende Jahresarbeitszahlen:

Wärmepumpe	JAZ
Luft-Wasser-Wärmepumpe	2.9
Sole-Wasser-Wärmepumpe	3.9

Fig. 7-16 Typische JAZ (Quelle: Studie Fraunhofer Institut 2011, AZ 2)

7.6. Die Regelung der Wärmepumpe

Eine Wärmepumpe ohne regelbare Heizleistung produziert im Teillastbetrieb überschüssige Wärme. Welche Wärmepumpen-Heizleistungsregelung verwendet werden soll und kann, muss unbedingt vom Wärmepumpen-Hersteller bestimmt und bei der Anlagekonzeption und -dimensionierung berücksichtigt werden.

7.6.1. Heizleistungsregelung direkt an der Wärmepumpe

Detailliertere Informationen zu den nachfolgend aufgeführten Heizleistungsregelungen direkt an der Wärmepumpe sind der Broschüre "Kältetechnik" (BT_0099_DE) enthalten. Hier werden nur die Auswirkungen dieser Regelungen auf die Jahresarbeitszahl beschrieben.

Heißgas-Bypass oder Saugdrossel

Eine Wärmepumpen-Heizleistungsregelung mittels stetig geregeltem Heißgas-Bypass- oder Saugdrosselventil ist unsinnig, da in beiden Fällen eine Reduktion der Heizleistung keine annähernd gleichwertige Reduktion der Antriebs-Leistungsaufnahme erbringt. Sowohl die Heißgas-Bypass- als auch die Saugdrossel-Regelung ergeben also für die Wärmepumpe sehr schlechte Jahresarbeitszahlen.

Verdichter Zylinderabschaltung

Mit der Zylinderabschaltung können bei entsprechend ausgerüsteten mehrzylindrigen Kolbenverdichter einzelne Zylinder stufenweise zu- oder abgeschaltet werden. Hierzu werden die Saugventile der abzuschaltenden Zylinder geöffnet (z.B. elektrohydraulisch). Diese Wärmepumpen-Heizleistungsregelung ist jedoch nicht energieoptimal, da im reduzierten Leistungsbetrieb Reibungsverluste auftreten, und die Massenkräfte der leer mitlaufenden Kolben trotzdem aufgebracht werden müssen. Die Verdichter Zylinderabschaltung ergibt also für die Wärmepumpe eine schlechtere Jahresarbeitszahl.

Verdichter-Drehzahlregelung

Mit der Verdichter-Drehzahlregelung wird eine gute Leistungsregelung erreicht. Eine Heizleistungsregelung mittels mehrstufiger oder stufenloser Drehzahlregelung (Frequenzumformer auf Drehstrommotor) ist nahezu energieoptimal.

7.6.2. Wärmepumpe Ein/Aus-Regelung

Die Ein/Aus-Regelung ist die meist verwendete Regelung bei Wärmepumpen. Elektrisch betriebene Wärmepumpen mit Antriebs-Anschlussleistungen bis ca. 40 kW werden heute normalerweise nur im Zweipunktverfahren Ein/Aus geregelt, da die vorgenannten Leistungsregelungen nicht energieoptimal sind oder hohe Investitionskosten verursachen. Bei dieser Art der Regelung ist zu beachten, dass häufiges Ein/Aus-Schalten von Wärmepumpen die Lebensdauer der mechanischen Teile vermindert, die Stillstandverluste erhöht und häufige Netzschwankungen durch die hohen Anlaufströme entstehen. Deshalb muss zur Verhinderung von zu häufigem Ein/Aus-Schalten die Wärmepumpen-Anlage genügend Wärmespeicherkapazität aufweisen, welche zeitweilig einerseits die überschüssig produzierte Wärmeenergie speichern kann, und andererseits den Wärmebedarf bei ausgeschalteter Wärmepumpe decken kann. Zusätzlich sollte sicherheitshalber die Wärmepumpe zeitverzögert geschaltet werden, so dass eine maximal zulässige Anzahl Anläufe pro Stunde nicht überschritten werden kann (z.B. max. 3 Anläufe pro Stunde). Die zulässige Anlaufhäufigkeit wird oft auch vom Elektrizitätswerk vorgeschrieben.

Regelgrößen für Ein/Aus-Regelung

Zur Einschaltung der Wärmepumpe werden normalerweise folgende Regelgrößen verwendet:

- Bei Wärmepumpen-Anlagen mit Wärme- oder Pufferspeicher wird die Wärmepumpe bei sinkender Puffer- oder Speichertemperatur eingeschaltet.
- Bei Fußbodenheizanlagen ohne zusätzlichen Wärme- oder Pufferspeicher wird die Wärmepumpe bei sinkender Heizungswasser-Rücklauftemperatur eingeschaltet.

In beiden Fällen kann der Sollwert für diese Einschalttemperaturen witterungsabhängig geführt werden. Dies ergibt eine bessere Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe und bei Fußbodenheizungen eine Anpassung der gespeicherten Fußbodenwärme an den effektiven Heizwärmebedarf.

Die Ausschaltung der Wärmepumpe erfolgt normalerweise bei steigender Kondensator-Eintrittstemperatur des Heizungswassers (Kondensationsdruck Betriebsgrenze). Bei stark variabler Wärmequellentemperatur (= variable Heizleistung des Kondensators) muss der Sollwert für diese Ausschaltung in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur geführt werden.

7.7. Die Betriebsgrenzen der Wärmepumpe

Eine Wärmepumpe darf nur innerhalb bestimmter Betriebsgrenzen betrieben werden. Diese sind unter anderem festgelegt durch:

- den minimal zulässigen Kältemittel-Verdampfungsdruck und
- den maximal zulässigen Kältemittel-Kondensationsdruck.

7.7.1. Betriebsgrenze: Minimal zulässiger Verdampfungsdruck

Der für eine Wärmepumpen-Anlage minimal zulässige Verdampfungsdruck ist von folgenden Faktoren abhängig:

- Er ist vom maximal zulässigen Kompressionsverhältnis des verwendeten Kompressors und somit folglich von der Konstruktion des Kompressors abhängig.
- Er ist von der für die verwendete Energiequelle minimal zulässigen Kältemittel-Verdampfungstemperatur abhängig. So muss zum Beispiel bei der Energiequelle Wasser die Verdampfungstemperatur wegen Vereisungsgefahr bei über 0 °C liegen.

Vorab noch zwei wichtige Informationen betreffend Kältemittel:

- Verdampfungstemperaturen und Verdampfungsdrücke sind vom verwendeten Kältemittel abhängig.
- Bei steigender Verdampfungstemperatur steigt auch der Verdampfungsdruck.

Ein Unterschreiten der Verdampfungsdruck-Betriebsgrenze wird durch den Niederdruck-Sicherheitspressostat verhindert. Er schaltet den Kompressor aus, wenn der Kältemitteldruck auf der Saugseite des Kompressors die festgelegte Betriebsgrenze unterschreitet.

Dies tritt unter anderem ein, wenn die Temperatur der Energiequelle so tief absinkt, dass dabei dem Kältemittel nicht mehr genügend Verdampfungswärme zugeführt werden kann, um die minimal zulässige Verdampfungstemperatur einzuhalten. In Wärmepumpen-Anlagen mit begrenztem Wärmeangebot seitens Energiequelle muss deshalb die Wärmepumpe von einem Temperaturregler ausgeschaltet werden, sobald die Energiequellen-Temperatur unter die Betriebsgrenze absinkt. Diese Betriebsgrenze der Wärmequellentemperatur muss durch den Planer festgelegt werden. Durch die Betriebsgrenze wird bei bivalenten Wärmepumpen-Anlagen der Umschaltpunkt von Wärmepumpenbetrieb auf die Zusatzheizung bestimmt.

Weiter kann eine Niederdruckstörung auch auftreten, wenn die Wärmezufuhr unzureichend ist. Dies kann zum Beispiel vorkommen, weil die Erdsonden zu knapp bemessen sind. Oder wenn die Sole- oder Grundwasserpumpen nicht richtig dimensioniert sind und die nötige Verdampfungsenergie so nicht zugeführt werden kann.

Ebenfalls kann der Niederdruck-Sicherheitspressostat ansprechen, wenn zu wenig Kältemittel im Kreislauf ist. Dies kann zum Beispiel durch Austritt von Kältemittel aufgrund von undichten Stellen im Kreislauf hervorgerufen werden.

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen frieren bei Temperaturen unter 0 °C die Wassertropfchen in der Luft auf dem Verdampfer ein. Dies erfordert eine regelmäßige Abtauung, indem z.B. der Kreislauf umgeschaltet und kurzfristig Heißgas durch den Verdampfer geführt wird. Oder es wird mit einer elektrischen Zusatzheizung abgetaut. Auch sind Störungen bei diesem Abtaubetrieb möglich. Folglich kann dem Verdampfer durch die schlechtere Wärmeübertragung nicht mehr die benötigte Energie zugeführt werden.

7.7.2. Betriebsgrenze: Maximal zulässiger Kondensationsdruck

Der für eine Wärmepumpenanlage maximal zulässige Kältemittel-Betriebsdruck ist aus Sicherheitsgründen (Gesetze, Vorschriften) normalerweise begrenzt auf max. 25 bar.

Ein Überschreiten dieser Betriebsgrenze wird durch den Hochdruck-Sicherheitspressostat verhindert, welcher normalerweise auf ca. 24 bar eingestellt ist.

Abschaltung bei zu hoher Temperatur bzw. bei zu hohem Druck

Der Kondensationsdruck für den Normalbetrieb sollte ca. 2 bar unterhalb des Hochdruck-Ausschaltpunktes liegen. Folglich sollte er ca. 22 bar nicht überschreiten.

Für einige gängige Kältemittel ergeben sich folgende absoluten Kondensationsdrücke und folgende Kältemittel-Kondensationstemperaturen:

	Normalbetrieb	Hochdruck-Sicherheitspressostat	Betriebsgrenze
Kondensationsdruck	22 bar	24 bar	25 bar
Kondensationstemperatur R134a	77 °C	80 °C	82 °C
Kondensationstemperatur R407C	56 °C	60 °C	62 °C
Kondensationstemperatur R717 (Ammoniak)	52 °C	56 °C	59 °C

Die im störungsfreien Betrieb erreichbaren maximalen Kondensator-Austrittstemperaturen des Heizungswassers sind abhängig von der Wärmetauscherfläche im Kondensator bzw. dessen Konstruktionseigenschaften und von der Kältemittel-Kondensationstemperatur bei 22 bar. In der Praxis ergeben sich hierbei folgende maximalen Heizungswassertemperaturen in Abhängigkeit des Wärmeübertrager-Typs:

- Luftgekühlter Direktverflüssiger: ca. 5 K unterhalb Kondensationstemperatur Kältemittel
- Plattenauscher: ca. 2 K unterhalb Kondensationstemperatur Kältemittel
- Rohrbündeltauscher: ca. 3 K unterhalb Kondensationstemperatur Kältemittel

Ein Überschreiten der Kondensationsdruck-Betriebsgrenze wird, wie bereits erwähnt, durch den Hochdruck-Sicherheitspressostat verhindert. Er schaltet den Kompressor aus, bevor der Kältemitteldruck auf der Druckseite des Kompressors die festgelegte Betriebsgrenze überschreitet.

Dies tritt unter anderem ein, wenn die Kondensator-Eintrittstemperatur des Heizungswassers so hoch ansteigt, dass dabei dem Kältemittel nicht mehr genügend Kondensationswärme zur Einhaltung der maximal zulässigen Kondensationstemperatur entzogen werden kann. Die Wärmepumpe muss deshalb von einem Temperaturregler ausgeschaltet werden, sobald die Kondensator-Eintrittstemperatur des Heizungswassers über die Betriebsgrenze ansteigt.

Eine Hochdruckstörung kann auch auftreten, wenn die Wärme unzureichend abgeführt wird. Dies kann zum Beispiel geschehen, wenn die Heizungswasserpumpe zu klein dimensioniert ist. Aber auch wenn die Warmwassererwärmung falsch ausgelegt ist, kann dies zu Hochdruckstörungen führen.

Die Betriebsgrenze wird durch den Planer bestimmt. Bei Wärmepumpenanlagen mit variabler Energiequellentemperatur und deshalb variabler Heizleistungsabgabe des Kondensators ist auch diese Betriebsgrenze variabel.

Bestimmen der maximal zulässigen Kondensator-Eintrittstemperatur

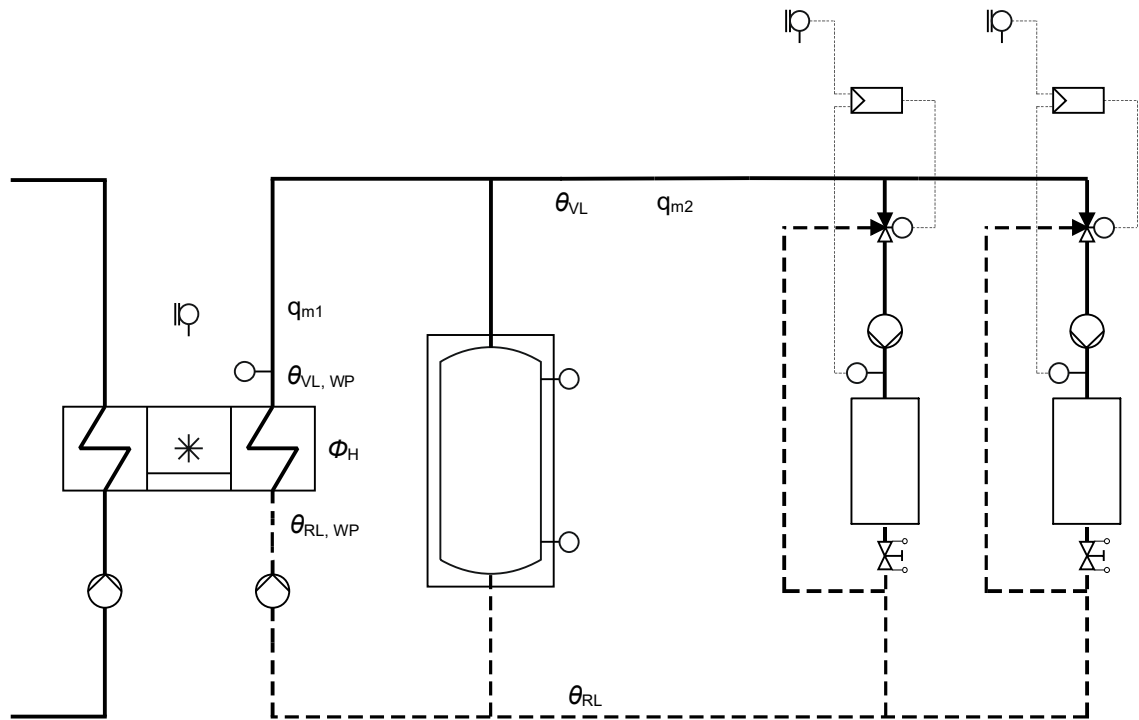


Fig. 7-17 Hydraulischer Aufbau einer einfachen Wärmepumpenanlage mit Wärme- oder Pufferspeicher

$\theta_{RL, WP}$	Kondensator-Eintrittstemperatur
$\theta_{VL, WP}$	Kondensator-Austrittstemperatur
θ_{VL}	Heizungswasser-Vorlauftemperatur
θ_{RL}	Heizungswasser-Rücklauftemperatur
Φ_H	Heizleistungsabgabe des Kondensators
q_{m1}	Umgewälzte Heizungswassermenge durch den Kondensator
q_{m2}	Umgewälzte Heizungswassermenge durch das Gebäude-Heizsystem

Die maximal zulässige Kondensator-Eintrittstemperatur

Zur Bestimmung der maximal zulässigen Heizungswasser-Rücklauftemperatur $\theta_{RL \max.}$ müssen folgende Daten der Anlage bekannt sein:

- Verlauf der Heizungswasser Vor- und Rücklauftemperatur θ_{VL} und θ_{RL}
- Im Normalbetrieb maximal erreichbare Kondensator-Austrittstemperatur $\theta_{VL, WP \max.}$ (z.B. 54 °C bei Verwendung von R407C und einem Plattentaucher als Wärmeübertrager))
- max. Heizungswasser Erwärmung $\Delta\theta_{\text{Erwärmung}}$ über dem Kondensator bei allen möglichen Außentemperaturen bzw. bei unterschiedlichen Energiequellen und deren Temperaturverlauf
 $\theta_{RL, WP \max.} = \theta_{VL, WP \max.} - \Delta\theta_{\text{Erwärmung}}$

Grundsätzlich muss das Verhalten des Kondensators für die folgenden zwei Fälle der Heizleistungsabgabe Φ_H , betrachtet werden:

- $\Phi_H = \text{konstant}$ (z.B. Grundwasser als Energiequelle)
 $\Rightarrow$ gleichbleibende Temperaturdifferenz über dem Kondensator ($\Delta\theta_{\text{Erwärmung}}$) und damit gleichbleibende maximale Kondensator-Eintrittstemperatur (vgl. Fig. 7-18, ②)
- $\Phi_H = \text{variabel}$ (z.B. Außenluft als Energiequelle)
 $\Rightarrow$ Temperaturdifferenz über dem Kondensator ($\Delta\theta_{\text{Erwärmung}}$) wird mit steigender Außentemperatur (und der gleichen geförderten Wassermenge) größer, was zur Folge hat, dass die maximale Kondensator-Eintrittstemperatur tiefer wird als im Auslegungspunkt (vgl. Fig. 7-18, ①)

Führung $\theta_{RL \max.}$ nach Außentemperatur

Daraus ergibt sich, dass die Kondensator-Eintrittstemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur geführt werden muss, wenn diese für Regelzwecke verwendet wird.

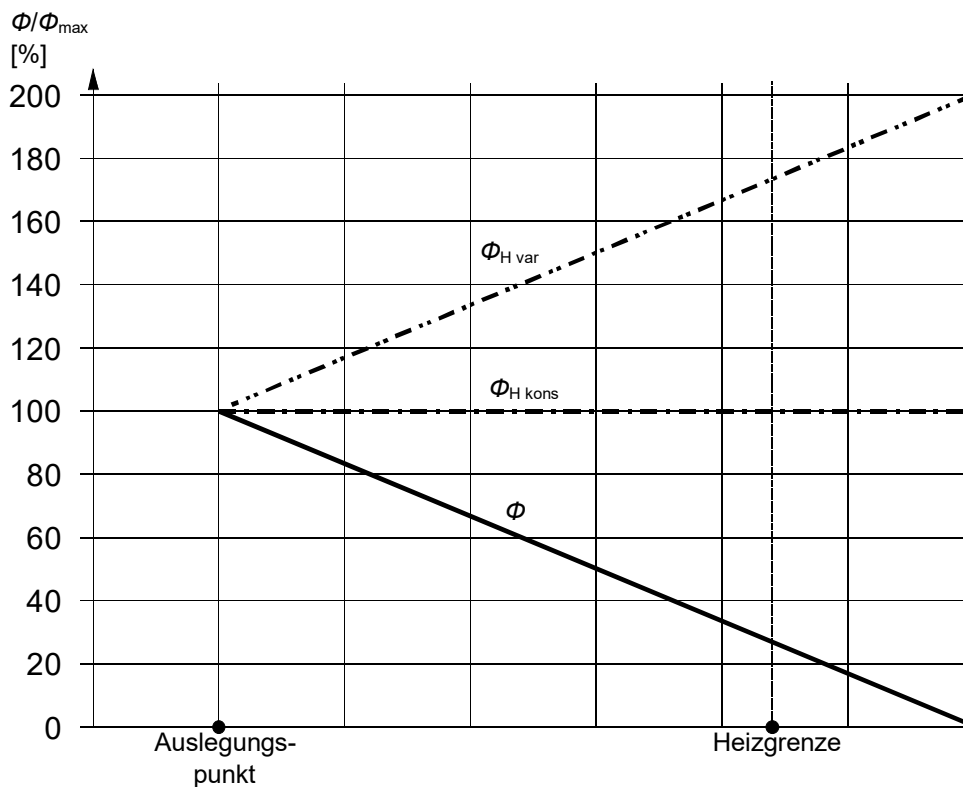
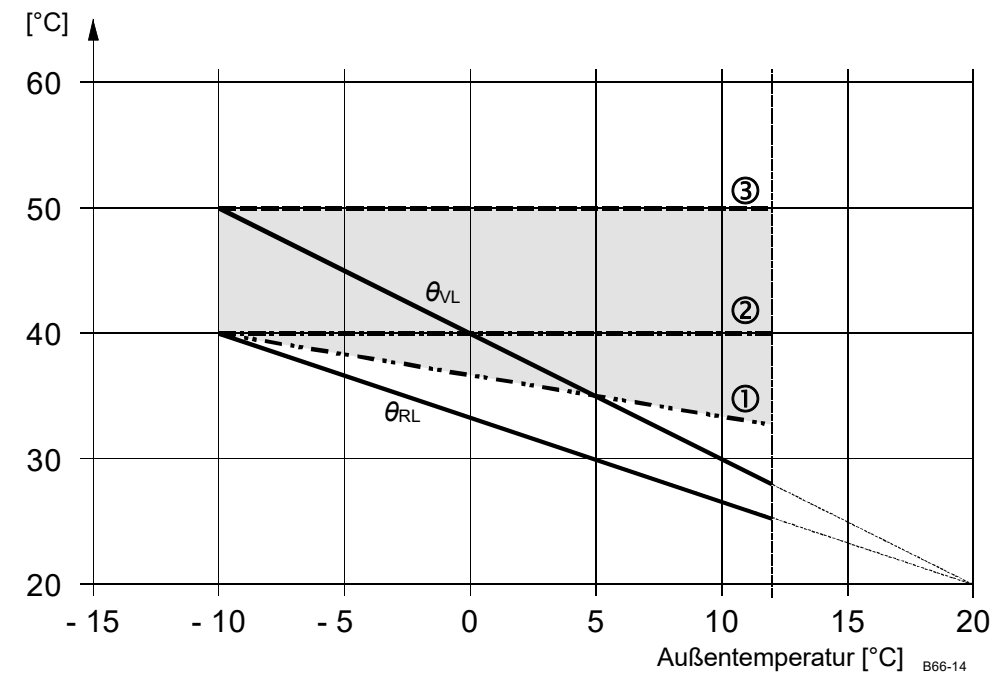


Fig. 7-18 Bestimmung der max. zulässigen Kondensator-Eintrittstemperatur ($\theta_{RL \max.}$) einer monovalente betriebenen Wärmepumpe-Anlage mit variabler und konstanter Wärmequelle

- 1 maximal zulässige Kondensator-Eintrittstemperatur ($\theta_{RL \max.}$) mit variabler Wärmequelle
- 2 maximal zulässige Kondensator-Eintrittstemperatur ($\theta_{RL \max.}$) mit konstanter Wärmequelle
- 3 maximal mögliche Kondensator-Austrittstemperatur
- θ_{VL} Vorlauftemperatur der Heizgruppe
- θ_{RL} Rücklauftemperatur der Heizgruppe
- $\Phi_{H \text{ var}}$ Heizleistung der Wärmepumpe mit variabler Wärmequelle (z.B. Außenluft)
- $\Phi_{H \text{ kons}}$ Heizleistung der Wärmepumpe mit konstanter Wärmequelle (z.B. Grundwasser)
- Φ erforderliche Heizleistung (Wärmeleistungsbedarf) der Anlage

7.8. Wärmespeicherung

Eine Wärmepumpe ist im Gegensatz zu einem Heizkessel ein dynamischer Wärmeerzeuger und seine Heizleistung ist von Randbedingungen wie Außentemperatur und Systemtemperatur abhängig. Somit können die abgegebene Wärmeleistung von Wärmepumpe und die benötigte Wärmeleistung seitens Gebäude unterschiedlich sein.

Einstufige Wärmepumpen (Ein-/Aus-Betrieb geregelte Wärmepumpen) müssen genügend Speicherkapazität aufweisen, damit:

- die durch den Ein-/Aus-Betrieb auftretenden Heizungswasser Temperaturschwankungen keine nachteiligen Wirkungen auf die Heizungsanlage haben (Raumtemperatur-Schwankungen),
- unzulässig häufiges Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe vermieden werden kann (Lebensdauer des Verdichters, Elektrizitätswerk-Vorschriften) und
- während zeitlich langen Betriebsunterbrüchen (z.B. Sperrzeiten) die Heizungsanlage weiterhin betrieben werden kann.

Weitere Gründe für einen Speicher können sein, dass:

- der Niedertarifstrom genutzt werden kann,
- eine hydraulische Entkoppelung zwischen Erzeuger- und Verbraucherkreislauf vorhanden ist und
- Angebotslücken seitens Energiequelle überbrückt werden können.

7.8.1. Pufferspeicher / Wärmespeicher

Pufferspeicher (Technischer Speicher)

Ein Pufferspeicher ist ein Speicher mit geringem Volumen und wird vor allem eingesetzt zur hydraulischen Entkoppelung von Erzeuger- und Verbraucherkreislauf und zur Reduktion der Schalthäufigkeit (unzulässig häufiges Ein- und Ausschalten) um die Lebensdauer des Verdichters zu erhöhen.

Wärmespeicher

Wärmespeicher verfügen meist über einen größeren Speicherinhalt. Nebst der hydraulischen Entkoppelung zwischen Erzeuger- und Verbraucherkreislauf und der Reduktion der Schalthäufigkeit dienen Wärmespeicher aufgrund des großen Speicherinhalts häufig auch dazu, um Wärmeenergie effektiv zu speichern. Diese Wärmeenergie kann anschließend bei zeitlich langen Betriebsunterbrüchen oder bei Angebotslücken seitens Energiequelle genutzt werden. Auch kann damit Wärmeenergie gespeichert werden, die mit Niedertarifstrom produziert wurde.

7.8.2. Schichtladung und Stufenladung von Speichern

Schichtladung

Bei der Schichtladung erfolgt die Ladung schichtweise in einem einzigen Durchgang mit konstanter Kondensator-Austrittstemperatur. So wird der Speicher mit einer konstanten und definierten Speichertemperatur geladen. Diese Möglichkeit der Speicherladung wird nur in Anlagen mit Wärmespeichern eingesetzt, da der Aufwand für die Regulierung entsprechend höher ist und deshalb auch die Investitionskosten höher ausfallen. Doch gegenüber der Stufenladung bietet die Schichtladung folgende Vorteile:

- exakte Beherrschung der Speichertemperatur
- konstante Vorlauftemperatur garantiert
- maximale Nutzung der Speicherkapazität
- bessere Schichtung
- keine Rückwirkung auf den Verdampfer

Stufenladung

Bei der Stufenladung geschieht die Ladung stufenweise in mehreren Durchgängen mit steigender Kondensator-Austrittstemperatur. Dabei wird der gesamte Anlageninhalt im Erzeugerkreislauf schrittweise um die Temperaturdifferenz über den Kondensator erhöht. Sie wird bei kleineren Anlagen mit einer Heizgruppe zusammen mit einem Pufferspeicher angewandt, da sie für andere Anlagen zu viele Nachteile aufweist.

7.8.3. Laderegelung des Wärmespeichers

Wärmespeicher werden normalerweise mit einer sogenannten Laderegelung betrieben. Damit wird die Kondensator-Austrittstemperatur (Speicher-Ladetemperatur) immer so hoch wie möglich gehalten. Als Regelgröße für die Laderegelung wird der Kältemittel-Kondensationsdruck verwendet, welcher hierbei auf einen Druck von normalerweise ca. 2 bar unter dem Hochdruck-Sicherheitspressostat-Ausschalt-Druck geregelt wird. Der Einbau dieses Druckfühlers erfolgt durch den Wärmepumpen-Lieferanten.

Da beim Anfahren der Wärmepumpe der Kondensationsdruck sehr schnell ansteigen kann, muss das Mischventil (Y_1) unbedingt schnell "kaltes" Wasser beimischen können. Damit kann ein Überspringen des Druckes über die Hochdrucksicherheitsgrenze verhindert werden.

Alternativ zur Laderegelung über den Kondensationsdruck, kann auch die Kondensator-Austrittstemperatur oder die Kondensator-Eintrittstemperatur verwendet werden.

Bei der Ladung eines Wärmespeichers mit Laderegelung ergibt sich unabhängig von der Rücklauf-temperatur und Heizleistungsabgabe des Kondensators immer die gleiche hohe Wärmespeicher-temperatur.

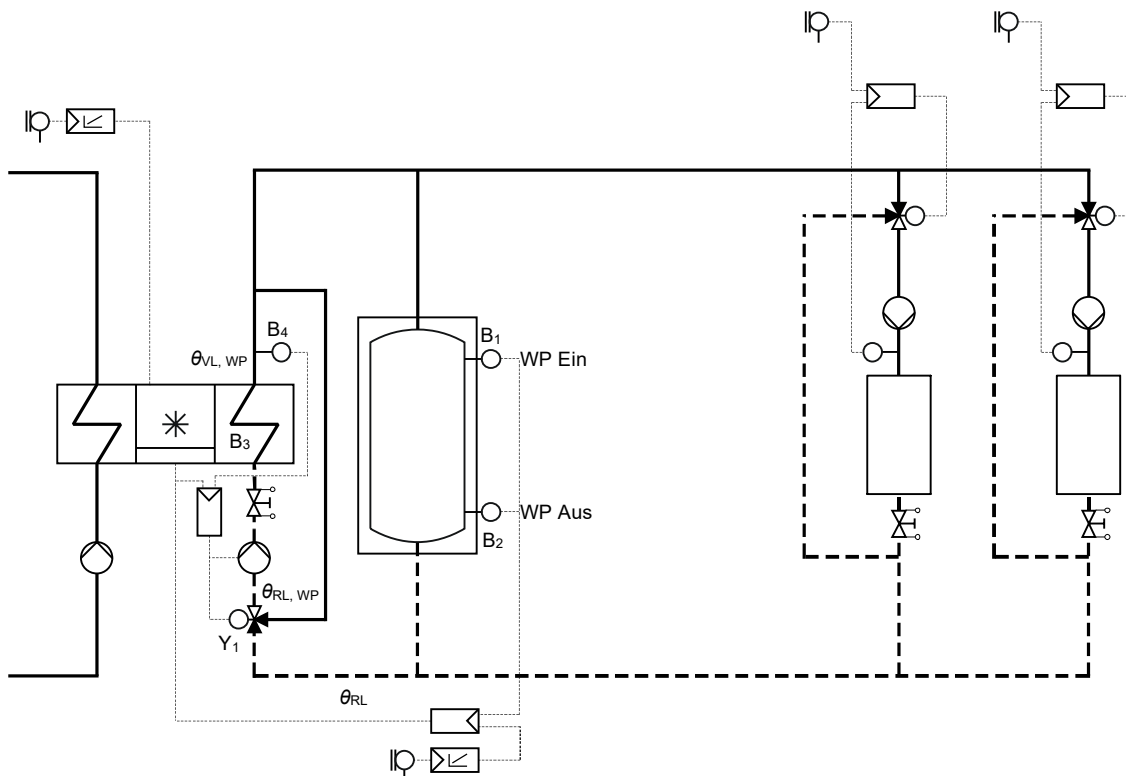


Fig. 7-19 Hydraulische und regeltechnische Grundschialtung einer Wärmepumpen-Heizanlage mit Speicher

B1 B2	Speicher-Temperaturfühler	$\theta_{RL, WP}$	Kondensator-Eintrittstemperatur
B3	Druckfühler (Kondensationsdruck)	$\theta_{VL, WP}$	Kondensator-Austrittstemperatur
B4	Temperaturfühler als Alternative zu B3		und Heizungswasser-Vorlauftemperatur
Y1	Mischventil schnell öffnend	θ_{RL}	Heizungswasser-Rücklauftemperatur

7.8.4. Anlagen ohne Speicher

Dem Pufferspeicher werden bei Klein- und Kleinstanlagen oft die Investitionskosten, der Platzbedarf und die Wärmeverluste gegenübergestellt. Ein Pufferspeicher bietet aber durch die hydraulische Entkoppelung und der geringen Speicherkapazität für die Reduktion der Schaltheufigkeit auch Vorteile, dass ein Verzicht nur in den seltensten Fällen sinnvoll ist.

Auf einen Pufferspeicher sollte nur verzichtet werden, wenn die folgenden Voraussetzungen erfüllt sind:

- Die Wärmepumpenleistung sollte annähernd konstant sein.
- Das Wärmeabgabesystem muss über eine gute Speicherfähigkeit (z.B. träge Fußbodenheizung) verfügen.
- Es sollen keine oder nur wenige Thermostatventile in der Anlage eingebaut werden.
- Steuerung, Regelung und Hydraulik müssen vom Wärmeerzeuger bis zur Wärmeabgabe als Gesamtsystem ausgelegt, einreguliert und optimiert werden.
- Ein hydraulischer Abgleich ist zwingend notwendig.

Wärmespeicher des Fußbodens als Ersatz für Pufferspeicher

Bei Wärmepumpen-Anlagen, bei deren Wärmeabgabe über die Fußbodenheizung erfolgt, ohne Speicher müssen unter anderen folgende Punkte unbedingt berücksichtigt werden:

- Wärmepumpe und Fußbodenheizung müssen bezüglich Wassermenge, Druckabfall, Temperaturdifferenz usw. genau aufeinander abgestimmt sein.
- Die im Fußboden gespeicherte Wärme kann nicht frei nach Bedarf abgerufen werden.
- Die Vorlauftemperatur ist um die nicht regelbare Temperaturdifferenz über den Kondensator höher als die Rücklauftemperatur.
- Die Rücklauftemperatur steigt bei steigendem Ladezustand des Fußbodens.

Die richtige Einstellung der Regelung bedingt eine entsprechend lange Betriebserfahrung.

8 Erzeugung: Regeln und Steuern von Fernwärmeübergabestationen

8.1. Übergabestation

Die Übergabestation ist das Bindeglied zwischen der Abnehmeranlage der einzelnen Verbraucher und dem Verteilnetz. Aufgrund der Art des Anschlusses wird grundsätzlich zwischen der indirekten und der direkten Einspeisung unterschieden.

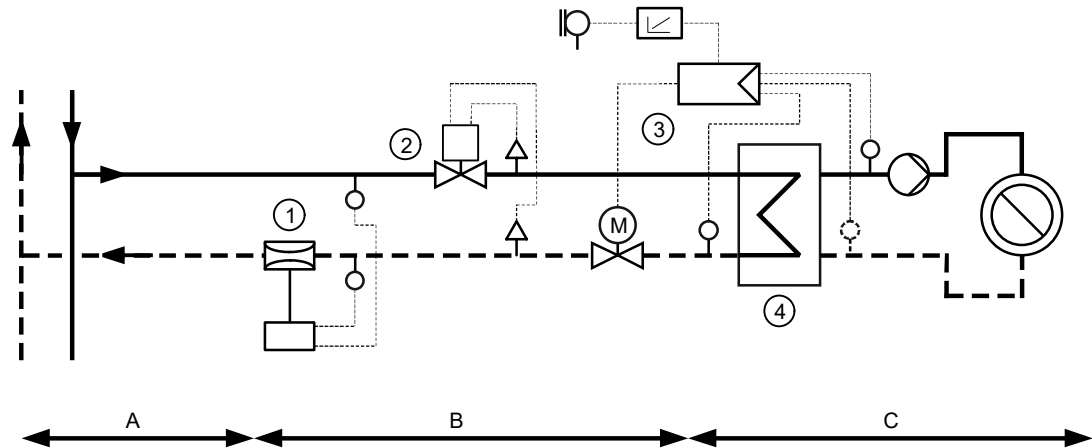


Fig. 8-1 Prinzip indirekte Einspeisung

- | | | |
|-------------------|---|---|
| A Verteilnetz | 1 | Wärmezähler |
| B Übergabestation | 2 | Druckregler |
| C Abnehmeranlage | 3 | Temperaturregelung (inkl. Begrenzungsfühler) mit Durchgangsventil |
| | 4 | Wärmeübertrager |

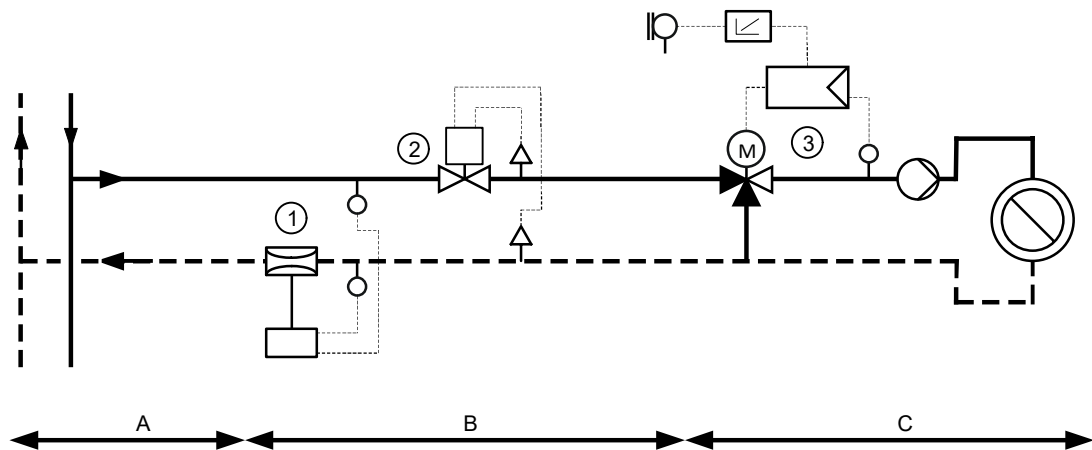


Fig. 8-2 Prinzip direkte Einspeisung

- | | | |
|-------------------|---|---------------------------------------|
| A Verteilnetz | 1 | Wärmezähler |
| B Übergabestation | 2 | Druckregler |
| C Abnehmeranlage | 3 | Temperaturregelung mit Dreiweg-Ventil |

8.2. Wärmehähler

In jede Übergabestation gehört ein Wärmehähler, damit die gelieferte Wärmeenergie auch entsprechend korrekt verrechnet werden kann. Dabei wird unterschieden, ob die bezogene Wärmeenergie zu einem festgelegten Preis pro kWh oder ob die gesamten Betriebskosten einer Fernwärmeversorgung auf die Wärmebezüger aufgeteilt werden (Heizkosten-Abrechnung). Für die Verrechnungsart nach kWh sind amtlich geprüfte und geeichte Wärmehähler vorgeschrieben, während bei der Heizkosten-Abrechnung auch ungeeichte Zähler eingesetzt werden können.

Eichfähige Wärmehähler sind:

- Ultraschall-Wärmehähler
- Magnetisch-induktive Wärmehähler
- Flügelrad-Wärmehähler



Fig. 8-3 Ultraschall-Wärmehähler (Quelle: Siemens)

Einbauort

Die Hersteller schreiben normalerweise vor, den Wärmehähler im Rücklauf einzubauen. Der Grund dafür ist nicht primär die tiefere Mediumtemperatur, sondern die korrekte Berechnung des Massenstromes. Die Durchflussmessung des Wärmehählers erfasst nur den Volumenstrom in m^3/h , während die Wärmeabgabe vom Massenstrom in kg/h abhängig ist. Der Volumenstrom muss also mit der Dichte des Mediums multipliziert werden. Die Dichte variiert allerdings mit der Mediumtemperatur. Ist der Wärmehähler für den Einbau im Rücklauf vorgesehen, dann ist sein Rechenwerk so programmiert, dass es die Rücklauftemperatur zur Berechnung der Dichte einsetzt. Wird nun der Wärmehähler im Vorlauf eingesetzt, misst er den Volumenstrom im Vorlauf und berechnet den Massenstrom mit der auf die Rücklauftemperatur bezogenen Dichte, was zu einem Messfehler führt. Will man aus irgendeinem Grunde den Wärmehähler im Vorlauf einbauen, dann muss der Lieferant das Gerät entsprechend umprogrammieren und kennzeichnen, damit bei einem späteren Austausch auch das Ersatzgerät umprogrammiert wird.

Schleichmengen-Unterdrückung

Sinkt die Durchflussmenge durch einen Wärmehähler unter 10% des Nenndurchflusses, steigt der Messfehler sehr stark an. Insbesondere bei solchen mit mechanisch bewegten Messelementen (Flügelrad) kann bei einer bestimmten kleinen Durchflussmenge die Messung zum Stillstand kommen. Der so nicht mehr gemessene Durchfluss wird als „Schleichmenge“ bezeichnet. Um diesen Betriebszustand zu vermeiden, verfügen die Fernwärme-Regelsysteme über eine sogenannte Schleichmengen-Unterdrückung. Diese sorgt dafür, dass sobald die Stellgröße des Regelventils kleiner wird als 10% seines Stellbereiches, wird das Ventil ganz geschlossen.

8.3. Differenzdruckregler

Die Grundkennlinie eines Ventils zeigt den Volumenstrom durch das Ventil in Abhängigkeit vom Ventilhub und bei konstanter Druckdifferenz über dem Ventil. Die Fernwärme-Versorgungsunternehmen sind darauf angewiesen, den maximalen Volumenstrom-Bezug jeder Übergabestation zu kennen und auch zu begrenzen. Wird also die Druckdifferenz über dem Ventil konstant gehalten, kann mit einer mechanischen, elektromechanischen oder elektronischen Hubbegrenzung auch der maximale Volumenstrom durch das Ventil begrenzt werden. Meistens wird diese Volumenstrom-Begrenzung durch das Fernwärme-Versorgungsunternehmen plombiert. Durch den Ausgleich der Druckschwankungen im Fernwärme-Verteilnetz wird auch die Regelbarkeit der Übergabestation verbessert.

Funktionsweise

Differenzdruckregler sorgen für einen konstanten Differenzdruck über die Übergabestation unter allen Betriebszuständen. Der Differenzdruckregler wird normalerweise in der Rücklaufleitung eingebaut. Für die Druckmessung ist er über eine Impulsleitung mit der Vorlaufleitung verbunden. Es wird somit die Druckdifferenz zwischen Vor- und Rücklaufleitung gemessen.

Dieser wird dann auch konstant gehalten mit einem Ventilkegel, der je nach Zustand überschüssigen Differenzdruck abbaut. Die Einstellung erfolgt über ein Handrad.

PICV (Druckunabhängiges Regelventil)

Beim Prinzip der indirekten Einspeisung sorgt meist ein Durchgangsventil im Primär-Kreislauf für die Vorlauftemperatur-Regelung im Sekundär-Kreislauf. Viele Hersteller bieten dieses Ventil in Kombination mit dem Differenzdruckregler an. Diese Durchgangsventile mit eingebautem Differenzdruckregler werden oft mit der englischen Abkürzung PICV bezeichnet.



Fig. 8-4 PICV Typ VPF43... (Quelle: Siemens)

8.4. Temperaturregler

Der Temperaturregler sorgt für Vorlauftemperatur-Regelung in der Abnehmeranlage. Die Vorlauftemperatur-Regelung dient wiederum dazu, dass die Wärmeleistung im Teillastbetrieb entsprechend reduziert wird. Durch die geringere Vorlauftemperatur beim Wärmeabgabesystem sinkt die Differenz zur Raumtemperatur (Übertemperatur), was zu einer geringeren Wärmeabgabe führt. Beim Prinzip der indirekten Einspeisung wird vom Durchgangsventil der Volumenstrom im Primär-Kreislauf reduziert. Dadurch wird weniger Wärmeleistung auf den Wärmeübertrager geführt. Durch die geringere Wärmeleistung ist die Austrittstemperatur beim Wärmeübertrager tiefer. Bei Prinzip der direkten Einspeisung wird die Vorlauftemperatur der Abnehmeranlage mittels Mischorgan entsprechend reduziert. Dadurch wird je nach Betriebszustand mehr oder weniger Heizungswasser vom Fernwärmeverteilstnetz benötigt und weniger bzw. wird vom Rücklauf beigemischt.



Fig. 8-5 Durchgangsventil (links) und Dreiwegventil (rechts) für die Regelung der Wärmeleistung (Quelle: Siemens)

Weitere Varianten der Regelung

Die beiden genannten Möglichkeiten sind die am häufigsten verwendeten Lösungen zur Regelung der Wärmeleistung im Teillastfall. Weiter kann auch bei der direkten Einspeisung ein Durchgangsventil für die Reduktion des Volumenstroms und somit für die Reduktion der Wärmeleistung sorgen. Auch kann anstelle der Beimischschaltung eine Einspritzschaltung mit Durchgangsventil verwendet werden.

Bei der indirekten Einspeisung macht je nach Höhe der Vorlauftemperatur von der Fernwärme eine Temperaturreduktion im Primär-Kreislauf Sinn, um die Verkalkungsgefahr beim Wärmeübertrager zu mindern. Es bieten sich diverse Möglichkeiten an. Bei der Wahl des Systems müssen sämtliche Parameter sowohl auf der primären wie auch auf der sekundären Seite berücksichtigt werden.

8.5. Begrenzungs-Funktionen

Begrenzungs-Funktionen werden meist von Fernwärme-Versorgungsunternehmen vorgegeben. Sie dienen dazu, dass einige wichtige Anforderungen eingehalten werden, um die Versorgungssicherheit zu gewährleisten und den Betrieb energieoptimiert zu gestalten. Die gängigen Begrenzungs-Funktionen werden nachfolgend beschrieben:

- **Sekundärseitige Vorlauftemperatur-Maximalbegrenzung**
Meist ist die primärseitige Vorlauftemperatur bzw. die Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz höher als die maximal zulässige Vorlauftemperatur auf der Sekundärseite. Die sekundärseitige Vorlauftemperatur-Maximalbegrenzung verhindert zu hohe Vorlauftemperatur im Abnehmer-Kreislauf. Diese Begrenzungs-Funktion dient nicht als Sicherheitsorgan.
- **Primärseitige Rücklauftemperatur-Maximalbegrenzung**
Mit dieser Begrenzungs-Funktion soll der Rücktransport von Wärmeenergie ins Fernwärmenetz verhindert werden. Dabei wird eine konstante oder gleitende (in Abhängigkeit der Außentemperatur), maximale Rücklauftemperatur vom Fernwärme-Versorgungsunternehmen vorgegeben. Damit wird gewährleistet, dass die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf immer genügend hoch ist und somit der Volumenstrom entsprechend tiefer ist, um die Wärmeleistung zu gewährleisten. Dadurch sinken die Investitionskosten für das Fernwärmenetz und die Umwälzpumpen benötigen weniger Energie. Weiter steigt je nach Wärmeerzeuger dessen Wirkungsgrad (Brennwertkessel, Wärmepumpen-Anlagen).
- **Rücklauftemperatur-Differenzbegrenzung (DRT-Begrenzung)**
Wird zum Beispiel im Anfahrbetrieb die Differenz zwischen primärseitiger und sekundärseitiger Rücklauftemperatur (DRT-Wert) überschritten, so wird das Regelventil so weit geschlossen und damit der Volumenstrom so weit reduziert, bis sich die primäre Rücklauftemperatur auf den DRT-Wert abkühlt.

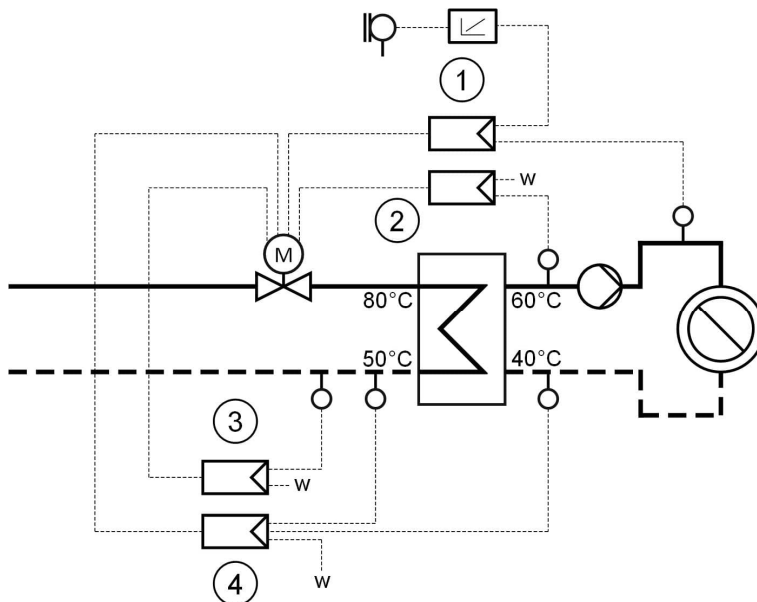


Fig. 8-6 Regelschema der Begrenzungsfunktionen

w = Sollwert (konstant oder gleitend)

- 1 Witterungsgeführte Vorlauftemperatur-Regelung
- 2 Sekundärseitige Vorlauftemperatur-Maximalbegrenzung
- 3 Primärseitige Rücklauftemperatur-Maximalbegrenzung
- 4 Rücklauftemperatur-Differenzbegrenzung (DRT-Begrenzung)

Beispiel DRT-Begrenzung

Ein Wärmeübertrager wird so dimensioniert, dass er im Volllastbetrieb die maximal erforderliche Wärmeleistung überträgt. Im Beispiel ist der Volllastbetrieb bei 80 / 50 °C auf der Primär- und bei 60 / 40 °C auf der Sekundärseite ausgelegt. Die übertragene Wärmeleistung ergibt sich bekanntlich aus der Wärmeübertragungsfläche und der mittleren Temperaturdifferenz zwischen dem Primär- und Sekundär-Kreislauf. Ist nun im Anfahrbetrieb die sekundäre Rücklauftemperatur nur 20 °C statt den für den Volllastbetrieb berechneten 60 °C, so wird die mittlere Temperaturdifferenz zwischen dem Primär- und Sekundär-Kreislauf wesentlich grösser als beim Volllastbetrieb und damit steigt auch die übertragene Wärmeleistung deutlich über die für den Volllastbetrieb berechnete. Dieser Zustand kann dazu führen, dass im Anfahrbetrieb die näher am Heizwerk liegenden Übergabestationen wesentlich mehr Wärme beziehen als die maximal berechnete, während für weiter entfernten Stationen die Wärmeversorgung in der Aufheizphase zusammenbricht und diese unterversorgt sind.

9 Erzeugung: Regeln und Steuern von Solaranlagen

9.1. Einleitung

Grundsätzlich ist die hydraulische Einbindung bei Solaranlagen immer ähnlich. Bei den meisten Solaranlagen wird die Wärmeenergie an einen Speicher abgegeben. Und da die Sonnenenergie kostenlos zur Verfügung steht, sollte sie sofern möglich bei der Wärmeerzeugung Vorrang genießen und wenn immer möglich genutzt werden. Deshalb sollte der unterste Teil des Speichers immer für die Einbringung der Wärmeenergie aus der Sonne reserviert sein. Das heisst, dass in diesem Teil des Speichers nur die Solaranlage die Wärme einbringen kann. Zudem ist im untersten Teil des Speichers das Wasser immer am kältesten. Dies ermöglicht es, dass die Kollektoranlage bereits bei der kleinsten Wärmeeinstrahlung einen Nutzen bringt und Wärmeenergie liefern kann. Weiter kann die Solaranlage regeltechnisch meist völlig autonom betrieben werden. Denn sofern im Solarkollektor Wärme vorhanden ist und der Speicher Wärme benötigt, kann die Anlage einschalten.

Nachfolgend wollen wir folgende Anlagentypen genauer auf ihre hydraulische Einbindung und deren Funktionsweise betrachten:

- Solaranlage mit einem Kollektorfeld
- Solaranlage mit einem Kollektorfeld und zwei Wärmetauschern im Speicher
- Solaranlage mit zwei Kollektorfeldern

Komplexe und grössere Solaranlagen werden gegenwärtig meistens direkt vom Hersteller berechnet und geplant. Der Hersteller kennt seine Produkte sowie deren Eigenschaften am besten und verfügt über die notwendigen Berechnungsprogramme, um die Anlage optimal betreffend solaren Deckungsgrad ausulegen.

9.2. Solaranlage mit einem Kollektorfeld

Der klassische Aufbau einer Solaranlage mit einem Kollektorfeld und einem Wärmetauscher im Speicher ist der folgende:

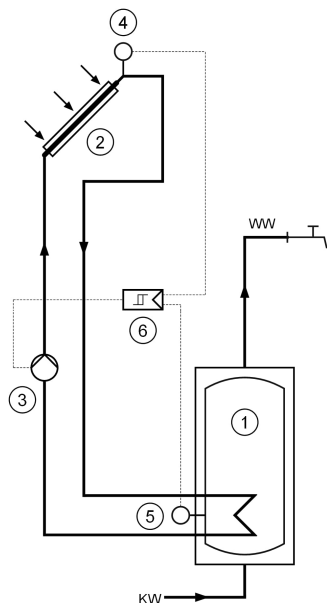


Fig. 9-1 Aufbau Solaranlage mit einem Kollektorfeld

1	Speicher	2	Kollektorfeld
3	Umwälzpumpe	4	Temperaturfühler im Kollektor
5	Temperaturfühler im Speicher	6	Regelgerät

Funktionsweise

Sobald die Temperatur am Temperaturfühler im Sonnenkollektor (4) um einen einstellbaren Wert (Schaltdifferenz) höher ist als beim maßgebenden Temperaturfühler im Speicher (5), dann schaltet die Umwälzpumpe (3) ein. Sollte die Temperaturdifferenz wieder unter die Schaltdifferenz fallen, so schaltet die Anlage wieder aus. Bei modernen Regelgeräten ist diese Temperaturdifferenz zum Ein- sowie Ausschalten separat einstellbar, wobei vom Wert her die Differenztemperatur zum Einschalten wesentlich höher liegen sollte.

9.3. Solaranlage mit einem Kollektorfeld und zwei Wärmetauschern im Speicher

Eine Solaranlage mit einem Kollektorfeld aber mit zwei Wärmetauschern im Speicher kann wie folgt aufgebaut sein:

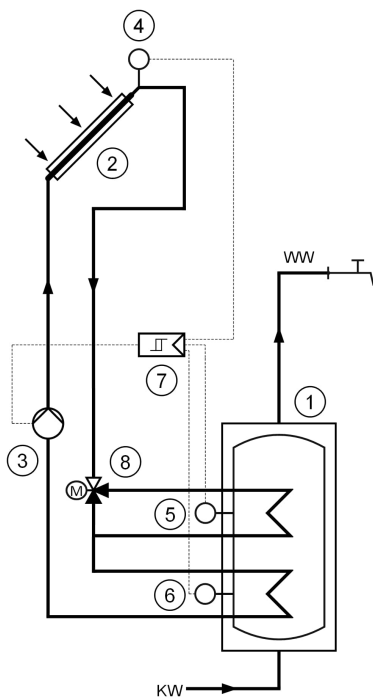


Fig. 9-2 Aufbau Solaranlage mit einem Kollektorfeld und zwei Wärmetauschern im Speicher

1	Speicher mit zwei Wärmetauschern	2	Kollektorfeld
3	Umwälzpumpe	4	Temperaturfühler im Kollektor
5	Temperaturfühler im Speicher oben	6	Temperaturfühler im Speicher unten
7	Regelgerät	8	Ventil

Funktionsweise

Sobald die Temperatur am Temperaturfühler im Sonnenkollektor (4) um einen einstellbaren Wert (Schaltdifferenz) höher ist als beim maßgebenden Temperaturfühler (6) im Speicher, dann schaltet die Umwälzpumpe (3) ein. Sollte die Temperaturdifferenz wieder unter die Schaltdifferenz fallen, so schaltet die Anlage wieder aus. Ist zudem die Temperatur beim Temperaturfühler im Sonnenkollektor (4) zum Beispiel um 4 K höher als beim Speichertemperaturfühler (5) (oberer Wärmetauscher), so wird das Ventil (8) umgestellt und das Kollektormedium fließt zuerst durch den oberen Wärmetauscher und dann durch den unteren. Sinkt die Temperaturdifferenz zwischen der gemessenen Temperatur bei den Temperaturfühlern im Sonnenkollektor (4) und im Speicher (5) zum Beispiel unter 2 K, so wird das Ventil (8) wieder zurückgestellt und das Medium fließt nur noch durch den unteren Wärmetauscher. Es muss beachtet werden, dass der untere Wärmetauscher zwingend immer durchströmt werden muss, um die Wärmeenergie der Sonne vollständig ausnützen zu können.

Dadurch erreicht man auch, dass die Eintrittstemperatur in den Kollektor so niedrig wie möglich ist. So kann das Medium wiederum mehr Wärmeenergie von der Sonne aufnehmen und der Wirkungsgrad steigt.

Vorteile gegenüber Speicher mit einem Wärmetauscher

Sind zwei Wärmetauscher vorhanden, so kann die Wärme gezielt der Temperaturschichtung im Speicher entsprechend eingebracht werden. Dieses Prinzip mit zwei Wärmetauschern ist zwingend nötig, wenn der Speicher im Vergleich zur Sonnenkollektorfläche sehr gross dimensioniert ist. Normalerweise wird pro m² Kollektorfläche ein Speichervolumen von ca. 100 l berücksichtigt. Diese Schaltung bringt aber auch bei üblich ausgelegten Speichervolumen grosse Vorteile, wenn der Wunsch besteht, dass das Warmwasser in Übergangszeit (noch keine Heizbedarf) solange wie möglich ausschliesslich mit der Sonne aufbereitet wird. Durch den zusätzlichen oberen Wärmetauscher erreicht man im oberen Speicherbereich wesentlich höhere Temperaturen, weil das aufzuheizende Volumen sehr viel kleiner ist. Dies ist sehr wichtig bei der Warmwasseraufbereitung, weil die Speicheraustrittstemperatur mindestens 60 °C betragen sollte. Ist die Kollektorleistung nur noch gering und wäre kein oberer Wärmetauscher vorhanden, so würde das ganze Speichervolumen erwärmt werden müssen. Fraglich ist dann, ob die notwendige Austrittstemperatur so dann auch erreicht wird.

9.4. Solaranlage mit zwei Kollektorfeldern

Haben wir eine Solaranlage mit zwei unterschiedlich orientieren Kollektorfeldern, so kann der Aufbau der Anlage wie folgt aussehen:

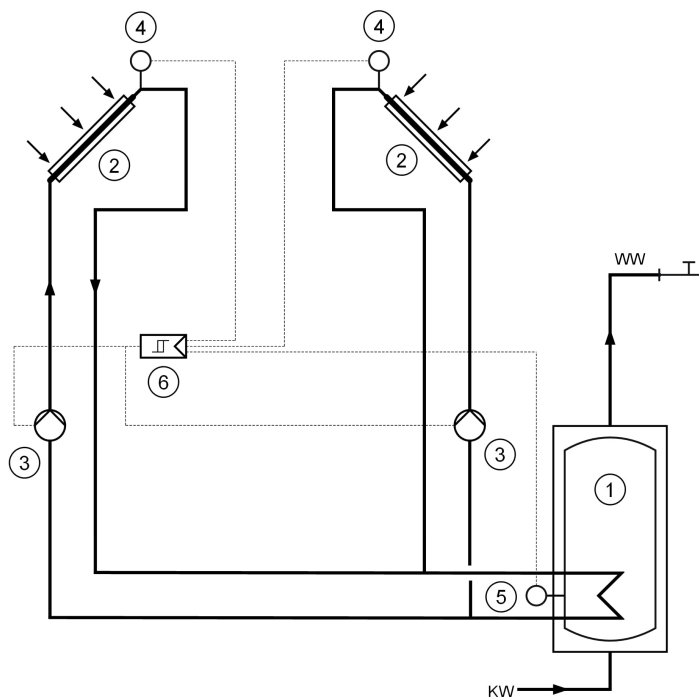


Fig. 9-3 Aufbau Solaranlage mit zwei Kollektorfeldern

- | | | | |
|---|------------------------------|---|-------------------------------|
| 1 | Speicher | 2 | Kollektorfelder |
| 3 | Umwälzpumpen | 4 | Temperaturfühler im Kollektor |
| 5 | Temperaturfühler im Speicher | 6 | Regelgerät |

Funktionsweise

Die Funktionsweise ist fast genau dieselbe wie bei der Solaranlage mit einem Kollektor. Der einzige Unterschied besteht darin, dass das Regelprinzip zweimal in derselben Form auf die jeweilige Pumpe wirkend zum Einsatz kommt.

10 Regeln und Steuern von Warmwasseraufbereitungs-Anlagen

10.1. Einleitung

Häufig erfolgt die Erwärmung des Warmwassers bzw. die Nacherwärmung mit dem gleichen Wärmeerzeuger wie er für die Raumheizung benötigt wird. Eine möglicherweise vorhandene Solaranlage ist meist nicht so dimensioniert, dass sie den solaren Deckungsgrad vollständig decken kann. Deshalb sorgt der Wärmeerzeuger im Minimum im Winter für die zusätzliche Deckung des restlichen Wärmebedarfs für die Warmwasseraufbereitung. Da die Solaranlage meist autonom betrieben ist, kann auch die Nacherwärmung autark behandelt werden.

Die Warmwasseraufbereitung erfolgt hauptsächlich über folgende zwei Systeme:

- Speicher-Wassererwärmer
- Durchfluss-Wassererwärmer

Speicher-Wassererwärmer

Beim Speicher-Wassererwärmer wird das Warmwasser bereits vor der Entnahme erwärmt und anschließend gespeichert. Speicher-Wassererwärmer können bei Bedarf große Volumenströme abdecken. Die mögliche Bezugsmenge ist allerdings vom Speichervolumen abhängig. Bei vollständigem Bezug des Speichervolumens steht Warmwasser erst wieder nach einer gewissen Zeit (Aufheizzeit) zur Verfügung. Das Speichervolumen kann dabei so ausgelegt werden, dass es den Tagesbedarf an Warmwasser abdeckt oder dass er eine gewisse Zeitdauer abdecken kann. Die Erwärmung erfolgt dabei über einen Wärmetauscher, welcher im oder außerhalb des Speichers platziert sein kann. Diese beiden Möglichkeiten führen wiederum zu zwei unterschiedlichen Systeme:

- Speicherwassererwärmer mit internem Wärmetauscher
- Warmwasserspeicher mit externem Wärmetauscher

Durchfluss-Wassererwärmer

Beim Durchfluss-Wassererwärmer wird das Warmwasser direkt während der Entnahme erwärmt. Das Wasser wird beim Durchfließen des Wassererwärmers erwärmt. Die Temperatur des Warmwassers hängt vom Volumenstrom und der Wärmeleistung des Wassererwärmers ab. Wenn zum Beispiel viel Warmwasser, bei beschränkter Wärmeleistung, bezogen wird, dann ist die Warmwassertemperatur tiefer. Folglich benötigen Durchfluss-Wassererwärmer entsprechend hohe Wärmeleistungen. Häufig verwendete Durchfluss-Wassererwärmer sind Gasdurchlauferhitzer oder Frischwasserstationen. Da Gasdurchlauferhitzer völlig autark betriebene Geräte sind, werden sie hier nicht näher behandelt. Die Versorgung der Frischwasserstationen durch Heizungswasser lässt sich in folgenden beiden Varianten teilen:

- Frischwasserstation, direkt beheizt von Wärmeerzeuger
- Frischwasserstation, indirekt beheizt von Heizspeicher

Zur besseren Verständlichkeit der verschiedenen Regel- und Steuermöglichkeiten der diversen Systemen werden in den nachfolgenden Kapiteln noch einige Grundlagen beschrieben.

10.1.1. Problematik: Legionellen

Beim Speicher-Wassererwärmer entsteht durch die Lagerung von Warmwasser die Gefahr, dass sich Legionellen (Bakterien) bilden. Diese vermehren sich am schnellsten, wenn die Wassertemperatur zwischen 25 °C und 50 °C liegt. Bei Temperaturen über 60 °C sterben die Legionellen. Deshalb muss bei einem Speicher-Wassererwärmer beachtet werden, dass bestenfalls jederzeit Warmwasser von 60 °C vorhanden ist oder das gesamte Speichervolumen periodisch (z.B. einmal pro Woche) auf 60 °C erwärmt wird. Da beim Durchfluss-Wassererwärmer das Warmwasser nicht gespeichert, sondern das Wasser direkt erwärmt wird, wird die Gefahr der Kontamination durch Legionellen minimiert.

10.1.2. Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung

Die Warmwasseraufbereitung kann je nach gewähltem System über einen oder zwei Fühler mit einem Regler oder auch einem oder zwei Thermostaten ein-/ausgeschaltet werden. Werden Fühler mit einem Regler eingesetzt, lassen sich die Sollwerte am Regler einstellen und die Istwerte können abgelesen werden. Dabei schaltet der Regler die Warmwasseraufbereitungs-Anlage ein, sollte der obere Fühler einen gewissen Sollwert unterschreiten. Ebenfalls schaltet der Regler sie aus, wenn der Sollwert beim unteren Fühler überschritten wird. Bei Thermostaten werden die Sollwerte direkt beim Thermostaten eingestellt. Die Thermostaten schalten entsprechend auch gleich direkt die Warmwasseraufbereitungsanlagen ein oder aus. Thermostaten müssen vor Ort eingestellt werden (Zugänglichkeit) und bieten keine zusätzlichen Funktionen. Die geeignetste Lösung ist je nach Anforderungen der zu realisierenden Anlage und den Möglichkeiten der eingesetzten Regler und Systeme zu wählen.

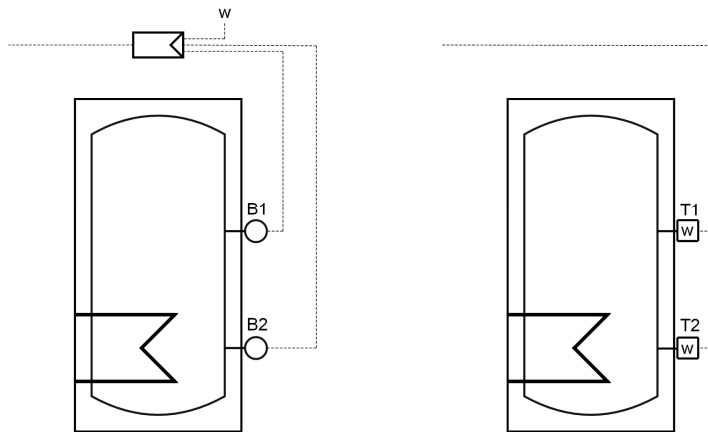


Fig. 10-1 Warmwasseraufbereitung mit Fühlern/Thermostaten für Ein- und Ausschaltung

w	Sollwert (bei Verwendung von Fühler am Regler und bei Einsatz von Thermostaten an Thermostaten einstellbar)
B1	Fühler (wenn 1 Fühler EIN/AUS, wenn 2 Fühler EIN)
B2	Fühler (optional, wenn 2 Fühler AUS)
T1	Thermostat (wenn 1 Thermostat EIN/AUS, wenn 2 Thermostaten EIN)
T2	Thermostat (optional, wenn 2 Thermostaten AUS)

10.1.3. Heizungswassertemperatur

Die Heizungswassertemperatur sollte so tief wie sinnvoll gewählt werden. Denn bei zu hohen Temperaturen (über ca. 65 °C) Kalk und Mineralausscheidungen im Warmwasser auftreten, welche die Wartungs- und Unterhaltskosten sowie die Lebenszeit einer Warmwasseraufbereitungs-Anlage ungünstig beeinflussen. Deshalb sollte man die Anforderung des Nutzers betreffend Warmwassertemperatur ebenfalls berücksichtigen. Zum Duschen reicht beispielsweise bereits eine Warmwassertemperatur von 40 °C. So kann der Wärmeerzeuger allenfalls mit tieferen Heizungswassertemperaturen betrieben werden, was sich zum Beispiel bei der Wärmepumpe positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt oder beim Einsatz eines Brennwertkessels ist der Gewinn durch die Kondensationswärme durch die tieferen Rücklauftemperaturen ebenfalls höher. Allerdings sollte beim Speicher-Wassererwärmer zwingend die Legionellen-Problematik berücksichtigt werden.

10.1.4. Heizgruppen-Platzierung auf Heizungsverteiler

Die Heizgruppe für die Warmwasseraufbereitung wird meist separat auf dem Hauptverteiler oder auf dem Verteiler in einer Unterstation angesiedelt. Die Platzierung einer Heizgruppe auf dem Verteiler ist vor allem im Anfahrzustand entscheidend. Daher werden die Heizgruppen für die Warmwasseraufbereitung meistens am Verteileranfang platziert, damit diese vom anstehenden Heizungswasser sofort vollumfänglich Gebrauch machen können. Weiter wird dadurch im Sommerbetrieb während dem Betrieb für Warmwasseraufbereitung nicht der ganze Verteiler erwärmt (Achtung: Bypass-Anordnung beachten).

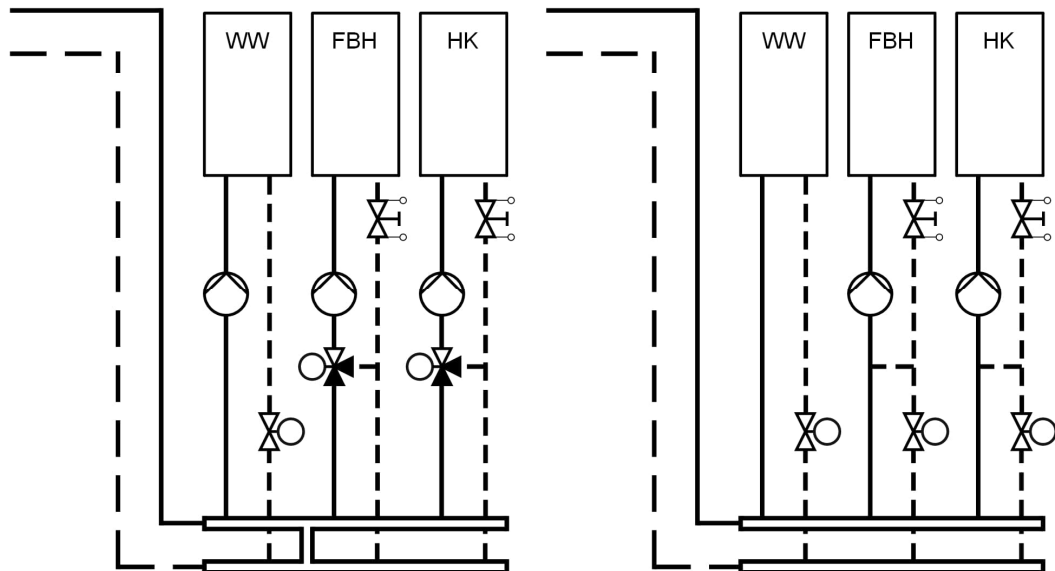


Fig. 10-2 Platzierung Heizgruppe Warmwasseraufbereitung (WW) auf differenzdruckarmen Verteiler (links)

differenzdruckbehafteten Verteiler (rechts)

10.1.5. Sollwert-Anpassung Erzeuger

Die meisten Wärmeerzeuger werden mit der witterungsgeführten Vorlauftemperatur-Regelung geregelt. Dabei wird entsprechend die Vorlauftemperatur den äusseren Bedingungen angepasst. Sollte nun die Warmwasseraufbereitung anstehen, so muss allenfalls der Sollwert der Vorlauftemperatur entsprechend auf den konstanten Wert (z.B. 60 °C) erhöht werden. Dabei sollten des Weiteren folgende Punkte beachtet werden:

- Die Warmwasseraufbereitung sollte erst freigegeben werden, wenn auch die dazu notwendige Temperatur bei der Anlage ansteht. Dies kann zum Beispiel über einen Freigabe-Thermostat geschehen.
- Die Sollwert-Anpassung auch ausserhalb einer Zwangsladung koordiniert erfolgt und in einem solchen Fall alle angeschlossenen Warmwasseraufbereitungs-Anlagen geladen werden.
- Der Wärmeerzeuger nach erfolgter Phase der Warmwasseraufbereitung wieder auf die witterungsgeführte Vorlauftemperatur-Regelung zurückgestellt wird.

10.1.6. Sommerbetrieb Warmwasseraufbereitung (keine Solaranlage)

Wird das Warmwasser auch im Sommer ausschliesslich mit dem Wärmeerzeuger aufbereitet, so sollten folgende Punkte unbedingt beachtet werden:

- Der Wärmeerzeuger soll nur in Betrieb genommen werden, wenn auch die Forderung nach Wärme ansteht.
- Sollte bei mehreren dezentralen Anlagen nur eine einzige Warmwasseraufbereitungs-Anlage Ladung benötigen, so sollen trotzdem alle weiteren ebenfalls geladen werden.
- Die Warmwasseraufbereitung sollte wiederum erst freigegeben werden, wenn auch die dazu notwendige Temperatur bei der Anlage ansteht.

10.1.7. Koordination mehrerer Ladungen

Der bereits mehrmals erwähnten Ladung von sämtlichen Warmwasseraufbereitungs-Anlagen in einem Heizungs-System ist viel Beachtung zu schenken. Dazu müssen die verschiedenen einzelnen Anlagen über ein Kommunikationsnetzwerk miteinander verbunden sein. Folgende Funktionen sollten im System kommuniziert werden:

- Schaltet eine Warmwasseraufbereitungs-Anlage ein, so werden die anderen ebenfalls zwingend eingeschaltet, um das zur Verfügung stehende Temperaturniveau auszunutzen. Denn so wird verhindert, dass der Wärmeerzeuger möglicherweise immer wieder seinen Sollwert entsprechend anpassen muss, nur weil ständig seitens Warmwasseraufbereitung eine Wärmeanforderung ansteht.
- Jede einzelne Warmwasseraufbereitungs-Anlage schaltet individuell aus, wenn das System durchgeladen ist.
- Die letzte Warmwasseraufbereitungs-Anlage, welche ausschaltet, veranlasst auch, dass der Wärmeerzeuger wieder auf die normale Regelung (meist Vorlauftemperatur-Regelung) zurückfährt.

10.1.8. Zwangsladung

In den meisten Warmwasseraufbereitungs-Anlagen ist es sinnvoll oder sogar notwendig (je nach Speichervolumen), dass die Speicher in vordefinierten Intervallen (z.B. 01:00 – 04:00 Uhr) einmal oder mehrmals täglich geladen werden. Die Dimensionierung des Speichers sollte unter Einbezug der Anlagebedingungen (Ladezeiten, Platzverhältnisse) erfolgen.

10.1.9. Vorrangschaltung

Durch die gezielt knappe Dimensionierung von Wärmeerzeugern unter Berücksichtigung von Gleichzeitigkeitsfaktoren und die im Verhältnis zunehmenden kleineren notwendigen Leistungen für die Raumheizung (durch bessere Isolation, höhere Anforderungen seitens Behörden), wird der Leistungsanteil für die Warmwasseraufbereitung grösser. Dadurch wird es unumgänglich, einerseits diesen Leistungsanteil in der Auslegung des Wärmeerzeugers zu berücksichtigen, andererseits aber auch die Steuerung des gesamten Heizungs-Systems auf diese Situation auszurichten. Eine Massnahme ist, während der Warmwasseraufbereitung die Wärmeleistung für die Raumheizung zu drosseln oder ganz abzuschalten. Dies führt in den meisten Fällen auf Grund der Gebäudeträgheit (durch Gebäudemasse) kaum zu nennenswerten bzw. spürbaren Temperaturveränderungen. Einige Geräte, die für Regelung und Steuerung von Heizgruppen und für Warmwasseraufbereitung eingesetzt werden können, bieten spezielle Funktionen zur Vorrangschaltung der Warmwasseraufbereitung gegenüber einer oder mehreren Heizgruppen. Dabei wird meist zwischen zwei Arten von Vorrangschaltungen unterschieden:

- Absoluter Vorrang: Heizgruppen werden während der Warmwasseraufbereitung gesperrt.
- Gleitender Vorrang: Heizgruppen werden während der Warmwasseraufbereitung gedrosselt.

10.2. Speicher-Wassererwärmer

Wie bereits erwähnt, unterscheidet man beim Speicher-Wassererwärmer zwischen dem Speicherwassererwärmer mit internem Wärmetauscher und dem Warmwasserspeicher mit externem Wärmetauscher.

10.2.1. Speicherwassererwärmer mit internem Wärmetauscher

Dieser Typ besitzt die Eigenschaft, dass gegen Ende des Ladevorgangs die Rücklauftemperatur stark ansteigt. Daher ist diese Anlagenart nicht geeignet für Systeme, die eine tiefe Rücklauftemperatur zum Wärmeerzeuger benötigen, wie zum Beispiel Brennwertkesseln oder Wärmepumpen. Die häufigsten verwendeten Schaltungen bei Speicherwassererwärmer mit internem Wärmetauscher sind folgende:

- Ohne Vorlauftemperatur-Regelung
- Vorlauftemperatur-Regelung, mit Beimischschaltung
- Ohne Vorlauftemperatur-Regelung, mit Umlenkschaltung

10.2.1.1. Ohne Vorlauftemperatur-Regelung

Die Ladung des Speicherwassererwärmer erfolgt durch das Steuern der Ladepumpe oder des Auf/Zu-Ventils. Dabei wird die Warmwasseraufbereitung ein- oder ausgeschaltet gemäß Kapitel 10.1.2 „Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung“ (im Beispiel mit zwei Fühlern). Ob eine Ladepumpe (M1) erforderlich ist, hängt vom gewählten hydraulischen Konzept sowie der Einbindung der Warmwasseraufbereitungsanlage ab. Sollte keine Ladepumpe (M1) erforderlich sein, so muss im Minimum ein Auf/Zu-Ventil (Y1) vorgesehen werden, welches entsprechend der Anforderung öffnet oder schließt. Auch können sowohl eine Ladepumpe (M1) wie auch ein Auf/Zu-Ventil (Y1) vorgesehen werden. Bei Bedarf der Speicherwassererwärmer wird vom Regler ein Ausgangssignal gesendet, welches entsprechend die Ladepumpe (M1) einschaltet bzw. das Auf/Zu-Ventil (Y1) öffnet. Bei Wegfall der Bedarfsmeldung werden diese wieder ausgeschaltet oder geschlossen.

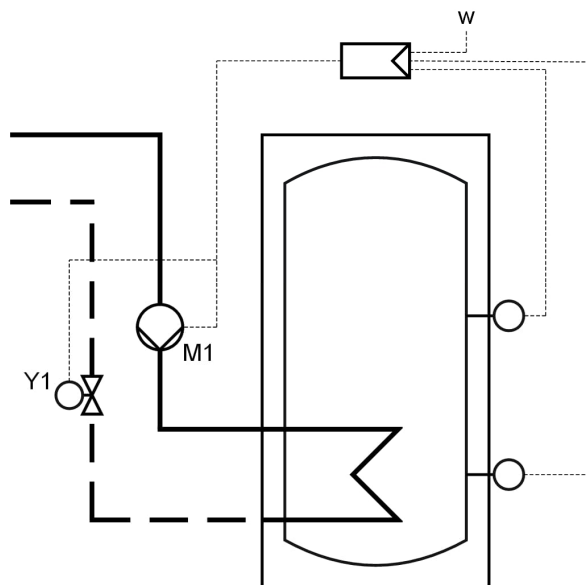


Fig. 10-3 Warmwasseraufbereitung mit Ladepumpe und Auf/Zu-Ventil ohne Vorlauftemperatur-Regelung

Diese einfache Art der Regelung für die Warmwasseraufbereitung hat den Nachteil, dass der Wärmetauscher mit der Vorlauftemperatur vom Wärmeerzeuger versorgt wird und diese je nach Qualität der vorigen Regelungen stark schwanken kann. Somit ist auch der Verkalkungsschutz nicht zwingend gewährleistet.

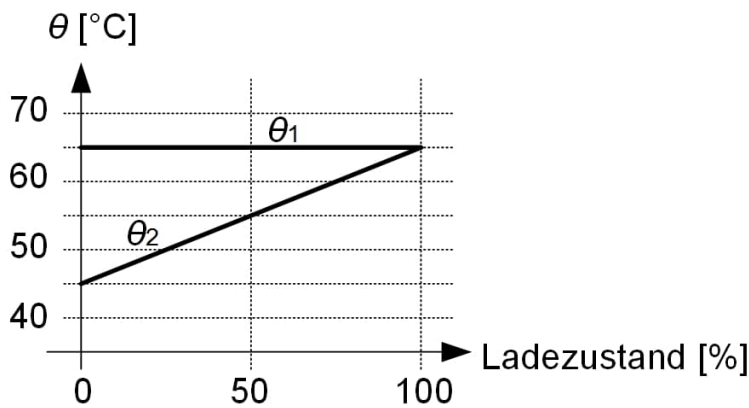


Fig. 10-4 Verlauf der Vor- und Rücklauftemperatur in Abhängigkeit des Ladezustands (vereinfacht)

θ_1 Lade- bzw. Vorlauftemperatur (Eintrittstemperatur aus Wärmetauscher)
 θ_2 Rücklauftemperatur (Austrittstemperatur aus Wärmetauscher)

Da die Temperaturdifferenz zwischen der Vorlauftemperatur und Speichertemperatur mit zunehmendem Ladezustand sinkt, wird auch zunehmend weniger Wärmeleistung benötigt. Ebenfalls steigt die Rücklauftemperatur aus dem Wärmetauscher, da diese mindestens gleich gross wie die steigende Speichertemperatur ist.

10.2.1.2. Vorlauftemperatur-Regelung, mit Beimischschaltung

Auch hier wird die Warmwasseraufbereitung gemäß Kapitel 10.1.2 „Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung“ ein- oder ausgeschaltet (im Beispiel mit zwei Fühlern). Dabei wird sowohl die Ladepumpe M1 wie auch die Regulierung für die Vorlauftemperatur-Regelung ein- oder ausgeschaltet. Beim Regler für die Vorlauftemperatur-Regelung kann der Sollwert für die Vorlauftemperatur eingegeben werden. Der Fühler B1 im Vorlauf liefert den Istwert. Bei möglicher Regelabweichung korrigiert das Mischventil Y1 diese.

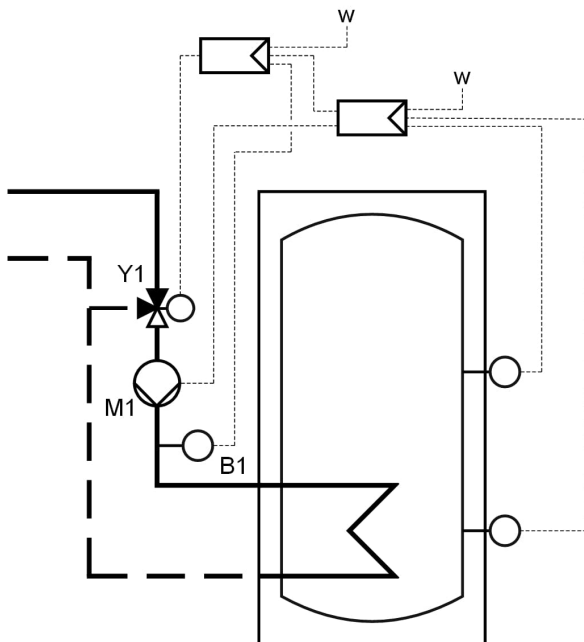


Fig. 10-5 Warmwasseraufbereitung mit Beimischschaltung für die Vorlauftemperatur-Regelung

Bei dieser Regelung kann die Vorlauftemperatur bestimmt reguliert werden. Damit ist auch der Verkalkungsschutz des Wärmetauschers gewährleistet. Aber auch hier steigt die Rücklauftemperatur zum Wärmeerzeuger mit steigendem Ladezustand (siehe Fig. 10-4).

10.2.1.3. Ohne Vorlauftemperatur-Regelung, mit Umlenkschaltung

Die Ein- und Ausschaltung der Warmwasseraufbereitung erfolgt erneut gemäß Kapitel 10.1.2 „Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung“. Hier wird bei anstehender Wärmeanforderung seitens des Warmwassers mittels Umlenkschaltung vom Heizkreis auf die Warmwasseraufbereitung umgeschaltet. Dabei dient die Pumpe M1 für die Heizgruppe gleichzeitig auch als Ladepumpe für die Warmwasseraufbereitung.

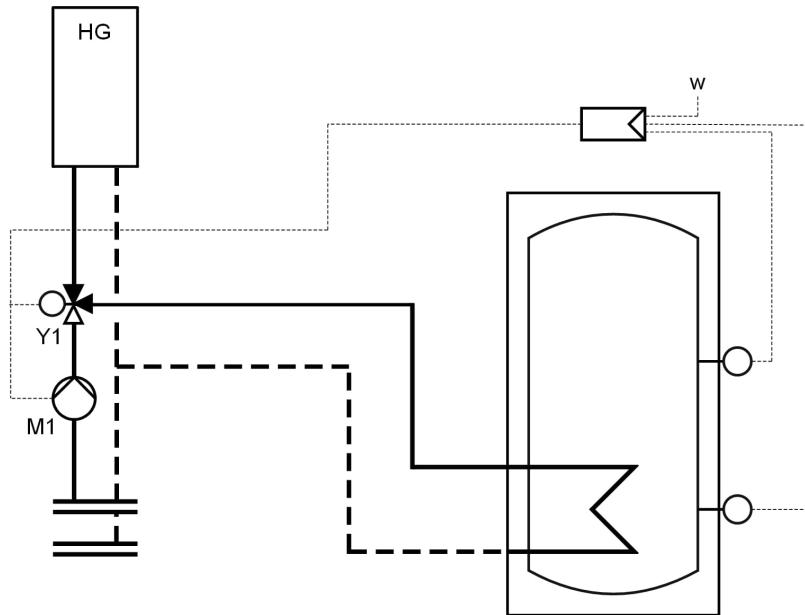


Fig. 10-6 Warmwasseraufbereitung mit Umlenkschaltung ohne Vorlauftemperatur-Regelung

Um den Verkalkungsschutz zu erfüllen, kann auch hier eine zusätzliche Beimischschaltung vor dem Wärmetauscher vorgesehen werden.

10.2.2. Warmwasserspeicher mit externem Wärmetauscher

Die Warmwasseraufbereitung mit einem externen Wärmetauscher wird verwendet, wenn die Rücklauf­temperatur zum Wärme­erzeuger tief gehalten werden muss, wie zum Beispiel bei Brennwertkesseln oder Wärmepumpen. Dabei werden am meisten folgende Schaltungen verwendet:

- Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primärseitigem Ventil
- Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit sekundärseitigen Ventil
- Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primär- und sekundärseitigem Ventil

Die Sekundär-Austrittstemperatur entspricht gleichzeitig der Ladetemperatur des Warmwasserspeichers bzw. der Warmwassertemperatur.

10.2.2.1. Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primärseitigem Ventil

Auch hier erfolgt die Ein- und Ausschaltung gemäss Kapitel 10.1.2 „Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung“. Die Sekundär-Austrittstemperatur wird mit dem primärseitigen Durchgangsventil Y1 geregelt. Durch den Einschaltbefehl wird die primärseitige Pumpe M1 eingeschaltet und die Regelung wird aktiviert und somit das Durchgangsventil Y1 geöffnet. Die sekundärseitige Pumpe M2 wird durch ein Freigabe-Thermostaten T1 eingeschaltet, wenn die primärseitige Vorlauf­temperatur genügend hoch ist. Dadurch lässt sich ein Auskühlen oder Durchmischen des Speichers verhindern.

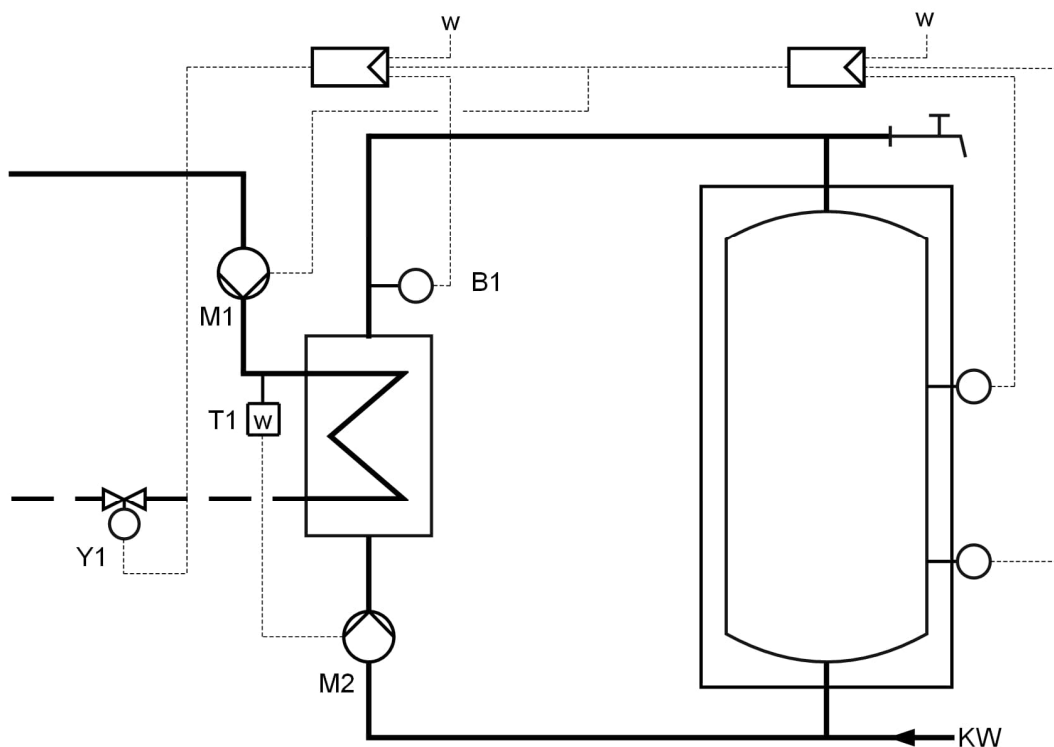


Fig. 10-7 Warmwasseraufbereitung mit externem Wärmetauscher, Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primärseitigen Ventil

10.2.2.2. Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit sekundärseitigem Ventil

Die Ein- und Ausschaltung geschieht gemäss Kapitel 10.1.2 „Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung“. Die Sekundär-Austrittstemperatur wird mit dem sekundärseitigen Dreiwegventil Y1 geregelt. Durch den Einschaltbefehl wird die primärseitige Pumpe M1 eingeschaltet und die Regelung wird aktiviert und somit das Dreiwegventil Y1 geöffnet und die sekundärseitige Pumpe M2 eingeschaltet. Das Dreiwegventil Y1 mischt im ersten Moment ausschliesslich wärmeres Austrittswasser bei, bis der Sollwert erreicht ist. Anschliessend wird die Stellung des Dreiwegventils Y1 ständig so verändert, dass die Austrittstemperatur ständig dem Sollwert entspricht. Der Warmwasserspeicher wird mit konstanter Ladetemperatur geladen.

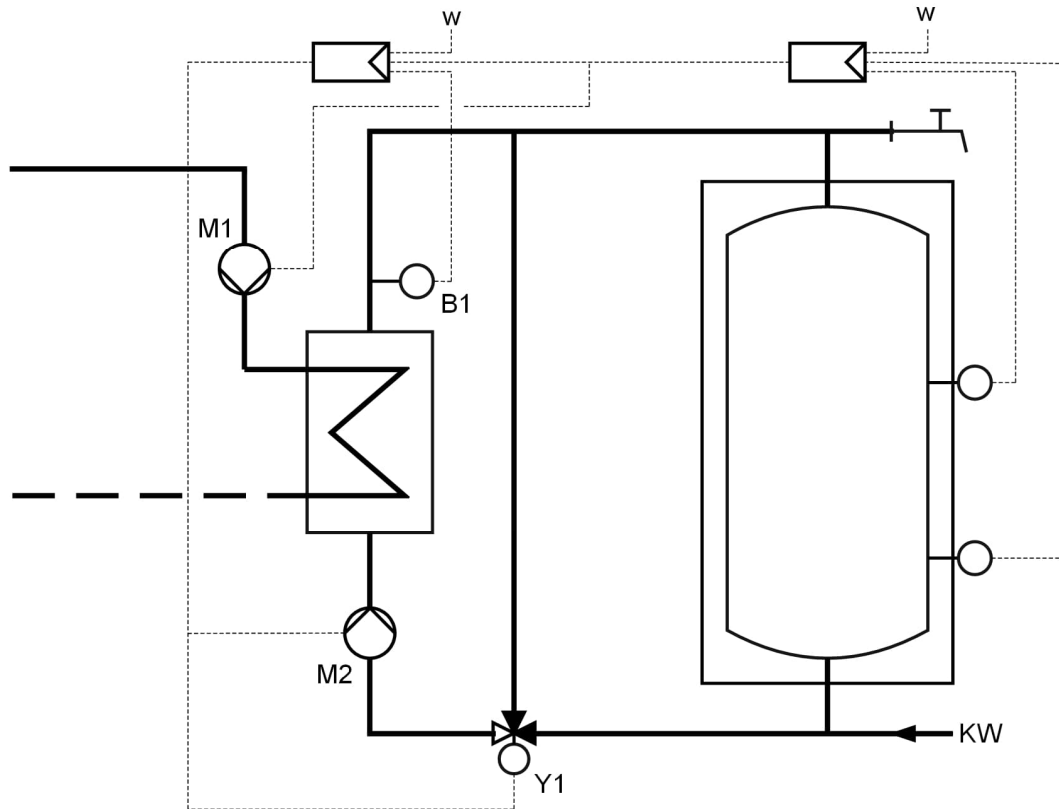


Fig. 10-8 Warmwasseraufbereitung mit externem Wärmetauscher, Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit sekundärseitigen Ventil

10.2.2.3. Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primär- und sekundärseitigem Ventil

Die Ein- und Ausschaltung geschieht gemäss Kapitel 10.1.2 „Ein- und Ausschaltung von Warmwasseraufbereitung“. Die Sekundär-Austrittstemperatur wird mit dem sekundärseitigen Dreiwegventil Y1 geregelt. Durch den Einschaltbefehl wird die primärseitige Pumpe M1 eingeschaltet und die Regelung wird aktiviert und somit das Dreiwegventil Y1 geöffnet und die sekundärseitige Pumpe M2 eingeschaltet. Das Dreiwegventil Y1 mischt im ersten Moment ausschliesslich wärmeres Austrittswasser bei, bis der Sollwert erreicht ist. Anschliessend wird die Stellung des Dreiwegventils Y1 ständig so verändert, dass die Austrittstemperatur ständig dem Sollwert entspricht. Der Warmwasserspeicher wird mit konstanter Ladetemperatur geladen. Ist die Regelung mit dem Ventil Y1 nicht ausreichend (z.B. bei sich ändernden Versorgungstemperaturen primärseitig) beginnt das Ventil Y2 die Versorgung primärseitig anzupassen (indirekt Temperatur).

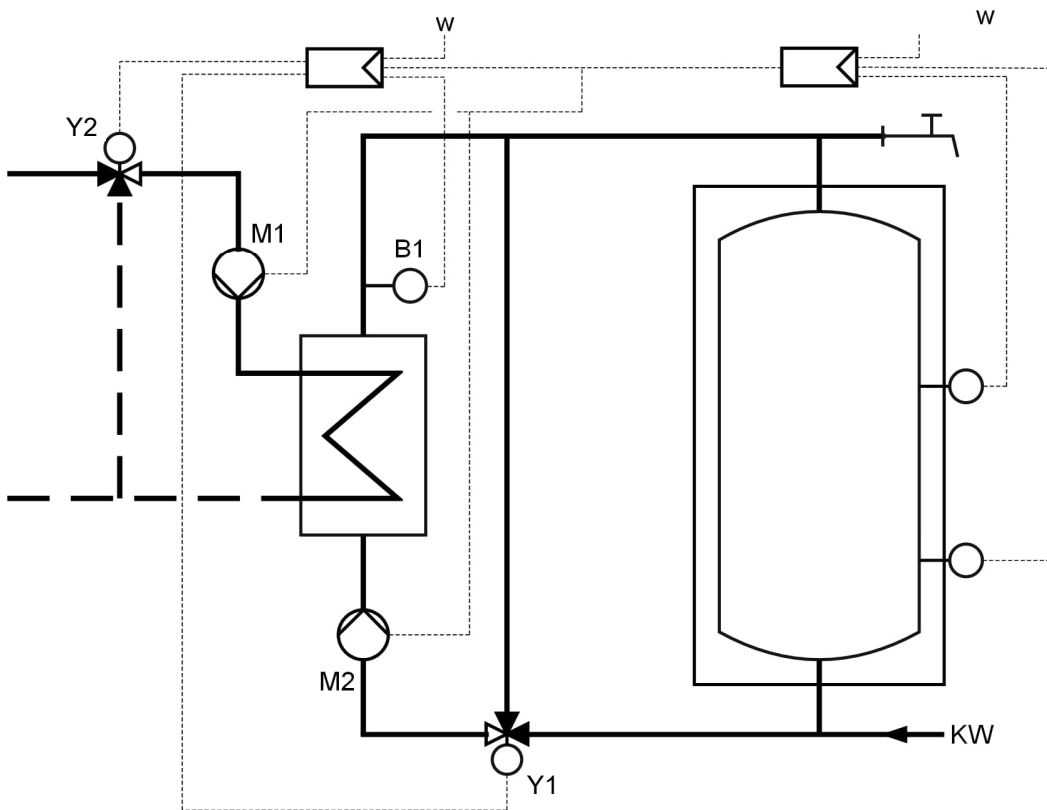


Fig. 10-9 Warmwasseraufbereitung mit externem Wärmetauscher, Sekundär-Austrittstemperatur geregelt mit primär- und sekundärseitigen Ventil

10.3. Durchfluss-Wassererwärmer

Bei den Durchfluss-Wassererwärmern sind vor allem die Frischwasserstationen betreffend Regeln und Steuern relevant. Diese Frischwasserstationen können direkt vom Wärmeerzeuger oder indirekt vom Heizspeicher beheizt werden. Je nach Zapftemperatur und Auslegung des Wärmetauschers kann die primärseitige Vorlauftemperatur tiefer gewählt werden als bei Prinzip vom Speicher-Wassererwärmer. Folglich ist auch die Rücklauftemperatur bedeutend tiefer, was den Einsatz von Frischwasserstationen auch in Kombination mit Wärmeerzeugern, welche tiefe Rücklauftemperaturen benötigen, attraktiv macht.

10.3.1. Frischwasserstation, direkt beheizt von Wärmeerzeuger

Bei Frischwasserstationen wird die Zapftemperatur ständig konstant gehalten. Diese Zapftemperatur entspricht dabei dem Sollwert und kann individuell bestimmt werden. Die Zapftemperatur wird am Fühler B1 gemessen. Sinkt diese Temperatur unter den Sollwert der Zapftemperatur, so wird die Regulierung eingeschaltet. Dabei beginnt die Umwälzpumpe M1 zu laufen und das Ventil Y1 regelt die vorhandene Temperaturabweichung aus. Bei gleichzeitigem Bedarf an Warmwasser wird der Betrieb ständig aufrechterhalten.

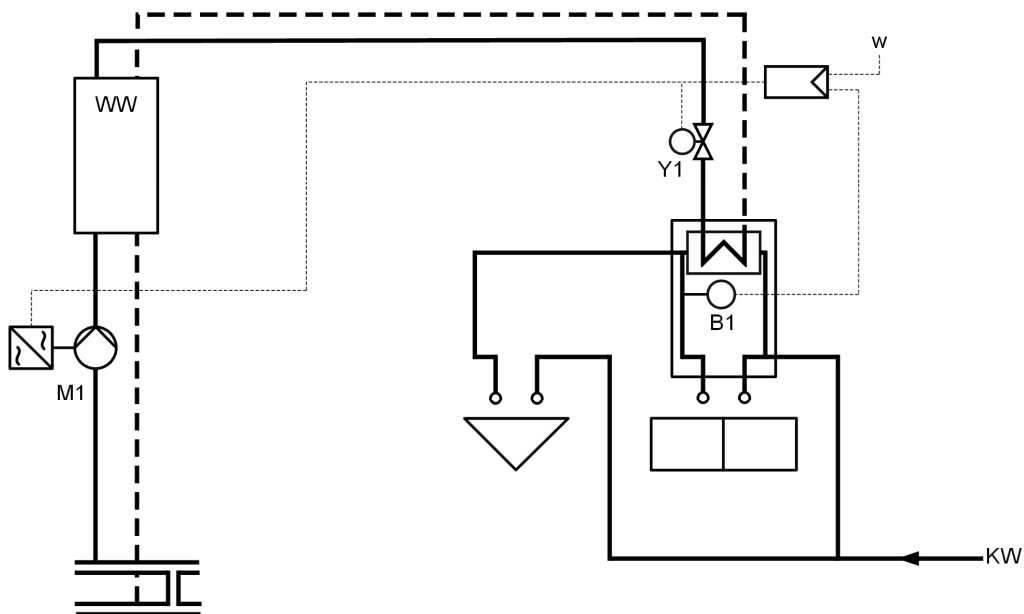


Fig. 10-10 Warmwasseraufbereitung mit Frischwasserstation, direkte Versorgung von Wärmeerzeuger über Heizgruppe

Beim Beispiel ist nur eine Frischwasserstation angeschlossen. Natürlich können beliebig viele Frischwasserstationen angeschlossen werden, sofern die Umwälzpumpe entsprechend dimensioniert wird. Weiter können die Frischwasserstationen primärseitig auch mit einem anderen hydraulischen Konzept erschlossen sein. So kann auch jede einzelne Frischwasserstation mit einer drehzahlgeregelten Pumpe ausgerüstet sein, welche die Drehzahl entsprechend so ändert, damit die Sekundär-Austrittstemperatur ständig konstant ist (siehe Beispiel im Kapitel 10.3.2).

Die Wärmeleistung des Wärmeerzeugers muss so gewählt werden, dass die Leistung für die Warmwasseraufbereitung jederzeit gewährleistet ist. Bei Spitzenlasten führt dies zu hohen Leistungen, welche der Erzeuger decken muss.

10.3.2. Frischwasserstation, indirekt beheizt von Wärmeerzeuger

Auch bei diesem Prinzip wird die Zapftemperatur ständig auf einem konstanten Wert gehalten. Diese wird am Fühler B3 beim sekundären Austritt gemessen. Unterschreitet diese Temperatur den Sollwert, so wird die Regulierung in Betrieb genommen. Bei diesem hydraulischen Konzept wird die Drehzahl der Ladepumpe M2 entsprechend angepasst, um die Zapftemperatur ständig konstant zu halten. Bei dieser Variante fördert die Ladepumpe das Medium aus einem Heizungswasserspeicher. Aufgrund fortschreitenden Bezugs und durch Auskühlverluste muss dieser wieder geladen werden. Diese Ein- und Ausschaltung der Speicherladung bzw. Inbetriebsetzung der Ladepumpe hängt von den Temperaturen bei den Fühlern B1 und B2 ab. Unterschreitet nämlich die Temperatur am Fühler B1, so wird die Regulierung freigegeben und der Speicher wird geladen. Übersteigt die Temperatur am Fühler B2 einen bestimmten Sollwert, so bedeutet das, dass der Speicher geladen ist, und die Regulierung ausser Betrieb genommen werden kann.

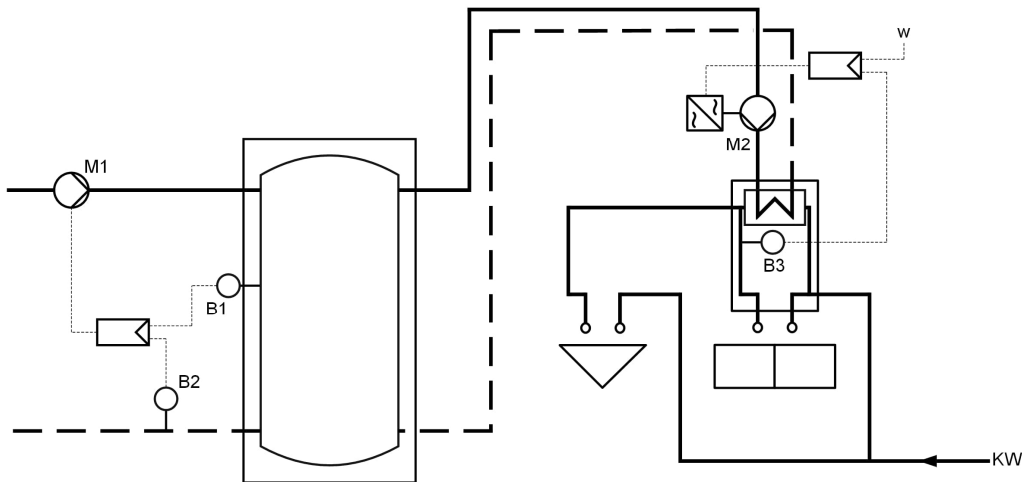


Fig. 10-11 Warmwasseraufbereitung mit Frischwasserstation, indirekte Versorgung von Heisspeicher

Natürlich können auch hier beliebig viele weitere Frischwasserstationen angeschlossen werden. So kann auch hier primärseitig ein anderes hydraulisches Konzept gewählt werden. So kann zum Beispiel nur eine drehzahlgeregelte Versorgungspumpe vorgesehen werden und die Regulierung der Zapftemperatur kann über ein Ventil erfolgen (siehe Beispiel im Kapitel 10.3.1).

Je nach Anzahl angeschlossener Stationen und deren Warmwasserbezug kann der Heisspeicher grösser und demzufolge die Ladeleistung für den Heisspeicher kleiner ausgelegt werden. Folglich ist auch die Wärmeleistung des Erzeugers kleiner. Wenn der Heisspeicher eher zu klein dimensioniert ist, führt dies zu höheren Ladeleistungen, welche der Wärmeerzeuger abdecken muss. Mit dem Speichervolumen kann auf plötzlich auftretende Spitzenbezüge reagiert werden. Der Auslegung muss viel Beachtung geschenkt werden.

Smart Infrastructure verbindet auf intelligente Weise Energiesysteme, Gebäude und Industrien und verbessert die Art und Weise, wie wir leben und arbeiten, um Effizienz und Nachhaltigkeit deutlich zu steigern.

Gemeinsam mit unseren Kunden und Partnern schaffen wir ein Ökosystem, das sowohl intuitiv auf die Bedürfnisse der Menschen reagiert als auch Kunden dabei unterstützt, ihre Geschäftsziele zu erreichen.

Ein Ökosystem, das unseren Kunden hilft zu wachsen, das den Fortschritt von Gemeinschaften fördert und eine nachhaltige Entwicklung begünstigt, um unseren Planeten für die nächste Generation zu schützen.

Creating environments that care.

[siemens.com/smart-infrastructure](https://www.siemens.com/smart-infrastructure)

Herausgeber
Siemens Schweiz AG

Smart Infrastructure
Global Headquarters
Theilerstrasse 1a
6300 Zug
Schweiz
Tel. +41 58 724 24 24

Siemens AG
Smart Infrastructure
Lyoner Straße 27
60528 Frankfurt am Main
Deutschland
Tel. +49 69 797-0

Siemens AG Österreich
Smart Infrastructure
Siemensstraße 90
1210 Wien
Österreich
Tel. +43 (51707) 0

Siemens Schweiz AG
Smart Infrastructure
Sennweidstrasse 47
6312 Steinhausen
Schweiz
Tel. +41 585 579 200

Siemens S.A.
Smart Infrastructure
21, rue Edmond Reuter
5326 Contern
Luxembourg
Tél. +352 43843 900

Schutzgebühr € 50

Änderungen und Irrtümer vorbehalten. Die Informationen in diesem Dokument enthalten lediglich allgemeine Beschreibungen bzw. Leistungsmerkmale, welche im konkreten Anwendungsfall nicht immer in der beschriebenen Form zutreffen bzw. welche sich durch Weiterentwicklung der Produkte ändern können. Die gewünschten Leistungsmerkmale sind nur dann verbindlich, wenn sie bei Vertragsschluss ausdrücklich vereinbart werden.

© Siemens 03/2023