

Optimierung und Wirtschaftlichkeit

Formelzeichen und Einheiten

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
a_K	Annuität	a^{-1}
B1	jährliche Betriebsstromkosten	DM a^{-1}
C	hydraulischer Widerstand	bar $h^2 m^{-6}$, Pa $h^2 m^{-6}$
d	Durchmesser	m
g	Erdbeschleunigung	$m s^{-2}$
h	Höhe	m
H	Förderhöhe, Ventilhub	m, %, mm
K1	jährliche Festkosten	DM a^{-1}
K_{el}	jährliche Stromkosten	DM a^{-1}
k_V	Durchflußkennwert	$m^3 h^{-1}$
l	Länge	m, mm
\dot{m}	Massenstrom	$kg h^{-1}$
Δp_0	Nullförderhöhe der Pumpe	bar oder Pa
Δp_{BP}	Druckerhöhung im Betriebspunkt	bar oder Pa
Δp_P	Druckerhöhung der Pumpe	bar oder Pa
$\Delta p_{\ddot{U}}$	erf. Mindestdruckdifferenz	bar oder Pa
Δp_V	Druckverlust	bar oder Pa
P_{el}	elektrische Leistung	W
P_{Hydr}	hydraulische Leistung	W
Q	Fördermenge	$m^3 h^{-1}$
\dot{Q} , \dot{Q}_{therm}	Wärmeleistung	W
$r_{TL,Hy}$	Reduktion der hydr. Leistung im TL-Fall	--
R	Druckgefälle	Pa m^{-1}
t, ϑ	Temperatur	$^{\circ}C$, K
\dot{V}	Volumenstrom	$m^3 h^{-1}$ oder $m^3 s^{-1}$
\dot{V}_A	Auslegungsvolumenstrom	$m^3 h^{-1}$
\dot{V}_T	Teillastvolumenstrom	$m^3 h^{-1}$
w	Geschwindigkeit	$m s^{-1}$
Z	Druckverlust durch Einzelwiderstände	Pa
ζ	Widerstandsbeiwert	--
η	Wirkungsgrad	--
η_{Pu}	Pumpenwirkungsgrad	--
$\eta_{TL,(un)geregelt}$	Wirkungsgrad einer (un)geregelt Pumpe im Teillastfall	--
Δ	Differenz	--
λ	Rohrreibungsbeiwert	--
ρ	Dichte	$kg m^{-3}$

1. Einführung

Bereits 1992 hat eine Studie über die mögliche CO₂-Reduzierung durch Pumpensanierung ergeben, dass in der Bundesrepublik die Umwälzpumpen in der Regel überdimensioniert sind, weil sie im allgemeinen nur überschlägig oder gar nicht ausgelegt werden. Daraus zeigt sich, dass ein großes Energieeinsparpotential im Bereich bestehender Anlagen vorhanden ist.

Eine jüngere Studie von 1996 aus der Schweiz, die vom Bundesamt für Energiewirtschaft in Auftrag gegeben wurde, zeigt, dass es an richtigen Werkzeugen für Planer und ausführendes Handwerk fehlt, um diese Potentiale auch zu nutzen. Messungen ergaben, dass drehzahlgeregelte Pumpen genauso überdimensioniert sind wie früher verwendete nicht geregelte Pumpen.

Nicht nur der Austausch von Pumpen, auch eine sinnvoll geplante und ausgeführte Hydraulik energetischer Anlagen kann den Verbrauch an elektrischer Energie reduzieren.

Es gibt zur Zeit keine Technische Regel für die planende und ausführende Seite der Technischen Gebäudeausrüstung, um eine Anlage für die Wärmeversorgung eines Gebäudes wirtschaftlich und energetisch zufriedenstellend zu realisieren.

Mit den Forderungen der zukünftigen Energiesparverordnung und der begleitenden Norm DIN 4701 Teil 10 sind eindeutige und stabile Bewertungsmaßstäbe und Lösungsvorschläge für Planer und ausführendes Handwerk zu entwickeln. Diese Verordnung geht auf eine quantitative Bewertung technischer Verluste über. Statt prozentualen Wirkungs- und Nutzungsgraden sollen absolute bzw. bezogene Verlustkennwerte als Grundlage für Berechnungen und Auswertungen dienen. In der Energiesparverordnung werden in Zukunft abgesicherte Nutz- und Verlustkennwerte für verbreitete Standardsysteme sowie systematische Auflistungen technischer Mindestanforderungen festgelegt, bei deren Einhaltung diese Kennwerte in der Regel Gültigkeit besitzen. In der Verordnung wird als Hauptanforderung ein spezifischer Endenergiebedarf festgesetzt. Als wichtige Nebenanforderung wird in Abhängigkeit vom systembedingten Primärenergiebedarf der anlagenunabhängige Jahresheizwärmebedarf in Grenzen variabel gestaltet werden können.

Die Anforderungen an das Gebäude (Transmissionswärme- und Lüftungswärmebedarf etc.) sind – abgestimmt mit vorhandenen technischen Regeln – im Zusammenspiel mit der Anlagentechnik ausführlich im Normenteil zu beschreiben. Die Ausweitung von Heizwärmebedarf auf Heizenergiebedarf inklusive zusätzlicher Energien, z.B. elektrische Energie für Pumpen, Regler usw., also der Energiemengen, die das Heizsystem zur Deckung des Heizwärmebedarfs benötigt, erfordert die Erarbeitung noch fehlender technischer Regeln, die sich mit der Thematik der Anlagentechnik inklusive Hydraulik, Regelung und elektrische Zusatzenergien auseinandersetzt.

Für die ebenfalls angestrebte Erstellung eines Energiepasses für Gebäude und Anlagentechnik im Neubau und auch im Bestand sind im Vorfeld Anforderungen und Planungshilfen zu formulieren, um dem Anwender Hilfestellungen zu geben, den spezifischen Heizenergiebedarf bestimmende Einflussparameter richtig auszuwählen.

Im Energiepass könnten folgende Einflussparameter enthalten sein:

- Das A/V-Verhältnis
- Auslegungstemperaturen
- Typische Längengrenzwerte für Rohrleitungen in beheizten und unbeheizten Räumen
- Typische Druckverlustkennwerte bzw. Grenzwerte für die hydraulischen Leistung des Rohrnetzes inklusive aller Anlagenkomponenten

Für Punkt 4 ist die Technische Regel Hydraulik erforderlich.

2. Die hydraulische Leistung

Die hydraulische Leistung kann für die zu erarbeitende Technische Regel – Hydraulik – als Bewertungsmaßstab dienen. In den zu beurteilenden Anlagen können damit die Systemkomponenten bewertet werden, so dass eine Aussage über einen ggf. zu hohen Energieverbrauch möglich ist.

2.1. Definition

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.

$$P_{\text{Hydr}} = \Delta p \cdot \dot{V}$$

Mit

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot H \quad \text{und} \quad \dot{V}(Q) = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

folgt für die hydraulische Leistung

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

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

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

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

Die hydraulische Leistung einer Rohrstrecke berechnet sich nach

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

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

$$P_{\text{Hydr}} = C \cdot \dot{V}^3$$

Bei Stellventilen 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, $\rho_0=1.000 \text{ kg}/\text{m}^3$, 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 Stellventile lautet

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

2.2. Hydraulische Leistung von Systemkomponenten

Jeder wasserführenden Komponente einer heiztechnischen Anlage kann eine hydraulische Leistung zugeordnet werden. Sie ist neben dem vorliegenden Volumenstrom auch vom hydraulischen Widerstand der Komponente abhängig. Der hydraulische Widerstand eines jeden Anlagenbestandteils ist neben Durchmesser (Größe) auch von der gewählten Bauart abhängig. Es werden für diese Zusammenhänge einige Beispiele dargestellt, um die Abhängigkeiten zu den Randbedingungen zu verdeutlichen.

2.2.1. Hydraulische Leistung von Rohren

Die hydraulische Leistung eines Rohres ist eine Funktion des Durchmessers, Volumenstroms und des verwendeten Materials. Die beiden folgenden Tabellen zeigen beispielhaft die hydraulischen Leistungen von Rohren unterschiedlicher Materialien in W/m .

Nennweite →	15 x 1			22 x 1			28 x 1,5			32 x 1,5		
	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m
0,25	290	0,52	2·10 ⁻²	50	0,22	3·10 ⁻³	13	0,14	1·10 ⁻³	5	0,09	3·10 ⁻⁴
0,5	1000	1,05	0,14	125	0,44	2·10 ⁻²	43	0,28	1·10 ⁻²	13	0,17	2·10 ⁻³
1,0				430	0,88	0,12	150	0,57	4·10 ⁻²	48	0,35	1·10 ⁻²
1,5				900	1,33	0,38	310	0,85	0,13	95	0,52	4·10 ⁻²
2,0							510	1,13	0,28	155	0,69	9·10 ⁻²
3,0							790	1,70	0,66	325	1,04	0,27

Tabelle 1: Hydraulische Leistung von Kupferrohr nach DIN EN 1057 in W/m - R_{max} = 1000 Pa/m

Nennweite →	3/8"			3/4"			1"			1 1/4"		
	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m	R Pa/m	w m/s	P _{Hydr} W/m
0,25	430	0,57	3·10 ⁻²	30	0,19	2·10 ⁻³	10	0,12	1·10 ⁻³	3	0,07	2·10 ⁻⁴
0,5				100	0,38	1·10 ⁻²	33	0,24	5·10 ⁻³	7	0,14	1·10 ⁻³
1,0				365	0,76	0,10	115	0,48	3·10 ⁻²	27	0,27	1·10 ⁻²
1,5				780	1,14	0,33	245	0,72	0,10	60	0,41	3·10 ⁻²
2,0							305	0,96	0,17	105	0,55	6·10 ⁻²
3,0							910	1,43	0,76	220	0,82	0,82

Tabelle 2: Hydraulische Leistung von mittelschwerem Gewinderohr nach DIN 2440 in W/m - R_{max} = 1000 Pa/m

2.2.2. Hydraulische Leistung von Stellventilen

Bei Stellventilen wird der hydraulische Widerstand und die hydraulische Leistung bei gleicher Nennweite durch den k_{VS}-Wert bestimmt. Je größer dieser Durchflussskennwert eines Ventils einer bestimmten Baureihe ist, desto geringer ist der Druckverlust und die hydraulische Leistung. Der Zusammenhang zwischen Druckverlust und k_{VS}-Wert lautet:

$$\Delta p_{RV} \sim \frac{1}{k_{VS}^2}$$

Bei Stellventilen kann die hydraulische Leistung über den k_{VS}-Wert berechnet werden.

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

Bei thermostatischen Heizkörperventilen hat die Voreinstellung Einfluss auf die hydraulische Leistung. Bei der Voreinstellung werden die Ventile durch eine mechanische Vorrichtung in ihrem Drosselquerschnitt verändert. Jeder Voreinstellung ist ein Durchflussskennwert zugeordnet, der den Druckverlust des Ventils bestimmt. Betrachtet man die hydraulischen Leistungen für thermostatische Heizkörperventile (Δp = 6 kPa) in Tabelle 3, werden die Abhängigkeiten zur Voreinstellung deutlich.

Voreinstellung →	1		2		3		4	
Nennweite ↓	\dot{V} m ³ /h	P_{Hydr} W	\dot{V} m ³ /h	P_{Hydr} W	\dot{V} m ³ /h	P_{Hydr} W	\dot{V} m ³ /h	P_{Hydr} W
DN 10	0,010	0,020	0,020	0,030	0,028	0,040	0,045	0,070
DN 15	0,010	0,020	0,020	0,030	0,028	0,040	0,049	0,080
DN 20	0,024 0	0,040	0,037	0,060	0,043	0,080	0,063	0,100

Tabelle 3: Hydraulische Leistung von Thermostatventilen bei verschiedenen Voreinstellungen

2.2.3. Hydraulische Leistung von Wärmeerzeugern

Der Druckverlust und die hydraulische Leistung eines Wärmeerzeugers ist von dessen Wärmeleistung und Bauform abhängig. Je größer der Wasserinhalt des Kessels, desto geringer ist bei gleichem Volumenstrom der Druckverlust durch den Wärmeerzeuger. Tabelle 4 verdeutlicht diese Zusammenhänge anhand einiger Beispiele. Sie zeigt die hydraulischen Leistungen von Wärmeerzeugern unterschiedlicher Bauformen und Wärmeleistungen bei variierenden Volumenströmen (Temperaturspreizungen).

Bauform	\dot{V} in m ³ /h \dot{Q} in kW	1,0	2,0	4,0	10
	atmosphärischer Gasheizkessel aus Guss	14	0,6	4	36
50		0,1	0,7	6	89
200		1×10^{-3}	1×10^{-2}	0,1	1
Gusskessel mit Gebläsebrenner	17	2×10^{-2}	0,1	1	15
	50	2×10^{-2}	0,1	1	15
	200	4×10^{-3}	3×10^{-2}	0,3	4,2
Stahlkessel	17	0,2	2	12	194
	55	0,1	0,4	4	56
	200	2×10^{-3}	1×10^{-2}	0,1	2
Brennwertkessel	50	3×10^{-2}	0,3	2	33
	200	6×10^{-4}	5×10^{-3}	4×10^{-2}	0,6

Tabelle 4: Hydraulische Leistung von Wärmeerzeugern unterschiedlicher Bauform und Wärmeleistung in Watt

2.3. Schwankungsbreite der hydraulischen Leistung in Heizungssystemen

Die hydraulische Leistung eines heiztechnischen Systems inklusive aller wasserführenden Komponenten unterliegt einer großen Schwankungsbreite. Diese Differenzen ergeben sich aus dem Anlagenaufbau und aus der Vielzahl unterschiedlicher Ausführungen von Anlagenbestandteilen, die der Markt anbietet. Neben den komponentenspezifischen Randbedingungen wie Bauform, Durchmesser, Durchflußkennwert und Material ist auch die Größe der Anlage (Wärmeleistung) zu berücksichtigen. Je mehr Wärmeleistung für eine Heizungsanlage erforderlich ist, desto höher ist in der Regel die hydraulische Leistung.

Die nachfolgende Analyse verdeutlicht die mögliche Schwankungsbreite der hydraulischen Leistung.

Im Rahmen der Ausarbeitungen zur Technischen Regel – Hydraulik – wurden für die drei unterschiedliche Anlagengrößen

- 10 kW Einfamilienhaus (EFH)
- 50 kW Mehrfamilienhaus (MFH)
- 500 kW Nahwärme/Hochhaus

durch Variation der Randbedingungen die Schwankungsbreite der Druckverluste und die hydraulischen Leistungen der wichtigsten Systemkomponenten ermittelt. Es wurde für die Auslegungsspreizung ein Bereich von 10...20 K festgelegt. Der daraus folgende Volumenstrombereich ist in Tabelle 6 angegeben. Der Analyse liegen folgende Randbedingungen zugrunde (Tabelle 5).

Rohrnetz	– $R = 20 \dots 300 \text{ Pa/m}$ zuzüglich 25 % Zuschlag für Einzelwiderstände
Wärmeerzeuger	– atmosphärischer Gasheizkessel aus Guss – Gusskessel mit Gebläsebrenner – Stahlkessel – Brennwertkessel – Gas-Wandtherme
Wärmemengenzähler	– Auslegung bei Nenndurchfluss
Wärmeübertrager	– Platten-Wärmeübertrager: Fußbodenheizung, Warmwasserbereitung ⇒ häufige Verwendung – Rohrbündel-Wärmeübertrager: Abgas- Wärmeübertrager
Regelarmatur	– Bauformen: Hahn (Mischer), Durchgangsventil, Dreiwegventil – Altbau: Auslegung nach Anschlussdurchmesser des Kessels – Neubau: Auslegung nach Ventilautorität ($a_v = 0,5$)
Thermostatventil	– Bauformen: THKV mit Voreinstellung, THKV mit festem k_v -Wert – Auslegung nach Ventilautorität ($a_v \approx 0,3$)

Tabelle 5: Randbedingungen zur Schwankungsbreite der hydraulischen Leistung in Heizsystemen

Es sind Neuanlagen und bestehenden Anlagen (mit/ohne Sanierung) in die Auswertung einbezogen worden. Damit begründet sich die große Differenz beim Druckgefälle. Altanlagen sind meist großzügig dimensioniert. Nach einer Sanierung der Außenwanddämmung reduziert sich der Wärmebedarf, der Volumenstrom kann bei konstanter Spreizung verringert werden, so dass das Druckgefälle sinkt. Die berücksichtigten Anlagen besitzen alle eine zentrale Wärmeerzeugung. Für typische Wohngebäude sind die Ergebnisse in Tabelle 6 zusammengestellt.

	EFH	MFH	Nahwärme / Hochhaus
Wärmeleistung	10 kW	50 kW	500 kW
Volumenstrom	0,43 ... 0,86 m ³ /h	2,14 ... 4,29 m ³ /h	21,4 ... 42,9 m ³ /h
$\Delta t_{\text{Auslegung}}$	10 .. 20 K		

	Druckverlust in Pa	hydraul. Leistung in W	Druckverlust in Pa	hydraul. Leistung in W	Druckverlust in Pa	hydraul. Leistung in W
Gesamtsystem	4160 ¹⁾ ..90000	0,50 ¹⁾ ..21,5	6400 ²⁾ ..113000	3,8 ²⁾ ..135,4	7350 ²⁾ ..184000	44 ²⁾ ..2192
Rohrnetz	750..19000	0,1.. 4,5	1500..34000	0,9..41	2500..56000	15..667
Wärmeerzeuger	10..30000	0,001.. 7,2	400.. 2000	0,2..2,4	450..7000	3..83
Wärmemengenz.	---	---	10000..20000	6..24	10000..20000	59..238
Wärmeübertrager	11000..23000	1,3.. 5,5	20000..25000	12..30	20000..29000	119..346
Regelarmatur	400.. 6000	0,1.. 1,4	1500..20000	0,9..24	1400..60000	8..715
Thermostatventil	3000..12000	0,4..2,9	3000..12000	1,8..3	3000..12000	18..143

Tabelle 6: Schwankungsbreite der hydraulischen Leistung in Heizsystemen unterschiedlicher Größe

Eine graphische Darstellung der hydraulischen Leistungen, für die drei Anlagengrößen getrennt vorgenommen (Bild 1-3), verdeutlicht mögliche Schwankungsbreiten.

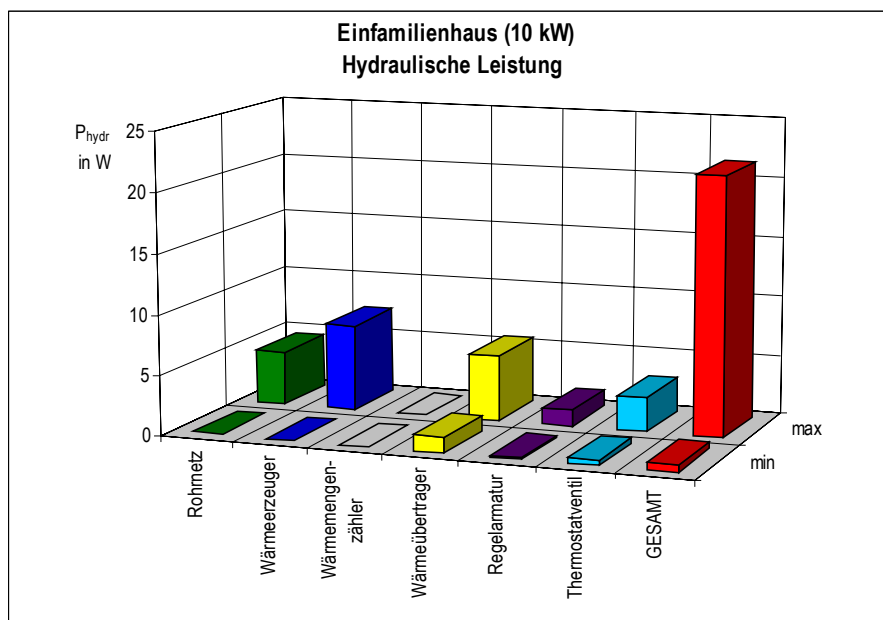


Bild 1: Schwankungsbreite der hydraulischen Leistung im Einfamilienhaus

Beim Einfamilienhaus berücksichtigt die Komponente Wärmeerzeuger auch Gas-Wandgeräte, die einen großen wasserseitigen Durchflusswiderstand aufweisen. Dadurch hat der Wärmeerzeuger hier einen relativ großen Anteil an der hydraulischen Gesamtleistung (max. Wert).

1) ohne Wärmeübertrager

2) ohne Wärmeübertrager und Wärmemengenzähler

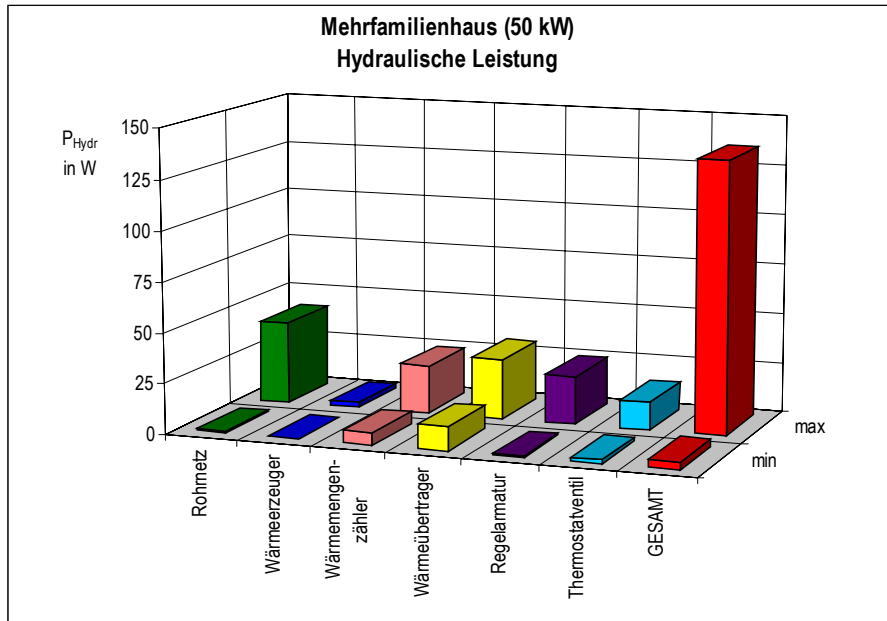


Bild 2: Schwankungsbreite der hydraulischen Leistung im Mehrfamilienhaus

Im Mehrfamilienhaus kann der Einbau von Wärmemengenzählern einen Mehrverbrauch an Pumpenenergie hervorrufen. Es sollten bei der Planung alternative Möglichkeiten der Verbrauchsabrechnung herangezogen werden.

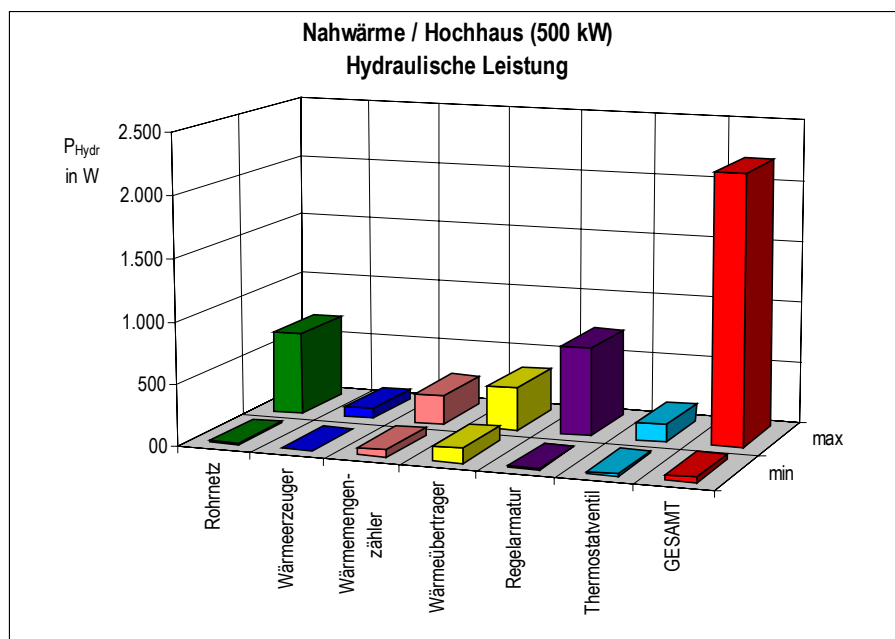


Bild 3: Schwankungsbreite der hydraulischen Leistung bei Nahwärme/Hochhaus

Neue Regeln zur Rohrnetz- und Stellventildimensionierung ermöglichen eine Reduzierung der hydraulischen Leistung. Auch dem Druckverlust von Wärmeübertragern in Nah-/Fernwärmeübergabestationen mit seinen Wirkungen auf die Auslegung von Stellventilen etc., ist zukünftig verstärkte Aufmerksamkeit zu widmen.

2.3.1. Wärmerezeuger: Hydraulischer Widerstand in Abhängigkeit von Bauart und Kesselleistung

Am Beispiel der Wärmerezeuger wird näher auf die möglichen Schwankungsbreiten der hydraulischen Leistung einer Systemkomponente eingegangen. Nach Katalogrecherchen ergaben sich für verschiedene Kesselkonstruktionen interessante Zusammenhänge. Es sind folgende Bauformen bodenständiger Wärmerezeuger untersucht worden:

- Gasheizkessel aus Guss mit atmosphärischem Brenner
- Gusskessel mit Gebläsebrenner
- Stahlkessel
- Brennwertkessel

Bis zu einer Leistung von circa 100 kW besitzen Gasheizkessel aus Guss mit atmosphärischem Brenner eine wesentlich höhere hydraulische Leistung als Gusskessel mit Gebläsebrenner, Stahlkessel und Brennwertkessel (Bild 4).

Liegt der Fall vor, dass die benötigte Kesselleistung von Wärmerezeugern unterschiedlicher Baureihen zur Verfügung gestellt werden kann, ist durch die Wahl der größeren Baureihe eine Einsparung bei der hydraulischen Leistung möglich (Bild 5). Die Vor- und Nachteile der Kesselüberdimensionierung sind dabei zu beachten.

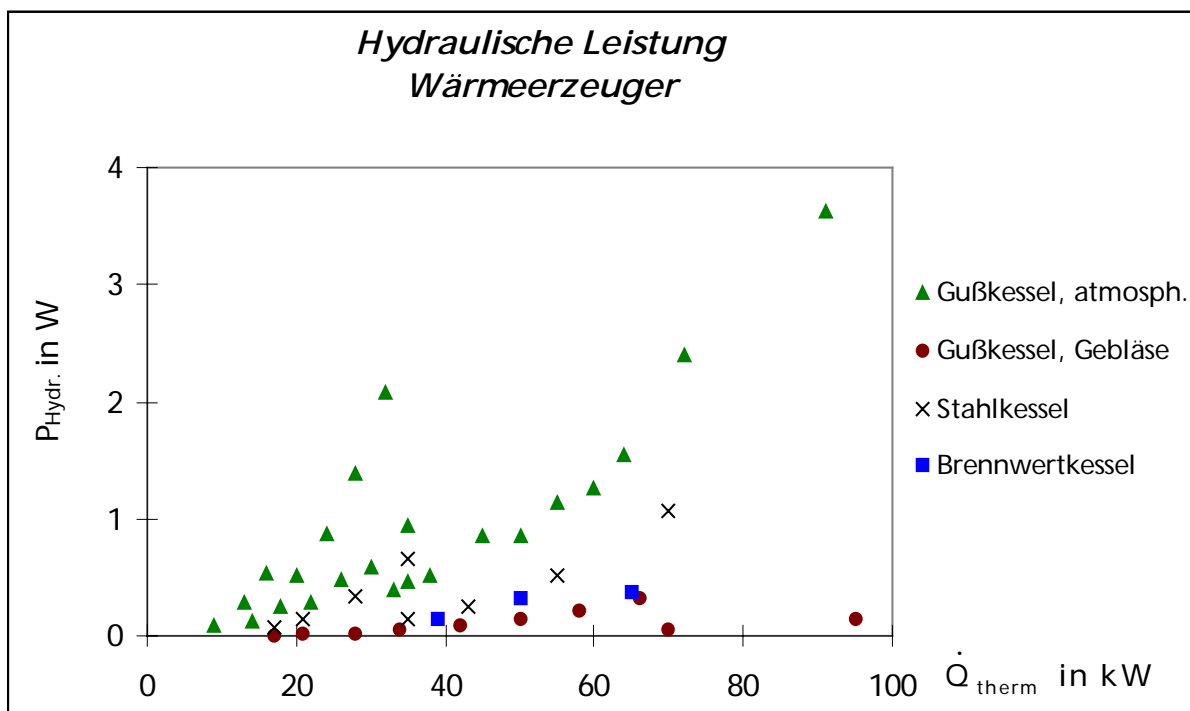


Bild 4: Hydraulische Leistung unterschiedlicher Wärmerezeuger bei Wärmeleistungen bis 100 kW

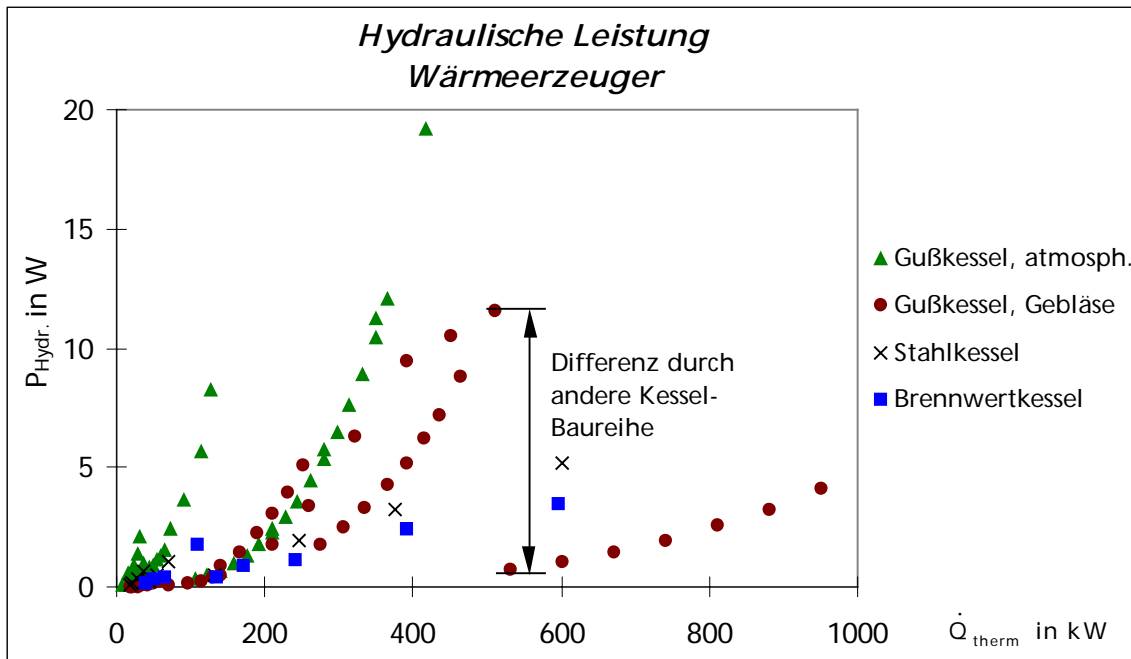


Bild 5: Hydraulische Leistung unterschiedlicher Wärmeerzeugerbauformen in Abh. von der Wärmeleistung

Die Recherchen ergaben ebenfalls, dass z.B. Kesselkonstruktionen im Leistungsbe-
reich bis 20 kW eine annähernd gleiche hydraulische Leistung aufweisen wie Kes-
sel im Wärmeleistungsbereich von 600 kW (Bild 6).

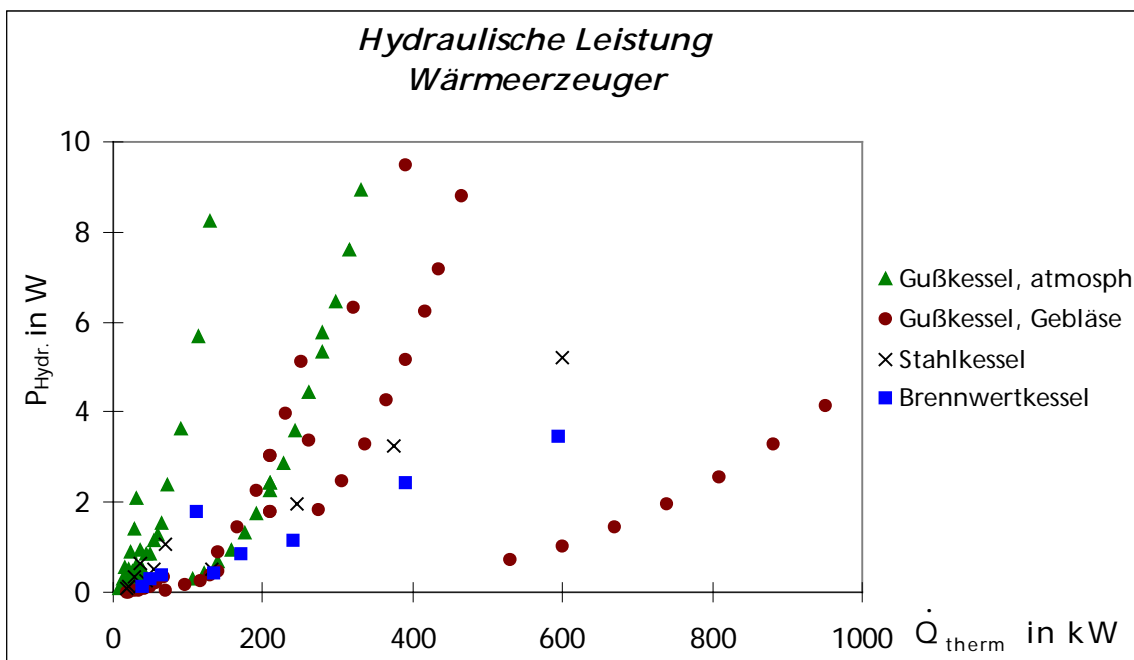


Bild 6: Hydraulische Leistung unterschiedlicher Wärmeerzeuger in Abhängigkeit der Wärmeleistung

In den bisherigen Darstellungen wurden wandhängende Kessel und Thermen nicht
berücksichtigt. Die wasserseitigen Durchflusswiderstände und die hydraulischen
Leistungen dieser Wärmeerzeugerbauform sind um ein Vielfaches höher. Durch die
eingebaute, meist viel zu große Pumpe als Reserve für unterschiedliche angeschlos-
sene Systeme ergibt sich eine zusätzliche elektrische Leistungsaufnahme von
 $\Delta P_{el} = 55 \dots 100 \text{ W}$ je Gerät gegenüber Pumpen für Heizsysteme ohne Thermen.

In Bild 7 sind die hydraulischen Leistungen von Wandgeräten mit und ohne Warmwasserbereitung gezeigt.

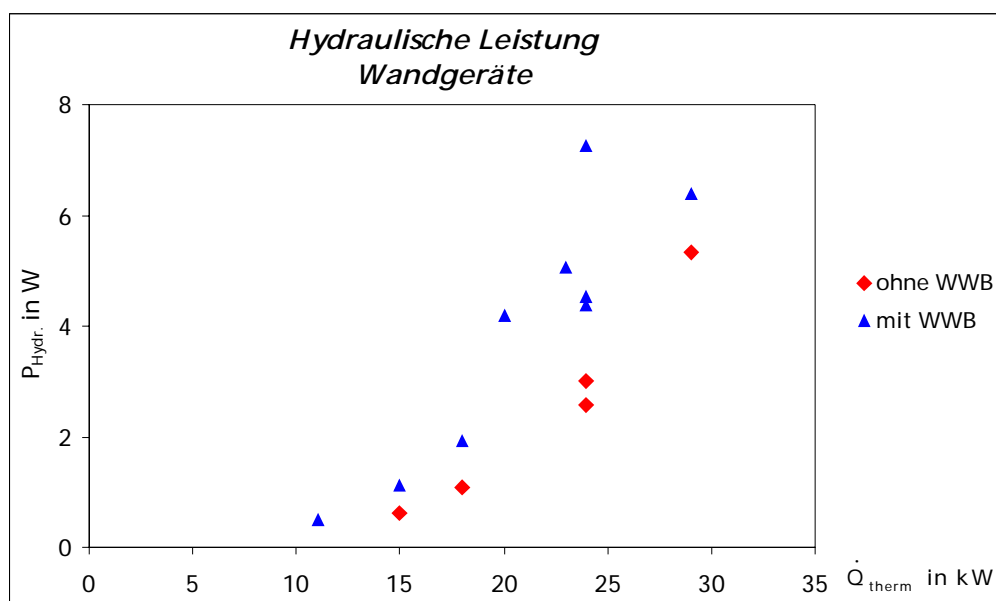


Bild 7: Hydraulische Leistung von Wandgeräten

Der Vergleich mit bodenständigen Kesseln im Wärmeleistungsbereich von 10 bis 30 kW zeigt die Unterschiede quantitativ.

Wandgerät: $P_{Hydr, max} = 7,3 W$
 Wärmeerzeuger: $P_{Hydr, max} = 1,4 W$

2.3.2. Vergleich der hydraulischen Leistung bestehender Anlagen

Es wurden vier unterschiedliche Gebäude aus dem Anlagenbestand untersucht. Dabei wurde das Ziel verfolgt, das mögliche Einsparpotential an hydraulischer Leistung beispielhaft zu analysieren. Die Auswahl deckt folgenden Wärmeleistungsbereich ab.

Gebäude	Heizlast	Wohn-/Nutzfläche
Zweifamilienhaus (ZFH):	17 kW	280 m ²
Mehrfamilienhaus (MFH):	39 kW	750 m ²
Wohnheim:	290 kW	4.110 m ²
Krankenhaus:	1.300 kW	5.773 m ²

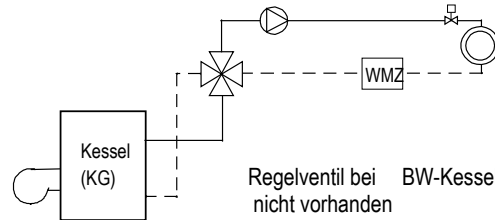
Tabelle 7: Auswahl aus Anlagenbestand

Für die Bewertung der eingebauten Komponenten ist der ungünstigste Strang bei Auslegungsbedingungen berechnet worden. Die vereinfachten Anlagenschemen der vier ausgewählten Gebäude befinden sich auf der nachfolgenden Seite.

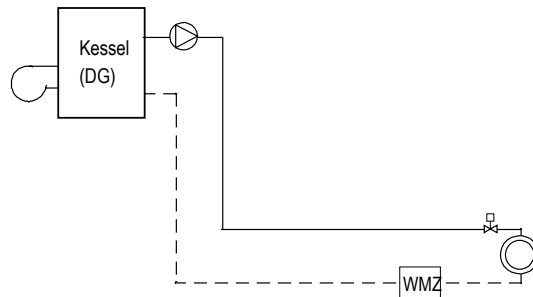
Die Ergebnisse zu den vier bewerteten heiztechnischen Anlagen zeigt das Bild 8 in Form einer graphischen Gesamtübersicht.

Schaltungen für Vergleich der hydraulischen Leistungen

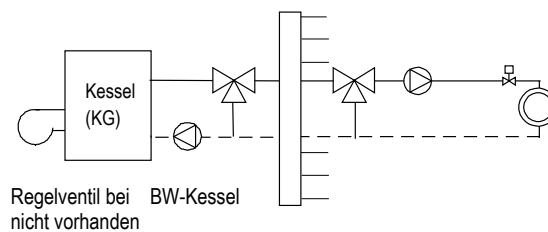
Anlagenschema Zweifamilienhaus



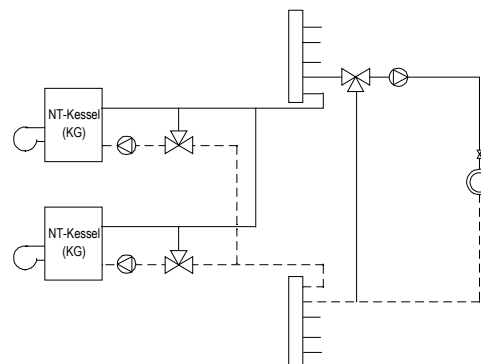
Anlagenschema Mehrfamilienhaus



Anlagenschema Wohnheim



Anlagenschema: Krankenhaus



Die hydraulischen Leistungen der einzelnen Komponenten sind prozentual zur hydraulischen Gesamtleistung im Auslegungsfall aufgetragen.

Die vorliegenden Differenzen bei der hydraulischen Leistung der Wärmeerzeuger wurde bereits angesprochen. Zwischen Variante 1 und 2 beträgt das Verhältnis der hydraulischen Leistung der Wärmeerzeuger 1:20 (Var. 1: $P_{\text{Hydr, WE.}} = 0,1 \text{ W}$ – Var. 2: $P_{\text{Hydr, WE.}} = 2,0 \text{ W}$)

Der Anteil des Wärmemengenzählers am Gesamtverbrauch (Var. 1-3) ist ein Einflussfaktor, der bei der Planung einer heiztechnischen Anlage zu berücksichtigen ist. Er beträgt hier etwa ein Drittel der hydraulischen Gesamtleistung.

Bei der Dimensionierung von Regelventilen sollten die Auslegungsmöglichkeiten beachtet werden. Bei Variante 6 stellt das Regelventil im Kesselkreis eine Mindestrücklauftemperatur sicher. Es besitzt einen relativ großen Anteil an der hydraulischen Gesamtleistung. Hier wäre mit der Ventilauslegung nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten eine Reduzierung der hydraulischen Leistung möglich. Durch eine integrierte Regelung mit Rückgriff auf die Heizkreisventile kann auf das Ventil sogar vollständig verzichtet werden.

Bei Variante 8 wird der große Einfluss des Regelventils zur Rücklaufanhebung auf die hydraulische Gesamtleistung deutlich (siehe Anhang A1). Eine integrierte Regelung kann hier nicht angewendet werden, weil auf der Verbraucherseite zu viele unterschiedliche Wärmeabnehmer vorliegen. Das Ventil (gleichprozentige Kennlinie) hätte nach einem Mindestdifferenzdruck ausgelegt werden können (3 bis 6 kPa). Dadurch ergäbe sich durch die kleine Ventilautorität eine stark deformierte Ventilkennlinie in Richtung lineare Betriebskennlinie. Dies ist durchaus erwünscht und zeigt, dass die sonst übliche „Faustregel“: Ventilautorität $\geq 0,5$ in vielen Fällen nicht sinnvoll ist. Der Druckverlust des Ventils ist mit 13,7 kPa um das zwei- bis fünffache zu groß.

Beim Kesselkreis (Variante 7) mit Brennwertkessel ergeben sich durch die kleine vorliegende Spreizung große Volumenströme. Das Rohrnetz hat bei dieser Anlage mit 81 Prozent einen sehr großen Anteil an der hydraulischen Gesamtleistung.

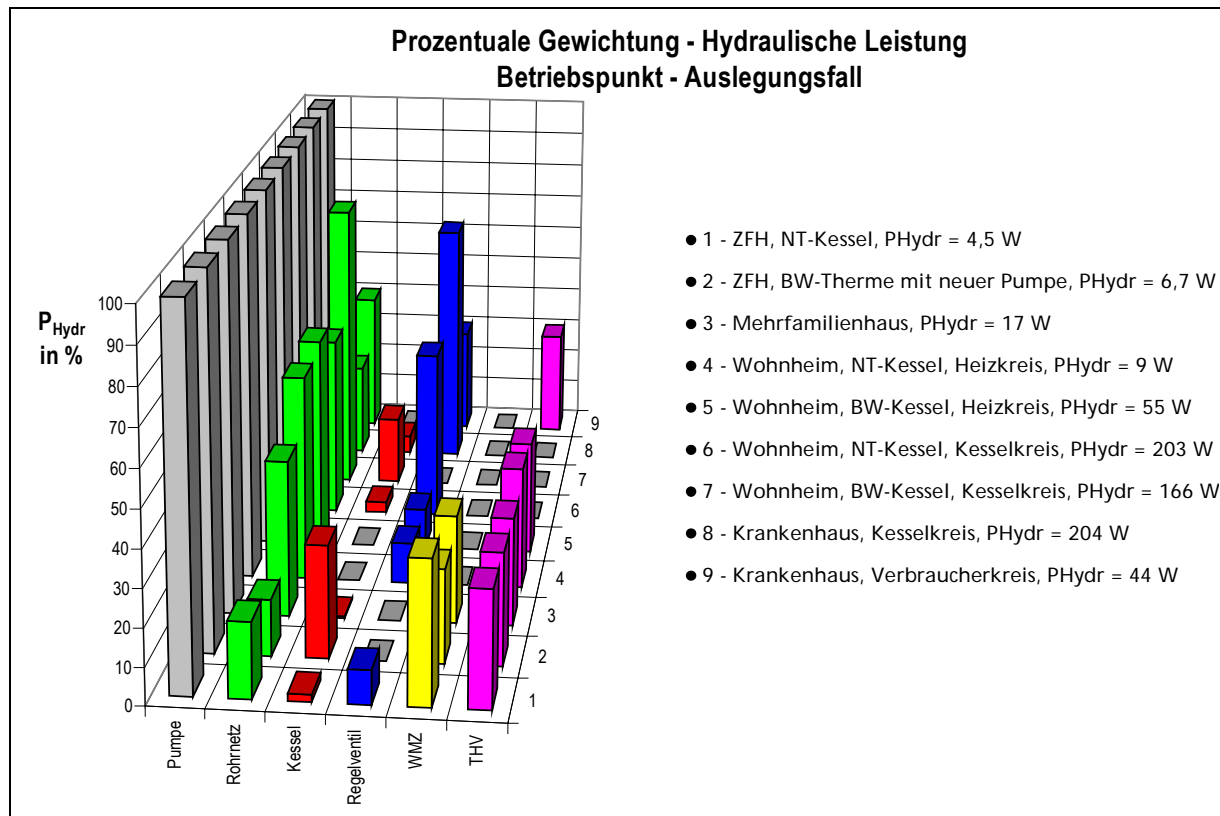


Bild 8: Gesamtübersicht prozentuale Gewichtung der hydraulischen Leistung im Vergleich

3. Der Bewertungsmaßstab der hydraulischen Leistung

Für die Beurteilung einer energietechnischen Anlage mit Hilfe der hydraulischen Leistung ist die Festlegung eines Bewertungsmaßstabes erforderlich. Darunter ist zu verstehen, dass ein Berechnungsweg zu definieren ist, anhand dessen sich der Planer oder Handwerker zu orientieren hat, um die berechnete hydraulische Leistung mit Grenzwerten aus der Norm vergleichen zu können. Im Laufe der Ausarbeitungen haben sich drei Möglichkeiten ergeben, nach denen die hydraulische Leistung einer Anlage berechnet werden kann. In den folgenden Kapiteln werden die verschiedenen Verfahren beschrieben. Das Endergebnis, d.h. die hydraulische Gesamtleistung der Pumpe ist bei allen Varianten identisch, aber die Gewichtungen der Komponenten ändern sich je nach Berechnungsvariante. Zur Verdeutlichung wird eine einfache Beispielanlage mit drei Heizkörpern gewählt (Bild 9).

3.1. Hydraulische Leistung bezogen auf den ungünstigsten Wärmeverbraucher

Bei diesem Berechnungsweg wird, ähnlich wie bei der Rohrnetzberechnung, der Druckverlust jede in Reihe geschalteten Anlagenkomponente bis zum ungünstigsten Wärmeverbraucher mit dem Auslegungsvolumenstrom der Pumpe multipliziert, um die hydraulische Leistung der einzelnen Komponente zu ermitteln. Die hydraulische Leistung der Pumpe ergibt sich aus der Addition der einzelnen Komponentenleistungen.

In der Tabelle sind für jede zu berechnende Anlagenkomponente der betrachteten Berechnungsversion der Druckverlust, der anzusetzende Volumenstrom sowie die hydraulische Leistung absolut und prozentual zu finden. Die letzte Zeile zeigt die hydraulische Leistung der Pumpe bzw. die Gesamtleistung der Anlage. Werden die Leistungen der anderen Komponenten addiert, erhält man ein identisches Ergebnis. Für das Beispiel (Bild 9) ergeben sich für die Betrachtungsweise des ungünstigsten Heizkörpers folgende Ergebnisse und Aufteilungen.

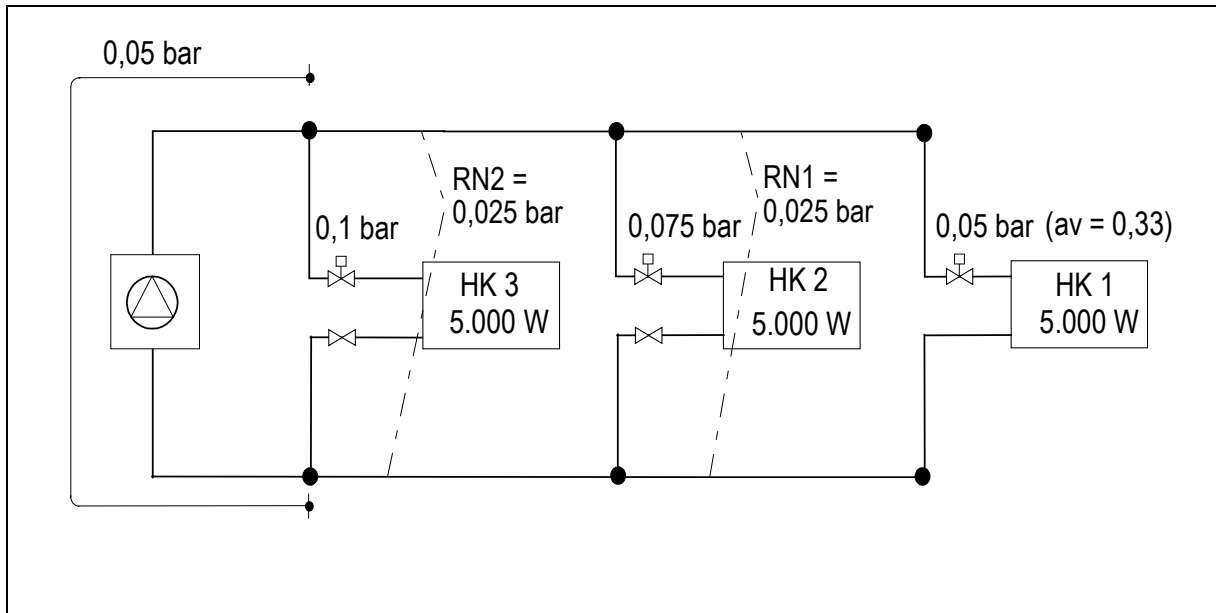


Bild 9: Beispielanlage für die Erläuterung der möglichen Bewertungsmaßstäbe

	Δp in bar	\dot{V} in m ³ /h	P_{Hydr} in W	P_{Hydr} in %
THKV 1	0,050	0,66	0,92	33 $\frac{1}{3}$
RN 1	0,025	0,66	0,46	16 $\frac{2}{3}$
RN 2	0,025	0,66	0,46	16 $\frac{2}{3}$
WE	0,050	0,66	0,92	33 $\frac{1}{3}$
Pumpe (gesamt)	0,150	0,66	2,76	100

Tabelle 8: Aufteilung der hydraulischen Leistung bezogen auf den ungünstigsten Wärmeverbraucher

3.2. Hydraulische Leistung der Gesamtanlage

Dient die hydraulische Leistung der gesamten Anlage als Berechnungsgrundlage, werden die Druckverluste aller in Reihe und parallel angeordneten Komponenten mit ihrem dazugehörigen Volumenstrom multipliziert, um die jeweilige hydraulische Leistung zu erhalten. Die Gesamtleistung ergibt sich auch in diesem Fall aus der Addition der Einzelleistungen. Damit ist vor allem bei größeren Netzen ein erheblich höherer Rechenaufwand erforderlich. Die hydraulische Leistung der Pumpe ist mit dem Ergebnis aus Tabelle 8 identisch.

	Δp in bar	\dot{V} in m ³ /h	P_{Hydr} in W	P_{Hydr} in %
THKV 1	0,050	0,22	0,30	10,9
RN 1	0,025	0,22	0,15	5,5
THKV 2	0,075	0,22	0,46	16 $\frac{2}{3}$
RN 2	0,025	0,44	0,32	11,6
THKV 3	0,100	0,22	0,61	22,2
WE	0,050	0,66	0,92	33 $\frac{1}{3}$
Pumpe (gesamt)	0,150	0,66	2,76	100

Tabelle 9: Aufteilung der hydraulischen Leistung der Gesamtanlage

3.3. Hydraulische Leistung bezogen auf den mittleren Wärmeverbraucher

Bei der Berechnung der hydraulischen Leistung mit Hilfe eines mittleren Wärmeverbrauchers wird, wie unter 2.1, der Volumenstrom der Pumpe im Auslegungsfall verwendet. Die Druckverluste der einzelnen bis zum mittleren Heizkörper in Reihe geschalteten Komponenten werden mit der Auslegungsfördermenge der Pumpe multipliziert und anschließend addiert. Es verschieben sich die Gewichtungen der einzelnen Komponenten. Das Endergebnis ist mit den beiden anderen Versionen identisch.

	Δp in bar	\dot{V} in m ³ /h	P_{Hydr} in W	P_{Hydr} in %
THKV 2	0,075	0,66	1,38	50
RN 2	0,025	0,66	0,46	16 $\frac{2}{3}$
WE	0,050	0,66	0,92	33 $\frac{1}{3}$
Pumpe (gesamt)	0,150	0,66	2,76	100

Tabelle 10: Aufteilung der hydraulischen Leistung bezogen auf den mittleren Heizkörper

4. Der hydraulische Abgleich

Die Durchführung eines hydraulischen Abgleichs erfolgt, indem der Widerstand eines Ventils oder einer anderen Drosselstelle in einem wasserführenden Stromkreis durch Voreinstellung verändert wird, um den Auslegungsvolumenstrom an jedem Wärmeverbraucher sicher zu stellen. Die Drosselung erfolgt durch eine Serienschaltung von Widerständen, wie z.B. durch den Einsatz unterschiedlicher Ventilkegel in einem thermostatischen Heizkörperventil zur Reduzierung des Durchflussquerschnittes.

Der hydraulische Abgleich kann mit Hilfe thermostatischer Heizkörperventile und strangweise mit Strangdifferenzdruckreglern durchgeführt werden.

In der VOB / DIN 18380 liegen folgende Aussagen zum hydraulischen Abgleich vor:

- 3.1.1: „Die Bauteile von Heizungsanlagen und Wassererwärmungsanlagen sind so aufeinander abzustimmen, dass die geforderte Leistung erbracht, die Betriebssicherheit gegeben und ein sparsamer und wirtschaftlicher Betrieb möglich ist.“
- 3.2.8: „Armaturen und Pumpen: Bei Warmwasserheizungen müssen an jeder Raumheizfläche Möglichkeiten zur Begrenzung der Durchflussmenge vorhanden sein.“

- 3.5.1: „Die Anlagenteile sind so einzustellen, dass die geforderten Funktionen und Leistungen erbracht und die gesetzlichen Bestimmungen erfüllt werden. Der hydraulische Abgleich ist so vorzunehmen, dass bei bestimmungsgemäßem Betrieb alle Wärmeverbraucher entsprechend ihrem Wärmebedarf mit Heizwasser versorgt werden.“

4.1. Allgemeines – Qualitative Beispiele

Ein nicht durchgeführter hydraulischer Abgleich in einer heiztechnischen Anlage bedeutet, dass ein erhöhter Volumenstrom vorliegt bzw. vorliegen muss, um auch den ungünstigsten Wärmeverbraucher mit einem ausreichenden Volumenstrom zu versorgen. Daraus ergibt sich für die Pumpe ein Energiemehrverbrauch, denn sie fördert einen größeren Volumenstrom als erforderlich oder es wurde eine größere Pumpe eingebaut, um die erforderliche Leistung zu decken.

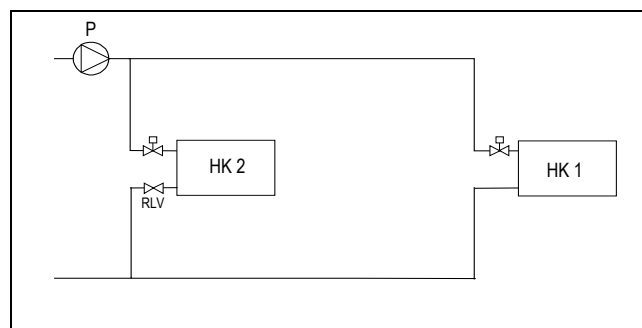


Bild 10: Beispielanlage

Bild 10 zeigt einen einfachen Aufbautyp einer Zweirohrheizung mit thermostatischen Heizkörperventilen. Dieser dient bei den folgenden Betrachtungen als Basis für die qualitative Darstellung des Mehrverbrauches an elektrischer Pumpenleistungsleistung durch nicht vorhandenen hydraulischen Abgleich.

Zwischen dem Mehrverbrauch an hydraulischer Leistung durch eine Volumenstromerhöhung $\Delta \dot{V}$ durch nicht erfolgten Abgleich ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\Delta P_{\text{Hydr}} \sim \Delta \dot{V} \quad \text{„pumpenabhängig“}$$

A. Fehlender hydraulischer Abgleich (Einsatz einer größeren Pumpe)

Bild 11 zeigt qualitativ den Mehrverbrauch an hydraulischer Leistung und damit an elektrischer Pumpenenergie. Aufgrund eines nicht durchgeführten hydraulischen Abgleichs ist für eine ausreichende Wärmeverteilung eine größere Pumpe einzusetzen. Die diagonal schraffierte Fläche stellt den Mehrverbrauch qualitativ dar.

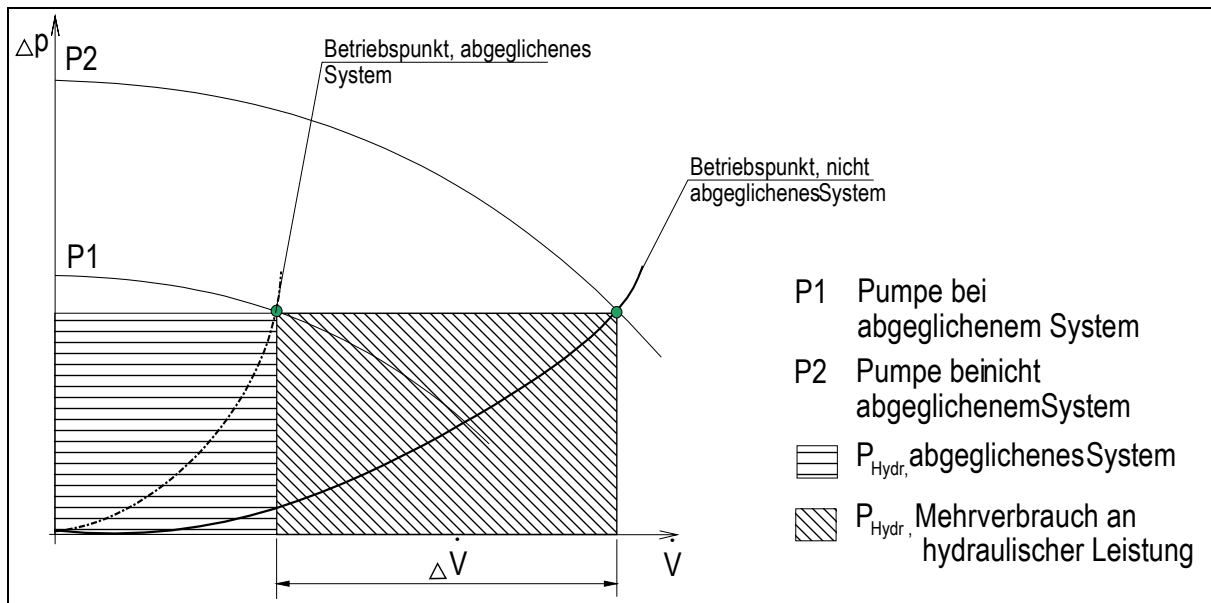


Bild 11: Einsatz einer größeren Pumpe durch fehlenden hydraulischen Abgleich

B. Fehlender hydraulischer Abgleich (Einsatz einer drehzahlregulierten Pumpe)

Durch den Einsatz einer drehzahlregulierten Pumpe in einer hydraulisch nicht abgegliehen Heizungsanlage ergeben sich ähnliche Verhältnisse, wie im Beispiel A. Oft wird zur Sicherheit eine etwas größere Pumpe gewählt (Bild 12). Der Betriebspunkt der Pumpe liegt dann, korrekte Auslegung und Einregulierung der Anlage angenommen, im linken Bereich des Pumpenkennlinienfeldes. Liegt kein hydraulischer Abgleich vor, stellt sich ein Betriebspunkt ein, der sich als Schnittpunkt zwischen eingestellter Pumpenförderhöhe (Pumpe mit D_p -constant-Regelung) und der Pumpenkennlinie maximaler Drehzahl ergibt. Den möglichen Mehrverbrauch gibt die diagonal schraffierte Fläche wieder.

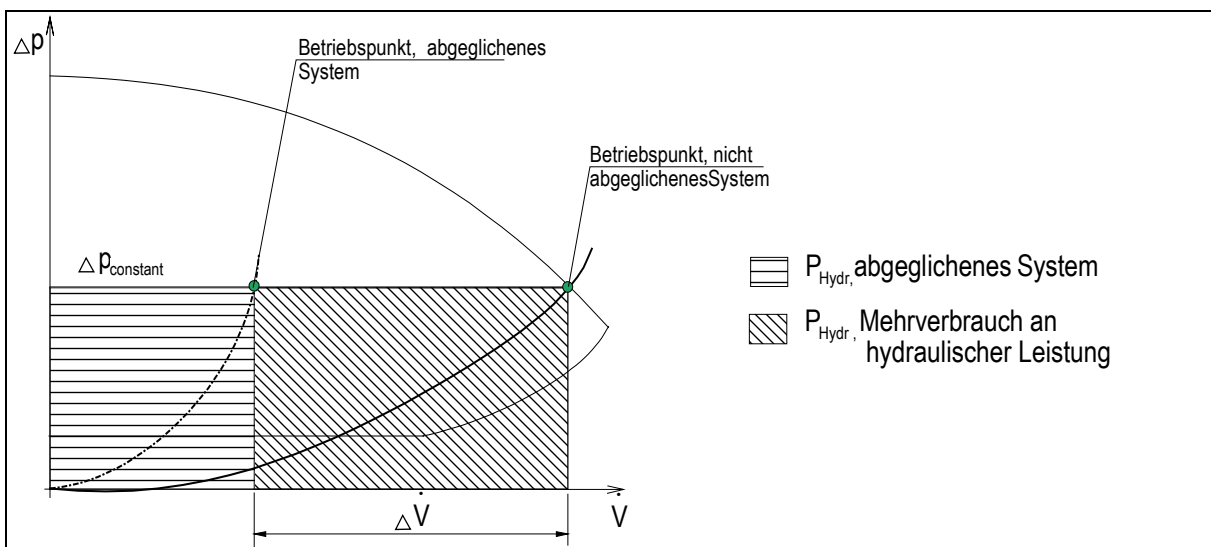


Bild 12: Fehlender hydraulischer Abgleich: Auswirkungen beim Einsatz einer drehzahlregulierten Pumpe

C. Verwendung einer zu groß ausgelegten Pumpe

Der zu Beginn dieses Kapitels angesprochenen Mehrverbrauch durch Einbau einer zu groß ausgelegten Pumpe zeigt Bild 13. Durch die fehlende Einregulierung des Systems liegt bereits bei der korrekt ausgelegten Pumpe der Betriebspunkt weit rechts (BP 1). Bei einer überdimensionierten Umwälzpumpe vergrößert sich der Volumenstrom weiter und die Förderhöhe steigt an. Dadurch erhöht der Verbrauch an elektrischer Antriebsenergie um den in der diagonal schraffierten Fläche dargestellten Betrag.

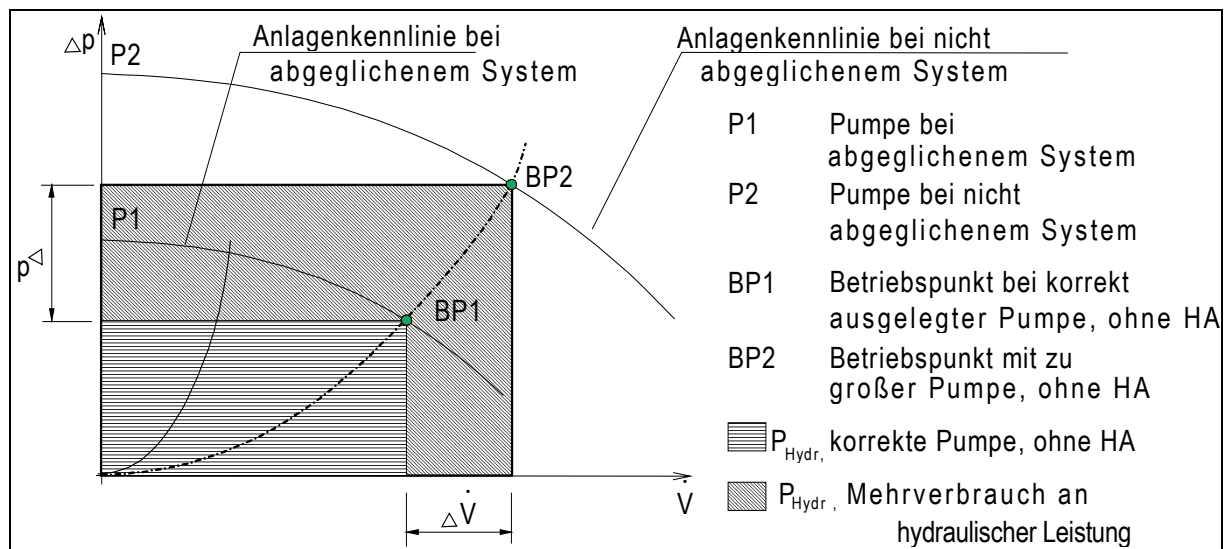


Bild 13: Einbau einer zu großen Pumpe durch fehlenden hydraulischen Abgleich

Die unter A bis C angeführten Mehrverbräuche ergeben sich auch, wenn nachträglich mit dem Faktor „Nummer sicher“ eine Erhöhung der Pumpenleistung eingestellt wird.

4.2. Quantitative Beispiele

Im Rahmen der Ausarbeitungen für die Begründung der Notwendigkeit einer technischen Regel Hydraulik wurden die Auswirkungen der fehlenden Einregulierung auf den Verbrauch der hydraulischen Leistung und der Betriebskosten ermittelt. Dafür sind mit Hilfe eines Berechnungsprogramms zwei bestehende Anlagen untersucht worden.

4.2.1. Allgemeine Beschreibung

Anlage 1:

- Heizlast 34 kW (Auslegungsspreizung: $Dt = 70/50$ °C)
- Baujahr 1994, Niedrigenergiehaus mit EG, 1.OG, 2.OG
- 12 Wohneinheiten mit 2- und 3-Zimmer Wohnungen, Wohnfläche gesamt: 750 m²
- Dachheizzentrale
- Übereinanderliegende Wohnungen mit Stranganbindung, in Wohnung Ringverteilung
- Heizkostenerfassung über Wärmemengenzähler
- Erdgas-Brennwertkessel
- Thermostatventile mit Voreinstellung

Anlage 2:

- Heizlast: 29 kW (Auslegungsspreizung: $\Delta t = 70/50 \text{ }^\circ\text{C}$)
- Baujahr 1997, Niedrigenergiehaus mit EG, OG, DG
- 8 Wohneinheiten mit 2- und 3 Zimmer Wohnungen, Wohnfläche gesamt: 620 m²
- Dachheizzentrale
- Zentraler Hauptstrang mit wohnungsweiser Unterverteilung, in Wohnung Ringverteilung
- Heizkostenerfassung über Wärmemengenzähler
- Erdgas-Brennwert-Wandkessel
- Thermostatventile mit Voreinstellung

4.2.2. Volumenstrom im Auslegungsfall bei korrekter Voreinstellung

In einem ersten Schritt werden beide Anlagen auf zwei Arten berechnet. Neben der vorhandenen Auslegung des Rohrnetzes wird eine Berechnung mit $R \leq 50 \text{ Pa/m}$ durchgeführt. Bei dieser Variante wird davon ausgegangen, dass die ermittelten Voreinstellungen an den thermostatischen Heizkörperventilen eingestellt sind. Die Ergebnisse sind für den Auslegungsfall in den Tabellen 11 und 12 zu finden. Den Berechnungen liegt eine drehzahlgeregelte Pumpe mit Dp-constant-Regelung zugrunde.

Anlage 1 - Heizlast 34 kW

	Standard-Auslegung	Auslegung mit $R \leq 50 \text{ Pa/m}$
$P_{\text{Hydr.}}$ - Kessel	< 1 W	< 1 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Rohrnetz	6 W	3 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - WMZ	5 W	0 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Thermostatventil	4 W	2 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Gesamt	15 W	5 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Gesamt pro m ²	0,02 W/m ²	$6,7 \cdot 10^{-3} \text{ W/m}^2$
$P_{\text{elektr.}}$ - Pumpe	90 W	63 W
$P_{\text{elektr.}}$ - Pumpe pro m ²	0,12 W _{el} /m ²	0,084 W _{el} /m ²
H - Pumpe	3,63 m	1,18 m
\dot{V}_{gesamt}	1,50 m ³ /h	1,50 m ³ /h
Stromkosten	108 DM/a	76 DM/a

Tabelle 11: Auslegungsfall, Thermostatventile sind korrekt ausgelegt und voreingestellt, Anlage 1

Anlage 2 - Heizlast 29 kW

	Standard-Auslegung	Auslegung mit $R \leq 50$ Pa/m
$P_{\text{Hydr.}}$ - Kessel	5 W	5 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Rohrnetz	3 W	< 1 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - WMZ	< 1 W	0 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Thermostatventil	4 W	3 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Gesamt	12 W	8 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Gesamt pro m^2	0,02 W/m^2	0,013 W/m^2
$P_{\text{elektr.}}$ - Pumpe	86 W	77 W
$P_{\text{elektr.}}$ - Pumpe pro m^2	0,14 $\text{W}_{\text{el}}/\text{m}^2$	0,12 $\text{W}_{\text{el}}/\text{m}^2$
H - Pumpe	3,65 m	2,51 m
\dot{V}_{gesamt}	1,26 m^3/h	1,26 m^3/h
Stromkosten	103 DM/a	92 DM/a

Tabelle 12: Auslegungsfall, Thermostatventile sind korrekt ausgelegt und voreingestellt, Anlage 2

Die hydraulische und damit auch die elektrische Leistung der Pumpe ist für beide Anlagenbeispiele bei der Standardauslegung ähnlich. Bei der Auslegung mit dem Druckgefälle kleiner 50 Pa/m ergeben sich durch die unterschiedlichen Wärmeerzeuger Differenzen im Verbrauch. Anlage 2 ist mit einem Wandkessel mit großem Druckverlust ausgestattet, während in Anlage 1 ein Kessel mit großem Wasserinhalt und geringem wasserseitigen Widerstand installiert ist.

4.2.3. Volumenstrom im Auslegungsfall bei fehlender Voreinstellung und konstanter Pumpenförderhöhe

Bei der zweiten Berechnung wurde die Annahme getroffen, dass die eingebauten thermostatischen Heizkörperventile nicht voreingestellt wurden. In beiden Anlagen erhöht sich der Volumenstrom. Die drehzahlgeregelte Pumpe mit konstanter Differenzdruckregelung ändert die eingestellte Förderhöhe nicht. Durch die ungleichmäßige Wasserverteilung werden einige Heizkörper unterversorgt. Die Tabellen 13 und 14 zeigen die Berechnungsergebnisse.

Anlage 1 - Heizlast 34 kW

	Standard-Auslegung	Auslegung mit $R \leq 50$ Pa/m
$P_{\text{Hydr.}}$ - Gesamt	23 W	7 W
$P_{\text{Hydr.}}$ - Gesamt pro m^2	0,03 W/m^2	$9,3 \times 10^{-3}$ W/m^2
$P_{\text{elektr.}}$ - Pumpe	141 W	75 W
$P_{\text{elektr.}}$ - Pumpe pro m^2	0,19 $\text{W}_{\text{el}}/\text{m}^2$	0,10 $\text{W}_{\text{el}}/\text{m}^2$
H - Pumpe	3,63 m	1,18 m
\dot{V}_{gesamt}	2,31 m^3/h	2,35 m^3/h
Stromkosten	169 DM/a	90 DM/a

Tabelle 13: Thermostatventile nicht voreingestellt, $H_{\text{Pumpe}} = \text{konstant}$, Anlage 1

Anlage 2 - Heizlast 29 kW

	Standard-Auslegung	Auslegung mit $R \leq 50 \text{ Pa/m}$
$P_{\text{Hydr.}} - \text{Gesamt}$	15 W	14 W
$P_{\text{Hydr.}} - \text{Gesamt pro m}^2$	0,02 W/m^2	0,02 W/m^2
$P_{\text{elektr.}} - \text{Pumpe}$	90 W	82 W
$P_{\text{elektr.}} - \text{Pumpe pro m}^2$	0,15 $\text{W}_{\text{el}}/\text{m}^2$	0,13 $\text{W}_{\text{el}}/\text{m}^2$
$H - \text{Pumpe}$	3,65 m	2,51 m
\dot{V}_{gesamt}	1,49 m^3/h	1,47 m^3/h
Stromkosten	108 DM/a	99 DM/a

Tabelle 14: Thermostatventile nicht voreingestellt, $H_{\text{Pumpe}} = \text{konstant}$, Anlage 2

Trotz ähnlicher Auslegungsvolumenströme und Pumpenförderhöhen ergeben sich in Anlage 1 und 2 unterschiedliche Volumenstromerhöhungen. Sie kommen durch die unterschiedlichen Wärmeerzeugerbauformen zustande. In der Anlage 1 liegt die Pumpe in Fließrichtung gesehen hinter dem Kessel mit geringem wasserseitigen Widerstand. Er wirkt sich „negativ“ auf die Volumenstromerhöhung aus, denn es erhöht sich der Volumenstrom im System fast auf das 1,5-fache.

Das entspricht einem Stromkostenanstieg um gut 60 DM/a. In der Anlage 2 sitzt die Pumpe vor dem Wärmeerzeuger mit großem wasserseitigen Widerstand. Dieser Druckverlust wird durch den Anstieg des Volumenstromes noch größer.

Nach dem Kessel ist bereits ein erheblicher Teil der Pumpenförderhöhe verbraucht, so dass prozentual gesehen für das restliche System weniger Differenzdruck zur Verfügung steht als bei Anlage 1. Daraus ergibt sich ein „positiver“ Einfluss dieses Kessels in Bezug auf die Volumenstromerhöhung. In Anlage 2 erhöht sich der Volumenstrom nur auf das 1,2-fache, entsprechend einem Anstieg der Stromkosten um 5 DM/a. Hierbei wird jedoch nicht die durch fehlenden hydraulischen Abgleich sich einstellende Unterversorgung in Betracht gezogen.

4.2.4. Volumenstrom im Auslegungsfall bei fehlender Voreinstellung und Anhebung der Pumpenförderhöhe

Bei dieser Untersuchung liegen die gleichen Bedingungen wie unter 3.2.2 vor. Dort wurde durch die fehlende Voreinregulierung an den thermostatischen Heizkörperventilen eine Unterversorgung bei einigen Heizkörpern festgestellt. In diesem Fall wird die Förderhöhe der Pumpe solange erhöht, bis der ungünstigste Heizkörper den Auslegungsvolumenstrom erhält.

Die Berechnungsergebnisse können den Tabellen 15 und 16 entnommen werden. Durch diese neuen Randbedingungen kommt es zu einer Überversorgung einiger Heizkörper.

Anlage 1 - Heizlast 34 kW

	Standard-Auslegung	Auslegung mit $R \leq 50 \text{ Pa/m}$
$P_{\text{Hydr.}} - \text{Gesamt}$	102 W	53 W
$P_{\text{Hydr.}} - \text{Gesamt pro m}^2$	0,14 W/m ²	0,07 W/m ²
$P_{\text{elektr.}} - \text{Pumpe}$	343 W	184 W
$P_{\text{elektr.}} - \text{Pumpe pro m}^2$	0,46 W _{el} /m ²	0,25 W _{el} /m ²
H - Pumpe	9,8 m	4,3 m
\dot{V}_{gesamt}	3,88 m ³ /h	4,63 m ³ /h
Stromkosten	412 DM/a	221 DM/a

Tabelle 15: Thermostatventile nicht voreingestellt, Förderhöhe der Pumpe erhöht, Anlage 1

Anlage 2 - Heizlast 29 kW

	Standard-Auslegung	Auslegung mit $R \leq 50 \text{ Pa/m}$
$P_{\text{Hydr.}} - \text{Gesamt}$	72 W	64 W
$P_{\text{Hydr.}} - \text{Gesamt pro m}^2$	0,12 W/m ²	0,10 W/m ²
$P_{\text{elektr.}} - \text{Pumpe}$	321 W	289 W
$P_{\text{elektr.}} - \text{Pumpe pro m}^2$	0,52 W _{el} /m ²	0,47 W _{el} /m ²
H - Pumpe	10,3 m	8,5 m
\dot{V}_{gesamt}	2,62 m ³ /h	2,82 m ³ /h
Stromkosten	386 DM/a	347 DM/a

Tabelle 16: Thermostatventile nicht voreingestellt, Förderhöhe der Pumpe erhöht, Anlage 2

Unter den getroffenen in der Praxis nicht selten vorzufindenden Annahmen, treten bei beiden Anlagen Volumenstromerhöhungen auf, die das zwei- bis dreifache des Auslegungsvolumenstromes betragen. Die jährlichen Stromkosten erhöhen sich dementsprechend.

5. Wirtschaftlichkeit technischer Maßnahmen – Regelung und Hydraulik

Die Untersuchungen zum Thema Wirtschaftlichkeit technischer Maßnahmen zeigen anhand einiger Beispiele, welche Einflüsse sich auf die Kosten durch die Wahl bestimmter Systemkomponenten ergeben.

5.1. Wirtschaftlichkeit Wärmeabgabe

Darstellung des Energieeinsparpotentials durch korrekte Thermostatventilauslegung

Ansatz:⇒ Reduzierung der hydraulischen Leistung durch Verminderung des Auslegungsdifferenzdruckes von Thermostatventilen

Dem Ansatz liegt folgendes Beispiel zugrunde:

Auslegungsspreizung: $\Delta t = 10 \text{ K}, 20 \text{ K}, 40 \text{ K}$
 Differenzdruck Thermostatventil: $\Delta p_{\text{THKV,A1}} = 10 \text{ kPa}$
 (mittlere Heizkörperleistung 1kW)

Tabelle 17 zeigt, dass sich bezogen auf ein Thermostatventil sehr kleine Einsparungen ergeben. Betrachtet man dem gegenüber eine Wohnung (6 Heizkörper) ergeben sich folgende Summen.

	1 Thermostatventil (THKV)		1 Wohnung (6 THKV)	
Spreizung in K	$\Delta P_{el}/kW_{th}$ in W	K_{el} in DM/a	$\Delta P_{el}/kW_{th}$ in W	K_{el} in DM/a
10	1,5	1,80	9	10,80
20	0,75	0,90	4,5	5,40
40	0,375	0,45	2,25	2,70

Tabelle 17: Hydraulische Leistungen, Kosten je THKV und je Wohnung (6 THKV)

Erstellt man eine Hochrechnung z.B. für ein Mehrfamilienhaus mit 12 Wohneinheiten oder für Deutschland insgesamt, ergeben sich beachtenswerte Beträge (Tabelle 18).

	1 MFH (12 WE mit 72 THKV)		BRD (28 Mio. Whgn. mit 168 Mio THKV)	
Spreizung in K	$\Delta P_{el}/kW_{th}$ in W	K_{el} in DM/a	$\Delta P_{el}/kW_{th}$ in W	K_{el} in DM/a
10	108	129,60	$2,52 \cdot 10^8$	$302,40 \cdot 10^6$
20	54	64,80	$1,26 \cdot 10^8$	$151,20 \cdot 10^6$
40	27	32,40	$0,63 \cdot 10^8$	$75,60 \cdot 10^6$

Tabelle 18: Hydraulische Leistungen, Kosten je Mehrfamilienhaus und in der BRD gesamt

5.2. Wirtschaftlichkeit Wärmeverteilung

5.2.1. Differenzdruckregelung von Verteilnetzumpen

Bei größeren Anlagen liegen die Wärmeerzeugung und die einzelnen Heizkreise oft weit auseinander. Im Verteilnetz (z.B. auch Fernheizungen) sind Pumpen einzusetzen, um den notwendigen Volumenstrom und ggf. eine erforderliche Mindestdruckdifferenz für die Verbraucher zu gewährleisten.

Es erweist sich als vorteilhaft, diese Pumpe mit einer Differenzdruckregelung auszustatten, wenn im Verteilnetz große Druckverluste vorliegen. Die Messpunkte werden so positioniert, dass in jedem möglichen Betriebspunkt der Mindstdifferenzdruck zur Verfügung gestellt werden kann. Es erfolgt keine Differenzdruckregelung über die Pumpe.

Für die Darstellung und Bewertung der vorgeschlagenen Druckregelung mit Hilfe der Pumpe wird ein Verteilnetz zugrunde gelegt, in dem nur eine Pumpe eingebaut ist. Zur Verdeutlichung wird ein Vergleich mit einer unregelmäßig betriebenen Pumpe durchgeführt. Die Lage der Betriebspunkte bei Voll- und Teillast zeigt Bild 14.

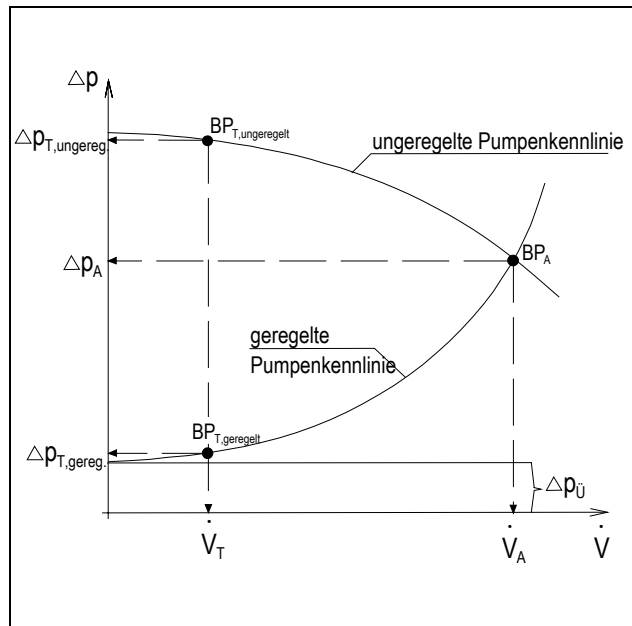


Bild 14: Geregelt und unregeltete Pumpe im Vergleich

Die große Differenz der Druckerhöhung im Teillastfall verdeutlicht den Vorteil der vorgeschlagenen Regelung. Daraus resultieren Einsparungen, die sich zum einen aus der verminderten Stromaufnahme bei geringerer Förderhöhe und durch den besseren Wirkungsgrad einer großen geregelten Pumpe im Teillastfall ergeben. Es handelt sich hier nicht um konventionelle Nassläuferpumpen. Der Auslegungsvolumenstrom erfordert den Einsatz von Trockenläufern. Die Vorteile dieser Regelungsart und damit die Einsparpotentiale können mit Hilfe der hydraulischen Leistung gut quantifiziert werden.

Pumpenkennlinie der unregelten Pumpe:

$$\Delta p_p = \Delta p_o - C \cdot \dot{V}^2 \quad \text{mit } \Delta p_o = 1,5 \cdot \Delta p_{BP} \text{ (flache Kennlinie)}$$

Die Kennlinie der geregelten Pumpe entspricht in ihrem Verlauf einer Rohrnetzkenlinie.

Die Reduktion der hydraulischen Leistung „r“ ergibt sich aus dem Verhältnis der beiden Flächen für die hydraulische Leistung im Teillastfall (Bild 15).

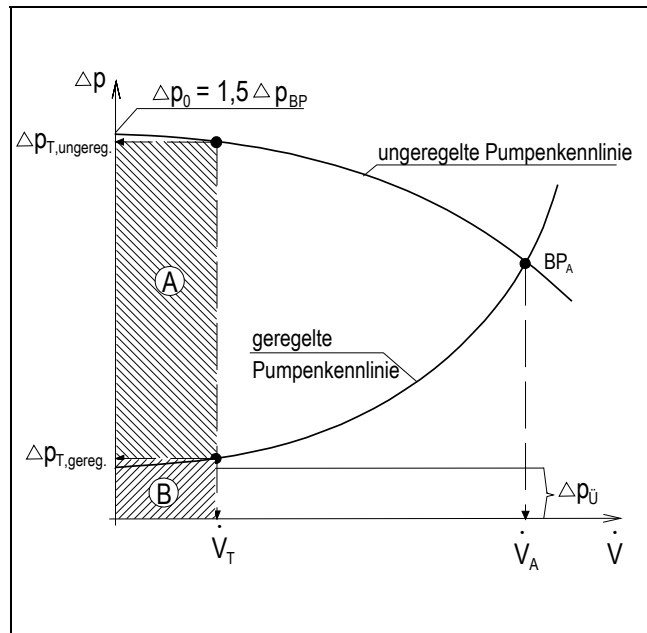


Bild 15: Hydraulische Leistung bei geregelter und unregelter Pumpe

Reduktion der hydraulischen Leistung:

$$r_{TL,Hydr.} = \frac{P_{Hydr. \text{ geregelte Pumpe}}}{P_{Hydr. \text{ unregelte Pumpe}}} = \frac{\text{Fläche B}}{\text{Fläche A + B}}$$

$$r_{TL,Hydr.} = \frac{\dot{V}_T \cdot \left[\Delta p_{\dot{U}} + (\Delta p_{BP} - \Delta p_{\dot{U}}) \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2 \right]}{\dot{V}_T \cdot \left[1,5 \cdot \Delta p_{BP} - 0,5 \cdot \Delta p_{BP} \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2 \right]}$$

Durch Umformung folgt

$$r_{TL,Hydr.} = \frac{\frac{\Delta p_{\dot{U}}}{\Delta p_{BP}} + \left(1 - \frac{\Delta p_{\dot{U}}}{\Delta p_{BP}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2}{1,5 - 0,5 \cdot \left(\frac{\dot{V}_T}{\dot{V}_A} \right)^2}$$

Für die Bewertung der elektrischen Leistung gilt

$$r_{TL,el.} = \frac{\eta_{TL,ungeregelt}}{\eta_{TL,geregelt}} \cdot r_{TL,Hydr.}$$

Beispiel:

Eine Anlage besitzt ein langes Verteilnetz, weil die Wärmeerzeugung in einem separaten Kesselhaus untergebracht ist. Es liegen folgende Anlagenparameter vor:

$$\begin{aligned}\dot{V}_A &= 76 \text{ m}^3/\text{h} & \dot{V}_T &= 0,25 \cdot \dot{V}_A = 19 \text{ m}^3/\text{h} \\ \Delta p_{\ddot{u}} &= 0,2 \text{ bar} & \Delta p_{BP} &= 1,0 \text{ bar} \\ \eta_{TL, \text{ geregelt}} &= 0,35 & \eta_{TL, \text{ ungeregelt}} &= 0,25\end{aligned}$$

Für die hydraulische Leistung ergibt sich eine relative Veränderung im mittleren Teillastfall auf

$$\underline{\underline{r_{TL,Hydr.} = 0,17}} \quad \text{also um 83 \%!}$$

Für die elektrische Leistung beträgt die relative Veränderung

$$\underline{\underline{r_{TL,el.} = 0,12}} \quad \text{also um 88 \%!}$$

5.2.2. Dreiwegventil an der hydraulischen Entkopplung

Ein größeres Dreiwegventil an einem hydraulischen Entkoppler zur Vorlauftemperaturregelung wird nachfolgend nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten ausgelegt. Es werden neben den anfallenden Investitionskosten auch die anteiligen Betriebskosten für Pumpenstrom berücksichtigt.

Jährliche Festkosten K1 aus Kapitaleinsatz für das Regelventil inkl. Einbau:

$$K1 = \left(6.000 \text{ DM} + 0,01 \text{ DM} \cdot \frac{h^2}{m^6} \cdot k_{VS}^2 \right) \cdot a_k$$

Mit einem Zinssatz von 8 % und einer Nutzungsdauer des Ventils von 25 Jahren berechnet sich die Annuität zu

$$a_k = \frac{(0,08 \cdot (1 + 0,08))^{25}}{(1 + 0,08)^{25} - 1} = 0,093679 \text{ a}^{-1}$$

Anteilige jährliche Betriebsstromkosten B1 des Regelventils für Pumpenstrom

$$B1 = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{Pu}} \cdot 6.000 \frac{h}{a} \cdot 0,25 \frac{\text{DM}}{\text{kWh}_{el}}$$

Mit einem Wirkungsgrad der Pumpe von 30 %, einem konstanten Volumenstrom durch das Ventil von 76 m³/h und dem k_{VS}-Wert nach

$$k_{VS} = \dot{V} \cdot \left(\frac{1 \text{ bar}}{\Delta p_V} \right)^{0,5}$$

ergibt sich für die Betriebsstromkosten in Abhängigkeit vom k_{VS} -Wert:

$$B1 = \left(\frac{1}{k_{VS}} \right)^2 \cdot \frac{76^3 \cdot 500}{3,6} \frac{\text{DM m}^6}{\text{a h}^2}$$

k_{VS} in m^3/h	Druckverlust D_p in Pa	Festkosten $K1$ in DM/a	Betriebskosten $B1$ in DM/a	Gesamtkosten $(K1+B1)$ in DM/a
200	14440	600	1524	2124
250	9242	621	976	1596
300	6418	646	677	1324
350	4715	677	498	1175
400	3610	712	381	1093
450	2852	752	301	1053
500	2310	796	244	1040
550	1909	845	202	1047
600	1604	899	169	1069
650	1367	958	144	1102
700	1179	1021	124	1146
750	1027	1089	108	1197
800	903	1162	95	1257
850	799	1239	84	1323

Tabelle 19: Jahresgesamtkosten in Abhängigkeit vom k_{VS} -Wert

Trägt man die Kosten $K1$, $B1$ und $(K1+B1)$ in einem Diagramm über dem k_{VS} -Wert auf, kann das berechnete Minimum grafisch verdeutlicht werden (Bild 16).

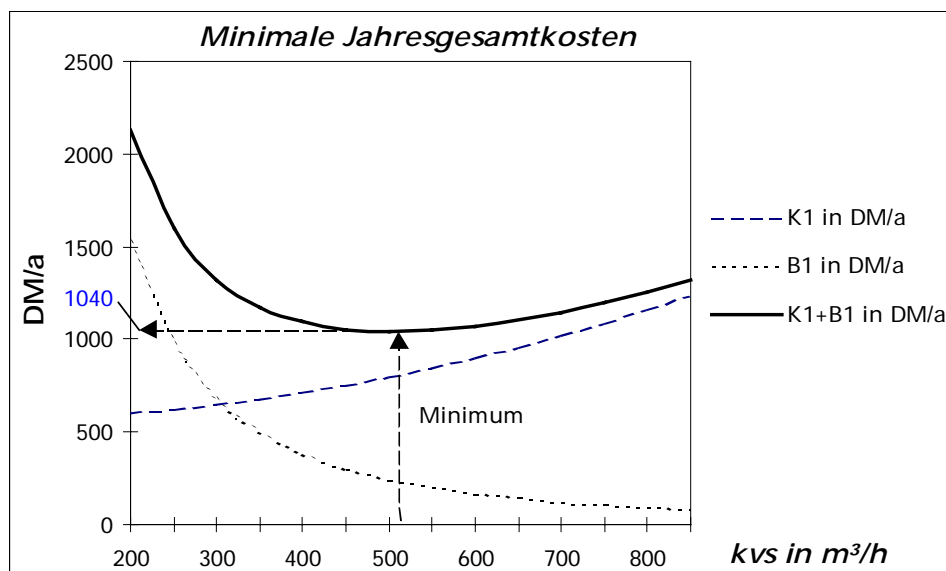


Bild 16: Jahresgesamtkosten in Abhängigkeit vom k_{VS} -Wert eines Dreiwegventils

Ergebnis:

Das optimale Dreiwegventil, bezogen auf die Jahresgesamtkosten ist eine Armatur mit einem k_{VS} -Wert von $500 \text{ m}^3/\text{h}$. Daraus kann die Regel abgeleitet werden, hydraulische Schaltungen mit Dreiwegventilen möglichst so zu gestalten, dass der Druckabfall über dem Ventil im Auslegungszustand den vom Ventilhersteller geforderten Minimalwert von typisch 2 bis 5 kPa entspricht. Hierbei ist trotzdem eine hohe Ventilautorität zu gewährleisten, so dass sich die Verbraucherkreise gegenseitig nicht negativ beeinflussen.

5.3. Wirtschaftlichkeit Wärmeerzeugung

An Heizungsanlagen mit Leistungen weit über 100 kW sind höhere Anforderungen zu stellen als an Heizungsanlagen in Ein- und kleineren Mehrfamilienhäusern. Wärmeerzeugungsanlagen eines höheren Leistungsbereiches erfordern im allgemeinen einen hohen Planungsaufwand. Es müssen vielfach Mindestrücklauftemperaturen und Volumenströme durch den Kessel sichergestellt werden. Hieraus resultieren hydraulische und regelungstechnische Schaltungen, die für einen störungsfreien Heizkesselbetrieb zu beachten sind.

Folgende Varianten werden miteinander verglichen:

- Variante A: NT-Kessel mit separater Rücklauftemperaturenhebung
- Variante B: NT-Kessel - Rücklauftemperaturenhebung über Heizgruppenventile
- Variante C: NT-Kessel ohne Anforderung an eine Mindestrücklauftemperatur
- Variante D: BW-Kessel ohne Anforderungen an einen Mindestvolumenstrom

Die Bilder 17-19 stammen aus einer Veröffentlichung¹⁾ von Dr.-Ing. Schlapmann und verdeutlichen die Unterschiede der vier Varianten.

Variante A:

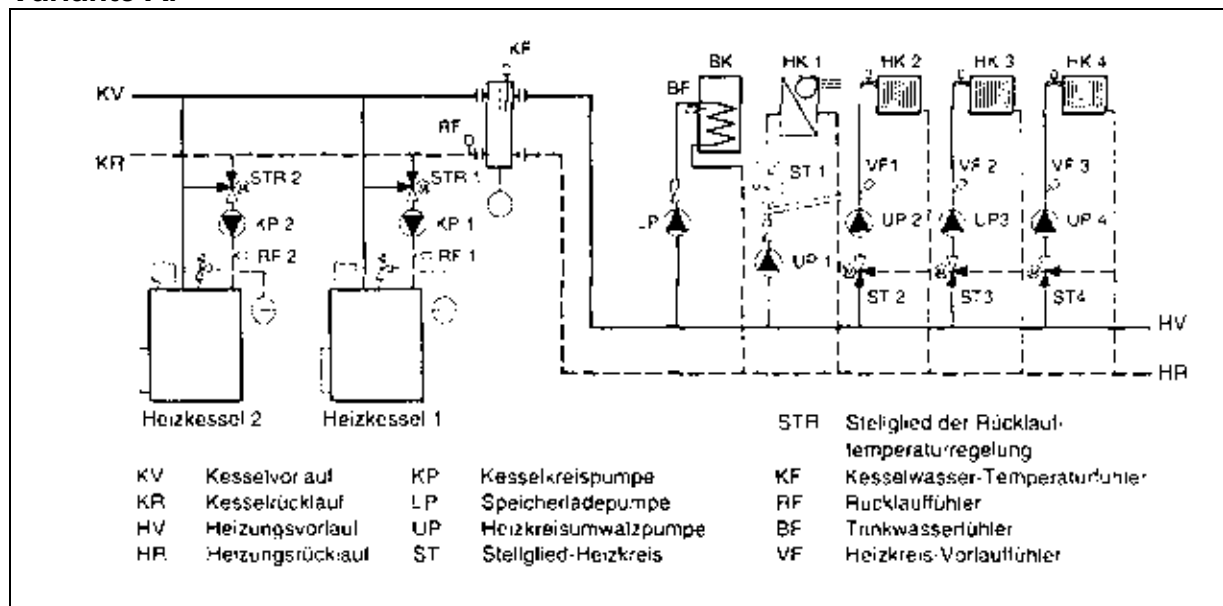


Bild 17: Kesselfolgeschaltung mit separater Rücklauftemperaturenhebung - Variante A

¹⁾ Quelle: TAB 10/97: Hydraulik in Großkesselanlagen, Dr.-Ing. D. Schlapmann, Lollar

Es handelt sich um die Standardschaltung einer Mehrkesselanlage für Alt- und Neuanlagen, wenn keine Kopplung der Regelsysteme (Kesselkreis/Verbraucherkreis) möglich ist. Die erforderliche Rücklaufftemperaturanhebung wird für jeden Kessel separat durchgeführt.

Folgende Anlagenkomponenten sind auf der Primärseite erforderlich:

- je Kessel eine Kesselkreispumpe
- je Kessel ein Dreiweg-Mischventil für die Rücklaufftemperaturanhebung
- Entkopplung (hydraulische Weiche)

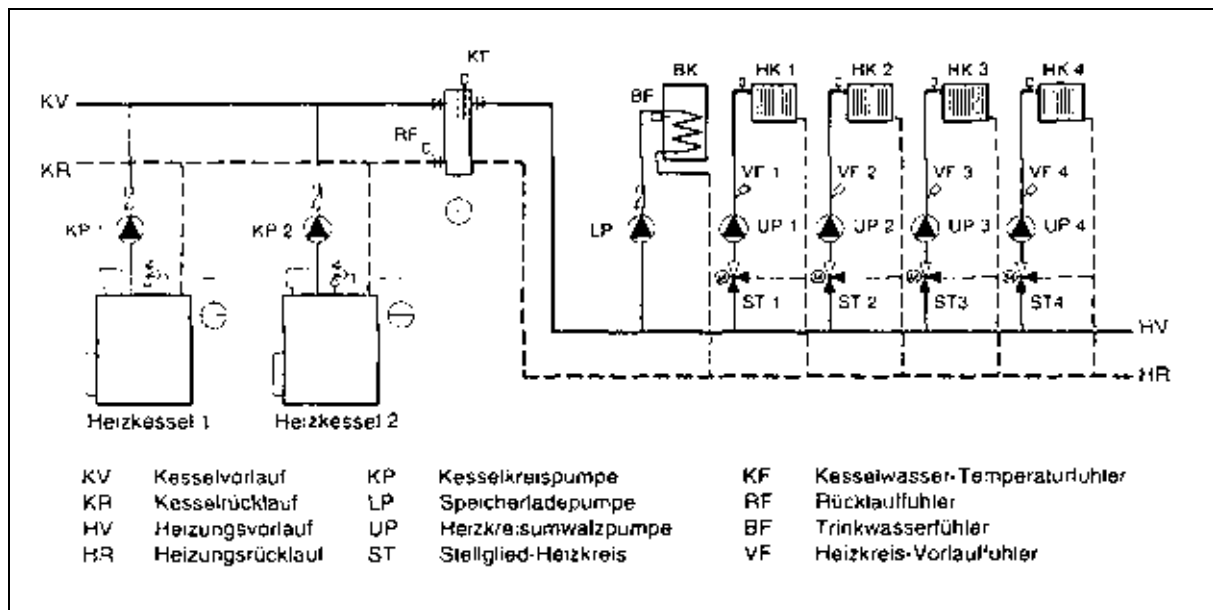


Bild 18: Kesselfolgeschaltung mit gemeinsamer Rücklaufftemperaturanhebung - Variante B

Variante B:

Bei dieser Mehrkesselanlage wird eine gemeinsame Rücklaufftemperaturanhebung über die Heizkreisventile durchgeführt. Für diese konventionellen Kessel sind in den Kesselvorlaufleitungen Pumpen einzusetzen. Folgende Anlagenkomponenten liegen auf der Kesselseite vor:

- je Kessel eine Kesselkreispumpe
- Entkopplung (hydraulische Weiche)
- je Kessel eine motorbetriebene Absperrklappe

Die hydraulischen Schaltungen der Varianten A und B zeichnen sich durch einen erhöhten Investitionsaufwand aus, begründet durch die zusätzlichen Einrichtungen für die Rücklaufftemperaturanhebung. Die für den Kesselbetrieb erforderlichen Pumpen erzeugen zusätzliche Stromkosten.

Variante C + D:

Für diese hydraulische Schaltung werden neuere Kesselbauarten verwendet. Die Wärmeerzeuger benötigen keine Mindestrücklaufftemperatur und keinen Mindestvolumenstrom, jedoch eine Mindestkesselwassertemperatur. Es können geeignete NT-Kessel (Fall C) oder BW-Kessel (Fall D) eingesetzt werden. Es entsteht eine verein-

fachte Anlagentechnik. Je Kessel ist eine motorbetriebene Absperrklappe einzusetzen. Durch die Schaltung wird der Stromverbrauch gegenüber der Varianten A+B geringer ausfallen, weil keine Kesselkreispumpen benötigt werden.

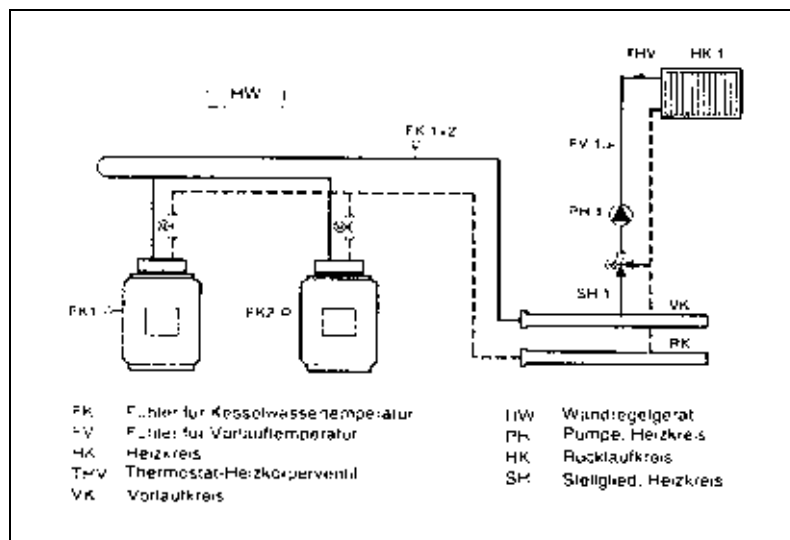


Bild 19: Zweikesselanlage ohne Anforderung an einen Mindestvolumenstrom - Variante C + Variante D

Investitions- und Jahresgesamtkosten

Für die Bewertung der unterschiedlichen Kesselschaltungen dient folgende Beispielanlage:

- Wärmeleistung: 1,3 MW
- Zweikessel-Anlage, je Kessel 650 kW
- Beheizbare Nutzfläche: ca. 5780 m²

Für die vier Varianten ergeben sich folgende Kosten im Vergleich:

Variante	P _{Hydr.} in W	Investition in DM	Jahresfestkosten in DM/a	Betriebskosten in DM/a		Jahresgesamtkosten in DM/a
				Brennstoff	Strom	
A	262	118.258	12.045	187.247	2.334	201.626
B	262	103.262	10.517	187.247	2.334	200.098
C	106	89.596	9.126	185.929	641	195.696
D	177	129.712	13.211	175.586	1.080	189.877

Tabelle 20: Gegenüberstellung Investitions- und Jahresgesamtkosten Variante A - D

Der Jahresgesamtkostenvergleich ergibt Unterschiede im Bereich von ca. 5 %.

Quelle: Originalmanuskript Prof. Wolff und Prof. Knabe