

Leitfaden für optimierte Wärmeverteilung und Hydraulik

Impressum

Medieninhaber, Verleger und Herausgeber:

Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK), Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Autorinnen und Autoren: Mag. DI Konstantin Kulterer, Oskar Mair am Tinkhof, MSc, Österreichische Energieagentur

Inhalt: November 2018, Layout: Dezember 2020

Copyright und Haftung:

Auszugsweiser Abdruck ist nur mit Quellenangabe gestattet, alle sonstigen Rechte sind ohne schriftliche Zustimmung des Medieninhabers unzulässig.

Es wird darauf verwiesen, dass alle Angaben in dieser Publikation trotz sorgfältiger Bearbeitung ohne Gewähr erfolgen und eine Haftung des BMK und der Autorin/des Autors ausgeschlossen ist. Rechtausführungen stellen die unverbindliche Meinung der Autorin/des Autors dar und können der Rechtsprechung der unabhängigen Gerichte keinesfalls vorgreifen.

Rückmeldungen: Ihre Überlegungen zu vorliegender Publikation übermitteln Sie bitte an eebetriebe@energyagency.at

Inhalt

1 Einleitung	6
2 Grundlagen der Hydraulik	8
2.1 Grundlagen der Strömungstechnik.....	8
2.1.1 Grundbegriffe.....	8
2.2 Rohrleitungstechnik und Rohrwerkstoffe	14
2.3 Rohrwerkstoffe und Rohrverbindungen in hydraulischen Systemen	15
2.3.1 Rohrdimensionen und Fließgeschwindigkeiten in Wärmeübertragungssystemen	16
2.4 Hydraulische Komponenten	18
3 Verteilersystem-Bauarten	30
4 Wärmeabgabesysteme und Grundschaltungen	35
4.1 Beimischschaltung	36
4.2 Doppelbeimischschaltung (Fixbypass).....	38
4.3 Drosselschaltung.....	40
4.4 Umlenk- und Verteilschaltung	41
4.5 Einspritzschaltung mit Dreiweg-Ventil	43
5 Dokumentation der bestehenden Anlage	46
5.1 Erfassung der Informationen aller verbauten Komponenten	46
5.2 Erfassung spezifischer Messwerte.....	47
6 Bewertung der Effizienz.....	48
6.1 Ungleichmäßiger Betrieb der Verbraucher	48
6.2 Temperaturspreizung zu klein	50
6.3 Geräuschentwicklung („Klopfen“) bei Wärmeabnehmern oder bei Pumpen.....	51
6.4 Druckverlust zu hoch	51
6.5 Pumpe läuft nicht im optimalen Betriebspunkt	52
6.6 Pumpe über Drosselregelung gesteuert.....	53
6.7 Hohe Rücklauftemperaturen	54
7 Einspar- und Optimierungsmaßnahmen	56
7.1 Hydraulischer Abgleich	56
7.1.1 Durchführun des hydraulischen Abgleichs	56
7.1.2 Statischer hydraulischer Abgleich.....	57
7.1.3 Dynamischer hydraulischer Abgleich.....	57
7.1.4 Übliche Fehler in der Durchführung	58
7.1.5 Wahl der richtigen Ventilgröße	58

7.2 Optimierung der Rücklauftemperatur	60
7.2.1 Rücklaufanhebung	60
7.2.2 Rücklaufsenkung-Pufferspeicher mit Frisch-Wasser-Modul und Warmwasser-Zirkulation im Mehrfamilienhaus.....	61
7.2.3 Rücklaufsenkung effiziente hydraulische Weichen und Verteiler.....	63
7.2.4 Rücklaufsenkung – Allgemeine Sanierung.....	63
7.3 Optimierung der Steuerung und Regelung der Anlagen im Betrieb	64
7.3.1 Optimierung der Steuerung und Regelung.....	65
7.3.2 Einstellung der Erzeugungskurve.....	65
7.3.3 Einstellung der Heizzeiten beziehungsweise der Absenkezeiten der Absenke- Temperatur	67
7.3.4 Optimierung der Anlagen im Betrieb.....	68
7.4 Überprüfung der Umwälzpumpen	69
7.4.1 Pumpenregelung über Drehzahl.....	72
7.4.2 Differenzdruck konstant	73
7.4.3 Differenzdruck variabel.....	74
7.4.4 Temperaturgeführte Differenzdruckregelung.....	74
7.4.5 Weitere Regelungsarten	75
7.4.6 Wirkungsgradabschätzung.....	75
7.5 Wartung und Instandhaltung	76
8 Anhang.....	79
8.1 Statischer hydraulischer Abgleich Auslegungsbeispiel.....	79
8.1.1 Allgemeine Angaben zum System	80
8.1.2 Heizkörper und deren Ventile.....	80
8.1.3 Umwälzpumpe	82
8.1.4 Strangregulierventil	82
8.1.5 Wärmetauscher	82
8.1.6 Einregulierungsgerät TA-Scope.....	83
8.1.7 Ermittlung der tatsächlichen Heizkörperleistungen.....	83
8.1.8 Druckverlustberechnung	85
8.1.9 Druckverlust in geraden Rohren	88
8.1.10 Druckverluste in Rohrleitungseinbauten.....	91
8.1.11 Druckverluste am Regelventil und sonstigen Stellgliedern	91
8.1.12 Gesamtdruckverlust.....	93
8.1.13 Hydraulischer	93
8.1.14 Setzung der Maschen.....	94
8.2 Beispiel zur Bestimmung des kVs-Wertes	97

8.3 Druckverlustabschätzung	100
8.4 Ventildimensionierung	101
8.4.1 Druckabhängige Drosselschaltung.....	101
8.4.2 Druckunabhängige Drosselschaltung	104
9 Angebote und Tools	106
Tabellenverzeichnis.....	108
Abbildungsverzeichnis	109
Formelverzeichnis	111
Literaturverzeichnis	113

1 Einleitung

Energieverluste, die durch einen ineffizienten Betrieb von Verteilsystemen entstehen, belaufen sich erfahrungsgemäß auf 5 % bis 25 %. Der Reduktion von Verteilungsverlusten, die durch ineffizienten Betrieb entstehen, kommt dadurch besondere Bedeutung zu.

Damit die von einem Wärmeerzeuger produzierte Wärmeenergie auch an die Stellen kommt, wo sie benötigt wird, braucht es ein Verteilungssystem. Dabei wird als Wärmeträgermedium meistens Wasser oder auch Luft verwendet. Für luftgeführte Verteilungssysteme wird auf den Leitfaden „Optimierung von Lüftungsanlagen“ verwiesen. Ebenso wird das Thema der „Technischen Isolierung“ von industriellen Heizungsanlagen wie z. B. Rohrleitungen, Kanälen, Behältern, Apparaten und so weiter nicht behandelt. Hier kann auf den Leitfaden „Technische Isolierung“ verwiesen werden, welcher sich mit der Überprüfung vorhandener Dämmsysteme und/oder des Wärmeverlusts bestehender Anlagen in Industrie und Gewerbe beschäftigt.

Hauptgrund für die Entstehung von Verteilungsverlusten sind überdimensionierte Anlagen und nicht einregulierte Systeme. Nur wenn der hydraulische Abgleich stimmt und die Wärmeübergabe richtig dimensioniert ist, arbeitet die Gesamtanlage effizient. Der Betreiber profitiert von einer gleichmäßigen Wärmeverteilung, geringerem Energieverbrauch und kürzeren Wiederaufheizzeiten. Außerdem führt eine nicht abgeglichene Anlage in der Regel zu höheren Rücklauftemperaturen in der Anlage, was die Effizienz der Wärmeerzeuger, wie z. B. Brennwertgeräte, deutlich reduziert.

Dieser Leitfaden soll dabei unterstützen, Energieeinsparpotentiale in Verteilungssystemen ausfindig zu machen und geeignete Energieeinsparungs- und Effizienzmaßnahmen aufzuzeigen. Einleitend werden die Grundlagen der Hydraulik im Überblick dargestellt. Dabei werden die verschiedenen Verteilsysteme, Schaltungen und Ventilarten vorgestellt. Anschließend wird versucht, an Hand von Indikatoren die Effizienz eines Systems zu bewerten. Basierend auf dieser Bewertung werden verschiedene Optimierungsmaßnahmen vorgestellt, um Einsparungseffekte zu lukrieren. Das Dokument soll als Nachschlagwerk für Fachkräfte (Energiebeauftragte, Energieauditorinnen und -auditoren, Energiemanagerinnen und -manager und Energiedienstleister) dienen.

Sie können den Inhalt dieses Kapitels anschließend einfach löschen und stattdessen Ihren Inhalt einfügen und entsprechend formatieren oder mit einem inhaltsleeren Dokument beginnen.

Hauptaugenmerk liegt auf der Verteilung von Wärmeenergie in unterschiedlichen hydraulischen Systemen. Auf die jeweiligen Erzeuger und Verbraucher wird nicht näher eingegangen. Dadurch soll ein universell einsetzbares Nachschlagewerk entstehen, mit dem die Effizienz einer Vielzahl von Arten an Systemen bewertet und gegebenenfalls verbessert werden kann.

2 Grundlagen der Hydraulik

2.1 Grundlagen der Strömungstechnik

2.1.1 Grundbegriffe

Volumen- und Massenstrom - Als Volumenstrom wird in der Fluidmechanik eine physikalische Größe bezeichnet, welche angibt, wieviel Volumen eines Mediums pro Zeiteinheit durch einen festgelegten Querschnitt transportiert wird. Meist handelt es sich dabei um Flüssigkeiten oder auch Gase. Die SI-Einheit des Volumenstroms ist m^3/s , gebräuchlich sind je nach Größenordnung des Volumenstroms auch viele andere Einheiten, beispielsweise Milliliter pro Minute oder Kubikmeter pro Stunde.

Der Massenstrom hängt über die Dichte mit dem Volumenstrom zusammen.

Formel 1: Massenstrom des Fluids

$$\dot{m} = \rho \times V$$

V Volumenstrom des Fluids [m^3/s]

\dot{m} Massenstrom des Fluids [kg/s]

ρ Dichte des Fluids [kg/m^3] (bei Wasser: $980 \text{ kg}/\text{m}^3 = \text{konstant}$)

Statischer Druck - Nach dem Pascal'schen Prinzip übt ein in einem Schwerfeld ruhendes Fluid auf jeden in ihm eingetauchten Körper einen allseitig wirkenden hydrostatischen Druck aus, der nach dem Pascal'schen Gesetz mit der Tiefe zunimmt.

In der ruhenden Flüssigkeit existieren ausschließlich Normalspannungen, die in alle Richtungen gleichermaßen wirken, eben jener hydrostatische Druck.

Am Grund einer stehenden Flüssigkeitssäule der Höhe h und der Dichte ρ unter Wirkung der Erdbeschleunigung g ergibt sich der hydrostatische Druck.

Formel 2: Hydrostatischer Druck

$$p(h) = \rho \cdot g \cdot h + p_0$$

$p(h)$	Hydrostatischer Druck [Pa]
ρ	Dichte des Mediums [kg/m^3]
g	Erdbeschleunigung [m/s^2] ($\approx 9,81 \text{ m}/\text{s}^2$)
h	Geodätische Höhe [m]
p_0	Luftdruck auf Flüssigkeitsoberfläche [Pa]

Dynamischer Druck - Der hydrodynamische Druck p_d (auch Staudruck genannt) resultiert aus der kinetischen Energie der strömenden Fluidelemente in einer Strömung mit der Geschwindigkeit v .

Formel 3: Dynamischer Druck

$$p_d = \frac{1}{2} \rho v^2$$

$p(h)$	Hydrostatischer Druck [Pa]
ρ	Dichte des Mediums [kg/m^3]
v	Geschwindigkeit des Fluids [m/s]

Der hydrodynamische Druck ist nicht direkt messbar, lässt sich aber bei verlustfreier, horizontaler und stationärer Strömung aus der Messung der Differenz zwischen Gesamtdruck und statischem Druck bestimmen. Aus dem hydrodynamischen Druck kann dann die Strömungsgeschwindigkeit ermittelt werden.

Grundgleichungen - Ganz allgemein können Strömungen durch drei grundlegende Gesetze beschrieben werden:

- Kontinuitätsgleichung
- Bernoulli-Gleichung
- Gesetz der Massenerhaltung

Kontinuitätsgleichung - Die Kontinuitätsgleichung besagt, dass der pro Zeiteinheit durch einen Rohrquerschnitt A fließende Volumenstrom Q_V (Durchfluss des Mediums pro Zeiteinheit z. B. in Liter pro Sekunde) immer gleich ist, falls die Dichte wie bei Flüssigkeiten konstant ist. Folgende Formel beschreibt das Gesetz:

Formel 4: Kontinuität

$$Q_V = A_1 \cdot \bar{v}_1 = A_2 \cdot \bar{v}_2 = A_3 \cdot \bar{v}_3$$

Der Volumenstrom Q_V berechnet sich somit aus der durchschnittlichen Fließgeschwindigkeit (v) multipliziert mit der von der Strömung durchflossenen Querschnittsfläche (A). Daraus ergibt sich, dass bei kleiner werdendem Querschnitt und gleichbleibendem Volumenstrom die Geschwindigkeit steigen muss. Dieses Konzept der Kontinuitätsgleichung ist in Abbildung 1 übersichtlich dargestellt.

Den zugehörigen Massenstrom (Durchsatz in z. B. kg/sec) erhält man, indem man den Volumenstrom mit der Dichte des Mediums multipliziert.

Bernoulli-Gleichung - Die Bernoulli-Gleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen verschiedenen Energiezuständen in einer Strömung. Man spricht dabei auch vom Energieerhaltungssatz für reibungsfreie Strömungen, welcher Folgendes besagt:

Die Summe aus dem statischen Druck, dem Schweredruck und dem Staudruck ist für eine reibungsfreie Strömung konstant. Es gilt:

Formel 5: Energieerhaltungssatz

$$p + p_s + p_{St} = \text{konstant}$$

Bezieht man sich rein auf die Energien, sieht die Formel gleich aus, jedoch mit anderen Variablen:

Formel 6: Energieerhaltungssatz bezogen rein auf die Energien

$$K_1 + Z_1 = K_2 + P_2 + Z_2 = K_3 + P_3 + Z_3 = \text{konstant}$$

In Gas- und Flüssigkeitsströmen wirken also die folgenden Energieformen:

- Potentielle Energie:
 - Lageenergie „Z“ (z. B. hydrostatischer Druck zwischen zwei unterschiedlichen Rohrleitungsniveaus)
 - Druckenergie „P“ (z. B. Wasserleitungsdruck verursacht durch Pumpendruck)
- Kinetische Energie „K“ (Strömungsenergie, Fließgeschwindigkeit)

Die Gesamtenergie bleibt an jedem Punkt einer Rohrleitung konstant. In Bereichen großer Strömungsgeschwindigkeit, z. B. in der Rohrverengung, ist der statische Druck geringer als in Bereichen mit kleineren Strömungsgeschwindigkeiten.

Gesetz der Massenerhaltung - Ein weiteres Gesetz zur Beschreibung von Strömungen ist das Gesetz der Massenerhaltung. Es ist bekannt, dass Materie weder erschaffen noch vernichtet werden kann und daher der gesamte Massestrom \dot{m} an jedem gegebenen Punkt in einem Fließquerschnitt gleich ist. Es gilt daher:

Formel 7: Gesetz der Massenerhaltung

$$\dot{m} = A_1 \cdot \rho_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot \rho_2 \cdot v_2$$

Rohrleitungswiderstand und Druckverlust - Wichtig zu erwähnen ist, dass auch durch die Rohrleitungswand ein gewisser Widerstand ausgeübt wird, da die Moleküle der Flüssigkeit in den „Rauheiten“ der Rohrwandung „gefangen“ werden. Diese Reibung führt dazu, dass der tatsächliche Durchfluss geringer als der ideale Durchfluss ist. Für den Druckverlust Δp in einer Rohrleitung gilt somit:

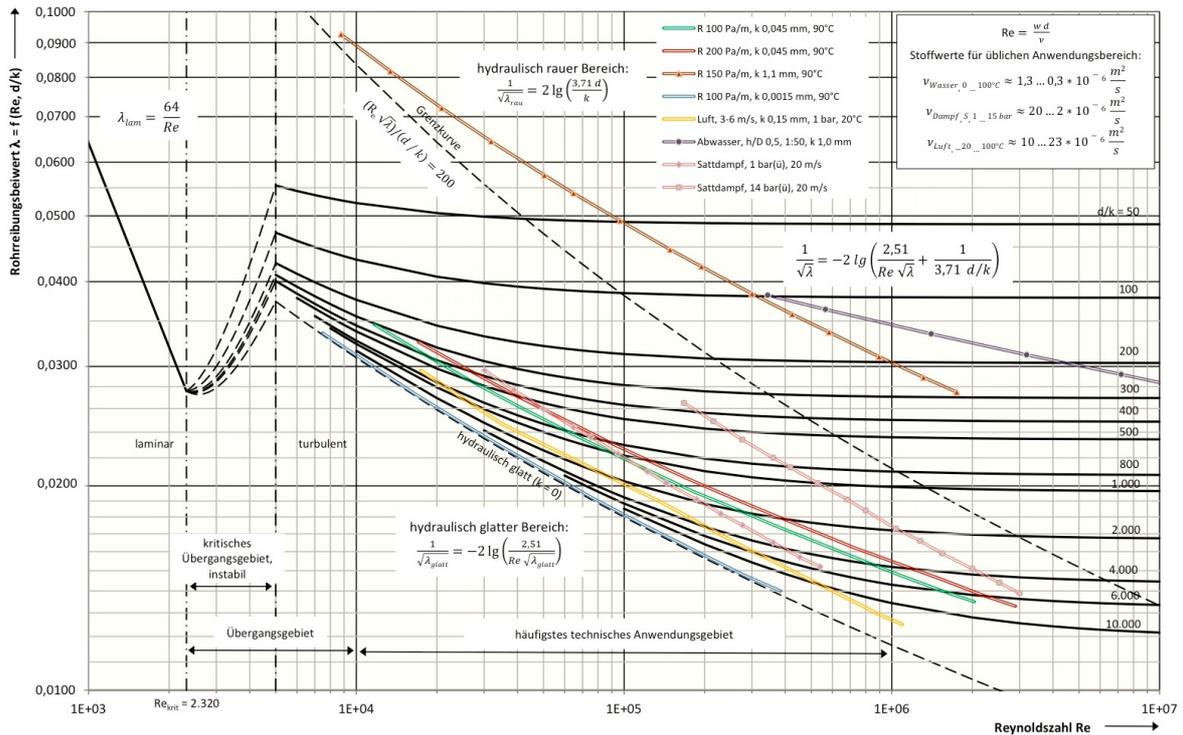
Formel 8: Druckverlust in einer Rohrleitung

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Beim Rohr-Reibungsbeiwert λ handelt es sich um einen dimensionslosen Faktor, anhand dessen mit der Gleichung die Druckabfälle als Funktion aller Variablen beschrieben werden können. Hierbei handelt es sich um keine Konstante, sondern dieser hängt von der Fließgeschwindigkeit und der Rauigkeit eines Rohres ab. Das sogenannte Moody-Diagramm (siehe Abbildung 3) zeigt den Rohr-Reibungsbeiwert λ als Funktion der Reynoldszahl Re für verschiedene Rohrrauigkeiten d/k .

Abbildung 1: Rohrreibungsbeiwert

(λ = Rohr-Reibungsbeiwert, d = Rohrdurchmesser, k = Rohrrauigkeit)



Viskosität - Es wird davon ausgegangen, dass sich jeder Stoff gegenüber äußeren Kräften oder Form-veränderungen unterschiedlich stark widersetzt. Die Viskosität ist ein Maß für die Zähflüssigkeit eines Fluids. Je größer die Viskosität, desto dickflüssiger (weniger

fließfähig) ist das Fluid, je niedriger die Viskosität, desto dünnflüssiger (fließfähiger) ist es. Es wird zwischen dynamischer und kinematischer Viskosität unterschieden:

Formel 9: Dynamische Viskosität

$$\eta = \nu \cdot \rho$$

Formel 10: Kinematische Viskosität

$$\nu = \eta / \rho$$

Jedes Fluid besitzt eine andere Viskosität, z. B. hat Wasser eine dynamische Viskosität von 1,0 mPa*s.

Reynoldszahl - Die Reynoldszahl spielt in der Hydraulik aber auch in der Strömungstechnik eine sehr wichtige Rolle. Es zeigt sich, dass bei fast allen Strömungsvorgängen nicht etwa die Fließgeschwindigkeit, sondern die Reynoldszahl die maßgebende Größe ist. Die Reynoldszahl kann durch folgende Formel beschrieben werden:

Formel 11: Reynoldszahl

$$Re = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot L}{\mu \cdot \nu} = \frac{v \cdot L}{\nu}$$

Re	Reynolds-Zahl
v	Geschwindigkeit des Fluids [m/s]
L	Charakteristische Länge des Körpers [m]
u	Kinematische Viskosität [kg/(m*s)]

Zur Charakterisierung einer Strömung kann die Reynoldszahl zur Hilfe genommen werden. Vergleicht man z. B. zwei Strömungen, dann sind diese sich ähnlich, wenn die

geometrischen Konturen des umströmten (durchströmten) Körpers ähnlich sind und die entsprechenden Reynoldszahlen übereinstimmen.

Außerdem unterscheidet man je nach der Höhe der Reynoldszahl, um welche Art von Strömung es sich handelt. Liegt der Wert der Reynoldszahl unter 1000, spricht man von einer laminaren Strömung, oberhalb von 5.000 ist diese turbulent. Der Umschlag von laminar auf turbulent findet zwischen diesen beiden Werten statt, bei circa 2.300. In der überwiegenden Zahl der Fälle ist die Strömung in Rohrleitungen immer turbulent (Strauss, T. & Altendorf, M., 2003).

2.2 Rohrleitungstechnik und Rohrwerkstoffe

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit wichtigsten Gesetzmäßigkeiten, Kennwerten und Werkstoffen in der Rohrleitungstechnik. Die grundlegenden Anforderungen an ein Rohrleitungssystem sind:

- Geforderter Durchsatz muss erreicht werden
- Belastungen müssen aufgenommen werden können
- Leitung muss auf Dauer ausreichend dicht sein
- Medium darf durch die Rohrleitung nicht negativ beeinflusst werden

Die wichtigsten Elemente eines Rohrleitungssystems, welche das Betriebsverhalten maßgeblich verändern, sind in folgender Tabelle aufgelistet.

Tabelle 1: Wichtigste Elemente eines Rohrleitungssystems

Element	Detail
Konstruktionselemente	Rohr Rohrverbindung Dehnungsausgleicher Übergangsstücke (Rohrerweiterungen oder-verengungen) Krümmer Abzweigstücke Auflager Behälter
Betriebselemente	Pumpen Armaturen

Element	Detail
Sicherheitselemente	Nebenauslässe, Sicherheitsventile Be- und Entlüftungsventile Rückflussverhinderer (Rückschlagklappen) Rohrbruchsicherungen (automatisch schließende Klappen oder Schieber)

2.3 Rohrwerkstoffe und Rohrverbindungen in hydraulischen Systemen

Die Erfüllung der oben erwähnten Anforderungen hängt auch von der Auswahl des Materials für die Rohrleitung ab. Die üblichen für Wärmeverteilungssysteme eingesetzten Rohrleitungsmaterialien sind:

- Stahl
- Kupfer
- Kunststoff

Stahlrohre zeichnen sich durch geringe Masse, leichte Verarbeitung und hohe mechanische Festigkeiten aus, sind weitgehend unempfindlich gegen Stoß, Schlag und Erschütterungen und können große Biegemomente aufnehmen. Sie werden bevorzugt bei hohen Innendrücken und bei Gefahr von Druckstößen eingesetzt. Stahlrohre lassen sich nach den vielfältigsten Technologien (Schweißen, Bohren, Schneiden) bearbeiten, sind aber sehr anfällig gegen Korrosion.

Stahlrohrverbindungen sind meistens

- Flanschverbindungen
- Klammerverbindungen
- Muffen-Verbindungen
- Rohrverschraubungen
- Rohrverschweißungen

Kupferrohre werden oft bei kleineren Anlagen eingesetzt. Sie sind korrosionsbeständig, leicht zu montieren und weisen geringere Druckverluste durch Rohrreibung auf als Stahlrohre. Die Verlegung der Kupferrohre erfolgt häufig im Estrich oder in Sockelleisten. Durch ihren hohen Wärmedehnungsfaktor muss bei den Kupferrohren darauf geachtet werden, beim Verlegen genügend Spielraum zu lassen.

Kupferrohrverbindungen sind meistens

- Pressverbindungen
- Lötverbindungen

Kunststoffrohre sind leicht, biegsam und bieten bei vielen Anwendungen trotzdem ausreichende Festigkeit. Sie korrodieren außerdem nicht, was immer eine glatte Wand zur Folge hat, wodurch Rohrreibungsverluste geringgehalten werden. Kunststoffrohre sind frostsicher, da sie sich beim Einfrieren ausdehnen können und beim Auftauen wieder zusammenziehen. Gegen Öle und Fette sind sie im Allgemeinen empfindlich, in Benzin bei gewissen Temperaturen lösbar und zum Teil sind sie brennbar.

Kunststoffrohrverbindungen sind meistens

- Flanschverbindungen
- Muffen-Verbindungen
- Schweißverbindungen
- Klebeverbindungen

2.3.1 Rohrdimensionen und Fließgeschwindigkeiten in Wärmeübertragungssystemen

In hydraulischen Systemen zur Wärmeleitung werden hauptsächlich Stahl-, Edelstahl-, Kupfer- oder Verbundrohre eingesetzt. Tabelle 2 soll daher die Zusammenhänge in der Bezeichnung der Rohrdimensionen für diese Materialien widerspiegeln.

Tabelle 2: Bezeichnung der Rohrdimensionen

DN (Dimension)	Stahl	Edelstahl	Kupfer	Verbundrohr
12	R 3/8	15x1,2	15x0,7	12
15	R ½	18x1,2	18x0,8	15
20	R ¾	22x1,5	22x0,9	20
25	R 1	28x1,5	28x1	25
32	R 1 1/4	Nicht angegeben	35x1	32
40	R 1 1/2	Nicht angegeben	42x1	40
50	R 2	Nicht angegeben	54x1,2	Nicht angegeben

DN (Dimension)	Stahl	Edelstahl	Kupfer	Verbundrohr
63	R 21/2	Nicht angegeben	Nicht angegeben	Nicht angegeben
80	R 3	Nicht angegeben	Nicht angegeben	Nicht angegeben
100	R 4	Nicht angegeben	Nicht angegeben	Nicht angegeben

Quelle: Zapfel, 2007

Die Rohrdimension hat weiter Einfluss auf die Fließgeschwindigkeit im System, die aufgrund mehrerer Faktoren nicht beliebig hoch sein darf. Ein Grund für die Begrenzung sind Fließgeräusche und lokale Druckstöße. Rohrreibungsverluste und Erosionskorrosion beschränken ebenfalls die Geschwindigkeit des Mediums.

Neben Eigenschaften des Mediums, Rohrprofil, Rohrverlauf und Oberfläche der Rohrwandung ist die Strömungsgeschwindigkeit entscheidend für die Ausbildung einer laminaren oder turbulenten Strömung. Grundsätzlich können die folgenden Richtwerte für die Geschwindigkeit in Rohren herangezogen werden:

Tabelle 3: Rohrleitungsstrecken innerhalb von Gebäuden

Rohrleitungsstrecken innerhalb von Gebäuden	Geschwindigkeit [m/s]	Widerstand [Ps/m]
Steigstränge	0,5 bis 0,7	50 bis 100
Hauptverteilung	0,8 bis 1,0	100 bis 200
Heizkörperanschlussleitungen	0,5 bis 0,8	Nicht angegeben

Quelle: Zapfel, 2007

Tabelle 4: Rohrleitungsstrecken außerhalb von Gebäuden

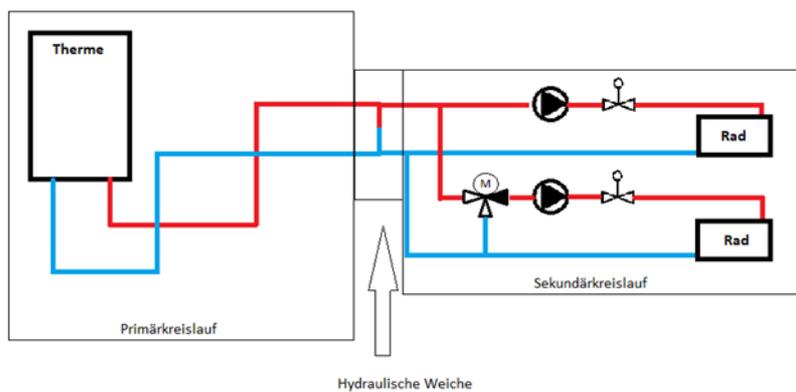
Rohrleitungsstrecken außerhalb von Gebäuden	Geschwindigkeit [m/s]	Widerstand [Ps/m]
Fern- und Versorgungsleitungen	3 bis 4	200 bis 400

Quelle: Zapfel, 2007

2.4 Hydraulische Komponenten

Folgende Abbildung veranschaulicht ein exemplarisches Heizungssystem mit den dazugehörigen Komponenten:

Abbildung 2: Schema eines Wärmeverteilsystems mit einem Erzeuger und zwei Verbrauchern



Quelle: Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency

In Abbildung 5 werden einige Komponenten in Wärmeverteilsystemen und deren Schaltsymbole gezeigt.

Abbildung 3: Schaltkomponenten

Schaltzeichen	Bezeichnung	Funktion
	Rohrleitung allgemein	
	Pfeil für Flussrichtung	
	Absperrarmatur allgemein	
	Armatur mit stetigem Stellverhalten allgemein	Zur kontinuierlichen Veränderung des Durchflusses
	Rückschlagklappe	Lässt Durchfluss nur in eine Richtung zu
	Schmutzfänger	Zur Entfernung von Schmutzpartikeln
	Stellantrieb durch Hilfsenergie allgemein	Treten immer in Kombination mit anderen Armaturen auf: Zeigt, ob Armaturen mit zusätzlicher Hilfsenergie versorgt werden, um betrieben werden zu können
	Stellantrieb Elektromotor	Stellantrieb mit elektrischer Hilfsenergie
	Wärmeabgeber	Wärmeverbraucher im System, z.B. Heizkörper etc.
	Pumpe	Zum Umwälzen des Mediums. Meist gibt es Primär- sowie Sekundär-pumpen
	Mischventil	Stellventil, welches als Regelung für die Temperatur fungiert
	Strangregulierventil	Stellventil zum Absperrn einzelner Leitungsabschnitte, evtl. mit Messstutzen
	Hydraulische Weiche	Komponente zur Regelung von Volumenströmen in den unterschiedlichen Kreisläufen
	Differenzdruckregler	Komponente, um den Druckunterschied zwischen Vor- und Rücklauf einer Anlage konstant zu halten

Quelle: Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency

Einige für die Optimierung von Verteilsystemen wichtige Komponenten werden im Anschluss näher betrachtet.

Armaturen werden in Anlagen eingesetzt, um den Durchfluss des Mediums nach Bedarf freizugeben, zu drosseln, zu mischen oder zu versperren. Die Armaturen werden vor oder hinter einer Pumpe, bei Verteilern und Rohrabzweigen oder vor Behältern und Kesseln eingebaut. Man unterscheidet vier Grundbauarten: Ventile, Schieber, Hähne und Klappen. Die Auswahl einer bestimmten Absperrarmatur richtet sich nach den Betriebsbedingungen beziehungsweise nach dem Verwendungszweck.

Ventile und Schieber haben einen vergleichbaren Aufbau. Je nach Form des Abschlusskörpers unterscheidet man bei den Ventilen zwischen Teller-, Kegel-, Kugel-, Nadel-, Kolben- und Membranventilen. Bei den Schiebern wird zwischen Parallelplatten-, Keilplatten- und Kolbenschiebern unterschieden.

Ventile sind aufgrund ihrer besseren Drosseleignung die am häufigsten verwendeten Absperr- und Regelarmaturen. Schieber werden vor allem bei größeren Nennweiten (ab DN 50) wegen des geringeren Gewichts, der kleineren Einbaulänge und der geringeren Strömungswiderstände im geöffneten Zustand bevorzugt.

Absperrhähne eignen sich als Durchgangs-, Füll- oder Entleerungsarmatur, jedoch nicht als Drossel- oder Regelarmatur.

Absperrklappen besitzen einen scheibenförmigen Absperrkörper. Wegen der sehr kurzen Einbaulänge und des geringen Gewichts werden sie vor allem bei größeren Nennweiten (auch für Drosseleinstellungen) eingesetzt.

Aufgrund ihrer Häufigkeit und der Bedeutung werden Stellventile weiter unten noch ausführlicher behandelt.

Hydraulische Weichen stellen das Verbindungsglied zwischen Primär- (Erzeuger-) und Sekundärkreislauf (Verbraucherkreislauf) dar. Sie werden benötigt, wenn im Sekundärkreislauf andere Volumenströme herrschen als im Primärkreislauf. Durch den Einsatz der Weichen beeinflussen sich die unterschiedlichen Kreisläufe untereinander nicht.

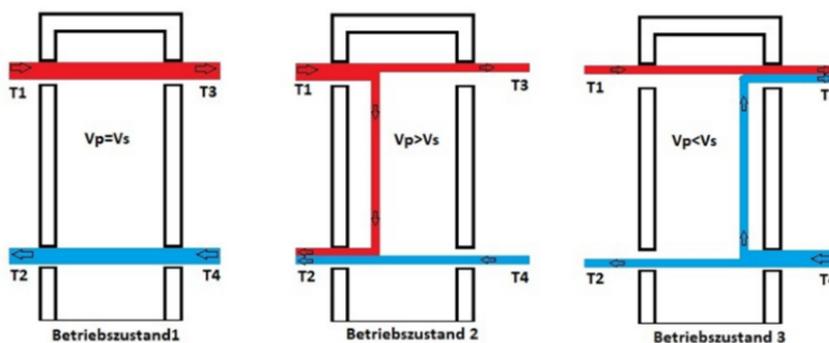
Eine hydraulische Weiche besteht aus einer direkten Rohrverbindung zwischen Vorlauf und Rücklauf mit geringem Strömungswiderstand. In ihr herrschen relativ kleine Fließgeschwindigkeiten, wodurch sich aufgrund des Dichteunterschieds von heißem zu kaltem Wasser eine Temperaturschichtung bildet. Im oberen Bereich befindet sich das warme Vorlaufwasser und im unteren Bereich das kältere Rücklaufwasser.

Die Volumenströme in den beiden Kreisläufen sind betriebsabhängig und somit variabel. Wird im Primärkreislauf mehr Wasser umgewälzt, gelangt heißes Vorlaufwasser in den Rücklauf. Umgekehrt mischt sich das kältere Rücklaufwasser in den Vorlauf, wenn auf der Verbraucherseite der Volumenstrom größer ist.

Das gleiche Prinzip findet man bei den drucklosen Verteilern (siehe unten). Allerdings werden diese nach und nach von der hydraulischen Weiche abgelöst, da die Weiche ein besseres Betriebsverhalten in Bezug auf Rücklauftemperaturen hat.

Hersteller unterscheiden beim Vorhandensein mehrerer Erzeuger zwei Typen von hydraulischen Weichen. Während beim Typ 1 die Anschlüsse der Erzeuger vor der Weiche zusammengezogen werden, hat beim Typ 2 jeder Wärmeerzeuger seinen eigenen Anschluss an die hydraulische Weiche.

Abbildung 4: Betriebszustände einer hydraulischen Weiche



Vp Massen-beziehungweise Volumenstrom im Primärkreislauf

Vs Massen-beziehungweise Volumenstrom im Sekundärkreislauf

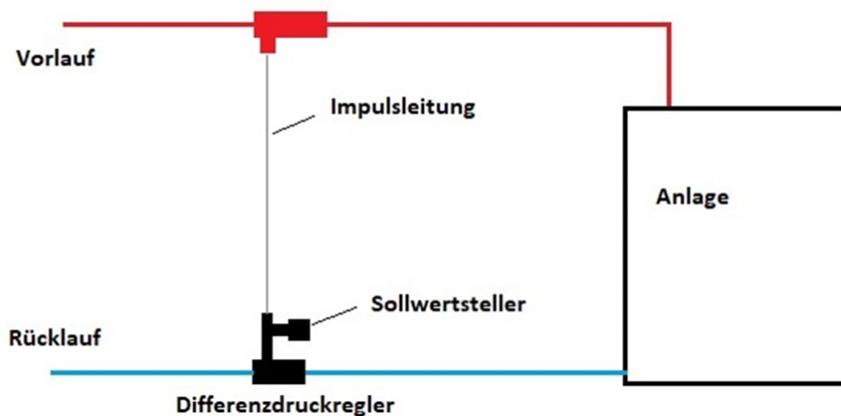
Quelle: Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency

Grundsätzlich gilt: Hydraulische Weichen sollen zur Vermeidung einer Rücklaufanhebung bei Fernwärme- und Brennwertanlagen vermieden werden.

Differenzdruckregler sind automatisch arbeitende Strangreguliertventile. Der Differenzdruck wird zwischen dem Ausgang des Absperrventils beziehungsweise des Strangreguliertventils und dem Eingang des Differenzdruckreglers (in Fließrichtung Rücklauf) geregelt.

Der Differenzdruckregler wird zur konstanten Regelung eines erforderlichen Sollwertes eingesetzt.

Abbildung 5: Schematischer Aufbau des Differenzdruckreglers



Quelle: Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency

Im Differenzdruckregler wird eine federgelagerte Membrane ausgelöst. Durch die einwirkenden Druckkräfte aus der Vorlauf- und Rücklaufichtung „pendelt“ die Membrane in eine Richtung.

Die Membrane im Differenzdruckregler reguliert durch die Drosselung des durchfließenden Volumenstroms die Druckverteilung. Somit kann über die Federkraft die gewünschte Druckdifferenz eingestellt werden, welche dann automatisch gehalten wird.

Differenzdruckregler können entweder an Strängen als auch an einzelnen Abgängen oder Verbrauchern eingebaut werden. Vor allem in Verteilnetzen mit variablen Volumenströmen sind Differenzdruckregler von Vorteil.

Misch- und Strangregulierventile werden meist als **Stellventile** ausgeführt. Im Folgenden sollen die Bauart, die Funktionsweise und das Betriebsverhalten der Stellventile näher erläutert werden.

Grundsätzlich wird zwischen zwei Arten von Stellventilen unterschieden: dem Durchgangs-Stellventil und dem Dreiwege-Stellventil. Die Antwort auf die Frage, welche Ventilart gewählt werden soll, ist vor allem von der Art der zu regelnden Anlage und deren hydraulische Schaltung abhängig. Folgende Abbildung zeigt die verschiedenen Ventilarten und deren Anschlüsse.

Abbildung 6: Durchgangs- und Dreiwege-Stellventile



Quelle: Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency, auf Basis Andreas 2002

Tabelle 5: Eigenschaften von Durchgangs- und Dreiwege-Stellventilen

Eigenschaften	Einsitz-Durchgangs-Stellventil	Doppelsitz-Durchgangs-Stellventil	Dreiwege-Mischventil	Dreiwege-Verteilventil
Strömungsrichtung	Gegen Schließrichtung des Kegels	Beliebig	Gegen Schließrichtung des Kegels	Gegen Schließrichtung des Kegels
Anschlüsse	Nicht angegeben	Nicht angegeben	A: Regeltor B: Beimischtor Anschluss AB mengenkonstant	A: Regeltor B: Beimischtor Anschluss AB mengenkonstant

Quelle: Andreas, 2002

Bei der Verwendung von Doppelsitz-Stellventilen kann die Strömungsrichtung beliebig sein, da diese ohne zusätzliche konstruktive Maßnahmen (Entlastungsbälge mit internen

oder externen Entlastungswegen) arbeiten. Bei den übrigen Bauarten muss die Regel „Strömungsrichtung gegen Schließrichtung des Kegels“ beachtet werden, damit in der Nähe des Schließpunktes keine unzulässig großen Kräfte entstehen, die den Kegel auf den Sitz drücken. Dasselbe gilt nicht nur für Durchgangs-Stellventile, sondern auch für Dreiwege-Stellventile. Das Mischventil sollte nicht als Verteilventil und das Verteilventil nicht als Mischventil eingesetzt werden.

Um auch das richtige Stellventil bestellen zu können, sind neben der Bauform folgende Daten, welche bei der Bestellung anzugeben sind, von Bedeutung:

- Nennweite DN und die Verbindungsart (Flanschventile, Muffenventile)
- Nenndruck PN (Druckstufe, resultierend aus dem Betriebsdruck und der Betriebstemperatur)
- Zulässiger Differenzdruck Δp_{Vzul}
- kvs-Wert beziehungsweise kv-Wert (= die Durchflusskapazität)
- Charakteristik der Ventilkennlinie („lin“ = linear oder „gl“ = gleichprozentig)

Die **Nennweite DN** (DN 10, 15, 20, 25, 32) des Stellventils wird im Allgemeinen mit der Rohrleitung identisch sein. Dies resultiert auch daraus, dass die Durchflusskapazität (kvs-Wert) eines Stellventils nicht unbedingt von der Dimension der Außenanschlüsse, sondern von der Auslegung der Innengarnitur (Sitz, Kegel, Hub) abhängig ist.

Die Hersteller von Stellventilen bieten in ihren Listen jeweils in den gleichen Nennweiten Ventile mit verschiedenen kvs-Werten an. Tabelle 5 zeigt die Dimensionen und kvs-Werte der Grundbaureihe.

Tabelle 6: Reynardreihe und zugehörige Dimension des Regelventils, Dimension 1-11

Bezeichnung	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	D10	D11
kvs [m ³ /h]	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63	100	160
DN [mm]	15	15	15(20)	20	25	32	40	50	65	80	100

Quelle: Zapfel, 2007

Natürlich gibt es noch viele weitere Baureihen, welche in den diversen Katalogen der Ventilhersteller zu finden sind.

Nenndruck PN - Die Auswahl der Druckstufe (PN) (Nenndruck) kann bei Temperaturen bis zu 120 °C nach dem maximal vorkommenden Betriebsdruck p_{max} erfolgen, wobei hier die Druckstufen PN 6, PN 10, PN 16, PN 25 und PN 40 mit den Druckangaben in bar Überdruck in Betracht gezogen werden sollen. Sind höhere Betriebstemperaturen vorhanden (z. B. sind diese oft bei industriellen Prozessen wiederzufinden), so ist nur ein kleinerer Druck p_{max} als in den Druckstufen angegeben zulässig (siehe Tabelle 6). Folgende Tabelle zeigt die zulässigen Betriebsdrücke p_{max} in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur für die einzelnen Druckstufen PN (siehe auch DIN 2410).

Tabelle 7: Druckstufen von Ventilen

Betriebstemperaturen	PN6 [bar]	PN10 [bar]	PN16 [bar]	PN25 [bar]	PN40 [bar]
bis 120 °C	6	10	16	25	40
120 °C bis 300 °C	5	8	13	20	32
300 °C bis 400 °C	0	0	10	16	25

p_{max} bei Druckstufe [bar]

Quelle: Andreas, 20025

Bezieht man sich auf die konventionelle HLK-Technik, kommen in der überwiegenden Anzahl der Anwendungsfälle Stellventile der Druckstufe PN 6 zum Einsatz.

Bezogen auf die Auswahl des Stellventils ist der **zulässige Differenzdruck Δp_{Vzul}** eine weitere wichtige technische Größe. Der zulässige Differenzdruck ist folgendermaßen definiert: Hier handelt es sich um die höchste statthafte Differenz zwischen dem Druck p_1 vor dem Ventil und dem Druck p_2 hinter dem Ventil. Wird diese Druckdifferenz nicht eingehalten, das heißt die Druckdifferenz überschritten, so sind die vom Strömungsmedium über den Kegel wirkenden Kräfte größer als die vom Stellantrieb hervorgebrachte Haltekraft, und ein dichtes Schließen ist nicht mehr gewährleistet.

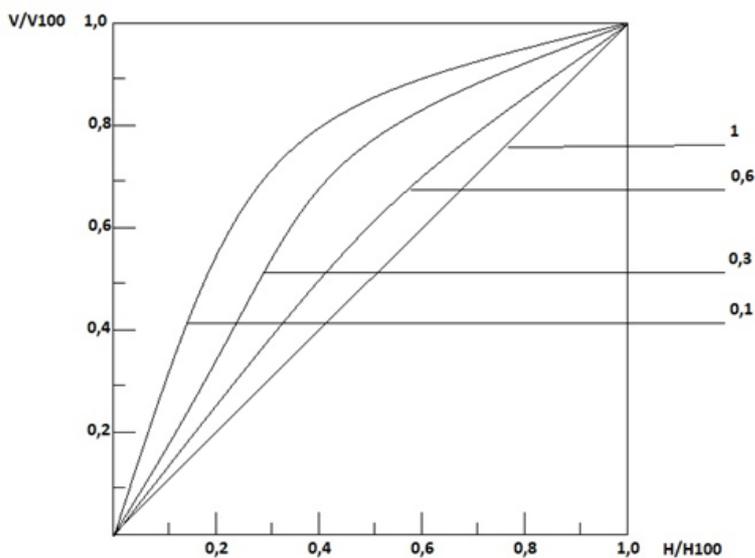
kvs-Wert beziehungsweise kv-Wert (= die Durchflusskapazität) - Eine der wichtigsten technischen Größen eines Stellventils ist der kv-Wert beziehungsweise der kvs-Wert. Ein Regelventil wird nach dem kvs-Wert (kv-Wert einer Bauserie bei Hub $H = 100\%$) ausgelegt.

Die Definition für den kv-Wert lautet folgendermaßen: Der kv-Wert entspricht dem Wasserdurchfluss durch ein Ventil (in m³/h) bei einer Druckdifferenz von etwa 1 bar (genau 0,98 bar) und einer Wassertemperatur von 5 °C bis 30 °C. Je nach Ventilgröße wird dieser auch oft in l/min angegeben. Zu beachten ist, dass ein kv-Wert nur für den zugehörigen Hub (Öffnungsgrad) eines Ventils gilt. Der kv-Wert eines Ventils bei Nennhub (100 % Öffnungsgrad) wird als kvs-Wert bezeichnet. Daher kann anhand des kvs-Werts bei einem Ventil der maximal mögliche Durchsatz ermittelt werden.

Ein Beispiel zur Bestimmung des kvs-Wertes befindet sich in Anhang.

Ventilautorität - Eine weitere wichtige Größe, welche für die effiziente Auslegung eines Wärmeverteilsystems unbedingt beachtet werden soll, ist die sogenannte Ventilautorität av . Hier spielt der Druckabfall über das Ventil eine wichtige Rolle. Die Ventil-Betriebskennlinie zeigt den Zusammenhang zwischen Hub und Volumendurchfluss eines in einer hydraulischen Schaltung eingebauten Ventils (siehe Abbildung 8). Die Ventil-Betriebskennlinie weicht in der Abbildung von der Ventil-Grundkennlinie ($av = 1$) ab, da die Druckdifferenz nicht über den ganzen Hubbereich des Ventils konstant bleibt. Dieses Maß für die Abweichung wird als Ventilautorität av bezeichnet.

Abbildung 7: Schematischer Verlauf der Ventil-Betriebskennlinien



Quelle: Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency

Die Ventilautorität berechnet sich nach der folgenden Formel:

Formel 12: Ventilautorität

$$a_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}}$$

a_v	Ventilautorität
Δp_{v100}	Druckabfall über das Ventil
Δp_{v0}	Druckabfall gesamt [Pa]

Idealerweise nimmt die Ventilautorität den Wert 1 an. Eine in der Praxis noch realisierbare Obergrenze liegt bei 0,7.

Üblicherweise findet man oft Ventilautoritäten von 0,3 bis 0,5. Sollte sie den Wert 0,3 unterschreiten, kann der Regelkreis instabil werden. Das Ventil arbeitet dann nur noch mit zwei Einstellmöglichkeiten: **zu** oder **offen**.

Druckabhängige Ventile - Druckschwankungen im hydraulischen System, hervorgerufen durch Änderungen der Volumenströme im System, haben einen direkten Einfluss auf die Vorlauftemperatur eines jeden Heizkreises in der gesamten Anlage. Um dies zu minimieren, können zwei grundsätzliche Prinzipien für druckunabhängige Ventile angewendet werden:

Volumenstromkompensation: Die Volumenstromkompensation erfolgt mittels Durchflussmessung. Dabei wird der Volumenstrom über das Ventil messtechnisch erfasst und bei einer Abweichung vom Sollwert eine Änderung der Ventilstellung bewirkt.

Druckkompensation: Die Druckkompensation erfolgt mittels Differenzdruckregler. Ändert sich der Differenzdruck am Verteiler oder im Rohrnetz, gleicht der Differenzdruckregler diese Änderung aus, wodurch der Differenzdruck über dem Ventil konstant bleibt.

Ein druckunabhängiges Ventil ist also ein Ventil, bei dem bei gleichbleibendem Sollwert der Volumenstrom über dem Ventil durch Volumenstromkompensation oder Druckkompensation konstant ist. Die Ventilautorität dieser Ventile hat den Wert 1.

Druckunabhängige Ventile sind als kombinierte Regelventile mit Stellantrieben und auch als Heizkörper- beziehungsweise Thermostatventile erhältlich.

Umwälzpumpen - Pumpen werden verwendet, um das Medium im System zu befördern, und somit den Energiefluss erst zu ermöglichen.

Es gibt eine Vielzahl an Bauarten für Pumpen (z. B. Rotationskolbenpumpen, Exzentrerschneckenpumpen und so weiter), jedoch werden in Wärmeverteilsystemen fast ausschließlich Kreiselpumpen verwendet. Die Energieübertragung wird dabei ausschließlich durch strömungsmechanische Mechanismen bewirkt. Die maximale Saughöhe wird dabei durch den örtlichen Luftdruck im Reservoir und die auftretenden Druckverluste begrenzt.

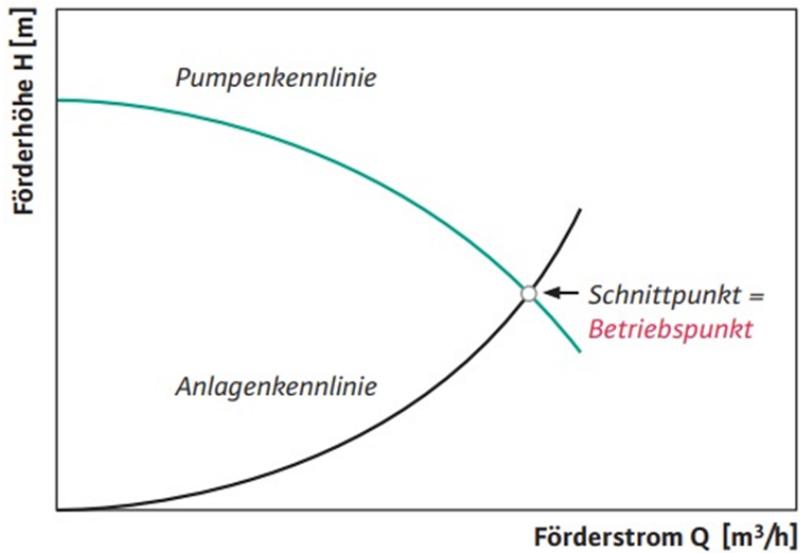
Das Betriebsverhalten einer Pumpe wird durch ihre Pumpenkennlinie charakterisiert. Dabei wird die Förderhöhe (Differenzdruck) über dem Volumenstrom aufgetragen.

Läuft die Pumpe gegen ein geschlossenes Ventil, so entsteht der maximale Pumpendruck. Man spricht von der Nullförderhöhe H_0 der Pumpe. Wird das Ventil langsam geöffnet, beginnt das Fördermedium zu strömen. Dadurch wird ein Teil der Antriebsenergie in Bewegungsenergie umgesetzt. Der ursprüngliche Druck kann dann nicht mehr gehalten werden. Die Pumpenkennlinie erhält einen abfallenden Verlauf.

Parallel zur Pumpenkennlinie gibt es die Anlagenkennlinie. In diesem Diagramm wird der Druckverlust des Systems, aufgrund der inneren Rohrreibungsverluste, über dem Volumenstrom aufgetragen.

Der Betriebspunkt, also der Punkt, in dem sich die Anforderungen der Anlage mit der Bereitstellung der Pumpe decken, ergibt sich aus dem Schnittpunkt der beiden Kennlinien.

Abbildung 8: Der Schnittpunkt von Anlagen- und Pumpenkennlinie ergibt den Betriebspunkt



Quelle: WILO, Grundlagen der Pumpentechnik 2009, Seite 33

Durch die Veränderung der Förderströme während des Betriebs ändert sich auch der Betriebspunkt ständig. Der Planer muss einen Auslegungs-Betriebspunkt nach den maximalen Anforderungen finden. Bei Heizungsumwälzpumpen ist das der Wärmebedarf des Gebäudes.

3 Verteilersystem-Bauarten

Um eine optimale Wärmeverteilung – vor allem in der Industrie aber auch im privaten Bereich – garantieren zu können, werden sogenannte hydraulische Verteiler eingesetzt. Ein Verteilersystem besteht grundsätzlich aus einem Vorlauf- und einem Rücklaufverteiler (Rücklaufsammler). An diese können dann die verschiedensten Verbraucherkreise angeschlossen werden (z. B. Fußbodenheizung, Heizkörper und so weiter)

Es wird grundsätzlich zwischen zwei Arten von hydraulischen Verteilsystemen unterschieden:

- Einkreisverteiler
- Zweikreisverteiler

Einkreisverteilsystem - Die Einrohrheizung entspricht einer klassischen Reihenschaltung. Das warme Wasser wird in einer Ringleitung an allen Verbrauchern vorbeigeführt. Vorlauf und Rücklauf der Verbraucher sind hierbei beide an die gemeinsame Rohrleitung angeschlossen. Bei diesem sogenannten Nebenschlussystem strömt ein Teil des warmen Wassers durch den Verbraucher und der andere Teil durch die Kurzschlussstrecke.

Die Verbraucher beeinflussen sich in dieser Schaltung untereinander. Die Temperatur des Warmwassers wird nach jedem durchströmten Verbraucher reduziert. Somit steht nachfolgenden Verbrauchern nicht mehr die volle Leistung zur Verfügung und die Heizflächen müssen entsprechend vergrößert werden. Einkreisverteiler findet man aufgrund der einfacheren Bauweise oft in Bestandsanlagen.

Die Vorlauftemperatur muss höher eingestellt werden als sie eigentlich benötigt wird, da sie von Verbraucher zu Verbraucher sinkt, was zu erhöhten Brennstoffkosten führt.

Ein weiteres Problem ist, dass im Teillastbetrieb nur ein geringer Teil des zur Verfügung stehenden Heizungswassers genutzt wird. Die Rücklauftemperatur wird dabei durch das im Kreis zirkulierende, ungenutzte Warmwasser erhöht. Dadurch können moderne Wärmeerzeuger, welche eine niedrige Rücklauftemperatur benötigen, nicht effizient eingesetzt werden. Außerdem können, da immer die maximale Pumpenleistung erforderlich ist, keine effizienten, selbstregelnden Heizungspumpen genutzt werden.

Diese Probleme bei der Effizienz haben dazu geführt, dass sich die Zweikreissysteme durchgesetzt haben.

Zweikreisverteilsystem - Die Zweirohrheizung hingegen entspricht einer Parallelschaltung. Das warme Wasser wird hierbei in getrennten Vor- und Rücklaufleitungen geführt. Dadurch erhalten alle Verbraucher annähernd die gleiche Vorlauftemperatur und erbringen bei einheitlichen Dimensionen die gleiche Leistung. Die Verbraucher beeinflussen sich so praktisch nicht untereinander. Selbst das Absperrern einzelner Verbraucher hat keine Auswirkungen auf die Wärmeleistung der anderen. Die separate Ausführung von Vor- und Rücklaufleitung kann jedoch dazu führen, dass die Verbraucher bei unterschiedlich hohen Druckverlusten mit unterschiedlichen Warmwassermengen versorgt werden.

Die Rohrführung ist in den meisten Bestandsfällen aus Kostengründen bei der Sanierung nicht zu ändern. Klassische Steigleitungen (senkrechte Rohrführung) bewirken aufgrund von kurzer Leitungsführung einen relativ geringen Druckverlust. Manchmal reicht sogar der thermische Umtriebsdruck aus, um den Verlust zu kompensieren. Die Nutzung der Räume ist oft identisch und die Verbraucher ähnlich. Die dynamischen Wechselwirkungen sind wegen der gleichen Nutzung eher gering. Ihr Einfluss auf die Druckverlustbilanz ist dementsprechend nicht so hoch. Senkrechte Rohrführung findet sich oft in Bestandsanlagen im Altbau.

Der Druckverlust der Rohrleitung ist bei waagrechter Führung wegen geringerer Rohrquerschnitte und höherer Leitungslängen eher hoch. Räume werden meist nicht ähnlich genutzt und daher sind die Verbraucher oft nicht ähnlich. Die dynamische Wechselwirkung ist somit stärker ausgeprägt. Der Einfluss auf die Druckverlustbilanz ist relativ hoch und sollte nicht vernachlässigt werden. Waagrechte Rohrführung findet sich vor allem im Neubau.

Verteilerarten - Zusätzlich wird bei Zweikreisverteilern unterschieden zwischen drucklosen und druckbehafteten Verteilern.

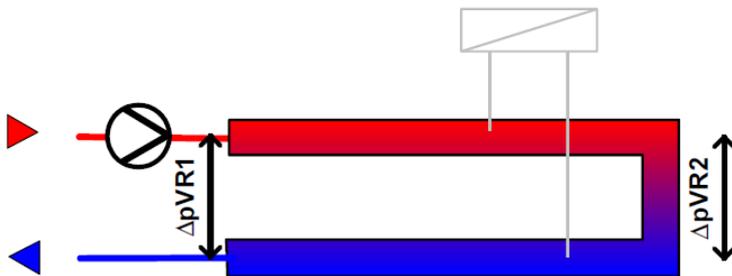
Jede der beiden Verteilerbauarten hat ihre Anwendungsgebiete und besitzt gewisse Vor- und Nachteile. Diese werden in den folgenden beiden Kapiteln genauer beschrieben.

Druckloser Verteiler - Der drucklose Verteiler – oder auch offener Verteiler genannt – ist so konzipiert, dass zwischen Vor- und Rücklauf kein Differenzdruck vorherrscht. Es

befindet sich eine regelbare Kurzschlussleitung zwischen Vorlaufverteiler und Rücklaufsammler, daher ist kein oder kaum Differenzdruck vorhanden. Heutzutage wird dieser Verteiler immer mehr durch eine hydraulische Weiche ersetzt.

Der wesentliche Vorteil dieser Verteilerart ist, dass der Differenzdruck unabhängig von den verschiedenen Ventilstellungen ganz klein gehalten werden kann, sodass eine gegenseitige hydraulische Beeinflussung der Verbrauchergruppen praktisch ausgeschlossen ist. Jedoch muss auch berücksichtigt werden, dass das Kesselwasser differenzdrucklos an die verschiedenen Heizkreise übergeben wird und so für jeden Kreis eine eigene Umwälzpumpe vorgesehen werden muss, welche den Druckverlust des jeweiligen Heizkreises überwinden muss. Zusätzlich zu den einzelnen Umwälzpumpen wird meist auch noch eine drehzahlgeregelte Hauptpumpe für den Kesselkreislauf benötigt. Abbildung 13 zeigt den Aufbau eines solchen drucklosen Verteilers.

Abbildung 9: Druckloser Verteiler



Quelle: Belimo, 2017

Die Vor- und Nachteile und auch das Anwendungsgebiet dieser Technologie, werden im folgenden Abschnitt nochmals ausführlich zusammengefasst.

Bei den folgenden Gegebenheiten kommt der drucklose Verteiler zur Anwendung:

- Bei unbekanntem Anschlussdifferenzdruck (des bestehenden Leitungsnetzes)
- Bei variablem oder konstantem Volumenstrom
- Beimischschaltung
- Gruppe mit Pumpenschaltung ohne Stellventil
- Bei mehreren Verbrauchern

Vorteile

- Die Verbrauchergruppen beeinflussen sich nicht gegenseitig.
- Im Dauerbetrieb ist die Anhebung der Rücklaufemperatur gegeben.
- Die Ausfallsicherheit ist höher als bei einem druckbehafteten Verteiler, das heißt, falls die Hauptpumpe ausfällt, kann der notwendige Differenzdruck auch durch die einzelnen Umwälzpumpen der Verbraucherkreise aufrechterhalten werden.

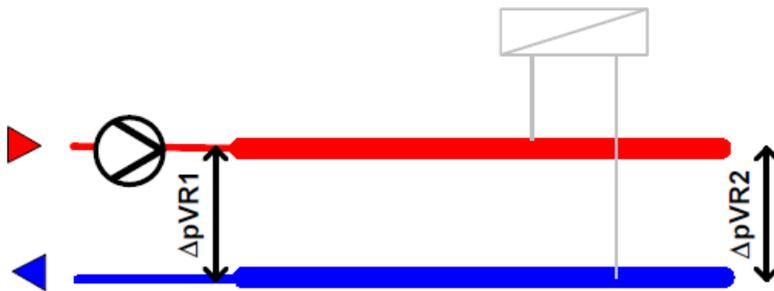
Nachteile

- Jeder Verbraucher muss eine eigene Umwälzpumpe haben, da der Druckverlust des jeweiligen Verbraucherkreises überwunden werden muss.
- Geringe Mehrkosten im Vergleich zum druckbehafteten Verteiler.
- Konstanter Volumenstrom der Hauptpumpe.
- Bei Fernwärme- und Brennwertanlagen: Rücklaufanhebung.

Druckbehafteter Verteiler - Die zweite große Art von Verteilersystemen sind die druckbehafteten Verteiler. Hier herrscht eine gewisse Druckdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf des Verteilers, da der Vorlaufverteiler nicht mit dem Rücklaufsammler kurzgeschlossen wird, wie es beim drucklosen Verteiler der Fall ist. Der Druck im Verteilervorlauf ist also höher wie im Sammler (Verteilerrücklauf). Durch diese Druckdifferenz sind keine zusätzlichen Umwälzpumpen bei den jeweilig angeschlossenen hydraulischen Schaltungen notwendig. Um jedoch die benötigte Druckdifferenz aufbauen zu können, muss im Kesselkreislauf auch eine Hauptpumpe, vorwiegend drehzahl geregelt, eingebaut werden.

Wichtig zu erwähnen ist jedoch, dass die Summe aller benötigten Förderströme der einzelnen Verbraucherkreise den momentanen Förderstrom durch den Energieerzeuger ausmacht. Daher gelten für alle nachgeschalteten Pumpen (nach der Hauptpumpe) die Gesetzmäßigkeiten der Reihenschaltung. Abbildung 14 zeigt den Aufbau eines solchen druckbehafteten Verteilers.

Abbildung 10: Druckbehafteter Verteiler



Quelle: Belimo, 2017

Bei den folgenden Gegebenheiten kommt der druckbehaftete Verteiler zur Anwendung:

- Kleine Anlagen mit wenigen Verbraucherkreisen, z. B. Einfamilienhaus
- Drosselregelung
- Umlenkschaltung
- Einspritzschaltung mit Durchgangsventil
- Fernwärme
- Brennwertkessel
- Kombination Radiatoren und Niedertemperaturheizung (z. B. Fußbodenheizung)

Vorteile

- Wenige beziehungsweise keine zusätzlichen Umwälzpumpen erforderlich sind für die am Verteiler angeschlossenen Verbraucherkreise.

Nachteile

- Gegenseitige Beeinflussung der Kreise ist gegeben. (Abhilfe: geregelter Differenzdruck)
- Nicht ausfallsicher, das heißt falls die Hauptpumpe im Kesselkreis ausfällt, kann keine Notversorgung gewährleistet werden, da keine zusätzlichen Umwälzpumpen in den verschiedenen Verbraucherkreisen eingebaut sind.
- Die Summe der benötigten Förderströme aller Verbraucher bestimmt den momentanen Förderstrom des Erzeugers.
- Der hydraulische Abgleich ist anspruchsvoller als bei einem drucklosen Verteiler.

4 Wärmeabgabesysteme und Grundsaltungen

In der industriellen Wärmeverteilung kommt es häufig vor, dass Wärmeverbraucher in den verschiedensten hydraulischen Schaltungen eingebunden werden. Ziel dieses Leitfadens ist es, Anhaltspunkte für die Auswahl der jeweils energieeffizientesten hydraulischen Schaltung, bezogen auf den jeweiligen Verbraucher, liefern zu können.

Das Kapitel „Wärmeabgabesysteme und Grundsaltungen“ soll Auskunft über die am häufigsten verwendeten Grundsaltungen, bezogen auf die Wärmeverteilung in der Industrie, geben.

Tabelle 7 gibt eine Übersicht über die verschiedenen Grundsaltungen und deren Eigenschaften bezogen auf den Primärkreis (Massenstrom und Rücklaufanhebung) und den Sekundärkreis (Massenstrom und Vorlauftemperatur). Außerdem wird angegeben, welche Grundsaltungen bei welchen Verteilersystemen (drucklose beziehungsweise druckbehaftete Verteiler) verwendet werden sollen, um eine möglichst effiziente Wärmeverteilung gewährleisten zu können. Im Anschluss an Tabelle 7 werden die einzelnen Grundsaltungen hinsichtlich des Aufbaus, Funktionsweise und Anwendungsbereich im Detail beschrieben.

Tabelle 8: Druckabhängige und druckunabhängige Ventildimensionierung

Schaltung	Massenstrom im Primärkreis	Rücklaufanhebung im Primärkreis	Massenstrom im Sekundärkreis	Vorlauftemperatur im Sekundärkreis	Verteiler	Hinweise
Beimischschaltung	variabel	nein	konstant	variabel	drucklos	gute Regelfähigkeit
Beimischschaltung mit Fixby-pass	variabel	nein	konstant	variabel	drucklos	Kombination Radiatoren mit Fußbodenheizung (FBH) möglich

Schaltung	Massenstrom im Primärkreis	Rücklaufanhebung im Primärkreis	Massenstrom im Sekundärkreis	Vorlaufemperatur im Sekundärkreis	Verteiler	Hinweise
Einspritzschaltung mit Durchgangsventil	variabel	nein	konstant	variabel	druckbehaftet	Kombination Radiatoren mit Fußbodenheizung (FBH) möglich
Drosselschaltung	variabel	nein	variabel	konstant	druckbehaftet	Beeinflussung anderer Verbraucher
Umlenk- und Verteilschaltung	konstant	ja	variabel	konstant	druckbehaftet	Keine Beeinflussung anderer Verbraucher
Einspritzschaltung mit Dreiwegventil	konstant	ja	konstant	variabel	druckbehaftet	gute Regelfähig

Quelle: hydraulischer-abgleich.de, Belimo

4.1 Beimischschaltung

Die Beimischschaltung wird auch oft als Standardschaltung bei Radiatoren, Konvektoren und für die Brauchwassererwärmung verwendet.

Funktionsweise - Im Gegensatz zur Umlenkschaltung arbeitet die Beimischschaltung mit einer primär variablen Wassermenge und einer konstanten Menge an Heizmedium im Sekundärkreislauf. Die Leistungsanpassung erfolgt über das Zusammenmischen von kälterem Rücklaufmedium mit dem wärmeren Primärvorlauf. Über das mengenkonstante Tor AB gelangt der Sekundärvorlauf zu den Verbrauchern. Je nach Stellung des Dreiwegventils ist die Vorlaufemperatur des Sekundärkreises gleich der Temperatur des Primärvorlaufes oder – bei Nulllast – gleich der Temperatur des Sekundärrücklaufes. Bei dieser Regelung handelt es sich bei der Beimischschaltung für den Verbraucher um eine temperaturvariable und mengenkonstante Regelung. Diese Form der hydraulischen Schaltung ist in der Heizungstechnik sehr weit verbreitet.

Merkmale

- Variabler Volumenstrom im gesamten Kreis
- Langsame Fließgeschwindigkeit bei Teillast

- Niedrige Rücklauftemperaturen (vor allem in Teillast)
- Hohe Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf am Heizkreis
- Temperatur im Vorlauf nahezu konstant
- Druckschwankungen im gesamten Netz

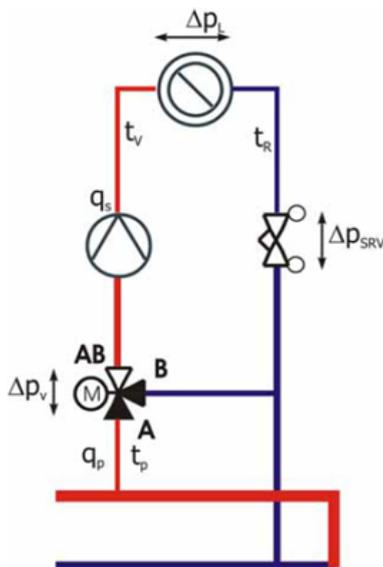
Vorteile

- Einfache Einzelraumregelung über Thermostatventile
- Hohe Spreizung, diese Schaltung ist daher für Brennwertgeräte und für Fernwärme geeignet.

Nachteile

- Hydraulische Beeinflussung der Anlage
- Rückwirkung auf die restliche Anlage
- Temperatur im Vorlauf nahezu konstant
- Es können im Teillastbetrieb Strömungsgeräusche entstehen
- Einfriergefahr bei Lufterhitzern
- Nicht geeignet für Heizungen mit unterschiedlichen Volumenströmen beziehungsweise erforderlicher Temperaturbegrenzung im Vorlauf (z. B. Fußbodenheizung)

Abbildung 11: Beimischhaltung



Quelle: Zapfel, 2007

Anwendungen

- Umformer
- Kühlregister in großen Systemen
- Lüftung
- Fernwärme
- Brennwertkessel
- Anbindung an Pufferspeicher
- Zonenregelung bei Radiator- und Fußbodenheizungssystemen
- Einzelraumregelung (z. B. über Thermostatventile)

4.2 Doppelbeimischschaltung (Fixbypass)

Eine andere Form der Beimischschaltung ist die Beimischschaltung mit Fixbypass, die bei Anwendungen, bei denen große Unterschiede der Temperaturniveaus im Primär- und Sekundärkreis auftreten, eingesetzt wird. Sie wird auch oft für Fußbodenheizungen (Heizungen mit unterschiedlichen Volumenströmen beziehungsweise erforderlicher Temperaturbegrenzung im Vorlauf durch Fixbeimischung) eingesetzt.

Funktionsweise - Im Gegensatz zur Drosselschaltung ist die Wassermenge in diesem System im Sekundärkreis mengenkonstant. Hier erfolgt die Leistungsanpassung über die variable Temperatur des Mediums im Vorlauf. Die Wassermenge im Primärsystem ist variabel, die Vorlauf-temperatur konstant. Jedoch ist wie bei der Drosselschaltung ein Differenzdruck für eine Regelung erforderlich, der von der Primärpumpe aufgebracht werden muss. Dieser Differenzdruck wird über das Regelventil und über das Regulierventil abgebaut, wobei der Differenzdruck über die Primärpumpe die Druckverhältnisse im Sekundärsystem nicht beeinflusst.

Merkmale

- Volumenstrom variabel auf Primärseite (Erzeugerseite)
- Volumenstrom konstant auf Sekundärseite (Verbraucherseite)
- Unterschiedliche Temperaturniveaus für die Primär- und Sekundärseite
- Rücklauftemperatur niedrig (Verbraucher-Rücklauf)
- Gleichmäßige Temperaturverteilung über den Wärmeverbraucher
- Geringe Einfriergefahr bei Luftheizregister
- Zur Dimensionierung des Regelventils muss der Differenzdruck über den Verteiler bekannt sein (Differenzdruck über das Ventil > Differenzdruck über den Verteiler)

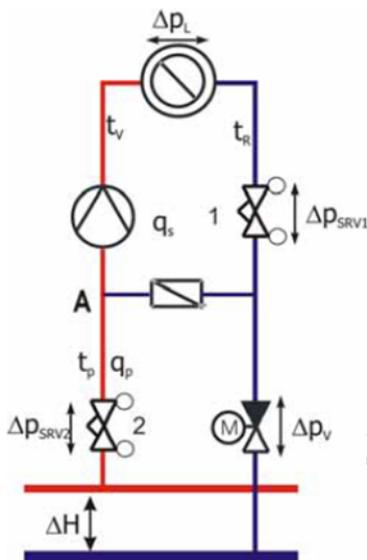
Vorteile

- Der Vorteil der Einspritzschaltung mit Durchgangsventil liegt darin, dass die Primär- und Sekundärwassermenge unabhängig voneinander eingestellt werden können.
- Ein weiterer Vorteil ist, dass diese Schaltung für Systeme mit niedrigen Rücklauftemperaturen (Fernwärme, Brennwertgeräte) sehr gut geeignet ist.

Nachteile

- Für die Dimensionierung des Regelventils muss der Differenzdruck bekannt sein.
- Verteiler muss differenzdruckbehaftet sein (oder Pumpe in der Schaltung).

Abbildung 12: Einspritzschaltung mit Durchgangsventil



Quelle: Zapfel, 2007

Anwendungen

- Druckbehafteter Verteiler mit drehzahl geregelter Pumpe (ökonomisch)
- Heizkörpersysteme
- Fußbodenheizungen
- Luftheizregister
- Fernwärme
- Niedertemperatur-Kesselanlagen und Brennwertgeräte
- Wärmespeicher und Wärmepumpen
- Boilerladungen-Warmwasserbereitung mit Maximal-Temperaturbegrenzung bei hartem Kaltwasser oder maximaler Rücklauf Temperaturbegrenzung

4.3 Drosselschaltung

Die sogenannte Drosselschaltung wird oft als Basisschaltung aller hydraulischen Schaltungen bezeichnet. Bei dieser Form der hydraulischen Schaltung erfolgt die Leistungsanpassung über die Drosselung des Volumenstroms. In diesem Fall übernehmen Stellventile die Aufgabe der Volumenstromänderung im Regelkreis.

Funktionsweise - Das Regulierventil im Vorlauf dient zur Einregulierung der Durchflussmengen. Damit ist eine sichere Regelung über den vollen Hubbereich des Regelventils gewährleistet. Die Drosselschaltung findet ihre Anwendung überall dort, wo tiefe Rücklauftemperaturen und variable Volumenströme verlangt werden. Das thermische Verhalten zeichnet sich durch eine sinkende Rücklauftemperatur bei sinkender Last aus.

Merkmale

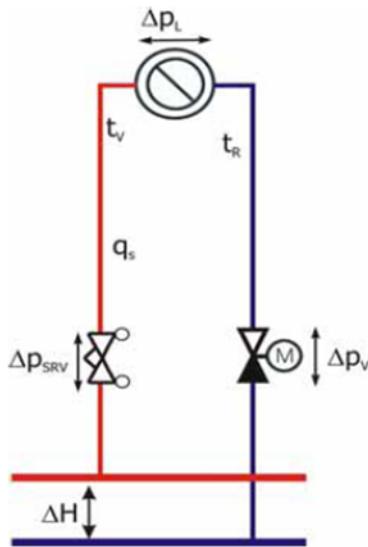
- Variabler Volumenstrom im gesamten Kreis (Primär- und Sekundärkreis)
- Leistungsregelung erfolgt durch die Veränderung der Durchflussmenge
- Niedrige Rücklauftemperaturen (vor allem in Teillast)
- Langsame Fließgeschwindigkeit bei Teillast
- Hohe Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf im Heizkreis
- Temperatur im Vorlauf nahezu konstant

Vorteile - Es ergibt sich meist eine hohe Temperatur-Spreizung, das heißt, diese Schaltung ist für Brennwertgeräte und Fernwärme geeignet. Einen weiteren wesentlichen Vorteil bietet die Schaltung durch ihre einfache Einzelraumregelbarkeit durch Thermostatventile.

Nachteile - Bei mehreren Drosselschaltungen im Rohrnetz verschiebt sich durch die Hubänderung der Arbeitspunkt der Pumpe. Die auftretende Differenzdruckänderung führt zu einer Beeinflussung der einzelnen Verbraucher. Weitere Nachteile sind wie folgt:

- Druckschwankungen im gesamten Netz
- Einfriergefahr bei Luftherzern
- Verteiler muss differenzdruckbehäftet sein (oder Pumpe in der Schaltung)
- Es können im Teillastbetrieb Strömungsgeräusche entstehen
- Temperatur im Vorlauf nahezu konstant

Abbildung 13: Drosselschaltung



Quelle: Zapfel, 2007

Anwendungen

- Druckbehalteter Verteiler mit drehzahl geregelter Pumpe (ökonomisch)
- Fernwärme
- Anbindungen an Pufferspeicher
- Brennwertkessel
- Zonenregelung bei Radiator- und Fußbodenheizungssystemen
- Kleine Nachwärmer
- Lüftung
- Kühlregister in großen Systemen
- Umformer

4.4 Umlenk- und Verteilschaltung

Bei dieser Schaltung handelt es sich um eine Abwandlung der Drosselschaltung. Die Umlenk- oder Verteilschaltung ist die Standardschaltung für Kühlregister.

Funktionsweise - Wie bei der Einspritzschaltung mit Dreiweg-Ventil ist ein Differenzdruck am Verteiler für eine Regelung notwendig. Die Besonderheit an dieser Schaltung ist die Mengenkonzanz im Primärkreis bei variabler Menge im Sekundärkreislauf. Diese Besonderheit wird durch den Einsatz eines Dreiweg-Ventils im Rücklauf realisiert. Der

Volumenstrom q_p wird entweder über den Bypass oder – je nach Stellung des Dreiweg-Ventils – über den Verbraucher geleitet. Eine stetige Regelung lässt selbstverständlich alle Zwischenpositionen zu.

Merkmale

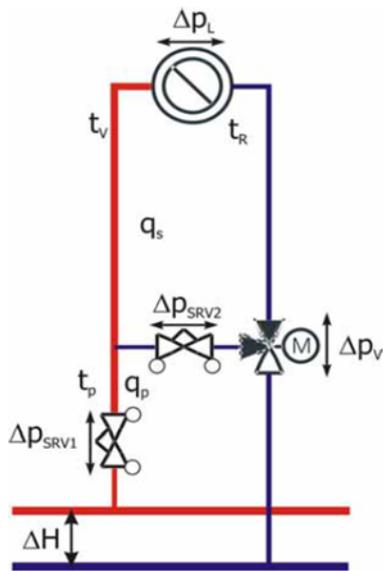
- Konstanter Durchfluss im Primärkreis
- Standardschaltung für Kühlregister
- Volumenstrom variabel über Verbraucher
- Immer maximale Temperatur des Primärkreislaufes am Verbraucher
- Hohe Rücklauftemperaturen, daher für Fernwärme und Brennwerttechnologie nicht geeignet
- Wasserstrom durch Verbraucher kann Werte zwischen 0 % und 100 % annehmen
- Warmwasser steht auch bei großen Distanzen sofort zur Verfügung
- Keine leistungsgeregelte Pumpe notwendig
- Schnelle Verfügbarkeit des heißen Primärmediums am Verbraucher

Vorteile - Ein Vorteil der Schaltung liegt im konstanten Volumenstrom primärseitig, daher kann auch auf eine leistungsgeregelte Pumpe verzichtet werden. Der Differenzdruck ändert sich nicht und die einzelnen Verbraucher beeinflussen sich nicht gegenseitig. Weitere Vorteile sind die schnelle Verfügbarkeit von heißem Primärmedium und die Sicherstellung eines konstanten Mengenstroms im Wärmeerzeuger (Kesselschutz).

Nachteile - Die Temperatur am Verbraucher entspricht immer der Primärtemperatur.

Es erfolgt eine Rücklauftemperaturenanhebung bei einem schließenden Ventil, somit ist diese Schaltung nicht bei Fernwärmesystemen, Brennwertgeräten, Wärmepumpen und Pufferspeichern einsetzbar.

Abbildung 14: Umlenk- oder Verteilschaltung



Quelle: Zapfel, 2007

Anwendungen

- Luftheizregister
- Nachwärmer
- Klimaanlage mit großem Umluftanteil
- Luftkühler mit Entfeuchtung
- Zonenregelung
- Sicherstellung eines konstanten Mengenstroms im Wärmeerzeuger
- Für primärseitige Regelungen von Wärmetauschern geeignet

4.5 Einspritzschaltung mit Dreiweg-Ventil

Die Einspritzschaltung mit Dreiweg-Ventil wurde früher als die Standardschaltung für Heizungssysteme verwendet, jedoch wurde diese schon durch die Einspritzschaltung mit Durchgangsventil verdrängt.

Funktionsweise - Die Volumenströme im Primär- und Sekundärkreis sind mengenkonstant. Die Leistungsanpassung für den Energieverbraucher erfolgt durch eine Mischregelung, die eine variable Vorlauftemperatur im Sekundärkreis bewirkt. Grundsätzlich können Dreiweg-Ventile als Ventile oder Hähne ausgeführt werden. Die

Einspritzschaltung mit Dreiweg-Ventil ist eine Abwandlung der Einspritzschaltung mit Durchgangsventil.

Merkmale

- Ohne Wärmeabnahme hohe Rücklauftemperatur
- Konstanter Durchfluss auf der Primär- und Sekundärseite
- Unterschiedliche Temperaturen im Primär- und Sekundärkreislauf
- Geringe beziehungsweise fast gar keine Totzeit bis zur Bereitstellung von heißem Wasser
- Hydraulischer Abgleich ist anspruchsvoll
- Ventilautorität von fast 1
- Spätere Erweiterung macht erneuten hydraulischen Abgleich erforderlich
- Geringe Einfriergefahr bei Luftheizregister

Vorteile

- Geringe oder ganz vermiedene Totzeit, da permanent heißes Wasser am Regelventil zur Verfügung steht
- Ventilautorität von fast 1 (in der mengenvariablen Strecke ist fast kein Widerstand vorhanden)
- Durch konstanten Volumenstrom sekundärseitig ergibt sich eine ausgezeichnete Regelfähigkeit

Nachteile

- Durch die Rücklaufanhebung ist diese Schaltung für Fernwärme und Brennwerttechnologie nicht geeignet.
- Der Verteiler muss differenzdruckbehaftet sein (oder Pumpe in der Schaltung).
- Nicht so ökonomisch wie eine Einspritzschaltung mit Durchgangsventil.

5 Dokumentation der bestehenden Anlage

Grundsätzlich kann bei der Datenerhebung zwischen Daten aus Datenblättern, Planungsunterlagen oder Typenschild- und Messdaten unterschieden werden beziehungsweise ergänzen sich diese Ansätze.

5.1 Erfassung der Informationen aller verbauten Komponenten

In dieser Aufstellung und in den folgenden Tabellen werden mit den spezifischen Daten der einzelnen Anlagenkomponenten behandelt. Diese finden sich in der Regel in den jeweiligen Datenblättern und auf Typenschildern.

- In welcher Branche ist Ihr Unternehmen tätig?
- Wie alt ist die Anlage?
- Wann wurden die letzten baulichen Änderungen durchgeführt und welche waren das?
- Wie hoch sind der durchschnittliche Strombedarf und die Stromkosten pro Jahr?
 - Stromverbrauch [kWh/Jahr]
 - Stromkosten [Euro/Jahr]
- Strompreis des Unternehmens (Arbeitspreis/Leistungspreis/Messpreis)
- Sind Auslegungsdaten vorhanden? (Datenblätter, Kennlinien, Berechnungen, Schnittpläne und so weiter)
- Kontaktinformationen der Ansprechperson

Im Anhang „Mustervorlagen für Audits für Wärmeverteilung und Hydraulik“ finden Sie Excel-Vorlagen, in die Sie die unterschiedlichen Daten für die Erfassung der Informationen aller verbauten Komponenten eintragen können.

5.2 Erfassung spezifischer Messwerte

Weitere relevante Aussagen können erst über spezifische Messwerte getroffen werden. Folgende Informationen sind zu erheben:

Tabelle 9: Dokumentation der Anlage

Kurzbeschreibung	Abkürzung	Wert	Einheit	Messmethode
Elektrische Leistung der Primärpumpen	PeP	Nicht angegeben	W	Siehe Leitfaden Messtechnik 2
Elektrische Leistung der Sekundärpumpen	PeS	Nicht angegeben	W	Siehe Leitfaden Messtechnik 2
Betriebszeiten	VLZ	Nicht angegeben	H	Nicht bekanntgegeben
Betriebsart (starr/variabel einkreisen)	starr	starr	variabel	variabel
Volumenstrom Primärseite	Vp	Nicht angegeben	Liter/h	Siehe Leitfaden Messtechnik 2
Volumenstrom Sekundärseite	Vs	Nicht angegeben	Liter/h	Siehe Leitfaden Messtechnik 2
Vorlauftemperatur	TV	Nicht angegeben	°C	Siehe Leitfaden Messtechnik 2
Rücklauftemperatur	TR	Nicht angegeben	°C	Siehe Leitfaden Messtechnik 2
Druckverlust	Δp	Nicht angegeben	Pa	Siehe Siehe Kapitel Indikatoren Abschnitt „Druckverlust zu hoch“

6 Bewertung der Effizienz

In diesem Kapitel werden Indikatoren vorgestellt, an Hand derer die Effizienz einer Bestandsanlage praxisnah bewertet werden kann. Es werden jeweils auch mögliche Gründe angeführt, warum es zu einem ineffizienten Betrieb kommen kann. Erst durch eine detaillierte Messung der wesentlichen Betriebsparameter über einen entsprechenden Zeitraum kann eine genaue Aussage über die Effizienz einer Anlage getroffen werden. Die in diesem Kapitel vorgestellten Indikatoren sollen jedoch eine Grobbewertung der Anlage ermöglichen mit dem Ziel, offensichtliches Einsparungspotential zu identifizieren.

Die wesentlichen Indikatoren sind:

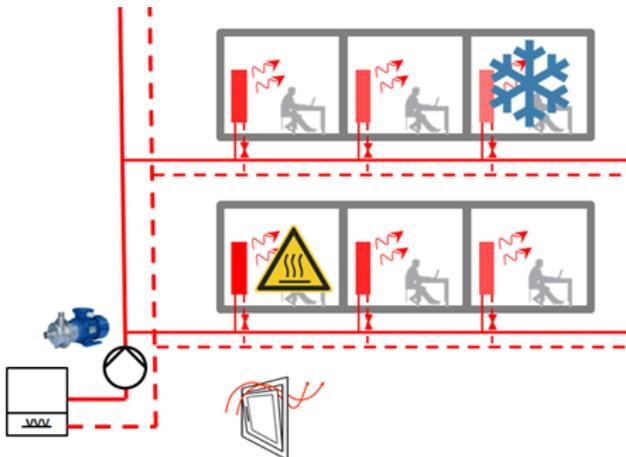
- Ungleichmäßiger Betrieb der Verbraucher
- Temperaturspreizung zu klein
- Geräusentwicklung („Klopfen“) bei Wärmeabnehmern oder bei Pumpen
- Druckverlust zu hoch
- Fehlende Strangreguliertventile beziehungsweise Druckdifferenzregler
- Hohe Rücklauftemperatur
- Umwälzpumpen arbeiten nicht im optimalen Betriebspunkt (Vollast oder Teillastbereich)
- Nenndurchfluss steht bei Vollast nicht an allen Verbrauchern zur Verfügung
- Regelgüte der Ventile nicht eingehalten (siehe Kapitel „Ventildimensionierung“) und so weiter

Im Folgenden soll auf die wichtigsten Indikatoren näher eingegangen werden.

6.1 Ungleichmäßiger Betrieb der Verbraucher

Bei mehreren Verbrauchern im Verteilersystem, z. B. Heizkörper in mehreren Räumen, können manche Verbraucher mehr Leistung geliefert bekommen als andere. Vor allem Verbraucher, die sich von der Lage her nahe am Wärmeerzeuger befinden, können überversorgt und auch unterversorgt werden.

Abbildung 17: Ungleichmäßige Verteilung der Heizleistung



Quelle: Belimo, 2017

Gründe für einen ungleichmäßigen Betrieb können z. B. sein:

- Das System ist hydraulisch nicht abgeglichen
- Hydraulische Komponenten wurden überdimensioniert
- Änderung des Wärmebedarfs
- Das System wurde um zusätzliche Verbraucher erweitert
- Bestehende Verbraucher wurden verändert
- Nutzungsart von Räumen oder Verbrauchern hat sich geändert
- Sanierung der Gebäudehülle
- Fensteraustausch
- Ausbau beziehungsweise Dämmung des Dachgeschoßes
- Zubau oder Erweiterung des Gebäudes
- Änderung des Wärmeerzeugers et cetera

Eine Änderung des Wärmebedarfs, gleich ob Erhöhung oder Reduzierung, erfordert eine Prüfung und gegebenenfalls den hydraulischen Abgleich eines Systems. Durch den Austausch des Wärmeerzeugers verändern sich zwangsläufig Vor- und Rücklaufemperatur (z. B. Brennwertkessel oder Wärmepumpe). Durch die veränderten Auslegungsrandbedingungen sind Volumenströme durch die Heizkörper nachzurechnen beziehungsweise neu einzustellen.

Besonders wichtig ist dies bei Wärmepumpen als Wärmeerzeuger. Nur wenn alle Volumenströme in den Heizflächen durch einen hydraulischen Abgleich den jeweiligen

Lasten der Räume angepasst sind, kann das System mit ausgelegten Vorlauftemperaturen betrieben werden.

6.2 Temperaturspreizung zu klein

Auch bekannt unter dem Namen „Low-Delta-T-Syndrom“ führt dieses Phänomen zu einer Verringerung der Effizienz, da die transportierte Wärmeleistung proportional zur Differenz von Vor- und Rücklauftemperatur ist.

Formel 13: Transportierte Wärmeleistung

$$\dot{Q} = \dot{V} \times \Delta T \times c \times \rho$$

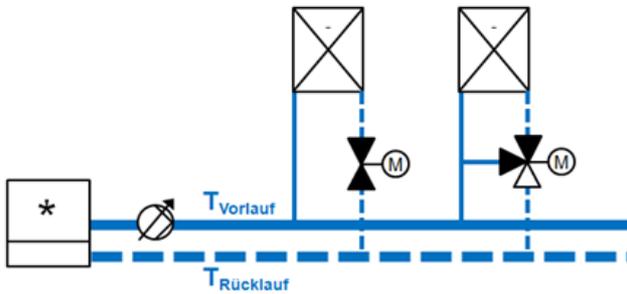
c	spezifische Wärmekapazität [J/(kg*K)]
ρ	Dichte [kg/m ³]
\dot{V}	Volumenstrom [m ³ /s]
ΔT	Temperaturspreizung [K]

Da Dichte und spezielle Wärmekapazität konstant sind, ist die übertragene Heizleistung Q nur vom Volumenstrom und der Temperaturspreizung abhängig. Sinkt ΔT , so sinkt auch die Heizleistung.

Gründe für eine zu geringe Temperaturspreizung können sein:

- Geringe Abnahme
- Schlechte Schaltungsart (siehe Kapitel „Wärmeabgabesysteme und Grundschaltungen“)
- Schlechte Ventilautorität
- Verschmutzter Wärmetauscher
- Überdimensionierte Pumpen und Ventile
- Fehlender hydraulischer Abgleich
- Abweichungen Planung und Betrieb

Abbildung 16: Schema eines Hydraulik-Systems. $\Delta T = T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}}$



Quelle: Belimo, 2017

6.3 Geräusentwicklung („Klopfen“) bei Wärmeabnehmern oder bei Pumpen

Geräusche in der Anlage sind nicht nur störend, sondern können auch die Effizienz des Systems verringern. Es gibt viele Gründe für Geräusche im System. Die wichtigsten sind:

- Luft im Heizsystem
- Lagerschaden in der Pumpe
- Spannungen in den Rohren
- Fehlender hydraulischer Abgleich (siehe Kapitel „hydraulischer Abgleich“)
- Falsch dimensionierte Ventile (siehe Kapitel „Ventildimensionierung“)
- Drucküberschuss an einzelnen Systemstellen bei Teillast

6.4 Druckverlust zu hoch

Jede im System verbaute Komponente (Ventil, Verbraucher und so weiter) verursacht einen Druckverlust, welcher durch die Pumpe aufgebracht werden muss. Dieser Komponentendruckverlust ist in den meisten Tabellenblättern vermerkt. Dadurch lässt sich, bei Kenntnis der Anlage und deren Schaltung, mittels Bernoulli-Gleichung und Kontinuitätsgleichung der theoretische gesamte Druckverlust berechnen. Rohrverluste können überschlagsmäßig für Heizungsanlagen mit Kupferrohren mittels Anhang „Druckverlustabschätzung“ bestimmt werden.

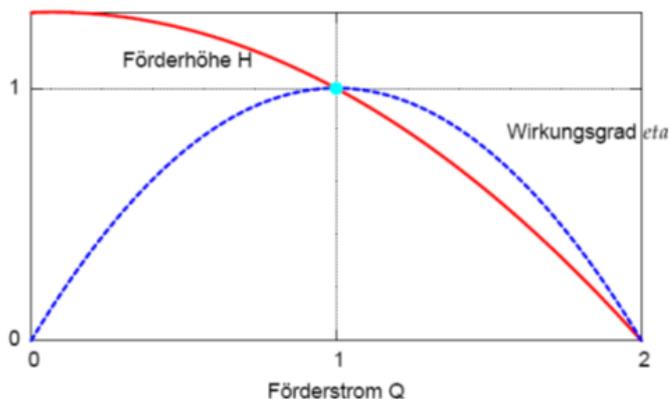
Als Vergleichsgröße errechnet man nun, bei Kenntnis der Pumpe, die theoretisch benötigte hydraulische Pumpenleistung, um den Nennvolumenstrom aufrechtzuerhalten (siehe Pumpenleitfaden). Man kann nun die elektrische Leistung direkt an der Pumpe messen (siehe Messleitfaden 2). Von diesem gemessenen Wert muss man noch über den Pumpenwirkungsgrad die tatsächlich übertragene hydraulische Leistung berechnen.

Weichen die theoretische hydraulische Pumpenleistung und die gemessene zu stark voneinander ab, deutet dies auf starke Verschmutzung (Kalk oder Ähnliches) in den Leitungen hin. Die dadurch verlorene Leistung muss von der Pumpe zusätzlich aufgebracht werden, was die Stromkosten erhöht. Gründe für zu hohen Druckverlust können falsch dimensionierte Ventile oder verschmutzte oder verkalkte Leitungen sein.

6.5 Pumpe läuft nicht im optimalen Betriebspunkt

Eine Pumpe arbeitet am effizientesten, wenn sie im ausgelegten Betriebspunkt mit ihrem optimalen Wirkungsgrad arbeitet. Der tatsächliche Betriebspunkt der Pumpe ergibt sich im Betrieb aus dem Schnittpunkt der Anlagen- mit der Pumpenkennlinie. Falls sich die tatsächliche Systemkurve von der ursprünglich berechneten unterscheidet, führt das dazu, dass die Pumpe außerhalb des Optimums arbeitet und sich bei zu hohem Widerstand das Fördervolumen reduziert.

Abbildung 17: Kennlinie einer Pumpe (rot) und der zugehörige Wirkungsgrad (blau)



Quelle: Tanner, R. Die Bestimmung des Energieeinsparpotentials bei Pumpen, SEMAFOR Informatik & Energie AG, Basel, 2004, semafor.ch/de/pdf/EnergiesparpotentialBeiPumpen.pdf

Gründe, dass die Pumpe nicht im optimalen Betriebspunkt läuft, können sein:

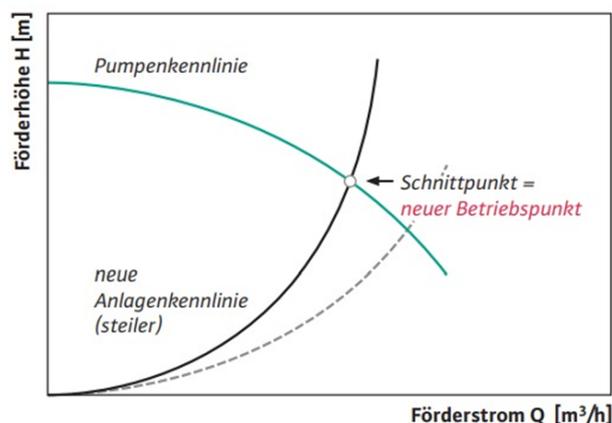
- Überdimensionierung: Die Berücksichtigung eines Sicherheitszuschlags führt zur Installation von zu großen Pumpen, die dann gedrosselt werden müssen.
- Nachträgliche bauliche Änderungen an der Pumpenanlage führen zur Veränderung von Fördervolumen und –höhe, das heißt, die Anlagenkennlinie verändert sich.
- Änderung des zu versorgenden Prozesses
- Natürlicher, zeitlich bedingter Wirkungsgradverlust durch Abnutzung

6.6 Pumpe über Drosselregelung gesteuert

Eine Drosselregelung (auch als unregelte Pumpe bezeichnet) ist die einfachste Form der Regelung einer Pumpe. Dabei wird in einem Heizungssystem die Temperatur über den Volumenstrom geregelt.

Die Drosselregelung besteht nun darin, dass über die Armaturen der Anlage (z. B. Strangreguliertventile, Differenzdruckregler) der Widerstand der Anlage gegenüber der Pumpe verändert wird. Dadurch verschiebt sich die Anlagenkennlinie gemäß Abbildung 24 und ein geringerer Volumenstrom wird erreicht. Allerdings hat dies zur Folge, dass die Förderhöhe und damit verbunden der Differenzdruck, ansteigen. Diese Druckerhöhung wird an dem Ventil, welches verändert wurde, in Form von Druckverlusten wieder abgebaut, was eine Verschwendung von Energie darstellt.

Abbildung 18: Verschiebung der Anlagenkennlinie bei Drosselregelung



Quelle: WILO, Grundlagen der Pumpentechnik 2009, Seite 33

6.7 Hohe Rücklauftemperaturen

Die Rücklauftemperaturen sind in Wärmeverteilungssystemen ausschlaggebend für einen effizienten Betrieb. Nicht nur die effiziente Verteilung, sondern auch die Erzeugung im Wärmeerzeuger profitieren von einer optimierten Rücklauftemperatur.

Folgende Tabelle zeigt typische Rücklauftemperaturen für unterschiedliche Wärmeerzeugungsanlagen.

Tabelle 10: Verhalten von Wärmeerzeugern bei verschiedenen Rücklauftemperaturen

Wärmeerzeugung	Beschreibung
Biomasse	In Biomassekesseln wird eine gewisse Temperatur zum Vorwärmen des Brennstoffs benötigt, was meist über die Abwärme des Rücklaufs geschieht. Die Rücklauftemperatur darf hier somit nicht zu gering sein. Sie sollte im Bereich 55 °C bis 60 °C liegen.
Brennwertkessel	Brennwertkessel arbeiten am besten bei niedrigen Rücklauftemperaturen. Allerdings gibt es eine Beschränkung der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf, welche, aufgrund einer benötigten Mindestmenge an Umlaufwasser, nicht überschritten werden soll. Die Temperaturdifferenz soll circa 20 °C betragen. Will man also eine Vorlauftemperatur von 55 °C, darf die Rücklauftemperatur 35 °C nicht unterschreiten.
Fernwärme	Bei Fernwärme ist ebenfalls eine niedrige Rücklauftemperatur anzustreben. Hier gilt es allerdings, die vom Anbieter in den TAB (Technische Anschlussbedingungen) vertraglich festgelegten Rücklauftemperaturen einzuhalten.
Solarthermie	Eine möglichst niedrige Rücklauftemperatur ist von Vorteil. Es sollte beachtet werden, dass Solaranlagen meist in kombinierten hydraulischen Systemen mit Brennwerttechnik vorkommen. Die Intensität der verfügbaren Solarenergie schwankt je nach Jahreszeit und Wetterlage. Anzustreben ist deshalb, die Solaranlage durch geschickte Verteilersysteme so in das hydraulische System einzubinden, dass auch bei schwacher Sonneneinstrahlung die Solarwärme noch möglichst effizient genutzt werden kann.
Wärmepumpe	Niedrige Vorlauftemperatur und möglichst hohe Quelltemperatur (WP sind oft nicht höher als für 20 °C Quelltemperatur geeignet). Je geringer der Temperaturhub, umso höher der COP.

Gründe für hohe Rücklauftemperaturen im Verteilernetz können sein:

- fehlender hydraulischer Abgleich
- ineffiziente hydraulische Weichen
- parallele Nutzung von Heizbetrieb und Warmwasserzirkulation
- schlechte Schaltungsart (siehe Kapitel „Wärmeabgabesysteme/Grundsaltungen“)

Hydraulische Weichen und drucklose Verteiler beeinflussen aufgrund der Wechselwirkung zwischen Primär- und Sekundärkreis die Rücklauftemperatur. Allerdings kann anlagentechnisch oft nicht darauf verzichtet werden.

Aus systembedingten Gründen kann es auf der Seite der Wärmeerzeugung und Wärmebereitstellung zu hohen Rücklauftemperaturen kommen.

7 Einspar- und Optimierungsmaßnahmen

7.1 Hydraulischer Abgleich

Das Prinzip „Das Wasser sucht sich den Weg des geringsten Widerstands“ ist allgemein übertragbar für den hydraulischen Abgleich. In der Natur sucht sich das Wasser seinen Strömungsweg selbstständig – meist willkürlich – besonders bei mehreren, parallel vorhandenen Strömungswegen.

Beim hydraulischen Abgleich wird hingegen die Aufteilung der Strömungswege nicht dem Zufall überlassen, sondern mittels aktiven Korrekturen auf die vorgesehenen Volumenströme abgestimmt. In z. B. einer Gebäudeheizungsanlage bedeutet dies den Abgleich der einzelnen Heizkreise auf einen bestimmten Durchfluss des Warmwassers.

Durchzuführen bei folgenden Indikatoren:

- Ungleichmäßiger Betrieb der Verbraucher
- Temperaturspreizung zu klein
- Geräuschentwicklung („Klopfen“) bei Wärmeabnehmern oder bei Pumpen
- Druckverlust zu hoch
- Fehlende Strangreguliertventile beziehungsweise Differenzdruckregler
- Teilweise keine oder unregelmäßige Raumerwärmung
- Nenndurchfluss steht bei Vollast nicht an allen Verbrauchern zur Verfügung

7.1.1 Durchführung des hydraulischen Abgleichs

Praktische Vorgehensweise in Gebäuden – statisch

- Raumweise Bestimmung der Heizlast (siehe Abschnitt 1.2)
- Berechnung der Volumenströme für jeden Heizkörper
- Berechnung der Förderhöhe der Pumpe
- Prüfung des Einsatzes und gegebenenfalls Auslegung zusätzlicher Abgleichventile
- Bestimmung der Voreinstellwerte des Thermostatventileinsatzes
- Einstellung aller Thermostatventileinsätze mit der Voreinstellung „komplett geöffnet“ (je nach Hersteller: Stellung N; 9; 7)

- Spülen der kompletten Heizungsanlage
- Einstellung der Ventileinsätze nach Berechnung aus Schritt 5
- Anpassung der Heizkurve

Praktische Vorgehensweise in Gebäuden – dynamisch

- Strang-Volumenströme (Sollwerte) bestimmen
- Thermostatventile öffnen (Thermostatkopf demontieren) und voreinstellen
- Pumpe auf Nennleistung beziehungsweise Förderhöhe einstellen
- Beginn der Einregulierung am pumpennahen Strang
- Volumenstrom am Strangreguliertventil mit dem Messcomputer (stetige Messung) ermitteln
- Erforderlichen Volumenstrom durch Reduzierung des Strang-Differenzdruckes am Differenzdruckregler einstellen.

7.1.2 Statischer hydraulischer Abgleich

Ein klassischer statischer hydraulischer Abgleich wird in größeren Gebäuden mit Strangreguliertventilen und voreinstellbaren Heizkörperventilen durchgeführt. Die Grundlage dafür sind die berechneten Volumenströme im Auslegungsfall (Volllastfall). Da aber diese Volumenströme und die daraus resultierenden Voreinstellwerte nur für den Volllastfall gelten, kann im Teillastfall nicht die gewünschte Effizienz erzielt werden. Dennoch ist diese Form des konventionellen hydraulischen Abgleichs besser als gar keine Optimierung.

7.1.3 Dynamischer hydraulischer Abgleich

Spricht man von einem dynamischen hydraulischen Abgleich, so müssen Komponenten wie druckunabhängige Ventile, Differenzdruckregler, voreinstellbare Heizkörperventile und elektronisch geregelte Heizungspumpen mit konstanter/variabler Differenzdruckregelung eingesetzt werden. Die Grundlage sind hier ebenfalls die errechneten Volumenströme im Auslegungsfall (Volllastfall). Jedoch können mit dieser Methode die Volumenströme in den einzelnen Strängen durch die eingesetzten druckunabhängigen Ventile, Differenzdruckregler und Pumpen im Teillastfall dynamisch angepasst werden. Dies führt dazu, dass das hydraulische Netz auch im Teillastfall effizient betrieben werden kann.

7.1.4 Übliche Fehler in der Durchführung

Spülen der Anlage - Sind die Ventile bereits beim Spülen der Anlage in der voreingestellten Stellung kann es zu Verstopfungen des Zulaufs zum Heizkörper kommen. Daher ist die Voreinstellung des Heizkörperventileinsatzes (nicht mit dem Thermostatkopf zu verwechseln) immer auf „ganz offen“ zu wählen, wenn die Anlage gespült wird. Einstellwerte des hydraulischen Abgleichs dürfen erst NACH dem Spülvorgang eingestellt werden.

Nachträgliche Änderung des Pumpendrucks - Erfolgt nach der Durchführung eines hydraulischen Abgleichs eine Veränderung des Pumpendrucks der Heizungsumwälzpumpe, verstellen sich die definierten Zuordnungen der Druckverluste über den einzelnen Heizkörpern, und der hydraulische Abgleich ist zerstört. Sollte sich an einem entfernten Heizkörper eine zu geringe Heizleistung nach dem hydraulischen Abgleich einstellen, so ist es zuerst empfehlenswert, den Voreinstellwert des Ventileinsatzes anzupassen anstatt pauschal den Pumpendruck zu erhöhen.

Überdimensionierung des Wärmeerzeugers - Probleme resultierend aus einer Überdimensionierung des Heizkessels wie z. B. häufiges Takten des Brenners sind auch nicht mit dem hydraulischen Abgleich zu beseitigen. Schlechte Jahresnutzungsgrade und hohe Abgasverluste werden dadurch nicht reduziert.

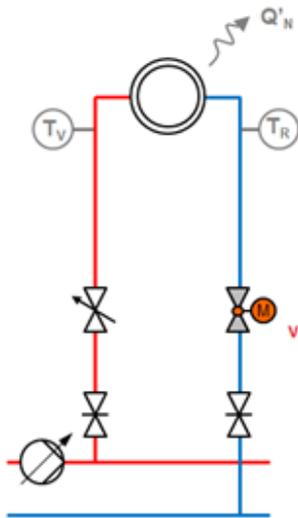
7.1.5 Wahl der richtigen Ventilgröße

Falsch dimensionierte Strangreguliertventile und Schalteinrichtungen können die Effizienz in einem hydraulischen System verringern, da hydromechanische Verwirbelungen und Stoßeffekte in den Strömungen auftreten können. Außerdem kann nur durch ein richtig dimensioniertes Strangreguliertventil oder durch den Einsatz eines druckunabhängigen Ventils ein optimales Regelverhalten garantiert werden. Die Dimensionierung von in der Anlage befindlichen Ventilen ist daher zu prüfen und gegebenenfalls sind Ventile auszutauschen.

Durchzuführen bei den folgenden Indikatoren:

- Geräuschentwicklung („Klopfen“) bei Wärmeabnehmern oder bei Pumpen
- Druckverlust zu hoch
- Fehlende Strangreguliertventile beziehungsweise Druckdifferenzregler
- Regelgüte der Ventile nicht eingehalten
- Nenndurchfluss steht bei Vollast nicht an allen Verbrauchern zur Verfügung

Abbildung 19: Schema einer hydraulischen Schaltung mit dem zu dimensionierendem Ventil



Quelle: Belimo 2017

Die Auslegung eines druckunabhängigen Ventils ist erheblich einfacher und schneller. Aufgrund der reduzierten Anzahl an Rechnungsschritten sinkt das Fehlerrisiko.

Tabelle 11: Druckabhängige und druckunabhängige Ventildimensionierung

Schritt	Druckabhängig	Druckabhängig
Schritt 1	Nenndurchfluss durch Wärmetauscher/Ventil bestimmen	Nenndurchfluss durch Wärmetauscher/Ventil bestimmen
Schritt 2	Druckverlust Δp_{V100} bestimmen	Ventil auswählen
Schritt 3	Benötigten kV_{100} -Wert bestimmen	Nicht bekanntgegeben
Schritt 4	Mögliche kVS -Werte bestimmen	Nicht bekanntgegeben
Schritt 5	Nachrechnen Differenzdruck und Ventilautorität für die zwei möglichen kVS -Werte	Nicht bekanntgegeben
Schritt 6	Eine begründete Auswahl treffen	Nicht bekanntgegeben

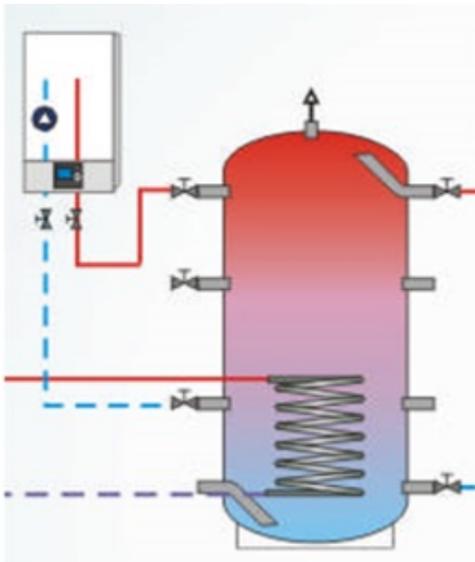
Im Anhang „Ventildimensionierung“ sind die exakten Vorgehensweisen für beide Verteilerschaltungen dokumentiert.

7.2 Optimierung der Rücklauftemperatur

7.2.1 Rücklaufanhebung

Manche Kessel (z. B. Brennwertkessel) benötigen eine Mindestumlaufwassermenge und dürfen eine Spreizung Vorlauf-Rücklauf von 20 °C nicht überschreiten. Um eine Warmwassertemperatur von 60 °C mit einem Frischwassermodul (zentrale Warmwasserbereitung) zu erzeugen – sowie aus hygienischen Gründen – ist eine Vorlauftemperatur zum Pufferspeicher von mindestens 65 °C Grad notwendig. Zieht man davon die maximale Spreizung ab, kommt man auf eine minimale Rücklauftemperatur von 45 °C. Liegt die Rücklauftemperatur z. B. bei 35 °C, macht das eine Rücklauf-Anhebung erforderlich, um ausreichend Warmwasser produzieren zu können – oder der Speicher muss ständig durchgeladen werden, was den Brennwertnutzen stark reduziert.

Abbildung 20: Pufferspeicher



Quelle: Josef Mösl, 2017

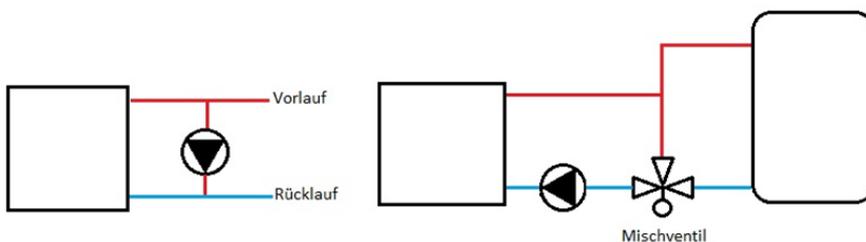
Die Rücklaufanhebung wird mittels eines speziellen Mischventils durchgeführt. Dieses mischt einen variablen Teil des Vorlaufs unter den Rücklauf. Daraus resultiert eine insgesamt geringere Temperaturspreizung.

Die Rücklaufanhebung wird mit Hilfe einer Beimischpumpe über einen Thermostat geregelt. Wird die Soll-Temperatur des Kessels unterschritten, schaltet der Thermostat die Beimischpumpe solange ein, bis die Rücklauftemperatur wieder über dem Sollwert liegt.

Alternativ hierzu kann man auch eine Beimischung durch die Kesselkreispumpe über einen motorbetriebenen Dreiwege-Mischer erzielen. Die Heizungsregelung wird hierbei dazwischengeschaltet und direkt mit der Rücklauftemperaturregelung verknüpft.

Am besten ist es, Wärmeerzeuger einzusetzen, welche für hohe Temperaturspreizungen zwischen Vorlauf und Rücklauf ($\Delta T > 20 \text{ °C}$) sorgen.

Abbildung 21: Rücklaufanhebung durch Beimischpumpe (links) und durch Dreiwege-Mischer(rechts)



Quelle: Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency, energie-experten.org/heizung/heizungstechnik/heizungskreislauf/ruecklaufanhebung

Durchzuführen, wenn die Rücklauftemperatur am Kesseleintritt zu gering ist.

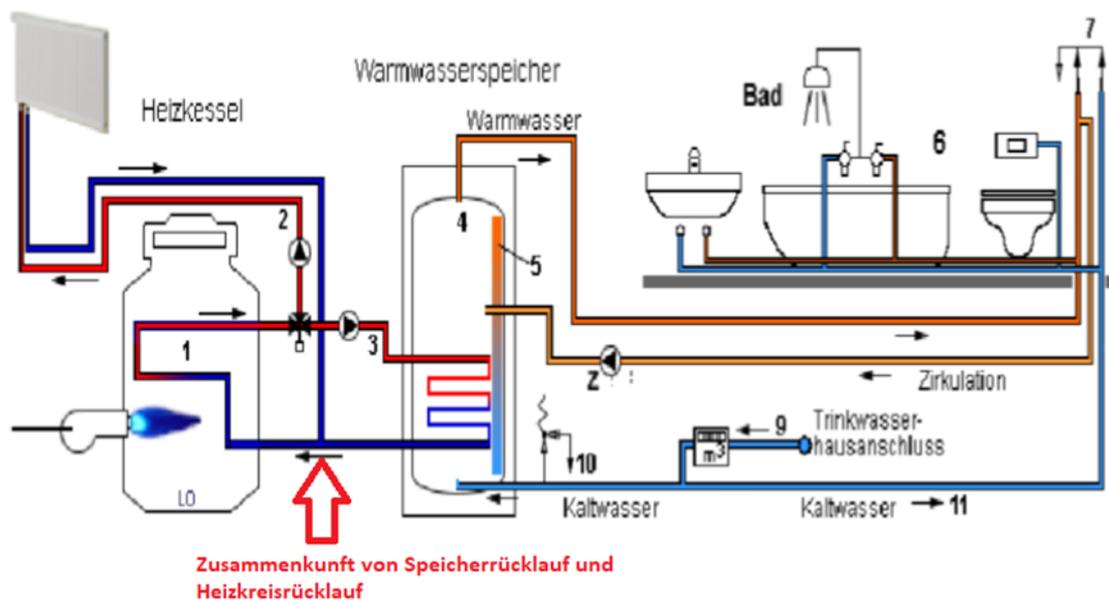
7.2.2 Rücklaufsenkung-Pufferspeicher mit Frisch-Wasser-Modul und Warmwasser-Zirkulation im Mehrfamilienhaus

In einem System mit Warmwasserzirkulation ist die Temperatur des Warmwasserspeichers auf 60 °C bis 65 °C zu halten, damit in allen Bereichen mindestens 55 °C bereitstehen und Legionellenbildung vermieden wird. Dadurch darf die

Zirkulationsrücklauftemperatur von 55 °C nicht unterschritten werden und die Zirkulationspumpe ist dauerhaft zu betreiben.

Wenn nun gleichzeitig Heizbetrieb und Warmwasserzirkulation stattfinden, hat der gemischte Rücklauf aus Speicher (circa 60 °C) und Heizkreislauf (circa 45 °C) meist eine Temperatur von über 50 °C. Dadurch sinken die Temperaturspreizung und somit auch die Effizienz.

Abbildung 22: Warmwasserspeicher-Rücklauf und Heizkreis-Rücklauf mischen sich bei gleichzeitigem Betrieb



Quelle: Josef Mösl, 2017

Um dieses Problem zu vermeiden, kann man einen Pufferspeicher mit Frischwassermodul und Warmwasser-Zirkulation installieren. Eine RL-3-Wege-Umschaltung zwischen Rücklauftemperatur über circa 45 °C und unter 44 °C sorgt dann für eine passende Rücklauftemperatur zum Wärmeerzeuger. Für größere Leistungen (Warmwasser-Leistung mehr als 40 Liter/min) gibt es Frischwassermodule, welche zwei Wärmetauscher beinhalten, wobei ein Hochtemperatur-RL vom Zirkulationsbetrieb getrennt zwischen den beiden Wärmetauschern ausgekoppelt wird. Der niedrige Rücklauf (RL-Temperaturen von unter 18 °C möglich) wird im Puffer unten eingeleitet. Warmwasservorrangschaltungen sollten in Mehrfamilienhäusern vermieden werden.

Durchzuführen, wenn die Temperaturspreizung zu klein ist oder bei einer hohen Rücklauftemperatur.

7.2.3 Rücklaufsenkung effiziente hydraulische Weichen und Verteiler

Weichen sollten weitestgehend vermieden werden. Allerdings lassen es die gegebenen Bedingungen und Anforderungen in der Anlage oft nicht zu die Weichen wegzulassen. Vorteilhaft sind Weichen bei mehreren Wärmeerzeugern.

Wenn Weichen installiert werden, sollten die primärseitigen Pumpen entsprechend der Rücklauftemperatur geregelt werden.

Vorlaufleitungen für Warmwasser sollten so nahe wie möglich am Wärmeerzeuger oder gegebenenfalls direkt am Pufferspeicher angeschlossen werden. Bei einem Boileranschluss über den Verteiler wird im Sommer der Verteiler unnötig miterwärmt, was zusätzliche Energie benötigt. Bevorzugt sollte man Verteiler mit Trenn-Isolierung einbauen.

Durchzuführen, wenn die Temperaturspreizung zu klein ist oder bei einer hohen Rücklauftemperatur.

7.2.4 Rücklaufsenkung – Allgemeine Sanierung

Allgemeine Sanierungen im System beinhalten

- den Einbau neuer drehzahl geregelter Hocheffizienzpumpen,
- die Erneuerung beziehungsweise Anpassung der Regelungsanlage (siehe Kapitel „Optimierung der Steuerung und Regelung der Anlagen im Betrieb“),
- den Einbau neuer Regelventile mit gleichzeitigem Umbau auf Einspritzschaltung,
- den Einbau druckunabhängiger Regelventile,
- den Einbau einer drehzahl geregelten Vordruckpumpe.

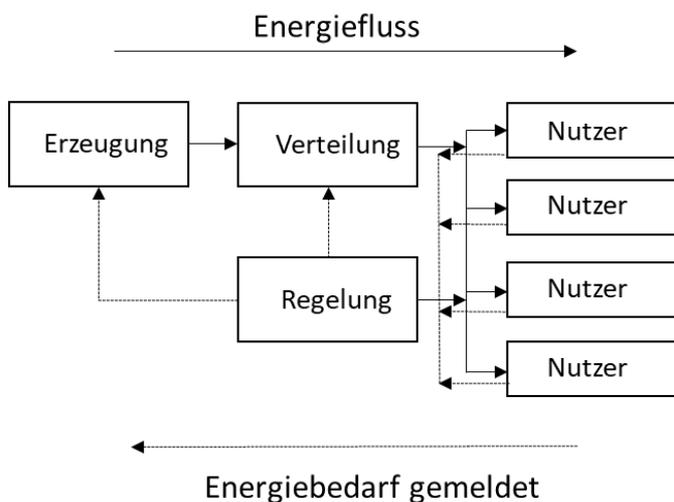
Durchzuführen, wenn die Temperaturspreizung zu klein ist oder bei einer hohen Rücklauftemperatur

7.3 Optimierung der Steuerung und Regelung der Anlagen im Betrieb

Wirksame Steuerungs- und Regelungsfunktionen für viele Energieanlagen, wie etwa für Heizung, Lüftung, Kühlung, Trinkwassererwärmung und Beleuchtung, führen zu einer Verbesserung von Betriebsverhalten und Energieeffizienz. Integrierte Energieeinsparfunktionen und -programme können in Abhängigkeit vom Bedarf des Nutzers auf der Grundlage der tatsächlichen Nutzung eines Systems konfiguriert werden, um einen unnötigen Energieverbrauch zu vermeiden.

Ein installiertes Energiemanagementsystem zur Messung, Aufzeichnung, Angabe von Tendenzen und zur Diagnose von unnötiger Energienutzung liefert die Grundlagen für eine Optimierung und Bestimmung der Energieeffizienz von Wärmeverteilungssystemen.

Abbildung 23: Modell des Energiebedarfs und der Energieversorgung einer Heizungsanlage



Quelle: ÖNORM EN 15232-1

Die Nutzung der Verbraucher stellt die Quelle des Energiebedarfs dar. Geeignete Anlagen und eine optimierte Regelung sollen je nach Systemart und dessen Bedarf verschiedene Parameter (Temperatur, Luftfeuchte, Luftqualität) regeln. Das Medium wird durch die Regelung dem Verbraucher je nach Energiebedarf zugeführt, wobei die durch Verteilung und Erzeugung entstehenden Verluste auf ein absolutes Minimum beschränkt werden.

7.3.1 Optimierung der Steuerung und Regelung

Die Voraussetzung für eine Optimierung der Regelung ist ein vorhandenes Regelkonzept aller Anlagenteile sowie ein durchgeführter hydraulischer Abgleich der gesamten Anlage.

Anforderungen an ein Regelkonzept für die Optimierung:

- Dokumentation der bestehenden Anlage (Zonen, Verteilung, Erzeugung)
- Erhebung der Verbraucherkreise: Sind für alle Anforderungen geeignete Verbraucherkreise vorhanden, welche die unterschiedlichen Vorlauftemperaturen der Nutzung bereitstellen?
- Erhebung der Vor- und Rücklauftemperaturen (Temperaturspreizung) aller Anlagenteile
- Erstellen eines Nutzerprofils in Bezug auf Betriebszeiten und Sollwerte aller Parameter der Verbraucher. Daraus wird eine Ermittlung der notwendigen Vorlauftemperaturen der verschiedenen Verbraucherkreise durchgeführt.

Für die Regelung von Wärmeverteilungsanlagen ist eine bedarfsgerechte Regelung seit Jahrzehnten Stand der Technik.

Auf Basis des Regelkonzepts gibt es für die Optimierung der Anlagen daher folgende Ansätze:

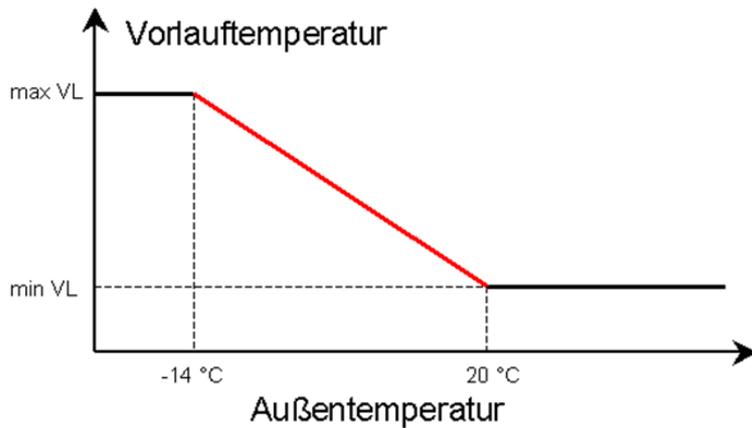
- die Einstellung der Erzeugungskurve – eventuell mit Einfluss weiterer Systemparameter
- die Einstellung der Heiz- beziehungsweise Absenkezeiten und der Absenktemperatur

Im Grunde erfolgt also eine Zuordnung der Vorlauftemperatur zu verschiedenen Parametern (z. B. bei Gebäudeheizungen: Außentemperatur) und die Einstellung der Zeiten, an denen Wärme für das System zur Verfügung stehen soll.

7.3.2 Einstellung der Erzeugungskurve

Die Erzeugungskurve ist eine Zuordnung der Vorlauftemperatur zu einem von der jeweiligen Anwendung abhängigen Parameter. Im Folgenden soll die Erzeugungskurve am Beispiel einer Heizkurve für eine Gebäudeheizung erklärt werden. Der systemabhängige Parameter ist in diesem Fall die Außentemperatur. Je kälter es wird, desto mehr Wärme (dies entspricht einer höheren Vorlauftemperatur) wird benötigt. Dies wird in Form einer Funktion grafisch dargestellt.

Abbildung 24: Erzeugungskurve am Beispiel einer Heizkurve für Gebäude



Quelle: Belimo, 2017

Zur Vorlauftemperatur (rote Kennlinie) gehört natürlich eine Rücklauftemperatur. Für den Auslegungsfall wird die so genannte Spreizung der Anlage festgelegt, z. B. bedeutet 70/55 eine maximale Vorlauftemperatur von 70 °C bei einer Rücklauftemperatur von 55 °C. Jede geplante Vorlauftemperatur oder Spreizung hat direkten Einfluss auf die Hydraulik (Volumenströme und die Differenzdrücke) in der Wärmeverteilungsanlage. Um die Wärmeabgabe an die erforderliche Erzeugungskurve richtig anpassen zu können, lässt sich die Steigung der Erzeugungskurve sowie ihre parallel verschobene Position verändern. Über die Steigung kann das Temperaturniveau bei niedrigen Systemparametern stark angehoben oder abgesenkt werden. Bei hohen Systemparametern ist der Effekt jedoch gering. Anders bei der Parallelverschiebung: Unabhängig von dem Systemparameter wird das Temperaturniveau gleichmäßig angehoben beziehungsweise abgesenkt.

Wenn möglich, sollte zur Ermittlung der „richtigen“ Vorlauftemperatur eine Berechnung der Anlage erfolgen beziehungsweise sollten gemessene oder bekannte Vorlauftemperaturen als Basis dienen. Jede Anlage muss in der Praxis über die Erzeugungskurve optimiert werden – eine abweichende Ausführung der Anlage oder nachträgliche Änderungen zur Planung und beim Nutzerverhalten erfordern eine Nachbesserung. Tabelle 11 enthält ein Beispiel zur Optimierung der Heizkurve eines Gebäudes.

Tabelle 12: Raumtemperaturverhalten/benötigte Änderung der Heizkurve

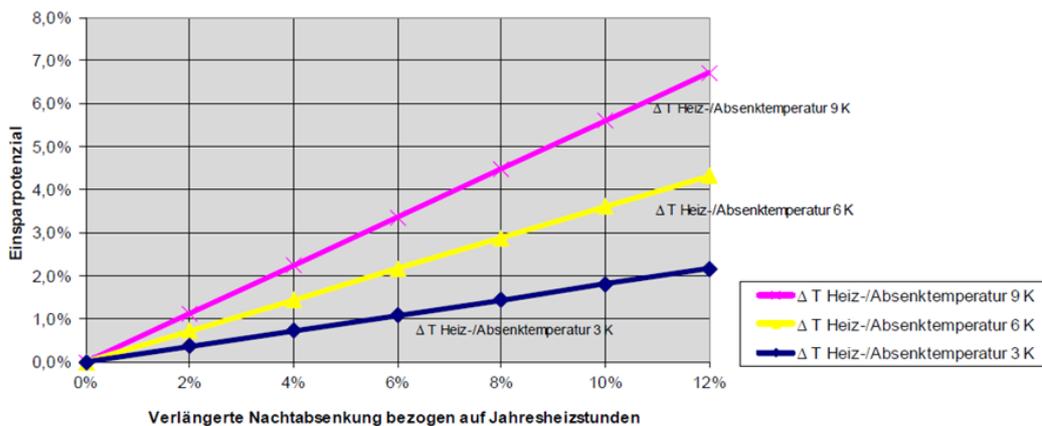
Raumtemperatur im Winter	Raumtemperatur im Herbst/Frühling	Anpassungen an die Heizkurve für Optimierung
ok	zu kalt	Steigung senken, parallel anheben
ok	zu warm	Steigung erhöhen, parallel absenken
zu kalt	ok	Steigung erhöhen, leicht parallel absenken
zu warm	ok	Steigung senken

Quelle: hydraulischer-abgleich.de

7.3.3 Einstellung der Heizzeiten beziehungsweise der Absenkzeiten der Absenk-Temperatur

Grundsätzlich gilt "Nur dann und dort heizen, wann und wo es notwendig ist". Auf Basis des Regelkonzepts und der Nutzungsprofile wird festgelegt, in welchen Zeiträumen ein Verbraucher mit Wärmeenergie versorgt werden soll und wann nicht. In der Regelung werden daraufhin die Betriebszeiten angepasst. Das mögliche Einsparpotential soll in Abbildung 32 am Beispiel einer Gebäudeheizung gezeigt werden.

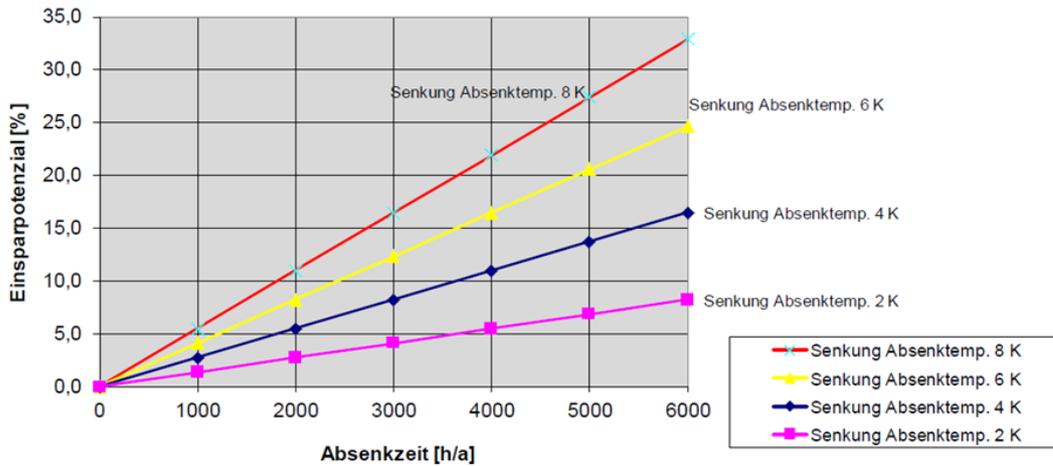
Abbildung 25: Einsparpotential einer Gebäudeheizung durch Verlängerung der Nachtabsenkung



Quelle: hn-handbuch-wirtschaftliches-heizen.pdf, Seite 34, 2017

Eine zusätzliche Einsparung durch eine mögliche Einstellung der Absenkttemperatur während der Nachtabsenkung zeigt die folgende Abbildung.

Abbildung 26: Einsparpotential einer Gebäudeheizung durch Reduzierung der Nachtabsenkttemperatur



Quelle: hn-handbuch-wirtschaftliches-heizen.pdf, Seite 35

7.3.4 Optimierung der Anlagen im Betrieb

Zu einem Energiemanagementsystem gehört als Basis des kontinuierlichen Verbesserungsprozesses auch ein Energiemonitoringsystem, das den Anwender in die Lage versetzt, Verbräuche aufzuzeichnen, zu analysieren und zu visualisieren.

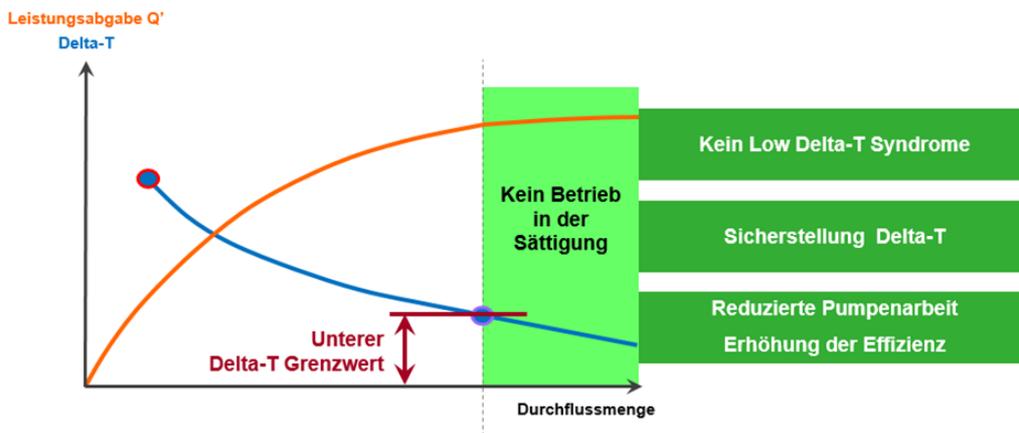
Erst die kontinuierliche Aufzeichnung einzelner Verbraucher und der Vergleich auf Basis von aussagekräftigen Kennzahlen ermöglicht ein Energiecontrolling und bildet somit die Basis zur Potentialerkennung, Optimierung, Effizienzsteigerung und für weitere Kostenreduktionen. Auch lassen sich die Effekte von gesetzten Maßnahmen leichter überprüfen und mit Daten und Fakten kommunizieren.

Sofern technisch machbar und kosteneffizient, ergibt sich daraus für eine optimierte Wärmeverteilung die Anforderung individuelle Verbrauchszähler zu installieren, um den Wärmeverbrauch der einzelnen Anlagen messen zu können.

Aus den aufgezeichneten Anlagen-Daten eines Verbrauchers ergibt sich für die Optimierung von Wärmeverteilensystemen der in der Abbildung 34 dargestellte

Zusammenhang zwischen der Leistungsabgabe eines Verbrauchers mit dem Durchfluss und der Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf- und Rücklauftemperatur.

Abbildung 27: Leistungsabgabe und Temperaturspreizung in Abhängigkeit der Durchflussmenge bei einem Wärmetauscher



Quelle: Belimo, 2017

Werden Verbraucher mit zu hohem Durchfluss und dadurch mit zu geringer Differenztemperatur betrieben, steigt oberhalb eines bestimmten Betriebspunkts der Energieverbrauch der Pumpen sowie der Wärmeerzeugung ohne Erhöhung der abgegebenen Leistung. Durch ein ΔT -Management wird entweder durch eine Begrenzung der Differenztemperatur oder durch die Limitierung der Durchflussmenge ein effizienter Betrieb der Anlagen gewährleistet. Eine Überflutung des Verbrauchers ist dadurch nicht mehr möglich. Die Erhöhung der Energieeffizienz ergibt sich durch die Reduzierung der notwendigen Durchflussmenge der Anlagen und somit auch in der Energieaufbereitung und durch die Reduktion der notwendigen Pumpenleistung für den Transport des Mediums.

7.4 Überprüfung der Umwälzpumpen

Pumpenauslegung - In vielen Systemen (vor allem älteren Bestandsanlagen) sind die Umwälzpumpen überdimensioniert. Das Überprüfen der Pumpenauslegung legt oft nahe, eine kleinere Pumpe zu verbauen und somit Energie zu sparen und eventuelle Anlagengeräusche zu vermeiden.

Zur Auslegung der Pumpe an einer bestehenden Anlage braucht man zwei Größen:

- die Förderhöhe
- den Volumenstrom

Die Förderhöhe kommt aus dem Strömungswiderstand sämtlicher Anlagenkomponenten zustande. Eine überschlägige Rechnung für die Förderhöhe liefert Formel 14.

Formel 14: Überschlägige Berechnung der Förderhöhe

$$\dot{H}_{Pu} = \frac{R \times L \times Z_F}{10.000}$$

- R Rohrreibungskoeffizient (circa 100Pa/m oder 0,01 m)
- L größte Länge der Leitungen (VL + RL) [m]
- Z_F Zuschlagfaktor für Summe der Einzelwiderstände

Tabelle 13: Zuschlagfaktoren für ausgewählte Einzelemente

Einzelwiderstand	Zuschlagfaktor
Formstücke/Armaturen	1,3
Thermostatventil	1,7
Mischer	1,2

Der erforderliche Volumenstrom ergibt sich aus dem Wärmebedarf, welcher sich mit Hilfe des spezifischen Wärmebedarfs (z. B. für Wohngebäude in der Norm DIN 4701) berechnen lässt.

Formel 15: Volumenstrom

$$\dot{Q}_N = \frac{A_N \times \dot{Q}_{spez}}{1.000}$$

A_N beheizte Nutzfläche [m²]

\dot{Q}_{spez} spezifischer Wärmebedarf (aus Norm) [W/m²]

Formel 16: Benötigter Volumenstrom

$$\dot{V}_{Pu} = \frac{Q_N \times 0,86}{\vartheta}$$

\dot{V}_{Pu} benötigter Volumenstrom [m³/s]

ϑ Temperaturdifferenz VL RL [K]

Um die aktuellen Werte einer Bestandspumpe zu bestimmen, gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Entweder sind bereits Messgeräte im Verteilsystem installiert (Durchflussmessgeräte oder Manometer). Hierbei ist immer eine Funktionsprüfung durchzuführen und die Genauigkeit der installierten Messgeräte zu hinterfragen. Bei vielen Ventilen (Strangreguliertventilen, Differenzdruckreglern und so weiter) sind Messnippel integriert, durch welche man konventionelle Messgeräte anschließen kann, um Messungen vorzusehen. Falls keine Messgeräte oder entsprechende Ventile installiert sind, gibt es eine Reihe nicht invasiver Messgeräte zur Durchflussmessung (siehe Messleitfaden). Im Zweifelsfall sollte man einen Austausch eines Ventils oder das Nachrüsten von entsprechenden Messgeräten in Betracht ziehen.

Prinzipiell benötigt man immer zwei Kenngrößen, um den aktuellen Betriebspunkt über das Kennlinienfeld der Pumpe bestimmen zu können. Hierbei kommen die Förderhöhe (Druckdifferenz), der Volumenstrom oder die elektrische Leistungsaufnahme in Frage.

Der Ist-Volumenstrom kann z. B. nach der Formel 17 berechnet (oder im Kennlinienfeld abgelesen) werden, wenn die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe und die aufgebrauchte Druckdifferenz bestimmt wurden.

Formel 17: Ist-Volumenstrom

$$\dot{Q} = \frac{P_{el} \times \eta_P \times \eta_M \times \eta_R}{\rho \times g \times H}$$

P_{el}	gemessene elektrische Leistung [W]
η_P	Wirkungsgrad Pumpe
η_R	Wirkungsgrad Regelung
η_M	Wirkungsgrad Motor
ρ	Dichte [kg/m ³]
g	Erdbeschleunigung [m/s ²]
H	Förderhöhe [m]

Abschließend kann man die Werte der Bestandspumpe mit der Auslegungsrechnung oben vergleichen, um eine erste Abschätzung der Einsparung bei einem Pumpentausch zu erhalten.

7.4.1 Pumpenregelung über Drehzahl

Die Regelung einer Pumpe ermöglicht den Betrieb in unterschiedlichen Lastzuständen (bei variablen Systemen) in einem annähernd optimalen Betriebspunkt. Bei der Regelungsart von Pumpen gibt es mehrere Möglichkeiten. Durch den Einsatz der Regelmethode lässt sich der Betriebspunkt (Schnittpunkt aus Anlagen- und Pumpenkennlinie) an die veränderten Anforderungen anpassen.

Die Drehzahlregelung mittels eines Frequenzumrichters ist bei variablen Förderstromanforderungen zweifellos die effizienteste Methode zur Anpassung der Pumpenleistung. Bei halber Drehzahl verringert sich der Förderstrom um dasselbe Verhältnis, die Förderhöhe (Differenzdruck) jedoch gleich auf ein Viertel des ursprünglichen Wertes.

Mit einem Frequenzumrichter kann die Drehzahl des Motors stufenlos verändert werden. Die Pumpenleistung wird durch die Drehzahlregelung an die Anlagenerfordernisse angepasst, Druck- und Förderhöhenüberschüsse vermieden und Energie eingespart. Besonders geeignet für eine Drehzahlregelung sind Anlagen mit variablem Bedarf und Anlagen, deren Anteil an statischer Höhe nicht zu hoch ist.

Da konstante Druckverhältnisse in einem Wärmeverteilsystem wichtig sind und die Messung des Differenzdrucks der Pumpe nicht zu aufwendig ist, hat sich die Differenzdruckregelung ebenfalls als Regelungsart etabliert.

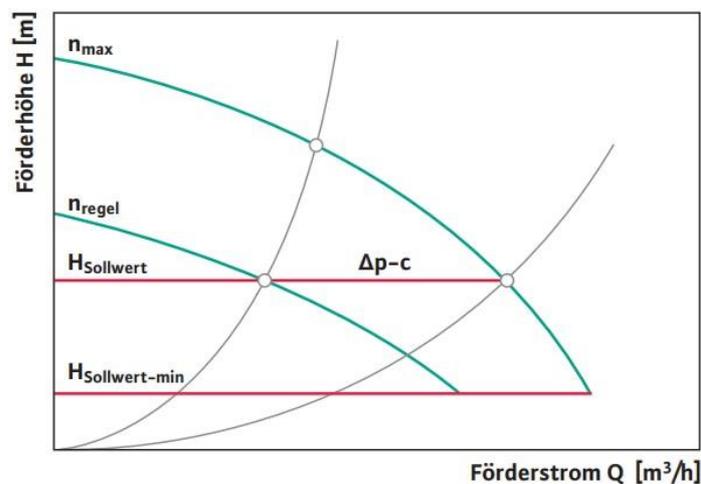
Dabei unterscheidet man:

- Differenzdruck konstant
- Differenzdruck variabel
- Temperaturgeführte Differenzdruckregelung

7.4.2 Differenzdruck konstant

Bei dieser Regelungsart wird der von der Pumpe erzeugte Differenzdruck bis zur Maximalkennlinie konstant auf dem eingestellten Differenzdruck-Sollwert H_{Sollwert} gehalten.

Abbildung 28: Drehzahlregelung mit konstantem Differenzdruck



Quelle: WIL0, Pumpenfibel, Grundlagen der Pumpentechnik, Seite 38

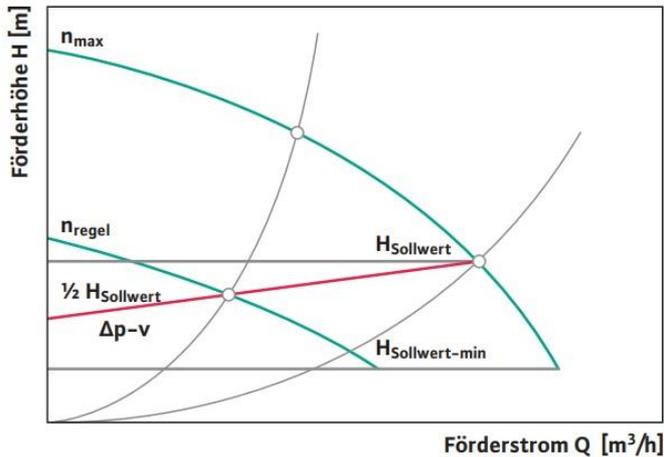
Anwendungsbeispiele

- Fußbodenheizkreise
- Primärseitige Umwälzpumpen
- Anlagenkreise mit geringen Komponentenverlusten durch Reibung (flache Rohrnetz-Kennlinie)

7.4.3 Differenzdruck variabel

Hier wird der Differenzdruck linear zwischen H_{Sollwert} und $0,5 \cdot H_{\text{Sollwert}}$ verändert.

Abbildung 29: Drehzahlregelung mit variablem Differenzdruck



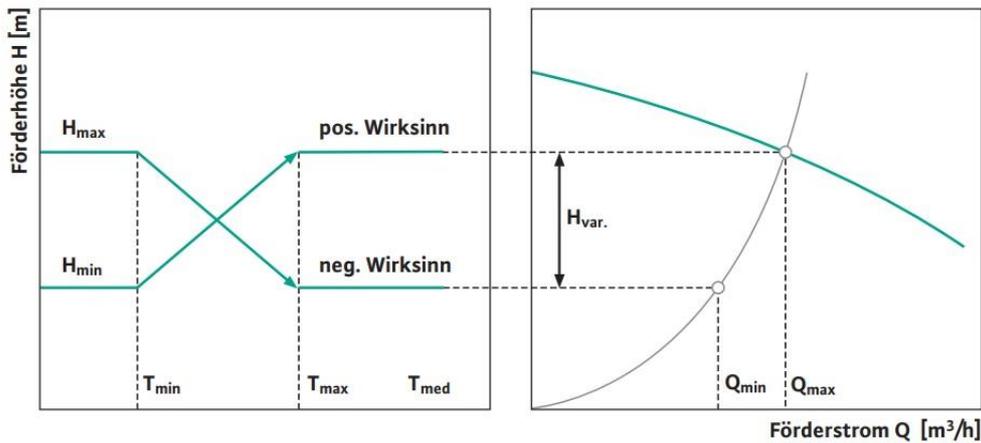
Quelle: WILO, Pumpenfibel, Grundlagen der Pumpentechnik, Seite 38

Anwendungsbeispiele sind z. B. Radiatorenkreise oder Anlagenkreise mit höheren Komponentenverlusten (steile Rohrnetz-Kennlinie).

7.4.4 Temperaturgeführte Differenzdruckregelung

Diese Regelungsart verändert den Differenzdruck-Sollwert in Abhängigkeit zu der gemessenen Temperatur des Fördermediums. Dabei gibt es zwei Einstellmöglichkeiten: Die Regelung mit positivem Wirksinn, die bei steigender Medientemperatur den Differenzdruck-Sollwert erhöht, sowie die Regelung im negativen Wirksinn. Diese senkt den Differenzdruck-Sollwert bei steigender Medientemperatur ab.

Abbildung 30: Temperaturgeführte Differenzdruckregelung



Quelle: WILO, Pumpenfibel, Grundlagen der Pumpentechnik, Seite 38

7.4.5 Weitere Regelungsarten

Die Regelung über variablen Differenzdruck ist für geschlossene Systeme die am häufigsten angewendete.

Für neue Pumpengenerationen gibt es aber auch die Möglichkeit, weitere Regelungsarten einzusetzen. Anwendungen sind z. B. raumlufttemperaturgeführte Anlagen oder Anlagen mit konstanter Temperaturdifferenz.

7.4.6 Wirkungsgradabschätzung

Theoretisch bewirkt der Einsatz eines Frequenzumrichters das Verschieben der Wirkungsgradlinie sowohl des Motors als auch der Pumpe. Dabei folgt der Wirkungsgradverlust nicht dem Verlauf der Kennlinie bei konstanter Drehzahl. Dieser Umstand wird für eine grobe Abschätzung nicht berücksichtigt.

Kosten und Wirkungsgradabschätzungen für Frequenzumwandler abhängig der Last können im Pumpenleitfaden detailliert nachgelesen werden.

7.5 Wartung und Instandhaltung

Die Wartungs- und Instandhaltungskosten machen nur einen geringen Teil der gesamten Lebenszykluskosten eines Wärmeverteilungssystems aus. Umgekehrt beeinflussen diese aber stark den Energieverbrauch. Hier sollte also keinesfalls gespart werden.

Insbesondere geringe Wasserqualitäten sorgen durch geringe pH-Werte und Partikelbelastung für Verschleiß und Korrosion von Rohren und Komponenten und sorgen für erhöhte Anlagenkosten. In der richtigen Strategie – einer Mischung aus vorbeugender, ausfallsorientierter oder risikobasierter Instandhaltung – liegt der Schlüssel zur Kostensenkung. Grundstein für den störungsfreien Betrieb ist die richtige Planung, richtige Installation und die Anpassung der Komponenten sowie gute Diagnosesysteme, um unzulässige Betriebszustände beziehungsweise Schäden früh zu erkennen.

Durchzuführen bei folgenden Indikatoren:

- Geräusentwicklung („Klopfen“) bei Wärmeabnehmern oder bei Pumpen
- Druckverlust zu hoch
- Umwälzpumpen arbeiten in Volllast
- Nenndurchfluss steht bei Volllast nicht an allen Verbrauchern zur Verfügung.

Folgende Elemente sollten auf dem Wartungsplan keinesfalls fehlen:

- Sichtkontrollen auf Undichtigkeit je nach Anwendungsfall (wöchentlich bis halbjährlich)
- Kontrolle der Dichtheit der Rücklaufventile
- Prüfung auf Kavitation
- Erhöhte Lagergeräusche und ungewöhnliche Vibrationen an den Pumpen zeigen Verschleiß der Lager an. Lager sind, falls erforderlich, zu wechseln.
- Laufruhe und Vibrationen an den Pumpen: Falls erforderlich, Korrektur der Ausrichtung von Motor und Pumpe, um diese wieder exakt in eine Fluchtlinie zu bringen.
- Eingebaute Schmutz- und/oder Luftfilter sind jedenfalls regelmäßig zu reinigen. Ab einem gewissen Verschmutzungsgrad nimmt der Druckverlust rasch zu
- Armaturen und Messinstrumente
- Korrosionsangriffe

Sollten Auffälligkeiten oder Mängel festgestellt werden, sind in einem weiteren Schritt die Bestimmung der Ursachen und das Ableiten der notwendigen Tätigkeiten durchzuführen.

Anhand einer Schadensstatistik sind Daten über Schäden festzuhalten. Hierbei empfiehlt es sich unter anderem Datum, Ursache und ergriffene Maßnahmen zu dokumentieren.

Sollten Komponenten einen überdurchschnittlich hohen Instandhaltungsaufwand verursachen, könnte dies bereits ein Indiz für eine genauere Analyse der Komponente sein und möglicherweise in einem hohen Einsparungspotenzial münden.

Auf lange Sicht lohnt es sich, auch ein Konzept zur Überwachung und Fehlerdiagnose einzuführen. Der Anlagenbetreiber ist zumindest auf die Vorteile aufmerksam zu machen. Grundsätzlich unterscheidet man hierbei zwischen dem korrektiven und präventiven Ansatz, wobei in heutiger Zeit nur noch der letztgenannte zu empfehlen ist.

Schmutz- und Luftabscheidekomponenten – Kommt es zu Verunreinigungen im Verteilsystem oder ändert sich die Zusammensetzung des Mediums, können Störungen im System auftreten und die Leistung abnehmen. Im schlimmsten Fall droht sogar ein Ausfall der Anlage. Daher gibt es spezielle Armaturen, welche die im Wasser beziehungsweise in der Luft gelösten Verunreinigungen abscheiden und entfernen können.

Schlammabscheidung – Ein Schlammabscheider soll nicht filtern, sondern der Schlamm soll sich absetzen, damit keine Verstopfung auftritt. Der Durchfluss sollte immer konstant bleiben. Es darf sich kein Druck aufbauen und der Querschnitt darf sich nicht zusetzen. Der Abscheidegrad beträgt bis 5 µm. Der Vorteil dieser Bauteile ist, dass ohne Betriebsunterbrechung abgeschlammt werden kann, weil keine Filterelemente vorhanden sind.

Im Schlammabscheider wird die Fließgeschwindigkeit so reduziert, dass sich die schweren Partikel sofort absetzen. Die helicoidale Anordnung (eine nach unten führende Spirale) ermöglicht, dass sich kleinste Partikel in der Mittelsäule absetzen. Dadurch wird der Flüssigkeitsstrom nicht beeinflusst und es entsteht kein größerer Widerstand.

Luftabscheidung – Luftabscheider gibt es in verschiedenen Ausführungen mit drei prinzipiellen Wirkungsweisen:

- Luft-Topf
- Absorptionsluftabscheider beziehungsweise Mikroblasenluftabscheider
- Zentrifugalluftabscheider

Luft-Topf – Luft-Töpfe sind im Prinzip nur Bereiche im Verteilsystem, in denen durch Erhöhung des Durchmessers die Fließgeschwindigkeit so weit reduziert wird, bis sich kleine Blasen sammeln und an einem Ventil oben abblasen werden können.

Absorptions- beziehungsweise Mikroblasenluftabscheider – Absorptionsluftabscheider sind mit einer Füllung aus Metallgranulat, Drahtgeflechten und verschiedenen anderen Festkörpern ausgestattet. Die Mikroblasen sammeln sich an diesen Objekten. Es entsteht eine beruhigte Zone, in welcher ein Aufstieg möglich ist. Mittels eines Schwimmtlüfters entweichen die Blasen aus dem Behältnis.

Zentrifugalluftabscheider Der Zentrifugalluftabscheider hat tangential angebrachte Anschlüsse, durch die das Wasser in eine wirbelnde Bewegung versetzt wird. Das "schwere" Wasser wird an die Behälterwandung gedrückt und die "leichtere" Luft wird in der Mitte ausgeschieden. Je höher die Fließgeschwindigkeit, desto höher ist der Abscheidegrad, aber auch der Strömungswiderstand in dem Bauteil.

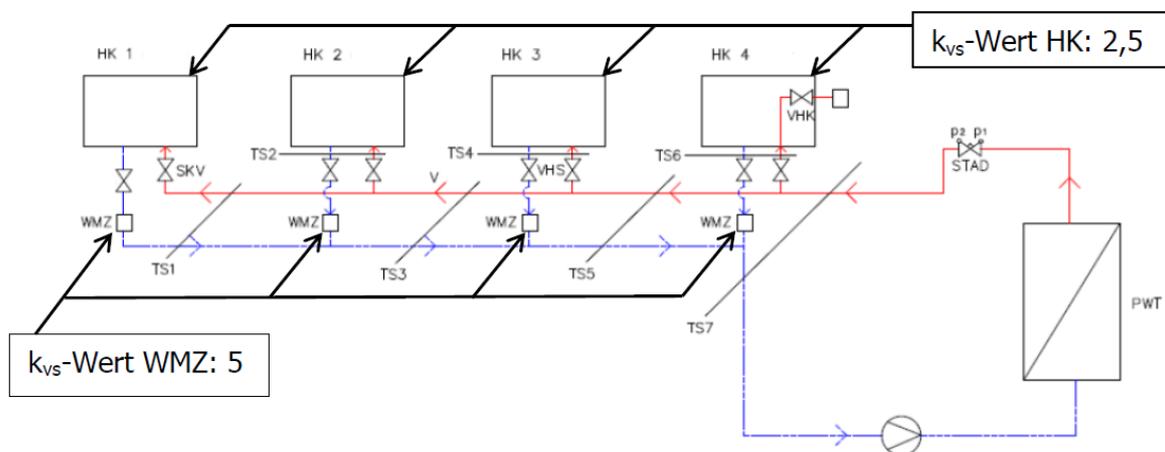
8 Anhang

8.1 Statischer hydraulischer Abgleich Auslegungsbeispiel

Als Basis folgender Ausführungen dient ein Praxis-Laborbericht der FH Burgenland des Masterstudiengangs „Nachhaltige Energiesysteme“, siehe Literaturverzeichnis.

Anhand dieses Praxisbeispiels soll der hydraulische Abgleich Schritt für Schritt erklärt werden und so das Energieeinsparungspotential dieser Maßnahme besser veranschaulicht werden. In diesem Beispiel soll ein hydraulischer Abgleich an einem bestehenden Heizkörperkreis durchgeführt werden. Das zu regulierende System ist in Abbildung 39 dargestellt.

Abbildung 31: Praxisbeispiel hydraulischer Abgleich eines Heizkörpersystems



Quelle: Zapfl

Es besteht aus vier Heizkörpern (HK), einer Umwälzpumpe, einem Wärmetauscher, einem Strangreguliertventil und den einzelnen Stellgliedern. An diesen Stellgliedern werden die Ventilvoreinstellungen für den hydraulischen Abgleich eingestellt. Auf die einzelnen Komponenten und deren Parameter wird nun in den darauffolgenden Absätzen näher eingegangen.

8.1.1 Allgemeine Angaben zum System

Die allgemeinen Angaben zum System können aus Tabelle 13 entnommen werden.

Tabelle 14: Allgemeine Angaben

Bezeichnung	Werte
Vorlauf	50 °C
Rücklauf	45 °C
Raum (= Umgebung)	19 °C
Druckverlust Wärmemengenzähler (WMZ) KVS	5 m ³ /h
Druckverlust Wärmetauscher KVS	3,86 m ³ /h
Pumpe	Hersteller nicht angegeben

Als weitere Angabe soll die Ventilautorität bei ungefähr 0,7 liegen.

8.1.2 Heizkörper und deren Ventile

Die vier in Tabelle 14 eingezeichneten Heizkörper unterscheiden sich im Typ und in ihrem Hersteller. Die Hersteller werden in diesem Falle anonymisiert. Die Daten der einzelnen HK und der installierten Ventile sind in Tabelle 15 und Tabelle 16 ersichtlich.

Tabelle 15: Leistung, Temperaturen der Heizkörper

HK Nummer	Farbe	Temperaturen (°C)	Leistung (W)
1	Grün	75/65/20	1.592
2	Gelb	75/65/20	446
3	Weiß	70/55/20	566
		75/65/20	702
		90/70/20	894
4	Grau	70/55/20	1.144
		75/65/20	1.425
		90/70/20	1.822

Quelle: Inschlag, 2012

Tabelle 16: Leistung, Temperaturen der Heizkörper

HK Nummer	Farbe	Temperaturen (°C)	Leistung (W)
1	Grün	75/65/20	1.592
2	Gelb	75/65/20	446
3	Weiß	70/55/20	566
3	Weiß	75/65/20	702
3	Weiß	90/70/20	894
4	Grau	70/55/20	1.144
4	Grau	75/65/20	1.425
4	Grau	90/70/20	1.822

Quelle: Inschlag, 2012

Tabelle 17: Ventile der Heizkörper

HK Nummer	Farbe	HK-Ventil	RL-Verschraubungen
1	Grün	Ventil Type A	Nicht angegeben
2	Gelb	Ventil Type B	Nicht angegeben
3	Weiß	Ventil Type C	Ventil Type E
4	Grau	Ventil Type D	Ventil Type E

Außerdem sind die Heizkörperexponenten für jeden Heizkörper in Tabelle 17 aufzufinden. Diese sind für die Berechnung der tatsächlichen Heizkörperleistung nötig.

Tabelle 18: Heizkörperexponenten

Bezeichnung	HK1	HK2	HK3	HK4
HK Exponent	1,3	1,25	1,15	1,25

8.1.3 Umwälzpumpe

Die Umwälzpumpe ist in der Rücklaufleitung des Systems vor dem Wärmetauscher, welcher zur Wärmebereitstellung dient, eingebaut. Sie dient zur Umwälzung des Heizmediums im Heizkörperkreis. Die Eckdaten können Tabelle 18 entnommen werden.

Tabelle 19: Umwälzpumpe Eckdaten

Bezeichnung	Leistung (W)
Motorennennleistung	65
Leistungsaufnahme	9 bis 85

8.1.4 Strangregulierventil

In Abbildung 39 ist ersichtlich, dass das STAD (= Strangregulierventil) im Vorlauf nach dem Wärmetauscher zu finden ist. Das STAD dient zur genauen Einregulierung der Anlage. Die Eckdaten des STAD sind der folgenden Tabelle 19 zu entnehmen.

Tabelle 20: Strangregulierung Eckdaten

Bezeichnung	Leistung (W)
Dimension	DN 10 bis 50
Druckklasse	PN 20

8.1.5 Wärmetauscher

Beim Wärmetauscher handelt es sich um einen gelöteten Plattenwärmeübertrager. Dieser soll als Wärmebereitsteller für den bestehenden Heizkreis mit den vier Heizkörpern dienen. Die Eckdaten sind wiederum der Tabelle 20 zu entnehmen.

Tabelle 21: Wärmetauscher Eckdaten

Bezeichnung	Details
Leistung	20 kW
Maximaler Durchfluss	8,1 m ³ /h

8.1.6 Einregulierungsgerät TA-Scope

Um das STAD genau einregulieren zu können, wird ein TA-SCOPE-Messgerät verwendet. Dieses misst den Differenzdruck an den eingebauten Messnippeln des STAD. Das STAD wird dann durch stufenweises Öffnen beziehungsweise Schließen händisch geregelt, bis sich ein Differenzdruck von 3 kPa einstellt. Die Eckdaten des TA-SCOPE sind in Tabelle 21 zu sehen.

Tabelle 22: TA SCOPE Eckdaten

Bezeichnung	Details
Messbereich	3 bis 200 kPa
Messunsicherheit	Plus/minus 0,1 kPa beziehungsweise 1 % vom Messwert (je nachdem, welcher Wert höher ist)

Da nun alle Komponenten und benötigten Eckdaten des Heizkörpersystems bekannt sind, können die theoretischen Berechnungen für den hydraulischen Abgleich durchgeführt werden. Als erstes soll die tatsächliche Heizkörperleistung errechnet werden. In einer der vorherigen Tabellen sind die Leistungswerte und Systemtemperaturen der einzelnen Heizkörper angeführt. Mittels Umrechnung durch den Heizkörperexponenten werden die tatsächlichen Heizkörperleistungen in zwei Schritten ermittelt.

8.1.7 Ermittlung der tatsächlichen Heizkörperleistungen

Zuerst müssen die Heizkörperübertemperaturen berechnet werden. Die Normmittelübertemperatur wird mittels der logarithmischen Formel 18 berechnet. Da die tatsächliche Mitteltemperatur eine niedrige Temperaturdifferenz hat, kann eine Linearisierung angenommen werden. Daher soll mit dem arithmetischen Mittelwert (siehe Formel 19) gerechnet werden:

Formel 18: Logarithmische Heizkörperübertemperatur

$$\Delta\vartheta_{\ln} = \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}}{\ln \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_R}{\vartheta_{RL} - \vartheta_R}}$$

Formel 19: Arithmetische Heizkörperübertemperatur

$$\Delta\vartheta_{\text{arithm}} = \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}}{2} - \vartheta_R$$

$\Delta\vartheta_{\ln}$	logarithmische Heizkörperübertemperatur [°C]
ϑ_{VL}	Vorlauftemperatur des Fluids [°C]
ϑ_{RL}	Rücklauftemperatur des Fluids [°C]
ϑ_R	Raumtemperatur (= Umgebungstemperatur) [°C]
$\Delta\vartheta_{\text{arithm}}$	arithmetische Heizkörperübertemperatur [°C]

Danach kann über die ermittelte tatsächliche Heizkörpertemperatur die tatsächliche Leistung der einzelnen Heizkörper über folgende Formel 20 ermittelt werden.

Formel 20: Tatsächliche Heizkörperleistung

$$P_{HK,tats} = P_{HK,N} \cdot \left(\frac{\Delta\vartheta_{tats}}{\Delta\vartheta_N} \right)^n$$

$P_{HK,tats}$	tatsächliche Heizkörperleistung [W]
$P_{HK,N}$	Heizkörperleistung unter Normbedingungen [W]
$\Delta\vartheta_{tats}$	tatsächliche Heizkörperübertemperatur [°C]
$\Delta\vartheta_N$	Heizkörperübertemperatur bei Normbedingungen [°C]
n	Heizkörperexponent

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 22 ausgewiesen.

Tabelle 23: Tatsächliche Heizkörperleistungen

HK	ϑ_{VL} [°C]	ϑ_{RL} [°C]	ϑ_R [°C]	PHK,N [W]	ϑ_N [°C]	ϑ_{VL} tats [°C]	ϑ_{RL} tats [°C]	ϑ_R tats [°C]	Θ tats	n	PHK tats [W]
1	75	65	20	1592	49,83	50	45	19	28,5	1,30	770,0
2	75	65	20	702	49,83	50	45	19	28,5	1,25	349,1
3	75	65	20	446	49,83	50	45	19	28,5	1,15	234,6
4	75	65	20	1.425	49,83	50	45	19	28,5	1,25	708,7

8.1.8 Druckverlustberechnung

Im zweiten Schritt geht es um die Berechnung der Druckverluste in den Rohren. Diese werden benötigt, um die Voreinstellungen an den Regelventilen an den Heizkörpern richtig zu wählen und somit den Volumenstrom so einzustellen, dass jeder einzelne Heizkörper von seinem benötigten Volumenstrom durchflossen wird. Ursachen dieser Druckverluste sind einerseits die Fluid- beziehungsweise Wandreibung in geraden Rohren, andererseits die Reibung und Verwirbelung der Fluidteilchen in Formstücken und Stellgliedern.

Bezogen auf das Praxisbeispiel gliedert sich hier der Druckverlust in folgende drei Punkte:

- Druckverlust in geraden Rohren
- Druckverlust in Rohrleitungseinbauten
- Druckverlust am Regelventil und an sonstigen Stellgliedern

Der Gesamtdruckverlust ergibt sich aus der Summe der oben genannten Druckverluste. Zunächst gilt es, die Volumenströme der einzelnen Teilstrecken zu bestimmen, um den Druckverlust in diesen berechnen zu können. Mittels Formel 21 wird zunächst der Massenstrom bestimmt.

Formel 21: Massenstrom des Fluids

$$\dot{m} = \frac{P_{HK,tats}}{c_p \cdot (\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL})}$$

\dot{m} Massenstrom des Fluids [kg/s]

$P_{HK,tats}$ tatsächliche Heizkörperleistung [W]

c_p spezifische Wärmekapazität des Fluids [kJ/kg/K] (bei Wasser: 4,19 kJ/kg/K = konstant)

ϑ_{VL} Vorlauftemperatur des Fluids [°C]

ϑ_{RL} Rücklauftemperatur des Fluids [°C]

Weiters wird nun mittels der Dichte von Wasser der Massenstrom in einen Volumenstrom umgerechnet. Die Dichte ist mit 980 kg/m³ vorgegeben und kann über den gesamten Temperaturbereich als konstant angesehen werden. Auch die spezifische Wärmekapazität von Wasser kann für diese Berechnung als konstant angenommen werden. Dadurch berechnet sich der Volumenstrom wie folgt.

Formel 22: Volumenstrom des Fluids

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

\dot{V} Volumenstrom des Fluids [m³/s]

\dot{m} Massenstrom des Fluids [kg/s]

ρ Dichte des Fluids [kg/m³] (bei Wasser: 980 kg/m³ = konstant)

Mithilfe der Volumenströme ist es möglich, die Geschwindigkeit des Fluids in den einzelnen Teilstrecken zu berechnen. Die Geschwindigkeit errechnet sich mithilfe der folgenden Gleichung.

Formel 23: Geschwindigkeit des Fluids

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\frac{d_{ih} \cdot \pi}{4}}$$

v	Geschwindigkeit des Fluids [m/s]
\dot{V}	Volumenstrom des Fluids [m ³ /s]
A	Querschnittsfläche des Rohres [m ²]
d_{ih}	hydraulischer Innendurchmesser des Rohres [m]

Der hydraulische Innendurchmesser des Rohres setzt sich aus dem Außendurchmesser minus zweimal der Wandstärke zusammen, siehe Formel 24.

Formel 24: Hydraulischer Innendurchmesser des Rohres

$$d_{ih} = d_a - 2 \cdot s$$

d_{ih}	Hydraulischer Innendurchmesser des Rohres [m]
d_a	Außendurchmesser des Rohres [m]
s	Wandstärke des Rohres [m]

Da in diesem Praxisbeispiel die Rohrdimension mit DN 15 angenommen wird, ergibt sich für den Außendurchmesser ein Wert von 21,3 mm und für die Wandstärke ein Wert von 2,65 mm. Dadurch ergibt sich über Formel 24 ein Innendurchmesser von 16 mm.

Es folgt nun die Tabelle 23 mit den berechneten Massen- und Volumenströmen der Heizkörper.

Tabelle 24: Massen- und Volumenströme

HK	PHK tats	Dicke [kg/m ³]	Massenstrom [kg/s]	Volumenstrom [l/h]
1	770,0	980	0,04	135
2	349,1	980	0,02	61
3	234,6	980	0,01	41
4	708,7	980	0,03	124

8.1.9 Druckverlust in geraden Rohren

Der Druckverlust in geraden Rohren wird über die Bernoulli'sche Druckgleichung reibungsfreier, inkompressibler Medien hergeleitet, siehe Formel 25.

Formel 25: Bernoulli'sche Druckgleichung reibungsfreier, inkompressibler Medien

$$p + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = \text{const.}$$

- p Druckverlust [Pa]
- ρ Dichte des Mediums [kg/m³]
- g Erdbeschleunigung [m/s²]
- h geodätische Höhe [m]
- v Geschwindigkeit des Mediums [m/s]

Der Druckverlust in geraden Rohren ergibt sich schließlich aus Formel 26.

Formel 26: Druckverlust in geraden Rohren

$$\Delta p_R = \frac{\lambda \cdot l}{d_{i_h}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{tats}^2$$

Δp_R	Druckverlust in geraden Rohren [Pa]
λ	Rohrreibungszahl
l	Rohrlänge [m]
d_{i_h}	hydraulischer Innendurchmesser des Rohres [m]
ρ	Dichte des Fluids [kg/m ³]
v_{tats}	tatsächliche Geschwindigkeit des Fluids [m/s]

Weiters ist die Rohrreibungszahl, welche eine Funktion der Reynolds-Zahl ist, zu ermitteln. Formel 27 erklärt die Berechnung.

Formel 27: Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{v_{tats} \cdot d_{i_h}}{\nu}$$

Re	Reynolds-Zahl
v_{tats}	tatsächliche Geschwindigkeit des Fluids in [m/s]
d_{i_h}	hydraulischer Innendurchmesser des Rohres [m]
ν	kinematische Viskosität [kg/(m*s)]

Folgende Annahmen können getroffen werden: Wasser besitzt eine geringe kinematische Viskosität, welche von der Temperatur abhängig ist. Bei den eingebauten Rohren handelt es sich um Kupferrohre, welche als hydraulisch glatt gelten. Es wird zunächst von einer turbulenten Strömung in den Rohren ausgegangen, da Wasser wie bereits oben erwähnt, eine geringere Viskosität aufweist und dadurch die Reynolds-Zahl mit einer hohen Wahrscheinlichkeit, vom Wert her zwischen 2.320 und 10⁵ (turbulent) liegt. Durch diese Annahmen kann die Näherungsformel von Blasius zur Berechnung der Rohrreibungszahl herangezogen werden (siehe Formel 28). Diese gilt für den Bereich: 2.320 < Re < 10⁵

Formel 28: Rohrreibungszahl nach Blasius

$$\lambda_{\text{Blasius}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

λ_{Blasius} Rohrreibungszahl nach Blasius

Re Reynolds-Zahl

Bei den Berechnungen wird ersichtlich (siehe Tabelle 24), dass die Reynolds-Zahl bei TS 4 (=Teilstrecke 4) unter dem Wert 2.320 liegt. Es handelt sich in Teilstrecke 4 somit um eine laminare Strömung des Fluids im Rohrrinneren. Deshalb wird bei TS 4 die Rohrreibungszahl durch die Näherungsformel bei laminarer Strömung berechnet, siehe folgende Gleichung.

Formel 29: Rohrreibungszahl bei laminarer Strömung

$$\lambda_{\text{laminar}} = \frac{64}{Re}$$

λ_{laminar} Rohrreibungszahl bei laminarer Strömung

Re Reynolds-Zahl

Die Ergebnisse der einzelnen Reynolds-Zahlen und Rohrreibungszahlen sowie die Druckverluste in den Rohrleitungen (aufgeteilt in die Teilstrecken) sind in Tabelle 25 ersichtlich.

Tabelle 25: Druckverlust in geraden Rohren

TS	HK	Rohrlänge [m]	DN	Volumenstrom [l/h]	Geschwindigkeit [m/s]	Reynolds-Zahl	Lambda	Δp_R [Ps]
1	1	3,5	15	135	0,19	5.157	0,0373	139
2	2	1,2	15	61	0,08	2.338	0,0455	12
3	kein Wert	6,3	15	196	0,27	7.495	0,0340	482
4	3	0,5	15	41	0,06	1.571	0,0407	2

TS	HK	Rohrlänge [m]	DN	Volumenstrom [l/h]	Geschwindigkeit [m/s]	Reynoldszahl	Lambda	Δp_R [Pa]
5	kein Wert	5,5	15	237	0,33	9.066	0,0324	587
6	4	1,3	15	124	0,17	4.746	0,0381	45
7	kein Wert	4,7	15	362	0,50	13.812	0,0292	1.049

8.1.10 Druckverluste in Rohrleitungseinbauten

Mittels der gegebenen Widerstandsbeiwerte (siehe Abbildung 39) und Angaben in den vorherigen Kapiteln) können die Druckverluste der Rohrleitungseinbauten mittels Formel 30 berechnet werden.

Formel 30: Druckverlust in Rohrleitungseinbauten

$$\Delta p_E = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Δp_E Druckverlust in Rohrleitungseinbauten [Pa]

ζ Widerstandsbeiwerte

ρ Dichte des Fluids [kg/m³]

v Geschwindigkeit des Fluids [m/s]

Die Ergebnisse der Berechnung der Druckverluste in Rohrleitungseinbauten sind in Tabelle 26 einzusehen.

8.1.11 Druckverluste am Regelventil und sonstigen Stellgliedern

Der Druckverlust am Regelventil (STAD) und sonstigen Stellgliedern errechnet sich über den kvs-Wert oder er wird über die Druckverlustdiagramme ermittelt. Diese Diagramme sind vom Hersteller des jeweiligen Ventils beigelegt und werden aus den Kenntnissen vorangegangener Messungen erstellt.

Jeder einzelnen Nennweite eines jeden Ventils ist ein bestimmter kvs-Wert zugeordnet, welcher ebenfalls vom Hersteller angegeben ist. Ist nun der kvs-Wert eines Ventils bekannt, so wird der Druckverlust wie folgt berechnet (siehe Formel 31).

Formel 31: Druckverlust am Regelventil und an sonstigen Stellgliedern

$$\Delta p_{G u.A} = \left(\frac{\dot{V}}{k_{vS}} \right)^2$$

$\Delta p_{G u.A}$ Druckverlust am Regelventil und an sonstigen Stellgliedern [bar]

\dot{V} Volumenstrom des Fluids [m³/h]

k_{vS} Durchflussbeiwert [m³/h/ $\sqrt{\text{bar}}$]

Die kvs-Werte werden dabei aus den Angaben entnommen und sind zusammen mit den Druckverlusten am Regelventil und sonstigen Stellgliedern in Tabelle 26 dargestellt.

Tabelle 26: kvs-Werte und Druckverluste am Regelventil und anderen Stellgliedern

HK	TS	Kurzbezeichnung	Bezeichnung	kvs	$\Delta p_{Gu.A}$ [Pa]	$\Sigma \Delta p_{Gu.A}$ [Pa]
1	1	SKV	Schwerkraftventil (DT15)	2,5	292	365
1	Nicht angegeben	WMZ	Wärmemengenzähler	5	73	Nicht angegeben
2	2	RL5	Rücklaufventil	1,5	167	182
2	Nicht angegeben	WMZ	Wärmemengenzähler	5	15	Nicht angegeben
3	4	WMZ	Wärmemengenzähler	5	40	40
4	6	WMZ	Wärmemengenzähler	5	62	62
4	7	PWT	Plattenwärmetauscher	3,86	878	3.878
4	Nicht angegeben	STAD	Strangregulierventil	Nicht angegeben	3.000	Nicht angegeben

8.1.12 Gesamtdruckverlust

Nun kann der Gesamtdruckverlust berechnet werden. Dieser setzt sich aus der Summe der einzelnen Druckverluste zusammen (siehe Formel 32):

Formel 32: Gesamtdruckverlust

$$\Delta p_{ges} = \sum_{i=1}^n \Delta p_R + \sum_{i=1}^n \Delta p_E + \sum_{i=1}^n \Delta p_{G u.A}$$

Δp_{ges} Gesamtdruckverlust [Pa]

Δp_R Druckverlust in geraden Rohren [Pa]

Δp_E Druckverlust in Rohrleitungseinbauten [Pa]

$\Delta p_{G u.A}$ Druckverlust am Regelventil und an sonstigen Stellgliedern [Pa]

Die Werte für die Druckverluste in geraden Rohren werden aus Tabelle 25 und die Druckverluste am Regelventil und sonstigen Stellgliedern aus Tabelle 26 entnommen. Die Druckverluste in den Rohrleitungseinbauten wurden wie oben beschrieben mit Formel 32 berechnet.

Es folgt die Tabelle mit den Ergebnissen der Druckverlustberechnung.

TS	Δp_R	Δp_E	$\Delta p_{G u.A} [Pa]$	ζ_E	ζ_{HK}	ζ_{ges}	$\Delta p_{ges} [Pa]$	Δp_R
1	139	128	365	5	2,5	7,5	632	1
2	12	30	182	6,2	2,5	8,7	224	2
3	482	18	0	0,5	Nicht bekannt	0,5	500	3
4	2	13	40	5,9	2,5	8,4	56	4
5	587	26	0	0,5	Nicht bekannt	0,5	614	5
6	45	90	62	6,2	0	6,2	196	6
7	1.049	379	3.787	3,1	Nicht bekannt	3,1	5.305	7

8.1.13 Hydraulischer

Da nun die Vorberechnungen für den hydraulischen Abgleich abgeschlossen sind, kann zum nächsten Schritt übergegangen werden: der hydraulische Abgleich selbst. Um diesen

gewährleisten zu können, muss der Druckverlust der ungünstigsten Teilstrecke gleich der Druckverlust der günstigsten Teilstrecke sein.

In diesem Beispiel wird als Vorgabe eine Ventilautorität von ungefähr 0,7 angegeben. Um die Regelbarkeit des Heizkreises zu gewährleisten, wird dieser Wert angestrebt (siehe Formel 33).

Formel 32: Ventilautorität

$$a_v = \frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{v_{100}} + \Delta p_{mv_{100}}}$$

a_v Ventilautorität

$\Delta p_{v_{100}}$ Druckverlust am voll geöffneten Ventil [Pa]

$\Delta p_{mv_{100}}$ Druckverlust in der mengenvariablen Strecke der Anlage bei voll geöffnetem Ventil [Pa]

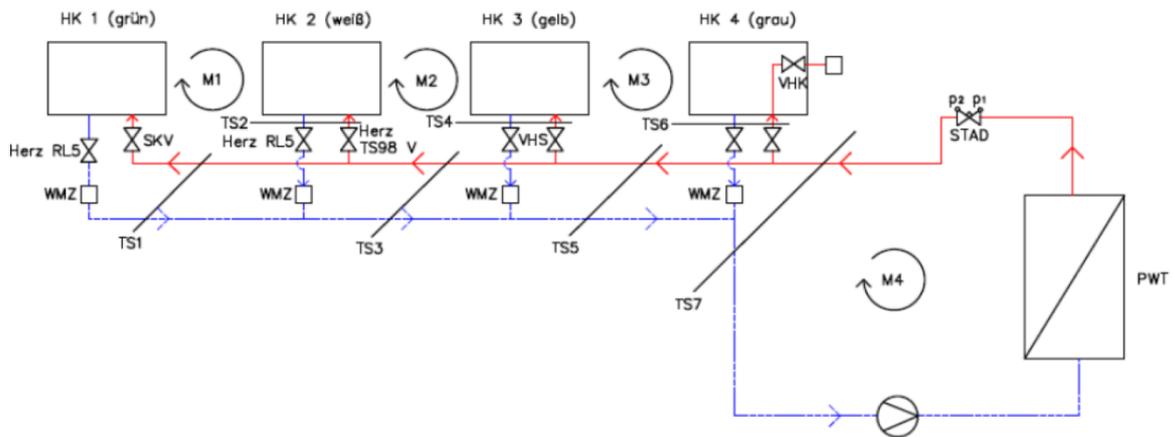
8.1.14 Setzung der Maschen

Da nun die gewünschte Ventilautorität festgelegt wurde, können nun die Maschengleichungen angesetzt werden.

Da in Heizkörper 1 jedoch ein nicht einstellbares Schwerkraftventil verbaut ist, muss der Abgleich bei HK 2 bis HK 4 begonnen werden. Um die Vorgabe der Ventilautorität von 0,7 weitgehend möglichst zu gewährleisten, ist es sinnvoll, m mit dem hydraulischen Abgleich bei HK 3 zu beginnen. Beginnt man den hydraulischen Abgleich bei HK 3, so beträgt die Ventilautorität am Regelventil dieses HK genau 0,7. Das Regelventil HK 4 weist in diesem Fall jedoch eine Ventilautorität von 0,71 auf und die Ventilautorität des Regelventils von HK 2 ist wiederum 0,69. Es ist nicht möglich, dass alle drei Regelventile (von HK 2, HK 3 und HK 4) genau eine Ventilautorität von 0,7 aufweisen, jedoch garantiert diese Vorgangsweise die größtmögliche Übereinstimmung der einzelnen Ventilautoritäten mit der vorgegebenen Ventilautorität.

Auf Basis dieser Überlegung müssen dann Maschen (= M) in das Schema eingezeichnet werden (siehe Abbildung 40).

Abbildung 32: Praxisbeispiel: Hydraulischer Abgleich eines Heizkörpersystems mit eingezeichneten Maschen



Quelle: Zapfl

Zu Beginn soll mittels Masche 1 die mengenvariable Strecke für HK 3 berechnet werden, siehe folgende Gleichung.

Formel 33: Ventilautorität HK3

$$\Delta p_{mv, HK3} = \Delta p_{TS4} + \Delta p_{TS5} + \Delta p_{TS7} = 56 + 614 + 5305 = 5975 \text{ Pa}$$

$\Delta p_{mv, HK3}$ Druckverlust der mengenvariablen Strecke für HK 3 [Pa]

Δp_{TSN} Druckverlust der einzelnen Teilstrecke N [Pa]

Durch Umformen der Formel 34 für die Ventilautorität bekommt man die Formel 35, mit welcher der Druckverlust der mengenvariablen Strecke – bei voll geöffnetem Ventil – für HK 3 berechnet werden kann.

Formel 34: Druckverlust der mengenvariablen Strecke für HK 3

$$\Delta p_{100, HK3} = \frac{\Delta p_{mv, HK3} \cdot a_v}{1 - a_v} = \frac{5975 \cdot 0,7}{1 - 0,7} = 13941 \text{ Pa}$$

$\Delta p_{100, HK3}$ Druckverlust am voll geöffneten Ventil für HK 3 [Pa]

a_v Ventilautorität

$\Delta p_{mv, HK3}$ Druckverlust der mengenvariablen Strecke für HK 3 [Pa]

Mit dem ermittelten Wert für den Druckabfall am Ventil und dem Durchfluss wird dann aus den Datenblattangaben des jeweiligen Ventils die Ventilvoreinstellung abgelesen (z. B. Wert = 4).

Als nächster Schritt werden mithilfe der Maschen die restlichen Druckverluste in den Ventilen berechnet (Formel 36 bis Formel 38).

Formel 35: Druckverlust Masche 3

$$M3: 0 = \Delta p_{TS4} + \Delta p_{100, HK3} + \Delta p_{TS5} - \Delta p_{TS6} - \Delta p_{100, HK4}$$

Formel 36: Druckverlust Masche 2

$$M2: 0 = \Delta p_{TS2} + \Delta p_{100, HK2} + \Delta p_{TS3} - \Delta p_{TS4} - \Delta p_{100, HK3}$$

Formel 37: Druckverlust Masche 1

$$M1: 0 = \Delta p_{TS1} + \Delta p_{100, HK1} - \Delta p_{TS2} - \Delta p_{100, HK2}$$

$\Delta p_{100, HKN}$ Druckverlust am Ventil für HK N [Pa]

Δp_{TSN} Druckverlust der Teilstrecke N [Pa]

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 28 ersichtlich. Mit den restlichen ermittelten Werten für den Druckabfall an den Ventilen und den Volumenströmen beziehungsweise Massenströmen können die jeweiligen Ventilvoreinstellungen wieder aus den jeweiligen Datenblättern abgelesen werden.

Tabelle 26: Druckverluste an den Ventilen

TS	HK	Volumenstrom [l/h]	Δp_{ges} [Pa]	Δp_{mv} [Pa]	Δp_{100} [Pa]
1	1	135	632	Nicht angegeben	12.865
2	2	61	224	Nicht angegeben	13.273
3	Nicht angegeben	196	500	Nicht angegeben	Nicht angegeben
4	3	41	56	5975	13.941
5	Nicht angegeben	237	614	Nicht angegeben	Nicht angegeben
6	4	124	196	Nicht angegeben	14.415

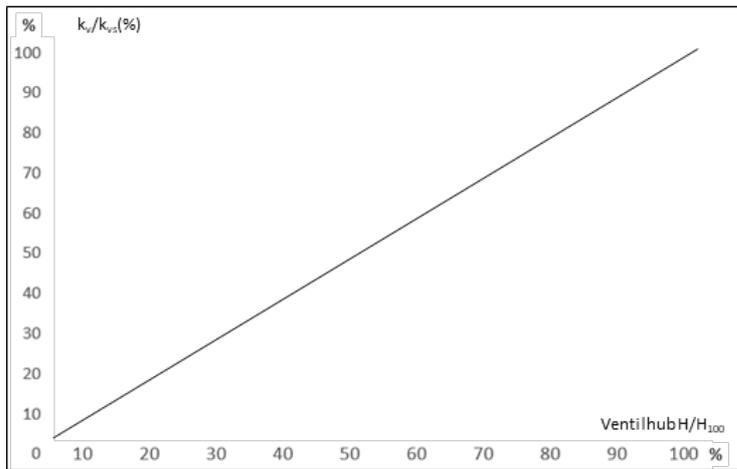
8.2 Beispiel zur Bestimmung des kVs -Wertes

Betrachtet man ein fest einstellbares Regulierventil mit fünf Einstellstufen, kann man davon ausgehen, dass jede einzelne Stufe einen unterschiedlichen kV -Wert hat, jedoch nur einen kVs -Wert. Dieser ist nämlich durch den Durchfluss der größten Stufe vorgegeben.

Die richtige Ventilauslegung mithilfe des kVs -Wertes wird im Kapitel Ventildimensionierung genauer behandelt, da es sich hier um eine Energieeinsparungsmaßnahme handelt. Durch die richtige Auslegung des Ventils beziehungsweise durch die richtige Auswahl wird das gesamte Hydrauliksystem im positiven Sinn beeinflusst, und es kann ein großer Anteil zusätzlicher Energie gespart werden.

Charakteristik der Ventilkennlinie („lin“=linear oder „gl“=gleichprozentig)

Abbildung 33: Ventile mit linearer Kennlinie



Quelle: Österreichische Energieagentur

Jedes Ventil wird durch eine sogenannte Ventilkennlinie charakterisiert. Zeichnet man in einem Diagramm den kv-Wert beziehungsweise das Verhältnis k_v/k_{v100} (k_v/k_{vs}) als Funktion des Ventilhubes H beziehungsweise des Verhältnisses H/H_{100} auf, so erhält man die Ventilkennlinie.

In der Praxis gibt es heutzutage fast ausschließlich Ventile mit linearen Kennlinien = „lin. Stellventile“, siehe Abbildung 42 und mit gleichprozentigen Kennlinien = „gl. Stellventile“, siehe Abbildung 43.

Formel 38: Lineares Stellventil - kv

$$k_v = k_{v100} \cdot \frac{H}{H_{100}}$$

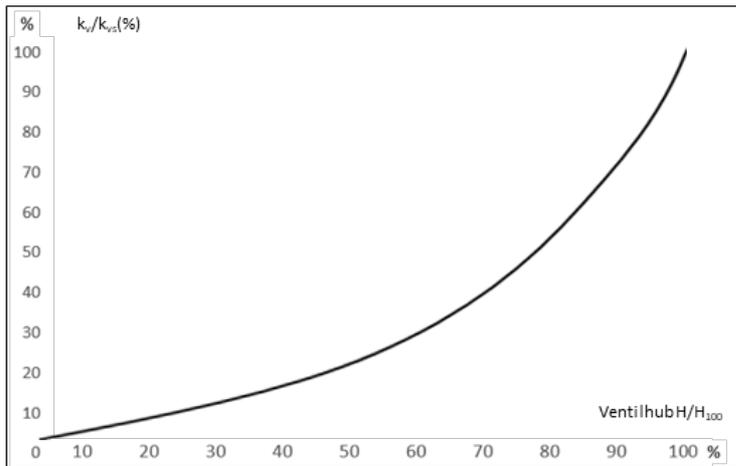
k_v Durchflussfaktor [m^3/h]

k_{v100} (k_{vs}) Durchflussfaktor bei Ventil-Nennhub (100 % Öffnungsgrad) [m^3/h]

H Ventilhub [mm]

H_{100} Ventil-Nennhub (100 % Öffnungsgrad) [mm]

Abbildung 34: Ventile mit gleichprozentiger Kennlinie



Quelle: Österreichische Energieagentur

Formel 39: Gleichprozentiges Stellventil - k_v

$$k_v = \frac{k_{v100}}{e^{n \cdot \left(1 - \frac{H}{H_{100}}\right)}}$$

Formel 40: Gleichprozentiges Stellventil - n

$$n = \ln \frac{k_{v100}}{k_{v0}}$$

k_v Durchflussfaktor [m³/h]

k_{v100} (k_{vs}) Durchflussfaktor bei Ventil-Nennhub (100 % Öffnungsgrad) [m³/h]

k_{v0} Durchflussfaktor bei Ventil-Hub (0 % Öffnungsgrad) [m³/h]

H Ventilhub [mm]

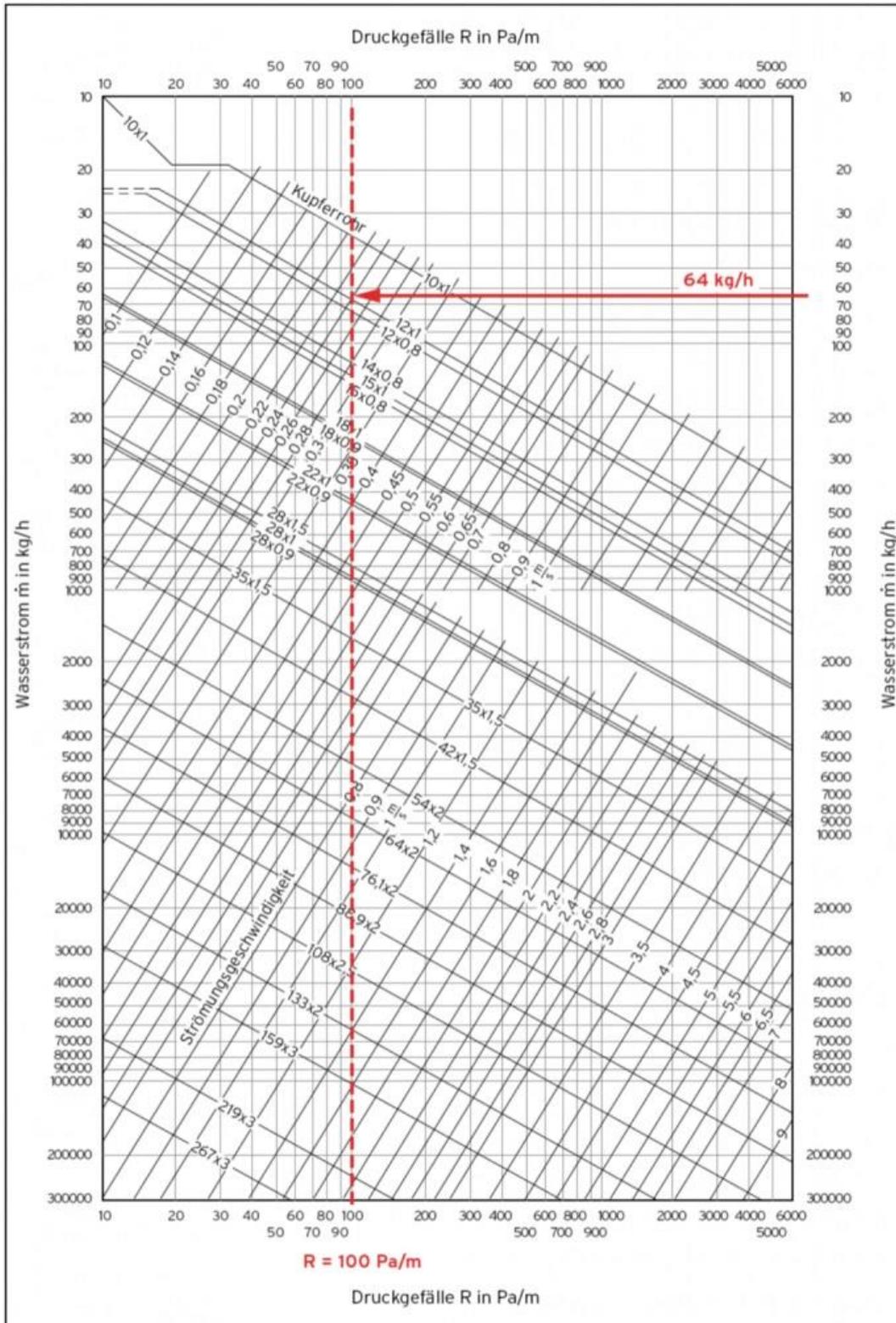
H₁₀₀ Ventil-Nennhub (100 % Öffnungsgrad) [mm]

n Kennlinienneigung

e 2,7182 ...

8.3 Druckverlustabschätzung

Abbildung 37: Diagramm für Druckverlust in Kupferrohren (sbz-monteur.de)



Für Formstücke (Bögen, T-Stücke und so weiter) wird ein Zuschlag von 45 % eingerechnet. Aus dem R-Wert und der Länge der Rohrleitung ergibt sich aus der Formel $R \cdot l$ der Druckverlust im Rohrteilstück. Bei einer detaillierten Berechnung würde an dieser Stelle die Summe der ζ -Werte (Zeta) addiert. Da an dieser Stelle jedoch überschlägig gerechnet und ein pauschaler Zuschlag von 45 % für Formstücke angesetzt wurde, berechnet sich der Druckverlust in den Rohrleitungen mit

Formel 41: Druckverlust in Rohrleitungen

$$R \cdot l \cdot 1,45$$

Auf diese Weise werden auch die weiteren Teilstrecken im Heizungsstrang berechnet. Die ermittelten Heizwasserströme, Druckverluste und Rohrquerschnitte werden in das Strangschema eingetragen. Die noch fehlenden Druckverluste von Armaturen, Heizkörpern, Verteilern und so weiter werden anschließend aus Diagrammen der Hersteller entnommen.

Neben Softwareanwendungen und standardisierten Schnittstellen (VDI Richtlinie 3805 Blatt 2) gibt es auch noch eine überschlägige Berechnungsmethode, um Rohrverluste abschätzen zu können.

8.4 Ventildimensionierung

8.4.1 Druckabhängige Drosselschaltung

Schritt 1: Nenndurchfluss durch Wärmetauscher oder Ventil bestimmen

Bei bekannter Nennleistung und bekannter Temperaturspreizung kann man den Nenndurchfluss über folgende empirische Formel berechnen:

Formel 42: Nenndurchfluss

$$\dot{V}_{100} = 0,86 \times \frac{\dot{Q}_N}{\Delta T} = 0,86 \times \frac{\dot{Q}_N}{|T_V - T_R|}$$

\dot{V}_{100} Nennvolumenstrom [m³/h]

ΔT Temperaturspreizung [K]

\dot{Q}_N Nennleistung [kW]

Schritt 2: Druckverlust am Ventil V bestimmen

Bei bekanntem Druckverlust zwischen Vor- und Rücklauf lässt sich der Druckverlust am Ventil wie folgt berechnen.

Formel 43: Druckverlust am Ventil

$$\Delta p_{V100} = P_V \times \Delta p_{VR}$$

Δp_{V100} Druckverlust über voll geöffnetem Ventil [kPa]

Δp_{VR} Druckverlust zwischen Vor- und Rücklauf [kPa]

P_V Ventilautorität

Für die Ventilautorität wird in der Praxis häufig ein Wert über 0,5 angestrebt. In der ersten Näherung kann man diesen Wert mit 0,5 annehmen.

Schritt 3: Benötigten kv100-Wert bestimmen

Mit den beiden berechneten Werten aus Schritt 1 und 2 kann man nun den Durchflusskoeffizienten kv100 berechnen.

$$k_{V100} = \frac{\dot{V}_{100}}{\sqrt{\Delta p_{V100}}}$$

Schritt 4: Mögliche kVs-Werte bestimmen

Da der kv-Wert eines Ventils konstruktionsabhängig ist, ist es unmöglich, zu jedem kontinuierlichen Wert das passende Ventil zu fertigen. Man muss nun in Katalogen oder Datenblättern die beiden Ventildimensionen mit den nächstbesten kVS-Werten wählen.

Formel 44: Bestimmung des Durchflusskoeffizienten

$$k_{VS1} \leq k_{V100} \leq k_{VS2}$$

Abbildung 35: Wahl der richtigen Ventilart

k_{VS} [m ⁵ /h]	0,4 ... 8	0,25 ... 2,5	0,25 ... 58	0,25 ... 40	0,63 ... 320	0,63 ... 40	0,4 ... 320	630 ... 1000	45 ... 42800
Ventilart	Zonenventil	Regelkugelhahnen				Hubventile		Drosselklappen	
Bezeichnung	QCV	6-Weg-Regel- kugelhahn	Regel- kugelhahn	Regel- kugelhahn	Regel- kugelhahn	Hubventil	Hubventil	Grosshubventil	Drosselklappe
Rohranschluss	Innengewinde	Innengewinde	Innengewinde	Aussengewinde	Flansch	Aussengewinde	Flansch	Flansch	Flansch
2-Weg	C2..Q..		R2..	R4.. R4..K	R6..R 1) R6..W 2)	H4..B	H6..R 1) H6..N 2) H6..S / H6..SP 2) H6..X.. 3)	H6..W..	D6..N D6..NL
3-Weg			R3..	R5.. R5..K	R7..R 1)	H5..B	H7..R 1) H7..N 2) H7..X.. / H7..Y.. 3) 4)	H7..W..	
6-Weg		R30...-B2							
DN	15 ... 20	15 ... 20	15 ... 50	10 ... 50	15 ... 150	15 ... 50	15 ... 150	200 ... 250	25 ... 700
PN	16	16	16	16	6 / 16	16	6 / 16 25 / 40	16	6 / 10 / 16 5)
Mediums- temperatur	2 ... 90 °C	6 ... 80 °C	-10 ... 120 °C	6 ... 100 °C	-10 ... 100 °C	5 ... 120 °C	6)	5 ... 120 °C	-20 ... 120 °C
Weiterführende Projektierungshinweise	2-Weg- Zonenventil QCV	6-Weg-Regel- kugelhahnen	2- und 3-Weg-Regelkugelhahnen			Hubventile			Drosselklappen

Quelle: Belimo, 2017

Die zwei entsprechenden Ventildimensionen müssen dann aus Katalogen mit Datenblättern ausgewählt werden.

Schritt 5: Nachrechnen des Differenzdrucks und der Ventilautorität für die zwei möglichen kVS-Werte

Für jedes der beiden gewählten Ventile muss nun jeweils die Ventilautorität und der Differenzdruck über die Formel 46 gerechnet werden.

Formel 45: Ventilautorität und Differenzdruck am Ventil

$$\Delta p_{V100} = \left[\frac{\dot{V}_{100}}{k_{VS}} \right]^2$$

$$P_V = \frac{\Delta p_{V100}}{\Delta p_{VR}}$$

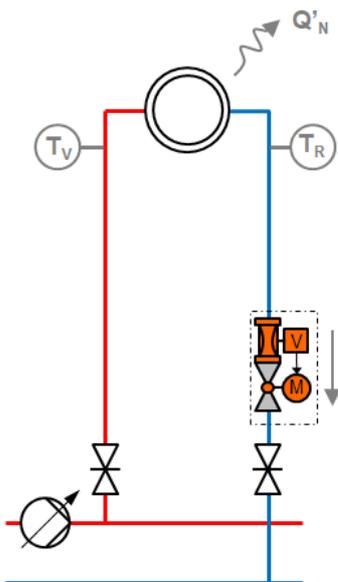
Schritt 6: Ein Ventil wählen

Mit Hilfe der beiden gerechneten Ventilautoritäten ein geeignetes Ventil auswählen. Im Regelfall wählt man das Ventil mit der höheren Ventilautorität, da dessen Regelverhalten besser ist.

8.4.2 Druckunabhängige Drosselschaltung

Ein druckunabhängiges Ventil versorgt den Verbraucher dank des dynamischen Abgleichs immer mit der korrekten Wassermenge. Ein aufwendiger manueller Abgleich entfällt also. Die automatische Kompensation des Einflusses des Differenzdrucks erleichtert die Ventilauslegung erheblich.

Abbildung 36: Schaltschema mit druckunabhängigem Ventil



Quelle: Belimo, 2017

Schritt 1: Nenndurchfluss durch Wärmetauscher oder Ventil bestimmen

Bei bekannter Nennleistung und bekannter Temperaturspreizung kann man den Nenndurchfluss über die empirische Formel 47 berechnen.

Formel 46: Nenndurchfluss

$$\dot{V}_{100} = 0,86 \times \frac{\dot{Q}_N}{\Delta T} = 0,86 \times \frac{\dot{Q}_N}{|T_V - T_R|}$$

\dot{V}_{100}	Nennvolumenstrom [m ³ /h]
ΔT	Temperaturspreizung [K]
\dot{Q}_N	Nennleistung [kW]

Schritt 2: Ein passendes Ventil aus dem Katalog auswählen

Benötigt wird ein Ventil, welches einen höheren nominalen Durchfluss aufweist als der berechnete Wert.

Abbildung 37: Ventilauswahl

$$\dot{V}_{nom} \quad \text{nominaler Durchfluss} \quad \dot{V}_{100} < \dot{V}_{nom}$$

Der benötigte Nennvolumenstrom kann dann einfach direkt am Ventil eingestellt werden. Das druckunabhängige Ventil gleicht dann Druckschwankungen über einen großen Bereich selbstständig aus.

9 Angebote und Tools

Um Betriebe bei der Optimierung häufig genutzter Technologien zu unterstützen, wurden im Programm klimaaktiv Energieeffiziente Betriebe weitere **Leitfäden** zu folgenden Querschnittstechnologien erstellt:

- Optimierung der Abwärmenutzung
- Optimierung von Druckluftsystemen
- Optimierung von Ventilatoren und Lüftungssystemen
- Optimierung von Dampfsystemen
- Optimierung von Kältesystemen
- Optimierung von Beleuchtungssystemen
- Messleitfaden I zur Bewertung von Energieeinsparungen
- Messleitfaden II zur Messtechnik
- Optimierung der Wärmeverteilung und Hydraulik
- Technische Isolierung

Energiemanagement und Benchmarking – Ein EMS beinhaltet die Umsetzung technischer, strategischer und organisatorischer Maßnahmen zur fortlaufenden Verbesserung der energiebezogenen Leistung. Wie ein Energiemanagementsystem nach der ISO 50001 Schritt für Schritt im Unternehmen verankert wird und wie die Anforderungen der Norm ISO 50001:2018 erfüllt werden, ist auf der klimaaktiv Website [energiemanagement.at](https://www.klimaaktiv.at/energiemanagement) beschrieben. Machen Sie den Erstbewertungscheck, um das Ausgangsniveau zur Einführung des EMS festzustellen.

Good Practice Beispiele von Betrieben zum Nachweis der energiebezogenen Leistung sowie Energie-, Material- und Ressourceneffizienz und Einhaltung von energierechtlichen Vorschriften im Rahmen der ISO 50001 finden Sie zusammengefasst in drei **Guidelines** auf [klimaaktiv.at/energiemanagement-betriebe](https://www.klimaaktiv.at/energiemanagement-betriebe).

- Einhaltung von energierechtlichen Vorschriften im Rahmen der ISO 50001
- Energieeffizienz und Synergien zur Materialeffizienz und zum Arbeitnehmerschutz
- Nachweis der Verbesserung der energiebezogenen Leistung
-

Weiters bietet klima**aktiv** Schulungen und Webinare, in denen Grundlagen und Lösungen zur Optimierung betrieblicher Systeme vermittelt werden. Aktuelle Termine finden Sie auf klimaaktiv.at/betriebe-schulungen oder im Energieeffiziente Betriebe Newsletter. Sie können sich unter klimaaktiv.at/service/newsletter-an-abmeldung anmelden.

ProTool – Das klima**aktiv** ProTool ist ein Tool, das für eine umfassende Erstanalyse der Energieeffizienz im Betrieb eingesetzt werden kann und ermöglicht rasch Einsparpotenziale zu identifizieren.

Pinch Tool – Die Pinch-Analyse ermöglicht eine rasche und unkomplizierte Bestimmung der optimalen Abwärmenutzung. Dieses Werkzeug erleichtert es, ein Wärmetauschernetzwerk basierend auf realen Betriebsdaten von Prozessströmen und Abwärmeströmen aus der Energieversorgung zu kreieren und zu bewerten.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Wichtigste Elemente eines Rohrleitungssystems.....	14
Tabelle 2: Bezeichnung der Rohrdimensionen.....	16
Tabelle 3: Rohrleitungsstrecken innerhalb von Gebäuden.....	17
Tabelle 4: Rohrleitungsstrecken außerhalb von Gebäuden.....	17
Tabelle 5: Eigenschaften von Durchgangs- und Dreiwege-Stellventilen	23
Tabelle 6: Reynardreihe und zugehörige Dimension des Regelventils, Dimension 1-11.....	24
Tabelle 7: Druckstufen von Ventilen	25
Tabelle 8: Druckabhängige und druckunabhängige Ventildimensionierung.....	35
Tabelle 9: Dokumentation der Anlage	47
Tabelle 10: Verhalten von Wärmeerzeugern bei verschiedenen Rücklauftemperaturen...	54
Tabelle 11: Druckabhängige und druckunabhängige Ventildimensionierung.....	59
Tabelle 12: Raumtemperaturverhalten/benötigte Änderung der Heizkurve.....	67
Tabelle 13: Zuschlagfaktoren für ausgewählte Einzelelemente	70
Tabelle 14: Allgemeine Angaben.....	80
Tabelle 15: Leistung, Temperaturen der Heizkörper	80
Tabelle 16: Leistung, Temperaturen der Heizkörper	81
Tabelle 17: Ventile der Heizkörper.....	81
Tabelle 18: Heizkörperexponenten	81
Tabelle 19: Umwälzpumpe Eckdaten	82
Tabelle 20: Strangregulierung Eckdaten	82
Tabelle 21: Wärmetauscher Eckdaten	83
Tabelle 22: TA SCOPE Eckdaten.....	83
Tabelle 23: Tatsächliche Heizkörperleistungen.....	85
Tabelle 24: Massen- und Volumenströme	88
Tabelle 25: Druckverlust in geraden Rohren.....	90
Tabelle 28: Druckverluste an den Ventilen	97

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Rohrreibungsbeiwert	12
Abbildung 2: Schema eines Wärmeverteilsystems mit einem Erzeuger und zwei Verbrauchern.....	18
Abbildung 3: Schaltkomponenten	19
Abbildung 4: Betriebszustände einer hydraulischen Weiche	21
Abbildung 5: Schematischer Aufbau des Differenzdruckreglers.....	22
Abbildung 6: Durchgangs-und Dreiwege-Stellventile	23
Abbildung 7: Schematischer Verlauf der Ventil-Betriebskennlinien.....	26
Abbildung 8: Der Schnittpunkt von Anlagen- und Pumpenkennlinie ergibt den Betriebspunkt	29
Abbildung 9: Druckloser Verteiler	32
Abbildung 10: Druckbehafteter Verteiler.....	34
Abbildung 11: Beimischhaltung.....	37
Abbildung 13: Einspritzschaltung mit Durchgangsventil.....	39
Abbildung 14: Drosselschaltung	41
Abbildung 15: Umlenk- oder Verteilschaltung	43
Abbildung 16: Einspritzschaltung mit Dreiweg-Ventil.....	45
Abbildung 18: Schema eines Hydraulik-Systems. $\Delta T = T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}}$	51
Abbildung 19: Kennlinie einer Pumpe (rot) und der zugehörige Wirkungsgrad (blau)	52
Abbildung 20: Verschiebung der Anlagenkennlinie bei Drosselregelung	53
Abbildung 21: Schema einer hydraulischen Schaltung mit dem zu dimensionierendem Ventil	59
Abbildung 22: Pufferspeicher	60
Abbildung 23: Rücklaufanhebung durch Beimischpumpe (links) und durch Dreiwege-Mischer(rechts)	61
Abbildung 24: Warmwasserspeicher-Rücklauf und Heizkreis-Rücklauf mischen sich bei gleichzeitigem Betrieb.....	62
Abbildung 25: Modell des Energiebedarfs und der Energieversorgung einer Heizungsanlage.....	64
Abbildung 26: Erzeugungskurve am Beispiel einer Heizkurve für Gebäude.....	66
Abbildung 27: Einsparpotential einer Gebäudeheizung durch Verlängerung der Nachtabsenkung.....	67
Abbildung 28: Einsparpotential einer Gebäudeheizung durch Reduzierung der Nachtabsenktemperatur	68

Abbildung 29: Leistungsabgabe und Temperaturspreizung in Abhängigkeit der Durchflussmenge bei einem Wärmetauscher.....	69
Abbildung 30: Drehzahlregelung mit konstantem Differenzdruck	73
Abbildung 31: Drehzahlregelung mit variablem Differenzdruck	74
Abbildung 32: Temperaturgeführte Differenzdruckregelung	75
Abbildung 33: Praxisbeispiel hydraulischer Abgleich eines Heizkörpersystems.....	79
Abbildung 34: Praxisbeispiel: Hydraulischer Abgleich eines Heizkörpersystems mit eingezeichneten Maschen.....	95
Abbildung 35: Ventile mit linearer Kennlinie	98
Abbildung 36: Ventile mit gleichprozentiger Kennlinie	99
Abbildung 38: Wahl der richtigen Ventilart	103
Abbildung 39: Schaltschema mit druckunabhängigem Ventil	104
Abbildung 40: Ventilauswahl.....	105

Formelverzeichnis

Formel 1: Massenstrom des Fluids.....	8
Formel 2: Hydrostatischer Druck.....	9
Formel 3: Dynamischer Druck	9
Formel 4: Kontinuität	10
Formel 5: Energieerhaltungssatz.....	10
Formel 6: Energieerhaltungssatz bezogen rein auf die Energien	11
Formel 7: Gesetz der Massenerhaltung	11
Formel 8: Druckverlust in einer Rohrleitung.....	12
Formel 9: Dynamische Viskosität	13
Formel 10: Kinematische Viskosität	13
Formel 11: Reynoldszahl	13
Formel 12: Ventilautorität.....	27
Formel 13: Transportierte Wärmeleistung	50
Formel 14: Überschlägige Berechnung der Förderhöhe	70
Formel 15: Volumenstrom	71
Formel 16: Benötigter Volumenstrom	71
Formel 17: Ist-Volumenstrom	72
Formel 18: Logarithmische Heizkörperübertemperatur.....	84
Formel 19: Arithmetische Heizkörperübertemperatur.....	84
Formel 20: Tatsächliche Heizkörperleistung.....	84
Formel 21: Massenstrom des Fluids.....	86
Formel 22: Volumenstrom des Fluids	86
Formel 23: Geschwindigkeit des Fluids	87
Formel 24: Hydraulischer Innendurchmesser des Rohres	87
Formel 25: Bernoulli'sche Druckgleichung reibungsfreier, inkompressibler Medien	88
Formel 26: Druckverlust in geraden Rohren	89
Formel 27: Reynolds-Zahl.....	89
Formel 28: Rohrreibungszahl nach Blasius	90
Formel 29: Rohrreibungszahl bei laminarer Strömung.....	90
Formel 30: Druckverlust in Rohrleitungseinbauten	91
Formel 31: Druckverlust am Regelventil und an sonstigen Stellgliedern	92
Formel 33: Ventilautorität.....	94
Formel 34: Ventilautorität HK3	95
Formel 35: Druckverlust der mengenvariablen Strecke für HK 3	96
Formel 36: Druckverlust Masche 3.....	96

Formel 37: Druckverlust Masche 2.....	96
Formel 38: Druckverlust Masche 1.....	96
Formel 39: Lineares Stellventil - kv	98
Formel 40: Gleichprozentiges Stellventil - kv.....	99
Formel 41: Gleichprozentiges Stellventil - n	99
Formel 42: Druckverlust in Rohrleitungen	101
Formel 43: Nenndurchfluss	102
Formel 44: Druckverlust am Ventil.....	102
Formel 45: Bestimmung des Durchflusskoeffizienten	103
Formel 46: Ventilautorität und Differenzdruck am Ventil	103
Formel 47: Nenndurchfluss	105

Literaturverzeichnis

EMN EnergieManufakturNord: «Wirtschaftliches Heizen, Handbuch zum Ermitteln von Einsparpotenzialen in Heizungsanlagen», Behörde für Umwelt und Energie, 2017, Hamburg

Scheithauer, B.: Druckloser Verteiler (differenzdruckarmer Verteiler), Hydraulischer Abgleich.de, Rödermark, intelligent-heizen.info/heizung-optimieren/hydraulischer-abgleich/, abgerufen am 07.06.2018 um 09:22

Strauss, T. & Altendorf, M.: Seite 24-27, E+H Durchfluss-Handbuch, 4. Auflage, vollständig neu überarbeitet, 2003, Reinach/Basel, ISBN: 3-9520220-3-9

SIEMENS Schweiz AG: Auszug aus dem Trainingsmodul «BT_0100_DE – Hydraulik in der Gebäudetechnik», 2018, Zug

Zapfel, W.: Skriptum: Masterstudiengang Nachhaltige Energiesysteme «Energieverteilung und Anlagenhydraulik», 2007, FH Burgenland, Pinkafeld

Belimo Automation AG: Auszüge aus den Hydraulikschulungen «Hydraulischer Abgleich, Schaltungen und Ventilauslegung», 2017, Hinwil

Josef Mösl, Engie Energie GmbH: Auszüge aus der Präsentation «Optimierte Wärme- und Kälteverteilung in der Praxis», 2017, Wien

Wilo Pumpen Österreich GmbH: Präsentation «Pumpendimensionierung und hydraulischer Abgleich», 2018, Wiener Neudorf

Wilo Pumpen Österreich GmbH: «Grundlagen der Pumpentechnik», Pumpenfibel 2009, Wiener Neudorf

Baunetz Media GmbH: Artikel «Rohrmaterialien», 2018, Berlin

Alfons W. Gentner Verlag GmbH & Co. KG: Blogeintrag «Optimierung von Heizungsanlagen (Rohrnetzberechnung) Teil 1», sbz-monteur.de/gut-zu-wissen/optimierung-von-heizungsanlagen-rohrnetzberechnung-teil-1, 2013, Stuttgart

Stache & Lang: Skriptum «Hydraulik von Rohrsystemen», 2010, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe

Über klimaaktiv

klimaaktiv ist die Klimaschutzinitiative des Bundesministeriums für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie (BMK). Seit 2004 bietet sie in den Themenschwerpunkten „Bauen und Sanieren“, „Energiesparen“, „Erneuerbare Energie“ und „Mobilität“ ein umfassendes, ständig wachsendes Spektrum an Information, Beratung sowie Weiterbildung und setzt Standards, die international Vorbildcharakter haben.

klimaaktiv zeigt, dass jede Tat zählt: jede und jeder in Kommunen, Unternehmen, Vereinen und Haushalten kann einen aktiven Beitrag zur Erreichung der Klimaziele leisten. Damit trägt die Initiative zur Umsetzung des nationalen Energie- und Klimaplanes (NEKP) für Österreich bei. Näheres unter klimaaktiv.at

Das klimaaktiv Programm Energieeffiziente Betriebe setzt gezielt Impulse zur Erhöhung der Energieeffizienz in österreichischen Produktions- und Gewerbebetrieben und unterstützt diese auf Ihrem Weg in Richtung Klimaneutralität. Informationen, Angebote und Good Practice Beispiele von umgesetzten Maßnahmen finden Sie unter klimaaktiv.at/effizienz

Kontakt

Strategische Gesamtsteuerung klimaaktiv

Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie

Abt. VII/3 – Nachhaltige Finanzen und Standortpolitik

Stubenbastei 5, 1010 Wien

Programmmanagement klimaaktiv Energieeffiziente Betriebe

Österreichische Energieagentur

Petra Lackner

eebetriebe@energyagency.at

klimaaktiv.at/effizienz

**Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und
Technologie**

Radetzkystraße 2, 1030 Wien

[bmk.gv.at](https://www.bmk.gv.at)