

Regelung der Wärmeverteilung

Formelzeichen

| | | | |
|------------|--------------------------|-------------|---------------------------|
| a_v | Ventilautorität | r | Reduktion |
| BP | Betriebspunkt | R | Druckgefälle |
| C | hydraulischer Widerstand | \dot{V} | Volumenstrom |
| d | Durchmesser | w | Sollwert, Geschwindigkeit |
| g | Erdbeschleunigung | x | Istwert |
| H | Förderhöhe | y | Stellgröße |
| k_v | Durchflußkennwert | Z | Einzelwiderstände |
| l | Länge | η | Wirkungsgrad |
| \dot{m} | Massenstrom | ϑ | Temperatur |
| P_{Hydr} | hydraulische Leistung | ρ | Dichte |
| Δp | Differenzdruck | λ | Rohrreibungsbeiwert |

Das Wärmeverteilnetz ist jener Teil einer heiztechnischen Anlage, der die Wärmeerzeugung mit der Wärmeabgabe bzw. dem Wärmeverbraucher verbindet. Das Verteilnetz enthält neben Rohrleitungen und Pumpen, die einem Verbraucher, einer Verbrauchergruppe oder einem Wärmeerzeuger zugeordnet sind, auch Übergabesysteme, wie z.B. Verteiler/Sammler, hydraulische Weiche, sowie Stellventile von Heizgruppenregelungen, z. B. Dreiwegventile für Mengen- oder Temperaturvariation. Hinzu kommen Einrichtungen für Druck- und Differenzdruckregelungen, wie z. B. Strangdifferenzdruckregler und Überströmventile.

1. Hydraulische Grundsaltungen

Die wasserseitige Zusammenschaltung eines Stellventils mit der Wärmeerzeugung, der Pumpe und dem Wärmeverbraucher zu einer funktionsfähigen Anlage wird als hydraulische Schaltung bezeichnet. Als Grundlage zur Lösung von Regelaufgaben in wasserführenden Systemen ist die Kenntnis hydraulischer Schaltungen und deren Wirkung auf die Anlagenfunktion Voraussetzung. Die Regelung ermöglicht den Wärmetransport durch das Stellglied zu verändern und so automatisch dem jeweiligen Bedarf anzupassen. Hiermit steht die Wirtschaftlichkeit einer heiztechnischen Anlage im engen Zusammenhang.

Der wirtschaftliche Betrieb einer Anlage erfordert optimale Betriebsbedingungen für den Wärmeerzeuger, für die Verbraucher (Temperatur, Druck, Betriebszeit) und minimierte Transportkosten in Abhängigkeit von Temperatur, Massenstrom und Zeit sowie minimierten Aufwand für die eingebauten Betriebseinrichtungen (Pumpe, Stellglied), um die genannten Bedingungen zu erfüllen.

In diesem Abschnitt werden Aufbau und Funktionen hydraulischer Grundsaltungen, deren Vor- und Nachteile sowie Anwendungsbereiche aus der Heizungs-technik angesprochen.

Die Grundsaltungen sind in Bild 1 übersichtlich zusammengestellt. Dabei weisen durch größere Strichstärke hervorgehobene Leitungen einen annähernd konstanten Volumenstrom auf.

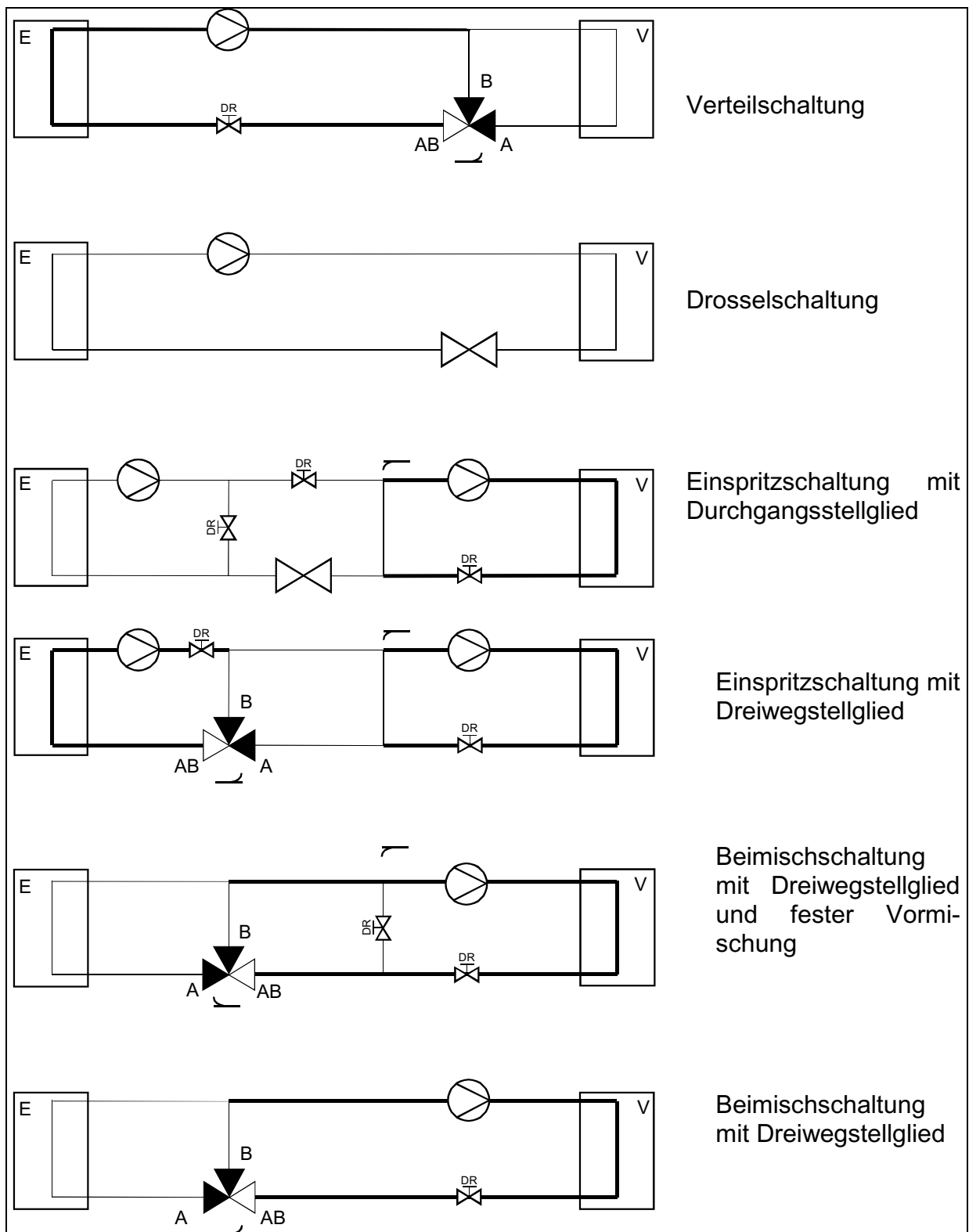


Bild 1: Hydraulische Grundsaltungen

Die unterschiedlichen Merkmale der sechs Grundschaltungen, deren Kombination mit verschiedenen Übergabesystemen sowie Anwendungsmöglichkeiten aus dem Bereich der Heizungstechnik zeigt Tabelle 1.

Mit Hilfe dieser Tabelle können z.B. durchflussvariable und durchflusskonstante Abschnitte einzelner Schaltungen bestimmt werden.

Die Wahl einer Schaltung ist im wesentlichen von den Anforderungen der Verbraucher und Energieerzeuger oder -anbieter abhängig. Bei den Verbrauchern kann in wasserführenden Systemen ganz allgemein unterschieden werden zwischen

- Heizkörpersystemen und
- Lufttechnischen Systemen.

Bei den Energieerzeugern oder -anbietern kann differenziert werden zwischen

- Eigener Erzeugung (Kessel) und
- Fremderzeugung (Fern- oder Nahwärme).

| | | | | | | | |
|--|---|---|---|---|---|---|---|
| Beimischschaltung mit Dreiwegstellglied | | | | | | | |
| Beimischschaltung mit Dreiwegstellglied und fester Vormischung | | | | | | | |
| Einspritzschaltung mit Dreiwegstellglied | | | | | | | |
| Einspritzschaltung mit Durchgangsstellglied | | | | | | | |
| Drosselschaltung | | | | | | | |
| Verteilschaltung | | | | | | | |
| Vertei- | Verteiler ohne Hauptpumpe | | | | | x | x |
| | Verteiler mit Hauptpumpe, differenzdruckarm | | | | | x | x |
| | Verteiler mit Hauptpumpe, differenzdruckbehaftet | x | x | x | x | | |
| Merkmale | Grundschaltung zur Änderung des Durchflusses | x | x | | | | |
| | Grundschaltung zur Änderung der Vorlauftemperatur | | | x | x | | x |
| | differenzdruckbehafteter Anschluss | x | x | x | x | | |
| | differenzdruckarmer Anschluss | | | | | x | x |
| | sinnvoller Einsatz geregelter Pumpen | | x | x | | | |
| | variabler Primärmassenstrom | | x | x | | x | x |
| | konstanter Primärmassenstrom | x | | | x | | |
| | variabler Sekundärmassenstrom | x | x | | | | |
| | konstanter Sekundärmassenstrom | | | x | x | x | x |
| | max. Verbraucher-Vorlauftemperatur = Erzeugertemperatur | x | x | x | x | | x |
| | max. Verbraucher-Vorlauftemperatur < Erzeugertemperatur | | | x | x | x | |
| | hohe Kesselrücklauftemperatur | x | | | x | | |
| | niedrige Kesselrücklauftemperatur | | x | x | | x | x |

| | | | | | | | |
|-----------|--|---|---|---|---|---|---|
| Anwendung | Radiatorheizung ($\vartheta_{\text{Verbraucher}} = \vartheta_{\text{Kessel}}$) | | | x | x | | x |
| | Fußbodenheizung ($\vartheta_{\text{Verbraucher}} < \vartheta_{\text{Kessel}}$) | | | x | x | x | |
| | Ladung Warmwasserspeicher | x | x | x | x | | x |
| | Speicherladung mit externem Wärmeübertrager | | x | | | | x |
| | Fernwärmeanschluss, direkt | | x | x | | | |
| | Fernwärmeanschluss, indirekt | | x | | | | |

Tabelle 1: Hydraulische Grundschaltungen, Merkmale, Anwendung

Nur eine gemeinsame Betrachtung der Anforderungen unter dem Aspekt, die richtige Energiemenge zum richtigen Zeitpunkt am erforderlichen Ort zur Verfügung zu stellen, führt zur richtigen Auswahl eines hydraulischen Systems. Erst nach der Festlegung der hydraulischen Schaltung wird die Dimensionierung bzw. Auslegung der einzelnen Systemkomponenten vorgenommen.

2. Anwendungsbeispiel: Differenzdruckregelung mit Hilfe einer Verteilnetzpumpe

Bei veränderlichem Gesamtwassermassenstrom im Netz, z.B. in einer Primärfernwärmeleitung, wird in Abhängigkeit der Druckdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf bei der Pumpe eine Drehzahländerung vorgenommen. Dies bedeutet neben einer optimalen Anpassung des Gesamtwassermassenstroms der Primärseite an den Bedarf der Sekundärseite auch eine Energieersparnis.

Beispiel: Differenzdruckregelung zwischen Vorlauf und Rücklauf eines Verteilnetzes über die Änderung der Pumpendrehzahl der Verteilnetzpumpe

Bei Anlagen größerer Leistung können die Wärmeerzeugung und die einzelnen Heizkreise oft weit auseinander liegen. Im Verteilnetz entstehen dadurch große Druckverluste. Die eingesetzten Pumpen stellen den erforderlichen Volumenstrom und ggf. eine erforderliche Mindestdruckdifferenz am Verbraucher sicher.

In diesem Beispiel wird der Vorteil einer besonderen Differenzdruckregelung der Verteilnetzpumpe aufgezeigt. Bild 2 zeigt dazu das Regelschema.

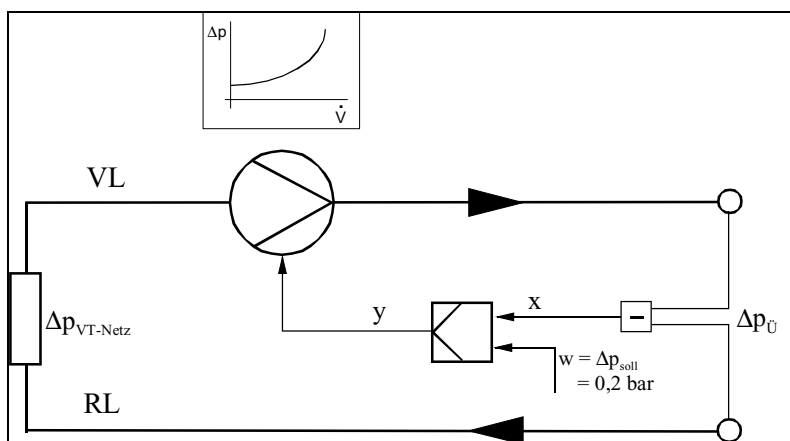


Bild 2: Verteilnetz, Regelung Differenzdruck zwischen Vor- und Rücklauf

Die Messpunkte werden so positioniert, dass in jedem möglichen Betriebspunkt ein Mindestdifferenzdruck $\Delta p_{\ddot{U}}$ zur Verfügung gestellt werden kann. Es erfolgt keine Differenzdruckregelung der Pumpe zwischen Saug- und Druckstutzen. Zur Verdeutlichung der Einsparmöglichkeiten wird ein Vergleich mit einer unregulierten Pumpe durchgeführt. Bild 3 zeigt die Betriebspunkte beider Pumpen bei Voll- und Teillast.

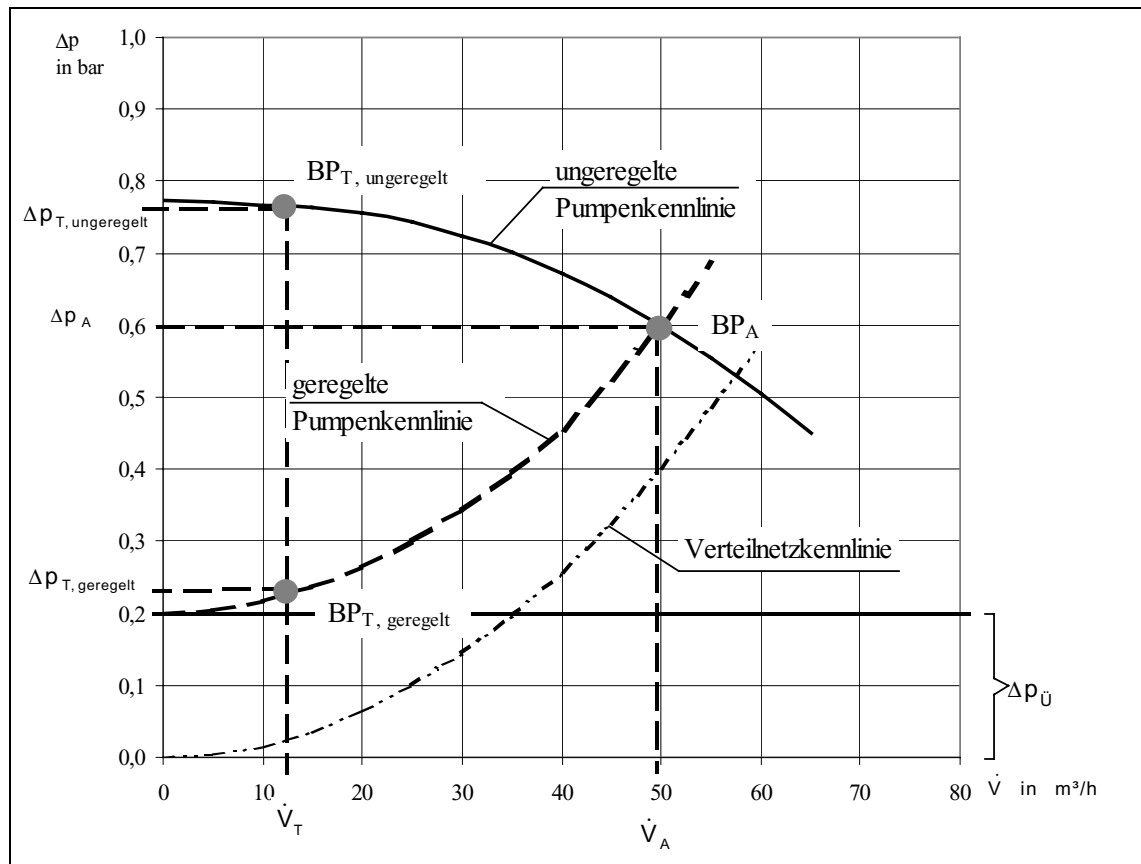


Bild 3: Betriebspunkte Auslegungsfall und Teillast, geregelte und unregulierte Pumpe

Betrachtet man den Teillastfall, ist ein deutlicher Unterschied zwischen der Druckerhöhung der unregulierten und der elektronisch geregelten Pumpe zu erkennen. Die somit möglichen Einsparungen resultieren zum einen aus einer verringerten hydraulischen Leistung durch Verringerung der Förderhöhe und zum anderen aus dem besseren Wirkungsgrad und damit geringeren Stromaufnahme der geregelten Pumpe unter Teillastbedingungen (Trockenläuferpumpe).

Die Vorteile dieser Regelungsart und damit die Einsparpotentiale werden mit Hilfe der bereits angesprochenen hydraulischen Leistung quantifiziert. Die hydraulische Leistung ist die von der Pumpe aufzubringende Leistung, um eine hydraulische Komponente mit dem erforderlichen Volumenstrom und Differenzdruck zu versorgen. Sie lässt sich aus den beiden Faktoren Differenzdruck und Volumenstrom berechnen.

$$P_{Hydr} = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (11)$$

Mit $\Delta p = \rho \cdot g \cdot H$ und $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$

folgt für die hydraulische Leistung

$$P_{Hydr} = \rho \cdot g \cdot H \cdot \dot{V} = g \cdot H \cdot \dot{m} \quad (12)$$

Die Druckverluste in einem Rohrnetz setzen sich aus dem Druckverlust der geraden Rohrstrecke ($R \cdot l$) und dem Druckverlust aus Einzelwiderständen ($\sum Z$) zusammen.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 + \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_i^2$$

Mit $R = \frac{\Delta p}{l} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$ und $Z = \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_i^2$

folgt für den Druckverlust in einer Rohrleitung vereinfacht:

$$\Delta p = R \cdot l + \sum Z$$

Die hydraulische Leistung einer Rohrstrecke berechnet sich somit nach

$$P_{Hydr} = (R \cdot l + \sum Z) \cdot \dot{V} \quad (13)$$

Der hydraulische Widerstand ist der Quotient aus Druckverlust und dem Quadrat des Volumenstroms.

$$C = \frac{\Delta p}{\dot{V}^2}$$

Berechnet man die hydraulische Leistung über den hydraulischen Widerstand folgt

$$P_{Hydr} = C \cdot \dot{V}^3 \quad (14)$$

Bei Stellgliedern wird der Durchfluss über den Durchflußkennwert gekennzeichnet. Der Durchflußkennwert k_v stellt den Volumenstrom in m^3/h unter Einheitsbedingungen (Wasser von 5-30 °C, $\rho_0=1.000 \text{ kg/m}^3$, Druckverlust $\Delta p= 1\text{bar}$) beim jeweiligen Hub dar.

Vereinfacht gilt:

$$k_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p}}$$

Der hydraulische Widerstand für Stellglieder lautet

$$C = \frac{1 \text{ bar}}{k_v^2}$$

Es wird der hydraulische Widerstand und die hydraulische Leistung bei gleicher Nennweite durch den k_{VS} -Wert bestimmt. Je größer dieser Durchflußkennwert eines Stellgliedes einer bestimmten Baureihe ist, desto geringer ist der Druckverlust und die hydraulische Leistung. Bei Stellventilen kann die hydraulische Leistung über den k_{VS} -Wert berechnet werden:

$$P_{Hydr} = \frac{\dot{V}^3}{k_{VS}^2} \cdot 1 \text{ bar} \quad (15)$$

In einem Pumpenkennlinienfeld kann die hydraulische Gesamtleistung als Fläche dargestellt werden. Die Pumpenkennlinie einer ungeregelten Pumpe lässt sich vereinfacht mathematisch ausdrücken:

$$\Delta p_p = \Delta p_0 - C \cdot \dot{V}^2 \quad (16)$$

Für eine gewählte reale Pumpenkennlinie kann die Nullförderhöhe Δp_0 vereinfacht mit:

$$\Delta p_0 = 1,8 \cdot \Delta p_{BP,A} \quad (17)$$

beschrieben werden.

Mit den Eingabeparametern

- Auslegungsvolumenstrom \dot{V}_A ,
- Differenzdruck im Auslegungsbetriebspunkt $\Delta p_{BP,A}$ und
- konstant zu haltender Differenzdruck an den Übergabepunkten $\Delta p_{\dot{U}}$

kann die geregelte Pumpenkennlinie vereinfacht berechnet werden. Durch den quadratischen Zusammenhang zwischen Differenzdruck und Volumenstrom entspricht der Verlauf der Regelkennlinie einer Rohrnetzparabel.

Die Einsparung an hydraulischer Leistung, z.B. in einem mittleren Teillastfall \dot{V}_T , ergibt sich aus dem Verhältnis der Leistungsaufnahmen der ungeregelten Pumpe und der geregelten Pumpe, und wird als Reduktion der hydraulischen Leistung mit "r" bezeichnet. In Bild 4 sind die Flächenumrandungen für die hydraulische Leistung im Teillastfall mit Buchstaben markiert.

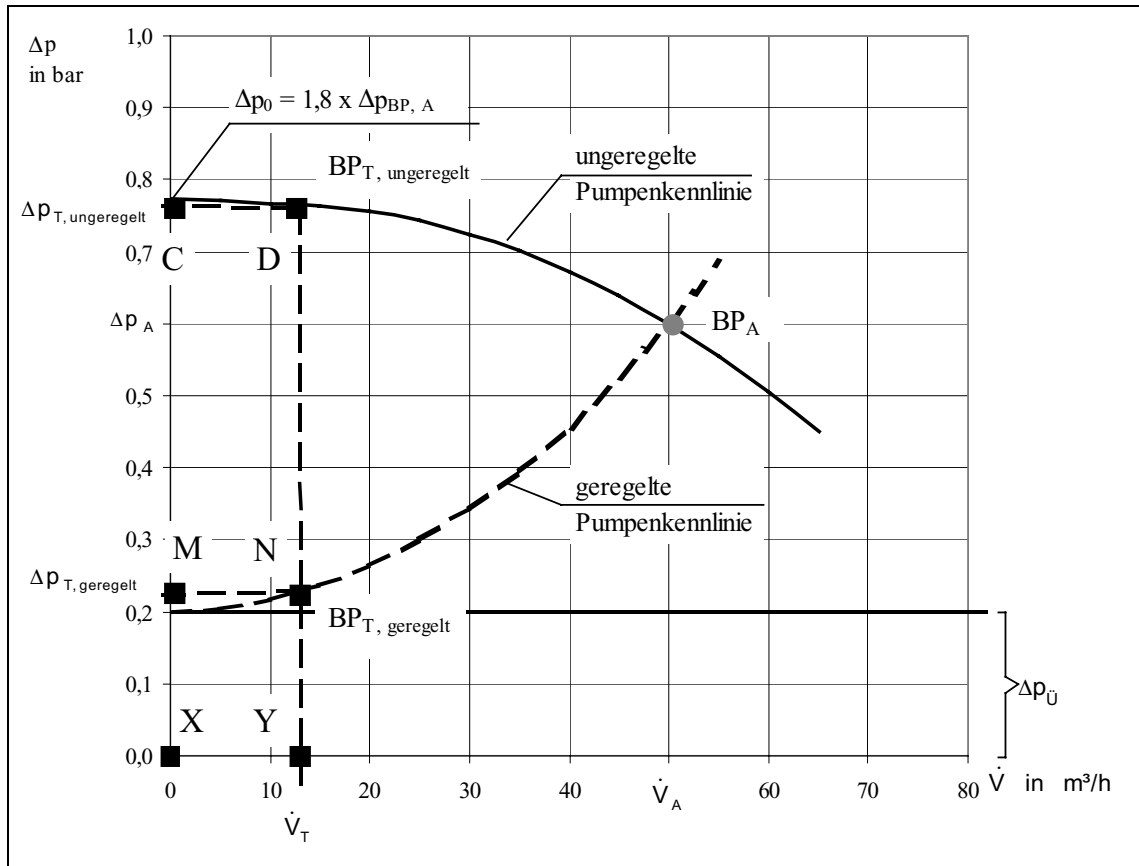


Bild 4: Hydraulische Leistung bei Teillast

Die Reduktion der hydraulischen Leistung im definierten Teillastfall berechnet sich über folgende Flächen:

$$r_{T, Hydr} = \frac{P_{Hydr} \text{ geregelte Pumpe}}{P_{Hydr} \text{ unregelte Pumpe}} = \frac{\text{Fläche } M - N - X - Y}{\text{Fläche } C - D - X - Y}$$

Nach dem Einsetzen der Bezeichnungen aus Bild 4 ergibt sich für $r_{T, Hydr}$

$$r_{T, Hydr} = \frac{\dot{V}_T \cdot \left[\Delta p_{\dot{U}} + (\Delta p_{BP, A} - \Delta p_{\dot{U}}) \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2 \right]}{\dot{V}_T \cdot \left[1,8 \cdot \Delta p_{BP, A} - 0,8 \cdot \Delta p_{BP, A} \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2 \right]} \quad (18)$$

Durch Umformung folgt

$$r_{T, Hydr} = \frac{\left(\frac{\Delta p_{\dot{U}}}{\Delta p_{BP, A}} + \left(1 - \frac{\Delta p_{\dot{U}}}{\Delta p_{BP, A}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2 \right)}{\left(1,8 - 0,8 \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2 \right)} \quad (19)$$

Mit dem Verhältnis der Wirkungsgrade der geregelten und ungeregelten Pumpe im Teillastbetriebspunkt kann die Reduktion der elektrischen Leistung berechnet werden.

$$r_{T,el.} = \frac{\eta_{TL,ungeregelt}}{\eta_{TL,geregelt}} \cdot r_{TL,Hydr.} \quad (20)$$

Zahlenbeispiel:

Die Beispielanlage besitzt ein langes Verteilnetz. Die Wärmeerzeugung ist in einem separaten Kesselhaus untergebracht. Es liegen folgende Anlagenparameter vor:

- Auslegungsvolumenstrom $\dot{V}_A = 50 \text{ m}^3 / \text{h}$
- mittlerer Teillastvolumenstrom $\dot{V}_T = 0,25 \cdot \dot{V}_A = 12,5 \text{ m}^3 / \text{h}$
- konstant zu haltender Übergabedifferenzdruck $\Delta p_{\dot{V}} = 0,2 \text{ bar}$
- Differenzdruck im Betriebspunkt $\Delta p_{BP,A} = 0,6 \text{ bar}$
- Wirkungsgrad der geregelten Pumpe bei Teillast: $\eta_{T,geregelt} = 0,31$
- Wirkungsgrad der ungeregelten Pumpe bei Teillast: $\eta_{T,ungeregelt} = 0,26$

Für die hydraulische Leistung ergibt sich nach Gleichung (19) folgende Reduktion im Teillastfall auf:

$$r_{T,Hydr.} = \frac{\frac{0,2 \text{ bar}}{0,6 \text{ bar}} + \left(1 - \frac{0,2 \text{ bar}}{0,6 \text{ bar}}\right) \cdot \left(\frac{12,5}{50}\right)^2}{1,8 - 0,8 \cdot \left(\frac{12,5}{50}\right)^2}$$

$$\underline{\underline{r_{T,Hydr.} = 0,21}}$$

Bei der elektrischen Leistung ändert sich die Reduktion auf:

$$r_{T,el.} = \frac{0,26}{0,31} \cdot 0,21$$

$$\underline{\underline{r_{T,el.} = 0,18}}$$

Ergebnis dieses Zahlenbeispiels:

Mit Hilfe der vorgestellten Differenzdruckregelung einer Verteilnetzpumpe wird hier im Vergleich zu einer ungeregelten Pumpe mit einer relativ flachen Kennlinie 79 % an hydraulischer und 82 % an elektrischer Leistung im mittleren, definierten Teillastfall eingespart.

3. Hinweise zu Stellgliedern

Bei der Auslegung von Stellgliedern sind folgende Ziele anzustreben:

1. Sicherstellung des Vollastbetriebes
2. Bestmögliche Linearisierung der Streckenkennlinie der jeweiligen Regelgröße in Abhängigkeit vom Hub des Stellgliedes durch zweckmäßige Anpassung des Stellgliedes an die hydraulische Schaltung und an die Betriebsbedingungen des Wärmeerzeugers und -verbrauchers; möglich durch richtige Anpassung der Wahl der Ventilkennlinie, der Ventilautorität (a_V) und des Durchflusskennwertes (k_{VS} -Wert).
3. Erhaltung der Regelbarkeit bis zu einer erforderlichen Mindestlast.
4. Druckverlust des Stellgliedes durch geeignete Wahl der hydraulischen Schaltung möglichst gering halten.

Begründungen:

Wird das Stellglied bei der Auslegung überdimensioniert, kann eine Instabilität des Regelkreises nicht ausgeschlossen werden, weil das Stellglied bereits unter Auslegungsbedingungen mit verringertem Stellbereich arbeitet bzw. es besteht die Gefahr eines Zweipunktverhaltens. Im Schwachlastbereich erfolgt dann eine ungenügende Ausregelung.

Liegt keine lineare Streckenkennlinie vor, sondern eine Kennlinie mit starker Deformierung (was sich bei Verwendung eines Ventils mit einer linearen Grundkennlinie und einer geringen Ventilautorität ergibt), verschlechtert sich das Regelverhalten. Der Regelkreis verhält sich im Vollastbetrieb aufgrund der flachen Kennliniensteigung träge und wird im Schwachlastbetrieb wegen der starken Steigung instabil.

Für die Auslegung von Stellgliedern existieren verschiedene Vorgehensweisen:

- Festlegung der Ventilautorität bzw. des einzuhaltenden Differenzdruckes in Abhängigkeit von Massenstrom bzw. Wärmeleistung. Dabei sollte der dämpfende Einfluss des durchflusskonstanten Kreises berücksichtigt werden: Je größer der Druckverlust im durchflusskonstanten Kreis im Verhältnis zum durchflussvariablen Kreis ist, desto geringer fällt eine Kennlinienentartung aus, d.h. auch bei kleinen Ventilautoritäten sind geringe Volumenstromschwankungen über den gesamten Stellhub zu realisieren.
- Deshalb sollten wirtschaftliche Gesichtspunkte in den Vordergrund gerückt werden, d.h. das Stellglied ist nach einem Mindestdifferenzdruck (2 bis 5 kPa) auszulegen. Der Widerstand bzw. Druckverlust der Anschlussleitung ist klein zu halten.
- Das Stellglied kann nach der Nennweite der Anschlussleitung ausgelegt werden, wenn es dicht an einem differenzdruckarmen Verteiler angeordnet wurde. Es ist das Ventil mit dem größten k_{VS} -Wert zu wählen (herstellerabhängig).

Nicht nur die korrekte Auslegung des Stellgliedes in einer hydraulischen Schaltung ist wichtig. Die Platzierung der Armatur hat ebenfalls einen Einfluss auf die Qualität der Regelung. Für die vorgestellten hydraulischen Grundschaltungen ist zu berücksichtigen, dass das Stellglied in Verbrauchernähe platziert wird, um kleine Totzeiten zu erlangen. Beim Öffnen des Stellgliedes steht bei korrekter Anordnung sofort warmes Wasser am Verbraucher zur Verfügung.

Verteilschaltung:

Die richtige Stellgliedplatzierung (in Verbrauchernähe) ermöglicht eine verbesserte Regelung mit geringerer Totzeit.

Drosselschaltung:

Bei großer Distanz zwischen Wärmeerzeuger und Verbraucher kühlt sich das Wasser bei geschlossenem Stellglied in der Vorlaufleitung soweit ab, dass beim Öffnen des Stellgliedes der Verbraucher mit Wasser von zu geringer Temperatur versorgt wird. Die dadurch entstehende Totzeit hat ein schlechteres Regelverhalten zur Folge. Dieser Mangel kann nur durch eine Bypassdrossel vor dem in Verbrauchernähe angeordneten Stellglied minimiert bzw. behoben werden.

Einspritzschaltung mit Dreiwegstellglied:

Durch die Anordnung des Stellgliedes in Verbrauchernähe wird das Wasservolumen im Sekundärkreis klein gehalten. Der Verbraucher erhält somit die der Stellgliedstellung entsprechenden Temperatur. Eine schnelle Regelung wird ermöglicht. Bei dieser hydraulischen Schaltung ist für einen einwandfreien Betrieb eine zeitaufwendige und komplizierte Abgleicharbeit an den Drosselgliedern im Primär- und Sekundärkreis erforderlich. Zukünftig sollte der Einsatz differenzdruck geregelter Pumpen vorgezogen werden.

Beimischschaltung mit Dreiwegstellglied und fester Vormischung:

Als Grundregel für einen bevorzugten Einsatz gilt:

$$\dot{m}_{\text{sekundär}} \geq 2 \cdot \dot{m}_{\text{Primär}} \quad (21)$$

Die feste Vormischung bedeutet einen Vorteil für das Stellglied, d.h. es wird damit ein möglichst großer Stellbereich angestrebt. Denn durch die Vormischung kann die Regelarmatur im Auslegungsfall voll geöffnet sein, auch wenn die Temperatur des Wärmeerzeugers größer als die Temperatur des Wärmeverbrauchers ist (korrekte Auslegung und Einregulierung vorausgesetzt).

Beimischschaltung mit Dreiwegstellglied:

Aus regelungstechnischer Sicht ist diese Schaltung nicht geeignet, wenn zwischen der Wärmezeugung und der Wärmeabgabe eine größere Distanz als 20m vorhanden ist. Lange Transportzeit (=Totzeit) oder hohe Druckverluste in der Verteilleitung mit variablen Volumenströmen erschweren die Regelungsaufgabe erheblich.

4. Hinweise zu elektronisch geregelten Pumpen

Die Entscheidung, ob unregelte oder elektronisch geregelte Pumpen in einer heiztechnischen Anlage sinnvoll eingesetzt werden können, ist vom Aufbau der Anlage, von der Regelung der Heizkreise, von der Größe der Massenstromschwankungen und von den Widerständen der einzelnen Netzteile abhängig.

Grundsätzlich sollten Anlagen, die z. B. aus sicherheitstechnischen Gründen mit Überströmventilen ausgestattet sind, nicht mit elektronisch geregelten Pumpen kombiniert werden. Eine geregelte Pumpe wird in Anlagen mit variablen Volumenströmen eingesetzt, um eine bessere Bedarfsanpassung zu erzielen, und um in einem weiteren Schritt Einsparungen bei der elektrischen Leistungsaufnahme und damit bei den Betriebskosten zu erreichen. Bei Einsatz eines Überströmventils werden nur geringe Volumenstromreduzierungen auftreten. Die erwartete Betriebskosteneinsparung fällt dann gering aus.

Durch den Anschluss mehrerer Verbraucherkreise an ein differenzdruckbehaftetes Übergabesystem (Verteiler/Sammler) treten bei Eingriff der Regelung gegenseitige Beeinflussungen zwischen den einzelnen Kreisen auf. Ausgeschlossen werden können diese Abhängigkeiten durch den Anschluss an eine hydraulische Entkopplung. Jedoch ist nicht bei jeder Anlagenkombination ein entkoppelter Anschluss sinnvoll (siehe Tabelle 1). Es ist z.B. bei einer Anlage, die eine möglichst niedrige Rücklauf-temperatur fordert (Fernwärme, Brennwertkessel), der Einsatz einer hydraulischen Weiche nicht empfehlenswert.

Eine Reduzierung der Beeinflussungen ist trotz druckbehaftetem Übergabesystem durch folgende Maßnahme möglich. Mit Hilfe der Kesselkreispumpe kann der Differenzdruck zwischen Verteiler und Sammler auf einen minimalen Wert geregelt werden. Bild 12 zeigt ein vereinfachtes Regelungsschema.

Bei Erreichen eines Mindestvolumenstromes und laufendem Brenner können Brenner und Pumpe gleichzeitig in ihrer Leistung reduziert werden.

Für die vorgestellten hydraulischen Grundschaltungen kann folgendes im Zusammenhang mit elektronisch geregelten Pumpen festgehalten werden.

Bei der Drosselschaltung und der Einspritzschaltung mit Durchgangsstellglied ist aufgrund variabler Massenströme ab einer Wärmeleistung von ca. 25 bis 30 kW (15 K Spreizung) eine elektronisch geregelte Umwälzpumpe sinnvoll einsetzbar.

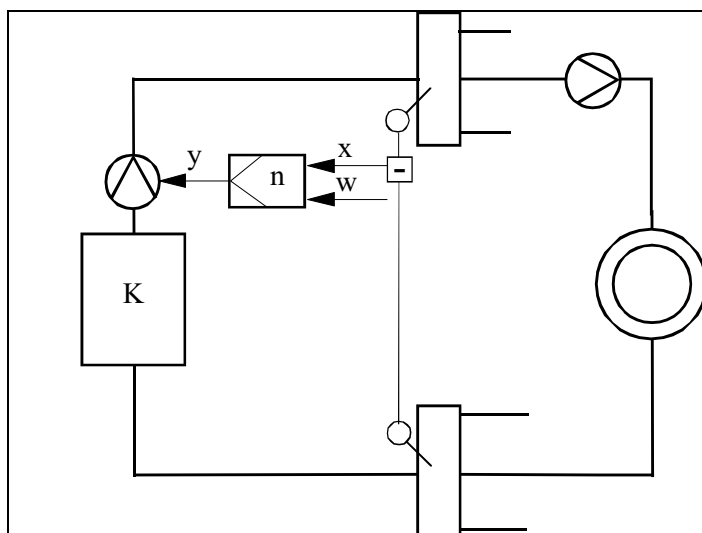


Bild 12: Differenzdruckregelung am Verteiler/Sammler

Die anderen vier Schaltungen weisen konstante Massenströme auf. Der Einsatz geregelter Pumpen ist hier je nach Anlage zu prüfen. Der Wärmeverbraucher spielt in diesem Fall die entscheidende Rolle. Bei Heizkörpersystemen mit thermostatischen Heizkörperventilen kann eine geregelte Pumpe verwendet werden, wenn die mittlere Leistungsaufnahme geringer als bei einer unregelmäßigen Pumpe ausfällt.

Quelle: Originalmanuskript