

Energieeinsparung in der Hydraulik um den Faktor 10

Wie lässt sich der elektrische Hilfsenergiebedarf hydraulischer Systeme in der Heizungs- und Kältetechnik senken?

Prof. Dr.-Ing. Alexander Floß, FH Biberach

Nach vorsichtigen Schätzungen des Bundes der Energieverbraucher beträgt allein der Energiebedarf für Umwälzpumpen in deutschen Heizungsanlagen jährlich circa 15 Mrd. kWh, was 3 % des gesamten Stromverbrauchs in der Bundesrepublik ausmacht. Dies ist die gleiche Größenordnung, die der gesamte Schienenverkehr in Deutschland benötigt. Aus ökonomischer wie auch aus ökologischer Sicht ist hier dringender Handlungsbedarf zur Energieeinsparung geboten.

In seinem Buch „Faktor Vier“ legt Prof. Ernst Ulrich von Weizsäcker eindringlich dar, dass wir eine Effizienzsteigerung um den Faktor 4 brauchen, wenn wir bei einem sich weltweit verdoppelnden Nutzenergiebedarf den Verbrauch an Ressourcen mit all seinen Folgen halbieren wollen.

Die Effizienzsteigerung um den Faktor 4 hält Weizsäcker zur Stabilisierung des ökologischen Gleichgewichts für zwingend erforderlich. Dies in der Praxis zu erreichen bedarf großer Anstrengung, ist aber aus technischer Sicht keine Utopie. Im Bereich der Hydraulischen Systeme ist eine Steigerung der Antriebs-effizienz sogar um den Faktor 10 leicht möglich. Dies entspricht einem spezifischen Einsparpotential von 90 %, was sich zukünftig nicht nur auf den Geldbeutel sondern auch auf die Bewertung im Energiepass auswirken wird. Hinzu kommen nicht unbedeutende Einsparungen an thermischer Energie; speziell beim Einsatz von Brennwerttechnik, Wärmepumpen und Kältemaschinen.

VERSCHIEDENE ANSATZPUNKTE ZUM ENERGIEEINSPAREN IN DER HYDRAULIK

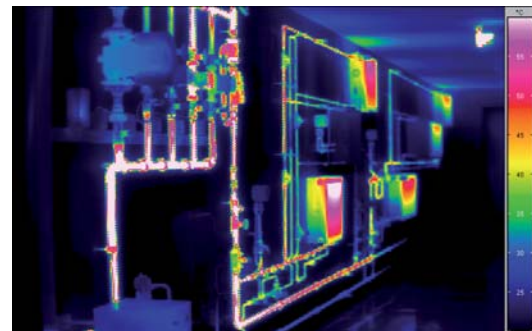
Für das Erlangen der hier angesprochenen Effizienzsteigerung um den Faktor 10 (oder mehr) ist es notwendig, das gesamte Hydrauliksystem in Au-

genschein zu nehmen und nicht nur einzelne Komponenten zu optimieren. Im Rahmen dieses Beitrages werden die Einsparpotentiale besprochen, die sich durch einen effizienten Antrieb der Pumpe, optimale Leistungsauslegung der Pumpe, eine geeignete Führungsgröße und Regelungsstrategie der Pumpe, Reduzierung von Strömungswiderständen und Volumenstrom, einen hydraulischen Abgleich sowie eine optimierte Auslegung der Regelventile ergeben.

EFFIZIENTE PUMPEN

Wenn von einer Energieeinsparung in der Hydraulik die Rede ist, denken die meisten zunächst an effiziente Antriebe. Hier hat sich in den zurückliegenden 15 Jahren einiges getan. Während der Wirkungsgrad (Pumpe samt elektrischem Antriebsmotor) unzähliger heute noch im Einsatz befindlicher Nassläufer-Standardpumpen meist bei maximal 10 % bis 15 % liegt, schaffen moderne Elektronikpumpen Wirkungsgrade von 30 % bis 35 %.

Die neuesten Hocheffizienzpumpen mit Permanent-Magnet-Motoren erreichen im Bereich der Nassläuferpumpen Wirkungsgrade von über 50 %. Trotz deutlich höherer Anschaffungskosten der Hocheffizienzpumpen verkürzen sich die Amortisationszeiten mit steigenden Strompreisen zunehmend. Aufgrund



Labor für Hydraulik der FH Biberach.
Energiesparen in hydraulischen Netzen:
Überprüfung der Wärmeverteilung in optimierten Systemen mittels einer Infrarotkamera

der meist hohen Laufzeiten in der Heizungstechnik sind die Hocheffizienzpumpen mittlerweile selbst im kleinsten Leistungsbereich (6 Watt) wirtschaftlich. Da die Verbreitung dieser Pumpen aber noch sehr gering ist, lässt sich allein damit ein riesiges Einsparpotential erschließen.

Gerade bei Anlagen im größeren Leistungsbereich (1000 kW thermisch, bzw. 50 m³/h) lässt sich durch den Einsatz von Trockenläuferpumpen (Wirkungsgrade bis zu 85 %) eine sehr wirtschaftliche Einsparung erreichen, die viel zu selten in Betracht gezogen wird.

Öl-Effizienz-Initiative 2006



Richtungweisend – für eine Zukunft mit Öl.

Profitieren Sie von neuen Perspektiven – mit der modernen Ölheizung:

- weniger Heizölverbrauch durch hocheffiziente Öl-Brennwerttechnik
- Nutzung kostenloser Sonnenenergie durch die Kombination mit einer thermischen Solaranlage
- weniger Emissionen durch schwefelarmes Heizöl
- Versorgungssicherheit über Generationen dank großer Ölreserven – in Zukunft verstärkt ergänzt durch flüssige Brennstoffe aus natürlich nachwachsenden Rohstoffen

Klingt interessant? Wir sagen Ihnen, was die Zukunft bringt und geben Ihnen als Experten die richtigen Argumente für Ihre Kunden an die Hand.

Gleich informieren unter 040/23 51 13-76 oder www.iwo.de

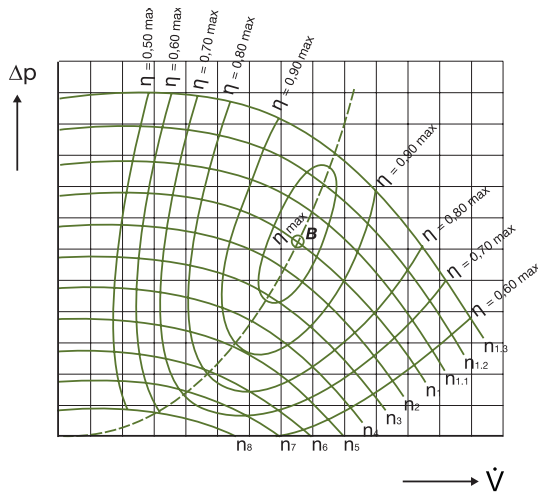


Abb.1 Exemplarisches Kennfeld einer Kreiselpumpe ohne Antriebsmotor

LEISTUNGS AUSLEGUNG DER PUMPE

Ein effizienter Gesamtantrieb erfordert aber zusätzlich zur effizienten Pumpe eine vernünftige Leistungsauslegung. Die Auffassung, dass die Verwendung selbst regelnder Pumpen die Leistungsauslegung überflüssig macht, ist ein weit verbreiteter Irrtum.

Wie das exemplarische Pumpenkennfeld zeigt, Abb.1, besitzen Kreiselpumpen ein ausgeprägtes Wirkungsgrad-Maximum. Dieses liegt etwa bei halber Maximalförderleistung („Null-Förderhöhe“) und Nenndrehzahl (n1). An diesem Punkt sind die Verluste der Pumpe, bestehend aus interner Reibung (wächst mit steigendem Volumenstrom) und Rückströmung (wächst mit sinkendem Volumenstrom), minimal. Sowohl bei höheren als auch niedrigeren Förder

leistungen fällt der Pumpenwirkungsgrad ab, da entweder die interne Reibung oder die inneren Rückströmungen überproportional ansteigen.

Ist eine Pumpe wie allgemein üblich überdimensioniert, kann eine Leistungsanpassung bestenfalls über eine Drehzahlreduzierung vorgenommen werden. Wie Abb.1 darlegt, treten aber hier erhebliche Effizienzeinbußen auf, da bei einer Halbierung der Förderleistung (bei konstanter Anlagenkennlinie) der Wirkungsgrad der Pumpe aufgrund der angesprochenen internen Rückströmungen um ein Drittel zurückgeht.

Bei einer optimalen Pumpenauslegung ist daher darauf zu achten, dass der „Hauptarbeitsbereich“ der Pumpe im Bereich hoher Wirkungsgrade liegt. Bei mengenvariablen Hydrauliksystemen sollte der Nennbetriebspunkt hierzu möglichst nah an der Nenndrehzahl bei etwa 2/3 der Maximalfördermenge liegen. Wird die hydraulische Anlage im Teillastbereich (häufigste Anwendung) betrieben, arbeitet die Pumpe im Bereich hoher Wirkungsgrade, Abb.2. Wie in Abb.2 außerdem dargestellt, besitzen alle Pumpen eine untere Drehzahlgrenze. Muss die Pumpe in Folge einer Überdimensionierung im Nennbetriebspunkt des Systems bereits mit stark reduzierter Drehzahl betrieben werden, ist eine weitere Leistungseinsparung im Teillastbetrieb des hydraulischen Systems aufgrund der unteren

Drehzahlgrenze der Pumpe kaum noch möglich.

Die Drehzahlregelung der Pumpe kann also eine sorgfältige Pumpenauslegung nicht ersetzen. Vielmehr soll mit der Drehzahlregelung der Pumpe auch im Teillastbetrieb des hydraulischen Systems eine möglichst hohe Effizienz erzielt werden.

REGELUNGSSTRATEGIE UND FÜHRUNGSGRÖSSE VON PUMPEN

Doch auch die Verwendung einer richtig dimensionierten drehzahlregelbaren Pumpe ist noch keine Garantie für einen optimalen Antrieb. Wie die Pumpe geregelt wird, sprich welche Führungsgröße und Regelungsstrategie angewandt werden, hat einen entscheidenden Einfluss auf die Effizienz.

In einem hydraulischen System steigen die Strömungsdruckverluste quadratisch mit dem Massen- bzw. Volumenstrom. Dieser als Anlagenkennlinie bekannte Zusammenhang ist gemeinsam mit einigen Pumpenkennlinien für verschiedene Drehzahlen dargestellt, Abb.3.

Der Betriebspunkt ergibt sich aus dem Schnittpunkt von Anlagenkennlinie und Pumpenkennlinie. Wird die Pumpe mit Nenndrehzahl (n=100%) betrieben, erhält man den Betriebspunkt B. Das Fördervolumen V, der Förderdruck p und der Leistungsbedarf P werden an diesem Punkt zu 100% angesetzt. Fährt das hydraulische System nun in den Teillastbereich und werden nur noch 50% Volumenstrom benötigt, kann die Pumpendrehzahl auf 50% reduziert werden. Hierbei reduziert sich die Förderhöhe auf 25% und die notwendige theoretische Antriebsleistung auf 12,5%, was eine Einsparung von 87,5% bedeutet. Zum Erreichen dieses enormen Einsparpotentials muss die Pumpe jedoch die Information „Drehzahlreduzierung auf 50%“ direkt bekommen, was in den meisten hydraulischen Systemen nicht der Fall ist.

In der Gebäudetechnik werden heute überwiegend differenzdruckgeregelter Pumpen eingesetzt. Die Funktionswei-

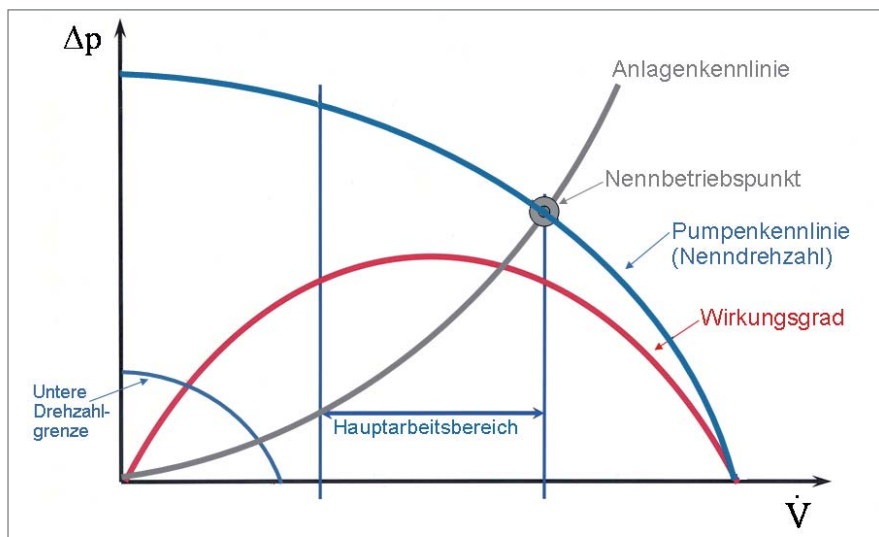


Abb.2 Pumpendiagramm mit Wirkungsgradverlauf

Die große Chance: E-Pro

Die neue Zeitprogrammierung – super einfach,
extrem effektiv!



Die Heizkosten explodieren – und ein Ende dieser dramatischen Entwicklung ist nicht abzusehen. Höchste Zeit also für die Welt-Neuheit E-Pro. Die effektive Notbremse gegen unbezahlbare Heizkostenrechnungen. Eine große Chance für Sie und Ihre Kunden.

E-Pro ist Zeitprogrammierung auf Knopfdruck. Einmal gedrückt, für immer gespart. Programmierung im Vorübergehen. Selbstlernend, kinderleicht – da muss man nicht viel erklären.

Energieeinsparung bis zu 20 Prozent – und das bei geringen Investitionskosten. Passt zwischen Ventile und Thermostatköpfe mit dem Heimeier-Anschluss M 30 x 1,5 – die ideale Maßnahme für die Nachrüstung.

E-Pro. Ihre Kunden warten drauf.

**Mehr Informationen im Internet:
Webcode 1001-01**

Wenn man es genau nimmt.

Theodor Heimeier Metallwerk GmbH
Völlinghauser Weg · D-59597 Erwitte · www.heimeier.com
Telefon: 02943 891-0 · Telefax: 02943 891-100



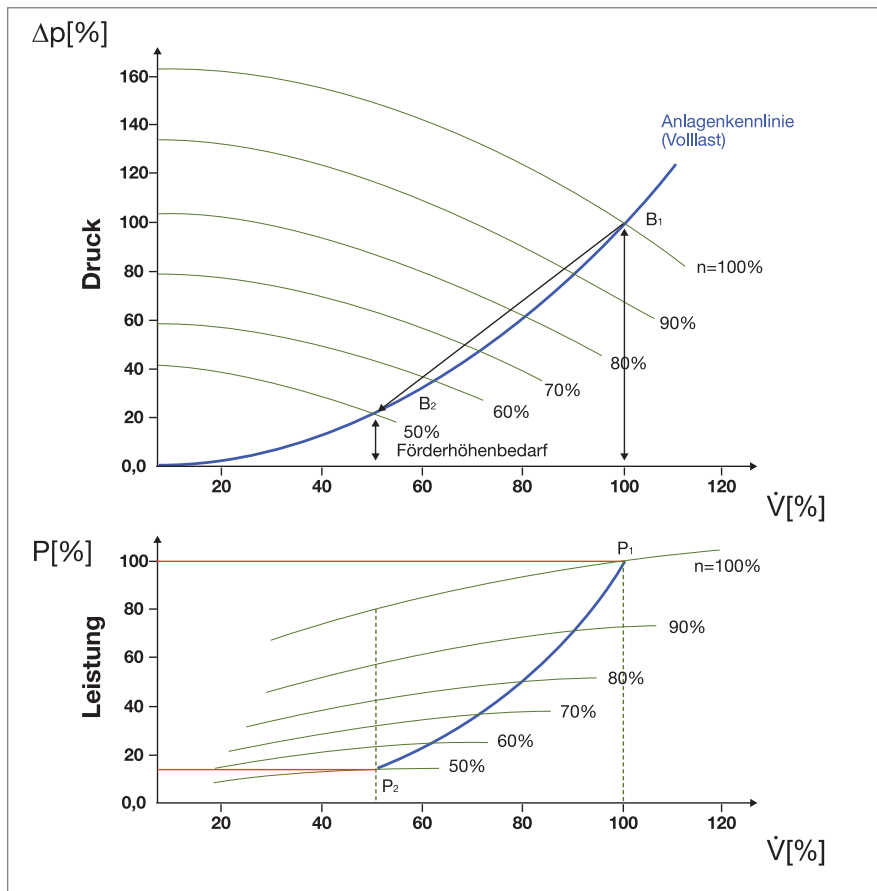


Abb.3 Leistungsanpassung durch Drehzahlregelung

se kann am Beispiel eines einfachen Heizungssystems mit Thermostatventilen leicht erläutert werden: Wenn die gewünschte Temperatur in den Räumen erreicht ist, fahren die Thermostatventile zu und es verringert sich der Strömungsquerschnitt im Ventil. Der hierdurch erzielte größere Widerstand führt zu einer steileren Anlagenkennlinie. Bei unregulierten Pumpen (Drehzahl bleibt konstant; $n=100\%$) steigt der Förderdruck an. Differenzdruckgeregelte Pumpen erkennen diesen Druckanstieg, interpretieren ihn als „Teillastbetrieb des hydraulischen Systems“ und fahren in der Leistung, d.h. in der Drehzahl, zurück. Wie stark die Drehzahl zurückgenommen wird, hängt von der Regelstrategie ab. Derzeit gibt es bei differenzdruckgeregelten Pumpen zwei Regelungsstrategien:

- a) Konstantdruck-Regelung: Die Pumpe hält den Förderdruck im gesamten Teillastbereich konstant
- b) Proportionaldruck-Regelung: Die Pumpe senkt den Förderdruck im Teil-

lastbetrieb bis auf 50 % gegenüber der Volllast ab.

Bei der Konstantdruck-Regelung wird die Drehzahl auf ca. 85 % reduziert, was den theoretischen Leistungsbedarf auf 50 % im Punkt B_2 senkt. Im Fall der Proportionaldruck-Regelung kann die Drehzahl auf ca. 73 % zurückgefahren werden, was zu ca. 33 % theoretischer Leistungsanforderung im Betriebspunkt B_2' führt, Abb.4.

Die meisten im Handel erhältlichen regelbaren Pumpen können nach diesen beiden Regelstrategien betrieben werden. Leider ist dies auch in Fachkreisen wenig bekannt, weshalb die Einstellungen selten überprüft werden und somit oft unnötig Energie verbraucht wird.

Das Einsparpotential von regelbaren Pumpen mit der Führungsgröße Druck ist zwar beachtlich, liegt aber noch deutlich hinter den physikalischen Möglichkeiten, da ein Großteil der Pum-

penleistung an den Thermostatventilen abgebaut werden muss, um die Information „Pumpendrehzahl reduzieren“ zu übertragen. Interessante Neuerungen kommen hier von einem Systemanbieter, der bei Heizungsanlagen im Teillastbereich (Übergangsbereich) nicht nur die Vorlauftemperatur, sondern zusätzlich auch den Fördervolumenstrom der Pumpe anpasst. Durch das gesteuerte Abfahren der Anlagenkennlinie lässt sich der Jahresenergieverbrauch der Pumpe nochmal halbieren.

Wie bereits erwähnt, sind die in der Gebäudetechnik verwendeten regelbaren Pumpen fast ausnahmslos differenzdruckgeführt. Die Pumpen können nur regeln, wenn es im System eine durch Massenstrom-Änderung hervorgerufene Differenzdruck-Änderung gibt. In Hydraulikkreisläufen mit konstantem Massenstrom wie zum Beispiel Einrohrheizungen oder Heizkreisläufen mit Einspritzschaltung machen differenzdruckgeregelte Pumpen keinen Sinn, weil diese Regelung hier nicht funktionieren kann.

In solchen Fällen ist eine andere Führungsgröße zu verwenden. Beispielsweise bietet sich in den angesprochenen Fällen die Rücklauftemperatur an, die im Teillastfall ansteigt und somit als Informationsträger genutzt werden kann. Einige Pumpenhersteller haben solche Optionen im Programm. Die Verkaufszahlen der notwendigen Temperaturfühler liegen aber leider nahe bei Null.

Ein weiteres Problem der differenzdruckgeregelten Pumpen geht oft mit der Nachtabsenkung der Anlagen einher und soll wieder am Beispiel einer Heizungsanlage mit Raumthermostatventilen dargestellt werden. Bei der Nachtabsenkung wird zur Einsparung thermischer Energie die Vorlauftemperatur nachts oder außerhalb der Nutzungszeit zurückgefahren. Damit reduziert sich die Heizleistung der Heizkörper und die Raumtemperatur wird wie gewünscht abgesenkt. Infolge der Raumtemperaturabsenkung öffnet sich das Thermostatventil, da die eingestellte Solltemperatur unterschritten ist.

Durch das Öffnen der Thermostatventile reduziert sich der Anlagendruckverlust, was die Pumpe als erhöhte Leistungsanforderung interpretiert. Folglich fährt die Pumpe in der Leistung hoch. Diese Energie fressende „Fehlreaktion“ der Pumpe ist wenig bekannt und so werden auch die Abhilfemaßnahmen nur selten ausgenutzt. An den Pumpen lässt sich nämlich ebenfalls eine Nachtabsenkung einstellen, d.h. die Pumpe reduziert im eingestellten Zeitraum ihre Leistung. Einige Modelle haben eine Selbsterkennung der Nachtabsenkung. Anhand des Verlaufs der Vorlauftemperatur erkennen sie den Absenkbetrieb und reduzieren dann ebenfalls ihre Leistung. Aber auch diese Absenkerkennung muss aktiviert werden.

REDUZIERUNG VON STRÖMUNGSWIDERSTÄNDEN UND VOLUMENSTROM

Mindestens genauso wichtig wie die richtige Auswahl, Auslegung und Einstellung der Pumpen ist die Auslegung

des hydraulischen Netzes. Zum einen müssen die Strömungswiderstände und der Massenstrom möglichst gering gehalten werden, um Antriebsleistung an der Pumpe zu sparen. Zum anderen muss das Heizungswasser (bzw. Hydraulik-Fluid) so im Netz verteilt werden, dass alle Verbraucher mit der richtigen Wassermenge versorgt werden und damit auch die geforderte Heizleistung erhalten.

In einem hydraulischen System stehen die durch die Pumpe erzeugte Antriebsleistung und die durch Reibung hervorgerufene Strömungswiderstandsleistung im Gleichgewicht. Die Strömungswiderstandsleistung ergibt sich aus dem Produkt von Volumenstrom und Reibungsdruckverlust.

$$P_{\text{Antr.}} = V \times \Delta p_R \quad (\text{Gl. 1})$$

Wie bereits erwähnt, sind die Reibungsdruckverluste proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit. Weiterhin besteht in einem definierten Rohr-

netz ein linearer Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit und Volumen- bzw. Massenstrom, so dass die Reibungsdruckverluste ebenfalls quadratisch mit dem Volumenstrom ansteigen.

$$\Delta p_R \sim V^2 \quad (\text{Gl. 2})$$

Durch Einsetzen von Gleichung 2 in Gleichung 1 ergibt sich, dass in einer hydraulischen Anlage die notwendige Antriebsleistung mit dem Volumen- bzw. Massenstrom in dritter Potenz steigt.

$$P_{\text{Antr.}} \sim V^3 \quad (\text{Gl. 3})$$

Die Gleichungen 1 und 3 zeigen deutlich, wo Möglichkeiten der Leistungseinsparung liegen. Zum einen können die Reibungsdruckverluste durch eine größere Dimensionierung der Rohrleitungen und Armaturen reduziert werden. Hier gilt die Faustformel: die Vergrößerung der Rohrleitung samt Armaturen um eine Dimension verringert den Druckabfall um 2/3 und führt damit zu einer Einsparung an Antriebsleistung von knapp 70 %.

Auch ist es lohnenswert, sich Gedanken über den für die thermische Leistungsübertragung notwendigen Volumen- bzw. Massenstrom zu machen:

$$Q = V \times \rho \times c_p \times (t_{\text{Vorl.}} - t_{\text{Rückl.}}) \quad (\text{Gl. 4})$$

Wie vorstehende Gleichung darlegt, kann bei vorgegebenem Leistungsbedarf der Volumenstrom gesenkt werden, wenn die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf vergrößert wird. Die hierdurch erzielbare Einsparung an Antriebsleistung beläuft sich bei einer Halbierung des Volumenstroms auf knapp 90 %. Aber schon eine Massenstromreduzierung von nur 20 % führt zu einer Einsparung der notwendigen Antriebsleistung von 50 %. Das durch Massenstromreduzierung erzielbare Einsparpotential ist so groß, dass man die in der Vergangenheit vor dem Hintergrund der „Thermischen Behaglichkeit“ immer weiter reduzierte Temperaturspreizung mit der Folge höherer Massenströme hinterfragen muss. Einbußen im Bereich der „Thermischen Behaglichkeit“ kann man heute bei einer Anhebung der Temperaturspreizung meist vermeiden. So bietet die Indus-

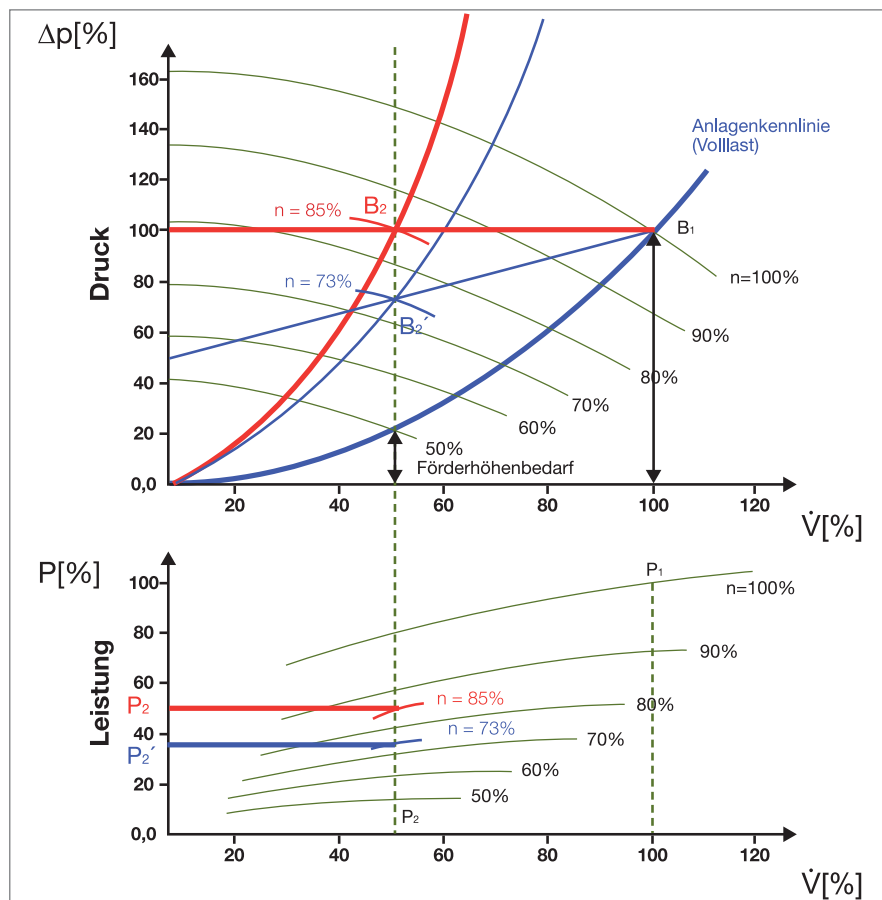


Abb.4 Leistungseinsparung bei Konstantdruck- und Proportionaldruck-Regelung

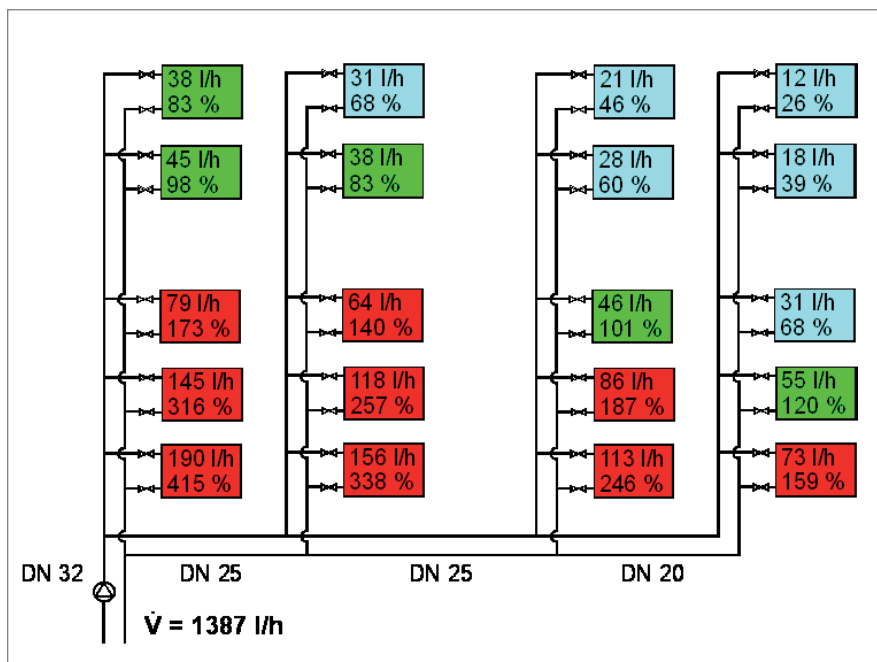


Abb.5 Hydraulisch nicht abgegliche Anlagen

trie beispielsweise Heizkörper mit seriell durchströmten Heizplatten an, die trotz großer Temperaturspreizung einen maximalen Anteil an Strahlungswärme in den Raum abgeben.

HYDRAULISCHER ABGLEICH

Eine weitere wesentliche Voraussetzung für die Vermeidung unnötig hoher Volumenströme ist der Hydraulische Abgleich.

Obwohl in VOB und DIN 18380 verbindlich gefordert, wird ihm in der Praxis sehr wenig Aufmerksamkeit geschenkt. In einem Hydraulischen System kann die Pumpe nur die Größe des Volumen- bzw. Massenstroms beeinflussen, nicht aber das Ziel, sprich die Aufteilung auf die einzelnen Verbraucher. In der Regel sind die Verbraucher, wie auch in Abb.3 die Heizkörper, parallel geschaltet. Der von der Pumpe geförderte Massenstrom nimmt den Weg des geringsten Widerstandes und teilt sich so auf, dass der Druckverlust über alle parallelen Verbraucher gleich groß ist. Damit sind die pumpennahen Verbraucher in der Regel übertversorgt, wohingegen die weit entfernten Verbraucher unterversorgt sind. Wird diese Unterversorgung durch eine Anhebung der Pumpenleistung „behooben“, so werden in der Folge die pum-

pennahen Verbraucher noch stärker übertversorgt, da der Massenstrom bei allen Verbrauchern proportional ansteigt. Für das Beispiel in Abb.5 hieße das, dass der Massenstrom im gesamten System vervierfacht werden müsste. Dies würde lokal gesehen eine 16-fache Übertversorgung bedeuten und die 64-fache Pumpenleistung notwendig machen. In der Praxis tritt dies meist nicht so dramatisch in Erscheinung, da Unterversorgungen bis 50 % meist anderweitig kompensiert werden können. Somit muss der Massenstrom faktisch nur verdoppelt werden, was einem 8-fachen Leistungsbedarf entspricht.

Dies ist in der Praxis allorts zu sehen.

Beim Hydraulischen Abgleich werden einregulierbare Drosselventile an jedem Verbraucher so eingestellt, dass nur der jeweils gewünschte Massenstrom beim vorgegebenen Druckabfall durch den Verbraucher fließt. Sicherlich verursachen auch diese Drosselventile einen zusätzlichen Druckverlust und vernichten damit Energie, die von der Pumpe aufgebracht werden muss.

Doch ist dies um Klassen effizienter, als einfach die Pumpenleistung hinreichend groß zu wählen, bis auch beim entferntesten Verbraucher genug ankommt.

VENTIL AUSLEGUNG

Um den unterschiedlichen Anforderungen der Verbraucher an Betriebszeit und Temperaturniveau gerecht zu werden, sind die meisten Hydrauliknetze in verschiedene Heizkreise aufgeteilt. Die dazu notwendigen Regelarmaturen (Ventile und Mischer) in den hydraulischen Anlagen haben jedoch mit ihrem Druckverlust einen nicht unerheblichen Einfluss auf den Energiebedarf der Pumpe und sollten im Hinblick auf die Effizienz des Gesamtsystems sorgfältig ausgelegt werden.

Für die Ventilauswahl muss neben den geometrischen Größen wie Anschlussverbindung und Nennweite der Verlauf der Ventilkennlinie genauso berücksichtigt werden wie eine geeignete Ventilautorität. Die Ventilautorität β ist in folgender Gleichung definiert als Druckverlust über das voll geöffnete Ventil, dividiert durch den Druckabfall des gesamten hydraulischen Kreises (Δp_{Ges}), welcher der Druckerhöhung durch die Pumpe (Δp_{Pumpe}) gleichzusetzen ist.

$$\beta = \frac{\Delta p_{v,100}}{p_{\text{Anlage}} + p_v} = \frac{\Delta p_{v,100}}{\Delta p_{\text{Ges}}} = \frac{\Delta p_{v,100}}{\Delta p_{\text{Pumpe}}} \quad (\text{Gl.5})$$

Die Ventilautorität bestimmt die Regelungsqualität entscheidend, hat aber auch einen großen Einfluss auf den Leistungsbedarf der Pumpe. Dies soll mit folgender Extrembeispiel-Betrachtung näher erläutert werden. Der Druckverlust im System ohne Regelventil betrage in beiden Fällen 45 kPa.

Im Auslegungsfall 1 sei das Ventil so ausgewählt, dass der Druckverlust im Nennbetriebspunkt bei voller Ventilöffnung 5 kPa beträgt, wodurch sich ein von der Pumpe zu erbringender Gesamtdruckverlust von 50 kPa und eine Ventilautorität $\beta_1 = 0,1$ ergibt. Fährt die Anlage jedoch in den Teillastbereich mit sehr geringen Massenströmen, gehen die Druckverluste in den Rohrleitungen gegen Null und der gesamte konstante Versorgungsdruck von 50 kPa muss am Ventil abgebaut werden. Dieser Druckanstieg am Ventil um 900 % führt

dazu, dass der Massenstrom um 200 % von den Angaben nach der Ventilkennlinie abweicht. Im Auslegungsfall 2 hat das Ventil in Nennbetriebspunkt bei voller Öffnung einen Druckverlust von 405 kPa.

Hier muss die Pumpe nun insgesamt einen Druckverlust von 450 kPa überwinden, was den neunfachen Leistungsbedarf zur Folge hat. Die resultierende Ventilautorität von $\beta_2 = 0,9$ erlaubt hingegen eine sehr stabile Regelung, da die Druckschwankungen am Ventil bei Teillastbetrieb nur maximal 11 % betragen und somit der Massenstrom nur um 5 % von den Angaben der Ventilkennlinie abweicht.

Es ist klar ersichtlich, dass eine hohe Ventilautorität eine gute Regelgüte, aber auch einen hohen Leistungsbedarf der Pumpe mit entsprechendem Energieverbrauch mit sich bringt. In der

Praxis muss hier ein Kompromiss gefunden werden. Je nach Anforderung wird die Ventilautorität in der Regel zwischen 0,3 und 0,7 gewählt, was bedeutet, dass zwischen 30 % und 70 % der Pumpenenergie im Regelventil wieder abgebaut werden müssen.

Deutliche Einsparungen kann man erzielen, wenn man im Teillastbereich den Pumpendruck zurücknimmt. Um die gleiche Regelgüte zu erhalten, können die Ventile dann mit einer geringeren Ventilautorität und damit niedrigerem Druckverlust ausgelegt werden. Anbieter, die Pumpe, Regelventil und Regelung als System anbieten, arbeiten heute mit Ventilautoritäten zwischen 0,05 und 0,1 bei der bekannten Regelungsqualität.

Das hierdurch erreichte Energieeinsparungspotential beträgt zwischen 25 % und 60 %.

ZUSAMMENFASSUNG

Im vorliegenden Beitrag wurde aufgezeigt, welches gigantische Energieeinsparpotential im Bereich der Hydraulik in der Gebäudetechnik zu erreichen ist. Wesentlich hierbei ist es, das ganze System zu verstehen und aufeinander abzustimmen. Auch wenn die Effizienzsteigerungen der Einzelmaßnahmen nicht einfach multipliziert werden dürfen, sollten Gesamteffizienzsteigerungen um den Faktor 10 leicht möglich sein. In Zeiten von „Plug and Play“ und immer knapperen Planungszeiten und Honoraren müssen auch in der Hydraulik optimal vorkonfektionierte Systemlösungen vermehrt Einzug finden.

*Prof. Dr.-Ing. Alexander Floß,
FH Biberach, Institut für Gebäude- und
Energiesysteme, Studiengang Gebäude-
technik/Gebäudeklimatechnik
Grafiken: Prof. Dr.-Ing. Floß*

Mit reinem Gewissen sparen ...

Besuchen Sie uns!
ENKON, Nürnberg
18. - 20.10.2006
Halle 10.0, Stand 217

Moderne LOOS-Kesselsysteme zeichnen sich durch niedrige Emissionen, hohe Wirtschaftlichkeit und Funktionalität aus. Modulare Wärmerückgewinnungssysteme für Abgas, Kondensat, Abwässer oder Brühdampf nutzen selbst die letzten Energiereserven, schonen Umwelt und Geldbeutel.

LOOS – die erste Adresse für umweltfreundliche Kesseltechnik.

LOOS
INTERNATIONAL
Das Kesselsystem
...und die Zukunft hat Qualität

Heizkessel • Heißwasserkessel • Dampfkessel

Loos Deutschland GmbH • 91710 Gunzenhausen • DEUTSCHLAND
Tel. +49 9831 56253 • Fax +49 9831 5692253 • www.loos.de • vertrieb@loos.de

Die Welt ist keine Scheibe - Ihre Anzeigen auch nicht [...]



innovatools

Werkzeuge für den Erfolg

Fach.**Journal**

Fachzeitschrift für Erneuerbare Energien & Technische Gebäudeausrüstung

[Hier mehr erfahren](#)



innovapress

*Innovationen publik machen
schnell, gezielt und weltweit*

Filmproduktion | Film & Platzierung | Interaktive Anzeige | Flankierende PR | Microsites/Landingpages | SEO/SEM | Flashbühne