

## Energiebedarf

# Geregelte Strahlpumpe oder geregelte Umwälzpumpe?

Was ist die effizientere Lösung?

Günter Scholz, Frank Scholz, Berlin

In der letzten Zeit sind, im Zusammenhang mit der Energieeinsparung, verschiedene Veröffentlichungen über den Einbau von geregelt Strahlpumpen in Heizungsanlagen [1- 5] erschienen. In diesen Veröffentlichungen wird dargestellt, dass der Einbau von geregelten Strahlpumpen zu erheblichen Energieeinsparung führt. Der folgende Fachaufsatz soll zeigen, ob diese Behauptung zutreffend ist und welche alternativen Entwicklungen möglich sind.

In den oben genannten Veröffentlichungen wird davon ausgegangen, dass in Heizungsanlagen ohnehin ein ausreichender Pumpendruck vorhanden ist. Man setzt voraus, dass Hauptpumpen vorhanden und so überdimensioniert sind, dass der Vordruck, den die Strahlpumpen für ihre Funktion brauchen, nicht erzeugt werden muss, sondern kostenlos zur Verfügung steht. Aus

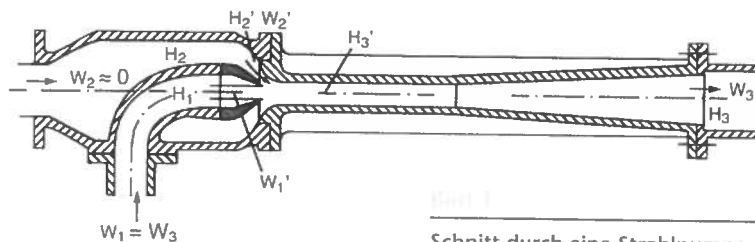
## Autoren



Dipl.-Ing. Günter Scholz, Jahrgang 1939, war bei der Fa. ROM in Frankfurt/M. und in Stuttgart sowie bei einem großen Generalplaner in Wiesbaden tätig. Nach 1972 übernahm er ein Ingenieurbüro in Frankfurt/M., das er unter seinem Namen bis 2003 führte. Von der Handwerkskammer Rhein-Main war er 30 Jahre als öffentlicher und vereidigter Sachverständiger für Heizungs-Klimatechnik bestellt.



Dipl.-Ing. Frank Scholz, Jahrgang 1964, studierte an der TU München, arbeitete danach bei der LTG in Stuttgart im Vertrieb und Anlagenabwicklung. Z. Zt. sind beide Autoren als beratende Ingenieure im Ingenieurbüro Scholz Consult tätig.



Schnitt durch eine Strahlpumpe

diesem Grund wird die Pumpe, die den Druck für die Strahlpumpe erzeugt, in den dort dargestellten Funktionsschemata weggelassen.

Diese Darstellung und die gemachte Annahme, stimmen nicht mit dem Stand der Heizungstechnik und dem vorgeschriebenen Druckabgleich für die Berechnung und Dimensionierung von Heizungsrohrnetzen überein. Eine neutrale und ausführliche Betrachtung ist dringend notwendig.

Zur Berechnung der Strahlpumpe ist die Literatur [7] zu empfehlen. Bild 1 zeigt einen Schnitt durch eine Strahlpumpe mit eingetragenen Bezeichnungen für die weitere Berechnung. Bild 2 zeigt die vollständigen Schaltbilder der Regelgruppen

a) mit üblicher Rohrpumpe und  
b) mit geregelter Strahlpumpe und Hauptpumpe. Unter den Schaltbildern ist der dynamische Druckverlauf aufgetragen.

$\Delta P$  ist der im Heizungskreis und Regelventil benötigte Differenzdruck zwischen Vorlauf und Rücklauf. Der Verteiler „V“ und der Sammler „S“ sind differenzdrucklos, weil der von der Kesselkreislaufpumpe erzeugte Differenzdruck im Kesselkreislauf bis zu den Verteilern aufgebraucht und zwischen Verteiler und Sammler eine Weiche installiert ist. Überdruck, zwischen Vorlaufverteiler und Rücklaufsammler, ist in einer ordentlich geplanten Heizungsanlage nicht vorhanden.

Auffallend ist auch, dass die Hersteller von geregelten Strahlpumpen keine Angaben über den Wirkungsgradverlauf und über dessen Höhe machen.

Der hydraulische Wirkungsgrad der Wasserstrahlpumpe wurde von Dr. H. Schulz, Dozent für Strömungsmaschinen an der Ingenieurschule Kiel, ausführlich untersucht. Die Ergebnisse sind in [7] nachzulesen. Bild 3 zeigt den Verlauf des Gesamtwirkungsgrades  $\eta$  und den Teilwirkungsgrad  $\eta_M$ , der im Wesentlichen für den geringen Gesamtwirkungsgrad verantwortlich ist. Der Mischwirkungsgrad  $\eta_M$  entsteht durch die turbulente Strömung vor der Treibdüse und bei der Zuströmung des Saugstromes bzw. Beimischanteils vor der Fangdüse. Diese hohe Turbulenz ist aber für die Funktion erforderlich.

Die Versuche von Schulz haben gezeigt, dass der Mischdüsenwirkungsgrad sich nicht verbessern lässt und dass der beste Wirkungsgrad sich immer nur für ein bestimmtes Druck- und Mengenverhältnis erreichen lässt. Verändern sich diese Verhältnisse im Betrieb, dann fällt der Gesamtwirkungsgrad ab. Der maximal erreichbare Wirkungsgrad beträgt ca. 32 % bei der unregulierten Strahlpumpe und liegt bei geregelten Strahlpumpen für einen Arbeitsbereich unter 30 %.

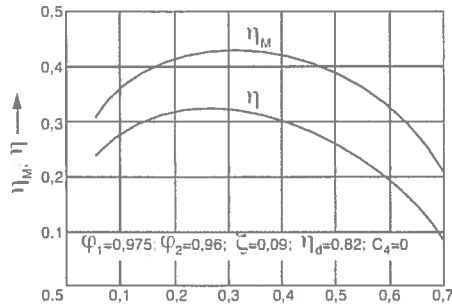
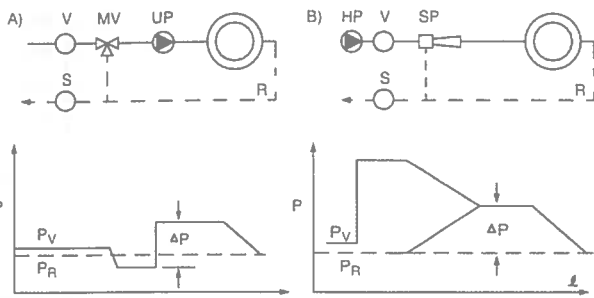


Bild 1

Verlauf des Gesamtwirkungsgrades  $\eta$  und des Teilwirkungsgrades  $\eta_M$

Bild 2

## Schaltbilder der Regelgruppen

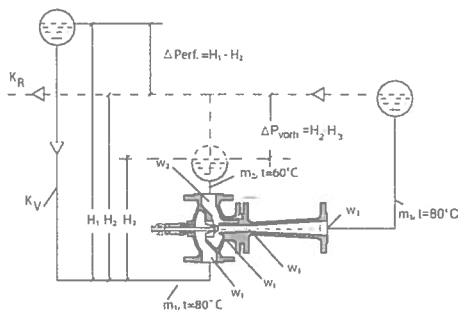


Bild 3

## Funktionsschema einer Strahlpumpe

Der Wirkungsgrad ist im Wesentlichen vom Druckhöhenverhältnis  $\epsilon$  und vom Massenstromverhältnis  $U$  abhängig. Das Druckhöhenverhältnis ergibt sich aus:

$$\epsilon = \frac{H_3 - H_2}{H_1 - H_2} \quad (1)$$

Das Massenverhältnis oder Mischungsverhältnis  $U$  ergibt sich aus:

$$U = \frac{m_3}{m_1} \quad (2)$$

Darin sind  $m_1$  bis  $m_3$ , die sich aus der Wärmemenge und den Temperaturdifferenzen ergebenden Massenströme. Mit  $\epsilon$  und  $U$  wird:

$$\eta = \frac{H_3 - H_2}{U(H_1 - H_2) - H_3 - H_4} = \frac{\epsilon}{U(1 - \epsilon)} \quad (3)$$

Weiterhin gilt der aus der Physik bekannte Impulssatz, der in der Strömungslehre in folgender Form gültig ist. Es wird in der Strömungslehre nicht mit dem Impuls, sondern mit dem Impulsstrom gerechnet.

$$\dot{i} = \rho \cdot A \cdot w \cdot w = \dot{m} \cdot w [N]$$

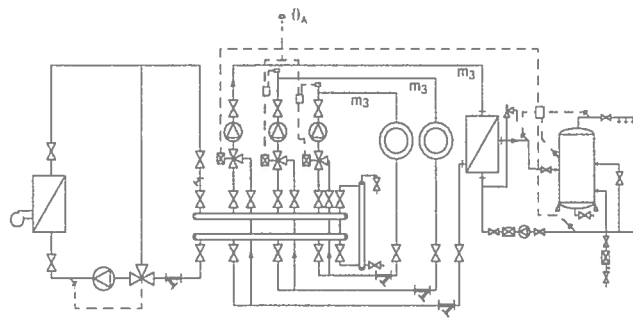


Bild 4

Anlagenschaltung mit einer Heizkesselvorlauftemperatur von 80 °C

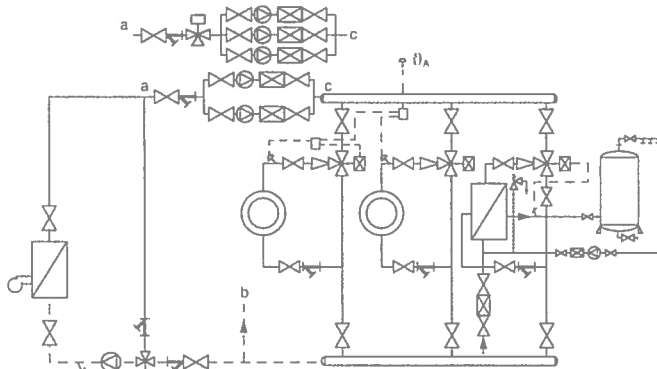


Bild 5

Anlagenschaltung mit einer Heizkesselvorlauftemperatur von 85 °C

Es gilt also:

$$\dot{m}_1 \cdot w_1 + \dot{m}_2 \cdot w_2 = \dot{m}_3 \cdot w_3 \quad (4)$$

Hierbei ist  $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ . Weiterhin wird mit der Bernoulli-Gleichung gerechnet.

$$H_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2}{2g} = H_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2}{2g} \quad (5)$$

Die Bernoulli-Gleichung gilt in der Form für die verlustlose Strömung. Die Wirkungsgradverluste werden am Schluss durch den Gesamtwirkungsgrad berücksichtigt. Aus der Bernoulli-Gleichung ergibt sich die Ausflussgleichung von Torricelli:

$$w = \sqrt{2g \cdot \Delta P} [m/s] \quad (6)$$

und die Umkehrung daraus:

$$\Delta P = \frac{w^2}{2g} \quad (7)$$

Mit diesen Gleichungen und der Wirkungsgradkurve nach Bild 3 kann der von der Strahlpumpe benötigte Vordruck, den die Hauptpumpe als Förderhöhe zur Verfügung stellen muss, berechnet werden. Bild 4 beinhaltet die Formelzeichen und stellt das Funktionsschema da.

Die Anwendung der genannten Gleichung wird im folgenden Beispiel gezeigt.

## Beispiel

Für ein Mehrfamilienwohnhaus mit einem Heiz-Wärmebedarf von 200 kW oder 720 000 kJ/h ist der Stromverbrauch der Umwälzpumpen für die Anlagenausführungen nach Bild 5 und 6 zu berechnen.

## Gegeben

Der Standort im Lageplan zeigt, dass mit zwei Regelgruppen Nord-Ost-Seite

und Süd-West-Seite auszukommen ist. Außerdem ist eine Gruppe für die Zapf-Warmwasseraufheizung vorgesehen.

Die Kesselkreislaufpumpe ist so bemessen, dass die Widerstände im Kessel und Kesselkreislauf gerade überwunden werden. Die Verteiler sind differenzdrucklos und mit einer Weiche verbunden.

Der Druckverlust in dem Rohrnetz der beiden Heizungskreise beträgt  $\Delta P = 1,5 \text{ mWS}$  oder  $15\,000 \text{ Pa}$  (einschl. Regelventil oder Strahlpumpe,  $K_v = 0,4$ ).

Der Wärmebedarf Nord-Ost-Gruppe beträgt  $370\,000 \text{ kJ/h}$ , der Wärmebedarf Süd-West-Gruppe  $350\,000 \text{ kJ/h}$ . Im Haus sind 30 Wohnungen mit je drei bis vier Personen mit Zapfwarmwasser zu versorgen. Nach [8], Tafel 4.4.2-1, beträgt der Wärmebedarf hierfür  $76 \text{ kW}$  bzw.  $27\,000 \text{ kJ/h}$ .

Das Zapfwarmwasser wird während der Nachtabsenkung aufgeheizt und bei Bedarf auf  $60^\circ\text{C}$  nachgeheizt. Die Zapfwarmwasserversorgung besteht aus dem Plattenwärmeaustauscher mit einer Wärmeleistung von  $270\,000 \text{ kJ/h}$  und einen Widerstand im Heizkreis, Regelventil und Plattenaustauscher von ebenfalls  $15\,000 \text{ Pa}$  oder  $1,5 \text{ mWS}$  und einen Speicher mit  $2\,500 \text{ Liter}$  Inhalt mit einer guten Wärmedämmung.

Die Heizkesselvorlauftemperatur beträgt  $80^\circ\text{C}$  bei der Anlagenschaltung nach Bild 5 und  $85^\circ\text{C}$  bei der Schaltung nach Bild 6 für den Betrieb bei  $-15^\circ\text{C}$  Außentemperatur und wird gleitend bis auf  $75^\circ\text{C}$  nach  $\vartheta_A$  abgesenkt.

Die Rücklauftemperatur wird durch die Kesselkreislaufpumpe und die Regelung immer auf  $60^\circ\text{C}$  gehalten.

Der Wärmeaustauscher für die Zapfwarmwasseraufheizung wird mit Temperaturen  $75/65^\circ\text{C}$  beheizt. Die Umwälzpumpe für diesen Kreislauf wird bei der Schaltung nach Bild 5 und bei Zapfwassertemperaturen von  $60^\circ\text{C}$  abgeschaltet und wieder eingeschalt, wenn die Zapfwarmwassertemperatur auf  $50^\circ\text{C}$  abgefallen ist.

Bei der Außentemperatur von  $-15^\circ\text{C}$  werden die Heizkreise mit  $80/60^\circ\text{C}$  und am Ende der Heizperiode mit  $30/24^\circ\text{C}$  gefahren. Das bedeutet, dass bei  $-15^\circ\text{C}$  die Heizkreise mit  $100\%$  der Wassermenge und am Anfang und Ende der Heizperiode, wenn Thermostatventile an den Heizkörpern einzelne Heizkörper drosseln oder abschalten, noch mit ca.  $80\%$  der Wassermenge versorgt werden. Das Heiznetz wurde für  $100\%$  der Wassermenge berechnet und einreguliert.  $80\%$  der Auslegungswassermenge sind notwendig, um alle Heizflächen, die mit Thermostatventilen ausgerüstet sind, noch gleichmäßig zu versorgen.

**Gesucht**

- A) Kosten für den Jahresstromverbrauch der Heizungsumwälzpumpen bei der Schaltung nach Bild 5
- B) Kosten für den Jahresstromverbrauch der Hauptumwälzpumpen bei der Schaltung nach Bild 6
- C) Ergebnisdiskussion

Der Stromverbrauch von der Kesselkreislaufpumpe ist bei beiden Schaltungen gleich groß und bleibt deshalb unberücksichtigt.

**A) Berechnung der Jahresstromkosten für die Anlagenausführung Bild 5**

- a) Fördermenge der Gruppenumwälzpumpen Nord-Ost-Gruppe bei  $\vartheta_A 0 - 15^\circ\text{C}$

$$\dot{m} = \frac{Q_{\max}}{C_p(\vartheta_v - \vartheta_R)} = \frac{370\,000 \text{ kJ / kg}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (80 - 60)\text{K}} = 4,426 \text{ kg/h} \hat{=} 1,23 \text{ kg/s}$$

Nord-Ost-Gruppe am Ende der Heizperiode bei einer Heizlast von  $20\%$

$$\dot{m} = \frac{74\,000 \text{ kJ / kg}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (30 - 24)\text{K}} = 2,950 \text{ kg/h} \hat{=} 0,82 \text{ kg/s}$$

Süd-West-Gruppe bei  $\vartheta_A 0 - 15^\circ\text{C}$

$$\dot{m} = \frac{350\,000 \text{ kJ / kg}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} 20 \text{ K}} = 4,187 \text{ kg/h} \hat{=} 1,16 \text{ kg/s}$$

Süd-West-Gruppe am Ende der Heizperiode bei einer Heizlast von  $20\%$

$$\dot{m} = \frac{70\,000 \text{ kJ / kg}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} 6 \text{ K}} = 2,791 \text{ kg/h} \hat{=} 0,78 \text{ kg/s}$$

Gruppe Zapfwarmwasseraufheizung

$$\dot{m} = \frac{274\,000 \text{ kJ / kg}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (75 - 65)\text{K}} = 6,555 \text{ kg/h} \hat{=} 1,82 \text{ kg/s}$$

Pumpenantriebsleistung

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P}{\eta_M \cdot \eta_P} [\text{W}]$$

Darin ist:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \text{m}^3/\text{s}$$

$\Delta P$  Förderhöhe in  $\text{N/m}^2$

$\eta_M$  Motorwirkungsgrad  $0,8$  und  $0,7$

$\eta_P$  Wirkungsgrad der Pumpe  $0,7$  und  $0,6$

$\rho$   $970 \text{ kg/m}^3$  bei  $70^\circ\text{C}$

$\rho$   $995 \text{ kg/m}^3$  bei  $30^\circ\text{C}$

Gruppe Nord-Ost

$$P_1 = \frac{1,23 \text{ kg / s} \cdot 15.000 \text{ N / m}^2}{970 \text{ kg / m}^3 \cdot 0,7 \cdot 0,8} = 34 \text{ W}$$

$$P_2 = \frac{0,82 \text{ kg / s} \cdot 15.000 \text{ N / m}^2}{995 \text{ kg / m}^3 \cdot 0,6 \cdot 0,7} = 29,4 \text{ W}$$

Mittelwert für die Heizperiode  $32 \text{ W}$

Gruppe Süd-West

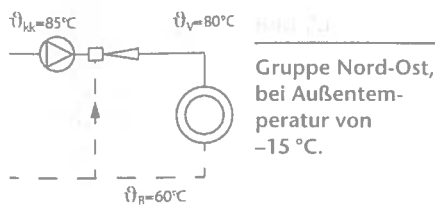
$$P_1 = \frac{1,16 \text{ kg / s} \cdot 15.000 \text{ N / m}^2}{970 \text{ kg / m}^3 \cdot 0,7 \cdot 0,8} = 32 \text{ W}$$

$$P_2 = \frac{0,78 \text{ kg / s} \cdot 15.000 \text{ N / m}^2}{995 \text{ kg / m}^3 \cdot 0,6 \cdot 0,7} = 28 \text{ W}$$

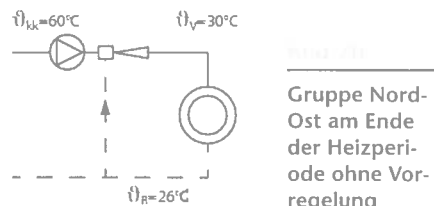
Mittelwert für die Heizperiode  $30 \text{ W}$

Gruppe Zapfwarmwasseraufheizung

$$P = \frac{1,82 \text{ kg / s} \cdot 15.000 \text{ N / m}^2}{970 \text{ kg / m}^3 \cdot 0,7 \cdot 0,8} = 50 \text{ W}$$



Gruppe Nord-Ost, bei Außentemperatur von  $-15^\circ\text{C}$ .



Gruppe Nord-Ost am Ende der Heizperiode ohne Vorregelung

b) Jahresstromverbrauch und Stromkosten bei einem Tarif von  $0,26 \text{ E/kWh}$

Die beiden Heizungsumwälzpumpen sind während der Heizperiode rund  $5\,000 \text{ h/a}$  mit dem mittleren Verbrauch in Betrieb

$$K_T = \frac{62 \text{ W} \cdot 5.000 \text{ h/a} \cdot 0,26 \text{ E/kWh}}{1.000 \text{ W/kWh}} =$$

$$= 80,6 \text{ E/a}$$

Die Heizungsumwälzpumpe für die Zapfwarmwasseraufheizung ist  $3 \text{ h/d}$  an  $360$  Tagen im Jahr in Betrieb

$$K_E = \frac{50 \text{ W} \cdot 1.080 \text{ h/a} \cdot 0,26 \text{ E/kWh}}{1.000 \text{ W/kWh}} = 14 \text{ E/a}$$

Zusammen  $94,6 \text{ E/a}$

B) Berechnung der Pumpenleistung und des Jahresstromverbrauches für die Anlagenausführung mit Strahlpumpen nach Bild 6

Die Hauptpumpe muss die Treibwassermengen mit dem Vordruck der von der ungünstigsten Gruppe benötigt wird, zur Verfügung stellen.

a) Treibwassermenge für die Gruppe Nord-Ost mit den in Bild 7a und 7b eingetragenen Temperaturen

$m_3 = m = 1,23 \text{ kg/s}$  wie vorher unter A ermittelt

$$m_1 = \frac{Q_h}{C_p \cdot \Delta\theta} \quad [\text{kg/h}]$$

bei  $\vartheta_A = -15^\circ\text{C}$

$$m_1 = \frac{370.000 \text{ kg/h}}{\frac{4,18 \text{ kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (85 - 60) \text{ K}} =$$

$$= 3.541 \text{ kg/h oder } 0,984 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = m_3 - m_1 = 1,23 - 0,984 = 0,247 \text{ kg/s}$$

am Ende der Heizperiode bei ca.  $10\%$  Heizlast.

$m_3 = m = 1,23 \text{ kg/s}$  wenn die Wassermenge in dem Heizungskreis konstant sein soll und was für die gleichmäßige

Beaufschlagung der Heizflächen erforderlich ist.

$$m_1 = \frac{74.000 \text{ kg/h}}{\frac{4,18 \text{ kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (60 - 26) \text{ K}} = 521 \text{ kg/h}$$

$$\text{oder } 0,145 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = m_3 - m_1 = 1,23 - 0,145 = 1,085 \text{ kg/s}$$

b) Treibwassermenge der Gruppe Süd-West bei  $\vartheta_A = -15^\circ\text{C}$

$m_3 = m = 1,16 \text{ kg/s}$  wie vorher unter A

$$m_1 = \frac{350.000 \text{ kg/h}}{\frac{4,18 \text{ kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (85 - 60) \text{ K}} = 3.349 \text{ kg/h}$$

$$\text{oder } 0,930 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = m_3 - m_1 = 1,16 - 0,930 = 0,23 \text{ kg/s}$$

am Ende der Heizperiode bei ca.  $20\%$  Heizlast

$$m_1 = \frac{70.000 \text{ kg/h}}{\frac{4,18 \text{ kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (34) \text{ K}} = 492 \text{ kg/h}$$

$$\text{oder } 0,136 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = m_3 - m_1 = 1,16 - 0,136 = 1,02 \text{ kg/s}$$

c) Treibwassermenge der Gruppe Zapfwarmwasseraufheizung mit den Temperaturen nach Bild 8

$m_3 = m = 1,82 \text{ kg/s}$  wie vorher unter A

$$m_1 = \frac{274.000 \text{ kg/h}}{\frac{4,18 \text{ kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (80 - 62) \text{ K}} = 3.642 \text{ kg/h}$$

$$\text{oder } 1,01 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = m_3 - m_1 = 1,82 - 1,01 = 0,81 \text{ kg/s}$$

Die Fördermenge der Hauptpumpe ergibt sich aus der Summe von  $m_1$  der Heizkreise

$$m_{\text{ges}} = 0,984 + 0,930 + 1,010 = 2,92 \text{ kg/s}$$

d) Ermittlung des erforderlichen Vordruckes für die Strahlpumpen

Gruppe Nord-Ost bei  $-15^\circ\text{C}$  Außentemperatur

Der Druckverlust in den Heizkreisen bleibt mit  $\Delta P = 1,5 \text{ mWS}$  gleich.

Um Wasser aus dem Heizungsrücklauf dem Vorlauf beizumischen, muss ein Unterdruck von  $1,5 \text{ mWS}$  im Beimischbereich der Strahlpumpe erzeugt werden.

Zur Erzeugung des Unterdruckes muss eine Strömungsgeschwindigkeit nach Gl. (5),

$$w_2 = \sqrt{2g \cdot \Delta P} = \sqrt{19,62 \text{ m/s}^2 \cdot 1,5 \text{ m}} = 5,43 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

im Beimischbereich vorhanden sein.

Die Strömungsgeschwindigkeit im Heizungsrohrnetz beträgt üblicher Weise  $W_3 = 0,5 \text{ m/s}$ . Mit diesen Geschwindigkeiten und den Massenströmen kann die erforderliche Ausströmungsgeschwindigkeit  $w'_1$  aus der Treibdüse mit Gl. (4) und danach der erforderliche Vordruck mit Gl. (7) bestimmt werden. Vordruck oder Förderhöhe der Hauptpumpe für die Nord-Ost-Gruppe bei  $\vartheta_A = -15^\circ\text{C}$

$$w'_1 = \frac{m_2 \cdot w_2 - m_3 \cdot w_3}{m_1}$$

$$w'_1 = \frac{0,247 \text{ m/s} \cdot 5,43 \text{ m/s} - 1,23 \text{ kg/s} \cdot 0,5 \text{ m/s}}{0,984 \text{ kg/s}}$$

$$w'_1 = \frac{1,34 \text{ kg m/s} - 0,615 \text{ kg m/s}}{0,984 \text{ kg/s}} = 0,734 \text{ m/s}$$

Bei dem Treibwassermengenverhältnis

$$U = \frac{m_3}{m_1} = \frac{1,34}{0,984} = 1,36$$

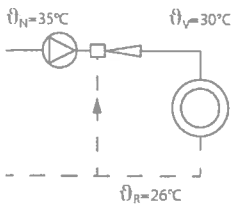
ist die Strahlpumpe sehr wirksam, es ist eine geringe Düsenaustrittsgeschwindigkeit ausreichend. Der benötigte Vordruck beträgt nach Gl. (7)

$$\frac{w_1'^2}{2g \cdot \eta} = \frac{0,54 \text{ m}^2/\text{s}^2}{19,62 \text{ m/s}^2 \cdot 0,3} = 0,09 \approx 0,1 \text{ mWS}$$

Am Ende der Heizperiode wird

$$w'_1 = \frac{1,085 \text{ m/s} \cdot 5,43 \text{ m/s} - 1,23 \text{ kg/s} \cdot 0,5 \text{ m/s}}{0,145 \text{ kg/s}}$$

$$w'_1 = \frac{5,89 \text{ kg m/s} - 0,615 \text{ kg m/s}}{0,145 \text{ kg/s}} = 36 \text{ m/s}$$



**Bild 7c**  
Gruppe Nord-Ost am Ende der Heizperiode mit Vorregelung

und der benötigte Vordruck beträgt bei dem Verhältnis

$$U = \frac{m_3}{m_1} = \frac{1,23}{0,145} = 8,5$$

$$\frac{36^2}{0,3 \cdot 19,62} = 220 \text{ mWS}$$

Dieser Betrieb ist nicht zu empfehlen. Der Treibstrom ist zu gering: 1/8,5 also ca. 12 %. Bei einem Treibstromanteil unter 0,3 bis 0,5 ist die Wasserstrahlpumpe äußerst unwirtschaftlich und benötigt zur Erbringung der Förderarbeit einen hohen Vordruck.

Das bedeutet, die Wasserstrahlpumpe benötigt eine gleitend vorgeregelt Vorlauftemperatur. Es muss also der Heizkessel aus korrosionsbeständigen Werkstoff sein, z. B. ein Brennwertkessel oder es muss ein Zweiwegeregelventil vorgeschaltet werden. Die Hauptumwälzpumpen sollten aus einer Ersatzpumpe und einer Sommerpumpe bestehen, wie im Schaltbild (Bild 6) dargestellt.

Die Sommerpumpe ist für den Betrieb außerhalb der Heizperiode und zur Zapfwarmwasseraufheizung erforderlich. Es gilt dann Bild 7c für den Betrieb am Ende der Heizperiode.

$$m_1 = \frac{74.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{\frac{4,18 \text{ KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (35 - 26)\text{K}} = 1.967 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

oder  $0,546 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

$$m_2 = m_3 - m_1 = 1,23 - 0,546 = 0,684 \text{ kg/s}$$

Damit ändert sich die Summe der Treibwassermenge zu

$$0,984 \text{ kg/s} + 0,930 = 1,914 \text{ kg/s}$$

für die Hauptumwälzpumpe Heizung, die während der Heizperiode in Betrieb ist und zu 1,01 kg/s für die Sommerpumpe bzw. für die Zapfwarmwasseraufheizungsgruppe arbeitet.

Diese Pumpe ist ganzjährig aber nur zu Aufheizzeiten in Betrieb. Während der Aufheizzeiten wird der Vorlauf immer auf 80 °C aufgeheizt und die gleit-

tende Regelung nach  $\vartheta_A$  kurzzeitig unterbrochen. Nur bei dieser Schaltung und Betriebsführung kann die Strahlpumpe den niedrigen Stromverbrauch erreichen, weil sich damit ein geringer Vordruck ergibt.

$$w'_1 = \frac{0,684 \text{ kg/s} \cdot 5,43 \text{ m/s} - 1,23 \text{ kg/s} \cdot 0,5 \text{ m/s}}{0,546 \text{ kg/s}}$$

$$w'_1 = \frac{3,71 \text{ kgm/s} - 0,615 \text{ kgm/s}}{0,546 \text{ kg/s}} = 5,68 \text{ m/s}$$

Der erforderliche Vordruck  $H_1$  wird

$$H_1 = \frac{5,68^2}{0,3 \cdot 19,62} = \frac{32,3 \text{ m}^2/\text{s}^2}{5,9 \text{ m/s}^2} = 5,48 \text{ m WS}$$

e) Fördermenge und Vordruck für die Gruppe Zapfwarmwasseraufheizung nach Bild 8

$$m_3 = m = 1,82 \text{ kg/s wie unter A}$$

$$m_1 = \frac{274.000 \text{ kg/h}}{\frac{4,18 \text{ KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (80 - 62)\text{K}}$$

$$= 3.642 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \hat{=} 1,01 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = m_3 - m_1 = 1,81 - 1,01 = 0,81 \text{ kg/s}$$

$$w'_1 =$$

$$= \frac{0,81 \text{ m/s} \cdot 5,43 \text{ m/s} - 1,82 \text{ kg/s} \cdot 0,5 \text{ m/s}}{1,01 \text{ kg/s}}$$

$$w'_1 = \frac{4,4 \text{ kgm/s} - 0,91 \text{ kgm/s}}{1,01 \text{ kg/s}} = 3,46 \text{ m/s}$$

$$H_1 = \frac{12 \text{ m}^2/\text{s}^2}{19,62 \text{ m/s}^2} = 2,03 \text{ mWS}$$

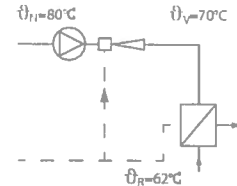
Die Treibmenge  $m_1 = 1,01 \text{ kg/s}$  entspricht zugleich der Fördermenge der Sommerpumpe.

f) Festlegung der Förderhöhen  
Hauptpumpe für Winterbetrieb bei -15 °C. Förderhöhe 0,1 mWS. Am Ende der Heizperiode  $H = 5,5 \text{ mWS}$ . Sommerpumpe  $H = 2,03 \text{ mWS}$

g) Erforderliche Pumpenantriebsleistung

Die Winterpumpe ist für eine Fördermenge von 1,914 kg/s um eine Förderhöhe von 5,5 mWS auszulegen. Die Pumpe für die Gruppe Zapfwarmwasseraufhei-

zung ist für eine Fördermenge von 1,01 kg/s und eine Förderhöhe von 2,03 mWS auszulegen. Die jährlichen Betriebsstunden und der Stromtarif bleibt der Gleiche wie vorher unter Abschnitt A.



**Bild 8**  
Gruppe Zapfwarmwasseraufheizung

$P_1$  der Hauptpumpe

$$P_1 = \frac{1,96 \text{ kg/s} \cdot 55.000 \text{ N/m}^2}{970 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,7 \cdot 0,8} = 198,5 \text{ W}$$

$P_3$  der Pumpe für Zapfwarmwasseraufheizung

$$P_1 = \frac{1,01 \text{ kg/s} \cdot 20.030 \text{ N/m}^2}{970 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,7 \cdot 0,8} = 37,2 \text{ W}$$

h) Jahresstromverbrauch und Stromkosten

Für die Hauptpumpe

$$K_E = \frac{198,5 \text{ W} \cdot 5.000 \text{ h/a} \cdot 0,26 \text{ E/kWh}}{1.000 \text{ W/kWh}} =$$

$$= 258,05 \text{ E/a}$$

Für die Heizungsumwälzpumpe für die Zapfwarmwasseraufheizung

$$K_E = \frac{37,2 \text{ W} \cdot 1.080 \text{ h/a} \cdot 0,26 \text{ E/kWh}}{1.000 \text{ W/kWh}} =$$

$$= 10,5 \text{ E/a}$$

Zusammen 268,5 E/a.

### C) Ergebnisdiskussion

Die Stromkosten für die Ausführung mit geregelten Wasserstrahlpumpen sind 2,5 mal höher als bei der üblichen Ausführung mit Rohrsumwälzpumpen.

Dieser Mehrverbrauch an elektr. Energie ist auch nur dann einzuhalten, wenn  Brennwertkessel installiert sind und die Kesselvorlauftemperatur gleitend nach der Außentemperatur in das Versorgungsnetz als Netzvorlauftemperatur gefahren wird. Wenn zentrale Zapfwarmwasserversorgung in den Gebäuden vorgesehen ist, muss in diesem Fall die Kesselvorlauf- und Netzvorlauftemperatur während der Zapfwarmwasser-

aufheizzeiten auf ca. 70 °C hochgefahren werden.

□ Für die Sommermonate, an denen keine Raumheizwärme benötigt wird, muss eine hierfür bemessene Sommerpumpe installiert sein.

□ Wenn ein Heizungskessel, der nicht gegen Rauchgaskorrosion geschützt ist, installiert wird und der Kesselkreislauf mit Rücklauftemperaturen von 60 °C ganzjährig gefahren werden muss, ist eine Regelgruppe für die gleitende Temperatur des Versorgungsnetzes also vor die Hauptumwälzpumpen vorzuschalten (siehe Bild 6, bei a bis c einfügen).

□ Ein wirtschaftlich vertretbarer Betrieb mit geregelten Wasserstrahlpumpen ist nur dann gegeben, wenn die Hauptpumpe mit einem höheren Wirkungsgrad als die Gruppenpumpen arbeiten und an Stelle der Gruppenpumpen Strahlpumpen zum Einbau kommen. Dies gilt aber auch nur dann, wenn die Wärmeerzeugung in Brennwertkesseln erfolgt und die Vorlauftemperatur vom Wärmeverteilnetz gleitend nach der Außentemperatur gefahren wird. Zu dieser Feststellung ist auch B Meder [4] bei seinen Untersuchungen gekommen. Wenn die Wärmeerzeugung in einem Heizkessel, der nicht korrosionsbeständig ist, erzeugt wird und der Kesselkreislauf mit 70/60 °C gefahren wird, muss den Hauptpumpen ein Beimischregelventil vorgeschaltet werden, wie im Beispiel angenommen und in Bild 6 gezeigt, weil die Wasserstrahlpumpe bei einem kleinen Treibdüsenstromanteil einen außergewöhnlich hohen und unwirtschaftlichen Vordruck erfordert.

□ Der wirtschaftliche Betrieb einer geregelten Wasserstrahlpumpe in einer Hausanschluss- und -übergabestation in Fernheiznetzen, ist dann gegeben, wenn in der Nähe des Heiz- oder Heizkraftwerkes ein zu hoher Vorlaufdruck vorhanden ist, der durch ein Reduzierventil abgedrosselt werden muss. Mit diesem Drucküberschuss kann eine Wasserstrahlpumpe, die Wasserumwälzung in der Hausanlage wirtschaftlich ausführen. Der Drucküberschuss in Fernheiznetzen ist aber lastabhängig und nicht konstant. Zu den Druckverhältnissen in Fernheiznetzen [9]. Die Strahlpumpe muss aber in diesem Fall zwischen den Liefergrenzen von Fernwärmeunternehmen und der Hausanlage installiert werden und beeinflusst die Funktionsgarantie. Welche vertraglichen Probleme damit verbunden sind werden in [6] dargestellt.

□ Zu der Aussage in [5] ist festzustellen, dass diese nur für Fernheiznetze, wie schon oben genannt, zutreffend ist. In Gebäudeheiznetzen ist und darf kein Druck-

überschuss vorhanden sein. Die Rohrdimensionen sind so zu wählen, dass der verfügbare Druck aufgebraucht wird. Der nicht aufgebrauchte Drucküberschuss wird durch den für das Thermostatventil zu wählende  $K_v$ -Wert verbraucht. Richtig ist der Hinweis, dass automatisch wirkende Differenzdruckregler in Gebäudeheiznetzen unnötige Energieverrichter sind.

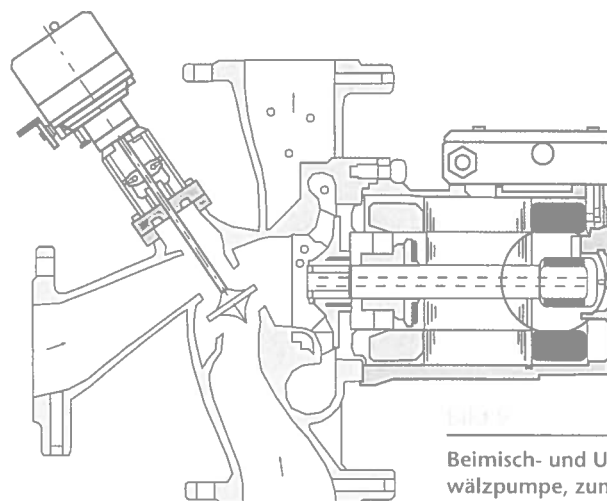
□ In [1] wird behauptet, dass der Einbau von Strahlpumpen statt elektr. getriebenen Rohrumpen zur Einsparung von Warmwasserspeichern führt. Diese Darstellung ist unzutreffend! Der Wegfall eines WW-Speichers ist nur dann möglich, wenn die stündliche Leistung des Wärmeerzeugers und die maximal erforderliche Warmwasserheizleistung erhöht wird. Es besteht also ein direkter Zusammenhang zwischen der Heizkesselleistung und der WW-Speichergröße. Siehe hierzu auch [8], Abschnitt 4.4 und [10] Abschnitt 3.76 Summenlinienverfahren nach Falтин. Mit welcher Pumpe die Heizwassermenge umgewälzt wird ist bedeutungslos.

□ Die auf dem Markt erhältlichen Heizungsrohr- und Sockelpumpen mit elektrischen Motorantrieb und frequenzgesteuerter Drehzahl, sind in der Lage die Heizwassermenge wirtschaftlich mit einem Wirkungsgrad zwischen 0,5 bis 0,8 über die gesamte Heizperiode umzuwälzen. Dies ergibt sich aus den Kennliniendiagrammen der Hersteller. Durch die Drehzahlregelung wird der Differenzdruck ebenfalls für die ganze Heizperiode konstant zur Verfügung gestellt. Bei einem ordentlichen hydraulischen Netzabgleich stellen diese Umwälzpumpen die wirtschaftlichste Lösung dar!

## Welche alternative Lösungen sind möglich und verfügbar?

### Marktsituation

Auf dem Markt für die Technische Gebäudeausrüstung hat es in dem letzten Jahrzehnt erhebliche Veränderungen gegeben. Es sind nur noch wenige große ausführende Firmen vor-



Beimisch- und Umwälzpumpe, zum Patent und Gebrauchsmuster angemeldet

handen. Dies ist sicher darauf zurückzuführen, dass Deutschland aufgebaut ist und große Bauvorhaben wie Universitäten, Großkliniken und Flughäfen nicht mehr gebaut werden. Die Konkurrenz im Ausland ist groß und ausreichende Gewinne sind kaum zu erwarten. Die Fachkompetenz, die nach dem Krieg bei den großen ausführenden Unternehmen lag, hat sich im Laufe der Zeit über große Ingenieurgesellschaften hin zu den Komponentenherstellern und zum Großhandel verlagert.

Großhändler und Komponentenhersteller bieten Schulungen zur Weiterbildung an, um den Absatz ihrer Lieferprogramme zu fördern. Diese Marktlage sollte von Fachverbänden und vor allem vom VDI-Fachbereich „Technische Gebäudeausrüstung“ durch Bereitstellung von VDI-Richtlinien mehr reguliert werden. Durch die ständig steigenden Tarife für elektrische Energie steigt der Anteil der Stromkosten an den Heizkosten erheblich. Eine VDI-Richtlinie über den richtigen wirtschaftlichen Einsatz von Heizungs- und Umwälzpumpen und Pumpen in der „Technischen Gebäudeausrüstung“ könnte hier nützlich sein.

### Der neue Trend im Anlagenbau

Im Bereich Heizungs- und Lüftungsanlagenbau sind heute überwiegend Handwerksbetriebe, die bis zu 20 oder 30 Monteure beschäftigt haben, tätig. Diese Betriebe werden fast ausschließlich von Technikern und Meistern geführt und installieren am liebsten kompakte Anlagenteile, für die der Lieferant, die Garantie über die richtige Auslegung und auch die Funktions-



garantie, für diesen Teil der Anlage, übernimmt.

Die Komponentenhersteller haben fast alle diesen Trend erkannt und liefern solche kompakten Anlagenbausteine mit der kompletten MSR-Technik und Schalttafeln für Wandaufbau oder für Schalttafeleinbau. So sind z. B. Heizautomaten mit der kompletten Feuerungstechnik, Verteiler- und Sammlerstationen, Druckhaltstationen und Wärmeaustauscher mit Pumpen als Hausanschlussstationen oder zur Zapfwarmwassererwärmung und auch als Systemtrennung bei der Fußbodenheizung erfolgreich im Handel.

Nur die Hersteller von Umwälzpumpen und Regelventilen mit Regler und Fühlelementen haben diesen Trend noch nicht erkannt.

#### Die Neuheit „Beimisch- und Umwälzpumpe“

Bild 9 zeigt einen Schnitt durch eine Beimisch- und Umwälzpumpe, die den Massenstrom regelt und den Differenzdruck im Heizungsrohrnetz konstant hält und gleichzeitig die Temperatur des Massenstromes, dem Wärmebedarf oder der Heizlast mit Hilfe eines Zweiwegeregelventiles, das im Saugstutzen der Pumpe eingebaut ist, regelt.

### ► Literatur

[1] Klipper, R.; Bälz, U.: *Nachhaltigkeit durch einfache Technik*. IKZ Fachplaner, Strobel Verlag, Mai 2014, S. 16-19.

[2] Gebauer, M.: *Kostenersparung durch Leistungsregelung*. IKZ-Energie, Strobel Verlag, 8. Jahrgang, April/Mai 2014.

[3] Bälz, U.; Klipper, R.: *Nachhaltige Strom- und Wärmeerzeugung*. IKZ-Energie, Strobel Verlag, 6. Jahrgang, Januar 2012.

[4] Meder, B.: *Wasserstrahlpumpen als Beimischorgane in Heizungsanlagen*. HLH Bd. 26 (1975) Nr. 6, S. 205-210, VDI-Verlag Düsseldorf.

[5] Bälz U.: *Stellungnahme zu einem Leserbrief in IKZ Haustechnik Nr. 14, Juli 2014, S. 63.*

[6] Brumm, W. (VEW-Dortmund): *Die geregelte Strahlpumpe in Fernwärme-Hausstationen, Fernwärme international, Jg. 7, 1978, Heft 5.*

[7] Schulz, H.: *Die Pumpen*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 1977.

[8] *Taschenbuch für Heizung und Lüftung, 09/10, Oldenburg Verlag, München.*

[9] Scholz, G.: *Heißwasser- und Hochdruckdampfananlagen*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg 2013.

[10] Scholz, G.: *Rohrleitungs- und Apparatebau*. Springer Verlag Berlin, Heidelberg 2012.

Die Beimisch- und Umwälzpumpe kann als komplette Funktionseinheit und betriebsbereit verkabelt mit einer Schalteinheit für die drehzahlgeregelte Pumpe und für die Temperaturregelung zur Baustelle geliefert und mit steckbaren Kabelverbindern für die Schalttafel und die Messeinrichtungen ausgerüstet werden. Die Beimisch- und Umwälzpumpe ist eine kompakte platzsparende Funktionseinheit, wie sie heute von den Heizungsfirmen bevorzugt installiert und von den Planungsbüros auch gern eingeplant wird, weil sie die wirtschaftlichste Lösung ist und der Planungsingenieur nach VOB und HOI dazu verpflichtet ist, die wirtschaftlichste Lösung einzuplanen.

Die Beimisch- und Umwälzpumpe kann sehr platzsparend auf einen Kombiverteiler und auch auf hintereinander angeordneten Verteilern und Sammlern installiert werden. Es entfallen Rohrübergangsstücke zwischen Armatur, Pumpe und Regelventil und mindestens eine Absperrarmatur. Durch die entfallenen Rohrübergangsstücke mit Flanschen werden auch die Wärmeverluste reduziert und Montagezeit eingespart. Das Regelventil kann durch Austauschen von Ventilsitzen dem Widerstand im Regelkreis angepasst werden und ist damit wie die drehzahlgeregelte Pumpe für einen großen Arbeitsbereich einsetzbar.

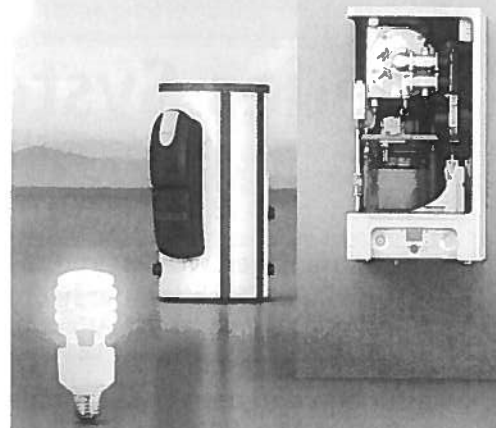
Auch die regeltechnischen Einsatzbereiche sind wie bisher für alle Heiz- und Kühlkreisläufe möglich. Es kann sich auch um Lufterhitzer oder Luftkühlerkreisläufe oder um Wärmeaustauscher für die Zapfwarmwasseraufheizung handeln.

#### Zusammenfassung

Anhand eines Beispiels wurde gezeigt, dass durch den Einsatz von Wasserstrahlpumpen an Stelle von mit Elektromotoren ausgerüsteten Umwälzpumpen keine Energieeinsparung zu erzielen ist.

Dies ergibt sich auch schon allein aus dem sehr schlechten Wirkungsgrad der Wasserstrahlpumpe. Im Weiteren wurde eine mögliche neue Entwicklung einer Beimisch- und Umwälzpumpe als kompakte Baueinheit vorgestellt, die den Montageaufwand reduziert, Materialkosten einspart und die Wärmeverluste verringert.

Durch die Zusammenfassung von Baueinheiten verschiedener Hersteller können damit auch die Wartungskosten reduziert werden.



## Doppelt gut. Der EcoGen WGS.

Die richtungsweisende Art der Energieerzeugung. Mit dem EcoGen WGS, dem Mikro-KWK-System für private Haushalte, wird Energie im Doppelpack produziert. Besonders leise und wartungsfrei sorgt ein Stirlingmotor für 5 kW Heizleistung und bietet zusätzlich 1 kW elektrische Energie. In Kombination mit der speziell für diese Technik entwickelten HydroComfort SPS Pufferspeicher-Zentrale fungiert das System als eigenständiger Wärme- und Stromerzeuger vor Ort. Und wenn es in puncto Heizleistung gern etwas mehr sein darf, bietet der EcoGen WGS durch eine integrierte Zusatz-Gas-Brennwerteinheit weitere 5,6 bis 15 kW zur Wärmeerzeugung.

**BRÖTJE**  
**HEIZUNG** 

*Einfach näher dran.*