

Umwälzpumpen

Auslegung und
Betriebs-
optimierung



Impulsprogramm RAVEL
Bundesamt für Konjunkturfragen

Trägerschaft

SSIV	Schweizerischer Spenglermeister- und Installateur-Verband
SBHI	Schweizerische Beratende Haustechnik- und Energie-Ingenieure
STV	Schweizerischer Technischer Verband
SWKI	Schweizerischer Verein von Wärme- und Klima-Ingenieuren
VSHL	Verein Schweizerischer Heizungs- und Lüftungsfirmen

Autoren

- Erich Füglistner, Intep AG, Zürich
- René Sigg, Intep AG, Zürich

Begleitende Projektgruppe

- Hr. Abt, EMB Pumpenbau AG, Ballwil
- Hr. Appelt, Atech, Montricher
- Hr. Bachmann, L&G, Steinhausen
- Hr. Eblé, Sauter AG, Zürich
- Hr. Gabathuler, Gabathuler AG, Diessenhofen
- Hr. Koch, Huwyler & Koch, Zürich
- Hr. Luchsinger, IEU AG, Liestal
- Hr. Meyer, Bieri Pumpenbau AG, Münsingen
- Hr. Nipkow, ARENA, Zürich
- Hr. Spänhauer, Werner Kuster AG, Frenkendorf

Copyright Bundesamt für Konjunkturfragen
3003 Bern, Oktober 1991
Auszugsweiser Nachdruck unter Quellenangabe
erlaubt. Zu beziehen bei der Eidg. Drucksachen-
und Materialzentrale, Bern (Best. Nr. 724.330 d)

Vorwort

Das Aktionsprogramm "Bau und Energie" ist auf sechs Jahren befristet (1990 - 1995) und setzt sich aus den drei Impulsprogrammen (IP) zusammen:

- BAU - Erhaltung und Erneuerung
- RAVEL - Rationelle Verwendung von Elektrizität
- PACER - Erneuerbare Energien

Mit den Impulsprogrammen, die in enger Kooperation von Wirtschaft, Schulen und Bund durchgeführt werden, soll der qualitative Wertschöpfungsprozess unterstützt werden. Dieser ist gekennzeichnet durch geringen Aufwand an nicht erneuerbaren Rohstoffen und Energie sowie abnehmende Umweltbelastung, dafür gesteigerten Einsatz von Fähigkeitskapital.

Im Zentrum der Aktivität von RAVEL steht die Verbesserung der fachlichen Kompetenz, Strom rationell zu verwenden. Neben den bisher im Vordergrund stehenden Produktions- und Sicherheitsaspekten soll verstärkt die wirkungsgradorientierte Sicht treten. Aufgrund einer Verbrauchsmatrix hat RAVEL die zu behandelnden Themen breit abgesteckt. Neben den Stromanwendungen in Gebäuden kommen auch Prozesse in der Industrie, im Gewerbe und im Dienstleistungsbereich zum Zuge. Entsprechend vielfältig sind die angesprochenen Zielgruppen: Sie umfassen Fachleute auf allen Ausbildungsstufen wie auch die Entscheidungsträger, die über stromrelevante Abläufe und Investitionen zu befinden haben.

Kurse, Veranstaltungen, Publikationen, Videos, etc.

Umgesetzt werden sollen die Ziele von RAVEL durch Untersuchungsprojekte zur Verbreiterung der Wissensbasis und - darauf aufbauend - Aus- und Weiterbildung sowie Informationen. Die Wissensvermittlung ist auf die Verwendung in der täglichen Praxis ausgerichtet. Sie baut hauptsächlich auf Publikationen, Kursen und Veranstaltungen auf. Es ist vorgesehen, jährlich eine RAVEL-Tagung durchzuführen, an der jeweils - zu einem Leitthema - umfassend über neue Ergebnisse, Entwicklungen und Tendenzen in der jungen, faszinierenden Disziplin der rationellen Verwendung von Elektrizität informiert und diskutiert wird. Interessenten können sich über das breitgefächerte, zielgruppenorientierte Weiterbildungsangebot in

der Zeitschrift IMPULS informieren. Sie erscheint zwei- bis dreimal jährlich und ist (im Abonnement) beim Bundesamt für Konjunkturfragen, 3003 Bern, gratis erhältlich. Jedem Kurs- oder Veranstaltungsteilnehmer wird jeweils eine Dokumentation abgegeben. Diese besteht zur Hauptsache auf der für den entsprechenden Anlass erarbeiteten Fachpublikation. Die Publikationen können auch unabhängig von Kursbesuchen bei der Eidg. Druck- und Materialzentrale (EDMZ), 3000 Bern, bezogen werden.

Zuständigkeiten

Um das ambitionöse Bildungsprogramm bewältigen zu können, wurde ein Organisations- und Bearbeitungskonzept gewählt, das neben der kompetenten Bearbeitung durch Spezialisten auch die Beachtung der Schnittstellen im Bereich der Stromanwendung sowie die erforderliche Abstützung bei Verbänden und Schulen der beteiligten Branchen sicherstellt. Eine aus Vertretern der interessierten Verbände, Schulen und Organisationen bestehende Kommission legt die Inhalte des Programmes fest und stellt die Koordination mit den übrigen Aktivitäten, die den rationellen Einsatz der Elektrizität anstreben, sicher. Branchenorganisationen übernehmen die Durchführung der Weiterbildungs- und Informationsangebote. Für deren Vorbereitung ist das Programmleitungsteam (Dr. Roland Walthert, Werner Böhi, Dr. Eric Bush, Jean-Marc Chuard, Hans-Ruedi Gabathuler, Jürg Nipkow, Ruedi Spalinger, Dr. Daniel Spreng, Felix Walter, Dr. Charles Weinmann sowie Eric Mosimann, BfK) verantwortlich. Die Sachbearbeitung wird im Rahmen von Ressorts durch Projektgruppen erbracht, die inhaltlich, zeitlich und kostenmässig definierte Einzelaufgaben (Untersuchungs- und Umsetzungsprojekte) zu lösen haben.

Dokumentation

Die vorliegende Dokumentation zeigt an Hand von Fallbeispielen und eines Planungsablaufes, wo und wie die Elektrizitätsverschwendung bei den Umwälzpumpen vermindert werden kann. Sie soll allen Umwälzpumpen-Anwendern (Planern wie auch Installateuren) ein Hilfsmittel zur täglichen Problemlösung sein. Der vorgeschlagene Planungsablauf beinhaltet folgende Teilschritte:

- Wahl der hydraulischen Schaltung
- Rohrnetzrechnung
- Pumpenauswahl
- Regelung und Steuerung
- Vergleich mit Kennzahlen

Einen grossen Stellenwert nimmt neben der Senkung des Elektrizitätsverbrauches auch das optimale Betriebsverhalten der Anlage ein. Diese beiden Forderungen schliessen sich glücklicherweise nicht aus - im Gegenteil - sie ziehen sich geradezu an.

Nach einer Vernehmlassung und dem Anwendungstest in einer Pilotveranstaltung ist die vorliegende Dokumentation sorgfältig überarbeitet worden. Dennoch hatten die Autoren freie Hand, unterschiedliche Ansichten über einzelne Fragen

nach eigenem Ermessen zu beurteilen und zu berücksichtigen. Sie tragen denn auch die Verantwortung für die Texte. Unzulänglichkeiten, die sich bei der praktischen Anwendung ergeben, können bei einer allfälligen Überarbeitung behoben werden. Anregungen nehmen das Bundesamt für Konjunkturfragen oder der verantwortliche Redaktor/Kursleiter (vgl. S. 2) entgegen.

Für die wertvolle Mitarbeit zum Gelingen der vorliegenden Publikation sei an dieser Stelle allen Beteiligten bestens gedankt.

September 1991 Dr. H. Kneubühler
Stv. Direktor des Bundesamtes
für Konjunkturfragen

Inhalt

0	Zusammenfassung	7
<hr/>		
1	Einleitung	9
1.1	RAVEL-Rationelle Verwendung von Elektrizität....bei Umwälzpumpen?	10
1.2	Problemstellung	10
1.3	Zielsetzung der Publikation	11
1.4	Abgrenzung	11
<hr/>		
2	Planungsablauf	13
2.1	Neuanlagen	14
2.2	Sanierungen	14
2.3	RAVEL Untersuchungsprojekt 11.55	19
<hr/>		
3	Kleinanlagen – Anlagen ohne Verteiler	21
3.1	Definition	22
3.2	Anlagebeispiel	23
3.3	Rohrnetzberechnung	24
3.4	Auswahl der Umwälzpumpe	27
3.5	Steuerung und Regelung	28
3.6	Vergleich der Kennzahlen	29
3.7	Wirtschaftlichkeitsrechnung	30
3.8	Heizungunits	31
3.9	Messkonzept	31
3.10	Schlussfolgerungen für Kleinanlagen	32
<hr/>		
4	Anlagen mit Verteiler	33
4.1	Definition	35
4.2	Anlagebeispiel	35
4.3	Rohrnetzberechnung	38
4.4	Auswahl der Umwälzpumpen	41
4.5	Steuerung und Regelung	43
4.6	Vergleich der Kennzahlen	45
4.7	Wirtschaftlichkeitsrechnung	45
4.8	Messkonzept	46
4.9	Schlussfolgerungen für Anlagen mit Verteiler	46
<hr/>		
5	Grossanlagen	47
5.1	Definition	48
5.2	Anlagebeispiel	49
5.3	Rohrnetzberechnung	52
5.4	Auswahl der Umwälzpumpe für die Fernleitungen	54
5.5	Steuerung und Regelung	56
5.6	Vergleich der Kennzahlen	62
5.7	Messkonzept	62
5.8	Schlussfolgerungen für Grossanlagen	63

6	Spezialanlagen	65
6.1	Kälteanlagen	66
6.2	Wärmerückgewinnungsanlagen	69
6.3	Warmwasseranlagen	71
<hr/>		
7	Inbetriebnahme, Wartung und Unterhalt	73
7.1	Umwälzpumpe	74
7.2	Steuer- und Regelorgane	75
<hr/>		
8	Grundlagen	77
8.1	Hydraulische Grundlagen	78
8.2	Rohrnetzberechnung	81
8.3	Hydraulischer Abgleich	94
8.4	Umwälzpumpe	94
8.5	Steuerung und Regelung	107
<hr/>		
9	Elektrizitätsverbrauch und Kennzahlen	119
9.1	Energieverbrauch von Heizungspumpen in der Schweiz	120
9.2	Kontrolle der ausgelegten Pumpenleistung	121
9.3	Berechnung des Elektrizitätsverbrauches von Umwälzpumpen	121
9.4	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	122
<hr/>		
10	Anhang	125
A1	Berechnungsergebnisse	126
A2	Literaturverzeichnis	133
A3	Herstellerverzeichnis	136
A4	Benennungen und Formelzeichen	137
A5	Barwertfaktortabelle	139
A6	Umrechnungstabellen	140
A7	Rohrnetzberechnungsformular	141
A8	Publikationen RAVEL	142

Zusammenfassung

Der Elektrizitätsverbrauch von Umwälzpumpen in der Haustechnik ist nicht so unbedeutend, wie vielfach angenommen wird. Rund 3.5% des Gesamtelektrizitätsverbrauches (ungefähr 1600 GWh/a) der Schweiz wird von Umwälzpumpen verbraucht. Durch richtige Dimensionierung und Auswahl der Umwälzpumpe wird das theoretische Sparpotential auf rund 40% geschätzt, was dem jährlichen Elektrizitätsbedarf von ca. 160'000 Haushaltungen entspricht.

Eine genau dimensionierte Umwälzpumpe führt nicht nur zu einem tiefen Elektrizitätsverbrauch, sondern auch zu einem besseren Betriebsverhalten der Anlage. Gerade neuere Heizungssysteme (Wärmerückgewinnung, Speicher, Wärmepumpen, Kondensationskessel usw.) erfüllen ihre Funktion nur mit einer exakt dimensionierten Umwälzpumpe. Mit einer überdimensionierten Umwälzpumpe sind Probleme, wie Geräusche, zu kleine Temperaturdifferenzen, Durchmischung des Speichers und andere, vorprogrammiert.

In drei Anlagebeispielen wird in dieser Dokumentation anhand eines Planungsablaufs das Vorgehen bei der Dimensionierung und Auswahl der Umwälzpumpe dargestellt. Im Zentrum steht dabei weniger die Umwälzpumpe, sondern die Anlage als Ganzes.

Grundlage für die Auslegung und den Funktionsbeschrieb der hydraulischen Anlage ist die Rohrnetzrechnung. Nur aufgrund einer detaillierten Druckverlustberechnung können die hydraulischen Zusammenhänge in einem Rohrnetz erkannt werden. Die druckverlustarme Dimensionierung des Rohrnetzes ist dabei entscheidend für die Regelbarkeit eines Systems mit variablen Förderströmen. Die beiden wichtigsten Vorteile einer derartigen Auslegung sind die geringe gegenseitige Beeinflussung der Verbraucher sowie die Einhaltung der minimal erforderlichen Ventil- und Verbraucherautoritäten.

Sind Förderstrom und Förderdruck sowie das Betriebsverhalten der Anlage bekannt, so kann die Auswahl der Umwälzpumpe erfolgen. Für kleine Anlagen wird bei druckverlustarmer Rohrnetzdimensionierung und heutigem Wärmedämmstandard die Pumpenauswahl äusserst schwierig, da der Markt kaum Umwälzpumpen in dieser Leistungsklasse anbietet. Kleine Umwälzpumpen weisen zudem Wirkungsgrade von nur wenigen

Prozenten auf. In grösseren Anlagen sind aus energetischen Gründen Trockenläuferpumpen gegenüber Nassläuferpumpen zu bevorzugen.

In Anlagen mit variablem Förderstrom (Thermostatventile, Durchgangsventile usw.) ist es sinnvoll, die Leistung der Umwälzpumpe dem jeweiligen Lastfall anzupassen. Es muss aber berücksichtigt werden, dass auch mit der "besten" Steuerung die dezentral unterschiedlichen und dazu noch variierenden Druckbedürfnisse einer Anlage nie optimal befriedigt werden können. Es stellt sich dabei auch die schwierige Frage nach dem jeweiligen repräsentativen Steuersignal aus der Anlage. Viel zu oft wird ohne genaue Abklärung des richtigen Steuersignals eine teure Drehzahlsteuerung mittels Frequenzumrichter eingesetzt, so dass sich die erwarteten Einsparungen nachher nicht einstellen.

Neben den bekannten Steuergrössen wie Temperatur, Druckdifferenz und Zeit wird neu auch der Förderstrom als Steuersignal verwendet. Eine Lösungsmöglichkeit für mittelgrosse Anlagen können Umwälzpumpen mit integrierter Drehzahlsteuerung über Phasenanschnittsteuerung mittels konstanter Druckdifferenzregelung oder einprogrammierter negativer Kennlinie sein. Das bedarfsabhängige Ein-/Ausschalten der Umwälzpumpe ist aber nach wie vor die effizienteste und billigste Steuermöglichkeit, welche heute in Anlagen zur Standardeinrichtung gehören muss.

Die Erstellung eines Funktionsbeschriebes und eines Messkonzeptes sowie eine sorgfältige Inbetriebsetzung sind für die Funktion der Anlage und einen energiesparenden Betrieb der Umwälzpumpe eine wichtige Voraussetzung. Die laufende Beobachtung und Betriebsdatenerfassung der Anlage erlauben zudem die frühzeitige Erkennung von Fehlfunktionen und liefern Erkenntnisse für Verbesserungs- und Optimierungsmöglichkeiten. Die Problembereiche in einer Anlagenplanung sind heute allgemein bekannt. In dieser Dokumentation sollen deshalb Lösungsansätze vermittelt werden, die zu einem rationellen Energieeinsatz von Umwälzpumpen beitragen. Soll das vorhandene Sparpotential von 624 GWh/a in den nächsten Jahren ausgeschöpft werden, bedarf es der Anstrengung aller an der Planung beteiligten Fachleute.

1 Einleitung

1.1	RAVEL – Rationelle Verwendung von Elektrizität....bei Umwälzpumpen?	10
1.2	Problemstellung	10
1.3	Zielsetzung der Publikation	11
1.4	Abgrenzung	11

1 Einleitung

1.1 RAVEL-Rationelle Verwendung von Elektrizität...bei Umwälzpumpen?

In den Jahren nach dem Erdölshock Mitte der siebziger Jahre sind im Bereich der Heizungstechnik grosse Anstrengungen zur Senkung des Wärmeenergiebedarfes unternommen worden. Dem Elektrizitätsverbrauch der Heizungsanlagen wurde dagegen kaum Beachtung geschenkt. Verschiedene Messungen in jüngerer Zeit [1] zeigen, dass der Elektrizitätsverbrauch der Umwälzpumpen nicht vernachlässigbar ist und zudem noch deutlich gesenkt werden könnte (vgl. Abschnitt "9. Elektrizitätsverbrauch und Kennzahlen"). Die rationelle Verwendung von Elektrizität ist also auch bei Umwälzpumpen sinnvoll.

Unter rationeller Elektrizitätsverwendung werden folgende Grundsätze verstanden:

- Intelligenter Einsatz von Energie
- Vermeidung von überflüssigen Nutzleistungen
- Systematische Verbesserung des Wirkungsgrades

In Bezug auf die Auslegung und Betriebsoptimierung von Umwälzpumpen werden in der vorliegenden Dokumentation Ansätze zur Erreichung dieser übergeordneten RAVEL-Ziele aufgezeigt.

1.2 Problemstellung

Die folgenden Grössen beeinflussen massgeblich den Elektrizitätsverbrauch einer Umwälzpumpe (Bild (1.1)):

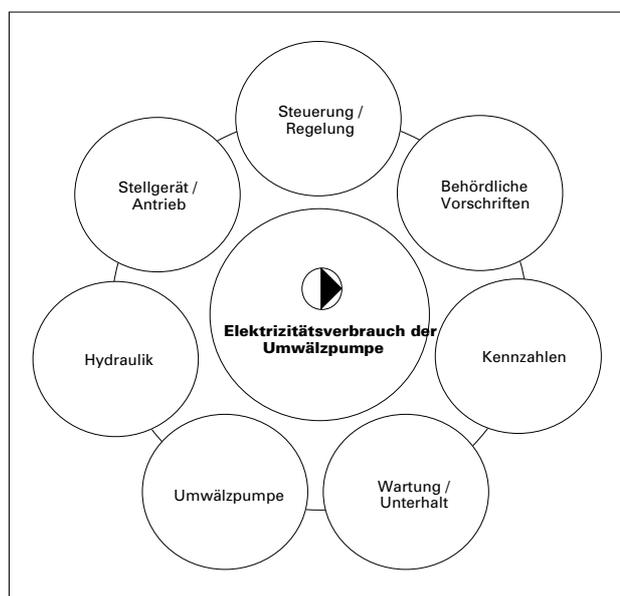


Bild (1.1): Einflussfaktoren

Weil die Kompetenzen und Verantwortlichkeiten für die einzelnen Komponenten und Anforderungen bei verschiedenen Personen liegen, gestaltet es sich oft schwierig, all diese Einflüsse in einem System aufeinander abzustimmen, so dass sie optimal zusammenwirken. Im Zentrum steht allerdings der Planer, der sowohl für die Koordination aller Fachspezialisten verantwortlich ist, als auch die Aufgabe hat, die optimalen Komponenten in ein Projekt zu integrieren. Er steht heute in der Verantwortung ein optimiertes System (für Betrieb und Energiebedarf) zu planen. Im Sinne einer Qualitäts- und Erfolgskontrolle ist er bei grösseren Anlagen zudem auch für die Erstellung eines Messkonzeptes zuständig, damit die Anlagen- und Betriebsdaten mit den Projektdaten (Druck, Temperatur usw.) verglichen werden können.

nen. Ebenfalls soll der Planer den prognostizierten Elektrizitätsverbrauch später anhand von Kennwerten überprüfen können.

In der heutigen Planung ergeben sich hauptsächlich folgende Problembereiche:

- Umwälzpumpen in der Haustechnik sind bezüglich Durchfluss oft überdimensioniert, was vorwiegend auf folgende Ursachen zurückzuführen ist:
 - Die Rohrnetzrechnung ist mit Unsicherheiten und Sicherheitszuschlägen behaftet und liefert in der Regel zu hohe Druckverlustwerte.
 - Bei Sanierungen und nicht nur bei einem Pumpenausfall, wird die Auswechslung der Umwälzpumpe mittels "Pumpen-Austauschspiegel" ausgeführt.
 - Die berechneten Förderströme können zum Teil gar nicht eingehalten werden, da die Regleinrichtungen (z.B. Rücklaufverschraubungen, Thermostatventile usw.) die geforderte Genauigkeit zur Einstellung nicht ermöglichen.
 - Eine überdimensionierte Umwälzpumpe schafft insofern keine Probleme, als bei auftretenden Geräuschen der Förderstrom mittels Drossel "einfach" reduziert wird.
- Bei der Auswahl der Umwälzpumpe ist der Planer auf die am Markt angebotenen Produkte angewiesen. Die Unterschiede in Bezug auf den Wirkungsgrad sind bei den einzelnen Produkten relativ klein. Eine Optimierung durch den Planer ist dadurch sehr schwierig.
- Neuartige Regel- und Steuersysteme sowie mehrstufige Pumpen werden heute vielfach im Sinne des Energiesparens eingesetzt. Bei vielen Anwendungen fehlt jedoch noch die Erfahrung, und weiterführende Messdaten sind meistens keine vorhanden. Häufig wird auch versucht, mit solchen Regel- und Steuergeräten hydraulische Probleme zu lösen.

1.3 Zielsetzung der Publikation

Die Publikation bezweckt eine themenübergreifende "Planungshilfe" für die Auslegung und Betriebsoptimierung von Umwälzpumpen. Beschrieben werden:

- die Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes von Umwälzpumpen und deren Regel- und Steuersystemen.
- Kennwerte für Leistungen und Energiebedarf sowie bekannte Sparpotentiale.

In erster Linie sollen HLK-Planer, die Installateure sowie die Ingenieure der Herstellerfirmen angesprochen werden.

In einer Vielzahl von Publikationen und Fachbeiträgen (vgl. Literaturliste im Anhang A3) sind viele Grundlagen bereits aufgearbeitet worden, insbesondere im Bereich hydraulischer Schaltungen und hydraulischem Abgleich. Diese Themen werden in dieser Dokumentation lediglich zusammenfassend erläutert.

1.4 Abgrenzung

In die Untersuchung miteinbezogen werden ausschliesslich Umwälzpumpen, die in der Haustechnik eingesetzt werden. Dabei liegt der Schwerpunkt bei der Behandlung von Umwälzpumpen in der Heizungstechnik. Ein kürzerer Abschnitt befasst sich zudem mit der Anwendung von Umwälzpumpen zur Förderung von Warm-, Kalt- und Kühlwasser und von Glykollmischungen.

Nicht behandelt werden dagegen Umwälzpumpen zur Förderung von speziellen Flüssigkeiten oder für seltene Prozesse (spezielle Industrieanwendungen).

2 Planungsablauf

2.1	Neuanlagen	13
<hr/>		
2.2	Sanierungen	14
2.2.1	Einsatz einer Messpumpe	17
2.2.2	Bestimmen der Wärmeleistung und der Temperaturdifferenz VL/RL	18
<hr/>		
2.3	RAVEL Untersuchungsprojekt 11.55	19

2 Planungsablauf

Ziel soll es sein, durch richtige Planung Elektrizität zu sparen. Hauptverbraucher an Elektrizität in haustechnischen Wassersystemen sind die Umwälzpumpen. Innerhalb eines Planungsvorgehens müssen die Pumpenleistungen und deren prognostizierter Energieverbrauch schon während der Planung durch den Anlageplaner überprüft werden können.

Nachfolgend werden die Planungsabläufe für Neuanlagen und Sanierungen getrennt dargestellt. Es sind Musterabläufe, welche in groben Schritten das Vorgehen bei der Dimensionierung und Auswahl der Umwälzpumpe aufzeigen.

Dem nachfolgend dargestellten Planungsablauf für Neuanlagen entsprechend wird auch in den Abschnitten "3. Kleinanlagen", "4. Anlagen mit Verteiler" und "5. Grossanlagen" vorgegangen.

2.1 Neuanlagen

An eine neue Anlage werden heute unter anderen die folgenden Anforderungen gestellt:

- richtige Anlagefunktion
- minimaler Energiebedarf
- minimaler Unterhaltsaufwand

Zwischen der "richtigen Anlagefunktion" und dem "minimalen Energiebedarf" besteht ein enger Zusammenhang. Die "richtige Anlagefunktion" muss für den Planer und Installateur zwingend im Vordergrund stehen. Zeigt die Inbetriebnahme, dass die Anlage die berechneten Anlagedaten (Förderstrom, Förderdruck, Temperaturdifferenz usw.) erreicht, so sind auch die Voraussetzungen für einen minimalen Energiebedarf geschaffen.

Den einzelnen Planungsschritten sind in Bild (2.1) Hinweise zu den Grundlagen zugeordnet, in welchen der Planer zusätzliche Informationen findet. Bei einer effektiven Planung muss für die optimale Lösung der Planungsablauf womöglich zwei bis dreimal durchlaufen werden. Der nachfolgende Ablauf soll lediglich eine Planungshilfe darstellen.

2.2 Sanierungen

In Zukunft wird ein beträchtlicher Anteil der installierten Umwälzpumpen in sanierten Heizungsanlagen eingesetzt werden. Das Vorgehen zur Auswahl der Umwälzpumpe in Sanierungen unterscheidet sich vor allem in der Ermittlung der Anlagedaten grundsätzlich von einer Neuplanung (Bild (2.2)). Die Auswechslung einer Umwälzpumpe wird oft im Zusammenhang mit einer Heizungsanierung (z.B. Kesselauswechslung) oder mit einer Gesamtanierung eines Gebäudes (Sanierung der Gebäudehülle und der Haustechnik) aktuell. Diese Veränderungen müssen für die Dimensionierung der Umwälzpumpe berücksichtigt werden. Da für Sanierungen oft die technischen Unterlagen, Installations- und Baupläne, Berechnungen usw. nicht mehr vorhanden sind, muss versucht werden, möglichst viele Daten aus der bestehenden Anlage (Betriebsdaten) zu erfassen. Parallel dazu muss eine Nachrechnung der einzelnen Wassermengen der Verbrauchern und, je nach gewählter Abgleichstrategie, auch die Voreinstellungen der Abgleichorgane erfolgen. Daraus ergeben sich, je nach Qualität der Angaben, mehr oder weniger genaue Hinweise für die Dimensionierung der Umwälzpumpe und die Art der Steuerung/Regelung. Da in den wenigsten Fällen, mit Ausnahme des Heizenergieverbrauches, eine laufende Datenerhebung erfolgt oder eine Statistik geführt wird, müssen die Daten auf der Anlage beschafft werden. In den meisten Fällen wird es notwendig sein, Messgeräte resp. Messnippel einzubauen. Je näher diese Messpunkte bei den einzelnen Verbrauchern sind, desto besser wird ihre Aussagekraft. Die eingebauten Messpunkte dienen auch während des langjährigen Betriebes zur Optimierung der Anlage und zur rascheren Störungsbehebung.

Der dargestellte Planungsablauf (Bild 2.2) zeigt ein mögliches Vorgehen auf.

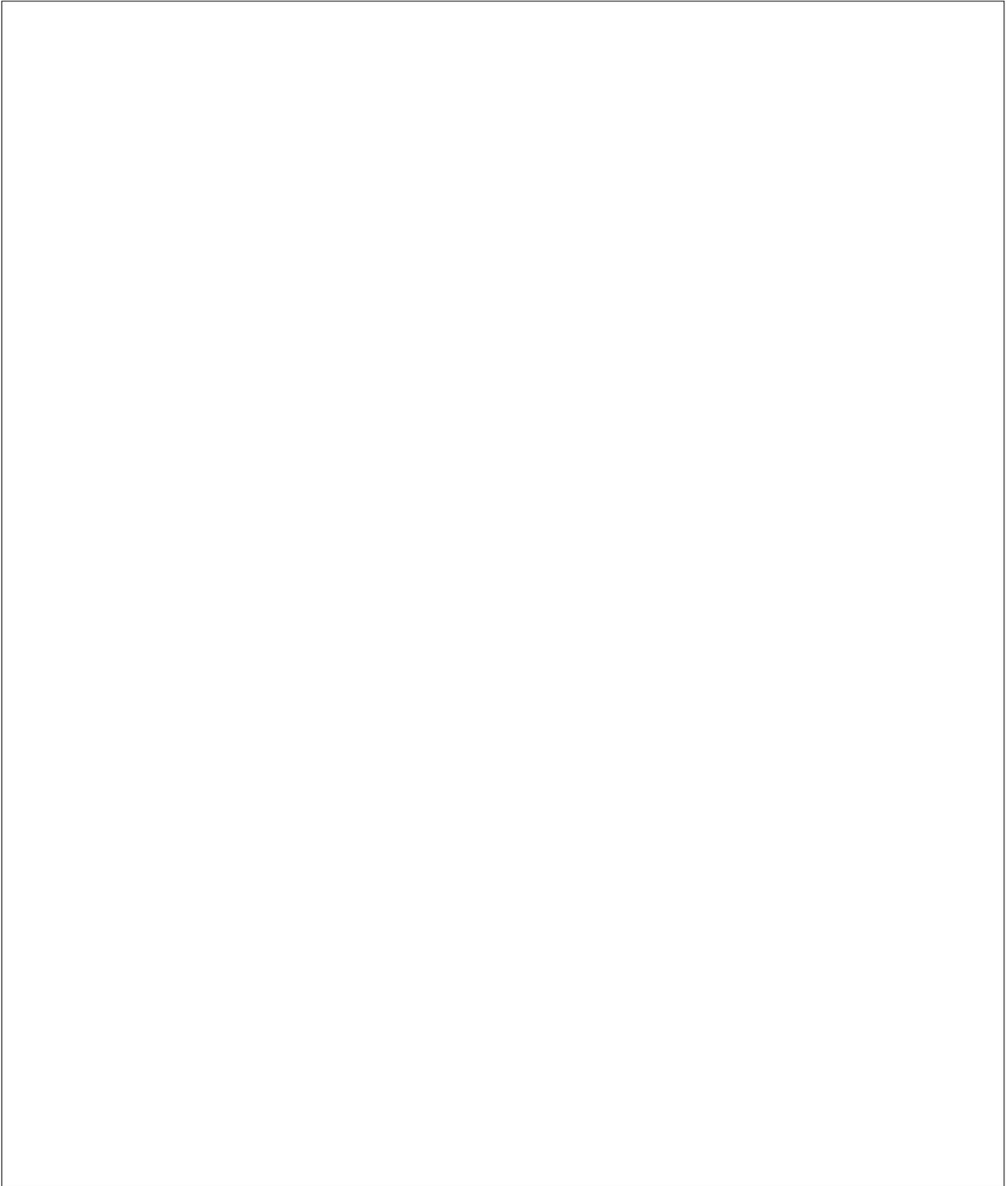


Bild (2.1): Planungsablauf für Neuanlagen

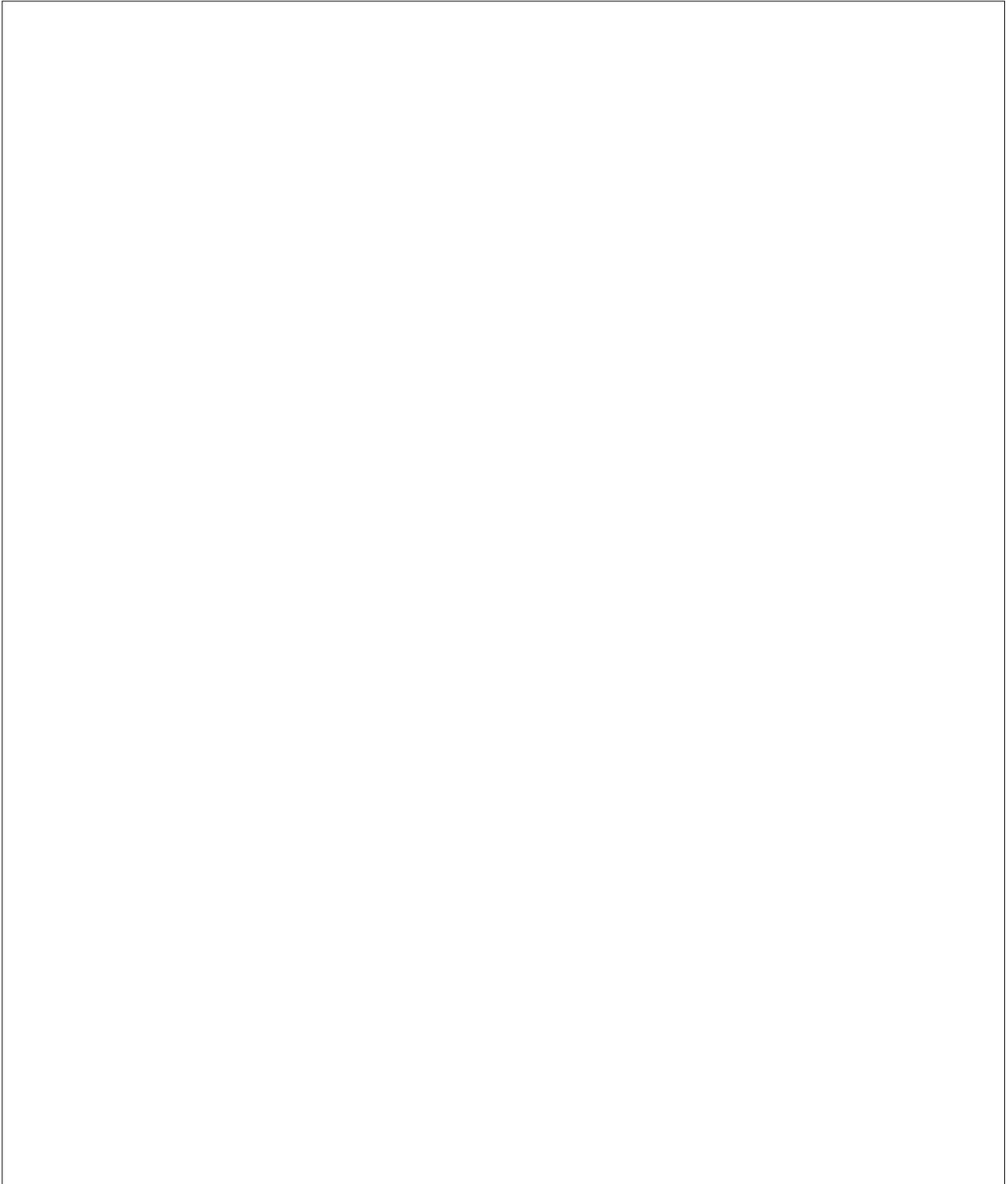


Bild (2.2): Planungsablauf für Sanierungen

2.2.1 Betriebsdaten aus der Anlage

Einsatz einer Messpumpe

Mittels Einsatz einer Messpumpe wird, ohne Einbau von weiteren Messgeräten, ein Punkt auf der Pumpenkennlinie der Messpumpe und damit der Anlagenkennlinie erfasst. Aufgrund des neuen Förderstromes, welcher aus der Berechnung des Wärmeleistungsbedarfes bekannt ist, kann der neue Betriebspunkt auf der Anlagenkennlinie ermittelt werden. Die Messung mit der Messpumpe kann unabhängig von der Jahreszeit durchgeführt werden. Auf der Anlage muss aber der Nennbetriebszustand simuliert werden (Thermostatventile offen, Voreinstellungen der Abgleichorgane eingestellt und Anlage entlüftet, Bypassventile geschlossen, usw.)

Das Simulieren des Nennbetriebszustandes ist mit einem beträchtlichen Aufwand verbunden. Der Einsatz einer Messpumpe kann auch bei einer Neuanlage durchaus sinnvoll sein.



Bild (2.3): Messpumpe [H1]

Bestimmen der Wärmeleistung und der Temperaturdifferenz VL/RL

Sind die Wärmeleistung und die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf bekannt, so kann mittels der Pumpenkennlinie der installierten Umwälzpumpe ein Betriebspunkt auf der Anlagenkennlinie bestimmt werden (Bild (2.4), $\Delta T \approx 12$ K). Das effektive ΔT (Messung durchführen, nicht die installierten Thermometer ablesen) gibt, im Ver-

gleich zur Auslegetemperaturdifferenz (Bild (2.4), $\Delta T \approx 20$ K), einen Hinweis auf den effektiven Förderstrom. Aufgrund des neu berechneten Förderstromes kann nun auf der bekannten Anlagenkennlinie der neue Betriebspunkt festgelegt werden. Dabei ist zu beachten, dass die Wärmeleistung der Verbraucher nicht ungewollt durch ein Absenken der Mitteltemperatur reduziert wird. Kann keine Leistungsreduktion hingenommen werden, muss die Vorlauftemperatur auf den nötigen Wert erhöht werden. Man ist allerdings in diesem Fall auf eine Betriebsdatenerfassung an einem kalten Wintertag angewiesen, um möglichst nahe an den Nennbetriebspunkt zu gelangen. Auch bei dieser Methode muss die Anlage abgeglichen werden, um mit dieser minimalen Wassermenge jeden Verbraucher noch ausreichend mit Warmwasser versorgen zu können. Genau genommen trifft der in Bild (2.3) eingezeichnete neue Betriebspunkt nur auf eine Anlage mit einem einzigen Verbraucher zu oder für eine Anlage, in welcher **jeder** Verbraucher mit einer Förderstrom- auch eine Förderdruckreduktion zulässt. Im extremsten Fall müsste der Förderdruck bis nahezu auf den ursprünglichen Wert wieder erhöht werden. Dies kann dann zum Beispiel der Fall sein, wenn nahe bei der Umwälzpumpe ein Verbraucher angeschlossen ist, welcher beim alten Betriebspunkt gerade mit der richtigen Wassermenge versorgt wurde und demzufolge bei einer Förderdruckreduktion nicht mehr mit genügend Warmwasser beliefert würde. In einem solchen Fall ist abzuklären, ob nicht eine Aufteilung auf zwei Pumpen sinnvoll wäre.

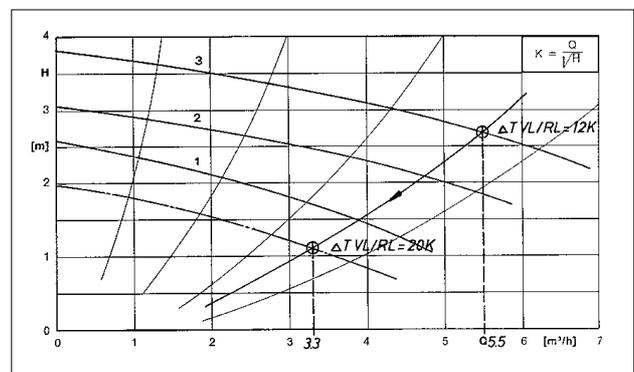


Bild (2.4): Bestimmen des Betriebspunktes mittels Wärmeverbrauchsmessung und der Temperaturdifferenz Vorlauf/Rücklauf

Messung von Förderstrom und/oder Förderdruck

Eine weitere Methode ist die direkte Messung des Durchflusses und/oder der Druckdifferenzen. Zusammen mit den übrigen Anlagedaten, wie Temperaturdifferenz VL/RL, Einstellung der Heizkurve kann die Anlage schon recht gut beurteilt werden. Die Anwendung der einen oder anderen Messung ist dabei sehr von der jeweiligen Anlage und der Umbauintensität abhängig. Betreffend Messmethoden sei an dieser Stelle auf [2] verwiesen. Bezüglich des Abgleiches gilt dasselbe wie in den vorangegangenen Abschnitten.

Neben den erwähnten Verfahren zur Erfassung von Betriebsdaten existieren sicher noch andere. Auf jeden Fall spielt neben den Messmöglichkeiten auch die Erfahrung des Planers eine wichtige Rolle.

2.2.2 Berechnen der Fördermengen und der Voreinstellungen

Ein grosses Problem besteht darin, dass viele Anlagen nicht einwandfrei abgeglichen sind und womöglich auch keine Abgleichorgane eingebaut sind. Ohne Abgleichorgane wird es nie möglich sein, einen minimalen Förderstrom und somit eine kleine Umwälzpumpe einzusetzen. Denn ohne eine Angleichung des notwendigen Differenzdruckes im Nennlastfall der einzelnen Verbraucher (hydraulischer Abgleich) wird die Sicherstellung der minimalen Warmwasserversorgung in allen Verbrauchern verunmöglicht.

Zur Beschaffung, der für einen Abgleich notwendigen Daten, bestehen verschiedene Möglichkeiten. Eine einfache und günstige Methode soll hier kurz erläutert werden. Die Wahl der geeigneten Methode ist von der entsprechenden Umbauintensität abhängig. Je näher die Abgleichorgane bei den Verbrauchern plaziert werden können, desto besser lässt sich der hydraulische Abgleich durchführen. Idealerweise befinden sich die Drosselorgane also direkt beim Verbraucher. Ist dies aus anlagentechnischen Gründen nicht möglich, so können nur einzelne Gruppen von Verbrauchern gegeneinander abgeglichen werden. In dieser Situation ist es nicht mehr möglich, den minimalen Gesamtförderstrom einzustellen, da auch der ungünstigste Verbraucher in der Gruppe genügend versorgt

sein muss. Wichtig erscheint uns, dass zumindest gruppenweise (z. B. pro Steigstrang) eine Durchflussmessung durchführbar ist.

Arbeitsschritte bei der Methode: Messtechnischer Abgleich am Verbraucher

- Mit Hilfe einer der oben aufgeführten Methoden ist der neue Nenndifferenzdruck abzuschätzen. Änderungen an der Anlage (Einbau von Thermostatventilen, einstellbaren Rücklaufverschraubungen usw.) müssen durch eine entsprechende Differenzdruckerhöhung mitberücksichtigt werden.
- Die Wärmeleistung der einzelnen Verbraucher muss neu berechnet werden.
- Mittels der entsprechenden Temperaturdifferenz kann die notwendige Wassermenge des Verbrauchers berechnet werden.
- Um die abschliessende Einregulierung zu vereinfachen wird am ungünstigsten Verbraucher eine Verbraucherautorität von 0.5 benötigt. Die Hälfte des Nenndifferenzdruckes muss über diesem Verbraucher abgebaut werden. Mit einer weiteren Annahme - über allen Verbrauchern wird der gleiche Druck abgebaut - können die Voreinstellungen der Thermostatventile und der Abgleichorgane berechnet werden (vgl. dazu auch Berechnungsbeispiel im Abschnitt "8.2 Rohrnetzrechnung").
- Die Einregulierung der Anlage erfolgt dann analog einer Neuanlage.

Bei dieser Methode ist:

1. ein einwandfreier Abgleich möglich und
2. alle Verbraucher erhalten die minimal notwendige Wassermenge.

Die Beachtung der erwähnten Punkte gewährleistet einen einwandfreien Betrieb mit der kleinstmöglichen Pumpe.

Bei allen Sanierungen, in denen der Nenndifferenzdruck nicht genau ermittelt werden kann, ist bei der Auswahl der Umwälzpumpe eine Drehzahlumschaltmöglichkeit nach unten und, im Gegensatz zum Vorgehen bei Neuanlagen, auch nach oben von grossem Nutzen.

2.3 RAVEL Untersuchungsprojekt 11.55

In diesem Zusammenhang sei noch auf das RAVEL Untersuchungsprojekt UP 11.55 verwiesen, in welchem die Entwicklung einer Messmethode zur Abklärung der Hauptcharakteristika der Umwälzpumpen im Vordergrund steht. Das Ziel dieses Untersuchungsprojektes ist die Ausarbeitung einer Empfehlung für die Auswechslung der Umwälzpumpen in bestehenden Anlagen. Dadurch dürften im Hinblick auf die anstehenden Sanierungen der nächsten Jahre wertvolle Impulse vermittelt werden. Im gleichen Projekt werden überdies rund 200 Anlagen ausgemessen, wobei an etwa 50 Installationen Modifikationen und nachfolgende Erfolgskontrollen durchgeführt werden.

3 Kleinanlagen – Anlagen ohne Verteiler

3.1	Definition	22
<hr/>		
3.2	Anlagebeispiel	23
<hr/>		
3.3	Rohrnetzrechnung	24
3.3.1	Berechnung des Förderstromes	24
3.3.2	Berechnung des Förderdruckes	24
<hr/>		
3.4	Auswahl der Umwälzpumpe	27
<hr/>		
3.5	Steuerung und Regelung	28
<hr/>		
3.6	Vergleich der Kennzahlen	29
3.6.1	Energiebedarf der Umwälzpumpe	29
<hr/>		
3.7	Wirtschaftlichkeitsrechnung	30
<hr/>		
3.8	Heizungunits	31
<hr/>		
3.9	Messkonzept	31
<hr/>		
3.10	Schlussfolgerungen für Kleinanlagen	32

3 Kleinanlagen – Anlagen ohne Verteiler

3.1 Definition

Kleinanlagen sind Heizungssysteme ohne Verteiler, welche in Einfamilienhäusern und kleineren Mehrfamilienhäusern eingesetzt werden (Beispiele vgl. Bild (3.1)). Der Wärmeleistungsbedarf für Kleinanlagen liegt unter 70 kW. Bis zu dieser Leistungsgrösse sind sogenannte Heizungsunits erhältlich, welche vor allem für den Kleinanlagenmarkt bestimmt sind.

Ein grosser Teil der eingesetzten Umwälzpumpen wird in Kleinanlagen installiert. Aufgrund der Anlagengrösse wird der Planungsaufwand für Kleinanlagen häufig unterschätzt. Mit neueren Wärmeerzeugungs- (Wärmepumpen, kondensierende Heizkessel, Solaranlagen usw.) und Steuer-/Regelungskonzepten (Thermostatventile, Einzelraumregelung usw.) sind die Anforderungen an die Planung von Kleinanlagen gestiegen. Variable Förderströme im Rohrnetz, Geräuschprobleme bei Thermostatventilen und unzulässige Betriebszustände können schon bei kleinen Anlagen zu kaum lösbaren Betriebsproblemen führen. Es ist daher wichtig, dass das hydraulische Konzept, die Dimensionierung des Rohrnetzes und die Auswahl der Umwälzpumpe korrekt und sorgfältig ausgeführt werden. Daraus resultiert nicht nur ein verbessertes Betriebsverhalten der ganzen Anlage, sondern auch ein geringerer Elektrizitätsverbrauch der Umwälzpumpe.

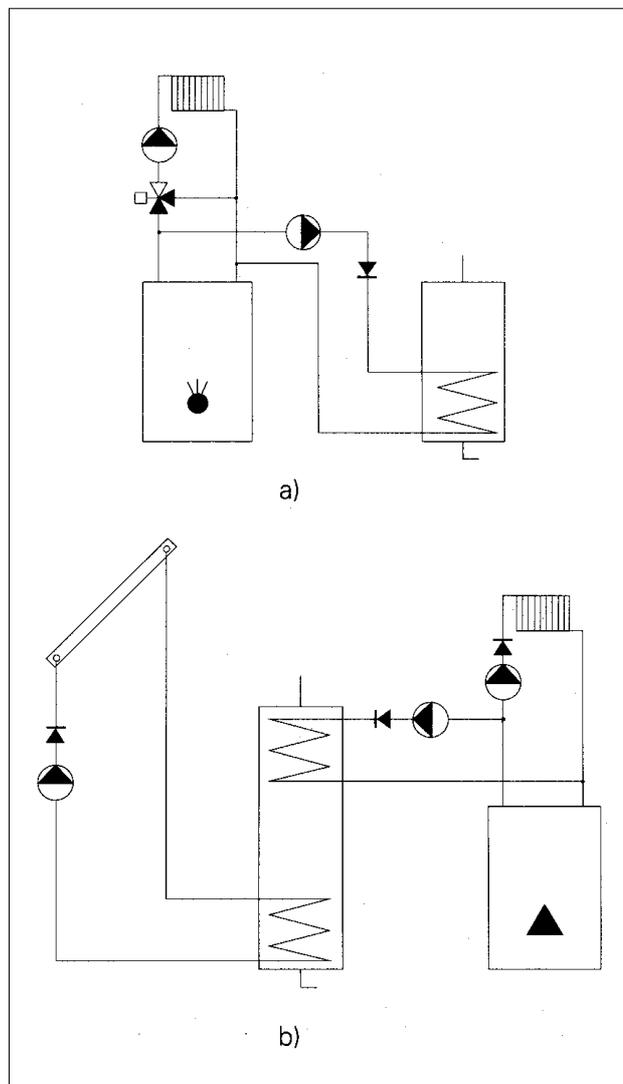


Bild (3.1): Schematische Darstellung von Kleinanlagen z.B. a) Oelkesselanlage mit Wassererwärmer b) Gaskesselanlage mit bivalenter Wassererwärmung

3.2 Anlagebeispiel

Bild (3.2) zeigt das Strangschema einer konventionellen 2-Rohr-Pumpen-Warmwasser-Heizungsanlage mit Oelkessel für ein grösseres, nach heuti-

gem Standard, wärmegeprägtes Einfamilienhaus. Der Wärmeleistungsbedarf beträgt rund 6 kW.

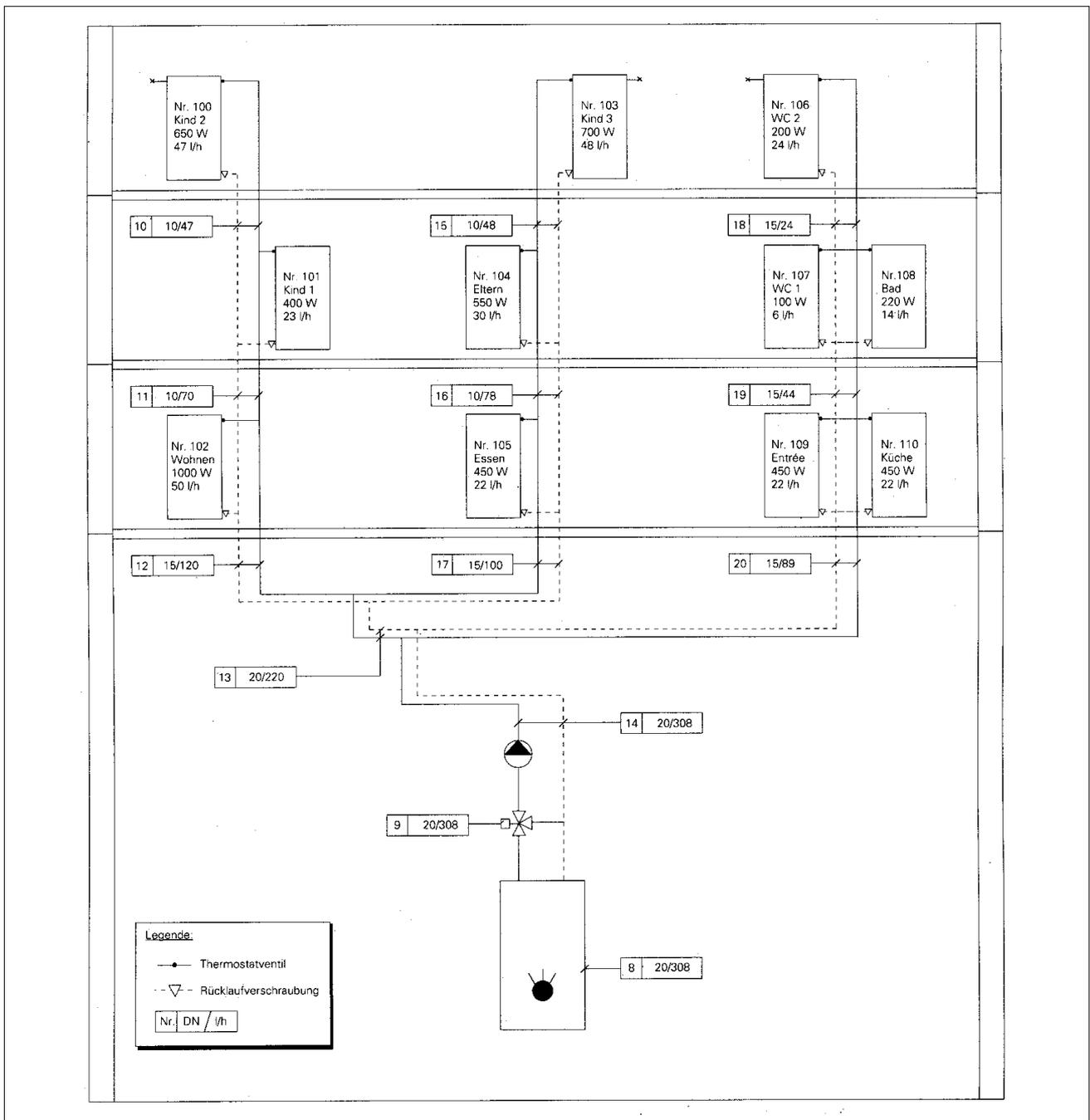


Bild (3.2): Heizungsanlage eines Einfamilienhauses (Strangschema)

Die Heizkörper in den einzelnen Räumen sind mit Thermostatventilen und regulierbaren Rücklaufverschraubungen ausgestattet. Die Raumtemperaturregelung erfolgt durch Thermostatventile und durch eine Vorlauftemperaturregelung, welche auf das Mischventil wirkt. Die Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf im Nennauslegepunkt beträgt 20 K (60°C/40°C).

3.3 Rohrnetzrechnung

Die Wahl der hydraulischen Schaltung (Beimischschaltung) und die Rohrnetzrechnung stehen am Anfang der Planung einer Heizungsanlage. Mit den Daten aus der Wärmeleistungsbedarfs- und der Rohrnetzrechnung erfolgt die Auswahl der Umwälzpumpe und deren Steuerung/Regelung. Die Rohrnetzrechnung wurde für dieses Beispiel mit einem EDV-Programm [H2] durchgeführt. Die Angaben über Rohrdimensionen, Förderströme, Verbraucherleistungen usw. können dem Strangschema entnommen werden.

3.3.1 Berechnung des Förderstromes

Mit der aus der Wärmeleistungsbedarfsrechnung (SIA 384/2) berechneten erforderlichen Leistung und der gewählten Temperaturdifferenz des Systems errechnet sich in erster Näherung der Förderstrom gemäss folgender Formel:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V}	Förderstrom	m^3/h
\dot{Q}	Wärmeleistung	kW
ρ_w	Dichte von Wasser (bei 20°C)	kg/m^3
c_{pw}	Wärmekapazität von Wasser	kJ/kgK
ΔT	Temperaturdifferenz	K

Den korrekten Förderstrom erhalten wir erst durch die detaillierte Rohrnetzrechnung unter Berücksichtigung der Auskühlverluste der Leitungen. Ein kleiner Wärmeleistungsbedarf und eine möglichst grosse Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf führen zu einem kleinen Förderstrom der Umwälzpumpe. Besonders zu beachten gilt es an

dieser Stelle, dass sich der Leistungsbedarf der Umwälzpumpe bei gleichen Rohrdurchmessern theoretisch mit der dritten Potenz zur Förderstromreduktion vermindert (effektiv ist die Reduktion etwas geringer, weil sich der Wirkungsgrad der Umwälzpumpe mit abnehmender Leistung verschlechtert).

Für das Anlagebeispiel ergibt sich aus der Rohrnetzrechnung ein Förderstrom von:

$$\dot{V} = 0.31 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.3.2 Berechnung des Förderdruckes

Faustformel

Oft wird für Kleinanlagen die Druckverlustberechnung überschlagsmässig mittels einer Faustformel durchgeführt, oder es wird für die Neuplanung einer Anlage der Förderdruck aus einer "ähnlichen", schon ausgeführten Anlage (sogenannte Erfahrungswerte, welche leider in den seltensten Fällen auf Messungen basieren) übernommen. Eine Faustformel, die in einigen Fachbüchern und Lehrmitteln nachgelesen werden kann, lautet:

	$\Delta p = 1.5 \dots 2 \cdot R \cdot l$	Pa
Δp	Druckverlust des Rohrnetzes	Pa
R	spezifischer Rohrdruckverlust	Pa/m
l	Rohrlänge des längsten Stranges	m

Es wird dabei angenommen, dass sich die Druckverluste etwa zu 50% auf die Rohrleitungen und zu 50% auf die Einzelwiderstände im Rohrnetz aufteilen. Warum diese Berechnungsart für eine Anlagenplanung keine Berechtigung haben kann, soll im folgenden Vergleich mit detaillierten Rohrnetzrechnungen dargestellt werden. Für das Anlagebeispiel ergibt sich nach der Faustformel ein Leitungsdruckverlust von:

$$\Delta p = 2 \cdot 100 \text{ Pa}/\text{m} \cdot 41 \text{ m} \cdot 10^{-3} = 8.2 \text{ kPa}$$

Zusätzlich zu diesem Leitungsdruckverlust addieren sich noch die folgenden Verbraucher:

– Thermostatventil	4	kPa
– Mischventil	3	kPa
– Kessel	2	kPa

Es ergeben sich also totale Druckverluste von rund $\Delta p \approx 17 \text{ kPa}$.

Die Anwendung einer detaillierten Berechnung, im Gegensatz zur Faustformel, ist jedoch auch aus anderen gewichtigen Gründen unablässig:

- Berechnung des Nennförderdruckes der Umwälzpumpe
- Berechnung der Ventil- und Verbraucherautoritäten (Regelbarkeit der Anlage)
- Berechnung der notwendigen Daten für die Einstellung der Abgleichorgane
- Kontrolle des maximal zulässigen Förderdruckes (Geräuschgrenze)

Nur mit diesen Angaben ist eine Beurteilung der Anlage möglich. Die Planung gewinnt mit einer Rohrnetzrechnung zusätzlich an Sicherheit, weil Komponenten aufgrund einer sorgfältigen Berechnung ausgewählt und abgestimmt werden. Wie die nachfolgenden detaillierten Berechnungen zeigen, weichen die Berechnungsergebnisse stark von denen der Faustformel ab.

Die Regelbarkeit einer Heizungsanlage wird durch ein möglichst druckverlustloses Rohrleitungsnetz (Verbraucherautoritäten) und gute Ventilautoritäten (vergleiche Abschnitt "8.2 Rohrnetzrechnung") erhöht. Dies soll in den folgenden Berechnungen anhand von zwei Varianten mit unterschiedlichen spezifischen Rohrdruckverlusten dargestellt werden.

Rohrnetzrechnung Variante 1 ($\Delta p \approx 150 \text{ Pa/m}$)

In Variante 1 erfolgt die Dimensionierung des Rohrnetzes mit einem spezifischen Druckabfall der Rohrleitungen von $\Delta p \approx 150 \text{ Pa/m}$ (der Durchschnittswert liegt tiefer) und einer maximalen Begrenzung der Fließgeschwindigkeit des Wassers von 1.2 m/s . Aus der Berechnung ergeben sich zusammengefasst folgende Werte. Bei den Autoritäten der Verbraucher und Thermostatventile handelt es sich um Durchschnittswerte:

Förderdruck

$$\Delta p_p = 13.0 \text{ kPa}$$

Verbraucherautorität

$$\varnothing P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0.38 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.30)$$

Thermostatventilautorität

$$\varnothing P_{vT} = \frac{\varnothing \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0.19 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.10)$$

Regelventilautorität

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = 0.44 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

Rohrnetzrechnung Variante 2

($\Delta p \leq 50 \text{ Pa/m}$)

Aufgrund der Ergebnisse in Variante 1 wird Variante 2 in einer neuen Berechnung mit einem spezifischen Druckabfall im Rohrnetz von $\Delta p \leq 50 \text{ Pa/m}$ (maximal zulässiger Wert, der Durchschnittswert liegt tiefer) und einer Begrenzung der Fließgeschwindigkeit von 1.2 m/s ausgeführt. Die Berechnung zeigt folgende Werte:

Förderdruck	$\Delta p_p = 9.1 \text{ kPa}$
Verbraucherautorität	$\sigma P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0.43 [-] \quad (\text{min. } 0.30)$
Thermostatventilautorität	$\sigma P_{vt} = \frac{\varnothing \Delta p_{vt100}}{\Delta p_{vt0}} = 0.22 [-] \quad (\text{min. } 0.10)$
Regelventilautorität	$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = 0.49 [-] \quad (\text{min. } 0.50)$

Das Ergebnis der Berechnung nach Variante 2 sind verbesserte Werte der Autoritäten gegenüber Variante 1. Die Autoritäten des Regelventiles liegen praktisch beim anzustrebenden minimalen Wert. Die Voraussetzungen für die Regelbarkeit der Anlage sind dadurch günstiger. Durch Reduktion des Förderdruckes wird die Gefahr von Geräuschen an Thermostatventilen weiter reduziert. Wie im Abschnitt "8.2 Rohrnetzrechnung" beschrieben wird, befinden wir uns bei diesen tiefen spezifischen Leitungsdruckverlusten im beinahe laminaren Bereich der Strömungsverhältnisse. Dies bedeutet nichts anderes, als dass die tatsächlich notwendigen Differenzdrücke sicher noch kleiner sein werden. Mit der klassischen Berechnungsmethode befinden wir uns also auf der "sicheren Seite" und benötigen keinerlei Angstzuschläge mehr. Man kann aus der im Detail berechneten kleinen Anlage erkennen, dass der grosse Schritt, hin zu kleineren Pumpen, durch eine korrekte Rohrnetzrechnung stattfindet. Der Einfluss der kleineren

spezifischen Leitungswiderstände kommt hier nur gerade im Kellerbereich zum tragen. Diese doch eher erstaunliche Erkenntnis kommt daher, dass mit einem ΔT von 20K gerechnet wurde und im Beispiel nur kleine Verbraucherleistungen vorkommen. In vielen Steigleitungen liegen wir dadurch auch in der Variante 1 tiefer als die empfohlenen 50Pa/m. Aus der Wirtschaftlichkeitsberechnung lässt sich erkennen, dass dieser vermeintlich kleine Schritt von 150 zu 50Pa/m, in Bezug auf die Elektrizitätsverschwendung, doch recht gross ist.

Kostenvergleich

Die erwähnten Verbesserungen der Variante 2 müssen allerdings mit grösseren Rohrdurchmessern "erkauft" werden. Die Mehrkosten, die dadurch entstehen, können der nachfolgenden Kostenzusammenstellung Bild (3.3) entnommen werden. Es ist zu erwähnen, dass für die optimierte Planung lediglich im Kellerbereich (Rohre Nr. 12, 13 und 14) grössere Rohre verwendet werden müssen. Dementsprechend klein sind auch die Mehrkosten gemäss nachfolgender Gegenüberstellung.

Variante 1					
DN	Länge l	Rohrpreis/m	Länge l	Dämmstoffpreis/m	Kosten
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	52	24.-	28	20.-	1807.-
15	55	28.-	43	20.-	2409.-
					4215.-

Variante 2					
DN	Länge l	Rohrpreis/m	Länge l	Dämmstoffpreis/m	Kosten
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	24	24.-	0	20.-	576.-
15	55	28.-	43	20.-	2409.-
20	28	28.-	28	23.-	1418.-
					4403.-

Bild (3.3): Vergleich der Mehrinvestitionen der grösseren Rohre aufgrund von tieferen spezifischen Rohrdruckverlusten. Die Berechnungen basieren auf den Angaben des VSHL-Tarif 90/91 nach den Ansätzen für Material, Lohn und Montagezeit. Für die Rohrleitungen wurde die Liste mit Stahlrohren ST.33 nach DIN 2440/1626 ausgewählt. Als Dämmstoff wurden PIR-Hartschaumschalen verwendet.

Die Mehrkosten für die Installation der Variante 2 betragen rund Fr. 190.-. Dieser Betrag ist im Vergleich zu den Gesamtinvestitionskosten einer Kleinanlage von ca. Fr. 15000.- bis 20000.- unbedeutend. Werden nur die reinen Investitionskosten des Rohrleitungsnetzes verglichen, beträgt die Mehrinvestition rund 4.5%.

3.4 Auswahl der Umwälzpumpe

Mit den Daten aus Abschnitt "3.3 Rohrnetzrechnung" kann die Auswahl der Umwälzpumpe getroffen werden. Neben Förderdruck und Förderstrom ist auch das Lastverhalten der Anlage wichtig. Bei variablen Förderströmen wird sich der Betriebspunkt dauernd verändern, d.h. im Teillastbereich wird sich der Betriebspunkt auf der Pumpenkennlinie vom Nennbetriebspunkt aus nach links, also Richtung Nulldurchfluss, verschieben. Der Förderdruck im Bereich des Nulldurchflusses sollte aus Geräuschgründen 20 kPa nicht übersteigen, obwohl Erfahrungen zeigen, dass bereits bei kleineren Förderdrücken Geräuschprobleme entstehen können (Kombination Thermostatventil und Heizkörper). Bild (3.4) zeigt das Kennlinienfeld der Umwälzpumpe, welche für das Anlagebeispiel Variante 1 ausgewählt wurde, Bild (3.5) dasjenige für die Variante 2.

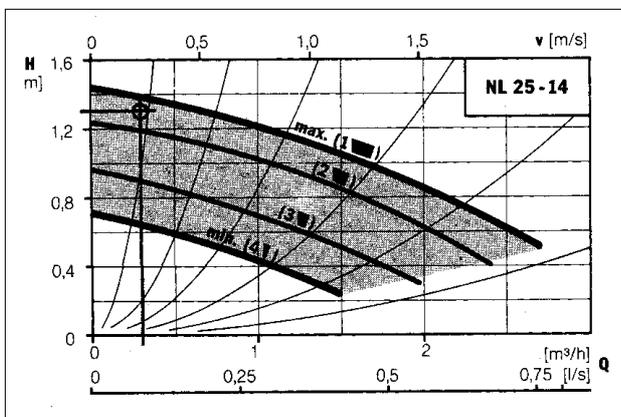


Bild (3.4): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe für das Anlagebeispiel Variante 1 [H1]

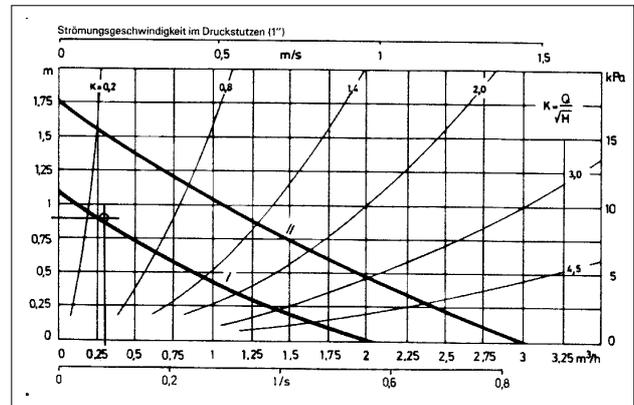


Bild (3.5): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe für das Anlagebeispiel Variante 2 [H3]

Optimal wäre eine Umwälzpumpe, welche ihren Nennbetriebspunkt im mittleren Bereich der Pumpenkennlinie besitzt, da im Teillastbereich der Betriebspunkt auf der Pumpenkennlinie nach links (Richtung Nulldurchfluss) verläuft. Für die Daten beider Varianten konnte jedoch keine entsprechende Umwälzpumpe gefunden werden. Es zeigt sich, dass für kleine Förderströme und geringe Förderdrücke gar keine Umwälzpumpen auf dem Markt existieren. Es musste somit eine Umwälzpumpe ausgewählt werden, welche den Betriebspunkt näherungsweise auf der Umwälzpumpenkennlinie hat. Gemäss Bild (3.4) und Bild (3.5) liegt der effektive Betriebspunkt etwas tiefer als der gerechnete Punkt. Der Betrieb der Umwälzpumpe auf der gewählten Stufe sollte jedoch problemlos möglich sein. Für die Berechnung der Autoritäten sind die Arbeitspunkte bei Nullfördermenge zu beachten. Bei der Pumpe aus Variante 1 beträgt dieser ca. 12000 Pa bei Variante 2 ca. 11000 Pa. Durch die getroffene Pumpenauswahl wird ein Teil der, mit grösseren Rohren erkaufte, Verbesserung der Regelbarkeit wieder preisgegeben. Die Gründe liegen darin, dass sich die beiden verglichenen Pumpen unterschiedlich verhalten und wir in der Variante 2 eine grössere Abweichung des tatsächlich sich ergebenden Betriebspunktes gegenüber dem berechneten zulassen.

Vermeehrt werden von den Pumpenlieferanten Umwälzpumpen mit stufenloser Drehzahlsteuerung

für Kleinanlagen angeboten. Bild (3.6) zeigt zwei Beispiele von Kennlinienfeldern. Es handelt sich dabei um Umwälzpumpen, welche für Anlagen in Ein- und kleineren Mehrfamilienhäusern empfohlen werden.

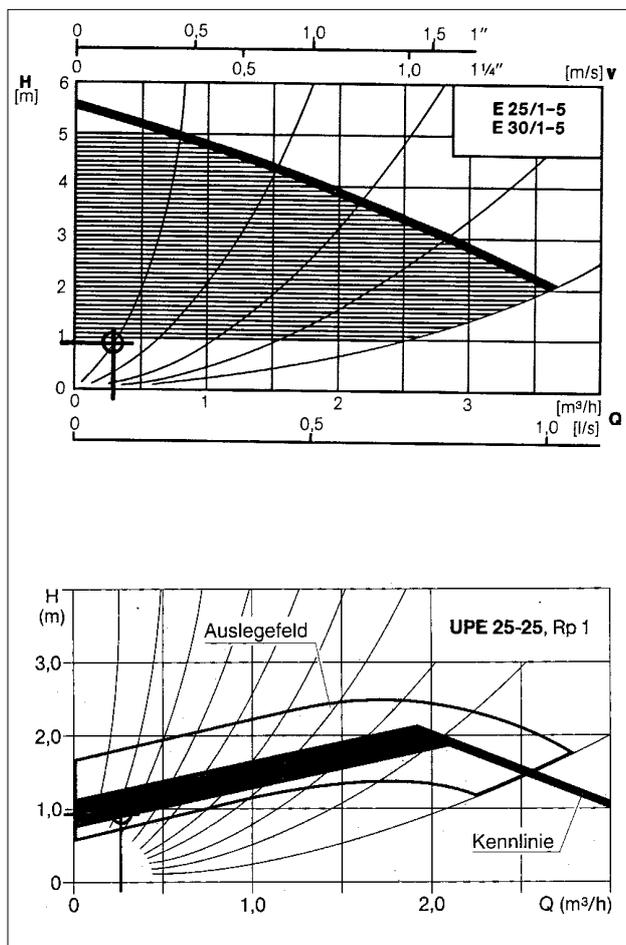


Bild (3.6): Kennlinienfelder von zwei stufenlos regelbaren Umwälzpumpen, welche für Kleinanlagen empfohlen werden [H1], [H4]

Die in Bild (3.6) dargestellten Umwälzpumpen sind für unser Anlagebeispiel sowie generell für Kleinanlagen ungeeignet, da ihr Betriebsbereich bei wesentlich höheren Förderströmen und Förderdrücken liegt. Der Nennbetriebspunkt würde ganz links im Kennlinienfeld zu liegen kommen. Ein Regelbereich wäre somit nicht vorhanden.

Zudem wäre beim Einsatz einer dieser Pumpen der Elektrizitätsverbrauch aufgrund der elektrischen Verlustleistung der Phasenanschnittsteuerung höher als mit der in Variante 2 gewählten Umwälzpumpe.

Wie das Anlagebeispiel zeigt, liegen die Förderleistungen von Kleinanlagen, bei entsprechender Dimensionierung, bedeutend tiefer als allgemein angenommen. Eine Erkenntnis, die auch die Umwälzpumpenhersteller beachten sollten.

3.5 Steuerung und Regelung

Der tiefe Förderleistungsbedarf von Kleinanlagen erlaubt keine sinnvollen Lösungen der Drehzahlsteuerung der Umwälzpumpen, so dass der Elektrizitätsbedarf der Pumpe nur beeinflusst werden kann, indem die Pumpe nach Bedarf ein- und ausgeschaltet wird. In modernen Heizungsreglern ist die Pumpensteuerung direkt integriert (sogenannte ECO-Steuerung). Bild (3.7) zeigt den qualitativen Verlauf einer Pumpensteuerung durch einen Heizungsregler.

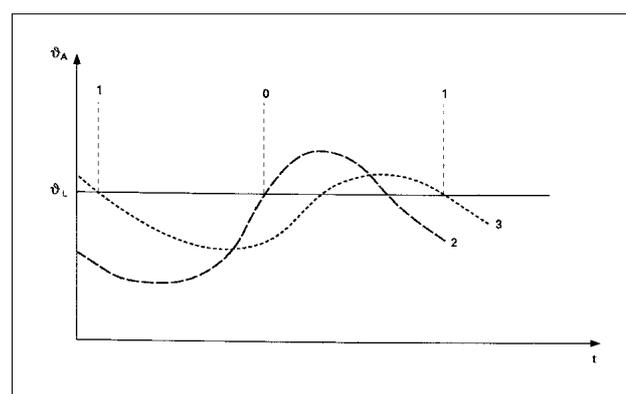


Bild (3.7): Steuerung der Umwälzpumpe mit einem modernen Heizungsregler [5]

- Legende:
- 0 Heizung ausgeschaltet
 - 1 Heizung eingeschaltet
 - 2 momentane Aussentemperatur
 - 3 gedämpfte Aussentemperatur
 - θ_A Aussentemperatur
 - θ_L ECO-Grenzwert, z.B. 17°C
 - t Zeit

Die ECO-Automatik entscheidet aufgrund der Aussentemperatur und einer fiktiven, einprogrammierten Temperatur, wann die Umwälzpumpe ein- bzw. ausgeschaltet werden muss. Durch eine Intervallschaltung der Umwälzpumpe (z.B. alle 18 Stunden wird die Pumpe 30 Sekunden eingeschaltet) wird verhindert, dass die Umwälzpumpe durch längere Stillstandszeiten festsetzt. Die Dimensionierung des Anlagebeispiels Variante 2 ergibt kleine spezifische Rohrdruckverluste. Die Schwerkraft kann deshalb den Förderdruck und damit die Umwälzpumpe recht stark beeinflussen. Das bedeutet, dass bei der Auswahl der Umwälzpumpe berücksichtigt werden kann, dass die Schwerkraft die Pumpe unterstützen werden. Beim Anfahren der Anlage kann jedoch aufgrund der erhöhten Wasserwiderstände, in Folge grösserer Viskosität eine höhere Leistung notwendig sein. Mit einer entsprechenden Anfahrtschaltung läuft die Pumpe auf der höheren Drehzahl an und wird nach einer festgelegten Zeit, sobald das System Betriebstemperaturen aufweist, wieder auf die kleinere Stufe zurückgeschaltet.

3.6 Vergleich der Kennzahlen

Wie schon in Abschnitt "2.1 Planungsablauf" erwähnt, ist es sinnvoll nach der Auswahl der Umwälzpumpe und der Steuerung/Regelung den Energiebedarf der Umwälzpumpe mittels Kennzahlen zu überprüfen. Mit einem kleinen Berechnungsaufwand ist eine Qualitätskontrolle möglich. Dabei wird der elektrizitätsbedarf der Umwälzpumpen einer Anlage (in diesem Beispiel eine Umwälzpumpe) mit einem Richtwert gemäss Bild (9.4) verglichen.

3.6.1 Energiebedarf der Umwälzpumpe

Die ausgewählten Umwälzpumpen nach Bild (3.3) und (3.4) weisen Leistungen im Betriebspunkt von ca. 25 W und ca. 47W auf. Der elektrizitätsbedarf errechnet sich dann nach folgender Gleichung:

$$E_p = \frac{P_p \cdot h_a}{EBF} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} \quad \text{MJ/m}^2\text{a}$$

E_p	Elektrizitätsbedarf der Umwälzpumpe	MJ/m ² a
P_p	Leistung der Umwälzpumpe	W
h_a	Betriebsstunden	h/a
EBF	Energiebezugsfläche	m ²

Variante 1

$$E_p = \frac{47\text{W} \cdot 5000\text{h/a}}{200\text{m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 4.2 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Variante 2

$$E_p = \frac{25\text{W} \cdot 5000\text{h/a}}{200\text{m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 2.3 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Der Richtwert gemäss Bild (9.5) von $E_p = 3.1 \text{ MJ/m}^2\text{a}$ wird nur mit der Variante 2 eingehalten. Für den totalen elektrizitätsbedarf der Heizungsanlage müsste noch zusätzlich zum elektrizitätsverbrauch der Umwälzpumpe der elektrizitätsverbrauch des Brennermotors und der Stellglieder (Hilfsenergie) addiert werden. Gemäss Messungen nach [3] liegt dieser Anteil in der Grössenordnung von 0.5% des Endenergiebedarfes Wärme, für dieses Beispiel also bei $1.5 \text{ MJ/m}^2\text{a}$.

Der **Elektrizitätsmehrverbrauch** bei Variante 1 beträgt sage und schreibe **82%**!

Dieser enorme Unterschied ist auf zwei Punkte zurückzuführen:

- Druckverlustarme Leitungsdimensionierung in Variante 2
- Besserer Wirkungsgrad der Umwälzpumpe in Variante 2 (Wirkungsgrad Variante 1 = 2.4%, Variante 2 = 3.1% d. h. die kleinere Pumpe hat einen um 30% höheren Wirkungsgrad!)

Aus energetischer Sicht erscheint aber auch der höhere Wirkungsgrad von ~3% als sehr bedenklich! Wie obiges Beispiel zeigt kann es sich bei jeder Leistungsklasse lohnen die Produkte bezüglich Wirkungsgrad zu vergleichen (siehe Abschnitt "8.4 Umwälzpumpen"), denn es gibt noch kein Produkt, welches über den gesamten Leistungsbe- reich mit besseren Wirkungsgraden aufwartet.

3.7 Wirtschaftlichkeitsrechnung

Es soll hier mit einer möglichst einfachen Wirtschaftlichkeitsbetrachtung gezeigt werden, dass es sich auch bei Umwälzpumpen lohnt die Elektrizitätsverschwendung zu minimieren.

	Investitionen			elektrische Energie	
	Rohrnetz	Umwälz- pumpe	Total	Bedarf	Kosten
	Fr.	Fr.	Fr.	kWh/a	Fr./a
Variante 1	4215.-	342.-	4557.-	235	38.-
Variante 2	4403.-	383.-	4786.-	125	20.-
Mehrkosten der Variante 2			229.-		-18.-

Bild (3.8): Vergleich der Investitions- und Energiekosten der Varianten 1 und 2

Annahmen

- Mittlerer Elektrizitätspreis: 0.16 Fr./kWh
- Nominalzins: 8%
- Teuerung: 6%
- \varnothing Lebensdauer der Anlage 20 a [23]
- Barwertfaktor: 16.3514 [A5]

Netto-Barwert = -229.- + 16.3514 · 18.- = **65.- > 0**,
d. h. die Investition ist wirtschaftlich!

3.8 Heizungsunits

Für Kleinanlagen werden heute überwiegend fertig zusammengestellte Heizungsunits (Bild (3.9)) mit Verrohrung und Umwälzpumpe angeboten.

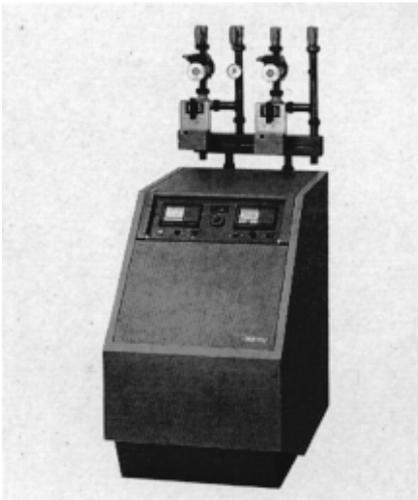


Bild (3.9): Heizungsunit mit Verrohrung und Pumpe [H6]

Für den Planer oder den Installateur erübrigt sich die Auswahl der Umwälzpumpe weitgehend, weil dieselbe mit der Unit bereits mitgeliefert wird. Die Wahl der Umwälzpumpe erfolgt daher nicht aufgrund der Anlagedaten, sondern einzig nach dem Angebot des Unitlieferanten.

Die Umwälzpumpen der Units sind ausschliesslich mehrstufige Pumpen. Die minimalen Förderleistungen dieser Pumpen sind jedoch ausnahmslos zu gross für Kleinanlagen, da für Kesselleistungen von 15 - 65 kW die gleichen Pumpen verwendet werden. Ein typisches Umwälzpumpendiagramm zeigt Bild (3.10). Schon auf der ersten Stufe der Umwälzpumpe liegt der Förderdruck im Nulldurchfluss über 20 kPa. Die Stufen zwei und drei mit einem Förderdruck im Nulldurchfluss von bis zu 50 kPa sind für Kleinanlagen unbrauchbar. Die installierten Umwälzpumpen der Units sind vom Planer unbedingt zu prüfen, und wenn nötig sollte die Unit mit einer anderen Umwälzpumpe bestellt werden! Zusätzlich ist bei integrierten Regel- und Steuergeräten in Heizungsunits darauf zu achten,

dass eine bedarfsabhängige Ein- und Ausschaltfunktion der Umwälzpumpen vorhanden ist (nicht überall üblich).

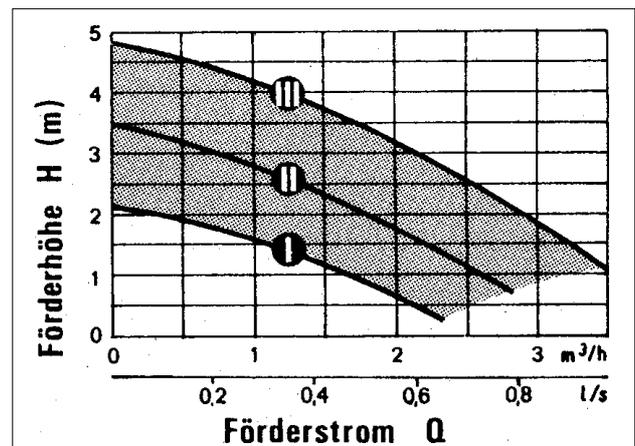


Bild (3.10): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe aus einer Heizungsunit [H6]

3.9 Messkonzept

Auch bei kleinen Anlagen ist es sinnvoll, durch einige Messungen den Betrieb der Anlage (Umwälzpumpe) zu überprüfen. Aufgrund der detaillierten Rohrnetzrechnungen müssen an allen Verbrauchern die Voreinstellungen eingestellt werden. Somit ist mit einer gewissen Toleranz sichergestellt, dass alle Verbraucher mit dem notwendigen Förderstrom versorgt werden. Zur Kontrolle des Förderstromes der Umwälzpumpe sollten mindestens Druckmessstellen vor und nach der Umwälzpumpe installiert sein. Mittels einer Druckdifferenzmessung und der bekannten Pumpenkennlinie kann eine Abschätzung des Förderstromes der Umwälzpumpe durchgeführt werden. Wichtig ist, dass sich der Planer schon bei der Anlagenkonzeption und für den Funktionsbeschrieb der Anlage die notwendigen Messstellen vorsieht. Ebenfalls muss für die Abnahme der Anlage ein entsprechendes Datenblatt vorhanden sein, in welchem die eingestellten und gemessenen Daten festgehalten werden. In diesem Checkblatt werden auch alle weiteren Veränderungen auf der Anlage vermerkt.

3.10 Schlussfolgerungen für Kleinanlagen

- Vollständige Rohrnetzrechnung durchführen
- spezifische Rohrdruckverluste $< 50 \text{ Pa/m}$ wählen
- Hydraulischer Abgleich am Verbraucher machen (möglichst messtechnisch)
- Umwälzpumpe mit flacher Kennlinie
- Umwälzpumpen über ECO-Schaltung der Heizungsregler ein-/ausschalten
- Anfahrschaltung prüfen
- Umwälzpumpen bei Heizungsunits kritisch prüfen
- Elektrizitätsbedarf der Umwälzpumpe $< 3.1 \text{ MJ/m}^2\text{a}$
- Pumpenleistung für Einfamilienhäuser $< 2.5 \text{ W/Heizkörper}$
- Pumpenleistung bei Kleinanlagen im oberen Leistungsbereich $< 1 \text{ W/Heizkörper}$

4 Anlagen mit Verteiler

4.1	Definition	35
<hr/>		
4.2	Anlagebeispiel	35
<hr/>		
4.3	Rohrnetzberechnung	38
4.3.1	Berechnung des Förderstromes	38
4.3.2	Berechnung des Förderdruckes	38
<hr/>		
4.4	Auswahl der Umwälzpumpen	41
4.4.1	Umwälzpumpe des Primärkreises	41
4.4.2	Umwälzpumpe Gruppe «Büro»	42
4.4.3	Umwälzpumpe Gruppe «Lüftung»	43
<hr/>		
4.5	Steuerung und Regelung	43
4.5.1	Primärkreis	43
4.5.2	Gruppe «Büro»	43
4.5.3	Gruppe «Lüftung»	44
<hr/>		
4.6	Vergleich der Kennzahlen	45
4.6.1	Energiebedarf der Umwälzpumpen	45
4.6.2	Spezifischer Elektrizitätsverbrauch/Heizkörper	45
<hr/>		
4.7	Wirtschaftlichkeitsrechnung	45
<hr/>		
4.8	Messkonzept	46
<hr/>		
4.9	Schlussfolgerungen für Anlagen mit Verteiler	46

Notizen

4 Anlagen mit Verteiler

4.1 Definition

Mittelgrosse Anlagen sind Anlagen mit Verteiler. Sie sind aufgrund ihres hydraulischen Konzeptes bedeutend komplexer als Kleinanlagen. Anlagen mit Verteiler werden vor allem in Dienstleistungs-, Gewerbe- und grossen Wohngebäuden eingesetzt. Neuere Konzepte wie Niedertemperatursysteme, Speicher und variable Durchflüsse stellen hohe Ansprüche an die Planung. In der Planungsphase müssen die Funktion und die Betriebszustände definiert sein, damit alle Komponenten aufeinander abgestimmt werden können. Bild (4.1) zeigt eine schematische Darstellung von typischen, mittelgrossen Anlagen.

4.2 Anlagebeispiel

Das Strangschema (Bild (4.2)) zeigt eine Heizungsanlage für ein Bürogebäude, welches statisch geheizt ist (keine mechanische Belüftung der Büros). Die Wärmeerzeugung erfolgt durch einen Gaskondensationskessel (Wärmeleistung ca. 100 kW). Am Verteiler sind folgende Gruppen angeschlossen:

- Warmwasser
- Büro
- Lüftung

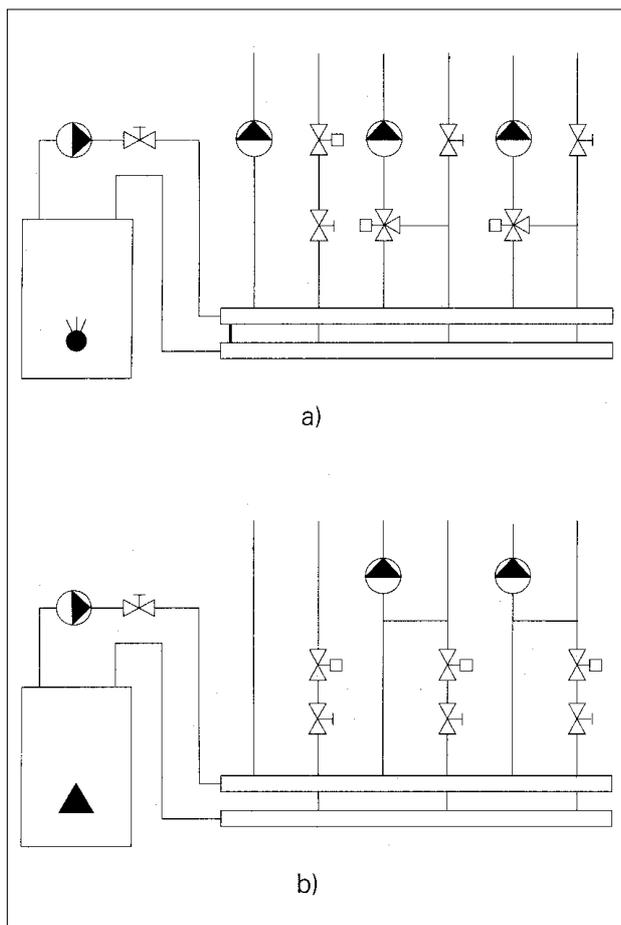


Bild (4.1): Schematische Darstellung mittelgrosser Anlagen mit drucklosem Verteiler und Beimischschaltung (a) und mit druckbeaufschlagtem Verteiler mit Einspritzschaltung und Durchgangsventilen (b)

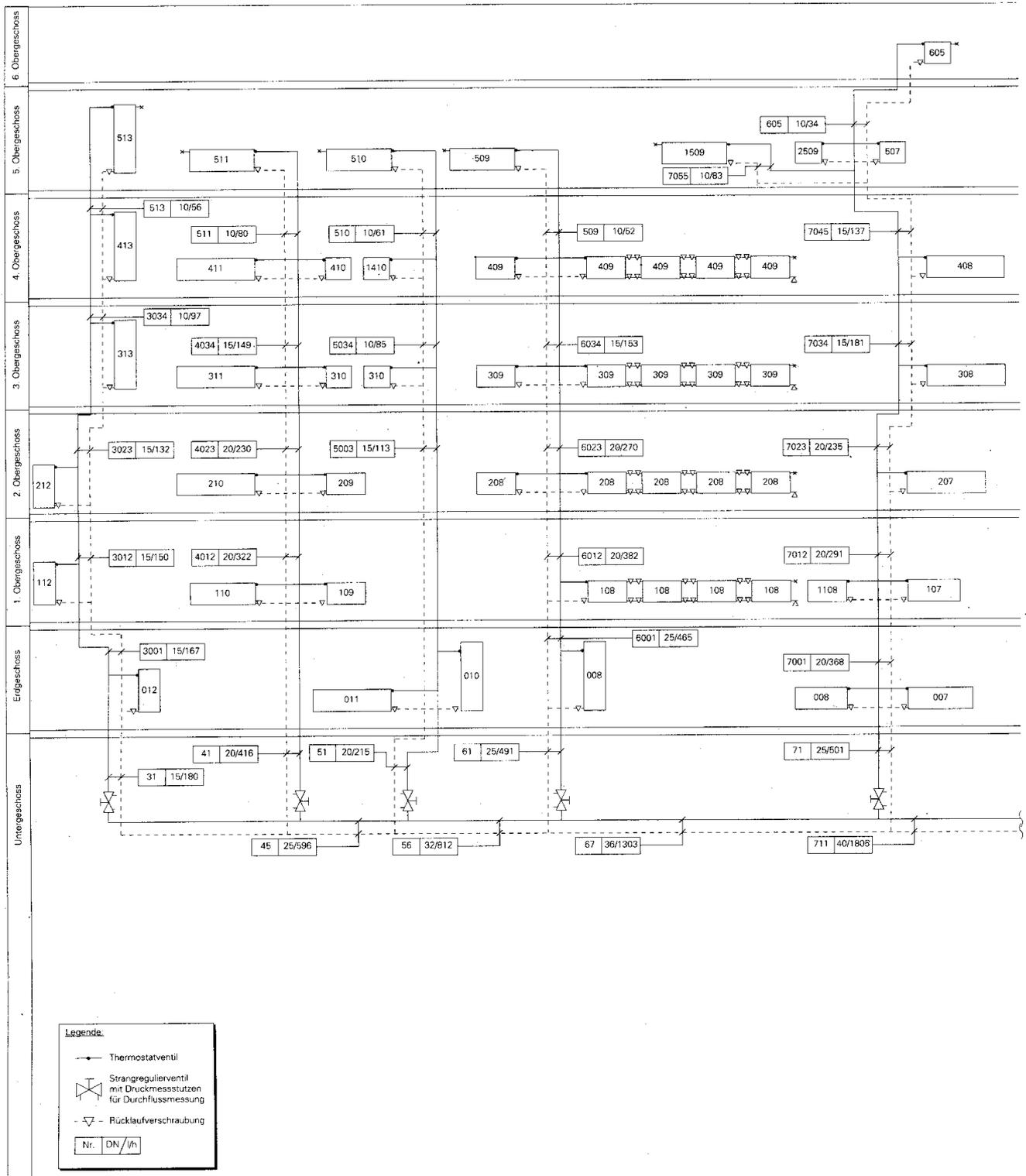
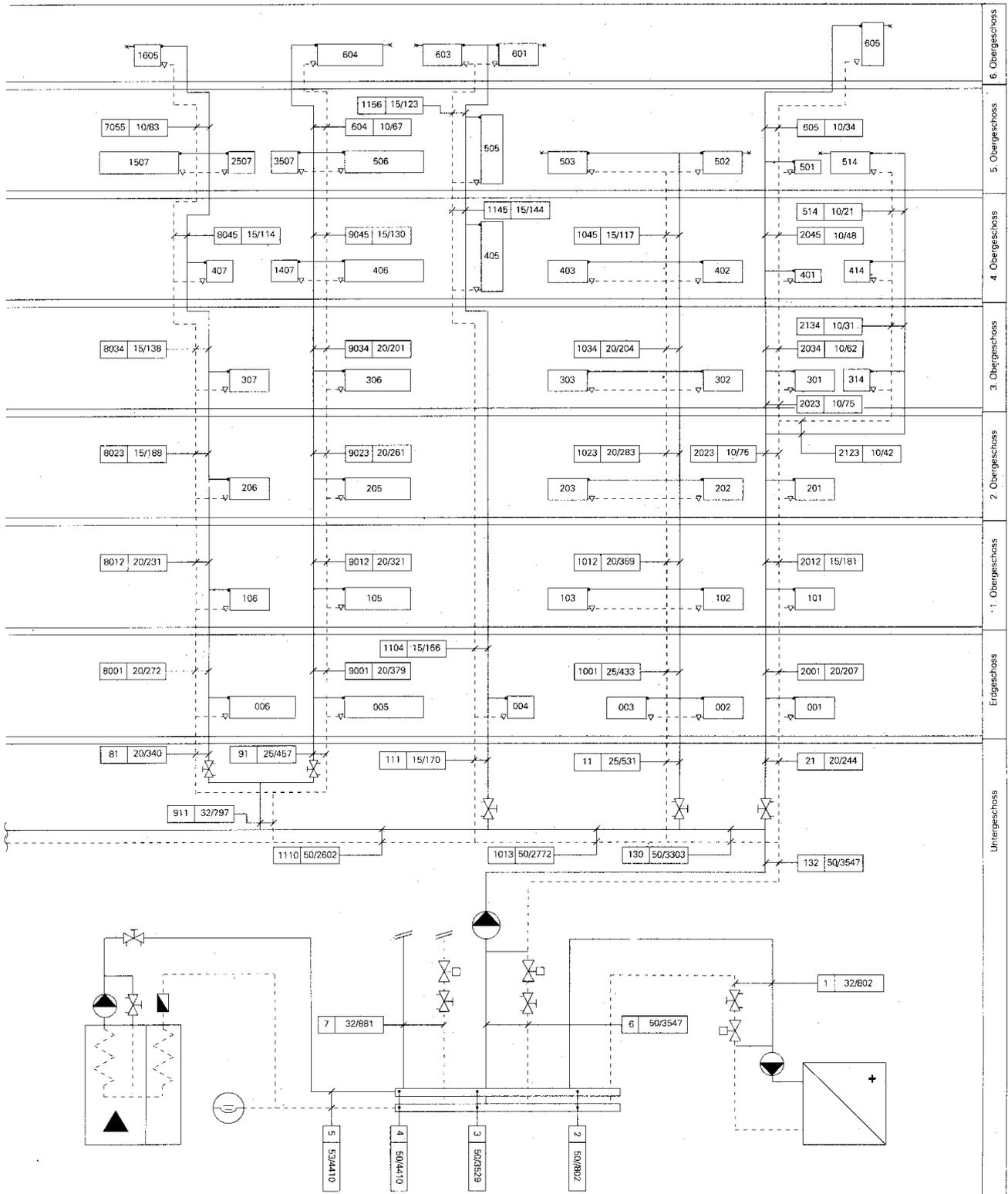


Bild (4.2): Heizungsanlage eines Bürogebäudes



Damit die Kondensationswärme des Kessels genutzt werden kann, ist eine tiefe Rücklauf-temperatur in den Kessel (Kondensatorteil) erforderlich. Für die Verbraucher wurde deshalb eine Einspritzschaltung mit Durchgangsventilen gewählt. Der Durchfluss im Primärkreis ist variabel, und es wird nur soviel Wasser gefördert, wie auch wirklich benötigt wird (Minimierung der Verteilverluste). Der erforderliche minimale Kesseldurchfluss wird durch einen internen Bypass im Kessel sichergestellt (Angaben des Kesselherstellers beachten). Die Heizkörper in den Büros sind mit Thermostatventilen und Rücklaufverschraubungen ausgestattet. Die Gruppe "Lüftung" versorgt über eine Zuleitung den Lufterhitzer der Lüftungstechnischen Anlage eines Lagers. Die nachfolgenden Berechnungen beziehen sich vor allem auf die Auslegung der Umwälzpumpe des Primärkreislaufes und der Umwälzpumpen der Gruppen "Büro" und "Lüftung".

4.3 Rohrnetzberechnung

Die Rohrnetzberechnung gliedert sich in diesem Beispiel in drei Teilberechnungen, nämlich:

- Primärkreis
- Büro (statische Heizung)
- Lüftung

Die Rohrnetzberechnung wurde mit einem EDV-Programm [H2] durchgeführt. Die Angaben über Rohrdimensionen, Förderströme, Verbraucherleistungen usw. sind dem Strangschemata (Bild (4.2)) zu entnehmen.

4.3.1 Berechnung des Förderstromes

Dieses Beispiel wurde für eine Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf im Nennbetriebspunkt von 20 K (60°C/40°C) ausgelegt. Da aufgrund der hydraulischen Schaltung die Rücklauf-temperatur immer $\leq 40^\circ\text{C}$ sein wird, ist eine möglichst grosse Ausnutzung der Kondensationswärme möglich. Die Kondensation beginnt im Kondensator bei Rücklauf-temperaturen unter ca. 55°C .

Aufgrund der Wärmeleistungsbedarfsrechnung und der gewählten Temperaturdifferenz des Sy-

stems lässt sich der Förderstrom wie folgt berechnen.

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V} Förderstrom m^3/h
 \dot{Q} Wärmeleistung kW
 ρ_w Dichte von Wasser (bei 20°C) kg/m^3
 c_{pw} Wärmekapazität von Wasser kJ/kgK
 ΔT Temperaturdifferenz K

Für die einzelnen Gruppen ergeben sich mit den Daten nach Bild (4.3) und der Berechnung mittels EDV-Programm folgende Förderströme:

Gruppe	Wärmebedarf kW	Temperaturdifferenz K	Förderstrom m ³ /h
Primärkreis	100	20	4.4
Büro	75	20	3.6
Lüftung	18	20	0.8
Warmwasser	30	20	1.3

Bild (4.3): Förderströme der Primär- und Sekundärkreise

4.3.2 Berechnung des Förderdruckes

Primärkreis

Die Druckverlustberechnung wird für den ungünstigsten Fall (Gruppe "Lüftung") gerechnet. Aus regelungstechnischen Gründen muss beachtet werden, dass die Ventilautorität der Regelventile ≥ 0.5 sein muss. Die Rohrleitungen sind daher möglichst druckverlustarm zu dimensionieren. Der Gesamtförderdruck im Kesselkreis liegt gemäss Berechnung bei:

Förderdruck	
$\Delta p_p =$	21.3 kPa
Ventilautorität "Lüftung"	
$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} =$	0.49 [-] (min. 0.50)
Ventilautorität "Büro"	
$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} =$	0.62 [-] (min. 0.50)

Gruppe "Büro"

In diesem Heizungsteil ist ein möglichst druckverlustarmes Rohrnetz anzustreben, damit die Autoritäten der Verbraucher und Ventile möglichst hohe Werte erhalten. Eine detaillierte Rohrnetzrechnung ist für eine sichere Beurteilung der Anlage notwendig. Eine Rohrnetzrechnung mittels Faustformel, wie in Abschnitt "3.3 Rohrnetzrechnung" erwähnt, ist bei dieser Anlagengrösse sicher nicht zulässig.

– Rohrnetzrechnung Variante 1 ($\Delta p \approx 150$ Pa/m)

Mit einer detaillierten Rohrnetzrechnung erhält man Aufschluss über den maximalen Förderdruck sowie die Ventil- und Verbraucherautoritäten und Angaben zum hydraulischen Abgleich. Im Berechnungsgang der Variante 1 erfolgt die Dimensionierung der Rohrleitungen mit einem spezifischen Druckverlust im Rohr von $\Delta p \approx 150$ Pa/m (der Durchschnittswert liegt tiefer) und einer Begrenzung der Fliessgeschwindigkeit von 1.2 m/s. Diese Werte werden heute üblicherweise in der Praxis angewandt. Diese Berechnung führt zu folgenden Werten:

Förderdruck	$\Delta p_p = 27.7 \text{ kPa}$
Verbraucherautorität	$\sigma P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0.39 [-] \quad (\text{min. } 0.30)$
Thermostatventilautorität	$\sigma P_{vT} = \frac{\varnothing \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0.09 [-] \quad (\text{min. } 0.10)$

Die anzustrebenden minimalen Verbraucher- und Ventilautoritäten werden im Durchschnitt knapp eingehalten. Mit einem Förderdruck von 27.7 kPa sind jedoch im Steigstrang Massnahmen zur Druckdifferenzbegrenzung - Vermeidung von Geräuschen an Thermostatventilen - notwendig. Überströmventile sind dazu nicht geeignet, da keine Temperaturerhöhung des Rücklaufs zulässig ist (Kondensationskessel verlangt tiefe Rücklauftemperaturen). Die verschiedenen Möglichkeiten werden in Abschnitt "4.5.2 Gruppe "Büro"" näher

erläutert. In unserem Beispiel werden für die Variante 1 Druckdifferenzregler in jedem Steigstrang eingebaut (vgl. Bild (4.10)).

– Rohrnetzrechnung Variante 2 ($\Delta p \approx 50$ Pa/m)

Eine deutliche Verbesserung der Anlagenfunktion (bessere Regelbarkeit, Geräusche usw.) wird mit einem kleineren, durchschnittlichen R-Wert von $\Delta p \approx 50$ Pa/m (der Durchschnittswert liegt tiefer) und einer Begrenzung der Fliessgeschwindigkeit von 1.2 m/s erreicht (druckverlustarmes Rohrnetz). Die Berechnung für Variante 2 führt dabei zu folgenden Werten:

Förderdruck	$\Delta p_p = 14.9 \text{ kPa}$
Verbraucherautorität	$\sigma P_{vb} = \frac{\varnothing \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0.52 [-] \quad (\text{min. } 0.30)$
Thermostatventilautorität	$\sigma P_{vT} = \frac{\varnothing \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0.19 [-] \quad (\text{min. } 0.10)$

Diese Werte besitzen eindeutige Vorteile gegenüber den Werten in Variante 1. Der Förderdruck der Anlage liegt bedeutend tiefer als 20 kPa. Geräuschprobleme sind mit einer Umwälzpumpe und flacher Kennlinie an Thermostatventilen nicht zu erwarten (Bild (4.7)). Aus diesem Grund kann auch im Gegensatz zu Variante 1 auf zusätzliche Druckdifferenzregler in den Steigsträngen verzichtet werden. Die Autoritäten haben sich verbessert, was für die Regelbarkeit der Anlage weitere Vorteile bringt. Auch in diesem Beispiel, wie schon in Abschnitt "3. Kleinanlagen", sind die Vorteile eines druckverlustarmen Rohrnetzes offensichtlich.

Kostenvergleich

Variante 1					
DN	Länge l	Rohrpreis/m	Länge l	Dämmstoffpreis/m	Kosten
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	453	24.-	22	20.-	11376.-
15	129	28.-	23	20.-	4052.-
20	86	28.-	55	23.-	3628.-
25	21	35.-	21	24.-	1221.-
32	18	31.-	18	26.-	983.-
36	5	33.-	5	26.-	266.-
40	1	32.-	1	26.-	57.-
42	5	38.-	5	32.-	348.-
					21583.-

Variante 2					
DN	Länge l	Rohrpreis/m	Länge l	Dämmstoffpreis/m	Kosten
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	240	24.-	-	20.-	5789.-
15	217	28.-	22	20.-	6489.-
20	153	28.-	33	23.-	4996.-
25	51	35.-	38	24.-	2723.-
32	18	31.-	18	26.-	1011.-
36	10	33.-	10	26.-	561.-
40	18	32.-	18	26.-	1005.-
50	11	38.-	11	34.-	751.-
					23325.-

Bild (4.4): Vergleich der Mehrinvestitionen der grösseren Rohrweiten aufgrund von tieferen spezifischen Rohrdruckverlusten. Die Berechnungen basieren auf den Angaben des VSHL-Tarif 90/91 nach den Ansätzen für Material, Lohn und Montagezeit. Für die Rohrleitungen wurde die Liste mit Stahlrohren ST.33 nach DIN 2440/1626 ausgewählt. Als Dämmstoff wurden PIR Hartschaumschalen verwendet.

Der Kostenvergleich der Varianten 1 und 2 gemäss Bild (4.4) zeigt, dass die Mehrinvestitionen für grössere Rohrleitungen gering sind. Aufgrund der kleineren, spezifischen Rohrdruckverluste in Variante 2 sind gegenüber Variante 1 nur im Kellerbereich grössere Rohrweiten notwendig. Die Mehrkosten der Variante 2 betragen rund Fr. 1750.- (vgl. Bild (4.4)). Dieser Betrag ist im Vergleich zu den Gesamtinvestitionskosten einer mittelgrossen

Anlage eher unbedeutend. Verglichen mit den reinen Investitionskosten des Rohrleitungsnetzes (gerade Rohrstücke) betragen die Mehrinvestitionen rund 8%.

In der Variante 1 sind aufgrund des hohen Null-Förderdruckes von 34 kPa Vorkehrungen zur Druckdifferenzbegrenzung im Strang zu treffen (Vermeidung von Geräuschen an Thermostatventilen). Werden in der Variante 1 in den einzelnen Steigsträngen zum Beispiel Druckdifferenzregler eingesetzt, so sind diese als Mehrkosten in eine Wirtschaftlichkeitsrechnung miteinzubeziehen (Abschnitt "4.7 Wirtschaftlichkeitsrechnung"). Der "einfachere" Aufbau der Variante 2 ist im Hinblick auf Betriebssicherheit, Funktion, Unterhalt und Wartung der Anlage bedeutend günstiger.

Gruppe "Lüftung"

Die Umwälzpumpe der Gruppe Lüftung übernimmt den Druckverlust vom Regelventil bis und mit Lufterhitzer. Die gewählte Schaltung garantiert einen konstanten Wasserstrom durch den Lufterhitzer und erfüllt damit die Anforderung der Lüftung an eine gleichmässige Temperaturverteilung im Wärmetauscher und im Luftkanal. Die Distanz zwischen Stellglied und Lufterhitzer ist möglichst klein zu wählen, damit die Totzeit der Regelstrecke möglichst tief gehalten werden kann (verbessertes Regelverhalten). Zudem muss der Frostschutz regeltechnisch garantiert werden.

Die Berechnung ergibt den folgenden Förderdruck:

Förderdruck $\Delta p_p = 4.1 \text{ kPa}$

4.4 Auswahl der Umwälzpumpen

4.4.1 Umwälzpumpe des Primärkreises

Für die Auswahl der Umwälzpumpe im Primärkreis gelten vor allem zwei Anforderungen:

- geringe Druckänderung bei einer Änderung des Förderstromes (flache Pumpenkennlinie oder Druckdifferenzregelung)
- Betriebspunkt möglichst im mittleren Bereich der Pumpenkennlinie

In Bild (4.5) ist das Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe dargestellt. Es zeigt eine Umwälzpumpe mit einer Druckdifferenzregelung. Der Förderdruck wird bei der Inbetriebnahme des Systems an der Umwälzpumpe eingestellt. Da im Kesselkreis der Förderstrom variabel ist, wird sich der Betriebspunkt horizontal auf dem festgelegten Förderdruck bewegen. Die Regelung auf einen konstanten Differenzdruck verbessert zudem die Ventilautoritäten der Regelventile der Gruppe "Lüftung" und "Büro", sodass die minimal geforderten Werte eingehalten werden können (vgl. Abschnitt "4.3.2 Berechnung des Förderdruckes").

Möglich wäre auch der Einsatz einer unregulierten Umwälzpumpe mit flacher Kennlinie. Wichtig ist jedoch, dass der geforderte Förderstrom im Kesselkreis auch eingehalten wird. Eine Unterdimensionierung der Umwälzpumpe im Primärkreis ist nicht zu empfehlen. Wird keine geeignete Umwälzpumpe gefunden, so muss abgeklärt werden, inwiefern z.B. die Leistung und damit der Förderstrom in den Gruppen reduziert werden könnte, oder allenfalls ist das Rohrnetz neu zu dimensionieren.

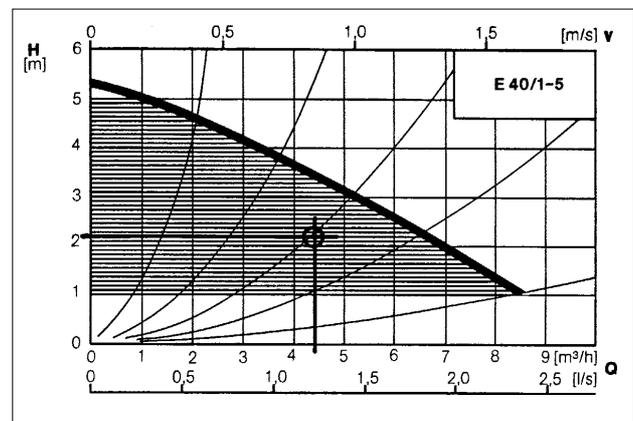


Bild (4.5): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe für den Kesselkreis [H1]

4.4.2 Umwälzpumpe Gruppe "Büro"

Bild (4.6) zeigt das Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe für die Auslegungsdaten der Variante 1.

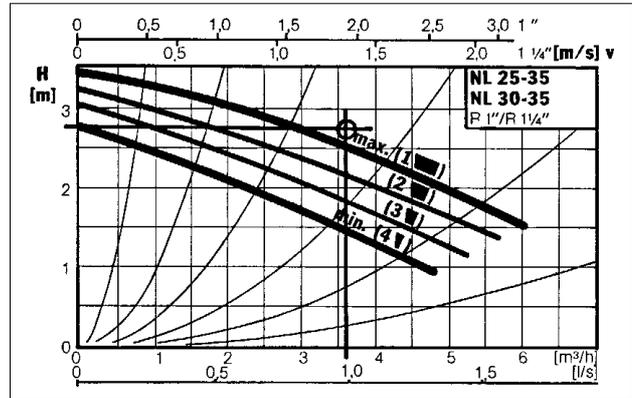


Bild (4.6): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe für die Gruppe "Büro" Variante 1 [H1]

Die Variante 2 der Berechnung zeigt auf, wie mit einer entsprechenden Dimensionierung der Gesamtdruckverlust bei Thermostatventilen unter der kritischen Geräuschgrenze von 20 kPa gehalten werden kann. Für die Auswahl der Umwälzpumpe muss neben diesem Kriterium auch der variable Förderstrom mitberücksichtigt werden, d.h. der Nennbetriebspunkt verschiebt sich im Teillastbereich auf der Pumpenkennlinie nach links. Es bestehen somit die Möglichkeiten eine Umwälzpumpe mit flacher Kennlinie auszuwählen, sodass der Betriebspunkt nicht über 20 kPa ansteigt (Bild (4.7), Betrieb auf der Stufe 2) oder eine Umwälzpumpe auszuwählen, welche mit einer Druckdifferenzregelung ausgerüstet ist. Als mögliche Lösung bietet sich in diesem Fall auch die Umwälzpumpe mit Phasenanschnittsteuerung gemäss Bild (4.8) an.

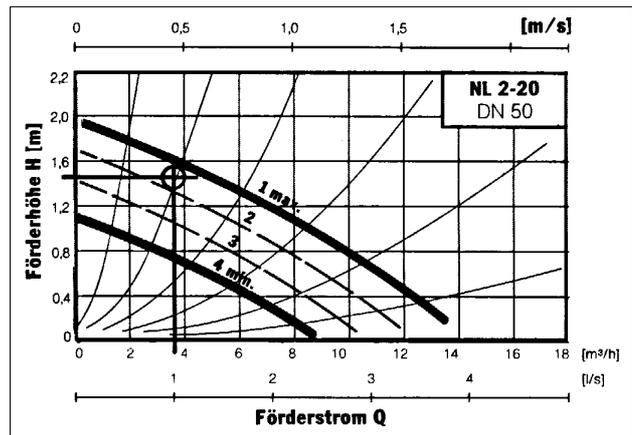


Bild (4.7): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe für die Gruppe "Büro" Variante 2 [H1]

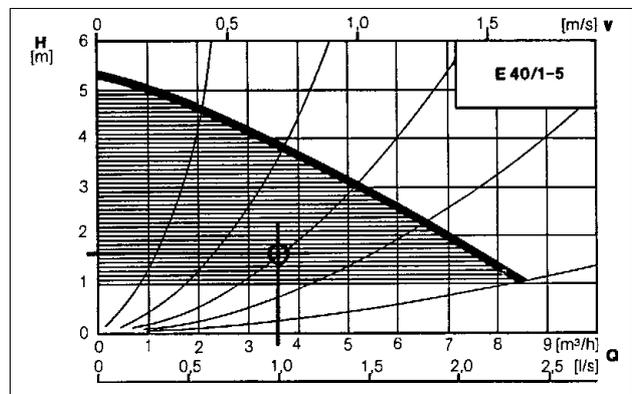


Bild (4.8): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe mit Druckdifferenzregelung und stufenloser Drehzahlsteuerung über Phasenanschnitt für die Gruppe "Büro" Variante 2 [H1]

4.4.3 Umwälzpumpe Gruppe "Lüftung"

Die Auswahl der Umwälzpumpe muss auf einen optimierten Betriebspunkt ausgerichtet werden, weil sich im Betrieb nur ein Betriebspunkt (konstanter Förderstrom) einstellt. Bild (4.9) zeigt das Kennlinienfeld der gewählten Umwälzpumpe.

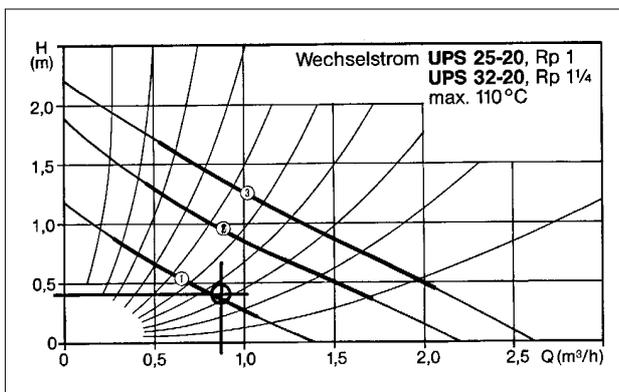


Bild (4.9): Kennlinienfeld einer Umwälzpumpe für die Gruppe "Lüftung" [H4]

4.5 Steuerung und Regelung

4.5.1 Primärkreis

Sobald ein Wärmebedarf vorhanden ist, muss die Primärpumpe in Betrieb sein, damit die entsprechenden Gruppen mit Heizwasser des Kessels versorgt werden. Die Steuerung/Regelung der Primärpumpe beschränkt sich damit auf eine Ein-/Aus-Schaltung, wobei sichergestellt werden muss, dass die Primärpumpe ausgeschaltet wird, sobald kein Wärmebedarf vorhanden ist.

Wichtig erscheint im Primärkreis, dass die minimal geforderten Ventilautoritäten eingehalten werden können. Die Ventilautorität ist definiert als Quotient der Druckdifferenz bei Nennförderstrom und der Druckdifferenz bei Nulldurchfluss. Die Ventilautorität kann nun verbessert werden, indem der Differenzdruck im Primärkreis unabhängig vom Förderstrom konstant gehalten wird. Die in Bild (4.5) gezeigte Umwälzpumpe hat eine Druckdifferenzregelung bereits integriert, wobei die Drehzahl über eine Phasenanschnittsteuerung verändert wird.

4.5.2 Gruppe "Büro"

Es gilt auch hier die Anforderung, dass die Umwälzpumpe nur dann in Betrieb sein soll, wenn ein Wärmebedarf vorhanden ist. Diese Ein-/Aus-Schaltfunktion wird durch moderne Heizungsregler übernommen (vgl. Bild (3.7)).

Erfolgt die Ausführung nach Variante 1, so müssen wegen des hohen Förderdruckes zur Verhinderung von Geräuschen an Thermostatventilen Massnahmen getroffen werden. Es stehen grundsätzlich folgende Möglichkeiten offen:

- Einsatz von **Druckdifferenzreglern** zur strangweisen Druckbegrenzung (vgl. Bild (4.10)). Die Pumpenauswahl erfolgt mit den aus der Rohrnetzberechnung bekannten Daten. Für die Umwälzpumpe sind keine besonderen regelungstechnischen Massnahmen notwendig.

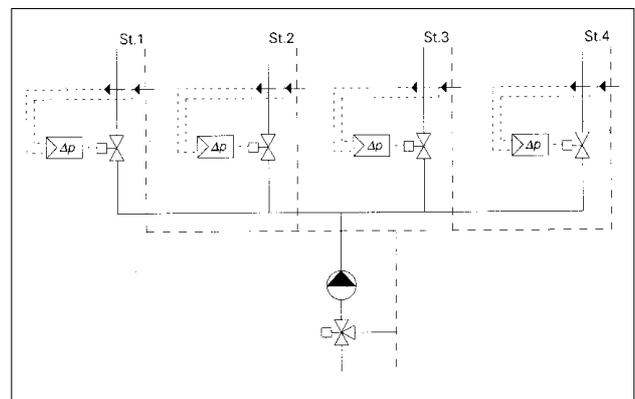


Bild (4.10): Druckdifferenzregler zur strangweisen Druckbegrenzung

- Einsatz von **Überströmventilen** zur strangweisen Druckbegrenzung (Bild (4.11)). Bei ansteigendem Druck öffnet der Regler, und es wird ein entsprechender Teilstrom in den Rücklauf geleitet. Diese Anwendung ist nicht geeignet, wenn eine tiefe Rücklauftemperatur gefordert wird. Ein druckverlustarmes Rohrnetz bietet auch im Anwendungsfall von Überströmventilen Vorteile, indem der Förderstrom im Teillastverhalten nicht massiv ansteigt. Für die Umwälzpumpe sind keine besonderen regelstechnischen Massnahmen notwendig.

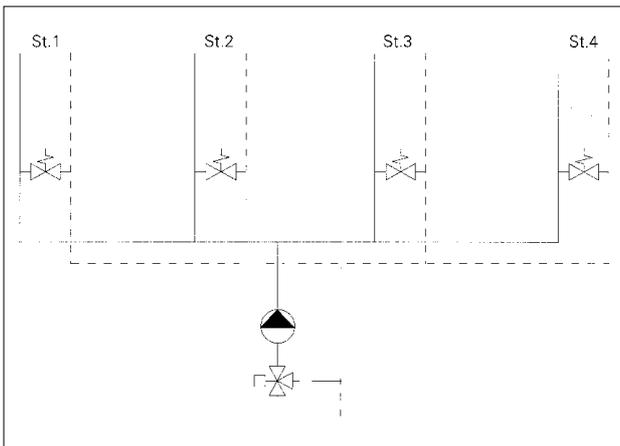


Bild (4.11): Überströmventil zur Druckbegrenzung

- Druckdifferenzbegrenzung durch **Drehzahlsteuerung der Umwälzpumpe** (Bild (4.12)). Die verschiedenen Möglichkeiten der Drehzahlsteuerung können im Abschnitt "8.5 Steuerung und Regelung" nachgelesen werden. Die Anwendung dieser Art der Druckdifferenzbegrenzung verlangt ein möglichst paralleles Rohrnetz nach den Druckentnahmestellen und einen einwandfreien Abgleich der Anlage. Im Vergleich zu den oben erwähnten Massnahmen wird durch die Drehzahlsteuerung zusätzliche elektrische Energie eingespart.

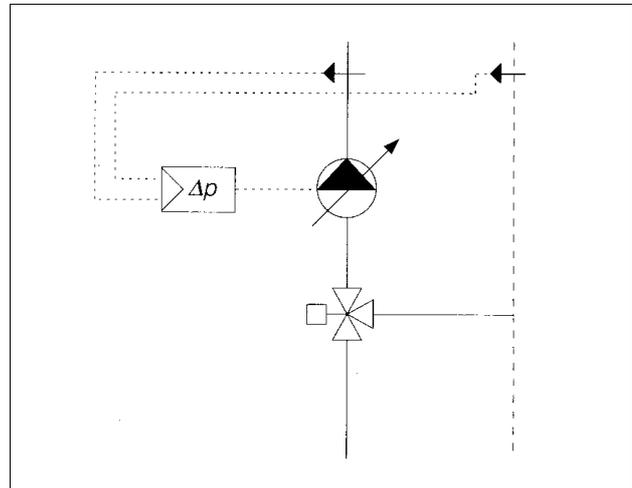


Bild (4.12): Druckdifferenzbegrenzung durch Drehzahlsteuerung der Umwälzpumpe

In Variante 2 wird die Umwälzpumpe den variablen Förderstrom, verursacht durch Thermostatventile, durch eine integrierte Drehzahlsteuerung (vgl. Bild (4.8)) übernehmen. Möglich ist zudem auch der Einsatz einer Umwälzpumpe mit flacher Kennlinie, wozu keine zusätzliche Steuer-/Regelfunktion nötig wird.

Empfehlenswert ist die Integration einer Anfahrtschaltung. Beim Anfahren der Anlage kann aufgrund der erhöhten Wasserwiderstände in Folge grösserer Viskosität eine höhere Leistung notwendig sein. Mit einer entsprechenden Anfahrtschaltung kann die Pumpe auf der höheren Drehzahl anlaufen (Bild (4.7) Stufe 1) und wird nach einer festgelegten Zeit (z.B. nach 30 Minuten), wenn das System Betriebstemperaturen aufweist wieder auf die kleinere Stufe zurückgeschaltet.

4.5.3 Gruppe "Lüftung"

Sobald die Zuluft der Lüftung einen Wärmebedarf aufweist, muss die Umwälzpumpe (Internpumpe) eingeschaltet werden. Eine elegante und heute vielfach angewendete Lösung ist das Ein-/Aus-Schalten der Umwälzpumpe über den Schliesskontakt des Regelventils.

4.6 Vergleich der Kennzahlen

Nach der Dimensionierung und Auswahl der Umwälzpumpe ist eine Ueberprüfung des Elektrizitätsbedarfes der Umwälzpumpen im Sinne einer "Qualitätskontrolle" hilfreich. Der ermittelte Elektrizitätsbedarf soll dabei mit den Richtwerten in Bild (9.5) verglichen werden.

4.6.1 Energiebedarf der Umwälzpumpen

Der spezifische Elektrizitätsverbrauch einer Umwälzpumpe lässt sich wie folgt berechnen:

$$E_p = \frac{P_p \cdot h_a}{EBF} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} \quad \text{MJ/m}^2\text{a}$$

E_p Elektrizitätsbedarf der Umwälzpumpe MJ/m²a

P_p Leistung der Umwälzpumpe W

h_a Betriebsstunden h/a

EBF Energiebezugsfläche m²

Für die einzelnen Umwälzpumpen können somit folgende Werte ermittelt werden:

Primärpumpe

$$E_p = \frac{110 \text{ W} \cdot 6000 \text{ h/a}}{2700 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 0.9 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Gruppe "Büro" Variante 1

$$E_p = \frac{130 \text{ W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{2200 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 1.1 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Gruppe "Büro" Variante 2

$$E_p = \frac{95 \text{ W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{2200 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 0.8 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Gruppe "Lüftung"

$$E_p = \frac{30 \text{ W} \cdot 2750 \text{ h/a}}{500 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 0.6 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Dies ergibt einen totalen Elektrizitätsbedarf für die Variante 1 von **2.6 MJ/m²a** verglichen mit dem anzustrebenden Richtwert von 2.4 MJ/m²a gemäss Bild (9.4). Der Gesamtelektrizitätsbedarf der Va-

riante 2 liegt mit **2.3 MJ/m²a** knapp unter dem Richtwert.

Der Elektrizitätsmehrverbrauch der Gruppenpumpe "Büro" der Variante 1 gegenüber Variante 2 beträgt rund **38%**!

4.6.2 Spezifische elektrische Pumpenleistung/ Heizkörper

Die Berechnung des spezifischen Elektrizitätsverbrauches pro Heizkörper ist eine einfache Art der energetischen Beurteilung der ausgewählten Umwälzpumpe der Gruppe "Büro". Ein anzustrebender Wert liegt unter 1 W/Heizkörper!

Gruppe "Büro"	P_{el} der Umwälzpumpe	spezifischer Wert
Variante 1	94 - 142 W	~ 1.4 W/Heizkörper
Variante 2	75 - 116 W	~ 1.0 W/Heizkörper

Bild (4.13): Vergleich des spezifischen Wertes des Elektrizitätsbedarfes pro Heizkörper für die Gruppe "Büro" der Variante 1 und 2 (total 84 Heizkörper in der Anlage)

4.7 Wirtschaftlichkeitsrechnung

Anhand einer einfachen Wirtschaftlichkeitsrechnung soll der Nutzen des druckverlustarmen Rohrnetzes in Variante 2 aufgezeigt werden.

	Investition				ele. Energie	
	Rohrnetz Fr.	Umwälz- pumpe Fr.	Differenz- druckregler Fr.	Total Fr.	Bedarf kWh/a	Kosten Fr./a
Variante 1	21583.-	591.-	1980.-	24154.-	650	104.-
Variante 2	23325.-	898.-	-	24223.-	475	76.-
Mehrkosten der Variante 2				69.-		-28.-

Bild (4.14): Vergleich der Investitions- und Energiekosten der Varianten 1 und 2

Annahmen

- Mittlerer Elektrizitätspreis: 0.16 Fr./kWh
- Nominalzins: 8%
- Teuerung: 6%
- \varnothing Lebensdauer der Anlage 20 a [23]
- Barwertfaktor: 16.3514 [A5]

Netto-Barwert = -68.- + 16.3514 · 28.- = **390.- > 0**,
d. h. die Investition ist wirtschaftlich!

Auch in dieser Anlage lohnen sich die geringen Mehrinvestitionen für etwas grössere Nennweiten in einem druckverlustarmen Rohrnetz. Andernfalls müssen wie in Variante 1 Massnahmen (Druckdifferenzregler) ergriffen werden, welche zu höheren Kosten und einer funktional aufwendigeren Anlage führen.

4.8 Messkonzept

Wie die Dimensionierung der Anlage und der Umwälzpumpe zeigt, werden nur geringe Durchflüsse in den einzelnen Verbrauchern benötigt. Entsprechend klein ist auch die Leistung der Umwälzpumpe. Damit alle Verbraucher mit dem minimal notwendigen Förderstrom versorgt werden, ist der hydraulische Abgleich der Anlage und die Erstellung eines Messkonzeptes unerlässlich. Aufgrund der Rohrnetzberechnung sind an den Rücklaufverschraubungen die Voreinstellungen einzustellen. Anschliessend werden die Förderströme in jedem Steigstrang gemessen. Die Summe der Teilförderströme ergibt den Förderstrom der Umwälzpumpe. Zur Einstellung des Förderdruckes an der Umwälzpumpe gemäss Bild (4.8) müssen Druckmessstellen vor und nach der Umwälzpumpe vorgesehen werden.

Der hydraulische Abgleich muss sorgfältig vorbereitet werden. Nur so ist sichergestellt, dass die Anlage auch ihre Funktion zu erfüllen vermag. Ebenfalls muss für die Abnahme der Anlage ein entsprechendes Datenblatt vorhanden sein, in welchem die eingestellten und gemessenen Daten festgehalten werden. In diesem Checkblatt werden auch alle weiteren Veränderungen auf der Anlage vermerkt.

4.9 Schlussfolgerungen für Anlagen mit Verteiler

- Möglichst klare hydraulische Abgrenzung
- Nie mehr als eine Umwälzpumpe auf einen Kreis wirken lassen
- Minimaldurchfluss des Kessels beachten
- Eine detaillierte Rohrnetzberechnung ist unumgänglich
- Rohrleitungen druckverlustarm dimensionieren ($R\text{-Wert} < 50 \text{ Pa/m}$)
- Ventilautoritäten müssen eingehalten werden (Durchgangsventile!)
- Anfahrschaltung prüfen
- Elektrizitätsbedarf der Umwälzpumpen $< 2.4 \text{ MJ/m}^2\text{a}$
- Pumpenleistung $< 1 \text{ W/Heizkörper}$
- Ohne hydraulischen Abgleich und Messkonzept geht gar nichts

5 Grossanlagen

5.1	Definition	48
<hr/>		
5.2	Anlagebeispiel	49
5.2.1	Geplantes Betriebskonzept	51
5.2.2	Effektives Betriebskonzept	51
<hr/>		
5.3	Rohrnetzberechnung	52
5.3.1	Berechnung des Förderstromes	52
5.3.2	Berechnung des Förderdruckes	52
<hr/>		
5.4	Auswahl der Umwälzpumpe für die Fernleitungen	54
<hr/>		
5.5	Steuerung und Regelung	56
5.5.1	Keine Drehzahlsteuerung der Umwälzpumpe	56
5.5.2	Druckdifferenzregelung bei der Umwälzpumpe	57
5.5.3	Druckdifferenzregelung im Netz	59
5.5.4	Förderstromregelung im Rücklauf	60
5.5.5	Pumpensplitting	61
<hr/>		
5.6	Vergleich der Kennzahlen	62
5.6.1	Energiebedarf der Fernleitungspumpen	62
<hr/>		
5.7	Messkonzept	62
<hr/>		
5.8	Schlussfolgerungen für Grossanlagen	63

5 Grossanlagen

5.1 Definition

Grossanlagen sind Wärmeverbundnetze, wie sie in Wohnüberbauungen, in Quartieren oder in Städten vorkommen. Im Vergleich zu kleinen und mittelgrossen Anlagen sind gewisse Randbedingungen anders, so z.B. Betriebstemperaturen, Verteildistanzen zu einzelnen Unterstationen oder ver-

sorgungs- und sicherheitstechnische Aspekte. Je nach Anlagengrösse gelangen Umwälzpumpen aus dem ganzen Leistungsspektrum zum Einsatz. Bild (5.1) zeigt eine schematische Darstellung einer Nahwärmeverbundanlage.

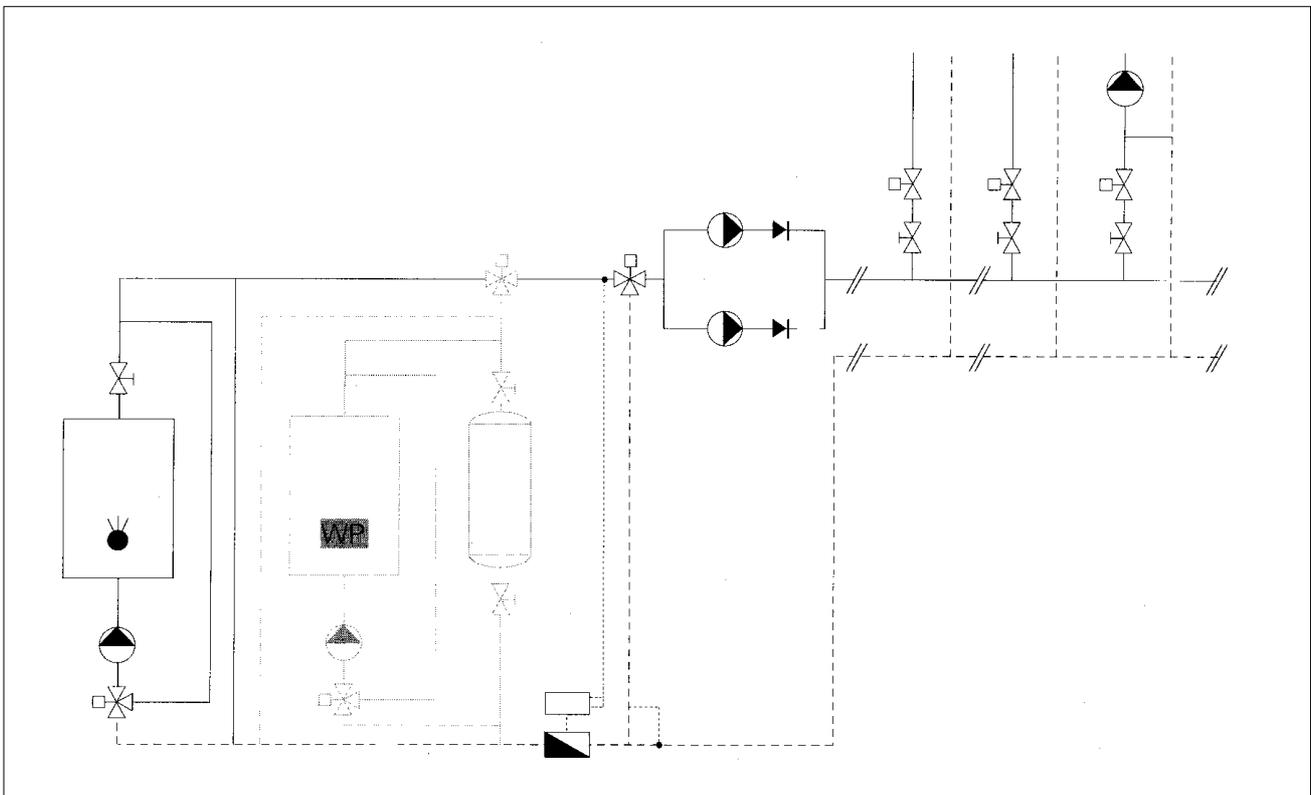


Bild (5.1): Schematische Darstellung einer Grossanlage

5.2 Anlagebeispiel

Das folgende Beispiel (Bild (5.2)) zeigt die Nahwärmeversorgung einer Wohn- und Gewerbeliegenschaft (Beheizte Fläche ca. 12000 m²).

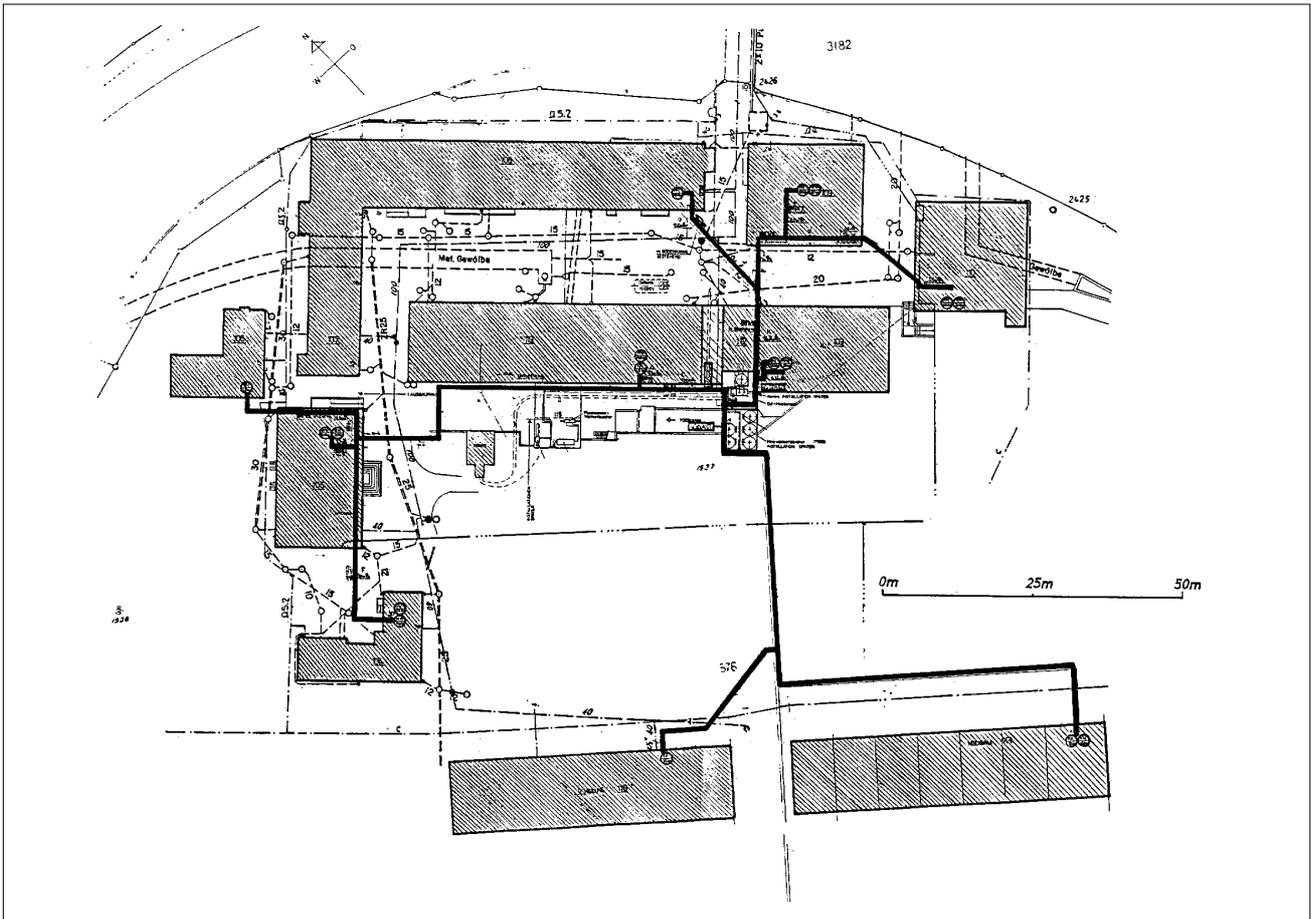


Bild (5.2): Nahwärmeversorgung einer Wohn- und Gewerbesiedlung

Die ehemaligen Fabrikgebäude wurden wärmetechnisch saniert und umgebaut. Sie werden heute als Wohn- und Gewerbegebäude genutzt. Die Be-

heizung der Gebäude erfolgt von einer Heizzentrale aus über Fernleitungen (Bild (5.3)).

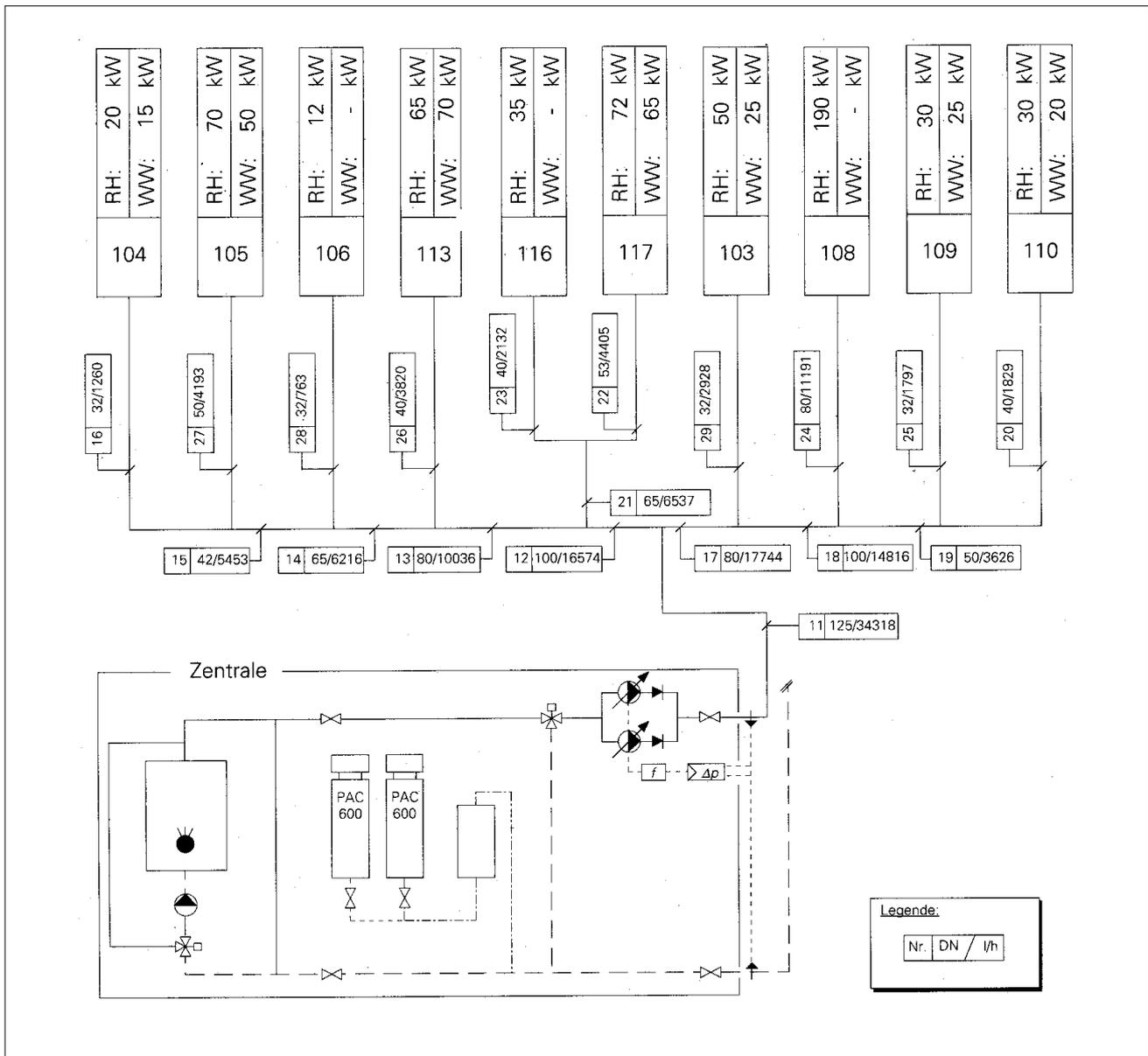


Bild (5.3): Prinzipschema Rohrnetz der Nahwärmeversorgung

In jedem Gebäude ist eine Unterstation gemäss Bild (5.4) vorhanden, bestehend aus einer Gruppe "Raumheizung" und einem Umformer für die Erwärmung des Warmwassers.

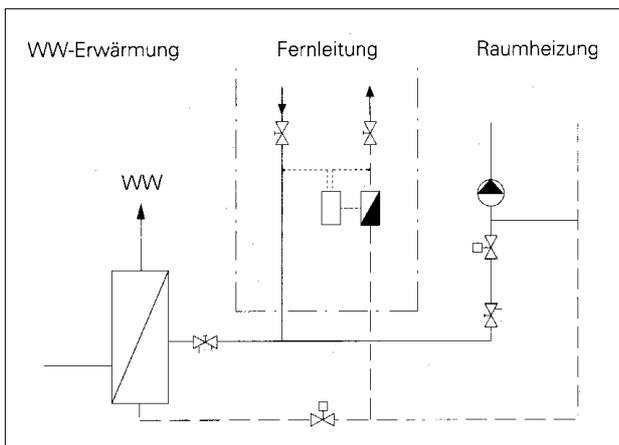


Bild (5.4): Prinzipschema einer Unterstation

5.2.1 Geplantes Betriebskonzept

Während der Planung der Heizungsanlage waren noch einige Punkte ungeklärt. Zum Beispiel war unbestimmt, wie viele Gebäude zukünftig an das Wärmeverbundsystem angeschlossen würden. Zu jenem Zeitpunkt war auch die Option einer späteren Installation einer Wärmepumpe noch offen zu halten. Die Dimensionierung der Anlage erfolgte daher auf ein Temperaturniveau VL/RL von 55°/40°C.

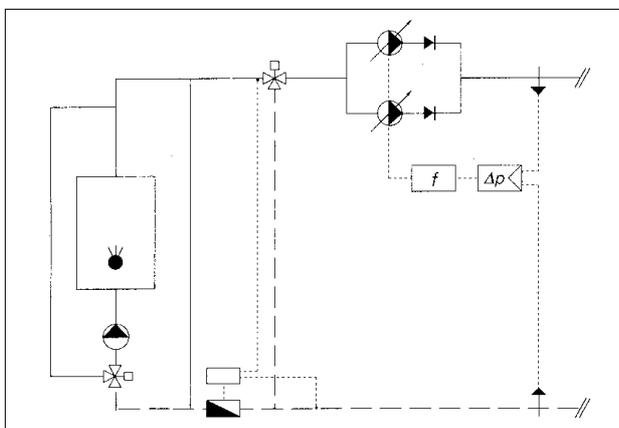


Bild (5.5): Prinzipschema der Heizzentrale

Eine Vorregelung der Wärmeleistung erfolgt durch die Schiebung der Vorlauftemperatur der Fernleitung nach der Aussentemperatur. Das Betriebskonzept sah vor, dass die Ladung der Warmwasser-Tagesspeicher während der Nacht erfolgt. Die Raumheizung befindet sich während dieser Zeit in einem Absenkbetrieb. Es bestand weiter die Möglichkeit, die Speicher am Tag bei Bedarf nachzuladen.

Die Dimensionierung des Förderstromes erfolgte auch aus gewissen versorgungstechnischen Überlegungen auf einen maximalen Wärmebedarf, d.h. gleichzeitige Ladung aller Speicher und maximaler Wärmebedarf der Raumheizung. Für den damaligen Ausbau der Anlage genügte die vorhandene Kesselleistung des bestehenden Kessels. Für den Endausbau war der Ersatz des bestehenden Kessels und/oder die Installation einer Wärmepumpe vorgesehen (Bild (5.1)).

5.2.2 Effektives Betriebskonzept

Der Betrieb der Anlage hat einige wichtige Erkenntnisse an den Tag gebracht, nicht zuletzt aufgrund einer intensiven Beobachtung sowie einer detaillierten Betriebsdatenerfassung und -auswertung. Es zeigt sich, dass der geplante Nennausbau gar nicht realisiert wird und die versorgungstechnischen Überlegungen in der Planung zu wenig hinterfragt und abgeklärt wurden. Heute wird während der Ladung der Warmwasserspeicher (nachts ca. 2 Stunden) die Raumheizung vollständig ausgeschaltet (das Regelventil ist geschlossen). Die Gleichzeitigkeit des Wärmebedarfes der einzelnen Gebäude wurde stark überschätzt. Weiter wurde festgestellt, dass die Auskühlverluste auf den Fernleitungen bedeutend geringer sind als angenommen. Da in der Zwischenzeit die Idee einer Wärmepumpe aufgegeben wurde und der bestehende Heizkessel ersetzt werden musste, konnte dank den Beobachtungen und den laufend erfassten Betriebsdaten die Dimensionierung des neuen Heizkessels auf den effektiven Bedarf erfolgen. Dies bedeutet, dass an Stelle der geplanten 840 kW ein Kessel mit 640 kW vollauf genügt.

5.3 Rohrnetzrechnung

5.3.1 Berechnung des Förderstromes

Für die Neuplanung dieser Anlage waren einige Randbedingungen bereits gegeben. Gewisse bestehende Rohrleitungen oder auch Kanalquerschnitte mussten für die neue Anlage übernommen werden.

Aufgrund der Wärmeleistungsbedarfsrechnung und der gewählten Temperaturdifferenz des Systems lässt sich der Förderstrom wie folgt berechnen.

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V}	Förderstrom	m^3/h
\dot{Q}	Wärmeleistung	kW
ρ_w	Dichte von Wasser (bei 20°C)	kg/m^3
c_{pw}	Wärmekapazität von Wasser	kJ/kgK
ΔT	Temperaturdifferenz	K

Aus obiger Gleichung und unter Berücksichtigung der Auskühlverluste der Fernleitungen ergab sich mit den vorhandenen Angaben in der Planung ein maximaler Förderstrom von $\dot{V} = 53 \text{ m}^3/\text{h}$. Der effektive Betrieb zeigt aber, dass im Betrieb der Nennförderstrom gar nie erreicht wird und die Umwälzpumpe im Maximum etwa $34 \text{ m}^3/\text{h}$ fördert (Gleichzeitigkeit des Wärmebedarfes von Warmwasser und Raumheizung).

5.3.2 Berechnung des Förderdruckes

Planung

Für die Dimensionierung des Rohrnetzes spielte vor allem die Geräuschproblematik eine wichtige Rolle. Die Dimensionierung erfolgte mit einer oberen Begrenzung der Fließgeschwindigkeit von ca. 1.0 m/s (im Mittel ca. 100 Pa/m Druckverlust), was zu folgendem Förderdruck führte. Die Autorität des Regelventils der Raumheizung erreicht nicht den notwendigen minimalen Wert:

Förderdruck

$$\Delta p_p = 117.0 \text{ kPa}$$

Beimischventilautorität

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = 0.55 [-] \quad (\text{min. } 0.50)$$

Regelventilautorität

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = 0.13 [-] \quad (\text{min. } 0.50)$$

Betrieb

Weil im Betrieb der Förderstrom rund 35% kleiner ist, als angenommen wurde, reduzieren sich die Druckverluste der Fernleitungen um gut die Hälfte. Dies hat bezogen auf die geplante Anlage die Folge, dass die Ventilautoritäten und damit die Regelbarkeit der Anlage sich verbessern. Bestätigt wird dies durch die gemachten Erfahrungen im Betrieb der Anlage (kein Pendeln der Anlage, die Regelventile haben einen Regelbereich).

Interessant ist dabei, dass während der Planung niemand die Dimensionierung und das Betriebskonzept kritisch hinterfragt hat. Die Dimensionierung der Fernleitungsrohre und damit die Investitionskosten wurden aufgrund des gewählten Betriebskonzeptes von der Bauherrschaft kritiklos akzeptiert, obwohl die Auslegung des Förderstromes auf einen 100%-igen Wärmebedarf im nachhinein als überdimensioniert und mit einigen Sicherheitszuschlägen behaftet, als etwas unverständlich erscheinen vermag. Durch das veränderte Betriebskonzept mit den somit tieferen Förderströmen ist eigentlich unbeabsichtigt ein druckverlustarmes Fernleitungsnetz mit all seinen Vorteilen entstanden. Also keine Geräusche wegen tieferen Strömungsgeschwindigkeiten, gute Regelbarkeit der Anlage (verbesserte Ventilautoritäten) und ein reduzierter elektrischer Bedarf der Fernleitungspumpen.

Konsequenz

Wird das Betriebskonzept von Beginn an genau hinterfragt und werden Abklärungen getroffen, können Sicherheitszuschläge in der Dimensionierung verhindert werden. Für unser Beispiel wurde

daher die Rohrnetzrechnung für die effektiven Betriebsdaten und die verwendeten Nennweiten des Rohrnetzes nochmals durchgeführt. Im Berechnungsgang erfolgt die Dimensionierung der Rohrleitungen mit einem spezifischen Druckverlust im Rohr von maximal $\Delta p \approx 50 \text{ Pa/m}$ (der Durchschnittswert liegt tiefer) und einer maximalen Fließgeschwindigkeit von 1.2 m/s. Die Berechnung führte zu folgenden Daten:

Förderdruck	
Δp_p	= 65.0 kPa
Beimischventilautorität	
P_v	= $\frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = \mathbf{0.55 [-]}$ (min. 0.50)
Regelventilautorität	
P_v	= $\frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = \mathbf{0.62 [-]}$ (min. 0.50)

Die Vorteile eines druckverlustarmen Rohrnetzes werden auch hier ersichtlich. Der Förderdruck liegt tiefer als in der Planung berechnet, und die anzustrebenden Werte der Autoritäten können eingehalten werden.

Erfolgt die Dimensionierung nach üblichen, für Fernleitungen empfohlenen spezifischen Rohrdruckverlusten von $\Delta p \approx 200 \text{ Pa/m}$ (maximal zulässiger Wert, der Durchschnittswert liegt tiefer) und einer Begrenzung der Fließgeschwindigkeit von 1.2 m/s, so ändern sich die Werte wie folgt:

Förderdruck	
Δp_p	= 116.0 kPa
Beimischventilautorität	
P_v	= $\frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = \mathbf{0.55 [-]}$ (min. 0.50)
Regelventilautorität	
P_v	= $\frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = \mathbf{0.32 [-]}$ (min. 0.50)

Die minimal geforderte Ventilautorität des Regelventils kann nicht eingehalten werden. Eine Verbesserung der Werte ist nur auf Kosten des Gesamtförderdruckes möglich.

5.4 Auswahl der Umwälz- pumpe für die Fern- leitungen

Aufgrund des geplanten Betriebskonzeptes und den daraus berechneten Anlagedaten wurde die Inline-Pumpe gemäss Bild (5.6) ausgewählt. Aus versorgungstechnischen Gründen wurden zwei Stück parallel eingebaut, sodass bei Ausfall der

einen Umwälzpumpe die andere in Betrieb genommen werden kann. Bild (5.7) zeigt das Pumpenkennlinienfeld einer Inline-Pumpe, welche aufgrund des effektiven Betriebsverhaltens der Anlage eingesetzt werden könnte. Die Auslegung der

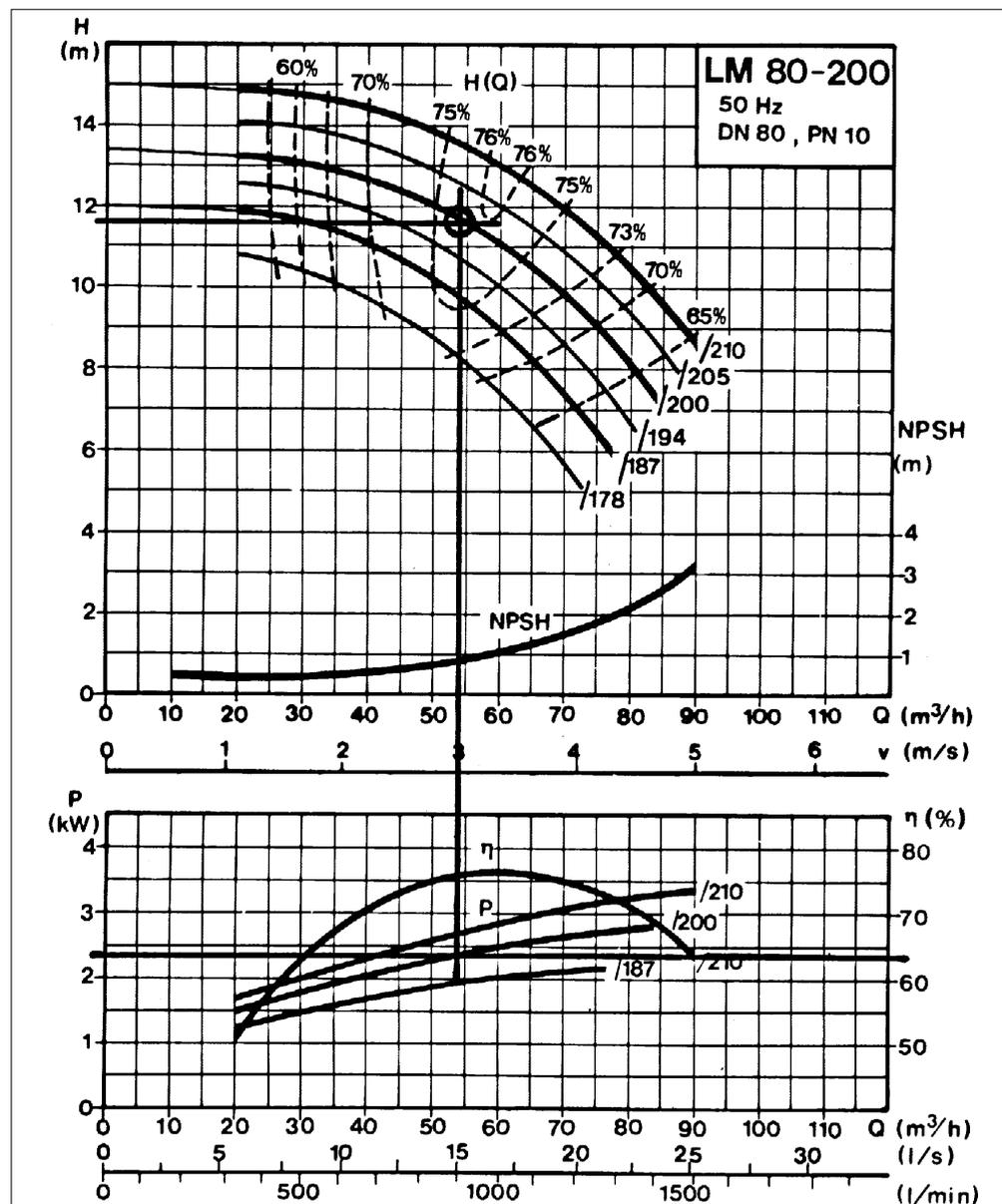


Bild (5.6): Inline-Pumpe
der geplanten Anlage
[H4]

neuen Umwälzpumpe erfolgt nach den Daten der Rohrnetzrechnung in Abschnitt "5.3.2 Berechnung des Förderdruckes".

Der Unterschied in der elektrischen Leistungsaufnahme sind beachtlich. Die Inline-Pumpe in Bild (5.6) hat eine elektrische Aufnahmeleistung von rund 3 kW im Vergleich zur neuen Inline-Pumpe

(Bild (5.7)) mit einer Leistung von 1.1 kW. Die Überdimensionierung führt zudem zu einem schlechten Wirkungsgrad der Umwälzpumpe im Betriebspunkt (Bild (5.6)), d.h. der Wirkungsgrad der Pumpe (ohne Motor) beträgt im Auslegungspunkt gut 75% und reduziert sich in der Teillast gegen 55%.

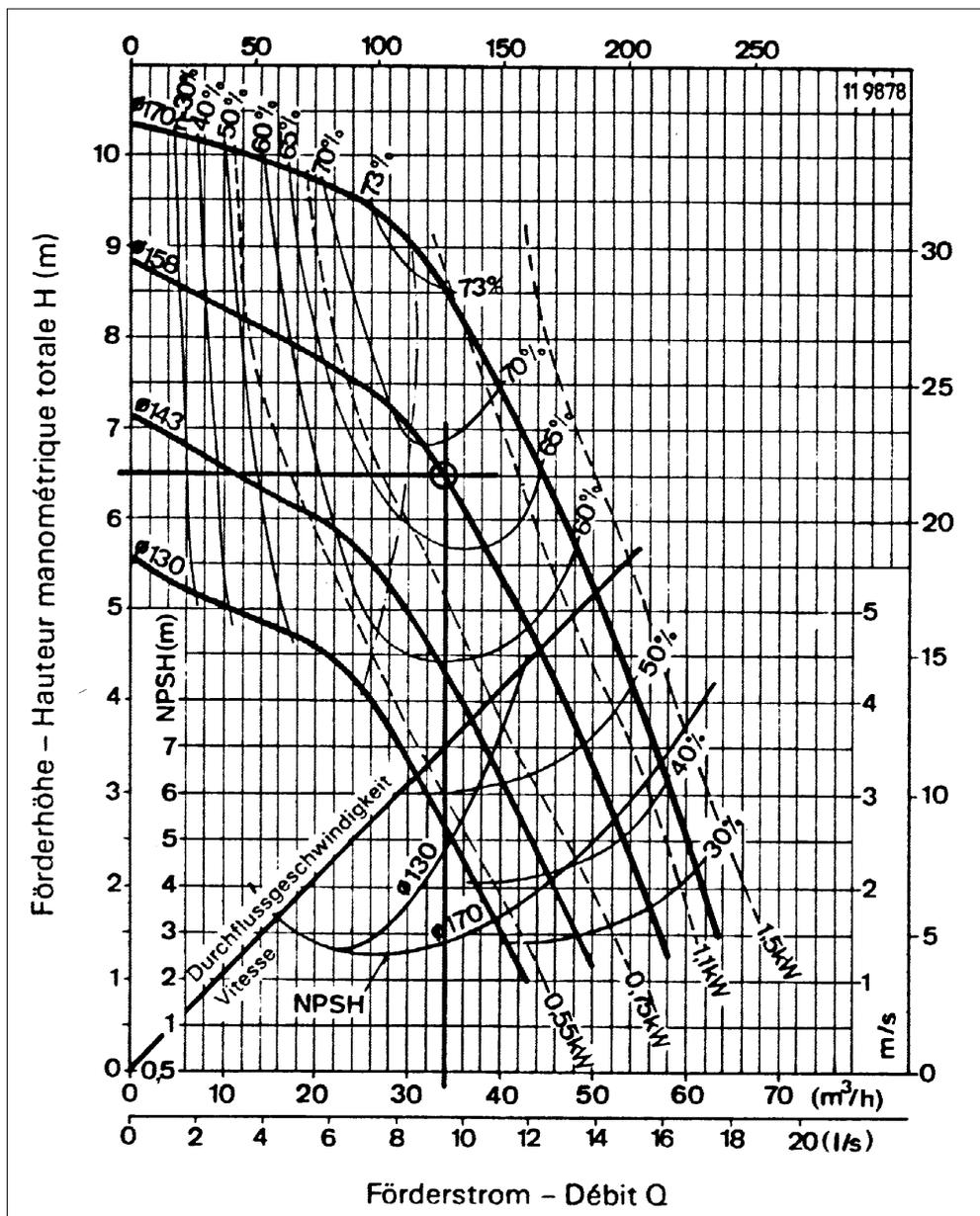


Bild (5.7): Kennlinienfeld der Inline-Pumpe nach neuer Dimensionierung [H3]

Im Leistungsbereich von 1 kW sind auch die energetischen Vorteile der Trockenläuferpumpen klar ersichtlich. Der Wirkungsgrad der Inline-Pumpe (Bild (5.7)) beträgt rund 52% (inkl. Motor) im Vergleich zur Nassläuferpumpe in Bild (5.8) mit einem Wirkungsgrad von 40%. Die Leistungsaufnahme der Nassläuferpumpe liegt im Nennauslegepunkt bei 1.55 kW, also rund 40% höher als die Inline-Pumpe. Der höhere Geräuschpegel der Trockenläuferpumpen ist in diesem Beispiel kein Problem (zentraler Technikraum).

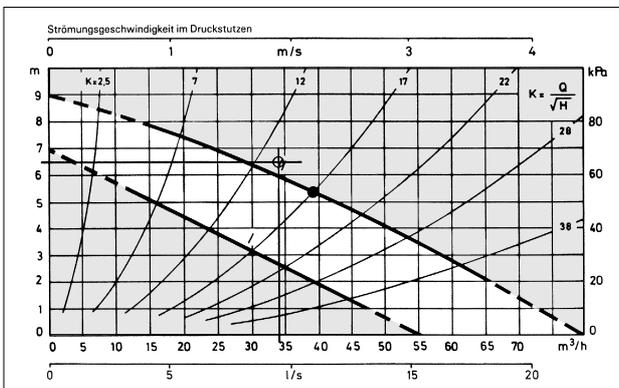


Bild (5.8): Kennlinienfeld der Nassläuferpumpe [H3]

5.5 Steuerung und Regelung

Aufgrund der hydraulischen Schaltung in den Unterstationen ist der Förderstrom im Fernleitungsnetz variabel. Gewählt wurde diese Schaltung im Hinblick auf einen Betrieb der Wärmepumpe und eines kondensierenden Heizkessels, welche tiefe Rücklauftemperaturen erfordern. Aus energetischen (Elektrizitätseinsparung und Reduzierung der Wärmeverluste) und regelungstechnischen Gründen (Erhöhung der Ventilautoritäten) ist es daher sinnvoll, die Drehzahl der Fernleitungspumpe dem jeweiligen Lastfall anzupassen.

Schwierigkeiten bietet jedoch vor allem die Bestimmung der Messgrösse (Druck, Förderstrom usw.) und des repräsentativen Messpunktes der Anlage, welcher als Steuergrösse für die Drehzahl gewählt werden könnte. Zu beachten gilt dabei, dass durch die Schiebung der Vorlaufemperatur der Fernleitung bereits eine Vorregelung der Wärmeleistung erfolgt.

5.5.1 Keine Drehzahlsteuerung der Umwälzpumpe

Auch ohne Drehzahlsteuerung wird sich im Teillastbereich eine Energieeinsparung einstellen, da der Betriebspunkt auf der Umwälzpumpenkennlinie nach links in Richtung Nulldurchfluss wandert. Die Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe wird dabei reduziert. Bei einer flachen Pumpenkennlinie, wie in Bild (5.7) dargestellt, hat die Förderdruckerhöhung keine speziellen Auswirkungen, ausser dass die anzustrebenden Werte der Ventilautoritäten nicht ganz erreicht werden. Ist die Kennlinie steil und die Förderdruckerhöhung über den Regelventilen gross, so sind Geräuschprobleme in den Durchgangventilen zu erwarten. Die Wartung der Anlage wird durch den Verzicht auf eine Drehzahlsteuerung etwas weniger aufwendig.

5.5.2 Druckdifferenzregelung bei der Umwälzpumpe

In Bild (5.9) ist die Betriebspunktverschiebung bei einer Drehzahlsteuerung mittels konstanter Druckdifferenz bei der Umwälzpumpe dargestellt.

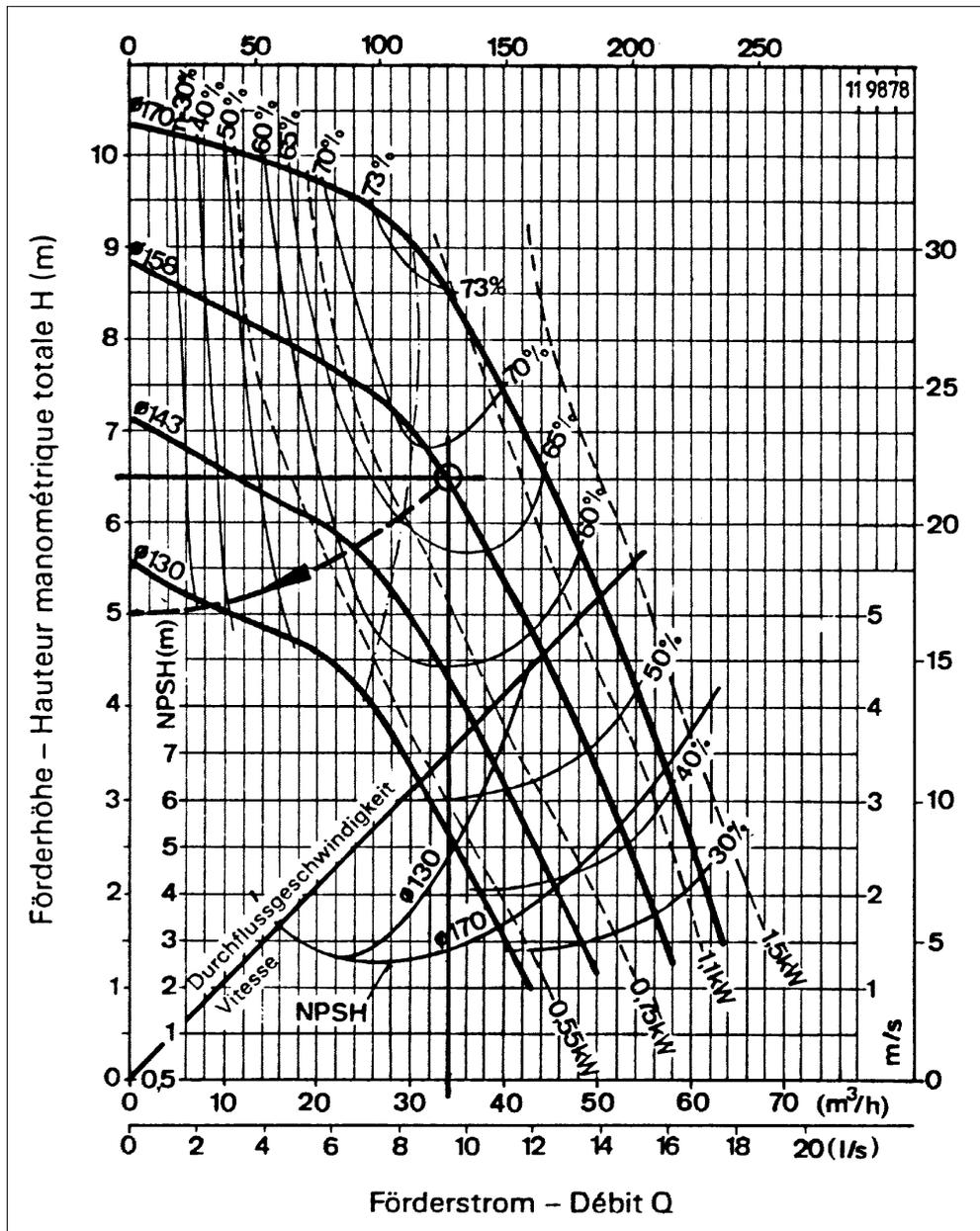


Bild (5.9): Drehzahlsteuerung über Frequenzumrichter durch Konstanthalten der Druckdifferenz in der Heizzentrale zwischen Vorlauf und Rücklauf [H3]

In der Heizzentrale wird die Druckdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf auf einen konstanten Wert geregelt (Bild (5.5)). Die einzustellende Druckdifferenz kann aus der Rohrnetzberechnung ermittelt werden ($\Delta p_{\text{konstant}} = 50 \text{ kPa}$). Dies entspricht der Druckdifferenz, welche nach der ersten Verzweigung der Fernleitungen noch benötigt wird. Wie die Erfahrung aus der Anlage zeigt, variiert dabei die Drehzahl der Umwälzpumpe in einem Bereich von etwa 75 - 100% der Nenndrehzahl. Der Betriebspunkt wandert auf der gestrichelten Linie nach links im Teillastbereich. Die Energieeinsparung dieser Regelungsart wird sicher häufig überschätzt. Der Förderstrom variiert nur, sofern Fremdeinflüsse (interne Wärmelasten, passive Sonnenenergienutzung usw.) auf das System einwirken. Die Schwankungen der Aussentemperatur werden bereits durch die Vorlauftemperaturregelung aufgefangen. Zudem wird sich aufgrund der Nutzung der Gebäude ein gewisses Gleichgewicht zwischen allen Fernleitungen einstellen, was wiederum zu einem mehr oder weniger stabilen Zustand führt. Die Betriebserfahrung in dieser Anlage hat dies auch bestätigt.

Der Vorteil dieser Schaltung besteht darin, dass Unsicherheiten aus der Rohrnetzberechnung im Betrieb nicht durch Drosseln sondern durch eine Sollwertverstellung der Druckdifferenz aufgefangen werden können.

5.5.3 Druckdifferenzregelung im Netz

Will man die Druckänderungen im Netz erfassen, so sollte die Messung der Druckdifferenz am massgebenden Verbraucher vorgenommen werden. Es stellt sich in dieser Anlage allerdings die Frage, welches der "schlechteste" Verbraucher ist. In einem System mit variablem Förderstrom kann der "schlechteste" Stromkreis nicht mehr bestimmt werden. Es müsste an praktisch allen Verbrauchern gemessen und auf den für die Verbrau-

cher notwendigen Druck geregelt werden. Dies bedeutet jedoch, dass entsprechende Fühlerleitungen von allen Verbrauchern zur Umwälzpumpe gelegt werden, was mit erheblichen Investitionen verbunden ist. Allerdings wäre das Betriebsverhalten günstig, und der Betriebspunkt würde entsprechend Bild (5.10) auf der gestrichelten Linie auf eine minimal notwendige Druckdifferenz am Verbraucher (Regelventil $\Delta p_{\text{konstant}} = 30 \text{ kPa}$) zulaufen.

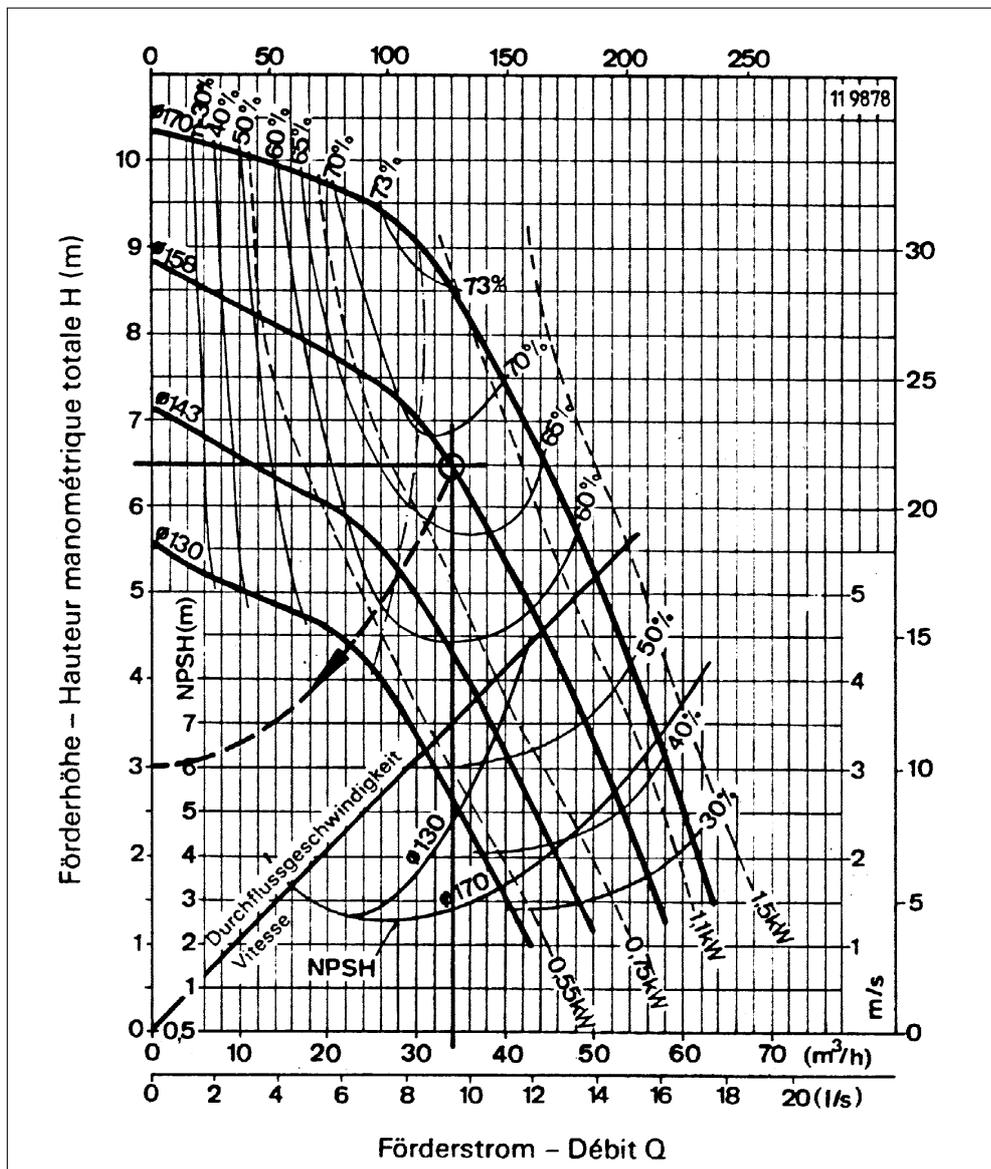


Bild (5.10): Drehzahlsteuerung über Frequenzumrichter durch Druckdifferenzregelung im Netz beim Verbraucher [H3]

5.5.4 Förderstromregelung im Rücklauf

Die Förderstromregelung misst im Rücklauf den Förderstrom (bzw. die Förderstromänderung) und variiert aufgrund der Änderungen die Drehzahl der Umwälzpumpe mittels Frequenzumrichter (vgl. Abschnitt "8.5 Steuerung und Regelung"). Die Erfahrung mit diesem System in der Praxis ist noch relativ klein, bestehen doch in der Schweiz erst wenige ausgemessene Anlagen mit diesem System. Allerdings wäre unser Anlagebeispiel für

die Anwendung dieser Regelungsart prädestiniert. Bild (5.11) zeigt den qualitativen Betriebspunktverlauf auf der Netz- (Herz-) kennlinie. Die Installationskosten liegen bei diesem Regelsystem bedeutend tiefer als bei einer Druckdifferenzmessung im Netz gemäss Abschnitt "5.5.3 Druckdifferenzregelung im Netz", weil keine langen Übertragungsleitungen notwendig sind und die Messung in der Heizzentrale erfolgen kann.

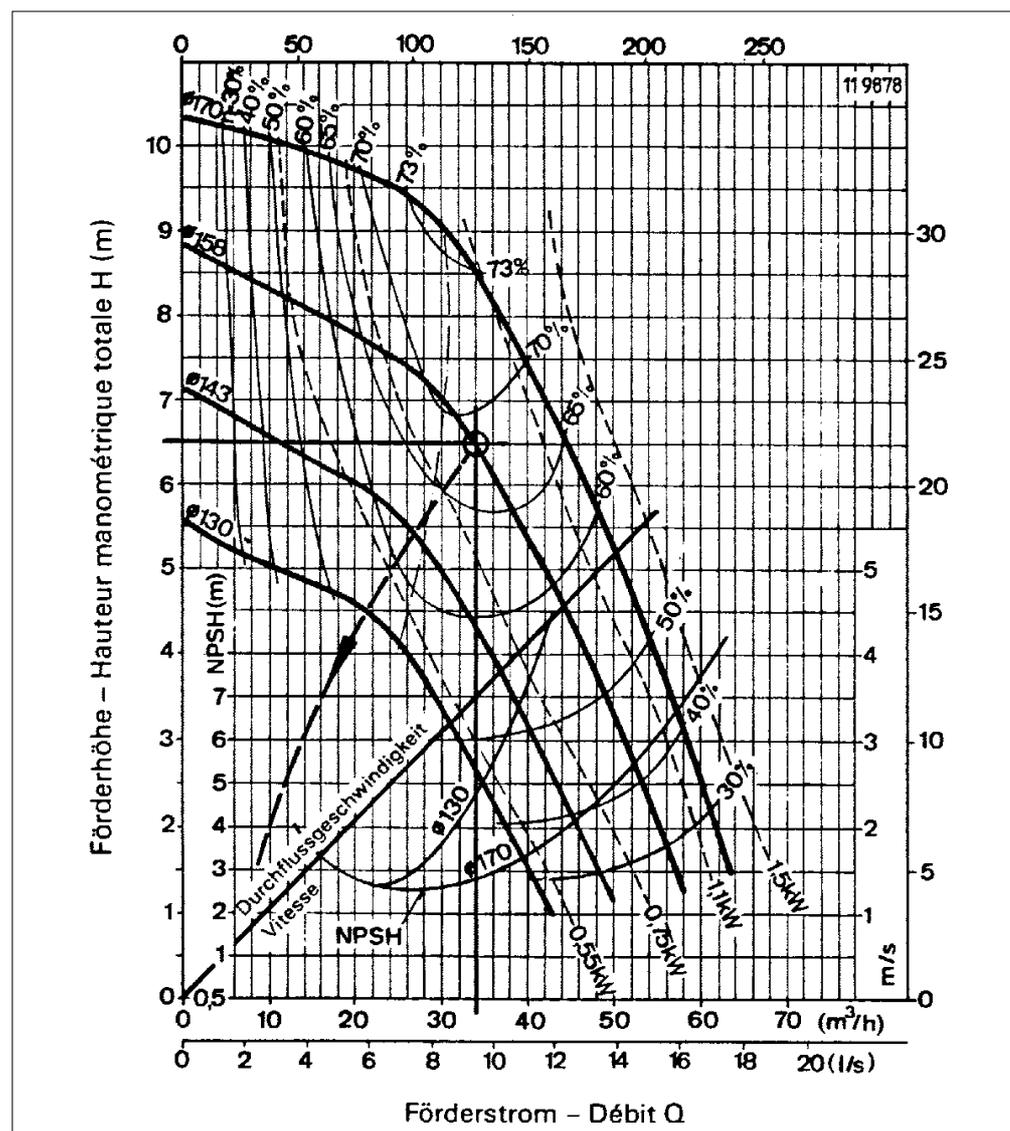


Bild (5.11): Drehzahlsteuerung über Frequenzumrichter durch Förderstromregelung im Netz in der Heizzentrale (qualitativer Verlauf) [H3]

5.5.5 Pumpensplitting

Aus versorgungstechnischen Überlegungen muss für den Ausfall einer Fernleitungspumpe eine Ersatzpumpe in Betrieb genommen werden können. Anstelle von 2 mal 100% Umwälzpumpenleistung wie in Bild (5.5) dargestellt und in der Anlage ausgeführt, könnten auch 2 mal 50% Leistung eingesetzt werden. Es wird davon ausgegangen, dass während der meisten Zeit der Heizperiode eine Umwälzpumpenleistung von 50% beim Ausfall der einen Umwälzpumpe genügen würde. Das Pumpensplitting erlaubt dabei, die eine Umwälzpumpe konstant in ihrem "besten" Betriebspunkt und die zweite Umwälzpumpe drehzahlgesteuert zu betreiben. Es stellt sich aber auch hier die Frage nach einem geeigneten Steuersignal für die Drehzahlsteuerung und die Zu- und Abschaltung der Spitzenlastpumpe.

In Bild (5.12) ist eine Druckdifferenzregelung auf konstanten Differenzdruck bei der ersten Verzweigung der Fernleitung (gemäss Bild (5.5)), für den Einsatz einer Doppel-Inline-Pumpe, dargestellt. Die Anlagenkennlinie ist für die Anwendung dieser Doppelpumpe etwas zu steil. Dadurch bewegt sich der Regelbereich der Spitzenlastpumpe nur zwischen 85 und 100% der Nenndrehzahl. Besser wäre eine etwas flachere Anlagenkennlinie. Aufgrund des Elektrizitätsbedarfes, der Regelungsmöglichkeiten und der geringeren Investitionen erscheint der Einsatz der Doppel-Inline-Pumpe nach Bild (5.12) die ideale Lösung für das Anlagebeispiel zu sein.

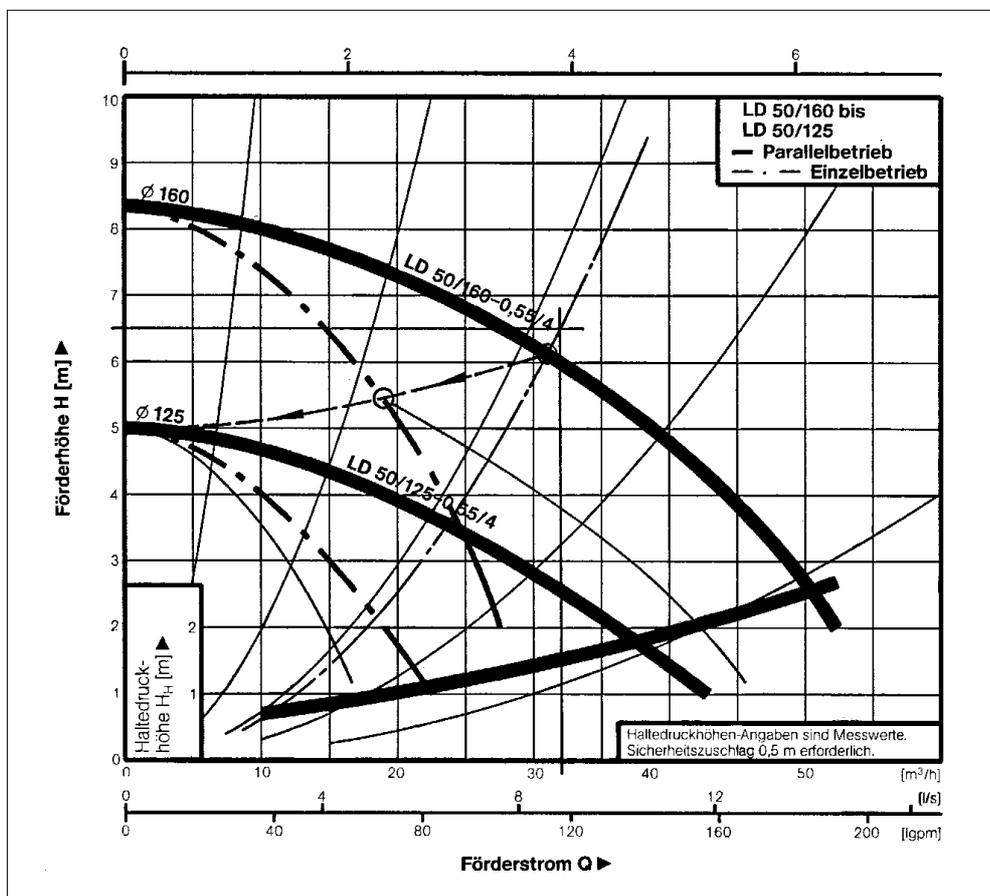


Bild (5.12): Bedarfsabhängige Förderstromregelung durch Einsatz einer Doppel-Inline-Pumpe [H1]

5.6 Vergleich der Kennzahlen

Der elektrizitätsbedarf der Fernleitungspumpen ist schwierig zu berechnen, insbesondere bei einem bedarfsabhängigen Betrieb (Drehzahlsteuerung), wie in unserem Beispiel. Die Reduktion des elektrizitätsbedarfes gegenüber konstantem Betrieb ist vor allem von Fremdeinflüssen abhängig (interne Wärme, Sonneneinstrahlung, Warmwasserverbrauch usw.). Ist die Fernleitungspumpe nicht überdimensioniert, so wird die Einsparung gegenüber konstantem Betrieb relativ klein sein. Auf jeden Fall sind Angaben von Einsparungen, wie sie in einigen Herstellerkatalogen zu finden sind, mit grosser Vorsicht zu beurteilen.

Interessant hingegen ist für das Beispiel der energetische Vergleich von Trocken- und Nassläuferpumpen.

5.6.1 Energiebedarf der Fernleitungspumpen

Der elektrizitätsverbrauch der Fernleitungspumpe berechnet sich wie folgt:

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3.6 \cdot 10^{-6} \quad \text{GJ/a}$$

E_p	Elektrizitätsbedarf der Umwälzpumpe	GJ/a
P_p	Leistung der Umwälzpumpe	W
h_a	Betriebszeit	h/a

Trockenläuferpumpe

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3.6 \cdot 10^{-6}$$

$$= 980 \text{ W} \cdot 5700 \text{ h/a} \cdot 3.6 \cdot 10^{-6} = \mathbf{20.1 \text{ GJ/a}}$$

Nassläuferpumpe

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3.6 \cdot 10^{-6}$$

$$= 1535 \text{ W} \cdot 5700 \text{ h/a} \cdot 3.6 \cdot 10^{-6} = \mathbf{31.5 \text{ GJ/a}}$$

Bei einem theoretisch konstanten Betrieb im Nennbetriebspunkt der Umwälzpumpen zeigen die Berechnungen, dass der elektrizitätsbedarf der Nassläuferpumpe mehr als **43%** höher ist als bei der Trockenläuferpumpe. Das sind bei einem Strompreis von Fr. 0.16/kWh ca. **Fr. 507.-** höhere Energiekosten pro Jahr.

5.7 Messkonzept

Ganz klar bewährt hat sich in dieser Anlage das monatliche Erfassen folgender Daten:

- Ölverbrauch
- Betriebsstunden des Brenners
- Abgastemperaturen des Kessels
- Wärmeverbrauch nach dem Kessel und in den dezentralen Unterstationen
- Temperaturdifferenzen zwischen Vorlauf und Rücklauf
- Betriebsstunden und jeweilige Drehzahl der Umwälzpumpe
- elektrizitätsverbrauch der Heizzentrale

Mit diesen Daten und den gemachten Beobachtungen konnten Erkenntnisse in die Optimierung der Anlage einfließen. So war bei der Kesselauswechslung der Wärmeleistungsbedarf bekannt. Man weiss heute auch, dass aufgrund des geplanten Betriebskonzeptes die Umwälzpumpen überdimensioniert sind. Dies ist vor allem auf folgende Gründe zurückzuführen:

- Überschätzung der Gleichzeitigkeit des Wärmebedarfes der Gebäude
 - Bedeutend geringere Auskühlverluste der Fernleitungen als angenommen
 - Während der Aufheizung der Warmwasserspeicher kann die Raumheizung problemlos während zwei Stunden ausgeschaltet werden
 - Überbewertung der Versorgungssicherheit
- Eine Auswechslung der Umwälzpumpen wird daher nächstens in die Wege geleitet werden.

5.8 Schlussfolgerungen für Grossanlagen

- Klare hydraulische Verhältnisse schaffen
- Versorgungs- und sicherheitstechnische Anforderungen kritisch hinterfragen
- Betriebskonzept genau hinterfragen
- Ventilautoritäten einhalten
- Trockenläuferpumpen einsetzen
- Anwendung von Drehzahlsteuersystemen genau abklären
- Ohne Abgleich und Messkonzept geht gar nichts
- Prognostizierte Elektrizitätseinsparungen der Hersteller hinterfragen

6 Spezialanlagen

6.1	Kälteanlagen	66
6.1.1	Kaltwasseranlagen	67
6.1.2	Kühlwasseranlagen	68
<hr/>		
6.2	Wärmerückgewinnungsanlagen	69
6.2.1	Rohrnetzberechnung	69
6.2.2	Auswahl der Umwälzpumpe	70
6.2.3	Steuerung und Regelung	71
<hr/>		
6.3	Warmwasseranlagen	71
6.3.1	Rohrnetzberechnung	71
6.3.2	Auswahl der Umwälzpumpe	72
6.3.3	Steuerung und Regelung	72

6 Spezialanlagen

Wie in den vorangehenden Abschnitten dargestellt, werden Umwälzpumpen in überwiegender Zahl in Heizungsanlagen eingesetzt. In diesem Abschnitt soll deshalb auf einige grundsätzliche, abweichende Anforderungen an die Dimensionierung und Auswahl von Umwälzpumpen von anderen Anlagearten eingegangen werden.

6.1 Kälteanlagen

Kälteanlagen werden vorwiegend in Dienstleistungsgebäuden (Büro, Verkauf und andere) benötigt, welche einen Bedarf für Prozesskälte oder Kälte zur Klimatisierung haben. Dem Elektrizitätsverbrauch von Umwälzpumpen in Kälteanlagen

der Gebäudetechnik wird meistens keine besondere Beachtung geschenkt, obwohl die Leistungen der Umwälzpumpen recht hoch sein können. Allerdings sind die Betriebsstunden von Kälteanlagen und damit deren Umwälzpumpen (mit Ausnahme von Prozesskälte für EDV-Anlagen) im Vergleich zu Heizungsanlagen bedeutend kleiner (für das Mittelland ca. 800 h/a). Der Elektrizitätsverbrauch der Umwälzpumpen in Kälteanlagen kann trotzdem einen ansehnlichen Anteil des Gesamtelektrizitätsverbrauches eines einzelnen Gebäudes annehmen, er ist jedoch gesamtschweizerisch betrachtet eher unbedeutend.

Bild (6.1) zeigt den Vergleich des Elektrizitätsverbrauches der Umwälzpumpen von Kälte- und Heizungsanlagen in vier verschiedenen Gebäuden nach [1].

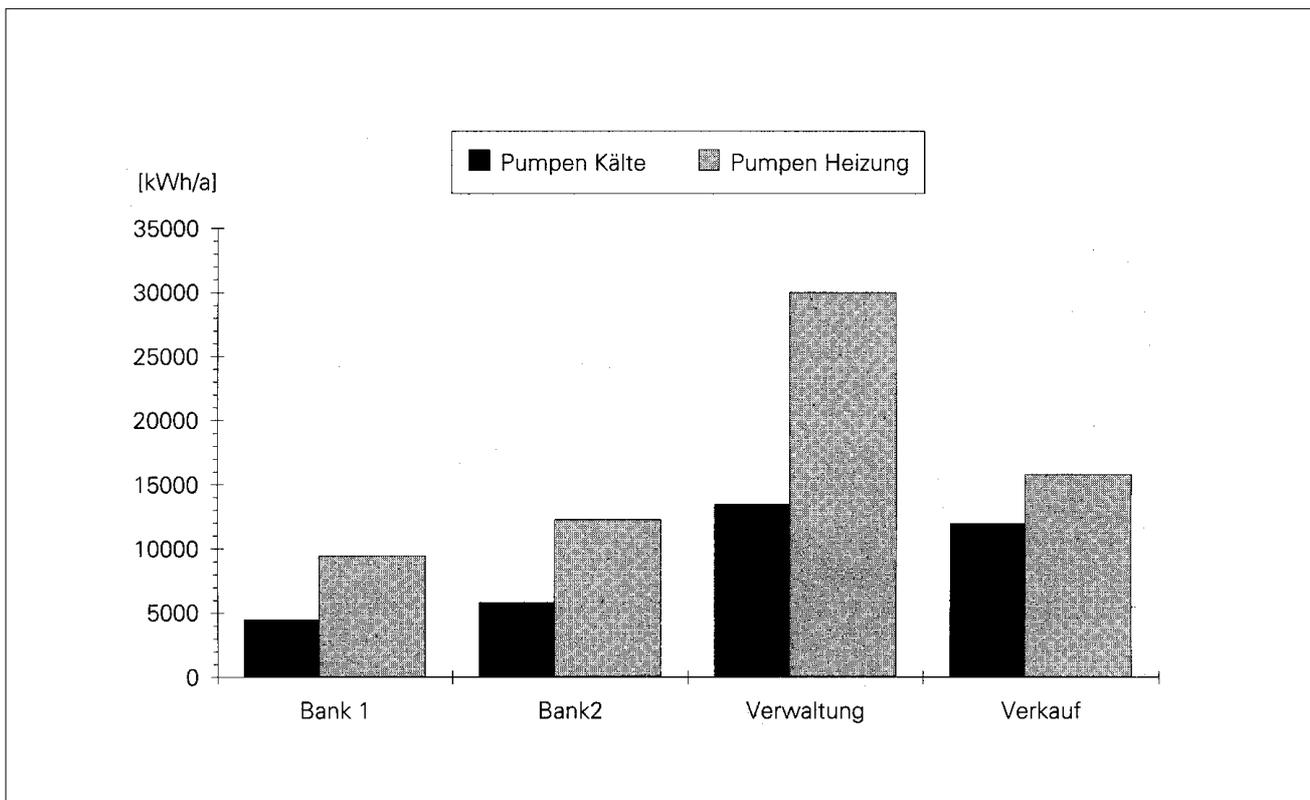


Bild (6.1): Vergleich des Elektrizitätsverbrauches der Umwälzpumpen von Kälte- und Heizungsanlagen in vier verschiedenen Gebäuden nach [1]

6.1.1 Kaltwasseranlagen

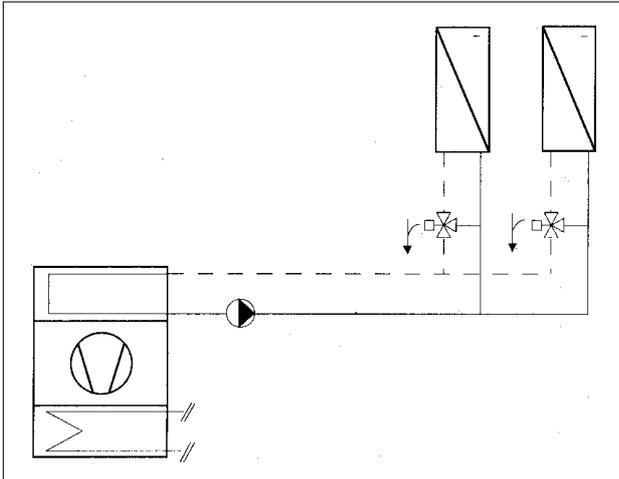


Bild (6.2): Schematische Darstellung einer Kaltwasseranlage

Rohrnetzrechnung

Das Vorgehen für die Auslegung und Dimensionierung der Umwälzpumpe für Kaltwasseranlagen ist analog dem Vorgehen für Heizungsanlagen. Es gelten zudem die gleichen strömungstechnischen Zusammenhänge. Bei Kaltwasseranlagen werden jedoch im Unterschied zu Heizungsanlagen bedeutend kleinere Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf ($\Delta T = 5 - 7 \text{ K}$) gefahren, was zu höheren Förderströmen führt. Aus energetischen und regelungstechnischen Gründen sind die Rohrreibungsverluste durch eine grosszügige Dimensionierung der Rohrleitungen möglichst tief zu halten. Die spezifischen Rohrreibungswiderstände, welche in den Anlagebeispielen angegeben werden, können in Kälteanlagen jedoch zu unwirtschaftlich grossen Rohrdurchmessern führen. Eine Optimierung ist daher von Fall zu Fall neu vorzunehmen. Allerdings haben auch in Kälteanlagen die Vorteile von druckverlustarmen Rohrnetzen ihre Gültigkeit. Die spezifischen Rohrdruckverluste in Kaltwasseranlagen liegen zudem aufgrund höherer Viskositätswerte etwas höher als in Heizungsanlagen.

Die Rohrnetzrechnung ist auch bei einer Kälteanlage unerlässlich. Insbesondere in Kälteanlagen mit hohen installierten Leistungen ist

die Optimierung des spezifischen Druckverlustes und der Rohrdimensionierung zwingend.

In Anlagen in welchen Zusatzmittel (wie z. B. Glykol) verwendet werden, müssen aufgrund der Viskositätsänderung Korrekturfaktoren für die Dimensionierung der Umwälzpumpe berücksichtigt werden. Das genaue Vorgehen ist in Abschnitt "6.2 Wärmerückgewinnungsanlagen" beschrieben.

Auswahl der Umwälzpumpe

Bei installierten Leistungen der Umwälzpumpen von $> 200 \text{ W}$ sind aus Gründen des besseren Wirkungsgrades Trockenläuferpumpen (Inline-Pumpen) gegenüber Nassläufern zu bevorzugen. Zudem sind die Materialspezifikationen der Umwälzpumpen in den Herstellerunterlagen für Kaltwasseranlagen zu beachten.

Steuerung und Regelung

Die einfachste Art der Betriebskosteneinsparung ist das bedarfsabhängige Ein-/Ausschalten der Umwälzpumpen. Aus versorgungs- und sicherheitstechnischen Überlegungen werden oftmals mehrere Umwälzpumpen eingesetzt. Dabei bietet sich die Möglichkeit des Pumpensplittings an, das zusätzlich die Möglichkeit einer bedarfsabhängigen Förderstromregelung bietet (Bild (6.3)).

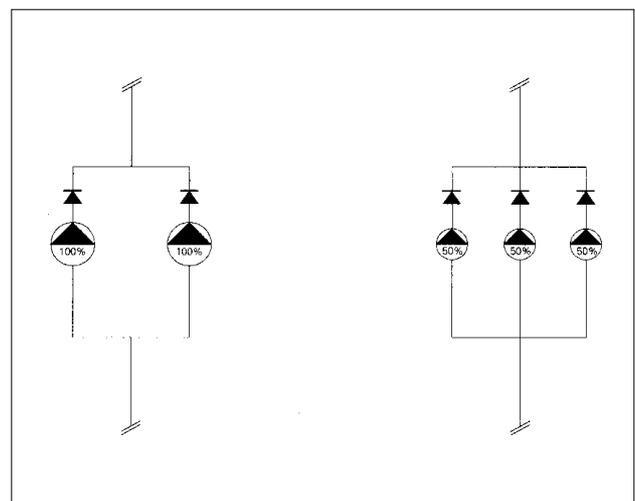


Bild (6.3): Anstatt aus sicherheits- und versorgungstechnischen Gründen 2 mal 100% Pumpenleistung zu installieren, besteht die Möglichkeit, mit 2 oder 3 mal 50% Pumpenleistung den Förderstrom und damit den elektrischen Verbrauch im Teillastbereich zu reduzieren.

Im weiteren gelten auch für Kälteanlagen die Anwendungen der Steuerungs- und Regelungsmöglichkeiten, wie sie in Abschnitt "8.5 Steuerung und Regelung" beschrieben sind.

6.1.2 Kühlwasseranlagen

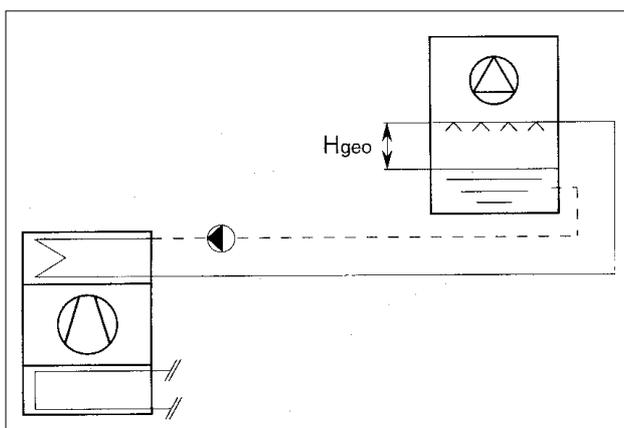


Bild (6.4): Schematische Darstellung einer Kühlwasseranlage

Rohrnetzrechnung

In offenen Kühlwasseranlagen gemäss Bild (6.4) ist, im Gegensatz zu geschlossenen Kreisläufen, der geodätische Höhenunterschied zu beachten, da die Anlagen mit der Atmosphäre Verbindung haben. Der zusätzliche Höhenunterschied muss von der Umwälzpumpe überwunden werden und ist in der Rohrnetzrechnung zu berücksichtigen.

Auswahl der Umwälzpumpe

Weil die Anlagenkennlinie nicht mehr durch den 0-Punkt des Förderdruckes läuft (Einfluss des geodätischen Höhenunterschiedes), müssen bei der Auswahl der Pumpe die Pumpenkennlinie und damit der Betriebspunkt besonders beachtet werden. Veränderungen der Pumpenkennlinie, hervorgerufen z.B. durch eine kleinere Pumpe, Stufenschaltung usw., machen sich stärker bemerkbar als bei geschlossenen Anlagen (Bild (6.5)). Die möglichen Betriebszustände sind daher genau zu untersuchen.

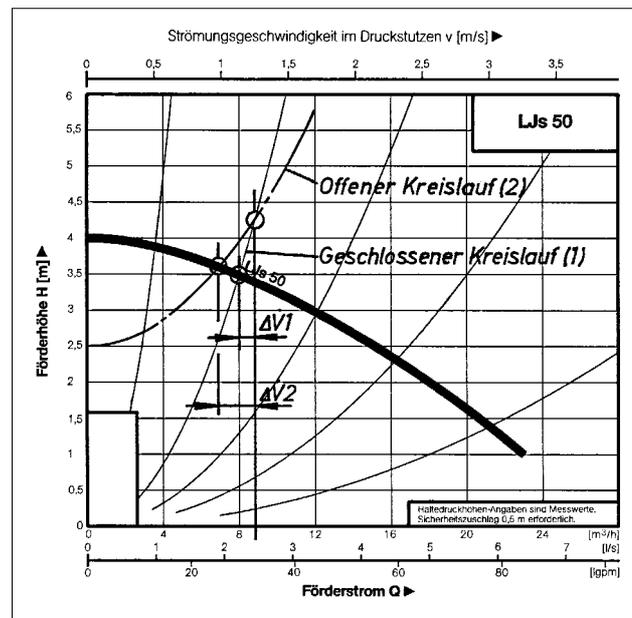


Bild (6.5): Veränderung des Förderstromes bei offenen Kreisläufen im Vergleich zu geschlossenen

6.2 Wärmerückgewinnungsanlagen

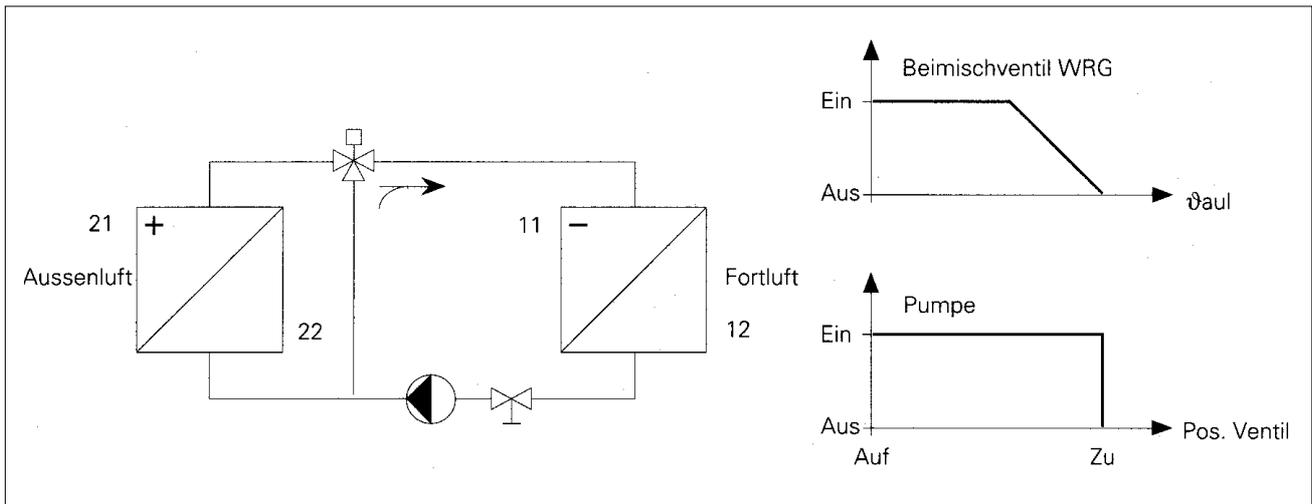


Bild (6.6): Schematische Darstellung einer Wärmerückgewinnungsanlage mit Wärmeträgermedium

Liegen in einer Lüftungsanlage Aussenluft- und Fortluftkanal weit auseinander, so wird zur Wärmerückgewinnung ein System mit umlaufendem Wärmeträgermedium gemäss Bild (6.6) eingesetzt. Die hydraulische Schaltung erfolgt mit Vorteil so, dass der Förderstrom durch den Fortluftwärmetauscher konstant ist. Zur Verhinderung von Kondenswasser und Vereisungsgefahr ist das Regelventil und die Umwälzpumpe im Bereich des wärmeren Mediums anzuordnen. Dies erfordert je nach Einbaustelle des Stellorganes den Einsatz eines Beimisch- oder Verteilventiles. Zudem sind die Wärmeaustauscher im Gegenstromprinzip anzuschliessen (erhöhter Wärmeübertragungsgrad).

6.2.1 Rohrnetzrechnung

Für die Bestimmung des Förderdruckes und des Förderstromes gelten die gleichen Richtlinien wie bei den Heizungsanlagen. Eine genaue Auslegung des Förderstromes des Wärmeträgermediums ist äusserst wichtig, da von ihr die Rückwärmezahl Φ und damit der Energiegewinn abhängig ist. Der Massenstrom des Wärmeträgermediums ist also genau auf die Luftmassenströme abzustimmen. Wird der Wärmeträgermassenstrom zu gross dimensioniert, so wird die Temperaturdifferenz zu klein, und damit reduziert sich die Wärmeübertragungsleistung (konstante Wärmeaustauscherfläche).

6.2.2 Auswahl der Umwälzpumpe

Bei der Dimensionierung und Auswahl der Umwälzpumpe ist der Einfluss des Glykolanteiles zu beachten. Das Mischungsverhältnis ist vom Anlagekonzept (Auslegungstemperaturen) und von den Angaben des Herstellers abhängig. Wie in Bild (6.7) ersichtlich steigt die Viskosität mit grösserem Glykolanteil im Wasser.

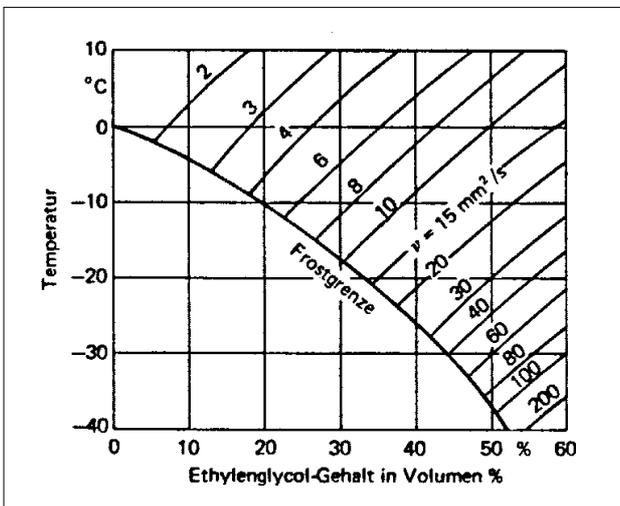


Bild (6.7): Ethylenglykol/Wassergemische, Frostgrenze und kinematische Zähigkeit nach [4]

Mittels Korrekturfaktoren müssen Förderdruck und Förderstrom entsprechend korrigiert werden. Diese Korrekturfaktoren müssen in Abhängigkeit der Glykolkonzentration bestimmt werden (Bild (6.8)). Eine exakte Bestimmung der Korrekturfaktoren ist notwendig. Sicherheitszuschläge sind möglichst zu vermeiden, denn sie führen zu einer überdimensionierten Umwälzpumpe und den erwähnten Nachteilen.

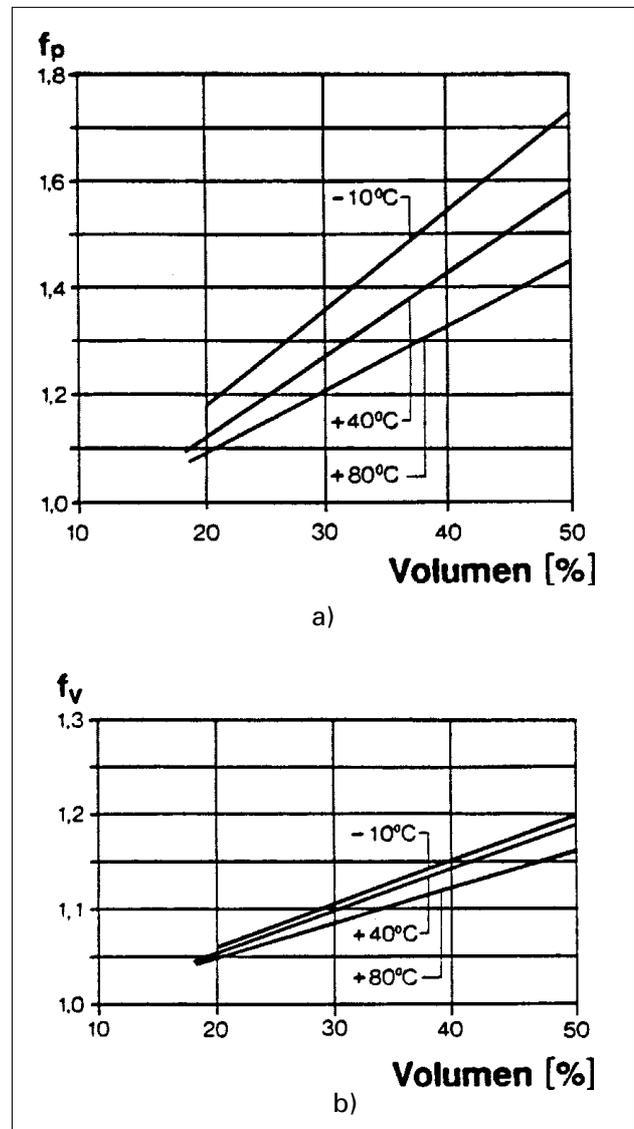


Bild (6.8): Korrekturfaktoren für a) Förderdruck und b) Förderstrom in Abhängigkeit des Glykolanteiles [5]

Für die Dimensionierung sind unbedingt die Tabellen der Hersteller zu verwenden. Der Einfluss auf die Stellglieder ist üblicherweise vernachlässigbar. Im Zweifelsfalle ist es ratsam, die Hersteller zu kontaktieren.

Die aus der konventionellen Dimensionierung erhaltenen Daten sind mit den entsprechenden Korrekturfaktoren zu multiplizieren und für die Auswahl der Umwälzpumpe einzusetzen.

$$\text{Korrektur Förderdruck } \Delta p_{\text{eff}} = f_p \cdot \Delta p_w \quad \text{Pa}$$

$$\text{Korrektur Förderstrom } V_{\text{eff}} = f_v \cdot \dot{V}_w \quad \text{m}^3/\text{h}$$

f_p Korrekturfaktor Förderdruck

f_v Korrekturfaktor Förderstrom

6.2.3 Steuerung und Regelung

Die Umwälzpumpe soll nur bei Bedarf von Wärmeübertragung in Betrieb sein. Als Ein-/Ausschalt-signal kann dazu z.B. die Ventilstellung verwendet werden.

6.3 Warmwasseranlagen

Bei zentraler Wassererwärmung kühlt sich das Wasser ab, wenn es im Rohrnetz stagniert. Bei grossen Gebäuden und bei hohem Warmwasserverbrauch zirkuliert deshalb das Warmwasser in einer Zirkulationsleitung, damit bei Bedarf an den Zapfstellen warmes Wasser vorhanden ist. Für die Zirkulation werden spezielle Zirkulationspumpen verwendet.

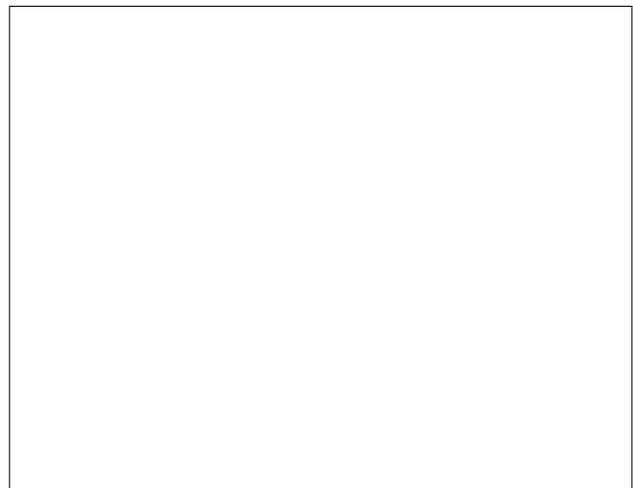


Bild (6.9): Warmwassersystem mit Zirkulation

6.3.1 Rohrnetzrechnung

Aus den Wärmeverlusten der Rohrnetzes lässt sich der notwendige Förderstrom für die Umwälzung des Warmwassers berechnen. Mittels einer Faustformel kann der Förderstrom der Zirkulationspumpe nach [4] und [6] etwa wie folgt abgeschätzt werden:

$$\dot{V} \approx 3 \cdot V_R \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V}	Förderstrom der Umwälzpumpe	m^3/h
V_R	Wasserinhalt des gesamten Rohrnetzes	m^3
3	Erfahrungswert	h^{-1}

Der Förderstrom beträgt aus Erfahrung ca. den 3-fachen Betrag des Wasserinhaltes der Vorlauf-

und Rücklaufleitung zusammen. Aus diesen Angaben lässt sich somit die Fließgeschwindigkeit und damit der spezifische Druckverlust berechnen. Als Richtwert sollte der spezifische Druckverlust $< 50 \text{ Pa/m}$ betragen. Die eigentliche Druckverlustberechnung erfolgt nach den gleichen Grundsätzen wie die Rohrnetzberechnung für Heizungsanlagen (vgl. Abschnitt "8.2 Rohrnetzberechnung").

6.3.2 Auswahl der Umwälzpumpe

In Warmwasseranlagen wird, im Gegensatz zu Heizungsanlagen, laufend frisches Wasser eingespiessen. Dies erhöht aufgrund der im Wasser enthaltenen Beimengungen die Gefahr von Korrosion und Steinbildung. Eine wichtige Rolle spielt dabei die Art und Menge der im Wasser vorhandenen Teilchen. Vor allem die Bildung von Kalk muss in der Umwälzpumpe möglichst vermieden werden. Das erfordert, im Gegensatz zu den herkömmlichen Umwälzpumpen für Heizungsanlagen, eine besondere Abdichtung zwischen Pumpe und Motor. Darum sind für den Einsatz von Warmwasseranlagen ausschliesslich die von den Pumpenherstellern angegebenen Umwälzpumpen zu verwenden.

Die Auswahl der Umwälzpumpe erfolgt nach den Angaben betreffend Förderstrom und Förderdruck aus der Rohrnetzberechnung.

6.3.3 Steuerung und Regelung

Sinnvoll ist die Steuerung der Zirkulationspumpe über die Zeit und/oder die Rücklauftemperatur des Warmwassers (vgl. Bild (6.10)). Die Zirkulationspumpe soll ja nur dann in Betrieb sein, wenn auch wirklich warmes Wasser benötigt wird. So kann zumindest nachts (und am Wochenende) die Zirkulationspumpe mittels Schaltuhr ausgeschaltet werden. Ist in einem System der Warmwasserverbrauch hoch (häufiges Zapfen), so kann unter Umständen auf eine Zirkulationspumpe verzichtet werden. Denkbar ist auch eine Intervallsteuerung der Zirkulationspumpe, in welcher die Umwälzpumpe alternierend 2 Minuten ein- und 10 Minuten ausgeschaltet wird (Prix eta).

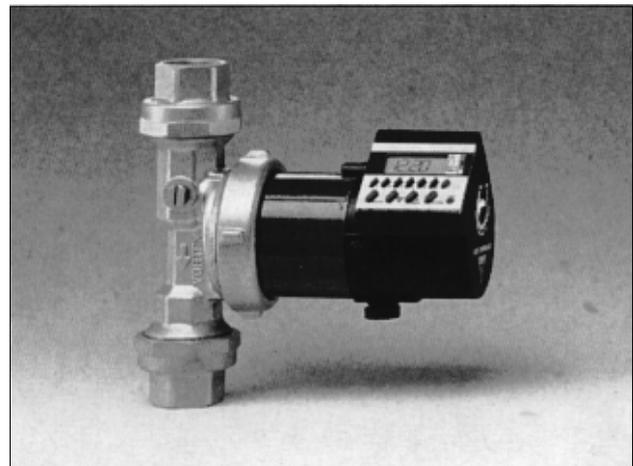


Bild (6.10): Zirkulationspumpe mit integrierter Ein-/Aus-Steuerung über die Rücklauftemperatur und die Schaltuhr [H7]

7 Inbetriebnahme, Wartung und Unterhalt

7.1	Umwälzpumpe	74
7.1.1	Betriebspunkt	74
7.1.2	Verunreinigungen	74
7.1.3	Korrosion	74
7.1.4	Kavitation	74
7.1.5	Kalk	75
7.1.6	Frostschutz in Heizungssystemen	75
7.1.7	Inhibitoren	75

7.2	Steuer und Regelorgane	75
------------	-------------------------------	-----------

7 Inbetriebnahme, Wartung und Unterhalt

Für die Inbetriebnahme, die Wartung und den Unterhalt der Anlagen wird nachfolgend einzeln auf die Umwälzpumpe und die Steuer-/Regelgeräte eingegangen.

Eine sorgfältige Inbetriebnahme der Anlage ist eine Grundvoraussetzung für einen problemlosen Betrieb. Probleme, Fehler, defekte Geräte usw. können damit frühzeitig erkannt und korrigiert werden. Bei der Inbetriebnahme ist die Anlage aufgrund des Messkonzeptes einzustellen, und die Anlagedaten sind zu dokumentieren. Von grossem Nutzen ist eine weitergehende Dokumentation der Anlagedaten durch den verantwortlichen technischen Dienst. Dies erlaubt eine längerfristige Optimierung der Anlage. Zudem sind die Einstellwerte nach einer Revision schnell greifbar, und bei einer späteren Erneuerung können diese Daten sehr hilfreich sein.

7.1 Umwälzpumpe

Vor der Inbetriebnahme der Pumpe muss die Anlage sachgemäss durchgespült, gefüllt und entlüftet werden. Eine Entlüftung des Pumpenrotorraumes erfolgt in der Regel selbsttätig bereits nach kurzer Betriebszeit. Ein kurzzeitiger Trockenlauf schadet der Pumpe nicht. Folgende Punkte sollten kontrolliert werden: Wurde die Förderrichtung beachtet? Ist die richtige Drehzahl eingestellt? Voreinstellungen am Thermorelais. Drehrichtung der Pumpe. In diesem Zusammenhang sei noch auf Checklisten bei Störungen von Herstellern und auf [16] hingewiesen.

Für die Wartung und den Unterhalt der Umwälzpumpen muss heute zwischen den verschiedenen Umwälzpumpenarten (Nassläufer, Inline- und Sockelpumpen) nicht mehr gross unterschieden werden. Sehr hilfreich, zur langfristigen Optimierung und für den Pumpenaustausch sind nachgeführte Protokolle mit Vor- / Rücklauftemperaturen und Druckdifferenzen zusammen mit der entsprechenden Aussentemperatur.

- Nassläufer benötigen generell keine Wartung.
- Bei Inlinepumpen und Sockelpumpen sollten die Dichtungen der Pumpen regelmässig kontrolliert werden, damit allfällige Probleme frühzeitig erkannt werden (Lieferfristen der Pumpen unterschiedlich).

Ein Unterhalts-/Wartungsaufwand wird meistens durch folgende Problemkreise verursacht:

7.1.1 Betriebspunkt

Der gewählte Betriebspunkt, resp. alle Betriebspunkte, welche sich während des Betriebes einstellen, müssen auf dem angegebenen Pumpenkennlinienbereich liegen, der durch die Hersteller definiert ist. Bei der Wahl des Betriebspunktes muss berücksichtigt werden, dass erstens die Anlagekennlinie flacher verläuft als errechnet, und dass zweitens viele Anlagen mit variablen Förderströmen betrieben werden. Wird dies nicht beachtet, werden vor allem grössere Pumpen überlastet und können bedeutend rascher altern.

7.1.2 Verunreinigungen

Gemäss [22] entscheiden sehr oft die ersten Betriebsstunden über die Lebensdauer einer Anlage und ihrer Komponenten wie Umwälzpumpen, Thermostatventile, Messfühler usw. Wird die Anlage vor der ersten Füllung nicht von oben nach unten gut durchgespült, die Schneideöle entfernt, alle Flächen entrostet und passiviert, so ist der erste Schaden bereits vorprogrammiert.

7.1.3 Korrosion

Die primäre Ursachenbekämpfung beginnt vor allem bei der Verhinderung des Sauerstoffeintrittes ins System. Sauerstoff kann auf verschiedenen Wegen ins Netz gelangen, z.B. durch

- ungenügenden Überdruck im System
- undichte Membrane des Ausdehnungsgefässes
- offene Ausdehnungsgefässe
- grosse Nachfüllungen
- hohe Fliessgeschwindigkeiten (Injektorwirkung über Stopfbuchsen)
- Sauerstoffdiffusion z. B. durch Kunststoffrohre und Dichtungen.

7.1.4 Kavitation

Bei falscher Platzierung des Expansionsgefässes (auf der Druckseite) oder bei einem ungenügenden Überdruck im System kann der statische Druck so

tief sinken, dass es zu Gasbildungen, womöglich bereits in den Leitungen, häufiger aber in der Pumpe kommt. Die Zerstörung der Pumpe kann bei diesen Betriebsverhältnissen innerhalb von Stunden erfolgen.

7.1.5 Kalk

Bei Anlagen im Niedertemperaturbereich (< 50°C) ist mit erhöhten Kalkablagerungen in der Pumpe zu rechnen, da die Temperatur des Heizwassers nur in der Pumpe über 60°C ansteigt. Abhilfe kann geschaffen werden, indem die Umwälzpumpe im Rücklauf montiert wird.

7.1.6 Frostschutz in Heizungssystemen

Bei den am meisten verwendeten Wasserglykollösungen muss das Volumen des Ausdehnungsgefässes ca. 25% grösser gewählt werden. Wasserglykollösungen weisen eine kleinere Oberflächenspannung auf. Sie sind dadurch "flüssiger" als Wasser; d.h. Dichtungen, welche bei Wasser gerade noch dicht sind, können bei diesen Lösungen Leckagen aufweisen.

7.1.7 Inhibitoren

Bei der Verwendung von Inhibitoren (giftige Chemikalien) zur Sauerstoffbindung ist äusserste Vorsicht am Platz. Wenn solche Stoffe in Erwägung gezogen werden, sollte dies mit einem ausgewiesenen Spezialisten besprochen werden. In einem solchen Fall müsste dann auch sichergestellt werden können, dass sich die Zusammensetzung des Heizwassers auch während des Betriebes nicht ändert, d. h. es müsste ein Wartungsvertrag abgeschlossen werden.

7.2 Steuer- und Regelorgane

Für die Inbetriebnahme ist ein schrittweises Vorgehen angezeigt. Die einzelnen Schritte könnten wie folgt aussehen:

- Ist die hydraulische wie auch die elektrische Installation in allen Teilen fertiggestellt?

- Befinden sich alle Stellglieder in der vorgesehenen Position?
- Alle für die Pumpenregelung massgebenden Werte, z. B. Druckdifferenz, entsprechend der Auslegung einstellen.
- Zusammen mit dem Pumpenregelungsfachmann die vorhandenen Pumpenregelungen in Betrieb nehmen und die einzelnen Funktionen durchprüfen (ev. Teillast simulieren).
- Nun können alle weiteren Regelkreise nacheinander auf ihre Funktion hin überprüft werden.

Die heute üblichen Geräte sind praktisch wartungsfrei. Entsprechend den Angaben des Herstellers muss zum Teil der Aufstellungsort der Geräte beachtet werden (Wärmeabgabe z. B. von Frequenzumrichtern). Um es noch einmal zu betonen: Für Wartungsarbeiten ist es eine grosse Hilfe, wenn sich in der Anlage Protokolle mit allen Einstellungen von Reglern, Fühlern, Abgleichorganen usw. befinden. Oft werden in einem Störfall Einstellungen verändert (es wird "herumgeschraubelt") und wenn der Fachmann dann auf dem Platz ist, kennt kein Mensch mehr die Ausgangslage. Solche Protokolle oder Einstellwertelisten sind auch zur langfristigen Optimierung sehr hilfreich.

Die Steuer-/Regelgeräte sollten regelmässig auf folgende Funktionen überprüft werden:

- Sind die Schaltuhren richtig programmiert, inklusive richtige Sommer-/Winterzeitumschaltung?
- Sind alle Grössen entsprechend den Protokollen korrekt eingestellt?
- Wird die Umwälzpumpe durch das Regelgerät entsprechend dem Wärmebedarf korrekt ein- und ausgeschaltet?
- Funktioniert die gewünschte Ein-/Ausschaltung der Umwälzpumpe?
- Funktioniert die Anfahrtschaltung bei Umwälzpumpen?
- Verändert sich der Betriebspunkt bei drehzahlgesteuerten Umwälzpumpen wirklich bei der entsprechenden Reglereinstellung, oder ist der Wert womöglich zu hoch?

8 Grundlagen

8.1	Hydraulische Grundlagen	78
8.1.1	Hydraulische Grundsaltungen	78
8.1.2	Verteiler	79
8.1.3	Literaturhinweis	81

8.2	Rohrnetzberechnung	81
8.2.1	Widerstände in einem Rohrnetz	82
8.2.2	Schwerkrafteinflüsse	89
8.2.3	Startverhalten von abgeglichenen hydraulischen Netzen	89
8.2.4	Auskühlverluste von Rohrleitungen	90
8.2.5	Rechenverfahren für Sanierungen	90
8.2.6	Schlussfolgerungen	93

8.3	Hydraulischer Abgleich	94
------------	-------------------------------	-----------

8.4	Umwälzpumpe	94
8.4.1	Bauarten	94
8.4.2	Pumpenkennlinie	97
8.4.3	Leistung und Wirkungsgrad	100
8.4.4	Auswahl der Umwälzpumpe	104

8.5	Steuerung und Regelung	107
8.5.1	Grundsätzliche Zusammenhänge	107
8.5.2	Steuer- und Regelungssysteme	108
8.5.3	Steuergrößen	108
8.5.4	Leistungssteller	115

8 Grundlagen

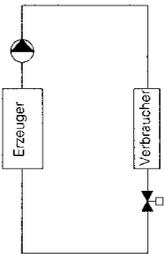
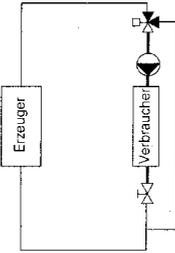
8.1 Hydraulische Grundlagen

Die hydraulische Schaltung bildet das Kernstück von heizungs-, kälte- und lüftungstechnischen Anlagen. Die hydraulische Schaltung (hydraulisches Prinzipschema) bestimmt zudem weitgehend die Funktion der Anlage, bildet also eine schematische "Funktionsbeschreibung" der Anlage. Die richtige Wahl der hydraulischen Schaltung schafft die entscheidenden Voraussetzungen für einen funktionell und energetisch optimalen Betrieb. Im Gegensatz zu älteren Anlagen sind in neueren Anlagen vielfach variable Förderströme (Thermostatventile, Durchgangsventile usw.) im Rohrnetz vorhanden. Neuere Wärmeerzeugungssysteme (Wärmepumpen, Wärmerückgewinnungssysteme, kondensierende Heizkessel usw.) verlangen möglichst tiefe Rücklauftemperaturen und damit möglichst grosse Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf. Gerade diese Bedingungen verursachen vielfach Probleme im Betrieb der Anlagen.

Die Umwälzpumpe spielt im hydraulischen System als "Antriebsmotor" eine wichtige Rolle. Vor allem in neueren Anlagen ist die korrekte Auswahl der Umwälzpumpe für die Funktion der Anlage entscheidend. Bei Anlagen mit variablen Förderströmen ändert sich die Netzkennlinie je nach Stellung des Stellgliedes und damit auch der Betriebspunkt auf der Pumpenkennlinie. Für Speicher- und Wärmerückgewinnungsanlagen müssen die berechneten Förderströme und damit die notwendigen Temperaturdifferenzen eingehalten werden, damit die Anlage richtig funktioniert. Umwälzpumpe und Hydraulik müssen daher gut aufeinander abgestimmt sein.

8.1.1 Hydraulische Grundschaltungen

Bild (8.1) zeigt, in synoptischer Darstellungsart skizziert, vier wichtige hydraulische Grundschaltungen, welche heute vorwiegend eingesetzt werden.

Hydraulische Schaltung	Beschrieb
<p>Drosselschaltung</p> 	<p>Allgemein</p> <ul style="list-style-type: none"> - variabler Förderstrom - tiefe Rücklauftemperatur - Ventilautorität ≥ 0.5 <p>Umwälzpumpe</p> <ul style="list-style-type: none"> - flache Kennlinie oder Druckdifferenzregelung - Minimaldurchfluss muss sichergestellt sein <p>Anwendung</p> <ul style="list-style-type: none"> - Wärmepumpen, Kondensationskessel, Speicher
<p>Beimischschaltung</p> 	<p>Allgemein</p> <ul style="list-style-type: none"> - konstanter Förderstrom im Verbraucher - variabler Förderstrom im Erzeuger - tiefe Rücklauftemperatur - Ventilautorität ≥ 0.5 <p>Umwälzpumpe</p> <ul style="list-style-type: none"> - flache Kennlinie bei Thermostatventilen <p>Anwendung</p> <ul style="list-style-type: none"> - Wärmepumpen, Kondensationskessel, Speicher, Luftwärmetauscher

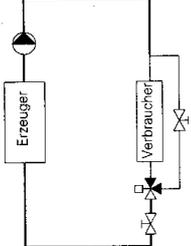
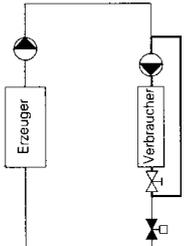
<p>Umlenkschaltung</p> 	<p>Allgemein</p> <ul style="list-style-type: none"> – variabler Förderstrom im Verbraucher – konstanter Förderstrom im Erzeuger – Ventilautorität ≥ 0.5 <p>Umwälzpumpe</p> <ul style="list-style-type: none"> – flache oder steile Kennlinie <p>Anwendung</p> <ul style="list-style-type: none"> – Wärmerückgewinnung, Luftwärmetauscher
<p>Einspritzschaltung mit Durchgangsventil</p> 	<p>Allgemein</p> <ul style="list-style-type: none"> – konstanter Förderstrom im Verbraucher – variabler Förderstrom im Erzeuger – tiefe Rücklauftemperatur – Ventilautorität ≥ 0.5 <p>Umwälzpumpe</p> <ul style="list-style-type: none"> – flache Kennlinie bei Primärpumpe oder Druckdifferenzregelung – Minimaldurchfluss muss sichergestellt sein <p>Anwendung</p> <ul style="list-style-type: none"> – Wärmepumpen, Kondensationskessel, Speicher, Fernheizung

Bild (8.1): Vier wichtige hydraulische Grundschaltungen

Die synoptische Darstellung ist vor allem aufgrund der Überschaubarkeit der regelungstechnischen Zusammenhänge und der klaren Abgrenzung der hydraulischen Kreise empfehlenswert. Nicht näher erläutert werden soll hier die Einspritzschaltung mit 3-Weg-Ventil, da diese Schaltung für neuere Systeme nicht mehr geeignet ist.

Die Wahl der hydraulischen Schaltung ist von folgenden Kriterien abhängig:

- Hydraulische Beherrschbarkeit
- Regeltechnische Beherrschbarkeit
- Anforderungen an Verzugs- und Totzeiten (z.B. Aufheizzeit)
- Art und Gewichtung von Störgrößen
- Art des Wärmeerzeugers (z. B. zulässige Rücklauftemperaturen)
- Art des Wärmeabgabesystems (z. B. Niedertemperatur)

Grundsätzlich sind hydraulische Schaltungen auszuwählen, die mit möglichst wenigen Pumpen

auskommen. Es sollte jeweils geprüft werden, ob nicht mehrere kleinere Umwälzpumpen (Spaltrohrpumpen mit schlechtem Wirkungsgrad) durch eine grosse Umwälzpumpe (höherer Wirkungsgrad) ersetzt werden können. Neben dem Ziel der Energieeinsparung muss aber die Beherrschbarkeit der Gesamtanlage in allen Betriebsbereichen Priorität haben (einzelne hydraulische Kreise dürfen sich nicht beeinflussen). Für den hydraulischen Abgleich und die Inbetriebsetzung müssen dem Planer dabei die Förderstrom-, Temperatur- und Druckverhältnisse in der Anlage bekannt sein.

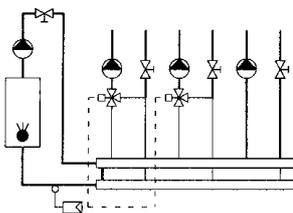
8.1.2 Verteiler

Versorgt ein Wärmeerzeuger mehrere Verbrauchergruppen (statische Heizung, Warmwasser, Lufterhitzer usw.), so werden diese an einen ge-

meinsamen Verteiler angeschlossen. Es wird unterschieden zwischen Verteiler ohne Pumpe und Verteiler mit Pumpe, letztere konzipiert als Druckverteiler oder als drucklose Verteiler. Die Wahl der Verteilerbauart wird weitgehend von folgenden Kriterien beeinflusst:

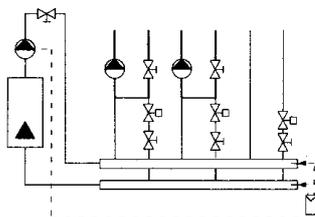
- Art der angeschlossenen Verbrauchergruppen (z.B. hydraulische Schaltung, Temperaturniveau)
- Art der Wärmeerzeugung
- Oertliche Gegebenheiten (z.B. Distanz zwischen Verteiler und Wärmeerzeugung)

Druckdifferenzloser Verteiler mit Primärpumpe



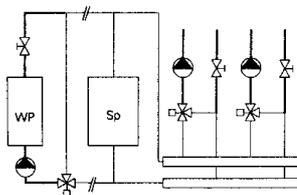
Problemlose Verteilerbauart, da keine Beeinflussung von Primär- und Sekundärkreisen stattfindet. Neben der Primärpumpe benötigt jede Gruppe eine eigene Umwälzpumpe. Der Bypass im Verteiler ist am Anfang zu plazieren. Rücklaufhochhaltung für die Anfahrphase wirkt auf die einzelnen Beimischventile.

Druckdifferenzbehalteter Verteiler mit Einspritzschaltung und Durchgangsventil



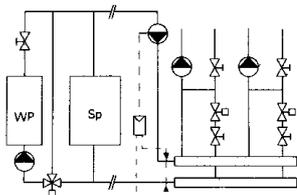
Eine Verteilerbauart, die sich für neuere Konzepte gut eignet (Kondensationskessel, Wärmepumpen, Speicherentladungen, usw.), weil durch den variablen Förderstrom im Primärkreis kein ungenutztes Wasser in den Rücklauf gelenkt wird. Wichtig ist die Einhaltung der Ventilautorität von ≥ 0.5 der Regelventile. Der Primärkreis ist daher möglichst druckverlustarm zu dimensionieren. die Primärpumpe muss eine flache Pumpenkennlinie aufweisen oder mit einer Druckdifferenzregelung versehen werden (vgl. Abschnitt "4. Anlagen mit Verteiler"). Zudem muss der Minimaldurchfluss der Primärpumpe sichergestellt sein.

Verteiler in Speicheranlage ohne Primärpumpe



Verteilerbauart ohne Hauptpumpe. Bedingung ist allerdings, dass der Speicher möglichst nahe beim Verteiler steht und gut von der Wärmeerzeugung entkoppelt ist. Der Druckverlust der Leitungen zwischen Speicher und Verteiler soll weniger als 3 kPA betragen (Leitungen druckverlustarm dimensionieren). Die Ventilautorität der Regelventile muss in jedem Fall ≥ 0.3 sein.

Verteiler in Speicheranlage mit Primärpumpe



Geeignete Verteilerbauart für Anlagen mit hohem Förderdruck im Primärkreis (z.B. lange Verteilleitung zwischen Speicher und Verteiler) sowie Anlagen mit tiefer Rücklauftemperatur. Drehzahlsteuerung der Primärpumpe über eine Druckdifferenzregelung. Beachtet werden muss, dass der Ventilautorität der Regelventile von ≥ 0.5 eingehalten wird. Zudem muss der Minimaldurchfluss der Primärpumpe sichergestellt sein.

Bild (8.2): Häufig angewandte Schaltungen mit Verteiler

8.1.3 Literaturhinweise

Die Grundlagen der hydraulischen Schaltungen und der Stellglieder sind in diversen Dokumentationen bereits sehr detailliert dargestellt. Die nachfolgenden Literaturhinweise sollen dem Interessierten die Suche nach entsprechenden Unterlagen erleichtern.

– **Steuern und Regeln in der Heizungs- und Lüftungstechnik**
Impulsprogramm Haustechnik, Mai 1987

Dieses Handbuch schlägt die Brücke zwischen der reinen Regelungstechnik und den Unterlagen der Gerätehersteller. In einem separaten Kapitel vermittelt es in kurzer, geraffter Form die Grundlagen der Hydraulik. Ein Handbuch, welches dem Praktiker einen guten Ueberblick über die wichtigsten regelungstechnischen Zusammenhänge gibt.

– **Hydraulischer Abgleich von Heizungsanlagen**

Impulsprogramm Haustechnik, April 1988

Dieses Handbuch aus der Reihe Impulsprogramm Haustechnik stellt Planungsgrundsätze aus der Sicht des hydraulischen Abgleiches auf. An Hand eines Fallbeispiels kann die optimierte Planung einer Heizungsanlage detailliert nachvollzogen werden. Neben einem vor allem für den Praktiker ausgerichteten ersten Teil enthält die Dokumentation noch einen zweiten Teil, welcher sich hauptsächlich mit theoretischen Grundlagen befasst.

– **Hydraulische Schaltungen in Heizungs-, Lüftungs- und Klimaanlage**

SWKI-Richtlinie 79-1, April 1988

Im ersten Teil der Richtlinie werden neben allgemeinen Erläuterungen und Definitionen grobe Berechnungs- und Dimensionierungshinweise zu einzelnen hydraulischen Schaltungen gegeben. Der zweite Teil beinhaltet eine Sammlung empfohlener Schaltungen, die mit Prinzipschema und Hinweisen über ihre Wirkungsweise dargestellt sind.

– **Projektierung von hydraulischen Schaltungen**

Landis & Gyr CE1J4001D, M. Schaer, Januar 1991

In einem ersten Teil sind die gebräuchlichsten hydraulischen Grundschaltungen inklusive Anwendungsbereich, praktischen Hinweisen für die Konzeption sowie Auswahl und Bemessung der

Stellglieder und Pumpen aufgeführt. In einem zweiten Teil wird Grundsätzliches bezüglich hydraulischer Schaltungen sowie der Grundlagen für die Bemessung von Stellgliedern und Pumpen behandelt. Eine ausgezeichnete Dokumentation, die für den Praktiker vor allem auch durch die vielen Projektierungshinweise eine grosse Hilfe ist.

– **Hydraulik der Wasserheizung**
R. Oldenbourg Verlag München, H. Roos, 1986

Ein umfassendes theoretisches Werk, welches sich insbesondere mit den hydraulischen Problemen von Anlagen im Teillastbereich befasst. Ein Fachbuch, das allen Planern, die sich mit hydraulischen Systemen beschäftigen, empfohlen werden kann.

8.2 Rohrnetzberechnung

Die Aufgabe der Rohrnetzberechnung besteht darin, alle nötigen Daten im voraus berechnen zu können, welche für die Ausführung und Auslegung der hydraulischen Anlage nötig sind. Folgende Daten (Kennwerte) in den einzelnen Leitungen (Teilstrecken) seien hier erwähnt:

- Rohrdurchmesser
- Auskühlverluste
- Förderströme
- Druckverluste
- Drosselwerte

Um eine Umwälzpumpe korrekt auslegen und das Zusammenspiel mit dem dazugehörigen Netz verstehen zu können, müssen alle diese Daten mit Hilfe einer umfassenden Rohrnetzberechnung erhoben werden. Die beiden für die Auslegung der Umwälzpumpe wichtigsten Grössen sind:

- **totaler Druckverlust**
- **benötigter Förderstrom**

Aus einer detaillierten Berechnung kann man noch zusätzlich folgende weitere, für das einwandfreie Funktionieren der Anlage nötigen Informationen herauslesen:

- Druckverhältnisse in den einzelnen Strängen
- Druckverhältnisse am Verbraucher (Verbraucherautoritäten)
- Druckverhältnisse über den Ventilen (Ventilautoritäten)
- Voreinstellungen der Abgleichorgane

- Druckdifferenzen, welche z.B. am Frequenzumformer eingestellt werden usw.

Ohne die Angaben der Voreinstellungen der Abgleichorgane kann eine Anlage, ausser messtechnisch, nicht abgeglichen werden. Bei einer solchen Anlage ist man geradezu gezwungen, eine zu grosse Pumpe einzubauen, damit auch der "schlechteste" Verbraucher im Auslegungsfall noch seine gewünschte Leistung erbringen kann (Bild 8.3).

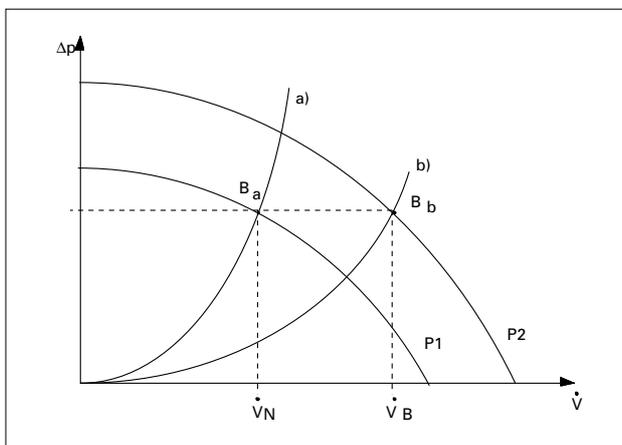


Bild (8.3): Benötigte Umwälzpumpen wenn das Netz a) abgeglichen: Pumpe P1, b) nicht abgeglichen ist: Pumpe P2

Da wir ja bekanntlich von aussen nicht sehen, wohin und wieviel Wasser durch welchen Teil der Anlage fliesst, gibt es vor dem Bau der Anlage keine andere Möglichkeit als die Annäherung durch eine Berechnung. Nur dadurch können die sich in einer gebauten Anlage ergebenden Bedingungen einigermassen vorausgesagt werden.

An dieser Stelle kann nicht im Detail auf die klassische Rohrnetzberechnung mit all ihren einzelnen Schritten eingegangen werden. Diese Kenntnisse werden als bekannt vorausgesetzt. Es sollen hier lediglich die wichtigsten Komponenten im Netz vorgestellt und einige Hinweise zur Dimensionierung von Anlagen mit variablen Förderströmen gegeben werden. Weiter möchten wir ein einfaches Rechenverfahren für den Sanierungsfall zeigen.

8.2.1 Widerstände in einem Rohrnetz

Der Gesamtwiderstand in einem Netz setzt sich bekanntlich aus diversen Widerständen zusammen.

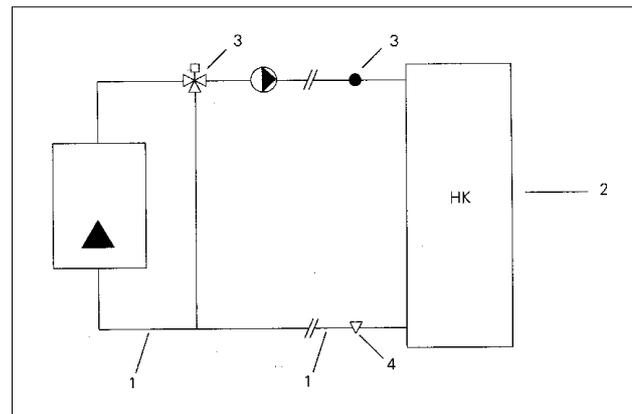


Bild (8.4): Hauptelemente in einem Heizungsnetz (1 Leitungs-, 2 Einzelwiderstände, 3 Regelventile, 4 Abgleichorgane)

Diese können in folgende vier Gruppen unterteilt werden:

- Reibungswiderstände
- Einzelwiderstände (z.B. Bogen, Abzweigungen, Radiatoren usw.)
- Regelventile
- Abgleichorgane

Jede dieser Gruppen hat in einem Netz ihre ganz spezielle Aufgabe und ihr entsprechendes Verhalten. Dieses Verhalten, auch im Teillastfall, muss dem Planer bekannt sein. Die diversen Bedingungen, unter denen die einzelnen Komponenten richtig funktionieren, müssen beachtet werden.

Leitungswiderstände

Oftmals unterschätzt man den Einfluss, den der Rohrdurchmesser auf den Widerstand eines geraden Rohrstückes hat. Aus Bild (8.5) sehen wir, wie wenig es braucht, um die Druckverluste entlang von geraden Rohrleitungen stark zu verkleinern.

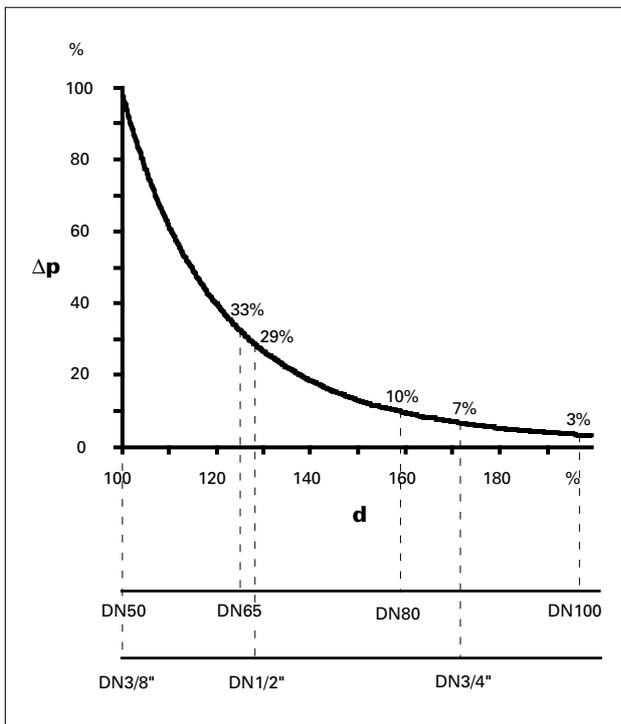


Bild (8.5): Druckverlust Δp in Funktion des Rohrdurchmessers d

In den meisten Publikationen wird der Druckabfall entlang der Leitung (R-Wert in Pa/m) als Leitungswiderstand bezeichnet. Dies ist nicht ganz korrekt. Denn genau genommen erzeugt eine Leitung mit einem gewissen Leitungswiderstand erst dann einen Druckabfall, wenn sie von einem vorgegebenen Förderstrom durchflossen wird. Der Druckabfall in einem geraden Leitungsstück mit einem Kreisquerschnitt lässt sich wie folgt berechnen:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

Δp	Druckabfall pro Längeneinheit	Pa/m
λ	Dimensionsloser Reibungsbeiwert	-
d	Durchmesser	m

ρ	Dichte	kg/m ³
w	Geschwindigkeit	m/s
A	Querschnittsfläche	m ²
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s

Die Geschwindigkeit w lässt sich nun als Funktion des Förderstromes \dot{V} ausdrücken.

$$w = \frac{\dot{V}}{A}$$

Für Kreisquerschnitte ergibt sich

$$w = 4 \cdot \frac{\dot{V}}{\pi \cdot d^2}$$

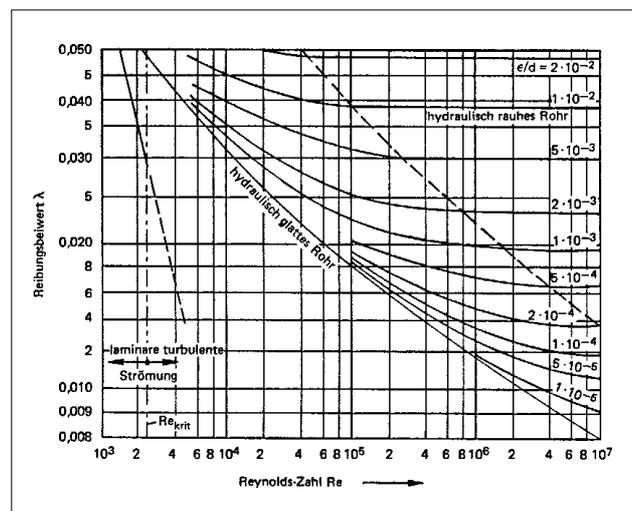
Damit wird aus der ersten Gleichung

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \cdot \dot{V}^2$$

Der Ausdruck

$$\frac{l \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5}$$

ist bei einem definiertem Durchmesser, einer definierten Länge und Dichte des Mediums eine Konstante. Der Reibungsbeiwert λ ist, wie aus Bild (8.6) hervorgeht, eine Funktion der Reynolds-Zahl.



In der klassischen Rohrnetzrechnung geht man davon aus, dass sich die Rohrströmung immer im turbulenten Bereich bewegt und somit der Reibungsbeiwert λ eine Konstante darstellt.

Ersetzen wir nun

$$\frac{l \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5}$$

durch C, so erhalten wir folgende Beziehung:

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

Die meisten Heizungsanlagen werden aber im sogenannten Übergangsbereich betrieben. In diesem Bereich ist λ von der Strömungsgeschwindigkeit, respektive von der Reynolds-Zahl abhängig. Diesem Umstand könnte gemäss [15], für die Bedingungen im Nennfall, mit einem verminderten Exponenten beim Förderstrom \dot{V} Rechnung getragen werden. Im Teillastfall, bei einem gegebenen Rohrrinnendurchmesser, vermindert sich dieser Exponent laufend, je kleiner die Förderströme werden. Bedenkt man diesen Umstand, so müsste man auch im Nennfall möglichst kleine Druckabfälle entlang der Rohrleitungen haben. Dadurch werden auch die Änderungen im Teillastfall sehr klein.

- $\Delta p = C \cdot \dot{V}^{1.9}$ für Stahlrohre
- $\Delta p = C \cdot \dot{V}^{1.8}$ für Kupferrohre

Dies wird heute aber noch kaum berücksichtigt und führt somit zu Rohrleitungen, denen man zu grosse Druckabfälle anrechnet. In der Praxis muss dann entsprechend mehr gedrosselt werden, sofern der Durchfluss gemessen und eingestellt wird, oder es stellen sich zu grosse Förderströme in den einzelnen Leitungsstücken ein. Im Bild (8.7) sehen wir die unterschiedlichen Netzkennlinien. Würde man nun bei Stahlrohren immer mit dem Exponenten $m = 1.9$ rechnen, erhielte man totale Druckverluste für die Rohre welche ca. 25% kleiner wären.

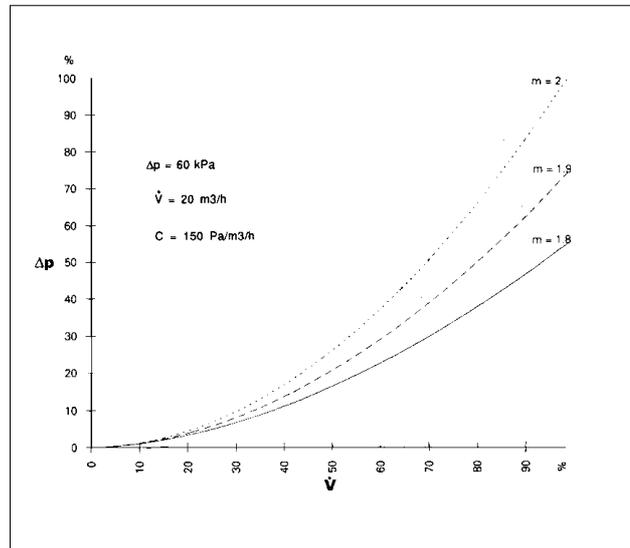


Bild (8.7): Netzkennlinien $\Delta p = C \cdot \dot{V}^m$ mit Exponent $m=2$ klassische Berechnung, $m=1.9$ für Stahlrohre und $m=1.8$ für Kupferrohre nach [15]

Einzelwiderstände

Bei Rohrbogen, Abzweigungen, Querschnittsveränderungen, Armaturen, etc. ergeben sich zusätzliche Turbulenzen und Veränderungen der Fließgeschwindigkeiten, wodurch die Widerstände solcher Anordnungen höher sind als bei geraden Rohrstücken. Zur Berechnung des Druckverlustes von Einzelwiderständen wurde der sogenannte ζ -Wert (Zeta-Wert) eingeführt. Die ζ -Werte der einzelnen Anordnungen wurden und werden auch heute noch mit Hilfe von Strömungsversuchen in Labors ermittelt. Es existieren viele Tabellen mit den gebräuchlichsten ζ -Werten, welche nicht immer genau übereinstimmen. Die Ungenauigkeiten sind auf die Abhängigkeit der Zeta-Werte unter anderem von den Dimensionsverhältnissen, Mediumsgeschwindigkeiten und von der "Vorgeschichte" zurückzuführen (z.B. zwei hintereinander geschaltete Bogen weisen einen gesamthaft anderen ζ -Wert auf als ein S-Stück). Bei den verwendeten ζ -Werten ist darauf zu achten, ob die "normalen" Reibungsverluste im Wert enthalten sind oder nicht.

Der Druckverlust eines Einzelwiderstandes berechnet sich wie folgt:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

- Δp Druckabfall pro Längeneinheit Pa/m
- ζ Widerstandsbeiwert -
- ρ Dichte kg/m³
- w Geschwindigkeit m³/s

Ventil strömt, wenn der Druckabfall über dem Ventil immer 100 kPa beträgt. In den Datenblättern ist meistens der Kvs-Wert (Kv-Wert bei 100% Hub) angegeben.

Beispiel zur Berechnung der Druckdifferenz über einem Ventil:

Gegeben Kv-Wert = 1.6 m³/h und ein Durchfluss von 0.5 m³/h.

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{K_v} \right)^2 \cdot 10^5 = \left(\frac{0.5}{1.6} \right)^2 \cdot 10^5 = 9800 \text{ Pa}$$

Auf die Wahl der **Ventilkennlinie** (linear oder gleichprozentig) kann in diesem Rahmen nicht eingegangen werden. Generell gilt, je linearer das gesamte Regelverhalten der Anlage (Netz, Ventil und Leistungsabgabe) ist, desto besser kann sie geregelt werden.

Eine sehr wichtige Grösse für die Ventile ist die **Ventilautorität**. Sie ist ein Mass für die Regelgüte des gewählten Ventiles in der entsprechenden Schaltung. Hohe Ventilautorität bedeutet, dass der Widerstand des Ventiles der eindeutig dominierende ist. Dadurch bleibt der Druck über dem Ventil auch bei Teillast nahezu konstant, und die Ventilkennlinie wird kaum verzerrt (Bild 8.9). Ist die Ventilkennlinie im Betrieb verzerrt, ändert sich bei einer gegebenen Hubänderung der Volumenstrom nicht mehr linear oder gleichprozentig.

	r/d	1	2	3	4	5	6
	ζ	0,5	0,35	0,3	0,3	0	0
	DN	10 u. 15	20	25	32	40	50
	ζ	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0
	Abzweig			Durchgang			
	w_a/w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	ζ_a	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	w_a/w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	ζ_a	12,0	7,0	3,5	2,5	2,0	1,0
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,3	0,3	0,8	1,0	0,8	d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,4	-1	0,8	1,0	0,8	d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,5	-3	0,3	0,8	0,8	d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,7	-0,5	0,5	1,0	1,0	d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	1,0		-1,0	1,3	1,5	d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	w_a/w	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	w_d/w
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	ζ_a	-1	0,5	1	1,3	1,5	ζ_d
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	w_a/w	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	w_d/w
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	ζ_a	6,5	3,0	1,8	1,3	1,0	ζ_d
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,3					d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,5	5,0				d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,7	6,5				d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	0,8	9,0				d_d/V
	Abzweig ζ_a			Durchgang ζ_d			
	d_a/V	1,0	15,0				d_d/V
Schieber mit Einschnürung	ζ	$\geq 0,3$	Ausbiegestück	ζ	0,5		
Schieber ohne Einschnürung	ζ	0,2	Kessel	ζ	2,5		
Ventile, Geradstitz	ζ	2,5	Radialtor	ζ	2,5		
Ventile, Schrägstitz	ζ	2,0	Verteiler - Austritt	ζ	0,5		
Ventile, Eckventil	ζ	1,5	Sammler - Eintritt	ζ	1,0		
Heizkörperventil, Durchgang	ζ	4,0	Höhne	ζ	0,15		
Heizkörperventil, Eckventil	ζ	2,0					
Rückschlagventil	ζ	4,0					

Bild (8.8): Beispiele von ζ -Werten von häufig benutzten Einzelwiderständen [4]. Weitere siehe z. B. [18]

Regelventile

Die Aufgabe der Regelwiderstände ist, durch die Veränderung des freien Regelquerschnittes den Volumenstrom zu beeinflussen. Die charakteristischen Werte für die Kennzeichnung von Stellventilen sind der Kv-Wert und die Ventilkennlinie.

Der **Kv-Wert** (m³/h) [14]: Der Kv-Wert sagt aus, wieviel Wasser von 5...30°C in m³/h bei einem beliebigen Hub H zwischen 0 und 100% durch das

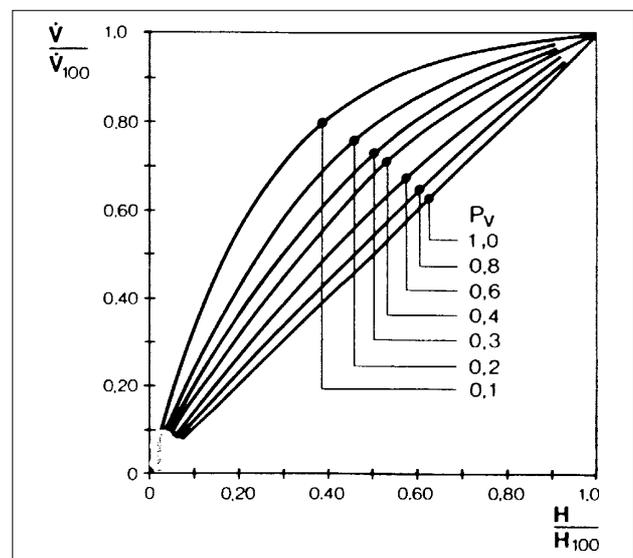


Bild (8.9): Betriebskennlinie eines linearen Ventiles bei verschiedenen Ventilautoritäten [H5]

Bestimmung der Ventilautorität

Um die Ventilautorität bestimmen zu können, muss man sich zuerst überlegen, in welchem Teil der hydraulischen Anlage der Durchfluss auf Grund einer Verstellung des Regelventiles beeinflusst wird. Der Druckabfall (bei Nennlast) über diesem Teil ist massgebend und wird mit Δp_D bezeichnet. Um ein gutes Regelverhalten zu erhalten, wird gefordert [14], dass der Druckabfall über dem Regelventil \geq dem massgebenden Druckabfall ist. Mit Hilfe der Ventilautorität dargestellt, bedeutet dies:

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} \geq 0.5$$

In Bild (8.10) sehen wir zwei Beispiele von hydraulischen Schaltungen, bei welchen der massgebende Druckabfall Δp_{vD} gestrichelt eingezeichnet ist.

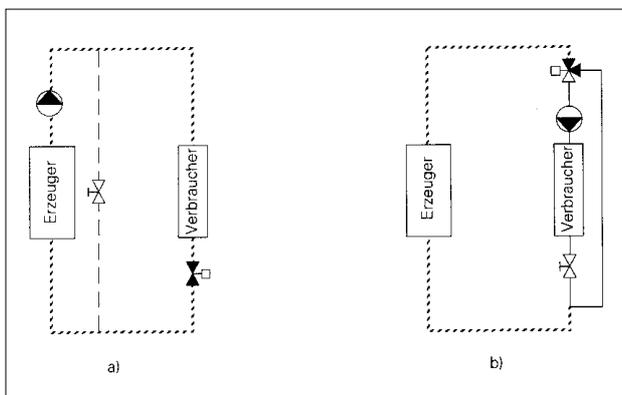


Bild (8.10): a) Drosselschaltung, b) Beimischschaltung. Der schraffierte Leitungsteil ist der für die Dimensionierung massgebende Teil.

Für die **Drosselschaltung** gilt:

$\Delta p_{vD} = \Delta p_{v100}$, d. h. über dem Regelventil muss gleich viel Druck wie über der restlichen Anlage abgebaut werden. Oder anders ausgedrückt: Wird in der Anlage viel Druck abgebaut, muss auch der Differenzdruck über dem Ventil entsprechend zunehmen. Wir erhalten also eine Verdoppelung der Differenzdrücke mit der entsprechenden Auswirkung auf den Leistungsbedarf der Umwälzpumpe.

Für die **Beimischschaltung** gilt:

$\Delta p_{vD} = \Delta p_v$ Kessel (Druckabfall über dem Kessel und, nicht zu vergessen, mögliche Druckdifferenzen über einem Durchflussmesser). Bei dieser Schaltung können die Ventilautoritäten in der Regel problemlos eingehalten werden. Weitere Schaltungen und Hinweise siehe [14]. Gemäss [14] sollen folgende Ventil- und Verbraucherautoritäten angestrebt, respektive unter allen Umständen eingehalten werden:

	Zielwert:	unterster Grenzwert:
Regelventil	> 0.5	0.3
Thermostatventile	> 0.3	0.1

Bestimmung der Verbraucherautorität

Die Verbraucherautorität ist das Verhältnis zwischen der Druckdifferenz über dem Verbraucher im Nennfall und dem maximal über ihm anstehenden Druck. An Hand der beiden folgenden Bilder soll versucht werden, die Bedeutung der Verbraucherautorität in einem Netz mit variablen Förderströmen aufzuzeigen. Um die Vorgänge zu verdeutlichen, verwenden wir eine sehr einfache Anlage mit zwei Verbrauchern.

Bei der Nennfördermenge \dot{V}_{100} steht über beiden Verbrauchern (HK1 + HK2) derselbe Druck an. Wird nun der Förderstrom des Verbrauchers (HK2) auf Null zurückgenommen, erhöht sich gleichzeitig der Druck über den beiden Verbrauchern ca. um einen Faktor vier. Das heisst für den Verbraucher (HK 1): Ohne dass bei ihm auf der Abgabeseite auch nur die geringste Änderung eingetreten ist, muss sein Ventil (z. B. Thermostatventil) stark drosseln. Das Ventil des Verbrauchers HK1 muss also nebst seinen eigenen Änderungen auch laufend indirekte Änderungen von anderen Verbrauchern ausgleichen. Man kann sich nun gut vorstellen, dass z. B. ein Thermostatventil mit dieser Aufgabe hoffnungslos überlastet ist.

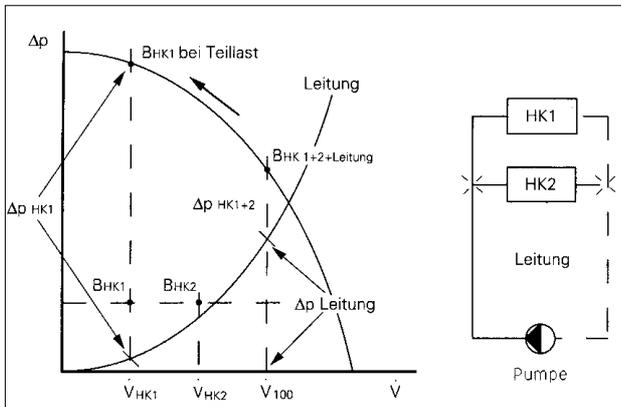


Bild (8.11): Druckanstieg über dem Verbraucher bei kleiner Verbraucherautorität

Um diese Doppelbelastung nun abbauen zu können, darf sich der Druck über dem Verbraucher auf Grund von Förderstromänderungen im restlichen Teil des Netzes nur unwesentlich verändern. Um dies zu erreichen, müssen **statische Widerstände** (z. B. Leitungswiderstände) **möglichst klein** sein! Zusätzlich darf sich der Förderdruck der Pumpe nicht oder nur unwesentlich erhöhen (Druckdifferenzkonstanthaltung, vergl. Abschnitt "8.5 Regelung und Steuerung"). **Die Pumpe muss als Druckquelle arbeiten.**

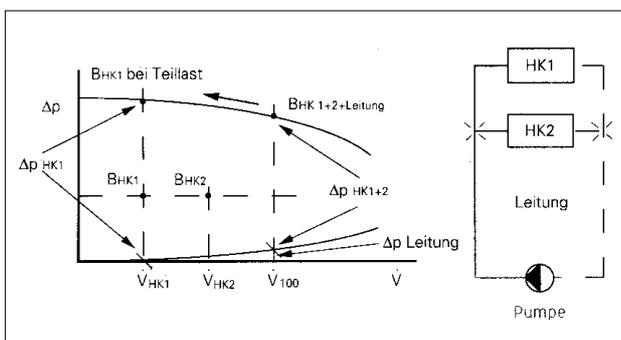


Bild (8.12): Druckanstieg über dem Verbraucher bei hoher Verbraucherautorität

Wie bei den Ventilautoritäten lassen sich auch bei der Verbraucherautorität Ziel- und Grenzwerte angeben:

Zielwert: unterster Grenzwert:

Verbraucher > 0.5 0.3

Die Verbraucherautorität ist, verglichen mit der Thermostatventilautorität, bedeutend wichtiger. Denn wird sie nicht eingehalten, ist auch das beste Thermostatventil überfordert. Ob aber ein Thermostatventil als 2-Punkt-Regler arbeitet oder stetig regelt, ist bei der grossen Trägheit des Systemes nicht von so grosser Bedeutung. Idealerweise wird möglichst viel vom Differenzdruck, welcher über dem Verbraucher ansteht, im Ventil abgebaut und nur der kleinere Teil über dem Abgleichorgan. Bei jeder Anlage ist der "optimale" Wert ein Kompromiss. Generell kann gesagt werden, dass alle "statischen" Strömungswiderstände (z.B. von Leitungen, aber auch von Volumenmessungen usw.) möglichst klein gehalten werden müssen, um nicht zu grosse Gesamtdruckabfälle im System zu erhalten, denn es gilt: je höher die Drücke, desto höher der Elektrizitätsverbrauch und desto grösser werden die Probleme, ein Netz abgleichen zu können.

Abgleichorgane

Die Abgleichorgane haben die Aufgabe, jedem Verbraucher nur den ihm zustehenden Förderstrom zukommen zu lassen. Dies wird dadurch erreicht, dass ein künstlicher, regulierbarer Widerstand beim Verbraucher so eingestellt wird, dass er den überschüssigen Druck abbaut, wenn nötig seinen Beitrag zur Verbraucherautorität leistet und so das Netz stabilisiert. Bei der Wahl der Komponenten muss sichergestellt sein, dass sie für die ihnen zugedachte Aufgabe geeignet sind. Das folgende Beispiel soll dies etwas verdeutlichen. Statische Heizung mit unterschiedlichen Verbraucherleistungen:

Verbraucher 1		
Gegeben:	Verbraucherleistung	600 W (Raum von ca. 20 m ²)
	Temperaturdifferenz	20°C
	Volumenstrom	26 l/h
	Druckdiff. VL/RL	10 kPa
	Druckdiff. Ventil	5 kPa
	Über diesem Abgleichorgan müssen somit:	ca. 5 kPa abgebaut werden
Verbraucher 2		
Gegeben:	Verbraucherleistung	150 W (Raum von ca. 5 m ²)
	Temperaturdifferenz	20°C
	Volumenstrom	6.5 l/h
	Druckdiff. VL/RL	10 kPa
	Druckdiff. Ventil	2 kPa
	Über diesem Abgleichorgan müssen somit:	ca. 8 kPa abgebaut werden

Verwendet man nun ein Abgleichorgan mit dem hydraulischen Verhalten, welches im Bild (8.13) dargestellt ist, ist die gewählte Rücklaufverschraubung für den Verbraucher 1 gut, für den Verbraucher 2 aber nicht mehr geeignet. Denn beim Verbraucher 2 wird sich irgend ein Zustand zwischen Nullfördermenge und dem Wert auf der 70°- Kurve einstellen. Das heisst, es wird sich ein Förderstrom zwischen 0 l/h und ca. 11 l/h einstellen. Im zweiten Fall würde sich also nur eine Temperaturdifferenz von ca. 12 K ergeben. Weist ein Netz nun viele solche kleine Verbraucher auf, ist entweder mit Durchflussproblemen oder mit einer zu kleinen Temperaturdifferenz zu rechnen.

Es muss also folgende Forderung gestellt werden: Der Anlagenplaner muss, vor allem bei Netzen mit variablen Förderströmen, das Verhalten der Komponenten in seinem spezifischen Fall abklären. Bei Heizungsanlagen mit den heute üblichen kleinen Leistungen der Radiatoren stossen wir, wenn weiter mit den früher häufig benötigten hohen Förderdrücken gearbeitet wird, an die Grenzen des Machbaren. Sowohl bei Rücklaufverschraubungen wie auch bei Thermostatventilen sind wir bei derart kleinen Querschnittsöffnungen angelangt, dass allein schon die Fertigungstoleranzen, aber

auch kleine Schmutzpartikel entscheidend sind, ob nun etwas fliesst oder eben nicht! Der einzige sinnvolle Weg zu gut und effizient arbeitenden Anlagen führt über druckverlustarme Leitungen und somit zu tiefen gesamt Förderdrücken. Schon gefühlsmässig stimmt dieses Vorgehen, denn das wenige Wasser, welches heute noch benötigt wird, mit einem hohen Druck durch die Leitungen zu jagen und dann noch richtig zu verteilen erscheint als unmöglich.

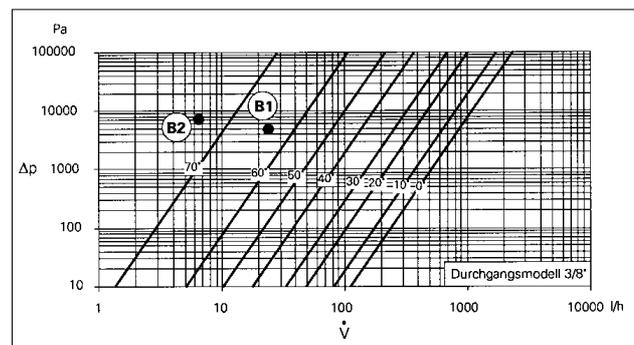


Bild (8.13): Zwei Arbeitspunkte in einem Druckverlust-Diagramm für Rücklaufverschraubungen. [H2]

8.2.2 Schwerkrafteinflüsse

Bei Leitungsnetzen, welche mit sehr kleinen spezifischen Druckabfällen entlang der Rohrleitungen berechnet wurden, kann die Schwerkraft einen beachtlichen Teil der Mediumsförderung übernehmen. Zur Erinnerung: Früher wurden reine Schwerkraftanlagen gebaut.

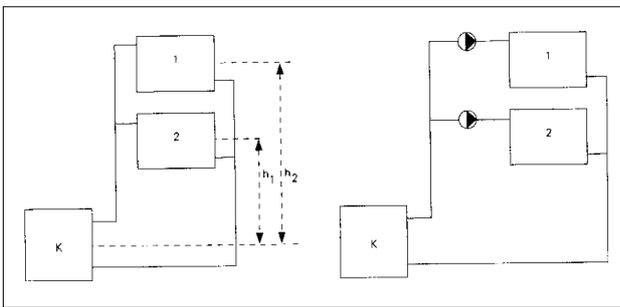


Bild (8.14): Ersatzschaltung, um die Einflüsse der Schwerkraft in Anlagen verständlicher darzustellen [15].

Die Kennlinien der Ersatzpumpen sind eine Funktion des Produktes $h \cdot (\rho_r \text{-Rücklauf minus } \rho_v \text{-Vorlauf})$. Für einen bestimmten Betriebszustand, d. h. für eine bestimmte Vorlauf- und Rücklaufstemperatur ergeben sich Förderhöhen, die vom Volumenstrom unabhängig und nur abhängig von den Höhen h_1 und h_2 sind (Druckquelle).

$$\Delta p = h \cdot g \cdot (\rho_r - \rho_v)$$

Δp	Druckdifferenz	Pa
h	Höhe der Wassersäule	m
g	9.81	m/s ²
ρ_r	Dichte im Rücklauf	kg/m ³
ρ_v	Dichte im Vorlauf	kg/m ³

Beispiel: Bei einem Gebäude von 15 m Höhe und einem 60°/40°C System ergibt sich entlang der vertikalen Steigstränge für den obersten Verbraucher ein Auftrieb von ca. $15 \times 88 \text{ Pa/m} = 1325 \text{ Pa}$, was gerade etwa dem Druckabfall entlang des Steigstranges im Nennfall entspricht. Da wir einen Druckabfall über dem Verbraucher von z.B.

10 000 Pa haben, hat dieser zusätzliche Druck keinen allzu grossen negativen Einfluss auf das Verhalten unserer Anlage. Man sollte sich dieser Gratishilfe aber bei der Auslegung der Pumpe bewusst sein, sofern die Wärmeverteilung von unten nach oben erfolgt, denn sonst muss dieser Differenzdruck von der Umwälzpumpe zusätzlich überwunden werden.

8.2.3 Startverhalten von abgeglichenen hydraulischen Netzen

Bei einer herkömmlichen Auslegung (hohe Förderdrücke) von hydraulischen Netzen mit den heute sehr kleinen Fördermengen und bei der Wahl der entsprechend kleinen Pumpe können Startprobleme auftreten. Z.B. kommt in einzelnen Ästen der Anlage das Wasser gar nie "in Schwung". Dieses "Klebenbleiben" rührt daher, dass bei heute nicht selten anzutreffenden Abgabeleistungen, wie in obigem Beispiel von 150 - 200 W pro Radiator, der Ventilsitz eines Thermostatventiles oder auch der noch verbleibende offene Querschnitt bei einer Rücklaufverschraubung derart klein ist, dass die Oberflächenspannung oder Schmutzpartikel im Wasser bereits ausreichen, um diese Verbraucher vom Netz abzutrennen. Vielfach genügt es z.B., die Rücklaufverschraubung kurz zu öffnen, damit das Wasser auch bei der ursprünglichen Einstellung der Rücklaufverschraubung wieder zirkuliert. Nur ist dies nicht sehr beruhigend, denn beim nächsten Stillstand des Netzes (z.B. Nachtabsenkung mit Abschaltung der Pumpe) kann dasselbe wieder geschehen. Das Problem entschärft sich, wenn druckverlustarm gebaut wird. Denn in diesem Fall bleiben sowohl die Querschnittsöffnungen der Ventile wie auch der Abgleichorgane beim selben Förderstrom weiter offen. Eine Hilfe bei diesem Problem leistet auch eine Anfahrschaltung, bei welcher die Pumpe die erste halbe Stunde auf der nächst höheren Stufe betrieben wird und erst anschliessend auf die kleinere, korrekte Stufe umgeschaltet wird. Das eigentliche Problem liegt aber darin, dass die heutigen Komponenten in der Anlage, wie z.B. die Rücklaufverschraubungen oder die Thermostatventile, nicht für kleine Durchflüsse bei hohen Förderdrücken konstruiert sind. Bei 150 W Leistung und einem ΔT von 20 K benötigt man noch lediglich 6.5 l/h, und dies ist wahrhaftig nur noch ein Rinnsal. Bei sehr kleinen Verbrau-

chern lassen sich Thermostatventile und Rücklaufverschraubungen (siehe Abschnitt "Abgleichorgane") kaum mehr einstellen und geben immer wieder Anlass zu Störungen. Derart kleine Radiatoren sollt man möglichst weglassen oder zu grösseren zusammenlegen.

8.2.4 Auskühlverluste von Rohrleitungen

Ob Auskühlverluste beachtet werden müssen, ist von Fall zu Fall abzuklären. Sie müssen berücksichtigt werden, wenn die Unterschiede der Eintrittstemperaturen in den verteilernahen und den entfernteren Heizkörpern merklich ansteigen und so Wärmeabgabe- und hydraulische Abgleich-Probleme verursachen. In den Beispielen in den Abschnitten 3, 4 und 5 wurden sie berücksichtigt. Bei der Anlage im Abschnitt 3 könnte man sie aber sicher weglassen, da bei dieser kleinen Anlage keine nennenswerten Probleme z. B. in der Aufheizphase auftreten würden.

8.2.5 Rechenverfahren für Sanierungen

Bei diesem Verfahren geht man davon aus, dass die Leitungs- und Einzelwiderstände vernachlässigbar klein sind. Dies ist bei Sanierungen oft der Fall. Hervorgerufen durch die Reduzierung des Wärmeleistungsbedarfes (neue Fenster, Wärmedämmung) und wenn ein hydraulischer Abgleich nachgeholt werden muss, reduzieren sich die Förderströme zusätzlich in den bestehenden Leitungen beträchtlich. Der ganze Druckabfall erfolgt sodann nur noch über

- dem Verbraucher (Thermostatventil und Rücklaufverschraubung)
- dem Regelventil
- dem Wärmeerzeugerkreis (Kessel, ev. Wärmemessung usw.).

Es muss aber abgeklärt werden, ob die Leitungen tatsächlich keinen höheren spezifischen Druckabfall als 40 - 50 Pa/m aufweisen.

Rechenbeispiel

Als Beispiel verwenden wir die "Anlage ohne Verteiler" aus dem Abschnitt 3 mit voreinstellbaren Thermostatventilen und Rücklaufverschraubungen.

Vorgehen:

- Bestimmen der Teilstreckenförderströme (mit Hilfe des Wärmeleistungsbedarfes SIA 384/2 und auf die entsprechenden Heizkörper aufteilen)
- Kontrollieren der Druckabfälle entlang der Rohrleitungen bei den vorhandenen Nennweiten. Sie müssen kleiner als 40 - 50 Pa/m sein (z. B mit Hilfe der ZTL-VSHL Druckverlusttabellen).

- Hydraulische Schaltung kontrollieren: Beimischschaltung i. O.

- $\Delta p_{vD} = \text{Kesseldruckverluste} = 1500 \text{ Pa}$

- Druckdifferenz über dem Regelventil: $\Delta p_{v100} \geq \Delta p_D$ d. h. $\Delta p_{v100} \geq 1500 \text{ Pa}$

- Förderstrom bestimmen

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 = 0.26 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Bestimmung des Kv-Wertes des Regelventiles:

$$Kv = \frac{\dot{V}}{\Delta p^{0.5}} = \frac{0.26}{(1500 \cdot 10^5)^{0.5}} = 2.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Auswahl des in den Datenblättern angegebenen nächst kleineren KvWertes = 1.6 m³/h

- Genauer Druckabfall des Dreiwegventiles

$$\Delta p_{v100} = \left(\frac{0.26}{1.6} \right)^2 \cdot 10^5 = 2640 \text{ Pa}$$

- Verbraucherautorität > 0.5:

$$\Delta p_{vb} \geq (\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD}) = 2640 + 1500 = 4140 \text{ Pa}$$

- Druckabfall über dem Verbraucher $\Delta p_{vb} \sim 5000 - 6000 \text{ Pa}$. Die Einsatzbedingungen der Thermostatventile (2000 - 8000 Pa) und der Rücklaufverschraubung mit integrierter Messblende (2000 - 10000 Pa) (Bild 8.15) müssen beachtet werden. Die Wahl von 6000 Pa lässt nach oben aber auch nach unten einen gewissen Spielraum.

- Wahl des Kv-Wert des Thermostatventiles (möglichst klein, damit ein möglichst grosser Anteil der gewählten 6000 Pa über dem Thermostatventil ansteht!) Gleiches Vorgehen wie beim Regelventil mit dem Unterschied, dass hier ein nächst grösserer Kv-Wert ausgewählt wird.

- Druckverlust über dem Thermostatventil

- Verbleibender Druckverlust über der Rücklaufverschraubung
- Voreinstellung der Rücklaufverschraubung (aus Datenblätter, ev. sind Berechnungsformeln vorhanden).
- Kontrollieren, ob beide Elemente (Thermostatventil und Rücklaufverschraubung) in einem für sie guten Bereich eingesetzt werden. Wie im Beispiel muss ev. auf Kosten des Thermostatventiles der Druck über der Rücklaufverschraubung erhöht werden, indem ein grösserer Kv-Wert beim Ventil gewählt wird.
- Gesamter Druckabfall bestimmen, welcher von der Pumpe aufgebracht werden muss.

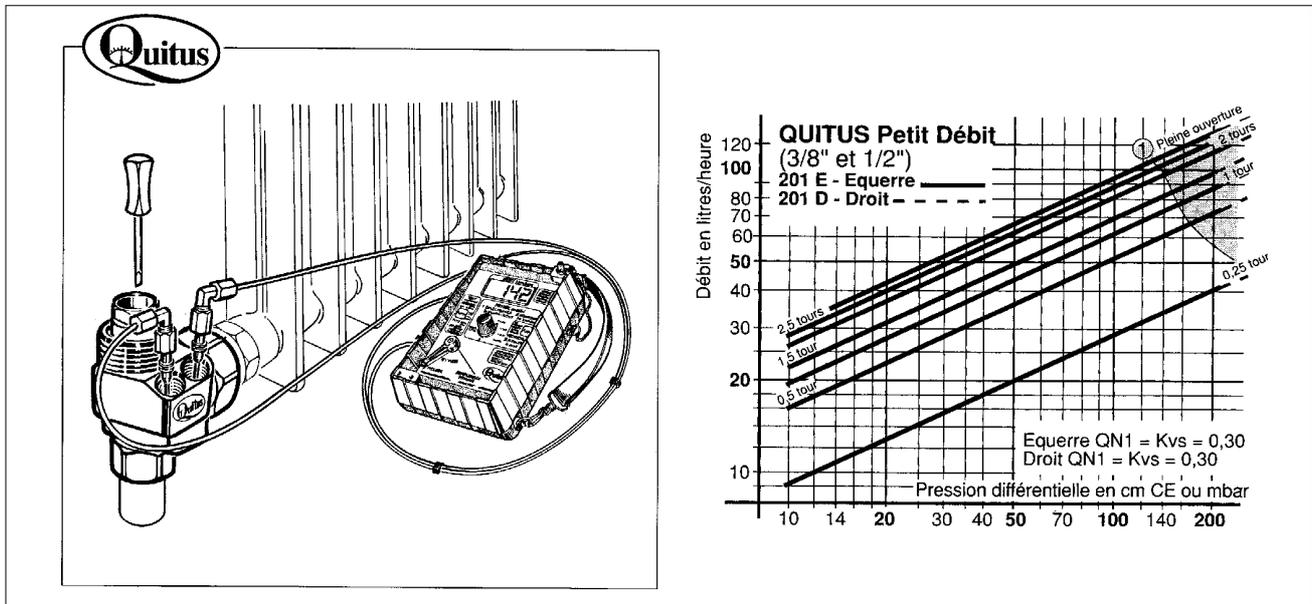


Bild (8.15): Einstellbare Rücklaufverschraubung mit integrierter Messblende [2], [H12]

Strecke	Wärmeleistung	Förderstrom	Rohrleitungen		Verbraucher	Thermostatventil				Rücklaufverschraubung mit Messblende		
			Nennweite	Δp		Δp	vorläufiger Kv-Wert	gewählter Kv-Wert	Voreinstellung	Δp	restliches Δp	gewünschter Kv-Wert
Nr.	W	l/h	mm	Pa/m	Pa	m ³ /h	m ³ /h	-	Pa	Pa	m ³ /h	-
Steigstrang 1												
100	650	28	10		6000	0.11	0.16	3.0	3180	2820	0.17	0.66
101	400	17	10		6000	0.07	0.10	2.0	3083	2917	0.10	0.25
102	1000	43	10		6000	0.18	0.33	6.0	1769	4231	0.21	1.15
10		28	10	<10								
11		45	10	<22								
12		88	15	<22								
Steigstrang 2												
103	700	30	10		6000	0.12	0.16	3.0	3688	2312	0.20	1.01
104	550	24	10		6000	0.10	0.16	3.0	2277	3723	0.12	0.33
105	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40
15		30	10	<12								
16		54	10	<30								
17		73	15	<16								
Steigstrang 3												
106	200	9	10		6000	0.04	0.05	1.0	3083	2917	0.05	0.22
107	100	4	10		6000	0.02	0.05	1.0	771	5229	0.02	-0
108	220	9	10		6000	0.04	0.05	1.0	3730	2270	0.06	0.20
109	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40
110	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40
18		9	15	<4								
19		22	15	<8								
20		61	15	<40								
Keller												
13		162	20	<16								
14		223	20	<26								
Regelventil												
9		223	15		2012		1.60		2012			
Kessel												
8	5170	223	20		1500							
Total	5170	223			9512							

Bild (8.16): Beispiel einer einfachen Druckverlustberechnung unter der Bedingung, dass grosszügige Leitungsquerschnitte verwendet werden und nicht überlange Teilstrecken vorhanden sind.

Die Berechnungstabelle Bild (8.16) wurde bewusst anders aufgebaut als die VSHL Tabellen. Denn in diesen Tabellen ist keine Spalte für die diversen Voreinstellungen resp. Drosselwerte und auch kein Platz für Verbraucherdruckabfälle vorgesehen. In Anlagen mit variablen Förderströmen muss diesen beiden Punkten aber grosse Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Vergleicht man die detaillierte klassische Rohrnetzrechnung mit diesem einfacheren Verfahren sehen wir:

- Wir erhalten dieselben Nennweiten,
- einen etwas tieferen Gesamtdruckverlust bei verkleinertem Volumenstrom,
- die Ventil- und Verbraucherautoritäten werden berücksichtigt und eingehalten,
- dieselbe Umwälzpumpe kommt zum Einsatz (diese Pumpe ist eine der kleinsten, die es momentan auf dem Markt hat).
- Durch das Verwenden von voreinstellbaren Rücklaufverschraubungen mit einer integrierten Messblende zur Messung der Förderströme am Radiator, werden die Ungenauigkeiten des Systemes ausgeglichen.

Im Sanierungsfall kommt man so mit einem vertretbaren Aufwand zu ausreichend guten Daten.

8.2.6 Schlussfolgerungen

Bei den heutigen Anlagen mit variablen Förderströmen sind

- eine hohe Verbraucherautorität > 0.5
- eine Rohrnetzrechnung
- das Einhalten der Regelventilautoritäten
- ein sauberer Abgleich (möglichst messtechnisch)

die Grundvoraussetzungen zur **Minimierung der Förderdrücke und der Fördermengen** wie auch für das einwandfreie Funktionieren der Anlage.

Ein hydraulisches Netz sollte in etwa ähnlich arbeiten wie ein elektrisches Verteilnetz. Bei den elektrischen Netzen setzen wir auch stillschweigend voraus, dass bei jeder Steckdose etwa dieselbe Spannung (Druck) sowohl bei Vollast als auch bei Teillast anliegt.

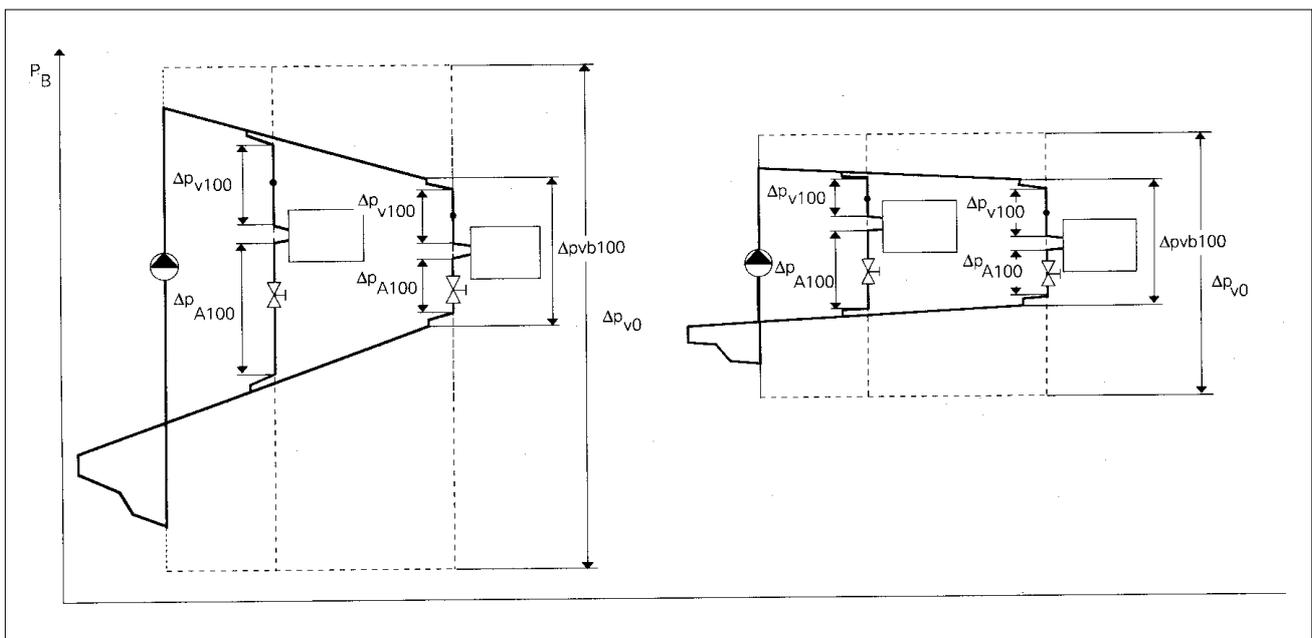


Bild (8.17): Druckabfallverlauf in einem Heizungsleitungsnetz a) falsch mit grossen und b) richtig mit kleinen Leitungswiderständen. Die hauptsächlichen Druckabfälle sollen über dem Verbraucher (Δp_{vb}) d. h. über dem Ventil (Δp_v) und dem Abgleichorgan (Δp_a) erfolgen.

8.3 Hydraulischer Abgleich

Um einen einwandfreien hydraulischen Abgleich vornehmen zu können, muss der Planer

- den Abgleich durch Rechnung und diesbezügliche Angaben im Ausführungsschema vorgeben und
- ein Messkonzept erarbeiten.

Durch die vorzusehenden Messstellen und Abgleichorgane muss gewährleistet sein, dass die im voraus berechneten Werte sich in der Anlage auch tatsächlich einstellen und kontrollieren lassen. Im Beispiel der "Anlage mit Verteiler" wurden die Förderströme der Steigstränge sowie der Differenzdruck über den Pumpen gemessen und regulierbare Rücklaufverschraubungen eingesetzt. Bei einer reinen Druckmessung an Stelle des Förderstromes in den Steigsträngen ist bei einer Abweichung nicht klar, ob das Netz dem Berechneten nicht entspricht, oder ob dieser Strang einen zu kleinen Durchfluss aufweist. Eine sehr gute Möglichkeit bietet die direkte Durchflussmessung am Verbraucher (Methode: "Abgleich am Verbraucher" siehe [2]).

Der hydraulische Abgleich von Heizungsanlagen soll an dieser Stelle nicht im Detail behandelt werden. Dies kann in [2] sehr anschaulich nachgelesen werden. Es sollen nur die hauptsächlichen Problempunkte bei einer Anlage ohne hydraulischen Abgleich kurz erwähnt werden.

- Mangel 1: Die Wärmeabgabe in den einzelnen Räumen ist ungleichmässig. Dies führt vor allem bei Laständerungen zu benachteiligten Verbrauchern (z. B. nach der Nachtabsenkung sind die einzelnen Radiatoren in ihrer Leistung sehr unterschiedlich begrenzt. Zone A kommt knapp auf 19°C, während Zone B schon lange 23°C erreicht hat und die Fenster öffnet). Die Umwälzpumpen müssen, um auch den schlechtesten Verbraucher noch beliefern zu können, viel zu grosse Wassermengen im Netz fördern; die sechs- bis zehnfache Menge bei einzelnen Verbraucher ist keine Seltenheit.
- Mangel 2: In Anlagen, welche mit variablen Förderströmen (z. B. Thermostatventile) arbeiten, können Geräuschprobleme auftreten. Der maximale Druck, welcher über einem Verbraucher mit Thermostatventil auftreten darf, ist nicht genau zu beziffern. Je nach Ventiltyp und Heizkörperbauart variiert dieser Wert von 10 - 20

kPa. In der Praxis hat sich ergeben, dass ein Wert von ca. 20 kPa in keinem Lastfall überschritten werden sollte.

- Mangel 3: In Anlagen, welche zwingend auf grosse Temperaturdifferenzen angewiesen sind, ist jeder Liter Wasser, der unnötig gefördert wird, "Gift" für die Anlage.
- Mangel 4: Regelventile arbeiten nur korrekt, wenn sie mit dem richtigen Volumenstrom durchflossen werden. Erst dadurch können wir den ganzen Regelquerschnitt ausnützen. Andernfalls arbeiten die Ventile nur noch in einem Auf-/Zu-Betrieb. Stark beeinträchtigt werden auch Temperaturdifferenzmessungen aller Art. Eine Temperaturdifferenz von z. B. 2°C an Stelle einer von 20°C zwischen Vor- und Rücklauf genau zu messen ist schwierig. Wird der gemessene Wert wie z. B. bei einer Wärmemessung noch mit dem Volumenstrom multipliziert, sollte man den Wert nicht mehr als gemessen bezeichnen.

Schlussfolgerungen:

Anlagen müssen korrekt ausgelegt werden, und es muss bei der Inbetriebnahme dafür gesorgt werden, dass sie auch entsprechend der Auslegung eingestellt werden. Neben allen schon erwähnten Vorteilen wird in solchen Anlagen auch bedeutend weniger Elektrizität für die Umwälzpumpen benötigt.

8.4 Umwälzpumpe

In der Haustechnik eingesetzte Umwälzpumpen sind ausschliesslich Kreiselpumpen, deren Anwendung sich vorwiegend auf die Förderung von Wasser und Wasser-Glykol-Gemischen in geschlossenen Kreisläufen beschränkt.

8.4.1 Bauarten

In der Gebäudetechnik haben sich zwei Pumpenbauarten durchgesetzt. Die Nassläuferpumpe für kleinere und mittelgrosse Anlagen und die Trockenläuferpumpe, welche als Inline- oder als Sokelpumpe eingesetzt werden kann, und die vor allem den oberen Leistungsbereich abdeckt und

somit in mittleren bis grossen Anlagen zur Anwendung kommt. Die Wahl der entsprechenden Umwälzpumpe ist von verschiedenen Randbedingungen abhängig. In den folgenden Kurzbeschreibungen sind die wichtigsten Unterschiede und Merkmale der beiden Bauarten zusammengefasst.

Nassläuferpumpe

Die Nassläuferpumpe (Bild (8.18)) ist eine stopfbuchslose Umwälzpumpe mit einem sogenannten Spaltrahmotor. Alle rotierenden Teile werden

vom geförderten Medium umspült. Die Motorwicklung wird durch das Spaltrah vom Nassraum abgedichtet. Die Kühlung des Motors und die Schmierung der Gleitlager erfolgt durch das Fördermedium. Die Pumpe ist eine Zentrifugalpumpe, welche aus den zwei Hauptbestandteilen Spiralgehäuse und Laufrad besteht. Charakteristisch für die Nassläuferpumpen sind ihre kompakte Bauweise sowie die speziell dafür entwickelten Spaltrahmotoren, die sich in der Konstruktion grundlegend von den Normmotoren unterscheiden.

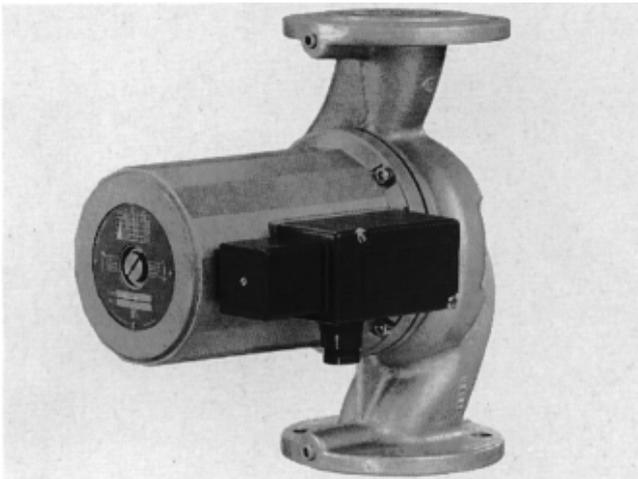
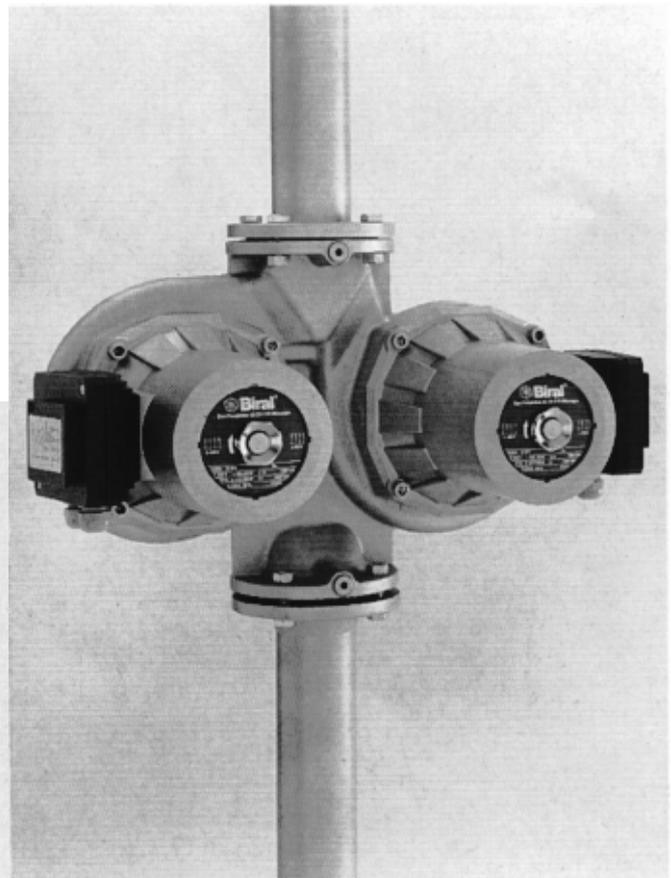


Bild (8.18): Nassläuferpumpe [H1]



Nassläuferdoppelpumpe [H3]

Nassläuferpumpen sind wegen ihrer Art der Lagerung sehr geräuscharm. Zudem erübrigen sich Unterhalt und Wartung bei richtigem Einsatz der Nassläuferpumpe.

Trockenläuferpumpe

Bei den Trockenläuferpumpen (Bild (8.19)) bleibt der Motor "trocken", d. h. der Motor wird mit einer Gleitringdichtung gegenüber der Pumpe (Fördermedium) abgedichtet. Die Lagerung des Motors erfolgt im Gegensatz zu den Nassläufern mit Wälzlagern, und die Kühlung des Motors wird durch ein Lüfterrad sichergestellt. Die Art der Verbindung

von Motor und Pumpe stellt den Unterschied von Inline-Pumpe (direkt angeflanschter Motor) und Sockelpumpe (Motor mittels Kupplung mit der Pumpe fixiert) dar. Die Sockelpumpe nimmt im Gegensatz zur Inline-Pumpe in der Haustechnik einen kleinen Stellenwert ein, da der Installationsaufwand gross ist.

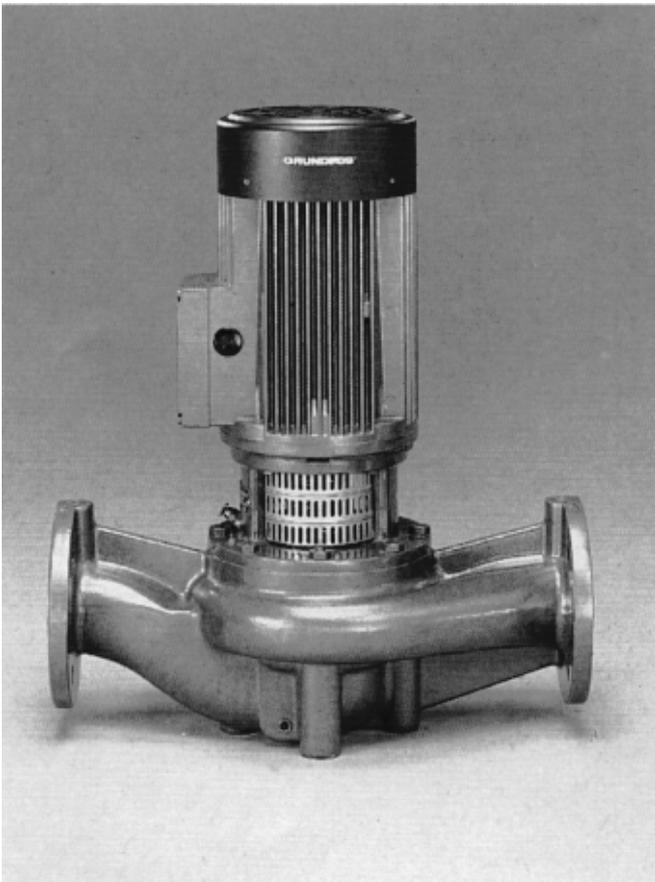
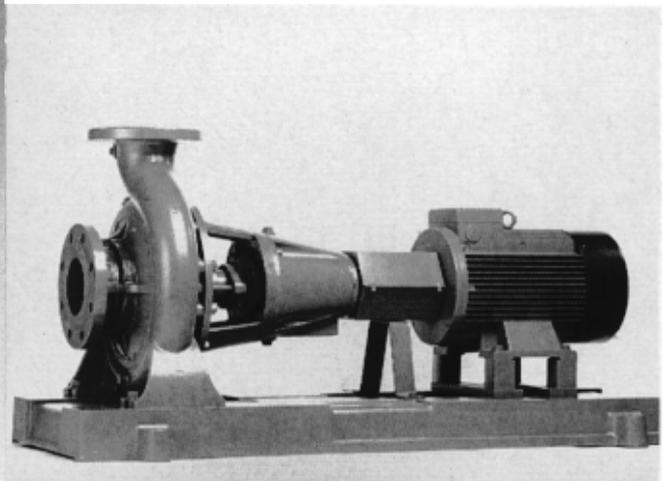


Bild (8.19): Inline-Pumpe [H4]



Sockelpumpe [H4]

Aufgrund der Wälzlagerung und des externen Lüfterrades ist der Geräuschpegel der Trockenläufer gegenüber Nassläufern bedeutend höher. Eine regelmässige Wartung ist auch bei den Trockenläufern nicht notwendig. Allerdings schadet die gelegentliche Kontrolle nichts. Es können so nämlich früh allfällige Schäden und ein Ausfall der Umwälzpumpe erkannt werden.

8.4.2 Pumpenkennlinie

Das Leistungsverhalten der Umwälzpumpen wird in Diagrammen mit Pumpenkennlinien charakterisiert, welche die gegenseitige Abhängigkeit von Förderdruck (Pa) und Förderstrom (m^3/h) darstellen. Die Kennlinien von Umwälzpumpen fallen immer nach rechts ab, d.h. der Förderdruck sinkt mit zunehmendem Förderstrom. Die Pumpenkennlinien werden bei den Pumpenherstellern auf dem Prüfstand mittels Messreihen ermittelt. Auf dem Prüfstand sind optimale Strömungsverhältnisse (Länge und Durchmesser von Saug- und Druckstutzen) vorhanden. In installierten Anlagen liegen jedoch selten die gleichen Strömungsverhältnisse vor. Die effektive Pumpenkennlinie weicht daher im Betrieb vielfach von der ausgemessenen Kennlinie ab [7]. Zudem sind auch Abweichungen der Pumpenkennlinien in den Diagrammen der Kataloge zu den gemessenen Kennlinien vorhanden. Diese Abweichungen sind je nach Pumpenhersteller verschieden und lassen sich nicht quantifizieren. Vor allem im Hinblick auf die Abweichungen der Katalogangaben zu den effektiven Messwerten würde man sich von den Pumpenherstellern mehr Transparenz wünschen. Die Zeitschrift "TEST" in Deutschland [8] beurteilt nach Messungen die Kennlinienabweichung von verschiedenen Pumpen mit "mässig bis sehr gering". Neuere Untersuchungen (z.B. Technikum Yverdon, "TEST 1991") könnten künftig bessere Resultate über die Qualität der Katalogangaben liefern. Der Planer muss sich bei der Auswahl der Umwälzpumpe dieser Problematik auf jeden Fall bewusst sein.

Betriebspunkt auf der Pumpenkennlinie

Der Schnittpunkt der Rohrnetzkenlinie und der Pumpenkennlinie ist immer der Betriebspunkt der Anlage. Der Betriebspunkt sollte möglichst identisch mit dem Punkt des besten Wirkungsgrades sein. Dieser liegt immer im mittleren Drittel der Pumpenkennlinie. In Bild (8.20) ist zudem zu sehen, dass mit zunehmendem Förderstrom auch die Leistung zunimmt.

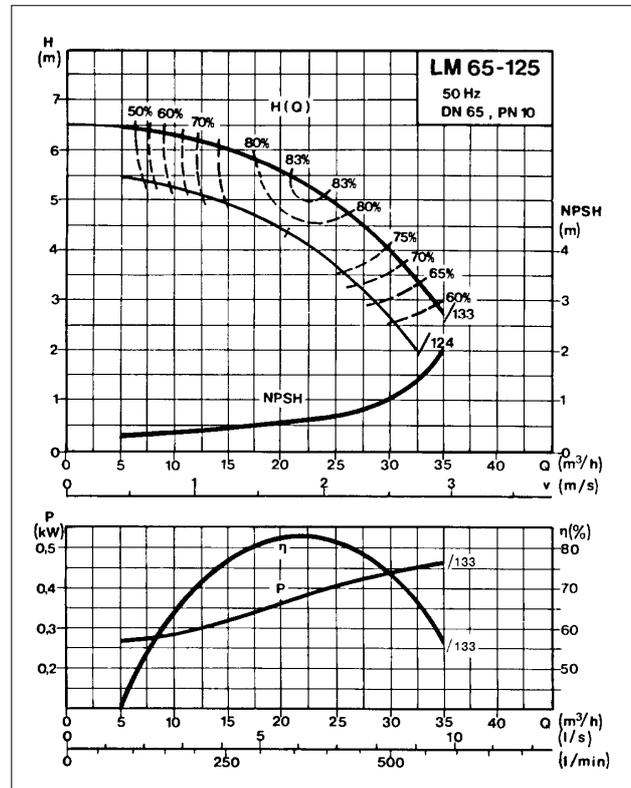


Bild (8.20): Pumpen-, hydraulische Leistungs- und Wirkungsgradkennlinie einer Inline-Pumpe [H4]

Die Umwälzpumpe ist für alle Betriebspunkte, die sich auf der angegebenen Pumpenkennlinie befinden, geeignet. Verschiebt sich der Betriebspunkt neben die Kennlinie (Randbereiche), so können problematische Betriebszustände entstehen. Auf der Pumpenkennlinie können daher drei Betriebsbereiche definiert werden (Bild (8.21) und (8.22)).

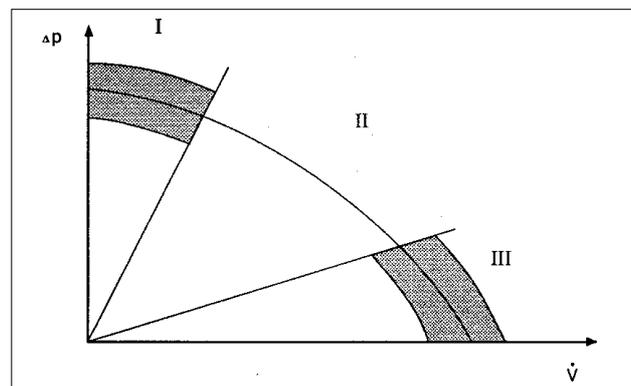


Bild (8.21): Betriebsbereiche einer Umwälzpumpe

<p>Bereich I</p>	<p>Betriebszustand gegen geschlossenen Schieber</p> <ul style="list-style-type: none"> – Erhöhter Axialschub führt zu Lagerverschleiss – Hohe Belastung von Dichtungen – Hohe Mediumtemperaturen bzw. Überhitzung der Pumpe – Dieser Bereich ist für Trockenläuferpumpen kritischer als für Nassläuferpumpen
<p>Bereich II</p>	<p>Optimaler Betriebszustand</p> <ul style="list-style-type: none"> – Betriebsbereich mit gutem Wirkungsgrad – Bei variablem Förderstrom den Betriebspunkt für Nennförderstrom möglichst im rechten Teil dieses Bereiches auslegen
<p>Bereich III</p>	<p>Betriebszustand im überdimensionierten Rohrnetz</p> <ul style="list-style-type: none"> – Instabiler Lauf der Pumpe – Kavitationserscheinungen im Lagerbereich (NPSH-Werte beachten) – Erhöhte Temperaturen der Motorwicklung bei Nassläufern

Bild (8.22): Betriebsbereiche der Umwälzpumpen

Die meisten Pumpenhersteller nennen die Grenzbereiche in ihren Pumpendiagrammen (z.B. gestrichelte Pumpenkennlinie). Diese Grenzen sind bei der Pumpenauswahl unbedingt zu beachten. Insbesondere bei Anlagen mit variablem Förderstrom muss die Betriebspunktverschiebung auf der Pumpenkennlinie im Teillastbereich berücksichtigt werden.

Pumpen- und Netzkennlinie

Die Grundlage für die Bestimmung des Betriebspunktes bildet die Rohrnetzrechnung (Förderdruck und Förderstrom) und damit die Bestimmung der Rohrnetzkennlinie. Wie in Abschnitt "8.2 Rohrnetzrechnung" erwähnt, zeigt die Erfahrung, dass der notwendige Förderdruck für das ausgeführte Rohrnetz vielfach kleiner ist (etwas flacher verlaufende Rohrnetzkennlinie) als aufgrund der Berechnung angenommen wird. Dies ist vor allem auf Sicherheitszuschläge in der Berechnung und auf Abweichungen der ausgeführten zur geplanten Anlage zurückzuführen.

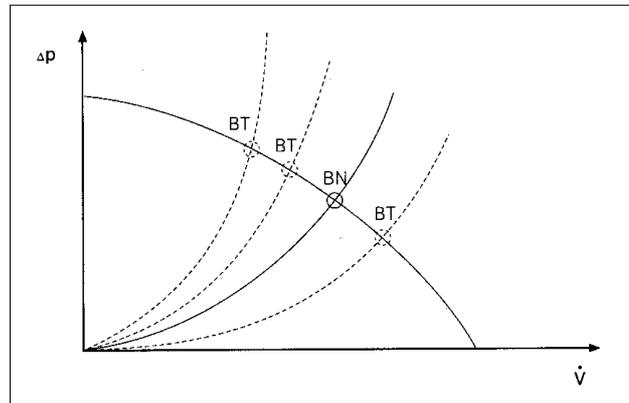


Bild (8.23): Betriebspunkt (Schnittpunkt von Anlagen- und Pumpenkennlinie) der Umwälzpumpe

In jedem Fall müssen die Anlagenkennlinie und ihre Veränderung im Betrieb und die Pumpenkennlinie aufeinander abgestimmt sein, d.h. die verschiedenen Betriebszustände, die im Betrieb eintreffen, müssen schon in der Planung bekannt sein. Nur so ist eine optimale Auswahl der Umwälzpumpe möglich.

– Umwälzpumpen mit flacher Kennlinie

Umwälzpumpen mit flacher Kennlinie sind nieder-tourige Pumpen mit Drehzahlen $n < 1500 \text{ min}^{-1}$. Diese Pumpen eignen sich vor allem bei Anlagen mit variablem Förderstrom, denn die Reduktion des Förderstromes (z.B. Schliessen von Thermostatventilen, Regelventilen usw.) führt nur zu einem geringen Förderdruckanstieg der Umwälz-pumpe. Vor allem bei Thermostatventilen können

mit Umwälzpumpen mit flacher Kennlinie Ge-räuschprobleme verhindert werden, indem der Förderdruck im Nulldurchfluss unter ca. 20 kPa gehalten wird. Allerdings muss ausdrücklich ge-sagt werden, dass in erster Linie die Rohrnetz-dimensionierung (druckverlustarm!) das Betriebs-verhalten der Anlage beeinflusst und erst in zwei-ter Linie die Pumpenkennlinie (Bild (8.24)).

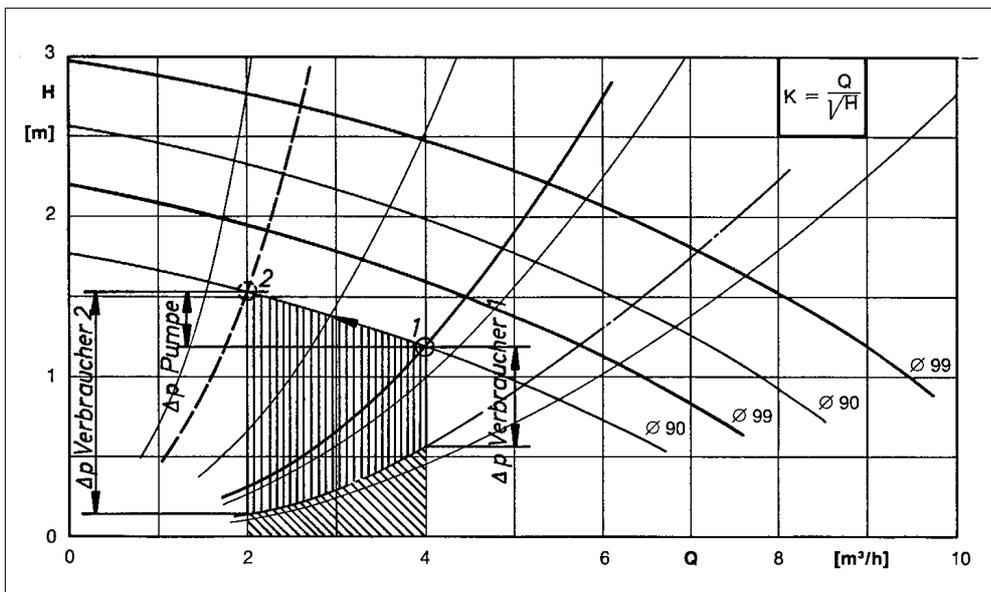


Bild (8.24): Einfluss von Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie bei Betriebspunktänderung (Reduktion des Förderstromes um die Hälfte) auf den anstehenden Druck des Verbrauchers [H9]

Bedingt durch die flache Kennlinie bleibt das Regelverhalten über den ganzen Kennlinienbereich ähnlich. Beachtet werden muss die Kombination einer Umwälzpumpe mit flacher Kennlinie und einem Drosselventil. Wird der Durchfluss der Pumpe mittels Drossel stark reduziert, so wird aus der anfänglich gutmütigen, flachen Kennlinie eine steile Kennlinie, was schon bei kleinen Förderstromänderungen zu grossen Druckänderungen führt. Wird nach einem Einbau der Umwälzpumpe festgestellt, dass der Förderstrom zu gross ist, so ist eine Förderstromreduzierung durch folgende Massnahmen vorzunehmen:

- Auf eine kleinere Drehzahl schalten,
- Laufrad auswechseln,
- Umwälzpumpe auswechseln.

- Umwälzpumpen mit steiler Kennlinie

Hochtourige Pumpen mit Drehzahlen $n > 1500 \text{ min}^{-1}$ sind Pumpen mit steiler Kennlinie. Diese Umwälzpumpen eignen sich für Anlagen mit konstantem Förderstrom. Abweichungen in der Rohrnetzrechnung wirken sich in Bezug auf den Förderstrom weniger stark aus als bei Umwälzpumpen mit flacher Kennlinie. Umwälzpumpen mit steiler Kennlinie sind ebenfalls in Anlagen mit variablem Förderstrom geeignet, wenn der Förderstrom mittels druckabhängiger Drehzahlsteuerung geregelt wird (Bild (8.25)).

Hochtourige Umwälzpumpen sind im allgemeinen kostengünstiger aber auch geräuschintensiver als niedertourige. Im Hinblick auf die Funktion der Anlage sollte aber die Preisdifferenz zur Auswahl der Umwälzpumpe kein ausschlaggebendes Kriterium sein.

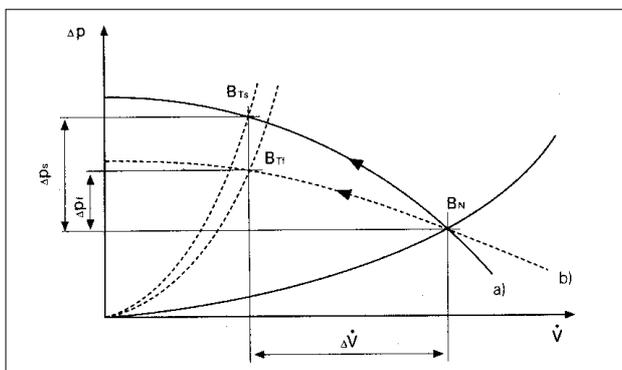


Bild (8.25): Druckdifferenzänderungen bei einer a) steilen und b) flachen Pumpenkennlinie

8.4.3 Leistung und Wirkungsgrad

Elektrischer Leistungsbedarf der Umwälzpumpe

Die Antriebsleistung der Umwälzpumpe ist in starkem Masse von der Drehzahl abhängig. Es gelten dabei die folgenden Abhängigkeiten:

- Der Förderstrom \dot{V} ändert sich proportional zur Drehzahl n:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)$$

- Der Förderdruck p ändert sich proportional zum Quadrat der Drehzahl n:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

- Der Leistungsbedarf P ändert sich proportional zur dritten Potenz der Drehzahl n:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

Aus diesen Abhängigkeiten lässt sich folgern, dass bei einer Verdoppelung des Förderstromes die Antriebsleistung ungefähr achtmal grösser sein wird! Wird die Drehzahl der Kreiselpumpe verändert, so verschieben sich die Pumpenkennlinien etwa parallel (Bild (8.26)).

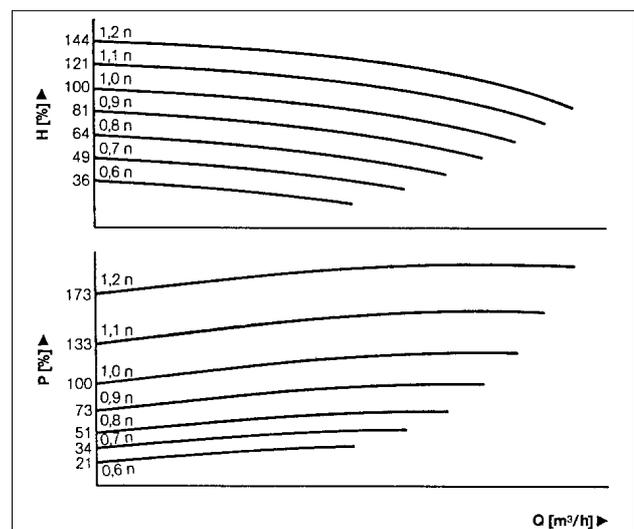


Bild (8.26): Kennlinien der Umwälzpumpe bei verschiedenen Drehzahlen [H1]

Hydraulische Leistung der Umwälzpumpe

P_h ist die hydraulische Leistung der Umwälzpumpe, die sich wie folgt errechnen lässt:

$$P_h = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{3600} \quad \text{W}$$

- P_h Hydraulische Nutzleistung W
- \dot{V} Förderstrom m³/h
- Δp Druckverlust im Netz Pa

Wirkungsgrad der Umwälzpumpe
 Der Gesamtwirkungsgrad von Umwälzpumpe und Motor errechnet sich als Produkt ihrer Einzelwirkungsgrade:

- $\eta_{tot} = \eta_{Motor} \cdot \eta_{Pumpe}$ -
- η_{tot} Gesamtwirkungsgrad -
- η_{Motor} Motorwirkungsgrad -
- η_{Pumpe} Pumpenwirkungsgrad -

Die Wirkungsgrade der kleinen Nassläuferpumpen sind in den meisten Herstellerunterlagen nicht zu finden. Bei grösseren Kreiselpumpen sind die Wirkungsgrade in Form von sogenannten Muschelkurven angegeben oder bei Nassläufern und Inline-Pumpen als Wirkungsgradkennlinie (Bild (8.24)). Wo keine Wirkungsgradkurven vorhanden sind, müssen die Werte mit den vorhandenen Angaben berechnet werden. Der Gesamtwirkungsgrad der Pumpen ist dabei wie folgt definiert:

$$\eta_{tot} = \frac{P_h}{P_{el}} \quad -$$

- η_{tot} Gesamtwirkungsgrad -
- P_h Hydraulische Nutzleistung W
- P_{el} Elektrische Leistungsaufnahme W

Bei allen Umwälzpumpen treten im Betrieb Verluste auf. Dies sind zur Hauptsache:

- Konstruktionsbedingte Verluste der Pumpe,
- Reibungsverluste im Laufrad und im Spiralgehäuse,
- Spaltverluste zwischen Laufrad und Spiralgehäuse,

- Verluste im Teillastbereich,
 - Verluste durch fertigungstechnische Mängel.
- Nach Aussage verschiedener Hersteller werden heute vom Markt preiswerte, geräuscharme und wartungsfreie Umwälzpumpen gefordert. Gewisse technische Entwicklungen und Verbesserungen, welche auf die genannten Forderungen zugeschnitten sind, stehen zum Teil in krassem Gegensatz zur Forderung einer Wirkungsgradoptimierung. Ein verbesserter Wirkungsgrad ist vor allem mit Massnahmen zur Optimierung des Laufrades, des Pumpengehäuses und der Spaltverluste möglich. Die Pumpenwirkungsgrade liegen je nach Grösse der Pumpe zwischen 30 und 80%, wobei grössere Pumpen höhere Wirkungsgrade haben als kleine. Kleine Pumpen weisen relativ grössere Verluste auf. Dies ist vor allem auf konstruktionsbedingte und fertigungstechnische Verluste zurückzuführen.

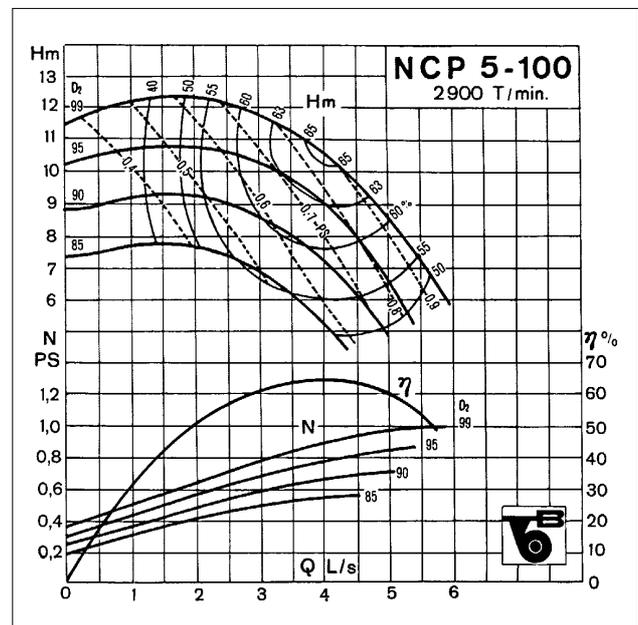


Bild (8.27): Wirkungsgradkennlinien (Muschelkurven) von Kreiselpumpen [H4]

Wirkungsgrad des Motors

Bei Pumpenmotoren unterscheidet man zwischen Elektromotoren für Nassläufer und Elektromotoren für Trockenläufer.

- Nassläuferbauweise

In der Nassläuferbauweise (Bild (8.18)) werden sogenannte Spaltrohrmotoren eingesetzt. Das sind spezielle Asynchronmotoren, in welchen das Spaltrohr den Stator- vom Rotorteil mechanisch trennt. Das Spaltrohr und die Flüssigkeit zwischen Stator und Rotor vermindern den Wirkungsgrad dieser Motoren zusätzlich. Im kleineren Leistungsbereich sind Pumpenmotoren als Drehstrom-Asynchronmotoren (3~380 V) oder als Einphasen-Kondensatormotoren (1~220 V) einsetzbar.

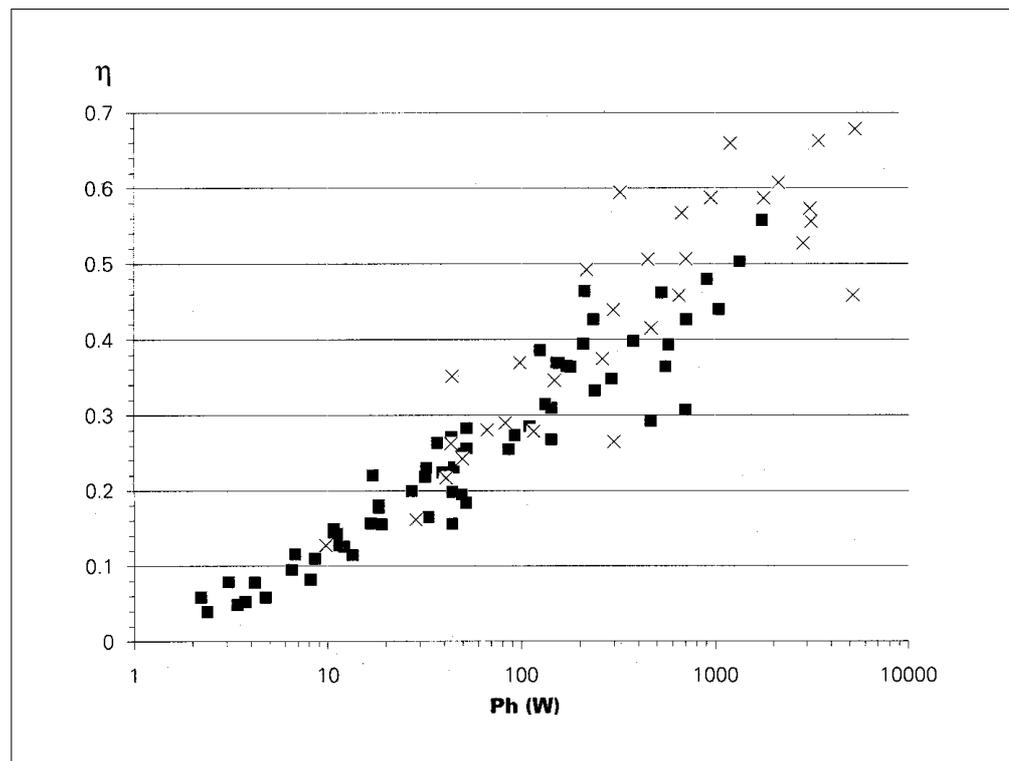
- Trockenläuferbauweise

Trockenläuferpumpen werden vor allem ab Anschlussleistungen von > 200 W eingesetzt und besitzen als Antriebsmotor konventionelle Dreh-

strom-Normmotoren. Diese Motoren haben bedeutend höhere Wirkungsgrade als die Spaltrohrmotoren der Nassläuferpumpen. Dies wirkt sich auch im Gesamtwirkungsgrad von Pumpe und Motor (Bild (8.28)) aus. Bei grösseren Leistungen (Sockelpumpen) kann der Motor frei gewählt werden. Dies erlaubt die Optimierung des Wirkungsgrades durch eine entsprechende Typenwahl des Motors.

Bild (8.28) zeigt Gesamtwirkungsgrade (Pumpe und Motor) von Nassläufer- und Trockenläuferpumpen in Abhängigkeit der hydraulischen Förderleistung (Produkt von Förderstrom und Förderdruck). Die berechneten Wirkungsgrade beziehen sich jeweils auf den Betriebspunkt mit dem besten Wirkungsgrad der entsprechenden Umwälzpumpen.

Bild (8.28): Gesamtwirkungsgrade von Umwälzpumpen in Abhängigkeit der hydraulischen Förderleistung (Ph = Produkt von Förderhöhe mal Förderstrom) dargestellt für verschiedene ■ Nassläufer- und X Trockenläuferpumpen



Bedenklich erscheinen die tiefen Wirkungsgrade ($\eta \approx 3 - 10\%$) von Nassläuferpumpen im unteren Leistungsbereich. Es wäre sicher wünschenswert, wenn die Umwälzpumpenentwicklung in dieser Beziehung noch einen Schritt vorwärts machen würde, da es sich um einen Leistungsbereich handelt, in welchem sehr viele Umwälzpumpen eingesetzt werden (Kleinanlagen).

Bild (8.29) zeigt einen Vergleich des Wirkungsgrades von drei Produkten in verschiedenen Leistungsklassen. Unter den einzelnen Produkten bestehen nur geringe Unterschiede im Wirkungsgrad. Primär muss die Umwälzpumpe aufgrund ihrer Funktion und ihres Betriebes in der Anlage ausgewählt werden. Erst in zweiter Linie muss dann eine energetische Optimierung durchgeführt werden.

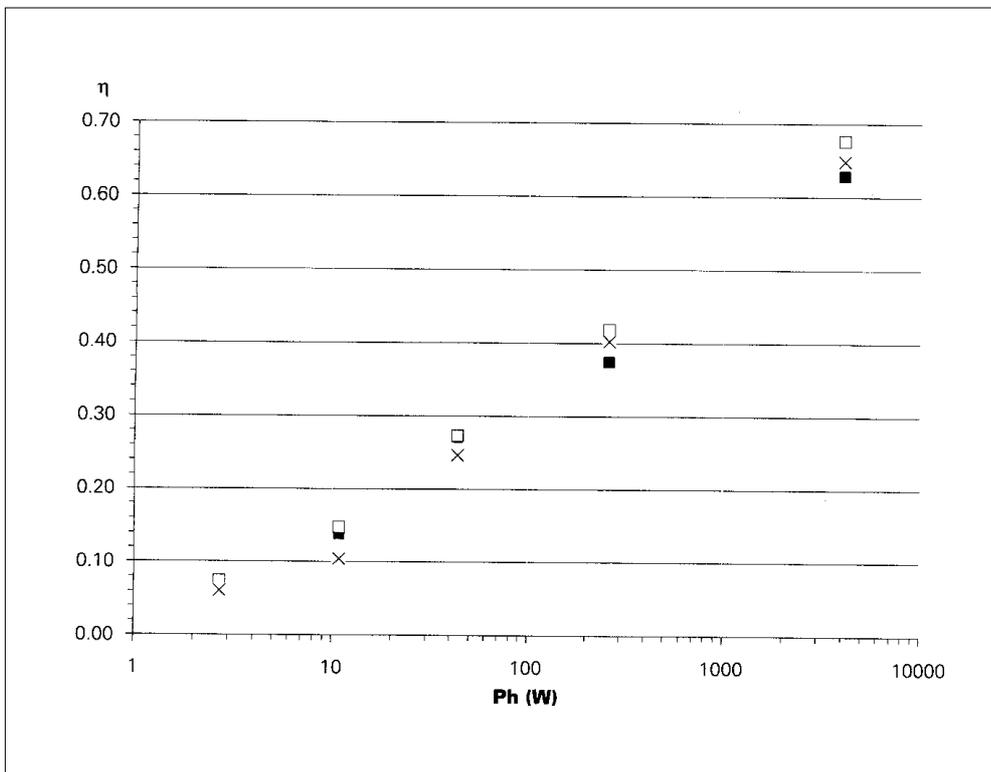


Bild (8.29): Vergleich der Wirkungsgrade von Umwälzpumpen dreier Hersteller (□ Hersteller A, x Hersteller B, ■ Hersteller C)

Dass auch bei kleiner Förderleistung schon gute Wirkungsgrade erzielt werden, zeigen die beiden Beispiele in Bild (8.30). Die Gleichstrompumpe für Solaranlagen erreicht einen respektablem Wirkungsgrad von 18.5%. Zum Vergleich erreichen daneben "konventionelle" Wechselstrom-Nassläuferpumpen der führenden Hersteller und Lieferanten in der Schweiz in dieser Leistungsgrösse einen Wirkungsgrad von ca. 14%. Die Differenz von 3% erscheint klein, entspricht jedoch einer relativen Wirkungsgradverbesserung von rund 20%.

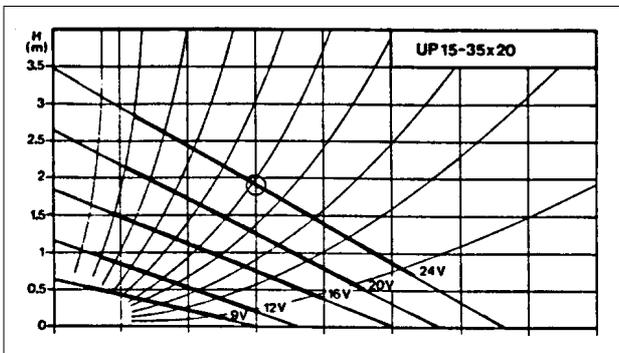


Bild (8.30): Gleichstrompumpe [H4]

Damit echte Verbesserungen im Bereich des Wirkungsgrades durch die Pumpenhersteller realisiert werden, bedarf es eines dauernden Drucks der Planer und Installateure. Nur wenn die Nachfrage nach energetisch verbesserten Umwälzpumpen wirklich besteht, wird bei den Herstellern ein gewisses Umdenken einsetzen. Nach wie vor bestimmen andere Faktoren die Entwicklung der Umwälzpumpen. Das zeigt auch der Trend der letzten ISH in Frankfurt (1991), wo vor allem Design, integrierte Steuerung/Regelungssysteme und vorgefertigte Einheiten für die Heizzentrale dominierende Themen waren.

8.4.4 Auswahl der Umwälzpumpe

Damit für eine Anlage die optimale Umwälzpumpe ausgewählt werden kann, müssen dem Planer die Randbedingungen der Anlage sowie die verschiedenen Arten von Umwälzpumpen bekannt sein. Folgende Überlegungen müssen für die korrekte Pumpenauswahl gemacht werden:

- Förderhöhe und Förderstrom

Nach der Rohrnetzberechnung zeigt sich oft, dass der errechnete Betriebspunkt nicht auf eine Pumpenkennlinie zu liegen kommt. Es gilt dann aus der Erfahrung die Regel, die nächst kleinere Pumpe zu wählen, da der effektive Rohrnetzwidestand in der Praxis meistens kleiner ist als errechnet (flachere Netzkennlinie, vgl. Abschnitt "8.2 Rohrnetzberechnung"). Für Kesselkreispumpen und in Fernheizungsanlagen ist der errechnete Förderstrom für die Pumpenauswahl jedoch massgebend. Die Wahl einer kleineren Pumpe ist daher nicht immer zulässig.

- Änderung der Netzkennlinie im Betrieb (variabler Förderstrom)

Bei variablen Förderströmen ist die Verschiebung des Betriebspunktes zu beachten und die Umwälzpumpe so auszuwählen, dass der Punkt mit der höchsten Betriebszeit der optimalste Betriebspunkt (Wirkungsgrad) ist. Zudem müssen extreme Betriebszustände mit dem Hersteller besprochen werden, um eine maximale Betriebssicherheit zu gewährleisten.

- Flache oder steile Pumpenkennlinie

Der Betrieb der Anlage bestimmt die Steilheit der Pumpenkennlinie. Der Preis der Umwälzpumpe ist kein Kriterium.

- Nass- oder Trockenläuferpumpe

Verschiedene Randbedingungen bestimmen die Wahl der Bauart der Umwälzpumpe. Aus energetischen Überlegungen sind Trockenläuferpumpen zu bevorzugen.

- Wirkungsgrad

Bei Umwälzpumpen mit Stufenschaltung oder stufenloser Drehzahlsteuerung muss beachtet werden, dass sich bei kleineren Drehzahlen der Wirkungsgrad verschlechtert.

- Anlaufverhalten der Pumpe

Wie in den Beispielen dargestellt, sind bei entsprechender Dimensionierung sehr kleine Pumpenleistungen notwendig. Dies kann unter Umständen zu Anfahrproblemen führen. Der Planer hat dafür die richtigen Massnahmen zu treffen, so dass die Betriebssicherheit gewährleistet ist.

– Wahl des richtigen Motorschutzes

Die Wahl des richtigen Motorschutzes ist mitentscheidend für die Lebensdauer und Betriebssicherheit der Umwälzpumpe. Zweck des Motorschutzes ist es, den Motor gegen Überlast sowie unzulässige Spannungsversorgung zu schützen. Die jeweiligen Massnahmen sind mit dem Pumpenhersteller abzusprechen.

Hilfsmittel zur Auswahl der Umwälzpumpe

– Auswahl mit dem Katalog

Die Pumpenauswahl mit dem Katalog ist immer noch die häufigste Anwendung. Sie besitzt eindeutig den Vorteil, dass alle notwendigen Daten und Angaben im Katalog vorhanden sind.

– Auswahl mit dem EDV-Programm

Die Pumpenauswahlprogramme sind lediglich ein Ersatz für den Katalog. Das Programm ersetzt jedoch in keiner Art und Weise die Dimensionierung der Umwälzpumpe. Es ersetzt auch nicht die Kenntnis des Planers über die Funktion der Anlage. Allenfalls erlaubt das Programm gewisse Vereinfachungen in der Auswahl (kein Blättern im Katalog), indem eine grosse Zahl von Möglichkeiten angeboten werden. Die gewählte Pumpe kann mit Graphik, technischem Beschrieb, Ausschreibungstext usw. dokumentiert werden. Eine sorgfältige Einarbeitung und kritisches Hinterfragen der Daten und Angaben ist jedoch auch in der Anwendung dieser Programme eine Notwendigkeit. Auf dem Schweizer Markt werden zur Zeit von [H1], [H3] und [H4] Auswahlprogramme angeboten.

– Auswahl mit dem “Austauschspiegel”

In den meisten Pumpenkatalogen ist ein “Pumpen-Austauschspiegel” vorhanden. In diesem “Austauschspiegel” ist das ganze Typenspektrum, welches sich für den Austausch mit einem anderen Fabrikat eignet, angegeben. Der “Austauschspiegel” eignet sich jedoch in seiner Anwendung nur im Hinblick auf einen Vergleich der Einbaumasse (Anschlussgrössen, Einbaulänge) der verschiedenen Pumpen und der Auswahl von Ausgleichsstücken (diese Daten sind auch aus der Pumpenspezifikation ersichtlich). Bezüglich der Pumpenleistung sowie der Art der Pumpenkennlinie ist vom Gebrauch des Austauschspiegels dringend abzuraten. Welche Auswirkungen die “blinde” Anwendung des Austauschspiegels hat, zeigt Bild (8.31). Die Pumpenkennlinien der beiden Umwälzpumpen (empfohlener Austausch) sind grundsätzlich verschieden, und sie sind für unterschiedliche Anwendungen einzusetzen.

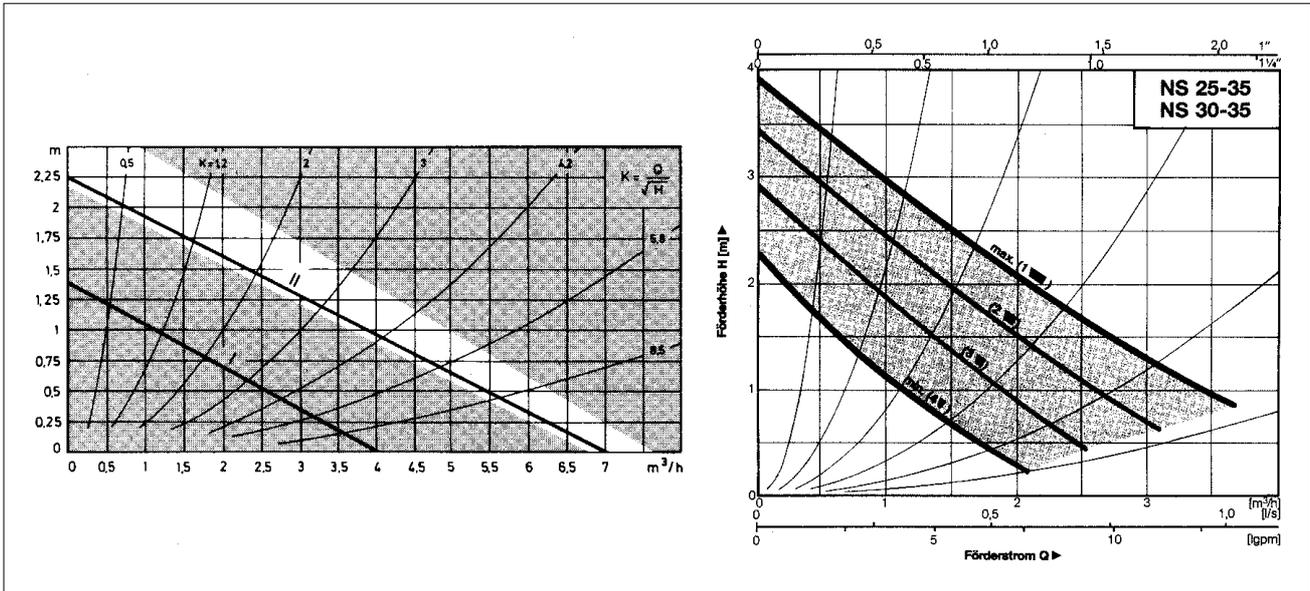


Bild (8.31): Unterschiede der Pumpenkennlinien bei einer Pumpenauswahl mit dem Pumpen-Austauschspiegel [H1], [H3]

In den Katalogen der Pumpenhersteller fehlen leider jegliche Hinweise auf die Problematik in der Anwendung des Pumpen-Austauschspiegels. Für

die Auswahl oder Auslegung der Umwälzpumpe ist auf dieses Hilfsmittel auf jeden Fall zu verzichten.

8.5 Steuerung und Regelung

8.5.1 Grundsätzliche Zusammenhänge

Das Steuern und Regeln von Umwälzpumpen hat folgende zwei Ziele:

- Das Verhalten der Pumpe soll den Bedürfnissen der jeweiligen Gesamtanlage angepasst werden.
- Leerläufe, wie zum Beispiel unnötiges Fördern von Heizungswasser, wenn kein Bedarf mehr vorhanden ist, sollen verhindert werden.

Um diese beiden Ziele zu erreichen, sollte jeder Verbraucher zu jedem Zeitpunkt idealer Weise nur mit dem nötigen Volumenstrom, respektive Differenzdruck versorgt werden.

Umwälzpumpen werden so ausgelegt, dass sie den maximal notwendigen Förderstrom bewältigen können. Dieser Förderstrom wird meist nur während einer sehr kurzen Zeitspanne benötigt. Bei Heizungsanlagen z.B. nämlich dann, wenn keine sogenannte freie Wärme vorhanden ist und alle Verbraucher, z.B. Warmwasser und Raumheizung, zur selben Zeit voll beansprucht werden.

Die Lastregelung der Anlage wird in der Regel durch Variieren von zwei grundverschiedenen Parametern realisiert. Eine grobe Vorregulierung in der Heizungsanlage, d.h. das Ausgleichen der von der Aussentemperatur abhängigen Wärmeverluste, wird mit Hilfe einer angepassten Vorlauftemperatur erreicht. Die am häufigsten anzutreffende Feinregulierung wird durch eine Förderstromänderung (Thermostatventile) bewerkstelligt. Die Förderstromreduktion tritt beim Einwirken von internen oder externen Wärmelasten (z.B. Beleuchtung, Personen oder Sonne) auf, welche durch die Thermostatventile aufgefangen werden sollen. Diese Wärmequellen sind sehr variabel und können nur durch ein Signal aus der Anlage, welches etwas über den momentanen Lastzustand der Heizungsanlage aussagt, und mit Hilfe einer entsprechenden Pumpensteuerung ausgenutzt werden.

Einfluss des Durchflusses auf die Wärmeabgabe

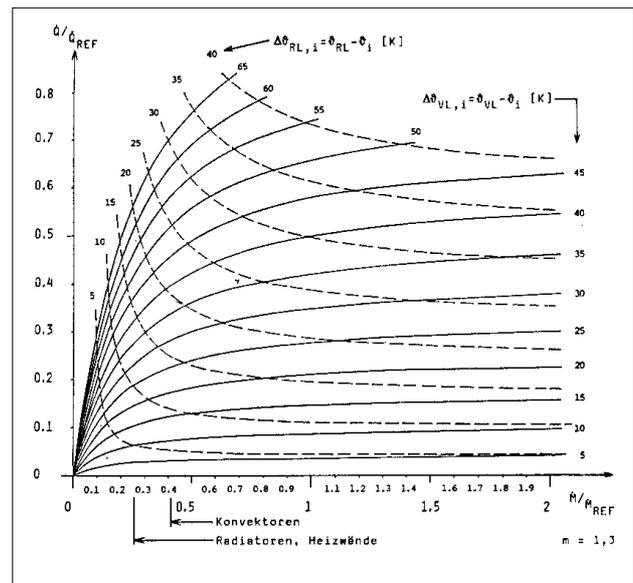


Bild (8.32): Heizkörperdiagramm

Aus dem Heizkörperdiagramm (Bild 8.32) erkennt man, dass die Regelung der Wärmeabgabe mit Hilfe des Durchflusses problematisch ist. Eine Steigerung der Wärmeleistung um 10% benötigt eine Erhöhung des Durchflusses um 100% über den Referenzpunkt. Um die Wärmeleistung merklich zu vermindern, müsste eine Reduzierung des Durchflusses auf 10 - 15% des Referenzdurchflusses erfolgen. Ein Heizkörperthermostatventil regelt die Wärmeabgabe des Heizkörpers oft mit einem Ein-/Aus-Betrieb. Dies trifft vorwiegend für Anlagen mit grossen Nennförderströmen zu. Je kleiner der Nennförderstrom (grosses ΔJ) und je tiefer die Vorlauftemperatur gewählt werden können, desto leichter und effizienter wird die Korrektur mittels einer Förderstromänderung.

Einfluss der Druckdifferenz auf die Wärmeabgabe

Eine Erhöhung der Druckdifferenz über dem Verbraucher erhöht den Durchfluss und somit die Wärmeabgabe, was zu einer Störung der Raumtemperatur führt. Ideal wäre eine konstante Druckdifferenz über dem Regelventil des Verbrauchers. Wie wir jedoch gesehen haben, ist die Wärmeab-

gabe in Abhängigkeit des Durchflusses sehr "gutmütig". Wenn man bedenkt, dass die Druckverluste quadratisch zum Förderstrom ansteigen, muss gemäss [2] bei Druckschwankungen von 1:2 nur mit geringen Schwierigkeiten gerechnet werden. Einzig bei stark überdimensionierten Heizkörpern, welche mit kleinen Durchflüssen betrieben werden, müssen Druckschwankungen in engeren Grenzen gehalten werden. Zudem kann ein zu hoher Druckanstieg über dem Verbraucher aber zu Geräuschproblemen führen.

Generell muss das Verhalten des Verbrauchers im System bekannt sein, um Gefahren oder Schwierigkeiten erkennen und um Abweichungen vom gewünschten Verhalten erklären zu können.

8.5.2 Steuer- und Regelungssysteme

Damit für eine Anlage das entsprechende Steuer-/Regelsystem ausgewählt werden kann, müssen die Funktion der Anlage und deren Lastverhalten genau bekannt sein. So wird verhindert, dass teure und aufwendige Systeme installiert werden, die gar nicht geeignet sind. Oft wird dabei auch vergessen, dass Steuer-/Regelsysteme schon in der Planung einen entsprechenden Aufwand für die Inbetriebsetzung und Optimierung benötigen. Vor der Auswahl eines Systems ist es daher sinnvoll, sich einige Fragen zu beantworten:

- Warum will ich regeln?
- Was soll geregelt werden?
- Was ist eine sinnvolle Grösse meiner Anlage?
- Wie und wo kann ich messen?
- Wie genau kann ich erfassen?
- In welchen Bereichen variiert meine Steuer-/Regelgrösse?

Um alle Fragen in Bezug auf eine sinnvolle Steuer-/Regelung zusammen mit dem Regelungs- oder Pumpenspezialisten beantworten zu können, müssen viele Daten aus der Anlage bekannt sein. Die meisten dieser Daten erhält man nur mit Hilfe einer detaillierten Rohrnetzrechnung.

8.5.3 Steuergrössen

Die sechs wichtigsten Steuergrössen, durch welche wir eine Anlage und damit auch ihren Elektrizitätsverbrauch beeinflussen können, sind:

- Zeit und Ventilstellung
- Rücklauftemperatur
- Vorlauftemperatur
- Temperaturdifferenz
- Druckdifferenz
- Volumenstrom

Die beiden letztgenannten Steuergrössen können eigentlich nicht getrennt betrachtet werden, da, wie wir wissen, ohne Druckdifferenz kein Volumenstrom vorhanden ist.

Steuergrössen "Zeit und Ventilstellung"

Bei allen Anlagen ist es sinnvoll, den Elektrizitätsverbrauch der Umwälzpumpe durch Reduktion der Betriebszeit zu verkürzen. Dies erfolgt durch einfaches Ein- und Ausschalten der Umwälzpumpe mittels einer Schaltuhr, oder noch besser, nach Bedarf aufgrund eines Endsignales des Ventiles. Dadurch wird bei jeder Anlage ein unnötiger Betrieb vermieden. Bei allen einfachen Ausschaltungen ist jedoch die einwandfreie Funktion der Anlage (z.B. Frostschutz) jederzeit zu gewährleisten. Diese Steuerfunktionen werden mit Vorteil von einem übergeordneten Regelgerät (z.B. Heizungsregler) aufgenommen und wenn nötig weitergeleitet. Oft gehörte Meinungen, dass Pumpen besser auch im Sommer nicht abgeschaltet werden, damit sie im Winter dann auch sicher anlaufen, sind heute unhaltbar. Viele Heizungsregler geben der Pumpe auch im Sommer periodisch kurze Einschaltbefehle, wodurch ein Festsitzen der Pumpe verhindert wird. Eine zweite, einfache und auch für andere Störungen sinnvolle Massnahme ist es, die Heizung im Herbst probeweise in Betrieb zu nehmen.

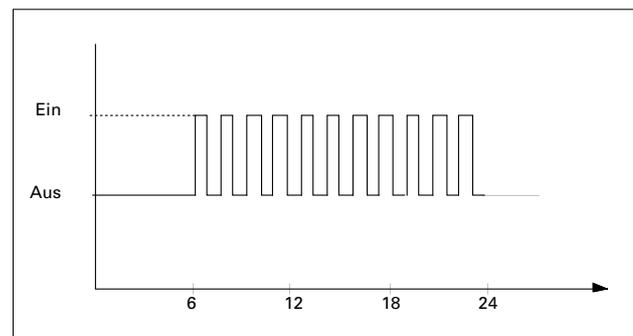


Bild (8.33): Steuerung einer Warmwasserpumpe mittels Schaltuhr.

Steuergrösse "Rücklauftemperatur"

Bei Anlagen mit konstanter Vorlauftemperatur und lastabhängiger Rücklauftemperatur ist es sinnvoll, die Rücklauftemperatur als Steuersignal zur Reduzierung der Drehzahl zu verwenden. Es muss gewährleistet sein, dass keine Probleme bei kleineren Förderströmen auftreten. Das Signal ist träge, und somit können keine raschen Anpassungen vorgenommen werden. Meistens ist es auch sinnvoll abzuklären, ob nicht eine Regelung der Vorlauftemperatur angepasster ist.

Steuergrösse "Vorlauftemperatur"

Dieses Steuersignal sagt in der Regel nichts über den Lastzustand der Anlage aus. Bei einer Heizungsanlage z.B. ist die Vorlauftemperatur meistens geregelt, und sofern die Heizkurve korrekt eingestellt ist, bleibt der Volumenstrom mehr oder weniger konstant. Bei abnehmender Vorlauftemperatur nimmt der Anteil der freien Wärme aber zu. Die Förderstromänderungen, welche durch diese Grösse ausgelöst werden, können nicht zum voraus berechnet werden; die Förderstromanpassung durch ein Steuer-/Regelgerät ist entsprechend der jeweiligen Anlage zu optimieren ("Pröbeln").

Steuergrösse "Temperaturdifferenz"

In Anlagen, bei welchen die Temperaturdifferenz möglichst eine konstante Grösse sein soll wie z.B. bei einem Primärnetz einer Wärmepumpenanlage, ist es sinnvoll, diese als Steuersignal zu verwenden. Das Steuersignal als solches ist eher träge; es geht eine gewisse Zeit, bis sich nach einer Änderung ein Beharrungszustand eingestellt hat. Aus zwei Messwerten Differenzen zu bilden, ist im

allgemeinen immer problematischer als eine einzige Grösse zu verwenden. Schwierigkeiten werden immer da sichtbar, wo die Temperaturdifferenz gegenüber den absoluten Messwerten klein wird. Hinweise zur Vermeidung von Fehlern bei Messungen in der Haustechnik liefert [19].

Steuergrösse "Druckdifferenz"

Wie bereits erwähnt sind die Grössen Druckdifferenz und Volumenstrom direkt miteinander verknüpft. In Anlagen mit variablen Förderströmen wird sich bei jeder Druckänderung als erste Reaktion der Volumenstrom ändern, bis sich die Regelventile wieder auf die neue Situation eingestellt haben. Das Ziel der Druckregelung ist es, den minimal benötigten Druck an jedem Ort der Anlage zu garantieren. Dieses Ziel werden wir nie erreichen können, da es mit einem enormen Mess- und Steueraufwand verbunden wäre. Da es in heutigen hydraulischen Netzen mit variablen Förderströmen meist nicht mehr "den schlechtesten Verbraucher" gibt (bei variablen Netzen kann jeder Verbraucher je nach den momentan vorherrschenden Bedingungen zum schlechtesten werden), kommt der Auswahl des Messortes grosse Bedeutung zu. Das Verhalten der Anlage ist stark von dieser Wahl abhängig. Aus Bild (8.34) können wir die unterschiedlichen Auswirkungen auf eine Anlage erkennen. Generell kann gesagt werden: Kleine Druckschwankungen in einem entfernten Strang können z.B. am Verteilerbalken oder über der Pumpe messtechnisch kaum mehr erfasst werden. In der Praxis werden verschiedene Wege gegangen, um mit einem vertretbaren Aufwand ein annehmbares Resultat zu erzielen.

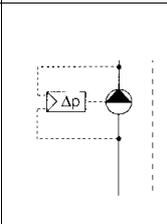
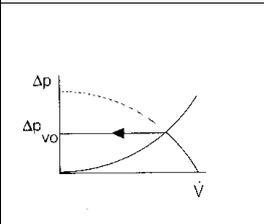
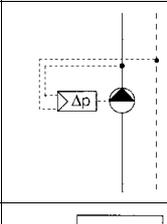
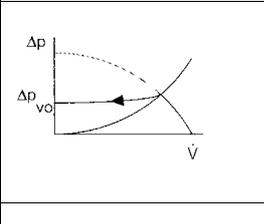
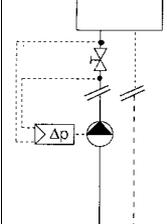
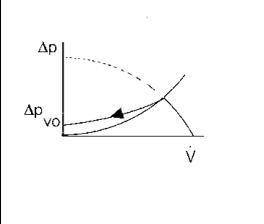
Messort	Schema	Pumpen- diagramm	Regelbarkeit/ Ventilautorität	Elektrizitäts- einsparung
Druckregelung über der Pumpe			Die Ventilautorität wird durch das Nichtansteigen des Druckes verbessert	gering
Druckregelung beim Verteiler			Druckabfälle an statischen Widerständen in der Zentrale können ausgeglichen werden. Dadurch stark verbesserte Ventilautoritäten	beachtlich
Druckregelung über den Verbraucher-ventilen			Der grösste Teil der Leitungswiderstände wird ausgeglichen. Im theoretischen Idealfall (ein Verbraucher) erhalten wir eine optimale Ventilautorität.	sehr gross

Bild (8.34): Einfluss der unterschiedlichen Messpunkte bei Druckregelung

– Druckregelung über der Pumpe (Bild 8.35)
 Durch eine Druckbegrenzung über der Pumpe kann die Gefahr von Geräuschproblemen verkleinert werden. Es handelt sich dabei um Geräuschprobleme an Thermostatventilen, welche durch ein übermässiges Ansteigen des Pumpendruckes bei kleiner werdenden Fördermengen entstehen. Voraussetzung ist, dass der benötigte Druck bei 100% Fördermenge nicht schon über dem Geräuschgrenzwert liegt). Als Geräuschgrenzwert gilt ca. 20 kPa (dieser Wert von 20 kPa kann je nach Kombination von Thermostatventil und leichten Heizkörpern auch bei ca. 10 kPa liegen!). Dies muss bei der Planung der Anlage berücksichtigt werden. Der Druck wird entweder auf einen konstanten oder einen leicht abnehmenden Differenzdruck ge-

regelt. Ein konstanter Differenzdruck wird durch eine Pumpe mit äusserst flacher Kennlinie oder mit einer Druckdifferenzregelung direkt über der Pumpe erreicht. Für einen leicht abnehmenden Differenzdruck existieren Pumpen mit sogenannt "negativen" Pumpenkennlinien (unter negativ versteht man eine Pumpenkurve welche bei kleineren Förderströmen auch kleinere Förderdrücke liefert). Dies sind relativ einfache und in grösseren Anlagen sehr nützliche Komponenten damit die Umwälzpumpe zur Druckquelle wird (vgl. Abschnitt "8.2 Rohrnetzrechnung"). Wie im Abschnitt 8.2 dargelegt, verbessern sich dadurch die Verbraucher- und die Regelventilautoritäten und somit die Stabilität des Netzes.

Erläuterungen zu den nachfolgenden Bildern:
 Im linken Bild wird gezeigt wo der Pumpendruck abgebaut werden soll. In erster Linie über dem Verbraucher (Δp_{vb}), welcher sich aus den Differenzdrücken über dem Ventil (Δp_{v100}) und dem Abgleichorgan (Δp_{A100}) zusammensetzt. Ebenso ist der Differenzdruck über dem Ventil bei Nullfördermenge (Δp_{v0}) eingezeichnet.

Das rechte Bild zeigt das Zusammenspiel der Netzkennlinie und der Pumpe. Gestrichelt ist ein möglicher Teillastfall eingezeichnet. Der Nennbetriebspunkt (B_N) verschiebt sich in Folge der Förderstromreduktion von diesem Punkt hin zum Teillastbetriebspunkt (B_T).

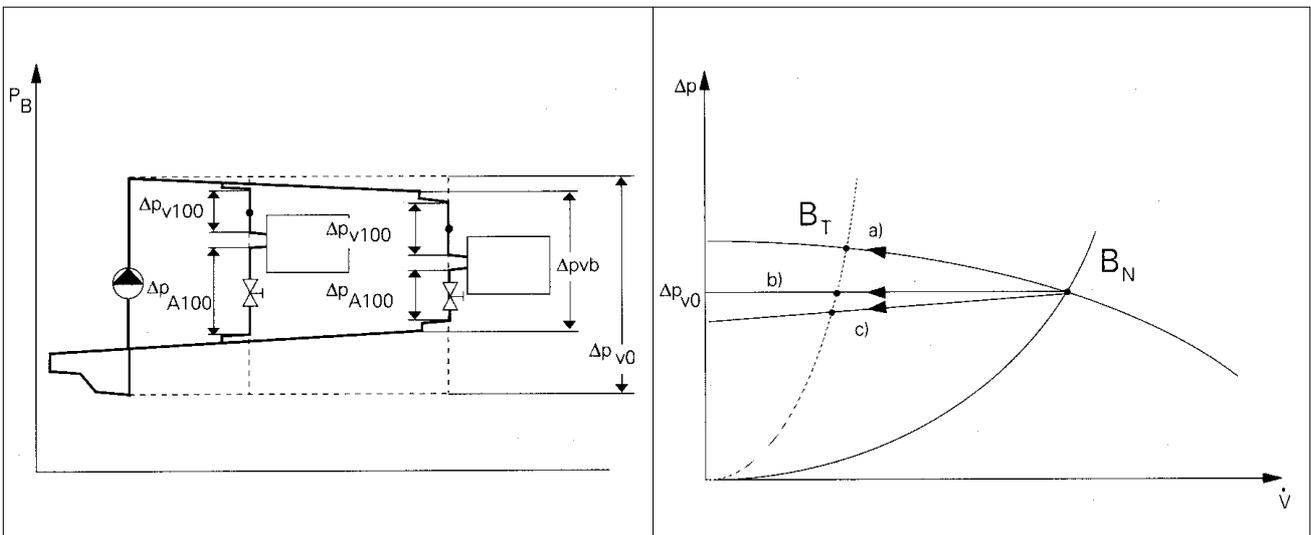


Bild (8.35): Druckschaubild und Pumpendiagramm bei Druckregelung über der Pumpe mit a) flacher Pumpenkennlinie, b) Druckkonstantregelung, c) negativer Pumpenkennlinie

– **Druckregelung beim Verteiler** (Bild 8.36)

Durch eine Druckkonstanthaltung am Verteiler, respektive vor dem ersten Abzweiger kann man z.B. Druckverluste, welche über dem Erzeugerkreislauf auftreten, im Teillastfall auffangen, das Ansteigen der Druckdifferenzen über den Ventilen verkleinern und somit die Ventilautorität verbessern.

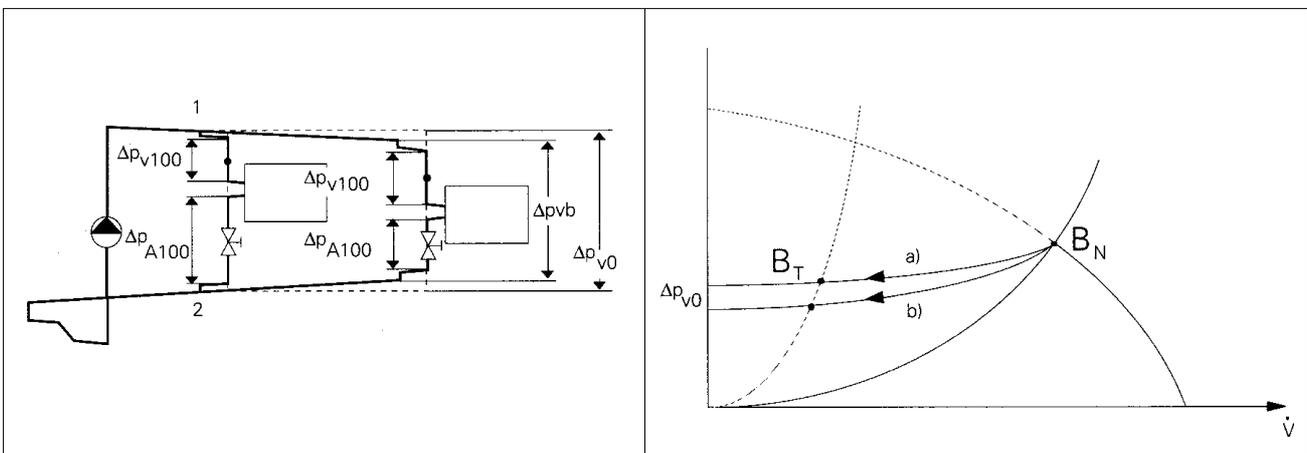


Bild (8.36): Druckschaubild und Pumpendiagramm bei a) Konstantdruckregelung und b) mit negativer Pumpenkennlinie am Verteiler (1 - 2).

Die zweite Art der zentralen Druckregelung ist installationsmässig ähnlich (ev. zusätzliche Installation eines Durchflussmengenmessers) wie bei der Variante mit Druckkonstanthaltung beim Verteiler. Der Unterschied liegt darin, dass rechnerisch eine negative Pumpenkennlinie erzeugt wird. Damit wir immer genügend Druckdifferenz über unserem momentan ungünstigsten Verbraucher haben, muss die optimale Neigung (Form) in der jeweiligen Anlage durch Betriebsbeobachtung gefunden werden. Im schlechtesten Fall befinden wir uns am Ende der Betriebsbeobachtung am selben Punkt wie bei einer Druckkonstanthaltung am Verteiler. Diese Regelungsart baut darauf auf, dass die Druckverluste über allen statischen Leitungswiderständen (Leitungen, Wärmezähler, ζ -Werten, Abgleichorganen usw.) im Teillastfall stark zurückgehen und der verbleibende Druck für den Druckverlust über den Verbraucherventilen noch gut ausreicht. Bei unserem Lösungsweg, über

druckverlustarme Leitungsnetze und Umwälzpumpen, welche als Druckquelle arbeiten, werden die oben beschriebenen starken Druckverlustreduktionen beinahe vernachlässigbar. Bei sehr grossen Anlagen (Fernheizungen mit sehr langen Leitungen), kann dieses Regelungsart Vorteile bringen, da man praktisch jede beliebige Pumpencharakteristik durch Eingabe von Stützwerten einprogrammieren kann.

– Druckkonstanthaltung über den Verbraucherventilen (Bild 8.37)

Dieses Ziel werden wir mit einer zentralen Lösung nie ganz erreichen können. An Stelle der oben beschriebenen Druckmessung am Verteiler messen wir den Druck über allen "Verbraucherventilen" und vergleichen diese verschiedenen Werte mit ihren jeweiligen Sollwerten. Entsprechend

wird die Umwälzpumpe dem momentanen Betrieb angepasst. Dies benötigt aber eine Messgrössenübermittlung von allen "Verbrauchern" zur jeweiligen Pumpensteuerung. In unserem Beispiel "Grossanlage" müsste man die Messwerte aus zehn Unterstationen über eine gesamte Kabellänge von ca. 480 m zusammentragen. Wenn nicht schon ein übergeordnetes Steuer- und Regelsystem vorhanden ist, ergibt dies einen Mehraufwand von ca. Fr. 50 000.-, welcher durch die bessere Anlagefunktion und die Elektrizitätseinsparung amortisiert werden müsste. Betrachtet man den geschätzten Energieverbrauch der ausgewählten Pumpe von ca. 6445 kWh/a, d.h. Elektrizitätskosten von ca. Fr. 965.-/a, und nehmen wir eine optimistische Einsparung von 50% an, d.h. also ca. Fr. 480.-/a, sehen wir, dass das Kosten/Nutzen-Verhältnis miserabel ist.

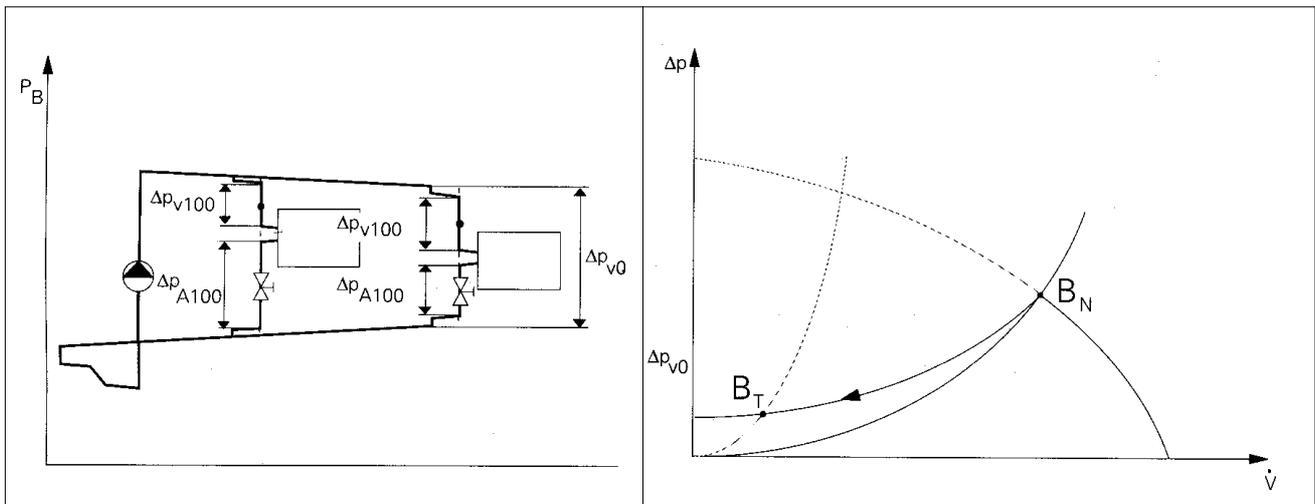


Bild (8.37): Druckschaubild und Pumpendiagramm bei Konstantdruckregelung am Verbraucherventil, z.B. in der Unterzentrale

– **Förderstrom** (Bild 8.38)

Der Förderstrom ist neben dem Druck die zweite zentrale Grösse. Primär wird er benötigt, um Leistung verteilen zu können. Es ist auch der Förderstrom, welcher mit den Regelventilen geändert wird. Wir sehen also, die eigentlich ausschlaggebende Grösse im Netz ist der Förderstrom. Er kann relativ einfach an einer zentralen Stelle gemessen werden, z.B. mit Hilfe einer Strömungssonde. Das Regulierungsprinzip ist ähnlich dem der "negativen Pumpencharakteristik", nur ist hier keine feste Neigung vorgegeben, sondern in gewissen Grenzen versucht der Regler, die für das entsprechende Netz ideale Neigung selber zu "erlernen". Er versucht auf Grund einer gemessenen Förderstro-

mänderung, die Drehzahl der Pumpe anzupassen und dadurch zu garantieren, dass der schlechteste Verbraucher immer den nötigen Differenzdruck erhält. Ein ebenfalls nicht zu unterschätzender Vorteil ist das selbsttätige Finden der "negativen" Kurve, da jede manuelle Optimierung entsprechend viel Zeit benötigt und erfahrungsgemäss selten konsequent durchgeführt wird. Da das System relativ neu ist, fehlen zum heutigen Zeitpunkt die Praxiserfahrungen noch. Ob mit diesem System das dezentrale Problem der Druckänderungen in den Griff zu bekommen ist, müssen Messungen an ausgeführten Anlagen erst noch zeigen. Es verspricht für grosse Anlagen aber recht interessant zu sein.

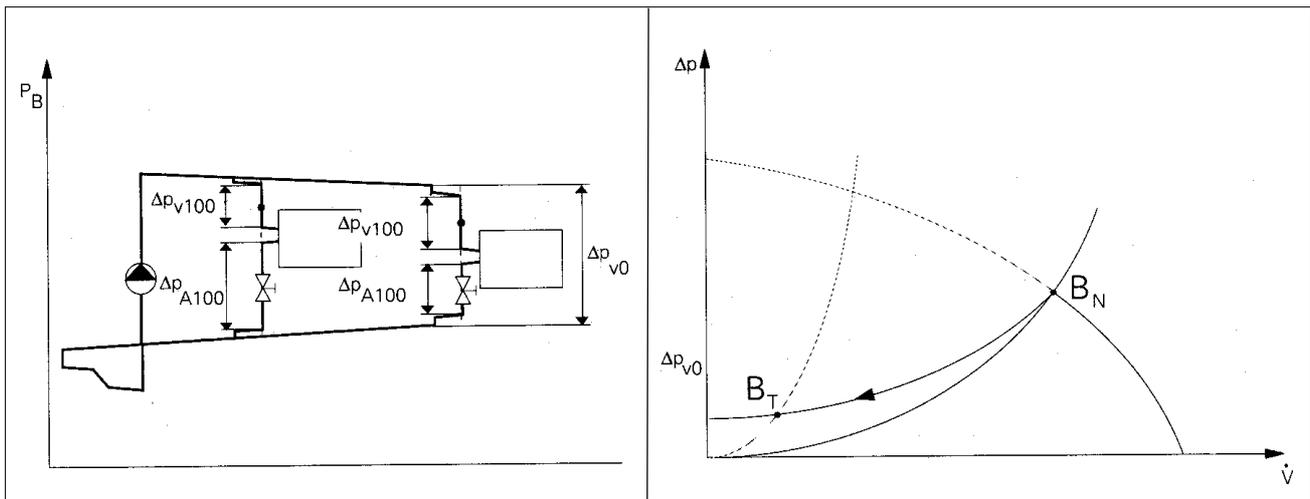


Bild (8.38): Druckschaubild und Pumpendiagramm bei Förderstromregelung am Verteiler

Für alle Steuergrössen gilt:

Je ähnlicher das Betriebsverhalten der einzelnen Verbraucher ist, desto besser und somit auch sparsamer kann die Anlage geregelt werden. Oft ist es nötig, Verbraucher in Gruppen mit ähnlichem Verhalten zu unterteilen und dann separat zu regeln.

8.5.4 Leistungssteller

Mehrstufige Pumpen

Eine einfache Art, den Arbeitspunkt einer Anlage zu verschieben, kann durch den Einsatz von mehrstufigen Pumpen erreicht werden. Dies kann manuell oder automatisch erfolgen. Bei der Inbetriebnahme ohne Automatik sollte immer mit der kleinsten Stufe begonnen werden, und nur wenn wirklich zwingende Gründe vorliegen auf die nächst grössere umgeschaltet werden. Für den Automatik-Betrieb muss ein möglichst eindeutiges Signal verwendet werden; bei der Verwendung z.B. des Differenzdruckes kann es leicht zu einem ständigen Pendeln von einer Stufe zur anderen kommen.

Beispiele:

- Suche des optimalen Betriebspunktes, Umschaltung manuell
- Anfahrtschaltung zur Überwindung der Startprobleme, Umschaltung zeitabhängig
- Unterstützung der Nachtabenkung, Umschaltung zeitabhängig
- Ausgleich der internen Lasten im Teillastbereich und Reduzierung der Geräuschprobleme, Umschaltung entsprechend der Vorlauftemperatur (eine Betriebsoptimierung ist nötig)

Bereich der Drehzahländerung: von 40 - 100%
 Je nach Fabrikat ist die Drehzahlstreuung unterschiedlich gross. Eine enge Streuung ermöglicht z.B. das Auffinden des optimalen Arbeitspunktes eher besser als eine breite Streuung.

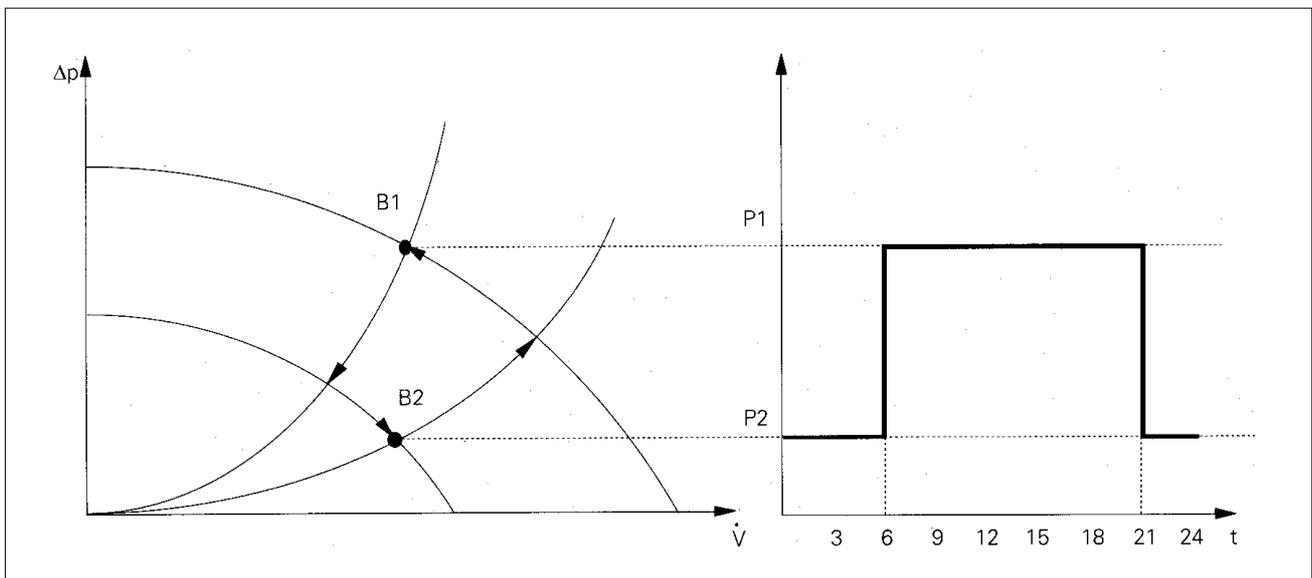


Bild (8.39): Stufenschaltung bei Nachtabenkung (Nach der Absenkung der Raumtemperatur öffnen sich die Thermostatventile, wodurch das Netz flacher wird.)

Stufenlos betriebene Pumpen mit Phasenanschnittsteuerung

Diese relativ günstige stufenlose Regelungsart (Regelung der effektiven Motorenspannung) kann nur bei Nassläufern eingesetzt werden. Diese erfüllen beide Voraussetzungen: weiche Momentenkennlinien und gute Kühlung (Wasserkühlung). Das Anschneiden der Sinus-Schwingung verursacht allerdings vermehrte Wärmeverluste im Motor. Diese Verluste können durch die gute Wasserkühlung abgeführt werden, womit ein Überhitzen des Motors verhindert wird.

- Einsatzbereich: Die Phasenanschnittregelgeräte sind für Nassläuferpumpen im Leistungsbereich von 200 - 2200 W erhältlich. Bei den grösseren Leistungen ab ca. 500 W ist der Einsatz einer Inline-Pumpe mit einem bedeutend höheren Wirkungsgrad zu prüfen (siehe Abschnitt "8.4 Umwälzpumpen").
- Drehzahlbereich: 60 - 100%, bei tieferen Drehzahlen muss mit dem Pumpenlieferanten Kontakt aufgenommen werden. Der Motor kann sonst womöglich überhitzt werden.
- Inbetriebnahme: Zur Inbetriebnahme und Betriebsbeobachtung ist die Angabe der Drehzahl auf dem Regelgerät sinnvoll.
- Geräusche: Bei ungünstigen Betriebsbedingungen können Geräuschprobleme auftreten; einerseits an der Phasenanschnittsteuerung selber (Summen) und andererseits am Motor durch Wicklungsgeräusche. Das Summen dürfte in der Regel nur für die umliegenden Räume zu einem Problem werden. Die Geräuschprobleme welche bei einem ungünstigen Betriebspunkt in den Wicklungen entstehen können, pflanzen sich via Leitungswasser im ganzen Netz aus. Abhilfe schafft in einem solchen Fall nur das zuverlässige Verhindern dieses ungünstigen Betriebspunktes.
- Die elektrischen Leitungen von der Phasenanschnittsteuerung zur Pumpe müssen abgeschirmt sein, um keine anderen Geräte zu stören.
- Meldepflicht: Ab einer gewissen Gesamtleistung aller am selben Zählerstromkreis hängenden Regler muss wegen den auftretenden Netzstörungen (Oberwellen) in diversen Elektrizitätswerken ein Anschluss-Bewilligungsgesuch eingereicht werden (z.B. gemäss Regionale

Werkvorschriften Zürich ab 5 A, respektive 3.6 kVA Ausgangsleistung).

Stufenlos betriebene Pumpen mit Frequenzumformer

Diese Drehzahlsteuerungsart ist mit Abstand die beste Art, die Drehzahl eines Asynchronmotors zu variieren. Es wird ein konstantes Spannungs- / Frequenz-Verhältnis eingehalten, was eine beinahe verlustlose Steuerung des Motors erlaubt. Mit Hilfe eines Frequenzumformers können alle Drehstrom-Asynchronmotoren, also Motoren von Nassläufer- und Trockenläufer-Pumpen, gesteuert werden.

- Einsatzbereich: Frequenzumformer sind ab einer Leistung von ca. 0.55 - über 55 kW erhältlich. Da sie relativ teuer sind, werden sie vorwiegend in grösseren Anlagen ab ca. 1 kW eingesetzt.
- Drehzahlbereich: Theoretisch decken Frequenzumformer einen Drehzahlbereich von 10 - 100% ab! Normalausführungen der Pumpen und Motoren lassen ihrerseits aber ohne Rücksprache mit dem Pumpenlieferanten nur einen Bereich von 60 - 100% zu, da sie sonst Schaden nehmen (der Ölfilm in den Lagern kann reissen und somit den Motor blockieren). Die Gefahr, dass die eigentliche Motorkühlung über die Oberfläche des Normmotors bei niedrigen Drehzahlen nicht mehr ausreichen könnte, ist bei Pumpen gering, da die Belastung des Motors bei niedrigeren Drehzahlen stark zurückgeht.
- Es muss verhindert werden, dass eine Pumpe ohne Förderung weiterläuft. Bei solchen Steuerungen muss besonders auf einen definierten Wiedereinschaltvorgang geachtet werden. Das Ausschalten kann z. B. auf Grund einer erreichten minimalen Drehzahl oder eines Ventilendschalters erfolgen. Zur Wiedereinschaltung können Ventilendschalter dienen oder beispielsweise ein vorgegebenes Zeitprogramm, welches den Frequenzumrichter ev. nur kurzzeitig wieder in Betrieb nimmt.
- Geräusche: Durch die modernen Umrichterverfahren mit ihren hohen Taktfrequenzen und dem beinahe kreisrunden Drehfeld wurden die Geräusche im Motor reduziert. Bei sehr ungünstigen Betriebsbedingungen können aber trotzdem noch Geräuschprobleme auftreten. Einerseits am Frequenzumformer selber (Summen) und andererseits am Motor durch Wicklungsge-

räusche. Diese Geräusche können für die umliegenden Räume recht unangenehm sein, sie pflanzen sich aber in der Regel bei Trockenläufern nicht via Wasser im ganzen Netz aus, da Motor und Wasser getrennt sind. Bei modernen Umformern können einerseits einzelne Frequenzen ausgeblendet werden, und andererseits lässt sich die Taktfrequenz verändern. Dadurch sollte es möglich sein, Motorgeräusche bei ungünstigen Betriebspunkten sicher zu verhindern.

- Um Funkstörungen zu vermeiden, sollte jede Leitung vom und zum Frequenzumrichter abgeschirmt werden.
- Meldepflicht: Durch die heute angewendeten, hochfrequenten, mikroprozessor-gesteuerten Frequenzumformer wird dem Netz ein beinahe sinusförmiger Strom entnommen, welcher entsprechend kleine Oberwellen erzeugt. Wie bei den Phasenanschnittsteuerungen bestehen aber in einigen Elektrizitätswerken auch für Anlagen mit Frequenzumformern Anschlussbedingungen, es ist daher ratsam, mit dem örtlichen Werk Kontakt aufzunehmen.

Pumpensplitting in Kombination mit einem Frequenzumformer

Dies ist für grössere Anlagen, bei welchen auch die Versorgungssicherheit mit berücksichtigt werden muss, eine sehr interessante und wirtschaftliche Methode. Um die eingesetzten Pumpen auch wirklich ausnützen zu können, kommt der Pumpendimension ein hoher Stellenwert zu. Das nachfolgende Pumpendiagramm mit den Netzkennlinien soll auf das Problem aufmerksam machen. Es gilt nämlich, folgende Randbedingungen bei parallelen Pumpen zu berücksichtigen:

- Der Druck über den beiden Pumpen ist immer gleich.
- Die minimale Drehzahl einer Pumpe beträgt 60%.
- Es ergeben sich nicht 100% Zuwachs beim Förderstrom sondern lediglich 85 - 90% wegen erhöhten Verlusten entweder im gemeinsamen Pumpengehäuse oder beim Hosenrohr-Ein- und Austritt.
- Der Elektromotor muss in der Regel eine Stufe in der Baureihe grösser gewählt werden, damit die im Störfall verbleibende eine Pumpe nicht überlastet wird.

- Die Kennlinien einer Pumpe sind bei verschiedenen Drehzahlen durch das Ähnlichkeitsgesetz miteinander verbunden d.h.:

$$\dot{V}_2 = \frac{n_2}{n_1} \cdot \dot{V}_1$$

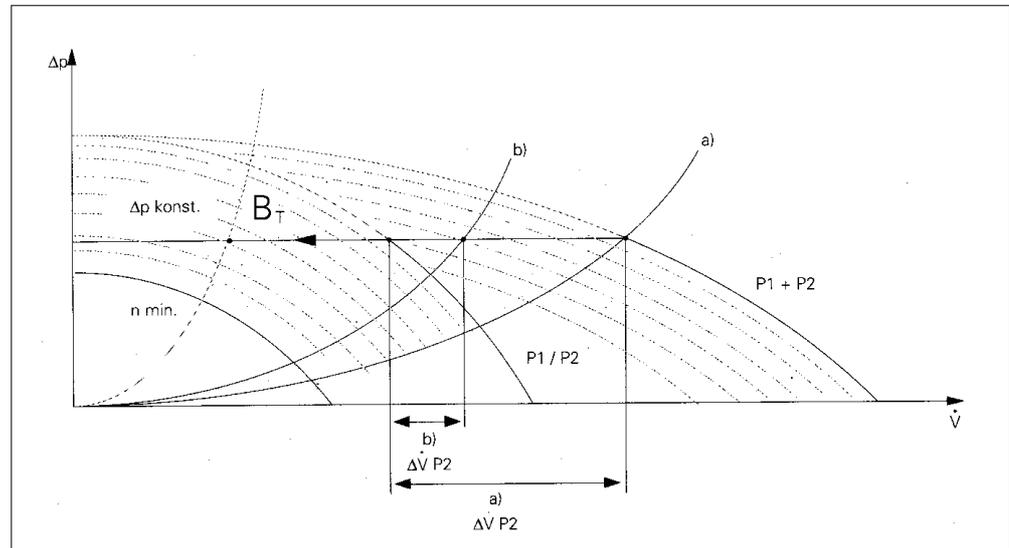
$$p_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot p_1$$

$$P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot P_1$$

Folgende Forderungen führen üblicherweise zu einer guten Pumpenauswahl:

- Die Nullförderhöhe der parallelen Pumpen muss gleich sein.
- Es werden zweckmässigerweise (Wirtschaftlichkeit) gleichartige Pumpen eingesetzt.
- Dementsprechend wird jede Pumpe beim halben Förderstrom mit gleicher Förderhöhe ausgelegt.

Bild (8.40): Parallelbetrieb von zwei gleichen Pumpen mit einem Frequenzumformer mit konstantem Differenzdruck a) gute b) ungünstige Auswahl. Im Fall b) wird der Frequenzumformer in erster Linie zur korrekten Einstellung des Nennbetriebspunktes "missbraucht". Dadurch wird der Regelbereich der zweiten Pumpe stark verkleinert.



Können die Pumpen nicht korrekt ausgewählt werden (keine Pumpe für den gewünschten Betriebspunkt), kann bei einem Parallelbetrieb ein ständiges Hin-und-her-schalten oder ein nutzloses Nebenherlaufen der zweiten Pumpe auftreten. Wenn eine hohe Sicherheit gefordert ist (z.B. Kälteanlage bei EDV-Zentralen), sind einzelne, separate, parallele, entsprechend sorgfältig verbundene (Hosenrohr) Pumpen vorzusehen. Dadurch wird auch ein Defekt am Pumpengehäuse beherrscht. Bei solchen doch eher grossen Anlagen ist eine gute Zusammenarbeit mit dem Pumpen- und dem Regelungsspezialisten unerlässlich.

Schlussfolgerungen

- Bevor eine aufwendige Regelung geplant und gebaut wird, muss abgeklärt werden, ob die Anlage mit Hilfe von druckverlustarmen Rohrleitungen nicht auch ohne die Regelung effizient und womöglich kostengünstiger gebaut werden kann.
- Eine Regelung verbessert in erster Linie das hydraulische Verhalten der Anlage.
- Es ist sorgfältig abzuklären, was und wie geregelt werden soll.
- Ohne gute Kenntnisse des geplanten Netzes kann keine Regelung der Welt gute Ergebnisse erzielen. Folglich muss eine Rohrnetzrechnung gemacht werden, und es sind Überlegungen hinsichtlich des Teillastfalles anzustellen.
- Oft liessen sich bei einer frühen und guten Zusammenarbeit des Planers und des Pumpen-, respektive des Regelungsspezialisten bedeutend einfachere, übersichtlichere Anlagen erstellen.
- Durch eine aufwendige Regelung können Fehler im Konzept nicht korrigiert werden.
- Das Motto sollte lauten: "Gut planen, einfach bauen".

9 Elektrizitätsverbrauch und Kennzahlen

9.1	Energieverbrauch von Heizungspumpen in der Schweiz	120
9.1.1	Auswertung von Messungen	120
<hr/>		
9.2	Kontrolle der ausgelegten Pumpenleistung	121
<hr/>		
9.3	Berechnung des Elektrizitätsverbrauches von Umwälzpumpen	121
<hr/>		
9.4	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	122
9.4.1	Erfahrungsbericht einer Sanierung	122

9 Elektrizitätsverbrauch und Kennzahlen

9.1 Energieverbrauch von Heizpumpen in der Schweiz

RAVEL - Rationelle Verwendung von Elektrizität. Dies soll auch das Ziel bei der Anwendung von Umwälzpumpen sein. Dass der Elektrizitätsverbrauch von Umwälzpumpen nicht so unbedeutend ist, wie vielfach angenommen wird, soll mit ein paar Zahlen dokumentiert werden. Rund 3.5 bis 4% (~1600 GWh/a) des Gesamtelektrizitätsverbrauches der Schweiz wird von Umwälzpumpen verbraucht. In den Bereichen Industrie (Anteil der Heizpumpen ca. 1.3%) und Dienstleistungen (Anteil der Heizpumpen ca. 2%) ist der Anteil des Elektrizitätsverbrauches der Heizpumpen am Gesamtelektrizitätsverbrauch noch beachtlich. Der überwiegende Anteil - rund 1300 GWh/a - wird jedoch von Heizpumpen im Bereich Wohnen (Haustechnik) benötigt. Bild (9.1) zeigt eine Aufteilung des Elektrizitätsverbrauches in einem durchschnittlichen Haushalt. Der Elektrizitätsbedarf der Heizpumpen liegt dabei in der Grössenordnung von etwa 9% des Gesamtverbrauches.

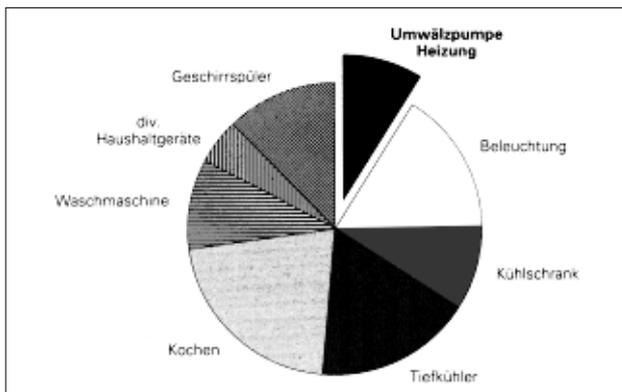


Bild (9.1): Aufteilung des Elektrizitätsverbrauches im Bereich Haushalt [9], [10]

Der spezifische Elektrizitätsverbrauch von Heizpumpen liegt gemäss Bild (9.3) bei rund 12 MJ/m²a. Das theoretisch mögliche Elektrizitätssparpotential der Heizpumpen liegt, bezogen auf den anzustrebenden Richtwert von 2.8 MJ/m²a

(vgl. Bild (9.4)), bei rund 624 GWh/a. Dies entspricht dem Elektrizitätsverbrauch von rund 156'000 Haushaltungen oder allen Haushaltungen des Kantons Aargau [24]!

Elektrizität als hochwertige Energieform muss sorgfältig und bewusst eingesetzt werden - auch im Bereich der Heizungen. Weil bis heute nur selten der Elektrizitätsverbrauch von Umwälzpumpen in einem Heizungsprojekt berechnet wurde, haben weder Hersteller, Lieferanten noch Planer ein Gefühl für Elektrizitätsverbrauchswerte entwickeln können.

Die folgenden Kennzahlen sollen es dem Planer zukünftig erlauben, sein Projekt oder eine bestehende Anlage mit "kurzen Berechnungen" zu analysieren.

9.1.1 Auswertung von Messungen

Die durchgeführten Berechnungen beruhen im wesentlichen auf den Angaben der folgenden Unterlagen [10], [24], [25], [26], [1], [28], [29]. Dabei interessieren vor allem folgende Kennzahlen:

- Elektrizitätsverbrauch der Pumpen in % des Wärmeverbrauches
- Elektrizitätsverbrauch der Pumpen in MJ/m²EBFa

Bild (9.2) stellt den normierten Elektrizitätsverbrauch der Hilfsenergie Heizung in Prozenten des SIA-Zielwertes Endenergie Wärme von 240 MJ/m²a, welcher bei Schulen, Verwaltungen usw. angewendet wird, dar. Die Auswertung der bestehenden Messungen ergibt einen durchschnittlichen Wert von 6.7% an. Der anzustrebende Richtwert (d.h. für Neubauten und Sanierungen) liegt gemäss Bild (9.4) bei ca. 1.3%. Das bedeutet, dass diese Umwälzpumpen im Durchschnitt um den Faktor 5 überdimensioniert wären.

Der Elektrizitätsverbrauch der Hilfsenergie Heizung beträgt nach Bild (9.3) 16 MJ/m²a. Der Elektrizitätsverbrauch für die Umwälzpumpen liegt etwas tiefer, nämlich bei ca. 12 MJ/m²a. Die Differenz von 4 MJ/m²a wird durch die Hilfsbetriebe Brenner, Steuerung/Regelung benötigt.

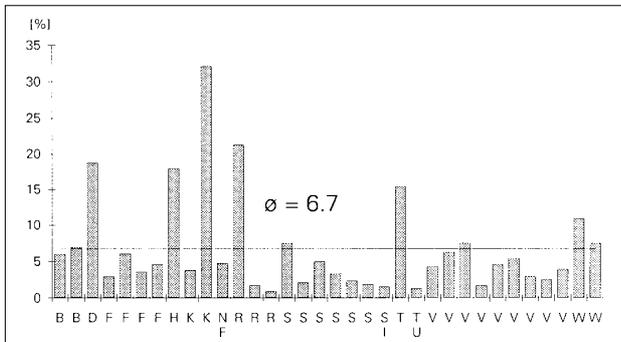


Bild (9.2): Normierter Elektrizitätsverbrauch der Hilfsenergie Heizung in % des Wärmeverbrauches (B: Bank, D: Diverses, F: Food, H: Hallenbad, K: Krankenhaus, NF: Nonfood, R: Restaurant, S: Schule, SI: Spital, T: Theater, TU: Turnhalle, V: Verwaltung, W: Wohnen)

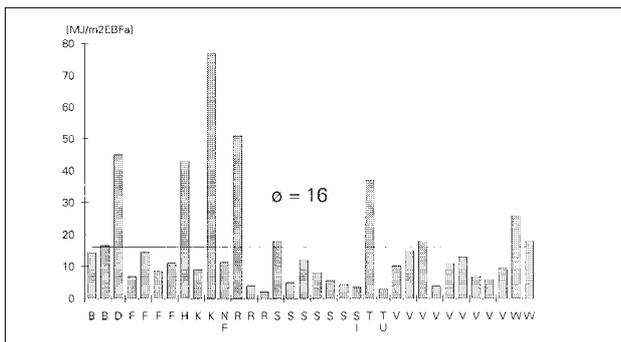


Bild (9.3): Elektrizitätsverbrauch der Hilfsenergie Heizung in MJ/m² EBFa (B: Bank, D: Diverses, F: Food, H: Hallenbad, K: Krankenhaus, NF: Nonfood, R: Restaurant, S: Schule, SI: Spital, T: Theater, TU: Turnhalle, V: Verwaltung, W: Wohnen)

9.2 Kontrolle der ausgelegten Pumpenleistung

Muss für eine bestehende Anlage oder für ein Projekt die Pumpenleistung abgeschätzt werden, so kann dies relativ einfach mit folgender Gleichung gemacht werden:

$$P_p = \frac{P_k \cdot \Delta p_p}{\Delta T \cdot \eta_p \cdot 4.183} \cdot 10^{-3} \quad \text{W}$$

P_p Pumpenleistung im Nennbetrieb W

P_k Kesselleistung kW

Δp_p Förderdruck der Pumpe im Nennbetriebspunkt Pa
 ΔT Maximale Temperaturdifferenz VL/RL K
 η_p Wirkungsgrad der Umwälzpumpe im Nennbetriebspunkt -

9.3 Berechnung des Elektrizitätsverbrauches von Umwälzpumpen

Im Sinne einer Qualitätskontrolle ist es sinnvoll, nach der Auswahl der Umwälzpumpen deren Elektrizitätsbedarf zu bestimmen. In [11] ist unter Abschnitt "3 2 2 Pumpen" folgendes vermerkt: *Der Energieverbrauch für Pumpenantrieb soll ca. 2% der verteilten Brennstoffenergie nicht übersteigen.*

Und in der gleichen Empfehlung heisst es unter Abschnitt "2 1 Zielsetzung":

Elektrische Energie für Wärmeverteilung: weniger als 2% des Brennstoffenergieverbrauches.

Obwohl in der neuesten Ausgabe dieser SIA-Empfehlung die genannte Zielsetzung nur noch im Anhang erwähnt sein wird, erscheint sie uns sehr wichtig. Es muss auch weiterhin ganz klar das Ziel bestehen, den Elektrizitätsverbrauch der Umwälzpumpen zu senken. Messungen nach [3] haben gezeigt, dass der Elektrizitätsbedarf der Umwälzpumpen in einer Heizungsanlage ca. 1.5% des Brennstoffenergieverbrauches beträgt. Tatsache ist jedoch, dass in bestehenden Anlagen dieser Wert meist noch deutlich überschritten wird (vgl. Bild (9.2)).

Das zukünftige Ziel könnte daher wie folgt aussehen:

Der Elektrizitätsverbrauch der Heizungspumpen soll weniger als 1.0% des Endenergieverbrauches Wärme betragen!

Umgesetzt auf die Zielwerte gemäss [12] für Neubauten ergäbe das die folgenden anzustrebenden Werte:

Gebäude Nutzung	E_h MJ/m ² a	E_p MJ/m ² a
Einfamilienhaus	310	3.1
Mehrfamilienhaus	280	2.8
Verwaltungsgebäude	240	2.4
Schulen	240	2.4

Bild (9.4): Anzustrebende Werte des Elektrizitätsbedarfes von Heizungspumpen nach den Zielwerten für Neubauten in [12]

Wie bereits die Berechnungen in den Anlagebeispielen gezeigt haben, sind diese Werte durchaus realistisch. Messungen im Rahmen des RAVEL Untersuchungsprojektes 11.55 haben gezeigt, dass sogar Werte in der Grössenordnung von 0.1 bis 0.2% erreichbar sind.

9.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Viele Mehraufwendungen, welche in Planung und Ausführung gemacht werden können, dienen in erster Linie der besseren Beherrsch- und Regelbarkeit der Anlage. Dass sie sich zum Teil durch einen verringerten Elektrizitätsverbrauch selber finanzieren, ist ein sehr schöner Nebeneffekt. Eine genaue, realistische, alle Randbedingungen miteinschliessende Wirtschaftlichkeitsberechnung ist äusserst aufwendig und schwierig durchzuführen. Viele Vorteile, welche eine gute Planung und Ausführung mit sich bringen, können kaum als Geldbetrag "ausgedrückt" werden. Ein mögliches Vorgehen zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit ist in den Anlagebeispielen der Abschnitte "3. Kleinanlagen" und "4. Anlagen mit Verteiler" dargestellt. Andere Beispiele von Wirtschaftlichkeitsberechnungen, z. B. eines Frequenzumrichters, kön-

nen den Herstellerunterlagen entnommen werden. Sie basieren meistens auf geschätzten Betriebsstunden bei entsprechenden Lastzuständen. Diese Berechnungen sind daher mit entsprechender Vorsicht anzuwenden.

Mit dem nachfolgenden Erfahrungsbericht soll aufgezeigt werden, was bezüglich Elektrizitätseinsparung möglich ist. Im Übrigen empfehlen wir allen Planern, die nötigen Mehraufwendungen mit verbesserten Eigenschaften der Anlage zu begründen und sich nicht auf Behauptungen einzulassen, welche womöglich bei der realisierten Anlage nie vorhanden sein werden.

9.4.1 Erfahrungsbericht einer Sanierung

Ausgangslage

Im Jahr 1973/74 wurde die Anlage Lacuna II in Chur installiert. Für die ganzjährige Wärmeversorgung der verschiedenen Unterstationen wurden zwei Gleichstrommotor-Pumpen mit je 45 kW elektrischer Antriebsleistung eingebaut. Leider wurden nicht mit aller Konsequenz die Verbaucherabgänge mit Durchgangsventilen ausgerüstet, sodass die Regulierung der Fernleitungspumpen nicht einwandfrei funktionierte (zwei Wärmetauscher mit 755 kW resp. 375 kW Wärmeleistung wurden konstant druchströmt).

- Kenngrössen: Zentrale konzipiert für 12MW
 Installiert 1973/74 6MW
 Gemessene Belastung 3MW

In Folge der nur teilweisen Realisierung des Versorgungsgebietes wurde bedeutend weniger Wärmeenergie verbraucht als vorgesehen.

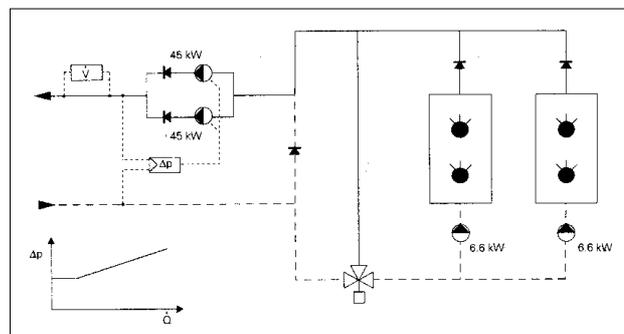


Bild (9.5): Prinzipschema: Drehzahl der Umwälzpumpen bis 1985 ungesteuert, ab 1985 gesteuert

Massnahmen Phase 1

Mit der Inbetriebnahme der neuen Umwälzpumpenregelung im Jahr 1985 wurde der Förderstrom sowie der Förderdruck der effektiven Anlagenbelastung angepasst (zu hohe Sollwertvorgabe: gemäss Rohrnetzrechnung bei Vollast 220 kPa, effektiv gemessene Druckdifferenz 70 kPa).

Massnahmen Phase 2

Nach genauen Analysen der Verbrauchszahlen wurden die neuen Pumpen (3 Inline-Pumpen à 2.2 kW) ausgelegt und mittels eines Frequenzumformers in Abhängigkeit von Delta-p-variabel geregelt. Gleichzeitig wurden beide Kesselpumpen (zu je 6.6 kW 1500 l/min.) durch Umwälzpumpen mit 2-stufigen Motoren (2.2/0.4 kW, 1000/500 min⁻¹) ersetzt. Sie werden neu, entsprechend des Betriebes der Fernleitungspumpen, gesteuert.

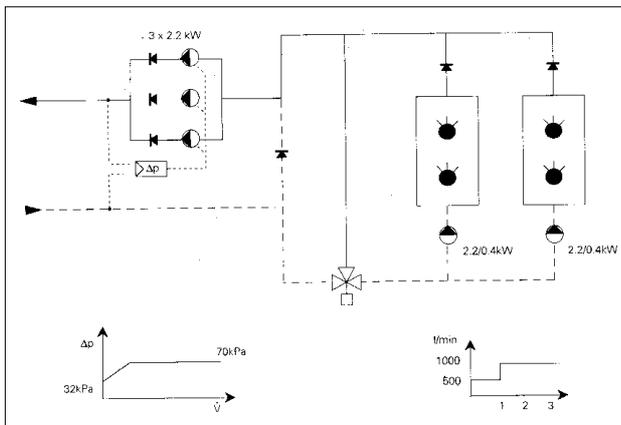


Bild (9.6): Prinzipschema der aktuellen Anlage

Funktionsbeschreibung der aktuellen Anlage

Die drei Fernleitungspumpen werden heute über einen Frequenzumrichter stufenlos geregelt. Sie decken zusammen den 100% Bedarf (150 m³/h, 90 kPa) ab. Steigt die Anlagenbelastung über ca. 30% an, so wird automatisch eine zweite Pumpe hinzugeschaltet. Bei Lasten ab ca. 60% erfolgt die Zuschaltung der 3. Pumpe. Bei Betrieb von mehr als einer Fernleitungspumpe, erfolgt die Freigabe der 2. Stufe der Kesselpumpe über die Betriebsmeldekarte der Fernleitungspumpen.

Was wurde erreicht?

Jahresverbrauch	Elektrizitätsverbrauch kWh	Ölverbrauch l
1985	151691	855000
1986	107481	882000
1991	55834	872000

Bild (9.7): Energieverbrauchsentwicklung von 1985 bis 1991

Zwischen 1985 und 1991 konnte durch die erwähnten Massnahmen der jährliche Elektrizitätsverbrauch um 96000 kWh gesenkt werden, was einer Elektrizitätseinsparung von 63% entspricht!

Was hat es gekostet?

Den Einsparungen von 96000 kWh/a (Fr. 15360.-) stehen Investitionen von

- Fernleitungs- / Kesselpumpen ca. Fr. 50000.-
 - Hydraulische Anpassung Netz ca. Fr. 9000.-
- total ca. Fr. 59000.- gegenüber.

Annahmen

- Mittlerer Elektrizitätspreis: 0.16 Fr./kWh
- Nominalzins: 8%
- Teuerung: 6%
- ø Lebensdauer der Anlage: 20 a [23].
- Barwertfaktor: 16.3514 [A5]

Netto-Barwert = - 59000.- + 16.3514 · 15360.- = **192157.- > 0**, d. h. die Investition ist super wirtschaftlich!

Wer hat es realisiert?

Bauherrschaft:	Interessengemeinschaft LACUNA II
Projektierung / Ausführung:	De-Stefani AG Industriestrasse 13 7000 Chur
Pumpen- / Regulierungslieferant:	EMB Pumpenbau AG Erlenweg 4 4310 Reinfelden

10 Anhang

A1	Berechnungsergebnisse	126
A2	Literaturverzeichnis	133
A3	Herstellerverzeichnis	136
A4	Benennungen und Formelzeichen	137
A5	Barwertfaktortabelle	139
A6	Umrechnungstabellen	140
A7	Rohrnetzberechnungsformular	141
A8	Publikationen RAVEL	142

A1 Berechnungsergebnisse

```

*****
*
*           ROHRNETZBERECHNUNG           (TCW)           *
*
***** Gebr.Tobler AG, Steinackerstr.10, 8902 Urdorf *****
*
* OBJEKT: Kleinanlage Anlage ohne Verteiler   NUMMER: 1           *
* BEARBEITER: INTEP/ef                       DATEI: ihhyd1 .ZRD      *
* DATUM: 27.6.91                             *
*
*****

```

1. PROJEKTDATEN

```

-----
Dateiname           : ihhyd1 .ZRD
Datum               : 27.6.91
Anlagebezeichnung  : Kleinanlage Anlage ohne Verteiler
Anlagennummer      : 1
Sachbearbeiter     : INTEP/ef
Rohrsatz           : a .ZRO
Handventile        :
Thermostatventile : DANFOSS
Rücklaufverschraubungen : BALLOFIX
Frostschutzmittel  : PROPYLENGLYKOL
Rohrrauigkeit     : 0.0450 mm
Vorlauftemperatur  : 60 C
tm Verbraucher     : 50 C
Frostschutzmittel-Anteil : 0 %
Druckabgleich      : Nein

```

2. VORGABEN ZU DEN TEILSTRECKEN

```

-----
R-Wert              : 150 Pa
Maximale Geschwindigkeit : 1.2 m/s
Umgebungstemperatur : 20 C

```

3. BERECHNUNGSERGEBNISSE ANLAGE

```

-----
Ungünstigster Verbraucher (Nr.) : 104.0
Dichte ( 60 C ) : 983.0 kg/m3
( 50 C ) : 987.8 kg/m3
Kinematische Viskosität ( 60 C ) : 0.471E-06 m2/s
( 50 C ) : 0.551E-06 m2/s
Spezifische Wärmekapazität cp ( 50 C ) : 4176 J/kg,K
Netz-Rücklauftemperatur : 41.04 C
-Temperaturdifferenz : 18.96 K
-Massenstrom : 0.0834 kg/s
-Druckverlust : 12970 Pa
Verbraucherleistung : 5170 W
Erzeugerleistung : 6606 W
Wärmeverluste : 1436 W ( 21.73% )
Pumpen-Förderhöhe : 1.35 m
-Förderstrom : 0.31 m3/h

```

```

*****
*
*           ROHRNETZBERECHNUNG           (TCW)           *
*
***** Gebr.Tobler AG, Steinackerstr.10, 8902 Urdorf *****
*
* OBJEKT: Kleinanlage Anlage ohne Verteiler   NUMMER: 1   *
* BEARBEITER: INTEP/ef                       DATEI: ihhyd1 .ZRD *
* DATUM: 27.6.91                             *
*
*****

```

1. PROJEKTDATEN

```

-----
Dateiname           : ihhyd1 .ZRD
Datum               : 27.6.91
Anlagebezeichnung  : Kleinanlage Anlage ohne Verteiler
Anlagenummer       : 1
Sachbearbeiter     : INTEP/ef
Rohrsatz           : a .ZRO
Handventile        :
Thermostatventile : DANFOSS
Rücklaufverschraubungen : BALLOFIX
Frostschutzmittel  : PROPYLENGLYKOL
Rohrrauigkeit     : 0.0450 mm
Vorlauftemperatur  : 60 C
tm Verbraucher     : 50 C
Frostschutzmittel-Anteil : 0 %
Druckabgleich     : Nein

```

2. VORGABEN ZU DEN TEILSTRECKEN

```

-----
R-Wert              : 50 Pa
Maximale Geschwindigkeit : 1.2 m/s
Umgebungstemperatur : 20 C

```

3. BERECHNUNGSRESULTATE ANLAGE

```

-----
Ungünstigster Verbraucher (Nr.) : 104.0
Dichte ( 60 C ) : 983.0 kg/m3
( 50 C ) : 987.8 kg/m3
Kinematische Viskosität ( 60 C ) : 0.471E-06 m2/s
( 50 C ) : 0.551E-06 m2/s
Spezifische Wärmekapazität cp ( 50 C ) : 4176 J/kg,K
Netz-Rücklauftemperatur : 41.06 C
-Temperaturdifferenz : 18.94 K
-Massenstrom : 0.0842 kg/s
-Druckverlust : 9148 Pa
Verbraucherleistung : 5170 W
Erzeugerleistung : 6660 W
Wärmeverluste : 1490 W ( 22.37% )
Pumpen-Förderhöhe : 0.95 m
-Förderstrom : 0.31 m3/h

```

```

*****
*
*           ROHRNETZBERECHNUNG           (TCW)           *
*
*****
***** Gebr.Tobler AG, Steinackerstr.10, 8902 Urdorf *****
*
* OBJEKT: Anlage mit Verteiler           NUMMER: Primärkreis           *
* BEARBEITER: ef                       DATEI: obke .ZRD           *
* DATUM: 7.5.91
*
*****

```

1. PROJEKTDATEN

```

-----
Dateiname           : obke .ZRD
Datum               : 7.5.91
Anlagebezeichnung  : Anlage mit Verteiler
Anlagennummer      : Primärkreis
Sachbearbeiter     : ef
Rohrsatz           : a .ZRO
Handventile        :
Thermostatventile :
Rücklaufverschraubungen :
Frostschutzmittel  : PROPYLENGLYKOL
Rohrrauigkeit     : 0.0450 mm
Vorlauftemperatur  : 60 C
tm Verbraucher     : 50 C
Frostschutzmittel-Anteil : 0 %
Druckabgleich      : Nein

```

2. VORGABEN ZU DEN TEILSTRECKEN

```

-----
R-Wert              : 50 Pa
Maximale Geschwindigkeit : 1.0 m/s
Umgebungstemperatur : 10 C

```

3. BERECHNUNGSRESULTATE ANLAGE

```

-----
Ungünstigster Verbraucher (Nr.) : 6.0
Dichte ( 60 C ) : 983.0 kg/m3
( 50 C ) : 987.8 kg/m3
Kinematische Viskosität ( 60 C ) : 0.471E-06 m2/s
( 50 C ) : 0.551E-06 m2/s
Spezifische Wärmekapazität cp ( 50 C ) : 4176 J/kg,K
Netz-Rücklauftemperatur : 40.02 C
-Temperaturdifferenz : 19.98 K
-Massenstrom : 1.2041 kg/s
-Druckverlust : 21373 Pa
Verbraucherleistung : 99978 W
Erzeugerleistung : 100454 W
Wärmeverluste : 476 W ( 0.47% )
Pumpen-Förderhöhe : 2.22 m
-Förderstrom : 4.41 m3/h

```

```

*****
*
*           ROHRNETZBERECHNUNG           (TCW)           *
*
***** Gebr.Tobler AG, Steinackerstr.10, 8902 Urdorf *****
*
* OBJEKT: Anlage mit Verteiler           NUMMER: Gruppe Büro
* BEARBEITER: INTEP/ef                   DATEI: obhe .ZRD
* DATUM: 1.7.91
*
*****

```

1. PROJEKTDATEN

```

-----
Dateiname           : obhe .ZRD
Datum               : 1.7.91
Anlagebezeichnung  : Anlage mit Verteiler
Anlagennummer      : Gruppe Büro
Sachbearbeiter     : INTEP/ef
Rohrsatz           : a .ZRO
Handventile        :
Thermostatventile : DANFOSS
Rücklaufverschraubungen : BALLOFIX
Frostschutzmittel  : PROPYLENGLYKOL
Rohrrauigkeit     : 0.0450 mm
Vorlauftemperatur  : 60 C
tm Verbraucher     : 50 C
Frostschutzmittel-Anteil : 0 %
Druckabgleich      : Nein

```

2. VORGABEN ZU DEN TEILSTRECKEN

```

-----
R-Wert              : 150 Pa
Maximale Geschwindigkeit : 1.2 m/s
Umgebungstemperatur : 20 C

```

3. BERECHNUNGSRESULTATE ANLAGE

```

-----
Ungünstigster Verbraucher (Nr.) : 313.0
Dichte ( 60 C ) : 983.0 kg/m3
( 50 C ) : 987.8 kg/m3
Kinematische Viskosität ( 60 C ) : 0.471E-06 m2/s
( 50 C ) : 0.551E-06 m2/s
Spezifische Wärmekapazität cp ( 50 C ) : 4176 J/kg,K
Netz-Rücklauftemperatur : 41.05 C
-Temperaturdifferenz : 18.95 K
-Massenstrom : 0.9438 kg/s
-Druckverlust : 27732 Pa
Verbraucherleistung : 60123 W
Erzeugerleistung : 74698 W
Wärmeverluste : 14575 W ( 19.51% )
Pumpen-Förderhöhe : 2.88 m
-Förderstrom : 3.46 m3/h

```

```

*****
*
*          ROHRNETZBERECHNUNG          (TCW)
*
*****
***** Gebr.Tobler AG, Steinackerstr.10, 8902 Urdorf *****
*
* OBJEKT: Anlage mit Verteiler          NUMMER: Gruppe Büro
* BEARBEITER: INTEP/ef                  DATEI: obhe .ZRD
* DATUM: 1.7.91
*
*****

```

1. PROJEKTDATEN

```

-----
Dateiname          : obhe .ZRD
Datum              : 1.7.91
Anlagebezeichnung : Anlage mit Verteiler
Anlagenummer      : Gruppe Büro
Sachbearbeiter    : INTEP/ef
Rohrsatz          : a .ZRO
Handventile       :
Thermostatventile : DANFOSS
Rücklaufverschraubungen : BALLOFIX
Frostschutzmittel : PROPYLENGLYKOL
Rohrrauhigkeit   : 0.0450 mm
Vorlauftemperatur : 60 C
tm Verbraucher    : 50 C
Frostschutzmittel-Anteil : 0 %
Druckabgleich     : Nein

```

2. VORGABEN ZU DEN TEILSTRECKEN

```

-----
R-Wert              : 50 Pa
Maximale Geschwindigkeit : 1.2 m/s
Umgebungstemperatur : 20 C

```

3. BERECHNUNGSRESULTATE ANLAGE

```

-----
Ungünstigster Verbraucher (Nr.) : 313.0
Dichte ( 60 C ) : 983.0 kg/m3
      ( 50 C ) : 987.8 kg/m3
Kinematische Viskosität ( 60 C ) : 0.471E-06 m2/s
      ( 50 C ) : 0.551E-06 m2/s
Spezifische Wärmekapazität cp ( 50 C ) : 4176 J/kg,K
Netz-Rücklauftemperatur : 41.12 C
  -Temperaturdifferenz : 18.88 K
  -Massenstrom : 0.9685 kg/s
  -Druckverlust : 14937 Pa
Verbraucherleistung : 60123 W
Erzeugerleistung : 76364 W
Wärmeverluste : 16241 W ( 21.27% )
Pumpen-Förderhöhe : 1.55 m
  -Förderstrom : 3.55 m3/h

```

```

*****
*
*           ROHRNETZBERECHNUNG           (TCW)           *
*
***** Gebr.Tobler AG, Steinackerstr.10, 8902 Urdorf *****
*
* OBJEKT: Grossanlage           NUMMER: Fernleitung           *
* BEARBEITER: INTEP/ef           DATEI: hkfern .ZRD           *
* DATUM: 24.7.91
*
*****
  
```

1. PROJEKTDATEN

```

-----
Dateiname           : hkfern .ZRD
Datum               : 24.7.91
Anlagebezeichnung  : Grossanlage
Anlagenummer       : Fernleitung
Sachbearbeiter     : INTEP/ef
Rohrsatz           : a .ZRO
Handventile        :
Thermostatventile :
Rücklaufverschraubungen :
Frostschutzmittel  : PROPYLENGLYKOL
Rohrrauhigkeit     : 0.0450 mm
Vorlauftemperatur  : 55 C
tm Verbraucher     : 48 C
Frostschutzmittel-Anteil : 0 %
Druckabgleich      : Nein
  
```

2. VORGABEN ZU DEN TEILSTRECKEN

```

-----
R-Wert              : 50 Pa
Maximale Geschwindigkeit : 1.2 m/s
Umgebungstemperatur : 10 C
  
```

3. BERECHNUNGSRESULTATE ANLAGE

```

-----
Ungünstigster Verbraucher (Nr.) : 1028.0
Dichte ( 55 C ) : 985.5 kg/m3
      ( 48 C ) : 988.9 kg/m3
Kinematische Viskosität ( 55 C ) : 0.508E-06 m2/s
      ( 48 C ) : 0.575E-06 m2/s
Spezifische Wärmekapazität cp ( 48 C ) : 4176 J/kg,K
Netz-Rücklauftemperatur : 40.06 C
  -Temperaturdifferenz : 14.94 K
  -Massenstrom : 9.4045 kg/s
  -Druckverlust : 64669 Pa
Verbraucherleistung : 574007 W
Erzeugerleistung : 586596 W
Wärmeverluste : 12589 W ( 2.15% )
Pumpen-Förderhöhe : 6.69 m
  -Förderstrom : 34.35 m3/h
  
```

```

*****
*
*           ROHRNETZBERECHNUNG           (TCW)
*
***** Gebr.Tobler AG, Steinackerstr.10, 8902 Urdorf *****
*
* OBJEKT: Grossanlage           NUMMER: Fernleitung
* BEARBEITER: INTEP/ef         DATEI: hkfern .ZRD
* DATUM: 24.7.91
*
*****

```

1. PROJEKTDATEN

```

-----
Dateiname           : hkfern .ZRD
Datum               : 24.7.91
Anlagebezeichnung  : Grossanlage
Anlagenummer       : Fernleitung
Sachbearbeiter     : INTEP/ef
Rohrsatz           : a .ZRO
Handventile        :
Thermostatventile :
Rücklaufverschraubungen :
Frostschutzmittel  : PROPYLENGLYKOL
Rohrrauigkeit     : 0.0450 mm
Vorlauftemperatur  : 55 C
tm Verbraucher     : 48 C
Frostschutzmittel-Anteil : 0 %
Druckabgleich      : Nein

```

2. VORGABEN ZU DEN TEILSTRECKEN

```

-----
R-Wert              : 200 Pa
Maximale Geschwindigkeit : 1.2 m/s
Umgebungstemperatur : 10 C

```

3. BERECHNUNGSRESULTATE ANLAGE

```

-----
Ungünstigster Verbraucher (Nr.) : 1122.0
Dichte ( 55 C ) : 985.5 kg/m3
( 48 C ) : 988.9 kg/m3
Kinematische Viskosität ( 55 C ) : 0.508E-06 m2/s
( 48 C ) : 0.575E-06 m2/s
Spezifische Wärmekapazität cp ( 48 C ) : 4176 J/kg,K
Netz-Rücklauftemperatur : 40.06 C
-Temperaturdifferenz : 14.94 K
-Massenstrom : 9.3822 kg/s
-Druckverlust : 116269 Pa
Verbraucherleistung : 574007 W
Erzeugerleistung : 585426 W
Wärmeverluste : 11419 W ( 1.95% )
Pumpen-Förderhöhe : 12.03 m
-Förderstrom : 34.27 m3/h

```

A2 Literaturverzeichnis

Nr	Autor	Titel	Verlag
1	ARGE Amstein+Walthert/Intep	Sparpotential beim Elektrizitätsverbrauch von zehn ausgewählten arttypischen Dienstleistungsgebäu- den	Bundesamt für Energiewirtschaft Dezember 1990
2	Bundesamt für Konjunkturfragen	Hydraulischer Abgleich von Heizungsanlagen	Impulsprogramm Haustechnik April 1988
3	Arbeitsgemeinschaft EEH Weinmann-Energies & EWI AG	SIA 380/4 Elektrische Energie im Hochbau Hilfsenergie Heizung Bericht B-4	SIA 380/4 Januar 1991
4	Recknagel / Sprenger / Hörnmann	Taschenbuch für HEIZUNG + KLIMATECHNIK	Oldenbourg 1988/89
5	M. Schaar	Konzeption und Auslegung von hydraulischen Schaltungen und Stellgliedern	Landis & Gyr AG 1989
6	P. Ackermann	Stopfbüchlose Heizungsumwälzpumpen	Bieri Pumpenbau AG 3110 Münsingen 1984
7	J. Steinemann	Einbauten unmittelbar vor oder nach einer Pumpe	Heizung Klima Nr. 9 1986
8	Redaktion der Zeitschrift TEST	Test Heizungspumpen	Zeitschrift TEST 1986
9	H.J. Luchsinger	Strom sparen in der Haustechnik - Umwälzpumpen und deren Regelung im Vergleich	Doku SWISS BAU 91 Januar 1991
10	EWZ/INFRAS	Grundlagen für eine intensivierete Stromsparerpolitik	Zürich Juni 1987
11	SIA 384/1	Warmwasser-Zentralheizungen	Zürich 1982
12	SIA 380/1	Energie im Hochbau	Zürich 1988
13	Bundesamt für Konjunkturfragen	Steuern und regeln in der Heizungs- und Lüftungstechnik	Impulsprogramm Haustechnik März 1986

Nr	Autor	Titel	Verlag
14	J. Kurmann / M. Schaer	Ventil- und Regelkennlinie Ventildimensionierung D/60-043	Landis & Gyr AG 1983
15	Hans Roos	Hydraulik der Wasserheizung	R. Oldenbour Verlag München Wien 1986
16	Schweizerische Aktionsgemeinschaft Sparsamer Heizen (ASH)	Heizungstechnik in der Praxis	AG Buchdruckerei Reinach, Rinsch BL
17	Hans Roos und andere	Hydraulik und Regelung von Wassernetzen in Heizungs- und Klimaanlage	Technische Akademie Esslingen Weiterbildungszentrum
18	KSB Pumpen / Armaturen	Auslegung von Kreiselpumpen	KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal
19	Bundesamt für Konjunkturfragen	Messen in der Haustechnik	Impulsprogramm Haustechnik September 1986
20	Danfoss AG	Wissenswertes über Frequenzumformer	Danfoss Werner Kuster AG Frenkendorf
21	Peter F. Brosch	Frequenzumformer Prinzip, Aufbau und Einsatz	Verlag moderne Industrie AG
22	Bundesamt für Konjunkturfragen	Wasser in der Haustechnikanlagen	Impulsprogramm Haustechnik März 1987
23	SWKI Nr. 88-3	Betriebskosten-Berechnung wärmetechnischer Einrichtungen	SWKI Dezember 1988
24	Bundesamt für Statistik	Statistisches Jahrbuch der Schweiz 1989	Verlag Neue Zürcher Zeitung 1989
25	C.U. Brunner u. A.	Elektrizitäts sparen	NFP 44 Energie 1986
26	C.U. Brunner u. A.	Elektrosparsstudien	Basel Landschaft und Zürich 1988

Nr Autor	Titel	Verlag
27 SEV/VSE	Schweizerische Elektrizitätsstatistik 1989	SEV Bulletin Nr. 8/1990
28 B. Wick u. A.	Nachfrage Elektrizität Dienstleistungssektor 1988	EGES Arbeitsdokument Nr. 11

A3 Herstellerverzeichnis

Nr **Hersteller**

H1 EMB Pumpenbau AG
Erlenweg
CH-4310 Rheinfelden

H2 Gebr. Tobler AG
Steinackerstrasse 10
CH-8902 Urdorf

H3 Bieri Pumpenbau AG
Biral International
CH-3110 Münsingen

H4 Grundfos Pumpen AG
Bruggacherstrasse 10
CH-8117 Fällanden

H5 Landis & Gyr AG
Sennweidstrasse 47
CH-6312 Steinhausen

H6 Oertli Wärmetechnik AG
Zürichstrasse 130
CH-8600 Dübendorf

H7 ARWA Vortex economica
Richtstrasse 2
CH-8304 Wallisellen

H8 HÄNY & CIE. AG
Bergstrasse 103
CH-8706 Meilen

H9 K. Rüttschi AG
Herzogstrasse 11
CH-5200 Brugg

H10 Danfoss
Werner Kuster AG
4402 Frenkendorf

H11 Rudair
Hauptstrasse 77
4435 Niederdorf

H12 atech
Case postale 4
1147 Montricher

A4 Benennungen und Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m ²	Fläche
Ba	-	Betriebspunkt a
c _{pW}	kJ/kgK	Wärmekapazität
DN	mm	Nennweite von Rohren
d	m	Durchmesser
EBF	m ²	Energiebezugsfläche
E _p	MJ/m ² a	Energiebedarf Pumpe
f _p	-	Korrekturfaktor Förderdruck
f _v	-	Korrekturfaktor Förderstrom
f	Hz	Frequenz
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H	m	Druckdifferenz veraltet
η	-	Wirkungsgrad
h _a	h/a	Betriebsstunden pro Jahr
h	m	Höhe der Wassersäule
ϑ _A	K	Aussentemperatur
ϑ _L	K	Grenztemperatur
K	-	Netzkonstante
K _v	m ³ /h	Förderstrom bei einer Druckdifferenz von 1 bar
λ	-	Reibungsbeiwert
l	m	Länge
m	kg/s	Massenstrom
NPSH	Pa	Net Positive Suction Head
n	U/min	Drehzahl
P _{el}	W	Elektrische Leistungsaufnahme
P _h	W	Hydraulische Nutzleistung
P _p	W	Leistung der Pumpe
P _v	-	Ventilautorität
P _{vb}	-	Verbraucherautorität
P _{vT}	-	Thermostatventilautorität
P	W	Leistung

Q	m ³ /h	Massenstrom veraltet
Q	W	Wärmeleistung
Re	-	Reynolds-Zahl
RL		Rücklauf
R	Pa/m	spezifischer Rohrdruckverlust
ρ_r	kg/m ³	Dichte im Rücklauf
ρ_v	kg/m ³	Dichte im Vorlauf
ρ_w	kg/m ³	Dichte von Wasser
V _B	m ³ /h	Betriebsförderstrom
V _{eff}	m ³ /h	Effektiver Förderstrom
VL	-	Vorlauf
V	m ³ /h	Förderstrom
V _N	m ³ /h	Nennförderstrom
V _R	m ³	Wasserinhalt des Rohrnetzes
w	m/s	Geschwindigkeit
Z	Pa	Einzelwiderstände
ζ	-	Widerstandsbeiwert von Einzelwiderständen
Δp	Pa	Druckdifferenz
Δp_{eff}	Pa	Effektiver Förderdruck
Δp_N	Pa	Nennförderdruck
Δp_p	Pa	Förderdruck der Pumpe
Δp_{v100}	Pa	Druckdifferenz über dem Ventil bei NennFörderstrom
Δp_{vo}	Pa	Druckdifferenz über dem Ventil bei NullFörderstrom
Δp_{vb}	Pa	Druckdifferenz über dem Verbraucher
Δp_{vA}	Pa	Druckdifferenz über dem Abgleichorgan
ΔT	K	Temperaturdifferenz

A5 Barwertfaktortabelle

Barwert einer Annuität von sFr. 1.-- pro Periode für n Perioden

$$BWF_{i,n} = \sum_{t=1}^n \frac{1}{(1+i)^t} = \frac{1}{i} \left(1 - \frac{1}{(1+i)^n} \right)$$

B Nominalzins: $i_n = 8\%$ } Realzins: $i_r = \frac{i_n - \pi}{1 + \pi}$ } $i_n = 8\% - 6\% = 2\%$
E Teuerung: $\pi = 6\%$
I Investition: $I = 2'200.--$
S Jährliche Energiekosteneinsparung: $A = 210.--$
P Nutzungsdauer der Investition: $n = 15$ Jahre
I Netto-Barwert: $NBW = -I + BWF_{2\%,15} * A = -2'200 + 12,8493 * 210$
E $NBW = +498,35 > 0 \rightarrow$ Investition ist wirtschaftlich

Anzahl Perioden	1.0%	1.5%	2.0%	2.5%	3.0%	3.5%	4.0%	5.0%	6.0%	7.0%	8.0%	9.0%	10.0%	15.0%	20.0%	30.0%
1	0.9901	0.9852	0.9804	0.9756	0.9709	0.9662	0.9615	0.9524	0.9434	0.9346	0.9259	0.9174	0.9091	0.8696	0.8333	0.7692
2	1.9704	1.9559	1.9416	1.9274	1.9135	1.8997	1.8861	1.8594	1.8334	1.8080	1.7833	1.7591	1.7355	1.6257	1.5278	1.3609
3	2.9410	2.9122	2.8839	2.8560	2.8286	2.8016	2.7751	2.7232	2.6730	2.6243	2.5771	2.5313	2.4869	2.2832	2.1065	1.8161
4	3.9020	3.8544	3.8077	3.7620	3.7171	3.6731	3.6299	3.5460	3.4651	3.3872	3.3121	3.2397	3.1699	2.8550	2.5887	2.1662
5	4.8534	4.7826	4.7135	4.6458	4.5797	4.5151	4.4518	4.3295	4.2124	4.1002	3.9927	3.8897	3.7908	3.3522	2.9906	2.4356
6	5.7955	5.6972	5.6014	5.5081	5.4172	5.3286	5.2421	5.0757	4.9173	4.7665	4.6229	4.4859	4.3553	3.7845	3.3255	2.6427
7	6.7282	6.5982	6.4720	6.3494	6.2303	6.1145	6.0021	5.7864	5.5824	5.3893	5.2064	5.0330	4.8684	4.1604	3.6046	2.8021
8	7.6517	7.4859	7.3255	7.1701	7.0197	6.8740	6.7327	6.4632	6.2098	5.9713	5.7466	5.5348	5.3349	4.4873	3.8372	2.9247
9	8.5660	8.3605	8.1622	7.9709	7.7861	7.6077	7.4353	7.1078	6.8017	6.5152	6.2469	5.9952	5.7590	4.7716	4.0310	3.0190
10	9.4713	9.2222	8.9826	8.7521	8.5302	8.3166	8.1109	7.7217	7.3601	7.0236	6.7101	6.4177	6.1446	5.0188	4.1925	3.0915
11	10.3676	10.0711	9.7868	9.5142	9.2526	9.0016	8.7605	8.3064	7.8869	7.4987	7.1390	6.8052	6.4951	5.2337	4.3271	3.1473
12	11.2551	10.9075	10.5753	10.2578	9.9540	9.6633	9.3851	8.8633	8.3838	7.9427	7.5361	7.1607	6.8137	5.4206	4.4392	3.1903
13	12.1337	11.7315	11.3484	10.9832	10.6350	10.3027	9.9856	9.3936	8.8527	8.3577	7.9038	7.4869	7.1034	5.5831	4.5327	3.2233
14	13.0037	12.5434	12.1062	11.6909	11.2961	10.9205	10.5631	9.8986	9.2950	8.7455	8.2442	7.7862	7.3667	5.7245	4.6106	3.2487
15	13.8651	13.3432	12.8493	12.3814	11.9379	11.5174	11.1184	10.3797	9.7122	9.1079	8.5595	8.0607	7.6061	5.8474	4.6755	3.2682
16	14.7179	14.1313	13.5777	13.0550	12.5611	12.0941	11.6523	10.8378	10.1059	9.4466	8.8514	8.3126	7.8237	5.9542	4.7296	3.2832
17	15.5623	14.9076	14.2919	13.7122	13.1661	12.6513	12.1657	11.2741	10.4773	9.7632	9.1216	8.5436	8.0216	6.0472	4.7746	3.2948
18	16.3983	15.6726	14.9920	14.3534	13.7535	13.1897	12.6593	11.6896	10.8276	10.0591	9.3719	8.7556	8.2014	6.1280	4.8122	3.3037
19	17.2260	16.4262	15.6785	14.9789	14.3238	13.7098	13.1339	12.0853	11.1581	10.3356	9.6036	8.9501	8.3649	6.1982	4.8435	3.3105
20	18.0456	17.1686	16.3514	15.5892	14.8775	14.2124	13.5903	12.4622	11.4699	10.5940	9.8181	9.1285	8.5136	6.2593	4.8696	3.3158
25	22.0232	20.7196	19.5235	18.4244	17.4131	16.4815	15.6221	14.0939	12.7834	11.6536	10.6748	9.8226	9.0770	6.4641	4.9476	3.3286
30	25.8077	24.0158	22.3965	20.9303	19.6004	18.3920	17.2920	15.3725	13.7648	12.4090	11.2578	10.2737	9.4269	6.5660	4.9789	3.3321
35	29.4086	27.0756	24.9986	23.1452	21.4872	20.0007	18.6646	16.3742	14.4982	12.9477	11.6546	10.5688	9.6442	6.6166	4.9915	3.3330
40	32.8347	29.9158	27.3555	25.1028	23.1148	21.3551	19.7928	17.1591	15.0463	13.3317	11.9246	10.7574	9.7791	6.6418	4.9966	3.3332
50	39.1961	34.9997	31.4236	28.3623	25.7298	23.4556	21.4822	18.2559	15.7619	13.8007	12.2335	10.9617	9.9148	6.6605	4.9995	3.3333

A6 Umrechnungstabellen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m ²	Fläche
Ba	-	Betriebspunkt a
c _{pW}	kJ/kgK	Wärmekapazität
DN	mm	Nennweite von Rohren
d	m	Durchmesser
EBF	m ²	Energiebezugsfläche
E _p	MJ/m ² a	Energiebedarf Pumpe
f _p	-	Korrekturfaktor Förderdruck
f _v	-	Korrekturfaktor Förderstrom
f	Hz	Frequenz
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H	m	Druckdifferenz veraltet
η	-	Wirkungsgrad
h _a	h/a	Betriebsstunden pro Jahr
h	m	Höhe der Wassersäule
ϑ _A	K	Aussentemperatur
ϑ _L	K	Grenztemperatur
K	-	Netzkonstante
K _v	m ³ /h	Förderstrom bei einer Druckdifferenz von 1 bar
λ	-	Reibungsbeiwert
l	m	Länge
m	kg/s	Massenstrom
NPSH	Pa	Net Positive Suction Haed
n	U/min	Drehzahl
P _{el}	W	Elektrische Leistungsaufnahme
P _h	W	Hydraulische Nutzleistung
P _p	W	Leistung der Pumpe
P _v	-	Ventilautorität
P _{vb}	-	Verbraucherautorität
P _{vT}	-	Thermostatventilautorität
P	W	Leistung

A7 Rohrnetzberechnungsformular