



MASTERARBEIT

Energetische Optimierung des Nahwärmenetzes zur CO₂-Einsparung im Klosterdorf St. Ottilien

**Optimisation of the heating pipe distribution system
for energy and carbon dioxide conservation
in the abbey village of St. Ottilien**

Dipl.Ing.(FH) Ingo Bensch

Matrikelnummer: 835098

zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Engineering (M.Eng.)

an der

Hochschule München- University of Applied Sciences

Fachbereich 05

Studiengang Master Gebäudetechnik

Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Werner Jensch

Tag der Abgabe: 24.03.2009



Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Energieverteilung in Deutschland	2
3	Motivation und Ziel der Masterarbeit.....	4
4	Vorstellung der Klosteranlage St. Ottilien	6
4.1	Allgemein	6
4.2	Beschreibung der Wärmeversorgung	6
4.2.1	Erläuterung der Unterverteilwärmenetze im Klosterdorf.....	8
5	Hydraulische Grundlagen	12
5.1	Pumpentechnik.....	12
5.1.1	Nassläuferpumpen.....	12
5.1.2	Trockenläuferpumpen in Inline- Bauweise.....	13
5.2	Zusammenwirken von Pumpe und Rohrnetz.....	14
5.3	Hydraulischer Abgleich.....	16
5.4	Regelstrategien vom Umwälzpumpen	19
5.4.1	Drosselregelung.....	19
5.4.2	Bypassregelung	21
5.4.3	Drehzahlregelung und Anpassung des Laufraddurchmessers.....	22
5.4.4	Reihen- und Parallelschaltung von Pumpen.....	26
5.5	Hydraulische Grundsaltungen	27
5.5.1	Drosselschaltung	28
5.5.2	Umlenkschaltung	29
5.5.3	Einspritzschaltung mit Dreiwegeventil	29
5.5.4	Beimischschaltung.....	31
5.5.5	Einspritzschaltung mit Durchgangsventil	32
5.5.6	Beimischschaltung mit fester Vormischung	33
5.5.7	Differenzdruckbehafteter Verteiler mit Hauptpumpe.....	33
5.5.8	Druckloser Verteiler mit Hauptpumpe.....	35
6	Hydraulische Analyse und Optimierung der Wärmeverteilnetze.....	37
6.1	Nachgeschaltetes Wärmeverteilnetz der Hauptunterstation „Kloster“	37
6.1.1	Heizkreis „Kirchenheizung“.....	38
6.1.2	Heizkreis „Fernheizung Neubautrakt“	42
6.2	Nachgeschaltetes Wärmeverteilnetz der Hauptunterstation „Gymnasium“	45
6.2.1	Analyse der Hauptunterstation und des Wärmeverteilnetzes P12	45



6.2.2	Heizkreis „Metzgerei“ und „Ökonomie“	53
6.2.3	Heizkreis Turnhalle	61
6.2.4	Unterverteiler „Seminar“ („blaue Grotte“)	71
6.2.5	Heizkreis „Verbindungsbau“	77
6.2.6	Unterstation „Verbindungsbau“ (Altbau)	80
6.3	Nachgeschaltetes Wärmeverteilnetz der Hauptunterstation	
	„Exerzitenhaus“	83
6.3.1	Fernleitung „Ottilienheim“	83
6.3.2	Heizkreise „Exerzitenhaus Ost“ und „Meditationsraum Dachgeschoss“	84
6.3.3	Unterverteiler in der „Prokura“	88
7	Energetische Analyse und Optimierung der Wärmeverteilnetze	97
7.1	Ermittlung der jährlichen Wärmeverluste	97
7.2	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zu den Wärmedämmmaßnahmen	102
7.2.1	Annuitätenmethode	102
7.2.2	Bestimmung der optimalen Wärmedämmschichtdicke	104
8	Ermittlung von energetischen Einsparpotentialen bei der raumluftechnischen Anlage in der Turnhalle	108
8.1	Analyse des Ist- Zustandes	108
8.2	Analyse des zukünftigen Zustandes und Ergebnisdarstellung	109
8.2.1	Ermittlung der CO ₂ - Vermeidungskosten	111
9	Ermittlung von energetischen Einsparpotentialen in der Schwimmhalle	113
9.1	Analyse des Ist- Zustandes	113
9.2	Quantifizierung der Einsparpotentiale im zukünftigen Zustand	119
10	Energetische Potentialanalyse zur Nutzung der Druckereimaschinenabwärme des EOS- Verlages	129
10.1	Vorbemerkungen	129
10.2	Maßnahmenvorschläge	129
10.3	Ergebnisdarstellung	130
11	Zusammenfassung und Ausblick	133
	Literaturverzeichnis	138
12	Anhang	142



Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Aufteilung der Endenergie in Deutschland [1].....	2
Abbildung 2-2: Aufteilung der Endenergie in Haushalten [1].....	3
Abbildung 2-3: Aufteilung der Endenergie von Kleinverbrauchern [2].....	3
Abbildung 4-1: Vereinfachter schematischer Aufbau des Nahwärmenetzes im Klosterdorf	7
Abbildung 4-2: Lageplan des Klosterdorfes mit den Hauptunterstationen, dem Nahwärmenetz und der Energiezentrale	9
Abbildung 5-1: Einstufige Nassläuferpumpe (links) und FU- geregelte Pumpe (rechts) [5]	13
Abbildung 5-2: Inline- Pumpe als Einzelpumpe (links) und als Doppelpumpe mit FU (rechts) ..	13
Abbildung 5-3: Ermittlung des Betriebspunktes der Pumpe [8].....	15
Abbildung 5-4: hydraulisch nicht abgegichene Anlage (links) und hydraulisch abgegichene Anlage (rechts) [46]	16
Abbildung 5-5: Energiemehrverbrauch bei fehlendem hydraulischem Abgleich [14]	17
Abbildung 5-6: Wirkungsweise der Drosselregelung im p-V Diagramm.....	20
Abbildung 5-7: elektrische Leistung bei Drosselregelung	20
Abbildung 5-8: Wirkungsweise der Bypassregelung im p-V Diagramm	22
Abbildung 5-9: Wirkungsweise der Drehzahlregelung im p-V Diagramm [8]	25
Abbildung 5-10: Gegenüberstellung des Energiebedarfes unterschiedlicher Regelstrategien [7]	26
Abbildung 5-11: Parallelschaltung von Pumpen (links) und Reihenschaltung (rechts) [6]	27
Abbildung 5-12: Hydraulische Schaltungsvarianten bei differenzdruckbehaftetem Verteiler;	34
Abbildung 5-13: Schaltungsvarianten für den differenzdrucklosen Verteiler;	36
Abbildung 6-1: bestehender Unterverteiler „Kirchenheizung“	38
Abbildung 6-2: GLT- Daten Heizkreis „Kirchenheizung“ im Dezember 2008	40
Abbildung 6-3: Optimierter Zustand des Unterverteilers „Kirchenheizung“	42
Abbildung 6-4: bestehende hydraulische Schaltung Heizkreis „Fernheizung Neubaustrakt“	43
Abbildung 6-5: optimierte hydraulische Schaltung Heizkreis „Fernheizung Neubaustrakt“	44
Abbildung 6-6: Hydraulischer Aufbau der Hauptunterstation „Gymnasium“	46
Abbildung 6-7: GLT- Ansicht Wärmeübergabestation Gymnasium (Seminar).....	47
Abbildung 6-8: Differenzdruckregler mit Volumenstrombegrenzung (links), Differenzdruckregler (rechts) [24]	50
Abbildung 6-9: Vorschlag der zukünftigen hydraulischen Schaltung	51
Abbildung 6-10: Kennfeld der eingebauten Pumpe P12 (links), neue empfohlene Pumpe (rechts)	53
Abbildung 6-11: Hydraulischer Aufbau des Wärmeverteilnetzes der „Fernleitung Ökonomie“ ..	54



Abbildung 6-12: GLT- Daten des Heizkreises „Metzgerei“ und „Ökonomie“ im Januar 2009	55
Abbildung 6-13: Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Außentemperatur im Januar 2009	55
Abbildung 6-14: Heizkörperleistung in Abhängigkeit des Massenstromes [12].....	57
Abbildung 6-15: Einfluss des Massenstromes auf die Raumtemperatur [19].....	57
Abbildung 6-16: Beimischschaltung mit Drosselventil und Mindestüberströmung	58
Abbildung 6-17: Kennlinienfeld der Hauptpumpe Magna 32-100 F	60
Abbildung 6-18: Kennlinienfeld Zubringerpumpe „Ökonomie“	61
Abbildung 6-19: Hydraulischer Aufbau des Unterverteilers „Turnhalle“	62
Abbildung 6-20: Leistungskurve gemäß GLT für den Unterverteiler im Januar 2009	65
Abbildung 6-21: Kennlinienfeld und Betriebspunkt der Heizkreispumpe für das Lüftungsgerät. 66	
Abbildung 6-22: Pumpenkennlinie und Betriebspunkt der neuen Heizkreispumpe des Lüftungsgerätes.....	67
Abbildung 6-23: Kennlinienfeld der Hauptpumpe, zukünftiger Zustand	70
Abbildung 6-24: Hydraulischer Aufbau der Unterstation „Seminar“ (es sind nicht alle Heizkreise dargestellt).....	71
Abbildung 6-25: Raumthermostat [24], Zonenventil in Flanschausführung [24] (Mitte), Zonenventil in Verschraubungsausführung [24] (rechts).....	74
Abbildung 6-26: vereinfachte Darstellung der Regelung für einen Heizkreis: übergeordnete witterungsgeführte Vorlauftemperaturregelung und nachgeschaltete Zonenregelung.....	75
Abbildung 6-27: Verteiler im optimierten Zustand (es sind nicht alle Heizkreise dargestellt)....	76
Abbildung 6-28: GLT- Daten der Unterstation „Verbindungsbau“	78
Abbildung 6-29: GLT Daten „Verbindungsbau für eine Woche im Januar 2009	79
Abbildung 6-30: GLT- Daten der Unterstation Verbindungsbau (Altbau) im Januar 2009	80
Abbildung 6-31: Kennlinienverlauf der Hauptpumpe bei alleiniger Versorgung der Heizkreise 81	
Abbildung 6-32: prinzipieller hydraulischer Aufbau des Subnetzes „Ottilienheim“	84
Abbildung 6-33: Hydraulischer Aufbau des Heizkreises „Exerzitenhaus Ost“ im Ist-Zustand ...	85
Abbildung 6-34: GLT- Auswertung für den Heizkreis „Meditationsraum DG“ im Januar 2009 ...	86
Abbildung 6-35: Optimierter Zustand mit geregelter Überströmung.....	87
Abbildung 6-36: Hydraulischer Aufbau Unterstation Prokura.....	89
Abbildung 6-37: Pumpen- und Anlagenkennlinie der Heizkreispumpen in der Prokura.....	93
Abbildung 6-38: Betriebspunkte für die Berechnung des jährlichen Strombedarfes	94
Abbildung 6-39: Pumpen-, Anlagen- und Leistungskennlinie der neuen Pumpe	95
Abbildung 7-1: Beispiele von ungedämmten Rohrleitungen und Armaturen.....	97
Abbildung 8-1: Anlagenschema der Lüftungsanlage.....	108
Abbildung 9-1: Defekte Wärmepumpe (links) und Lüftungsgerät (rechts)	113
Abbildung 9-2: Funktionaler Verlauf der Zulufttemperatur über der Außenlufttemperatur	117



Abbildung 9-3: Fortlufttemperaturverlauf und zurück gewonnene Wärmeleistung ohne Umluftbeimischung	127
Abbildung 9-4: Fortlufttemperaturverlauf und zurück gewonnene Wärmeleistung mit Umluftbeimischung	127
Abbildung 10-1: Temperaturverlauf der Abluft aus dem Kompressor und den Motoren	130
Abbildung 10-2: Häufigkeitsverteilung der Ablufttemperaturen	131
Abbildung 10-3: nutzbare Wärmeleistung der Motoren der Vakuumpumpen	132

Tabellenverzeichnis:

Tabelle 6-1: Zusammenstellung der jährlichen Aufwendungen und der Ersparnisse	68
Tabelle 6-2: Aufwendungen und Einsparungen der Heizkreise der Unterstation „Seminar“	74
Tabelle 6-3: Messdaten und berechnete Werte ($t_i=20\text{ °C}$, $t_{au,N}=-16\text{ °C}$)	91
Tabelle 6-4: Temperaturen und Volumenströme (Heizkörperexponent $m=1,3$)	92
Tabelle 6-5: Ergebniszusammenstellung für die vier Betriebspunkte der Pumpe UPS 32-60 F	94
Tabelle 6-6: Ergebniszusammenstellung der neuen Pumpe Grundfos Alpha Pro 32-60 180	96
Tabelle 7-1: spezifischer Wärmeverlust und Wärmeverlustkosten pro Meter Rohr	101
Tabelle 8-1: Zusammenstellung der Ergebnisse der Jahressimulation	109
Tabelle 8-2: Ergebnisse des zukünftigen Zustandes und Gegenüberstellung zum Ist- Zustand	111
Tabelle 9-1: Simulationsergebnisse für das Lüftungsgerät	117
Tabelle 9-2: Energetische Gesamtbilanz für die Schwimmhalle	118
Tabelle 9-3: Heizlast der wärmeübertragenden Hüllfläche des Gebäudes	121
Tabelle 9-4: Simulationsergebnisse für das neue Lüftungsgerät	124
Tabelle 9-5: Ergebniszusammenstellung und Einsparungen im Vergleich zum Ist- Zustand ..	126
Tabelle 11-1: Maßnahmenkatalog nach Priorität sowie Investitionen und Einsparungen	136



Kurzfassung

Grundsätzliches Ziel ist eine umweltschonende, energiesparende Wärmeerzeugung- und Verteilung mit möglichst geringen Investitionskosten für ein behagliches Raumklima. Mit der Energieeinsparverordnung (EnEV) will der Gesetzgeber den Heizenergieverbrauch drastisch senken, um den Ausstoss an Treibhausgasen nachhaltig zu verringern. Zur Erfüllung der Anforderungen wird der Primärenergiebedarf des Gebäudes, der sich aus dem Jahresheizwärmebedarf und der Anlagenaufwandszahl zusammensetzt, nach oben begrenzt. In der EnEV ist jedoch kein oberer Grenzwert für den Hilfsenergiebedarf von Pumpen und Ventilatoren festgeschrieben. Der Leitfaden elektrische Energie im Hochbau [43] empfiehlt, den jährlichen Hilfsenergiebedarf auf 1% des Jahresheizwärmebedarfes zu begrenzen. Lediglich in der Schweizer SIA Norm 380/4 [42] wird ein Mindestwert für den Pumpenwirkungsgrad eindeutig vorgegeben. Nachweislich besteht aber gerade beim Hilfsenergiebedarf ein sehr großes Einsparpotential, weil nicht nur die Regelstrategie und die Art der Pumpe allein, sondern auch die Betriebsweise des hydraulischen Netzes den jährlichen elektrischen Energiebedarf beeinflusst.

In dieser Masterarbeit werden die energetischen Optimierungspotentiale des Nahwärmenetzes im Klosterdorf St. Ottilien identifiziert, wobei die betriebswirtschaftlichen Aspekte nie außer Acht gelassen werden. Sie soll als fundierte Entscheidungshilfe für das weitere Vorgehen dienen. Der historisch gewachsene Gebäudebestand bietet hierfür eine Vielzahl von Ansatzpunkten, um die Wärme kostengünstiger zu verteilen. Das Betriebsverhalten der bestehenden Anlagen wird systematisch analysiert, und es werden Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich einer besseren Regelbarkeit und einer umweltschonenden, volumenstromvariablen Betriebsweise vorgestellt. Weil die Regelstrategie und der Wärmedämmstandard die Wärmeverluste des Verteilnetzes entscheidend beeinflussen, werden die jährlichen Wärmeverlustkosten unter Variation von verschiedenen Parametern näher quantifiziert, und die nachträgliche Wärmedämmung wird einer wirtschaftlichen Bewertung unterzogen. Ferner wird beispielhaft dargelegt, welche Einsparpotentiale im konkreten Fall durch den Einsatz von drehzahlgeregelten Pumpen und den hydraulischen Abgleich erschlossen werden können. Unter anderem werden auch Methoden aufgezeigt, wie man aus den Daten der Gebäudeleittechnik und Messwerten als Momentaufnahme die hydraulische Leistung von Umwälzpumpen im Auslegungsfall überprüfen kann. Schlussendlich befasst sich diese Masterarbeit mit der energetischen Sanierung der veralterten Lüftungstechnik in der Turnhalle und in der Schwimmhalle. In diesem Zusammenhang werden die jährlichen Energieverbräuche in Simulationen nachgebildet, Optimierungsvorschläge unterbreitet und die Wirtschaftlichkeit der empfohlenen Maßnahmen nachgewiesen.



1 Einleitung

Deutschland hat im Allgemeinen einen hohen Lebensstandard. Dieser Lebensstandard ist zum Teil auch auf einen hohen Energieverbrauch zurückzuführen, wobei die Energieträger größtenteils auf fossiler Basis sind. Um den Treibhauseffekt nicht weiter zu verstärken, der durch das Verbrennen fossiler Rohstoffe angetrieben wird, muss deren Verbrauch reduziert werden. Der Gesetzgeber hat in der Vergangenheit durch die Wärmeschutz- und Heizungsanlagenverordnungen und die nachfolgende EnEV (Energieeinsparverordnung) Maßnahmen zur Energieeinsparung für die Beheizung von Gebäuden vorgeschrieben. Diese Maßnahmen greifen aber nicht nur beim Heizenergiebedarf, sie verringern in begrenztem Maße auch die Kühllasten eines Gebäudes. Neben den Wärmeschutzmaßnahmen hat auch die eingesetzte Anlagentechnik sowie die verwendeten Regelstrategien entscheidenden Einfluss auf den Gesamtenergiebedarf. Diese Faktoren werden explizit in der DIN V 18599 berücksichtigt. In der DIN V 18599 sind die Berechnungsgrundlagen für die Ermittlung des Primärenergiebedarfes von Nichtwohngebäuden hinterlegt, um die deren energetische Qualität zu beurteilen. Erstmals fließt auch der Hilfsenergiebedarf, wie z.B. Pumpenstrom, quantitativ in die Energiebilanz mit ein.

Die optimale Versorgung von Gebäuden mit Heizenergie setzt neben den Wärmeschutzmaßnahmen der Gebäudehülle auch eine an den Bedarf angepasste Anlagenhydraulik und Betriebsweise im Gebäude voraus, da einerseits Transportenergie für das Heizmedium aufzuwenden ist und andererseits Wärmeverluste über die Rohroberfläche entstehen. Eine allgemeine Zielsetzung von Heizungsanlagen ist demzufolge eine bedarfsgerechte Energiebereitstellung für ein behagliches Raumklima bei minimalen Investitionskosten und minimalem Energieeinsatz und CO₂- Ausstoss.



2 Energieverteilung in Deutschland

Am Gesamtenergieverbrauch in Deutschland haben die Kleingewerbe- und Dienstleistungsbranche sowie die privaten Haushalte einen Anteil von 42 %. Die folgenden Abbildungen stellen den Energieverbrauch veranschaulicht dar.

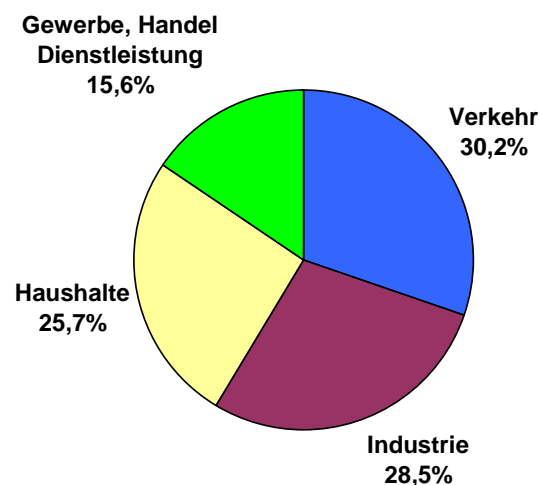


Abbildung 2-1: Aufteilung der Endenergie in Deutschland [1]

Die Abbildung 2-1 [1] zeigt deutlich, dass Haushalte und Kleinverbraucher einen erheblichen Anteil am Gesamtenergiebedarf haben. Dementsprechend groß ist das Einsparpotential an Endenergie in diesem Sektor, der überwiegend aus Gebäuden besteht. Endenergie ist die Energie, die vom Verbraucher genutzt werden kann. Die Abbildung 2-2 [1] und Abbildung 2-3 [2] zeigen die Energieaufteilung der Haushalte und Kleinverbraucher. Zu den Kleinverbrauchern zählen öffentliche Gebäude, Schulen, Krankenhäuser, Gewerbe und Dienstleistungen. Aus Abbildung 2-2 ist ersichtlich, dass für den Raumwärmebedarf 78 % und für die Warmwasserbereitung 11 % Endenergie benötigt werden. Elektrische Geräte und Beleuchtung haben mit 5,5 % nur einen geringen Anteil am Gesamtenergiebedarf.

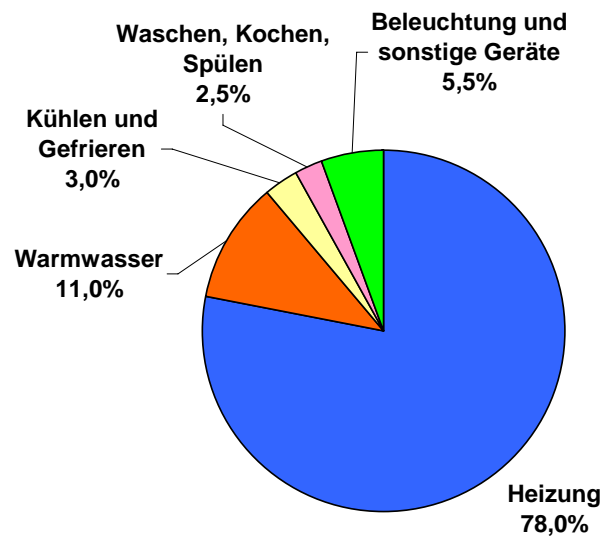


Abbildung 2-2: Aufteilung der Endenergie in Haushalten [1]

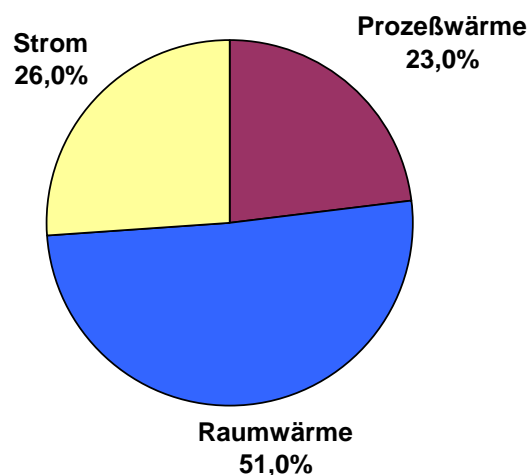


Abbildung 2-3: Aufteilung der Endenergie von Kleinverbrauchern [2]

Die Abbildung 2-3 stellt den Raumwärmebedarf mit 51 %, den Prozesswärmebedarf mit 23 % und den Strombedarf mit 26 % dar. Somit ist aus den Abbildungen zu erkennen, dass die privaten Haushalte ca. 80 % und die Kleinverbraucher 51 % ihres Gesamtenergiebedarfes für die Raumheizung benötigen. Durch die höheren inneren Lasten wird bei den Kleinverbrauchern der Heizenergiebedarf reduziert. Bei den Kleinverbrauchern ist der höhere Strombedarf nicht allein auf die elektrischen Geräte zurückzuführen, sondern auch auf Antriebsenergie von Kältemaschinen und Ventilatoren zur Klimatisierung.



3 Motivation und Ziel der Masterarbeit

Diese Masterarbeit entsteht im Rahmen der energetischen Optimierung des Klosterdorfes St. Ottilien. Das Kloster hat die Motivation, eine nachhaltige und umweltschonende Energieversorgung aufzubauen und die CO₂- Emissionen, um 80 % zu reduzieren. Für die Erreichung dieses Ziels sind große Anstrengungen verbunden, und mit der vorliegenden Arbeit soll ein Beitrag zur Erfüllung dieser Vorgaben geleistet werden. Ferner ist mit dieser Masterarbeit ein sehr enger Praxisbezug gegeben, weil die resultierenden Maßnahmen unverzüglich umgesetzt und deren Auswirkungen auf Energieverbrauch und Kosten analysiert werden können.

Bereits im Vorfeld wurden von der Forschungsstelle für Energiewirtschaft e.V. (FfE) intensive Untersuchungen und Analysen zur Verringerung des Heizwärmebedarfes durchgeführt. Die Ebert-Ingenieure München GmbH & Co. KG plante im Jahr 2007, basierend auf den Ergebnissen der FfE Studie [37], eine neue Energiezentrale, in der vorwiegend Holzhackschnitzel als Brennstoff verfeuert werden sowie drei neue Hauptunterstationen mit Wärmeübertragern einschließlich neuer Gebäudeleittechnik. Durch die Firma Imtech München GmbH & Co. KG wurden die Planungen baulich umgesetzt. Aufgrund der im Vorfeld der Masterarbeit gelaufenen Projektabwicklung kann auf ein relativ breites Wissensfundament zurückgegriffen werden. Die Masterarbeit entsteht in enger Zusammenarbeit und Kommunikation mit den beteiligten Unternehmen und dem Klosterdorf, weil mit der speziellen Thematik der vorliegenden Arbeit die Interessen aller Projektbeteiligten voll getroffen werden.

Nach der Optimierung der Energieerzeugung bestehen laut Aussagen der Firma Ebert- Ingenieure noch große Einsparpotentiale bei den Wärmeverteilnetzen, die historisch mit dem Gebäudebestand gewachsen sind und über die kaum technische Angaben oder Dokumente vorliegen. Denn von den Verteilern in den Hauptunterstationen zweigen zahlreiche nachgeschaltete Unterstationen- und Verteiler ab, die sich in den einzelnen Gebäuden befinden. An diese Unterverteiler sind die unterschiedlichsten hydraulischen Schaltungen angeschlossen. Das primäre Ziel der Arbeit ist die Schaffung einer ressourcenschonenden Wärmeverteilung bei minimalem Investitionskosteneinsatz für ein behagliches Raumklima. Der Hauptteil dieser Arbeit wird sich mit der Analyse und der hydraulischen Optimierung dieser Bestandsnetze (Subnetze) befassen. Es werden in erster Linie nur die Wärmeverteilnetze zwischen den Gebäuden untersucht. Die Wärmeverteilung im Gebäude wird nur am Rande betrachtet. Dazu werden im ersten Schritt die sogenannten Subnetze dokumentiert, Schemata erstellt und die Daten der Gebäudeleittechnik



(GLT) aufbereitet. Darauf aufbauend kann die eigentliche energetische und hydraulische Analyse erfolgen. Insbesondere werden die eingebauten Pumpen hinsichtlich ihrer hydraulischen Leistung und Erfordernis hinterfragt. Ferner werden elektrische Einsparpotentiale durch Modifikationen an den bestehenden hydraulischen Schaltungen und den Austausch von ungeregelten Pumpen durch drehzahlgeregelte Pumpen ausgearbeitet. Auch der Wärmedämmstandard der Rohrleitungen wird näher beleuchtet, da auch hier gewisse Defizite vorhanden sind. Durch die Berechnung von dynamischen Amortisationszeiten, Grenzkosten und anderen aussagekräftigen Parametern werden die vorgeschlagenen Maßnahmen wirtschaftlich bewertet. Eine wichtige Grundlage für die Wärmeverteilnetzanalysen stellen die GLT- Daten der drei Hauptunterstationen dar, die erstmals nach der Inbetriebnahme der neuen Energiezentrale im September 2008 ausgewertet werden.

In Absprache mit der Klosterverwaltung wird die Arbeit auch auf die energetische Untersuchung der sanierungsbedürftigen raumluftechnischen Anlagen ausgedehnt, um eine fundamentale Basis für das weitere Vorgehen zu gewinnen. Schlussendlich werden die energetisch relevanten Parameter der Maschinenabwärme in der Druckerei messtechnisch erfasst und die exergetischen Potentiale für eine mögliche Unterstützung der Raumheizung ausgearbeitet.



4 Vorstellung der Klosteranlage St. Ottilien

4.1 Allgemein

Das Kloster St. Ottilien liegt in Oberbayern, ca. 40 km westlich von München, und ist die oberbayrische Erzabtei der Missionsbenediktiner. Zur Ordensgemeinschaft gehören etwa 110 Mönche. Das Klosterdorf wurde 1897 gegründet und 1914 zur Erzabtei erhoben. Die Mönche versorgen sich durch die angrenzenden ca. 400 ha Ackerfläche und die Viehhaltung relativ autark. Außerdem bewirtschaften sie 120 ha Wald, aus dem z.T. die Holzhackschnitzel gewonnen werden. Das Klostergelände ist seit der Gründung historisch gewachsen und besteht aus etwa 45 unterschiedlich genutzten Gebäuden. Zu den wichtigsten Gebäuden zählen neben dem Kloster selbst ein Gymnasium für 700 Schüler mit Internat, das Exerzitienhaus und die Druckerei des EOS- Verlages. Daneben gibt es noch zahlreiche kleinere Gebäude, wie z.B. diverse Werkstätten, eine Schwimmhalle, Stallungen und Lagerräume. Erwähnenswert ist auch die eigene Feuerwehr, ein Hofladen sowie die beliebte Gaststätte „Emminger Hof“.

4.2 Beschreibung der Wärmeversorgung

Ursprünglich wurde das Kloster von drei Heizzentralen versorgt, die in ein eigenständiges Nahwärmenetz einspeisten. Der Heizölverbrauch der veralteten und störanfälligen Wärmeerzeuger betrug zuletzt ca. 700.000 l/a. Die beheizte Fläche beträgt schätzungsweise 32.000 m². Aufgrund der steigenden Energiepreise und der Motivation eine nachhaltige Energieversorgung aufzubauen, die weniger CO₂- Emissionen verursacht, wurde im Jahr 2008 eine neue Energiezentrale errichtet, die von der Firma Ebert Ingenieure GmbH & Co. KG geplant und der Firma Imtech Deutschland GmbH & Co. KG ausgeführt wurde.

Die Heizenergie wird nun zum überwiegenden Teil aus Holzhackschnitzeln erzeugt. Dazu sind zwei Hackschnitzelkessel mit 300 kW bzw. 700 kW installiert. Die Spitzenlastabdeckung erfolgt über einen bestehenden Ölkessel mit 895 kW. Zur Deckung der Anfahrsitzen ist ein Pufferspeicher mit 55 m³ Inhalt aufgestellt. Ausgehend von der Heizzentrale werden drei Hauptunterstationen über Nahwärmeleitungen versorgt, was die Abbildung 4-1 veranschaulicht. Diese Hauptunterstationen befinden sich im Kloster, im Gymnasium und im Exerzitienhaus. In den Hauptunterstationen sind Wärmetauscher installiert, die die Wärmeabnehmer von der Erzeugerseite hydraulisch trennen. Indirekt können nun alle Gebäude über die neue Energiezentrale versorgt werden. Eine differenzdruckgeregeltete Pumpe fördert das Heizwasser vom Wärmetau-

scher zum jeweiligen Hauptverteiler. Die sekundärseitige Vorlauftemperatur für das Wärmeverteilnetz wird mit einem primärseitigen Durchgangsregelventil geregelt. In den Hauptunterstationen wurde auf der Sekundärseite die Wärmeverteilung neu aufgebaut, d.h. die Hauptverteiler wurden komplett erneuert. Unter anderem wurden moderne drehzahlgeregelte Pumpen in den einzelnen Heizkreisen eingesetzt, Temperaturfühler und Wärmemengenzähler eingebaut und die Armaturen ausgetauscht. Die Pumpen auf der Primärseite als auch auf der Sekundärseite der Wärmetauscher sind an die neu errichtete GLT- Station in der Heizzentrale aufgeschaltet. Damit ist eine sehr gute Datengrundlage für Trendwertauswertungen gegeben. Dagegen sind die Pumpen und Temperaturfühler der Heizkreise in den Unterstationen (Subnetze), die in dieser Masterarbeit näher betrachtet werden, nicht an die GLT angeschlossen.

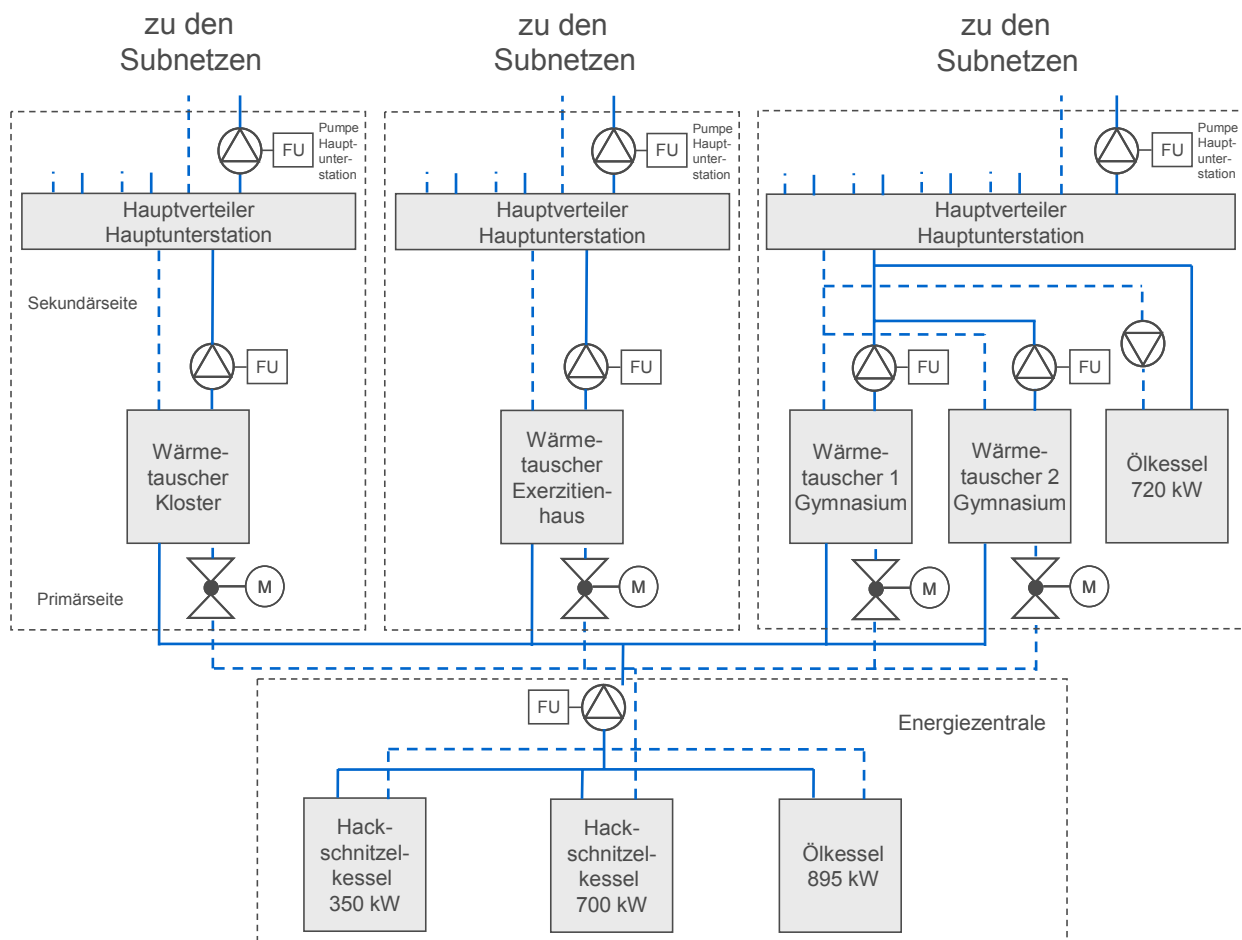


Abbildung 4-1: Vereinfachter schematischer Aufbau des Nahwärmenetzes im Klosterdorf

**Wärmeleistungsbedarf der drei Hauptunterstationen:**

Gymnasium: 2x 700 kW Wärmetauscher	1.400 kW
Exerzitenhaus:	850 kW
Kloster:	560 kW

Die Ertüchtigung der Wärmeversorgung endet am Verteiler in den Hauptunterstationen. Abgehend von diesen Hauptverteilern sind weitere Unterverteiler mit Zubringer- und Verteilpumpen angeschlossen, wobei sich einige Teilstränge sehr weitmaschig verzweigen. Über genau diese Unterverteilungen, die historisch mit dem Bedarf gewachsen sind, gibt es praktisch keine Dokumentationen, aber ein nachweislich großes Optimierungspotential.

4.2.1 Erläuterung der Unterverteilwärmenetze im Klosterdorf

Von allen drei Hauptunterstationen erstrecken sich weit verzweigte Verteilnetze (Subnetze) und weitere Unterstationen in den einzelnen Gebäuden oder Gebäudeteilen. Im Anhang befinden sich die hydraulischen Schemata der Hauptunterstationen mit den angeschlossenen Subnetzen. Die Abbildung 4-2 zeigt den Lageplan des Klosterdorfes. Es sind die Hauptunterstationen und der Trassenverlauf der Nahwärmeleitungen zu den einzelnen Gebäuden dargestellt.

Im Klostergebäude existiert eine Unterstation für die Versorgung des Neubautraktes und des Refektoriums, einschließlich einer Warmwasserbereitung als Speicher- Ladesystem. Die Heizkreispumpe für den Neubauteil ist drehzahl geregelt, aber nicht an die GLT angeschlossen. Ferner gibt es einen Unterverteiler für die Versorgung der Kirche und der Beichtzimmer, deren Heizkreise mit unterschiedlichen Temperaturniveaus betrieben werden. Die Pumpen dieses Unterverteilers sind manuell mehrstufig verstellbar.

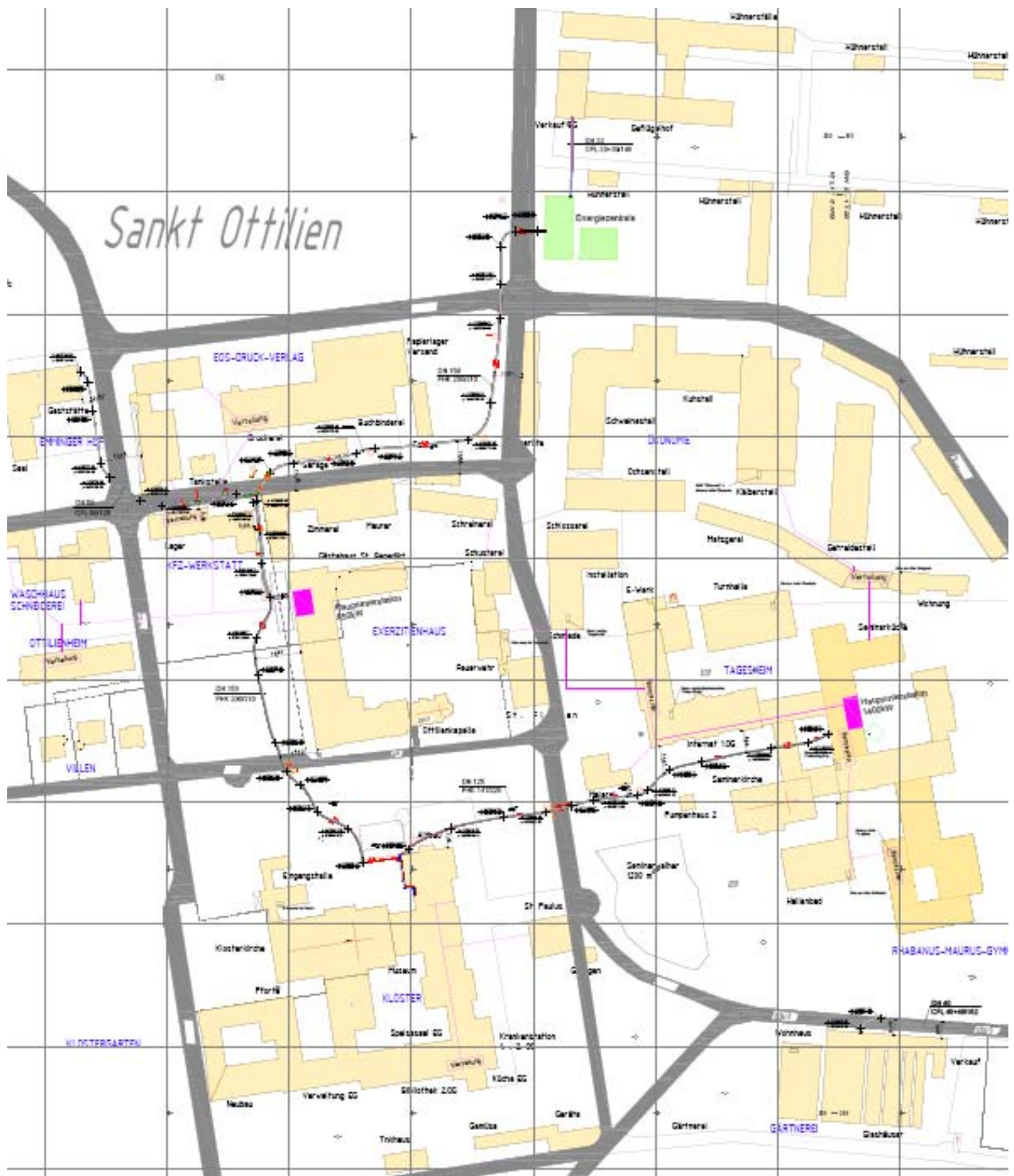


Abbildung 4-2: Lageplan des Klosterdorfes mit den Hauptunterstationen, dem Nahwärmenetz und der Energiezentrale

Das Subnetz des Exerzitienhauses ist weiträumiger verästelt als das des Klosters. Ein Heizkreis verläuft als erdverlegte Rohrtrasse direkt zur Gaststätte Emminger Hof. Am dortigen Verteiler sind drei Heizkreise für Fußbodenheizung, Lüftung und Warmwasserbereitung angeschlossen.



Vom Heizkreis des Hauptverteilers „Meditationsraum Dachgeschoss“ und „Exerzitienhaus Ost“ werden neben Heizkörpern auch jeweils zwei Lüftungsanlagen im Dachgeschoss mit Wärme versorgt. Die Luftherhitzer haben eine eigene mehrstufige Pumpe. Die Lüftungsanlagen be- und entlüften die Gästezimmer im Exerzitienhaus. Das räumlich größte Subnetz erstreckt sich vom Hauptverteilerabgang „Ottilienheim“. Die Abbildung 6-32 verdeutlicht den Trassenverlauf dieser Nahwärmeleitung. Die Fernleitung zum Ottilienheim verzweigt sich im Erdreich, um weitere Gebäude mit Wärme zu erschließen. Ein Leitungsteil führt direkt zum Ottilienheim. Im Ottilienheim ist ein Unterverteiler für die Wärmeversorgung dieses Gebäudes aufgebaut. Ferner werden von dort aus auch drei Villen mit einer Zubringerpumpe versorgt, wobei in den Villen nochmals einzelne Pumpen den Wasserumlauf sicherstellen sollen. Die Nahwärmeleitung verzweigt sich kurz vor dem Eintritt ins Ottilienheim, um das Waschhaus zu erschließen. Im Waschhaus findet man einen Heizkreis mit handverstellbarem Mischer für die statischen Heizflächen und einen Heizkreis für die Warmwasserbereitung vor. Im Heizkreis für die Raumheizung ist eine Pumpe im Vorlauf und an entfernter Stelle eine weitere im Rücklauf installiert. Der zweite Leitungsteil der Nahwärmeleitung versorgt die Kfz- Werkstatt, den Klosterladen, das Gebäude des EOS-Verlages und die Prokura, wobei die Zuleitung zur Prokura vom Verteiler im des EOS- Verlages mit versorgt wird. In allen Gebäuden sind Verteiler mit verschiedenen Verbraucherheizkreisen sowie Warmwasserbereitungen aufgestellt. Vor dem Verteiler des EOS- Verlages und des Klosterladens sind Wärmemengenzähler installiert. Bis auf wenige Ausnahmen sind sämtliche Pumpen ein- oder mehrstufig verstellbar, jedoch nicht über einen Frequenzumformer regelbar.

Das Subnetz des Gymnasiums ist ebenfalls sehr stark verzweigt. Direkt vom Wärmetauscher der Hauptunterstation zweigt eine Nahwärmeleitung für die Versorgung der Schwimmhalle, der Gärtnerei und des Bahnhofes ab, wobei jedes Gebäude einen eigenen Abgang von dieser Nahwärmeleitung hat. An den Verteiler in der Schwimmhalle sind Heizkreise für statische Heizflächen, das Lüftungsgerät, die Warmwasserbereitung und die Beckenwassererwärmung angeschlossen, die Pumpe für die Trinkwarmwasserbereitung und den Nacherhitzer jedoch seit längerer Zeit defekt. In der Gärtnerei verteilen drei Heizkreise die Wärme in den Gewächshäusern. Dieser Verteiler soll aber aufgrund seines Alters demnächst erneuert werden. Im Bahnhofsgelände ist ein Heizkreis vorhanden, es soll aber in naher Zukunft auch noch das Bahnwärterhaus mit angeschlossen werden. Im Gymnasium selbst existieren vier weitere Unterstationen. Größtenteils werden statische Heizflächen versorgt, nur in der Turnhalle gibt es ein Lüftungsgerät als Mischluftanlage. Die Warmwasserbereitung erfolgt zentral in der Hauptunterstation. An die Unterstation „Seminar“ ist auch die Kegelbahn durch eine erdverlegte Rohrleitung angebunden, wobei von dieser Rohrtrasse noch ein Abgang zur Malerwerkstatt mit eigener Pumpe abzweigt.



Letztlich sind vom Hauptverteilerabgang „Fernleitung Ökonomie“ die Metzgerei und im weiteren Verlauf die Ökonomie mit Wohnheim angeschlossen. Der Hackschnitzelkessel in der Ökonomie wurde nach Inbetriebnahme der neuen Energiezentrale außer Betrieb genommen. Auch in diesen Subnetzen sind viele Pumpen einstufig oder nur manuell mehrstufig verstellbar.

Als Beimischorgane sind in allen Subnetzen der drei Hauptunterstationen überwiegend Mischer der Firma CENTRA eingebaut. Einige Mischer sind nicht mit der Heizungsregelung verdrahtet, sondern nur von Hand verstellbar. Außerdem ist eine gewisse Anzahl von Pumpen direkt mit oder ohne Schaltuhr an die nächstliegende Steckdose angeschlossen, ohne auf eine übergeordnete Regelung aufgeschaltet zu sein.



5 Hydraulische Grundlagen

5.1 Pumpentechnik

In der Gebäudetechnik sind sowohl Kreiselpumpen als auch Wasserstrahlpumpen anzutreffen. Wasserstrahlpumpen vereinigen die Komponenten Pumpe und Regelventil. Sie benötigen einen bestimmten Vordruck, was ihren Einsatz einschränkt. Wasserstrahlpumpen sind daher für Fernwärmeübergabestationen ohne Wärmetauscher prädestiniert. Auf die Wirkungsweise wird deshalb hier nicht weiter eingegangen.

In der Heizungstechnik werden für die zwangsweise Wasserumwälzung ausschließlich Kreiselpumpen eingesetzt. Bei diesem Pumpentyp wird das auf einer Welle sitzende Laufrad durch einen Elektromotor angetrieben. Es lassen sich folgende Pumpenbauarten unterscheiden:

- Nassläuferpumpen
- Trockenläuferpumpen

In den Unterstationen der Klosteranlage sind Nassläuferpumpen und Trockenläuferpumpen als Inlinepumpen zu finden. In den folgenden Unterkapiteln werden diese zwei Bauarten näher beschrieben.

5.1.1 Nassläuferpumpen

Bei Nassläuferpumpen liegen alle rotierenden Teile im Wasser, wobei das geförderte Wasser auch zur Schmierung der Lager dient. Die vom Motor freigesetzte Wärme kann somit an das Heizmedium abgegeben werden. Der Motor ist durch ein Spaltrohr vom Wasser getrennt. Diese Pumpen besitzen konstruktionsbedingt keine Wellenabdichtung. Nassläuferpumpen sind nahezu wartungsfrei, laufen sehr geräuscharm und haben meist eine Zulaufhöhe von 0,5-1,0 bar, was allerdings ihren Einsatz in Dachheizzentralen einschränkt. Derzeit ist dieser Pumpentyp mit zwei unterschiedlichen Motoren am Markt zu finden.

Geregelte Nassläuferpumpen haben einen Synchronmotor mit Permanentmagnetrotor, womit der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe die Energieeffizienzklasse A (EFF 1) erfüllt. Bei ungeregelten Pumpen wird hingegen das Laufrad durch einen Asynchronmotor angetrieben, der aufgrund seiner Konstruktion und der eingesetzten Materialien deutlich schlechtere Wirkungsgrade aufweist. Der Förderstrom von Nassläuferpumpen ist auf ca. 60 m³/h begrenzt. [5,6]



Abbildung 5-1: Einstufige Nassläuferpumpe (links) und FU-geregelte Pumpe (rechts) [5]

5.1.2 Trockenläuferpumpen in Inline- Bauweise

Inline heißt, dass die Pumpe und die angeschlossene Rohrleitung eine Achse bilden. Trockenläuferpumpen unterscheiden sich von Nassläuferpumpen dadurch, dass Pumpe und Motor konstruktiv getrennt sind. Vorteil ist zum einen, dass dieser Pumpentyp weniger anfällig gegen Verunreinigungen im Fördermedium ist, zum anderen wird die Motorwärme nicht an das Fördermedium abgegeben, was bei Kaltwassernetzen gewünscht ist. Motor und Laufrad sitzen auf einer gemeinsamen Welle, die Abdichtung erfolgt durch eine Gleitringdichtung, die alle zwei Jahre ausgewechselt werden muss. Das Lager ist fremdgeschmiert und der Motor direkt an die Pumpe angeflanscht. Trockenläuferpumpen sind etwas lauter, haben aber geringere Zulaufhöhen und meist höhere Wirkungsgrade als Nassläuferpumpen. Der höhere Wirkungsgrad ist in erster Linie darauf zurückzuführen, dass sich der Motor nicht im Fördermedium befindet. Der Motor kann die Effizienzklasse EFF 1 oder 2 erfüllen. Die Effizienzklasse wird von der CEMEP festgelegt.



Abbildung 5-2: Inline- Pumpe als Einzelpumpe (links) und als Doppelpumpe mit FU (rechts)



5.2 Zusammenwirken von Pumpe und Rohrnetz

Die Hauptaufgabe des Rohrnetzes besteht darin, die Massenströme in der richtigen Menge an die Verbraucher zu verteilen. Dies geschieht nicht von selbst, sondern in der Regel durch Pumpen. Außerdem müssen durch Berechnungen wirtschaftliche Rohrdurchmesser ermittelt und Regelventile ausgelegt werden. Moderne Wasserheizungsanlagen sind geschlossene Systeme, so dass die geodätische Höhe bei der Pumpenauslegung keine Rolle spielt. Auch der Schwerkraftanteil wird bis auf einige Sonderfälle vernachlässigt. Der Gesamtdruckverlust einer Rohrleitung setzt sich aus dem Widerstand der geraden Rohrstrecke ($R \cdot L$) und dem Druckabfall der Einzelwiderstände Z zusammen und berechnet sich nach der Formel:

$$\Delta p = R \cdot L + Z$$

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \cdot L + \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2 \quad [\text{Pa}]$$

Gleichung (1)

Δp - Druckverlust der Rohrleitung [Pa]
 R - Rohrreibungsdrukgefälle in [Pa/m]
 L - Rohrlänge [m]
 Z - Druckabfall Einzelwiderstände [Pa]
 λ - Rohrreibungszahl
 d - Rohrdurchmesser [m]
 ρ - Dichte des Mediums [kg/m³]
 w - Fließgeschwindigkeit [m/s]
 ζ - Widerstandsbeiwert Einzelwiderstände

Weiterhin gilt die Beziehung:

$$w = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} \quad [\text{m/s}]$$

Gleichung (2)

A - Rohrquerschnittsfläche [m²]
 \dot{m} - Massenstrom [kg/s]
 \dot{V} - Volumenstrom [m³/s]

Die Herleitung der Gleichung (1) ist der Fachliteratur zu entnehmen. Die Rohrreibungszahl ist u.a. abhängig von der Viskosität des Mediums und der Rauigkeit des Rohres. Einzelwiderstände sind Formstücke, Armaturen und sonstige Einbauteile, dessen Widerstandsbeiwert vom Hersteller angegeben wird. Gleichung (1) zeigt, dass der Druckverlust eine quadratische Funktion der Fließgeschwindigkeit ist. Grundsätzlich ist der Druckverlust für den Auslegungsfall zu berechnen, d.h. den Volumenstrom bei minimaler, lokaler Außenlufttemperatur, welche in der DIN EN 12831 angegeben ist.

Variiert man den Volumenstrom in Gleichung (2) und setzt die Fließgeschwindigkeit w in Gleichung (1) ein, kann die parabelförmige Anlagenkennlinie berechnet werden. Die Pumpenkennlinie, die eine fest vorgegebene konstruktive Größe darstellt, kann je nach Konstruktion einen

flachen oder steilen Kurvenverlauf haben. Demzufolge wird im Teillastfall bei einer unregelten Pumpe der Differenzdruck mehr oder weniger stark ansteigen. Änderungen in der Anlagenkennlinie, z.B. durch drosselnde oder voll geöffnete Thermostatventile, haben in Abhängigkeit der Pumpenkennlinie unterschiedliche Auswirkungen auf den Förderstrom und die Druckverhältnisse im Netz. Im Schnittpunkt der beiden Kennlinien liegt der Betriebspunkt der Pumpe, er zeigt den momentanen Förderstrom und die Förderhöhe. Nur wenn der berechnete Förderstrom auch dem tatsächlichen entspricht, ist die bedarfsgerechte Wärmeübertragung an den Heizflächen sichergestellt, weil sich die Temperaturspreizung des Heizmediums mit dem Förderstrom ändert.

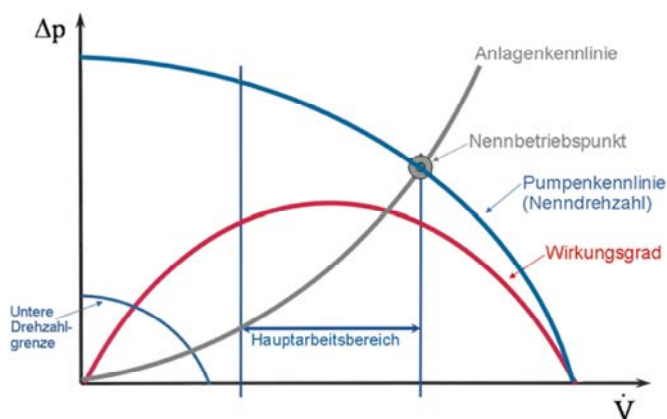


Abbildung 5-3: Ermittlung des Betriebspunktes der Pumpe [8]

Die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme der Pumpen, die unabhängig von der Regelungsart ist, erfolgt mit Gleichung (3). P_1 bezeichnet den tatsächlichen elektrischen Leistungsbedarf der Pumpe, den der Nutzer an den Energieversorger bezahlen muss. Von den Pumpenherstellern wird manchmal nur P_2 als Leistung angegeben. Diese Leistung berücksichtigt nicht den Motorwirkungsgrad, weil mit der Qualität des Motors der Gesamtwirkungsgrad und damit die Leistung P_1 erheblich beeinflusst wird.

$$P_1 = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_P \cdot \eta_M} \quad [\text{W}] \quad \text{Gleichung (3)}$$

\dot{V} – Volumenstrom [m^3/s]
 Δp – Druckverlust des hydraulischen Netzes [Pa]
 η_P – Wirkungsgrad der Pumpe
 η_M – Wirkungsgrad des Motors
 P_1 – Elektrischer Leistungsbedarf der Pumpe [W]

5.3 Hydraulischer Abgleich

In Fachkreisen wird viel über die Notwendigkeit des hydraulischen Abgleichs berichtet. Gemäß EnEV und Vergabe- und Vertragsordnung für Bauleistungen (VOB) Teil C (DIN 18380) ist der hydraulisch Abgleich vorgeschrieben. Tatsächlich wird er aber in den wenigsten Fällen durchgeführt. Ein bedeutender Pumpenhersteller [6] schätzt die Zahl der nicht abgeglichenen Anlagen auf 80%. In einer neueren Studie [46] wurde festgestellt, dass in der Hälfte der untersuchten Gebäude keine voreinstellbaren Thermostatventile vorhanden waren. Von den voreinstellbaren Thermostatventilen waren praktisch keine einreguliert. *Jagnow* [45] stellt heraus, dass durch den hydraulischen Abgleich ca. 60 % des Pumpenstromes in Heizungs- und Klimaanlage eingespart werden können.

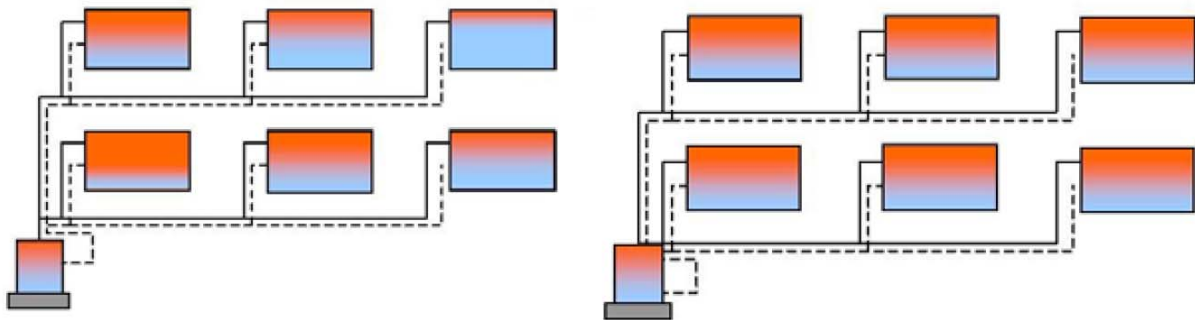


Abbildung 5-4: hydraulisch nicht abgeglichene Anlage (links) und hydraulisch abgeglichene Anlage (rechts) [46]

Die Ursachen des fehlenden hydraulischen Abgleichs sind vielschichtig. Ob eine Anlage korrekt einreguliert ist, kann nur durch eine Funktionsmessung festgestellt werden, die aber gemäß VOB/C gesondert ausgeschrieben und vergütet werden muss. Der hydraulische Abgleich ist erforderlich, um die Überversorgung pumpennahe Verbraucher und die Unterversorgung pumpenferner Verbraucher zu vermeiden, da das Heizmedium immer den Weg des geringsten Widerstandes fließt. Die Überversorgung äußert sich durch Geräusche an den Thermostatventilen. Die Abbildung 5-4 verdeutlicht diesen Zusammenhang. Demzufolge sind pumpennahe Verbraucher einzudrosseln, damit die pumpenfernen Verbraucher mehr Wasser erhalten. Im Idealfall erhält jeder Verbraucher bei jedem Lastfall genau die erforderliche Wassermenge.

Dass eine unterlassene Einregulierung nicht zu größeren Beschwerden führt, ist auf die „Gutmütigkeit“ der Heizungsanlage zurückzuführen. Denn üblicherweise kann ein Heizkörper bei halbem Auslegungsvolumenstrom noch 80-90 % der Wärmeleistung liefern. Umgekehrt beträgt

die Leistungszunahme bei doppeltem Auslegungsvolumenstrom nur 10-20 %. Der Nutzer bemerkt einen derartigen Fehlbetrieb dementsprechend selten. Klagen treten meist nur bei Pfeifgeräuschen an den Thermostatventilen auf, was meist immer auf eine unzureichende Einregulierung und eine überdimensionierte Pumpe zurückzuführen ist.

Im Wesentlichen weist ein nicht einreguliertes Netz folgende Merkmale auf:

- höhere Vorlauftemperaturen
- höhere Raumtemperaturen
- höhere Transmissionswärmeverluste
- höherer Pumpenstrombedarf
- höhere Wärmeverluste der Rohrleitungen
- Geräusche in der Anlage

Die höheren Energieverbräuche treten besonders dort auf, wo Thermostatventile mit 2-3 K Regelabweichung eingesetzt sind. Die Raumtemperatur erhöht sich, wenn ein höherer Volumenstrom als erforderlich durch den Heizkörper fließt. Ist das Thermostatventil mit 2 K Regelabweichung auf 20 °C eingestellt, so ist es bei dieser Raumtemperatur ganz offen und bei 22 °C ganz geschlossen. Schon eine um 1 K höhere Raumtemperatur verursacht einen 6 % höheren Heizenergieverbrauch. Demzufolge wirkt sich der Energiemehrverbrauch bei fehlendem Abgleich bei Thermostatventilen mit 1 K Regelabweichung weniger stark aus, weil es bereits bei 21 °C geschlossen ist.

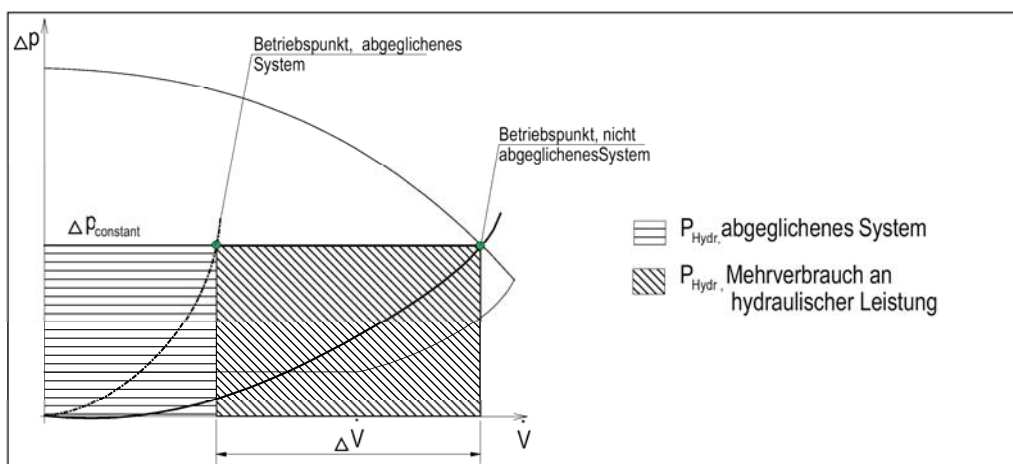


Abbildung 5-5: Energiemehrverbrauch bei fehlendem hydraulischem Abgleich [14]



Neben der hydraulischen Leistung ($\dot{V} \cdot \Delta p$) hat auch der hydraulische Abgleich Auswirkungen auf den Pumpenstrombedarf, weil bei fehlendem Abgleich eine Unterversorgung pumpenferner Verbraucher auftritt. Fälschlicherweise wird deswegen in der Praxis die Pumpe einfach höher eingestellt. Die Pumpe wird immer auf den Druckverlust des hydraulisch ungünstigsten Verbrauchers ausgelegt. Abbildung 5-5 zeigt den Energiemehrverbrauch einer Konstantdruck geregelten Pumpe. Weil die pumpennahen Wärmeverbraucher nicht einreguliert sind, erhalten sie soviel Wasser bis der Druckverlust im Netz dem eingestellten Förderdruck entspricht. Die Anlagenkennlinie wird flacher und die Pumpe muss mit höherer Drehzahl laufen, um den eingestellten konstanten Förderdruck zu halten. Bei fehlendem hydraulischen Abgleich wird in der Praxis häufig die Vorlauftemperatur erhöht, damit die wasserseitig unterversorgten Heizkörper noch genügend Leistung abgeben. Dadurch sinkt der Kesselwirkungsgrad und die Wärmeverluste der Rohrleitungen steigen. Konsequenterweise ist ein fehlender hydraulischer Abgleich immer mit einem Mehrverbrauch an Primärenergie verbunden.

Die Einregulierung des Rohrnetzes muss sowohl für hydraulische Schaltungen an einem Verteiler eines Nahwärmenetzes als auch für die Heizkörper erfolgen. Der hydraulische Abgleich setzt in jedem Fall eine genaue Rohrnetzrechnung voraus. Aus den berechneten Druckverlusten für die einzelnen Strangabschnitte werden die Einstellwerte für die Abgleicharmaturen ermittelt und die Pumpe ausgelegt. Konkret bedeutet das, dass die Thermostatventile in einem Strang so voreingestellt werden, dass sie die berechnete Wassermenge im Auslegungsfall erhalten. Anschließend werden die Stränge untereinander mit Strangregulierventilen oder besser mit Differenzdruckreglern abgeglichen. Der Differenzdruckregler ist auf einen Sollwert auszulegen, der dem Druckverlust des nachgeschalteten Netzteils im Auslegungsfall entspricht. Ein Ablaufschema zur Vorgehensweise befindet sich im Anhang. In der Praxis werden häufig auch Messcomputer verwendet, mit denen der Volumenstrom gemessen werden kann. Die Regulierventile werden soweit einjustiert, bis der gewünschte Volumenstrom durch dieses Ventil fließt. Häufig wird diese Methode bei Altanlagen angewendet. Drehzahlgeregelte Pumpen und Differenzdruckregler entschärfen das Problem der Einregulierung nicht. Beide Komponenten müssen auf den Auslegungszustand ausgelegt werden. Bei korrekter Auslegung wird das Regelverhalten der Anlage deutlich verbessert. Die drehzahlgeregelte Pumpe fördert nur den tatsächlich benötigten Volumenstrom und die Differenzdruckregler verhindern die Pfeifgeräusche an den Thermostatventilen, weil sie den Druck konstant halten.

Insbesondere bei der Sanierung von Bestandsnetzen ist der fehlende hydraulische Abgleich ein wesentlicher Grund, wenn die erhofften Energieeinsparungen nicht erreicht werden. Denn nur



mit dem Einbau einer drehzahlgeregelten Pumpe werden die Wassermengen nicht wie gewünscht verteilt. Zudem werden die Einsparpotentiale der drehzahlgeregelten Pumpe gegenüber einer unregulierten Pumpe nicht ausreichend ausgeschöpft. Die ausführende Firma ist schließlich nur mit der Durchführung einer Maßnahme beauftragt und nicht mit der Erzielung einer Energieeinsparung. Daraus lässt sich ableiten, dass eine einzelne Maßnahme nicht für sich allein, sondern immer im Zusammenhang mit dem Gesamtsystem betrachtet werden muss. Die Höhe der Einsparungen durch einen hydraulischen Abgleich sind schwer zu beziffern, weil auch das Nutzerverhalten eine Rolle spielt. Nach neueren Erkenntnissen kann mit einer Einsparung von 10-30 kWh/m²a für Wohngebäude ausgegangen werden [47].

5.4 Regelstrategien vom Umwälzpumpen

Die Heizlast wird nach DIN EN 12831, für eine statistisch minimale, regionale Außenlufttemperatur, berechnet. Die Rohrleitungen, Heizkörper, Pumpen usw. werden für diesen Betriebsfall dimensioniert, unter Zugrundelegung von eventuellen Gleichzeitigkeitsfaktoren. Der Auslegungsfall kommt statistisch nur zu ca. 3 % in der Heizperiode vor. Sonst läuft die Anlage im Teillastbetrieb. Laut EnEV ist im Teillastfall die Regelung der Heizmitteltemperatur und des Volumenstromes an den Bedarf gesetzlich vorgeschrieben. In der Heizungstechnik kommen einstufig und mehrstufig unreguliert sowie automatische, drehzahlgeregelte Pumpen vor. Die Einregulierung des Förderstromes kann einerseits über eine Armatur, z.B. Drosselventil, Bypassventil, oder über die Drehzahl des Laufrades realisiert werden. In der Literatur wird daher zwischen Drosselregelung, Bypassregelung und Drehzahlregelung unterschieden.

5.4.1 Drosselregelung

Bei der Drosselregelung wird mit einer Abgleicharmatur, die mit der Pumpe in Reihe geschaltet ist, der Förderstrom auf den Sollvolumenstrom für den Auslegungsfall eingestellt, weil Pumpen in der Regel größer als erforderlich ausgelegt werden. Abbildung 5-6 zeigt die Wirkungsweise im p-V Diagramm (Druck- Volumenstrom-Diagramm). Um den Sollvolumenstrom im Wärmenetz zu erzielen, muss also der überschüssige Pumpendruck mit dem Drosselorgan verringert werden. Damit ergibt sich eine neue Anlagenkennlinie und ein neuer Betriebspunkt. Der Förderdruck ist im tatsächlichen Betriebspunkt höher als der berechnete Druckverlust. Bei der elektrischen Leistungsaufnahme der Pumpe muss zwischen Auslegungsfall und Teillastfall unterschieden werden. Die Abbildung 5-7 zeigt exemplarisch den elektrischen Energiebedarf, der für das Drosselorgan aufzuwenden ist, im Vergleich zu einer Drehzahlregelung, bei der der ge-

wünschte Betriebspunkt direkt angefahren wird. Die Eindrosselung des Förderstromes kann somit als Energievernichtung interpretiert werden.

Analog sind die Verhältnisse im Teillastfall, weil bei schließenden Thermostatventilen die Anlagenkennlinie ebenfalls steiler wird. Die grüne Linie in Abbildung 5-6 zeigt jetzt den Förderhöhenüberschuss, der zusätzlich über die Thermostatventile abgebaut werden muss. Der Förderstrom sinkt, dafür steigt der Differenzdruck im Netz, was sich durch Strömungsgeräusche an den Ventilen äußern kann. Die grüne Linie kann in diesem Fall aber als Leistungseinsparung interpretiert werden.

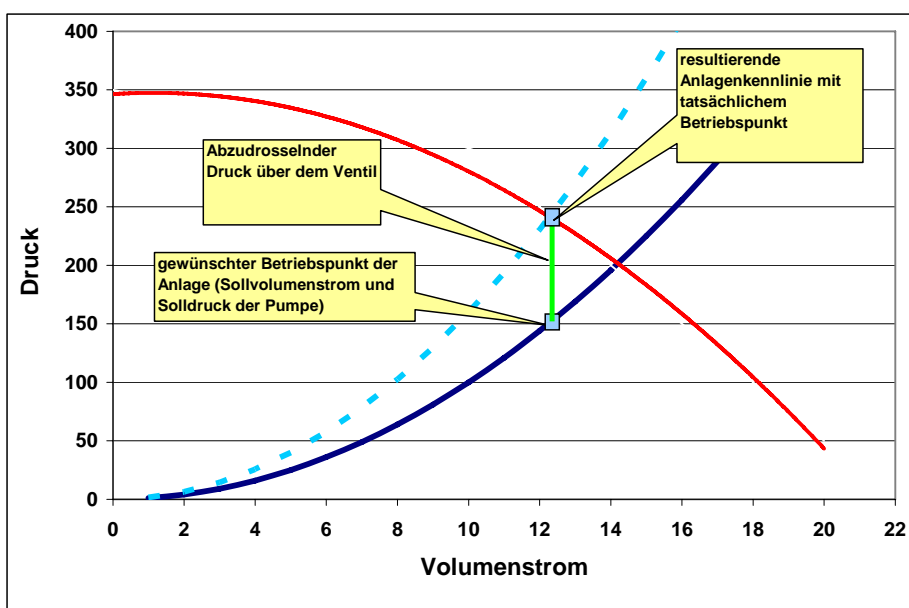


Abbildung 5-6: Wirkungsweise der Drosselregelung im p-V Diagramm

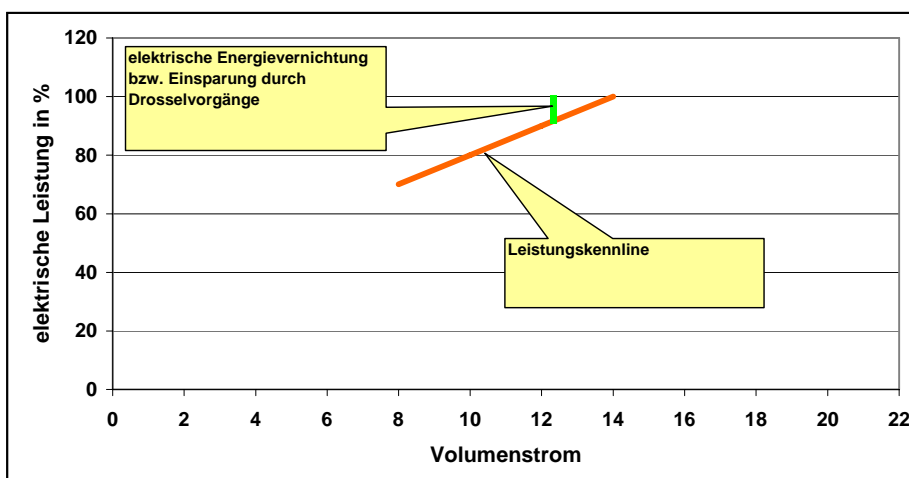


Abbildung 5-7: elektrische Leistung bei Drosselregelung



Rechnerisch kann der Druckabfall des Drosselventils mit Gleichung (4) ermittelt werden.

$$k_v = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p_v}} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Δp_v - Druckabfall über dem Ventil [bar]
 \dot{V} - Volumenstrom der Anlage im Auslegungsfall [m^3/h]
 k_v - Volumenstrom über dem Ventil [m^3/h]

Gleichung (4)

Gleichung (4) ist eine für die Praxis leicht handhabbare Gleichung, weil die Berücksichtigung der Dichte in der Regel vernachlässigt werden kann. Mit dem berechneten k_v - Wert kann ein passendes Ventil aus dem Herstellerkatalog ausgewählt und die Spindelumdrehungen ermittelt werden. Die Drosselregelung ist aus energetischer Sicht eine nicht mehr übliche Regelungsart, weil der elektrische Energiebedarf im Teillastfall kaum sinkt, da u.a. der Pumpenwirkungsgrad bei Regeleingriffen immer schlechter ist als im Auslegungsfall.

5.4.2 Bypassregelung

Im Gegensatz zur Drosselregelung ist bei der Bypassregelung das Abgleichventil parallel zur Pumpe in einer Bypassleitung montiert. Aufgrund des Bypasses strömt permanent ein Teilvolumenstrom von der Druckseite zurück zur Saugseite der Pumpe. Die Pumpe fördert immer einen Mindestförderstrom, da auch im Teillastfall bei geschlossenen Thermostatventilen die Auswirkungen der Drosselregelung nicht greifen können. Der Gesamtförderstrom der Pumpe ist die Summe aus Bypassvolumenstrom und Volumenstrom der Anlage. Durch das Bypassventil wird die Förderhöhe der Pumpe nach oben begrenzt, die maximale Förderhöhe ist abhängig vom Druckverlust der Bypassleitung. Die Bypassregelung ist wie die Drosselregelung eine energetisch nicht zu empfehlende Regelungsart, weil stets mehr Wasser umgewälzt wird als benötigt wird. Die Leistungsaufnahme der Pumpe ist immer nahezu konstant, weil sie immer im gleichen Betriebspunkt läuft.

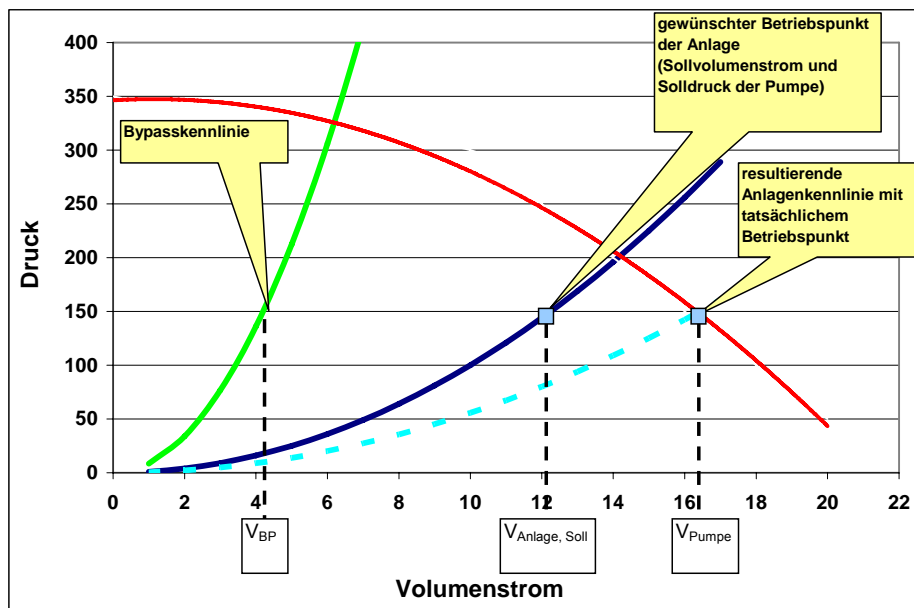


Abbildung 5-8: Wirkungsweise der Bypassregelung im p-V Diagramm

5.4.3 Drehzahlregelung und Anpassung des Laufraddurchmessers

Die variable Drehzahlregelung mit Frequenzumrichtern (FU) ist die energetisch effizienteste Methode zur Anpassung des Förderstromes und Förderdruckes an den Bedarf. Ein weiterer energetischer Vorteil ist die annähernde Konstanz des Pumpenwirkungsgrades bei Drehzahländerungen, solange die Drehzahl nicht unter 50% der Nenndrehzahl fällt, darunter sinkt er aber auch nur um wenige Prozent. Diese Gesetzmäßigkeit gilt allerdings nur, wenn der Betriebspunkt entlang der Anlagenkennlinie wandert. Das ist immer dann der Fall, wenn ein vollwertiger FU eingesetzt wird und die Pumpe auf den Anlagenschlechtepunkt regelt, was einen externen Drucksensor erfordert. Wird dagegen der Druck an der Pumpe gemessen, dann wird im Teillastfall auch bei der Drehzahlregelung der Wirkungsgrad schlechter, wenn die Pumpe im Auslegungsfall im Wirkungsgradbestpunkt ausgelegt wurde. Der Grund ist, dass der Betriebspunkt die Anlagenkennlinie verlässt. Der Grad der Verschlechterung ist von der Regelstrategie abhängig. Bei Proportionaldruckregelung ist der Pumpenwirkungsgrad immer besser als bei der Konstantdruckregelung.



Bei der Drehzahlregelung gelten die physikalischen Beziehungen:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} = \left(\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \right)^2 \quad \text{Gleichung (5)}$$

Der Volumenstrom \dot{V} ändert sich proportional mit der Drehzahl n , die Förderhöhe Δp quadratisch mit der Drehzahl n . Der Laufraddurchmesser D ändert sich proportional zum Volumenstrom und quadratisch mit der Förderhöhe.

$$\left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} \right)^3 = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 = \frac{P_1}{P_2} \quad \text{Gleichung (6)}$$

P_1 und P_2 sind keine unterschiedlichen elektrischen Leistungen, wie in Abschnitt 5.2 beschrieben, sondern die Leistungen zu den zugehörigen Förderströmen. Die Abhängigkeit der elektrischen Leistung vom Volumenstrom nach Gleichung (6) gilt jedoch nur für den Fall, dass der Betriebspunkt der Pumpe immer auf der Anlagenkennlinie liegt. Das ist jedoch nur bei einem echten FU, also nicht bei den Regelungsarten Konstantdruck und Proportionaldruck, möglich. Mit Gleichung (7) kann der Wirkungsgrad η_x der Pumpe, bei von der Nenndrehzahl n_n abweichenden Drehzahlen mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden. Die Gleichung (7) gilt nur, wenn der Betriebspunkt auf der Anlagenkennlinie wandert (Schlechtpunktregelung).

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta_n) \cdot \left(\frac{n_n}{n_x} \right)^{0,1} \quad \text{Gleichung (7)}$$

\dot{V} – Volumenstrom [m³/s]
 Δp – Druckverlust des Netzes [Pa]
 n – Drehzahl [1/min]
 P – elektrische Leistung der Pumpe [W]
 η – Wirkungsgrad der Pumpe



Die Regelkennlinie kann mit Gleichung (8) berechnet werden [9].

$$p_x = (p_n - p_{\min}) \cdot \left(\frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_n} \right)^2 + p_{\min} \quad \text{Gleichung (8)}$$

p_x - Druck bei \dot{V}_x [Pa]

p_{\min} - minimal erforderlicher Netzdruck [Pa]

p_n - Druck im Auslegungsfall im Netz [Pa]

\dot{V}_x - Volumenstrom bei Teillast [m^3/h]

\dot{V}_n - Volumenstrom bei Volllast [m^3/h]

In der Abbildung 5-9 ist die Wirkungsweise der Drehzahlregelung aufgezeigt. Die blaue Parabel ist die Anlagenkennlinie bei Volllast, die rote bei Teillast. In dieser Abbildung sind zwei unterschiedliche Regelstrategien gezeigt, das ist die Konstantdruckregelung (rote horizontale Linie) und die Proportionaldruckregelung (hellblaue Linie). Bei der Konstantdruckregelung wird der Förderdruck an der Pumpe stets konstant (= Auslegungsdruck) gehalten, der Betriebspunkt wandert auf der roten Regelkennlinie. Die blaue Regelkennlinie entspricht der Proportionaldruckregelung, mit der man aufgrund der kleineren Drehzahl eine weitere elektrische Leistungseinsparung bei vorgegebenem Volumenstrom erreicht. In diesem Beispiel kann die Drehzahl von 85% auf 73% gesenkt werden. Die Regelkennlinie der Proportionaldruckregelung, die die Pumpe abfährt, ist fest vorgegeben. Sie verläuft bei Nassläuferpumpen immer zwischen dem Betriebspunkt und der halben Förderhöhe bei 0% Volumenstrom. Nassläuferpumpen haben nur einen „abgespeckten“ FU, der Betriebspunkt liegt somit auf der Regelkennlinie und nicht auf der Anlagenkennlinie, wie bei einem vollwertigen FU. Folglich fallen die Leistungseinsparungen durch Drehzahlregelung bei Nassläuferpumpen geringer aus als bei Trockenläuferpumpen mit externem FU. Die mögliche Leistungseinsparung ist auch von der Steilheit der Pumpenkennlinie abhängig. Generell kann bei einer steilen Pumpenkennlinie die Drehzahl stärker reduziert und somit mehr elektrische Energie eingespart werden.

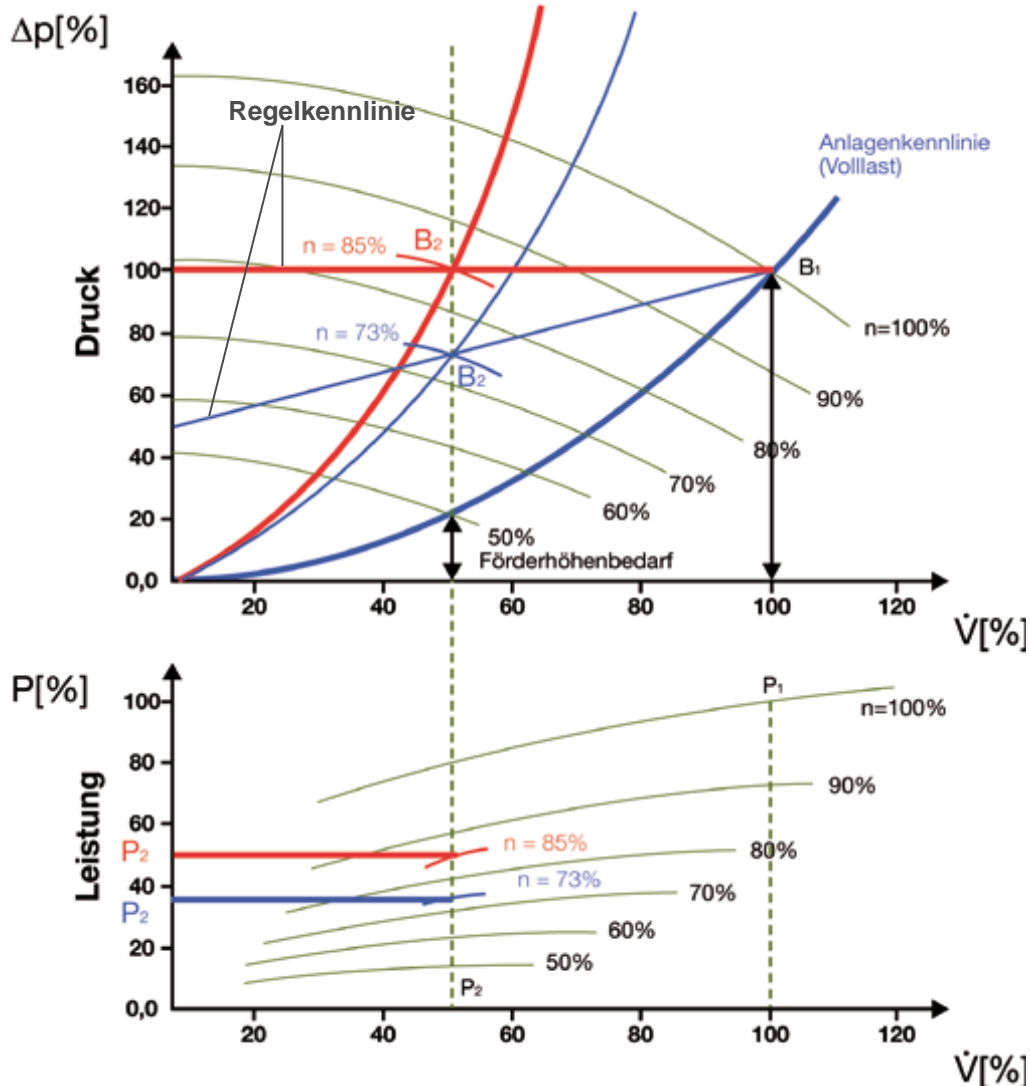


Abbildung 5-9: Wirkungsweise der Drehzahlregelung im p-V Diagramm [8]

Mit der Drehzahlregelung lassen sich unterschiedliche Regelstrategien verwirklichen.

- Differenzdruckabhängige Regelung (Konstantdruck, Proportionaldruck)
- Förderstromabhängige Regelung
- Außentemperaturabhängige Regelung
- Min/Max- Regelung
- Differenztemperaturabhängige Regelung
- Vorlauf temperaturabhängige Regelung
- Rücklauf temperaturabhängige Regelung



Wann welche Regelstrategien sinnvoll eingesetzt werden können, soll hier nicht weiter erläutert werden und ist z. B. in [9,10,11] nachzulesen.

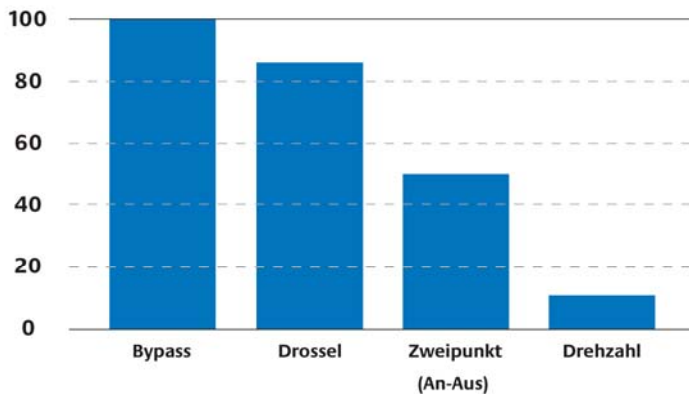


Abbildung 5-10: Gegenüberstellung des Energiebedarfes unterschiedlicher Regelstrategien [7]

Die Abbildung 5-10 stellt den prozentualen Energiebedarf von Pumpen bei unterschiedlichen Regelstrategien dar. Bei der Bypassregelung ist die elektrische Leistungsaufnahme immer gleich (100%). Die automatische Anpassung der Motordrehzahl an den Bedarf erzielt im Vergleich zu anderen Regelungsarten die größte Einsparung an Pumpenstrom.

5.4.4 Reihen- und Parallelschaltung von Pumpen

Die Reihen- und Parallelschaltung von Pumpen ist keine Regelstrategie im eigentlichen Sinne, aber eine sehr wirkungsvolle Maßnahme zur Anpassung von Förderdruck und Förderstrom an den Bedarf. Auch zu Redundanz Zwecken werden Pumpen parallel geschaltet. Bei der Parallelschaltung addieren sich die Teilförderströme der Pumpen bei konstantem Förderdruck. Der resultierende Förderstrom im Betriebspunkt beider Pumpen ist jedoch kleiner als die Summe der Teilförderströme, weil der hydraulische Widerstand nach den Gesetzmäßigkeiten der Gleichung (5) mit zunehmendem Volumenstrom ebenfalls ansteigt. Außerdem ist der Summenvolumenstrom abhängig von Steilheit der Kennlinie der Einzelpumpen. Abbildung 5-11 (links) zeigt den Betriebspunkt bei Einzelbetrieb (Schnittpunkt rote Kennlinie) und bei Parallelbetrieb (grüne Kennlinie). Ferner sollte bei der Planung darauf geachtet werden, dass die Anlagenkennlinie möglichst flach und die Pumpenkennlinien steil verlaufen, um beim Abschalten einer Pumpe möglichst viel Strom einzusparen.

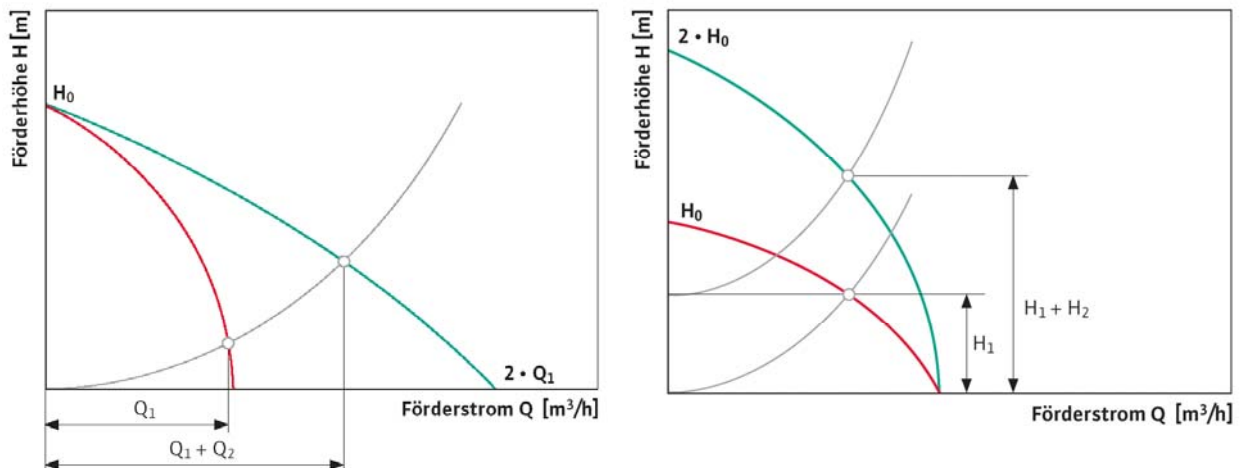


Abbildung 5-11: Parallelschaltung von Pumpen (links) und Reihenschaltung (rechts) [6]

Bei der Reihenschaltung von Pumpen hingegen addieren sich die Förderhöhen bei nahezu konstantem Förderstrom. Oft sind bei weit verzweigten Erzeuger- und Verteilnetzen mehrere Pumpen hintereinander geschaltet. Abbildung 5-11 (rechts) zeigt die Betriebspunkte bei Einzelbetrieb (Schnittpunkt rote Kennlinie) und bei gemeinsamem Betrieb.

5.5 Hydraulische Grundschaltungen

In diesem Unterkapitel werden die charakteristischen Eigenschaften der gängigsten hydraulischen Schaltungen beschrieben, weil das die Grundlage für die Analyse der Wärmeverteilnetze der Klosteranlage ist. Ein eigener Heizkreis wird immer dann vorgesehen, wenn z.B. die Verbrauchertemperaturen von den Erzeugertemperaturen abweichen, unterschiedliche Betriebszeiten der einzelnen Verbraucher zu erwarten sind oder Gebäudeteile, die in unterschiedliche Himmelsrichtungen ausgerichtet sind, versorgt werden sollen.

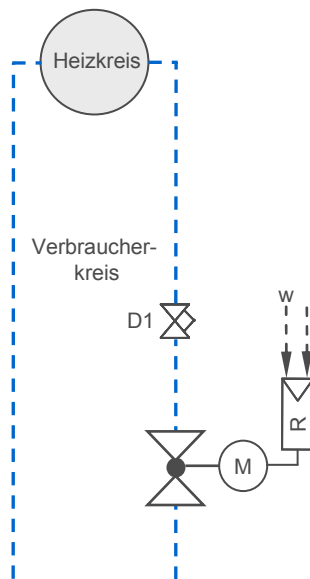
Für eine gut funktionierende Heizungsanlage sind die Wahl der geeigneten hydraulischen Schaltung und Kenntnisse über die Auslegungskriterien fundamental. Die Regelung der Heizleistung an den Bedarf kann grundsätzlich über die Heizmediumtemperatur, den Heizmediummassenstrom oder einer Kombination aus beiden erfolgen. Die Regelstrategie hat wesentlichen Einfluss auf die Temperatur- und Druckverteilung im Heiznetz. Es werden im Folgenden nur die Schaltungen erörtert, die für die Wärmeverteilung von Bedeutung sind. Hydraulische Schaltungen der Wärmeerzeugung werden nicht näher erläutert, es werden aber die Auswirkungen der Verbraucherschaltungen auf die Wärmeerzeugung näher beleuchtet.

5.5.1 Drosselschaltung

Die Drosselschaltung ist eine mengenvariable Schaltung, bei der das Medium immer mit Erzeugertemperatur in den Verbraucher eintritt. Sie eignet sich daher für Verbraucher, die ganzjährig konstante Eintrittstemperaturen benötigen, wie z.B. Luftkühler mit Entfeuchtungsfunktion, sie

wird aber auch häufig als primärseitige Regelung bei Wärmetauschern eingesetzt.

Die Wärmeleistung wird über den Massenstrom mit einem Durchgangsregelventil geregelt. Die Regelgröße kann z.B. eine Lufttemperatur sein. Verbraucherseitige Laständerungen äußern sich durch eine variable Rücklauf­temperatur, d.h. eine große Temperaturspreizung im Teillastfall. Diese Schaltung ist nur für differenzdruckbehaftete Verteiler geeignet. Bei mehreren Verbrauchern müssen diese mit einem Regulierventil untereinander hydraulisch abgeglichen werden. Mit der Drossel D1 wird der Nennvolumenstrom eingestellt. Die Pumpe sollte nicht nur aus energetischen Gründen drehzahl­regelt sein, sondern weil bei fast geschlossenem Regelventil der Differenzdruck an den am Regelventil und an den

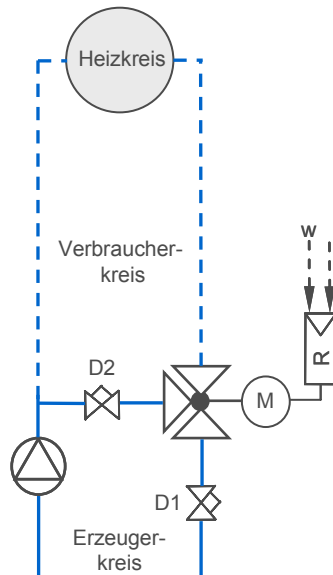


Verbrauchern bis zur Nullförderhöhe der Pumpe ansteigen kann. Bei einer nicht drehzahl­regelt­en Pumpe wird die Ventilkennlinie im Teillastfall sehr stark gekrümmt, was eine schlechte Regelbarkeit der Wärmeleistung zur Folge hat. Außerdem wirken sich die Hubänderungen eines Regelventils als Störgröße auf die anderen Verbraucher aus, indem sie den Durchfluss sehr stark beeinflussen. Folglich müssen die anderen Regelventile diese Störungen wieder ausregeln. Optimalerweise empfiehlt sich deshalb der Einsatz von Differenzdruckreglern (DR) vor den Regelventilen, die einen gleichbleibenden Vordruck garantieren. Dies sichert eine gute Ventilautorität bei allen Lastzuständen, ist aber mit höheren Investitionskosten verbunden. Die bekannteste Drosselschaltung ist die Massenstromregelung mittels Thermostatventilen an Heizkörpern.



5.5.2 Umlenkschaltung

Bei der Umlenk- oder Verteilschaltung fließt über die Verbraucher ebenfalls ein variabler Massenstrom. Die Eintrittstemperatur in den Verbraucher ist gleich der Erzeugertemperatur.

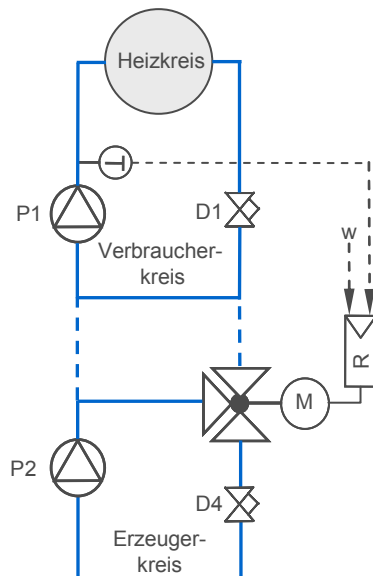


Im Gegensatz zur Drosselschaltung findet keine gegenseitige Beeinflussung der Verbraucher statt, weil im Erzeugerkreislauf ein konstanter Massenstrom fließt und der Druck dementsprechend konstant ist. Die Leistungsregelung erfolgt über die Veränderung des Massenstromes im Verbraucherkreis durch Stellungsänderungen des Dreiwegeventils. Vorteilhaft im Vergleich zur Drosselschaltung ist, dass das Medium schnell am Verbraucher zur Verfügung steht, wenn das Stellglied nah am Verbraucher angeordnet ist. Bei Teillast sinkt die Rücklauf-temperatur der Verbraucher (die Temperatur-spreizung im Verbraucherteil steigt), insgesamt wird aber, wegen der Beimischung von Vorlaufwasser über den Bypass des Dreiwegeventils, die Rücklauf-temperatur angehoben.

Wie die Drosselschaltung, muss auch diese Schaltung mit der Drossel D1 auf den Nennvolumenstrom einreguliert werden. Im Unterschied zur Drosselschaltung ist eine drehzahlgeregelte Pumpe, wegen des konstanten Volumenstromes im Erzeugerkreis, nicht sinnvoll. Daher können unzulässig hohe Differenzdrücke an den Verbrauchern aber auch nicht auftreten. Die Umlenkschaltung ist wie die Drosselschaltung für Luftkühler mit Entfeuchtung und primärseitige Regelungen von Wärmetauschern geeignet aber auch für Wärmerückgewinnungssysteme (Kreislaufverbundsystem bei RLT - Anlagen), wegen der Rücklauf-temperatur-anhebung jedoch nicht für Brennwärtekessel, Fernheizanschlüsse, Wärmepumpen und Luftherhitzer mit Einfriergefahr. Mit dem Drosselventil D2 wird der Bypass auf den Druckverlust des mengenvariablen Verbraucherkreises abgestimmt.

5.5.3 Einspritzschaltung mit Dreiwegeventil

Charakteristisch für die Einspritzschaltung ist der konstante Volumenstrom sowohl im Erzeugerkreis als auch im Verbraucherkreis, wobei die Vorlauf-temperatur im Verbrauchernetz variabel, z.B. nach der Außentemperatur geregelt, ist. Es sind hier zwei Bypässe installiert.



Bei einer genau abgeglichenen Einspritzschaltung fließt im Auslegungsfall kein Wasser über die Kurzschlussleitung des Dreiwegeventils und des festen Bypasses, wenn die Volumenströme in beiden Kreisläufen gleich sind. Im Nulllastfall strömt das von der Pumpe P2 geförderte Wasser über den Bypass des Dreiwegeventils in den Rücklauf, Pumpe P1 fördert das Rücklaufwasser aus dem Verbrauchervorlauf über den festen Bypass in den Verbrauchervorlauf. Sonst wird, je nach Stellung des Dreiwegeventils, mehr oder weniger Wasser aus dem Erzeugerkreis in den Verbraucherkreis eingespritzt. Aufgrund der zwei Bypässe ist es auch mög-

lich, im Verbraucherkreis ein geringeres Temperaturniveau als im Erzeugerkreis zu fahren. Dann kann die Einspritzschaltung auch mit einer Beimischschaltung mit fester Vormischung verglichen werden. In diesem Fall fließt stets ein definierter Volumenstrom über den festen Bypass. Mit den Abgleichdrosseln D1 und D4 müssen die Pumpenförderströme mit Gleichung (4) auf den Auslegungsfall eingedrosselt werden. Mit der Drossel D1 wird bei voll geöffnetem Regelventil die Temperaturspreizung im Verbraucherkreis eingestellt, mit der Drossel D4 wird die Verbrauchervorlauftemperatur einreguliert. Eingesetzt wird diese Schaltung bei Fußbodenheizungen, Lufterhitzern mit Einfriergefahr und Verbrauchern, die weit vom Erzeuger liegen. Nicht geeignet ist die Schaltung, wegen der Rücklauftemperaturanhebung, für Wärmepumpen, Brennwertanlagen und Fernheiznetze sowie für Kühler mit Entfeuchtungsfunktion. Die Ventilautorität, die das Druckverlustverhältnis des Regelventils zum Gesamtdruckverlust (Regelventil + mengenvariabler Netzteil) angibt, ist bei der Einspritzschaltung nahezu eins. Daher ist es üblich, die Nennweite des Regelventils auf die Nennweite der Rohrleitung auszulegen, um eine Überdimensionierung zu vermeiden. Die Pumpe im Erzeugerkreis muss auch den Druckverlust des Regelventils überwinden. In der Praxis sollten die Heizmedientemperaturen im Erzeugerkreis 5-10% höher als Verbraucherkreis sein, um den hydraulischen Abgleich zu erleichtern, weil man nie ganz verhindern kann, dass über die Bypässe kein Wasser zirkuliert. Nachteilig zu bewerten ist, dass eine differenzdruckgeregelt e Pumpe im Erzeugerkreis keinen Sinn macht, weil keine Differenzdruckänderungen auftreten. In [15] wird vorgeschlagen, die Rücklauftemperatur als Regelgröße heranzuziehen. Mit steigender Rücklauftemperatur kann im Teillastfall der Förder-

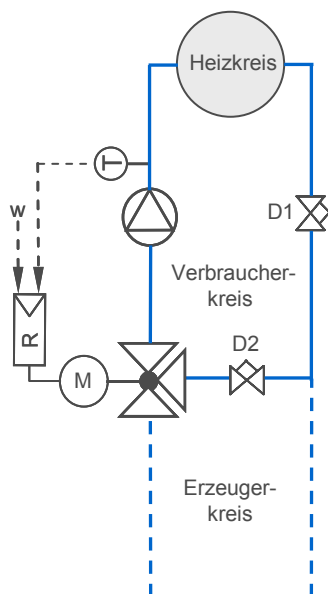
strom reduziert werden. Damit ist eine elektrische Energieeinsparung möglich ohne die Qualität der Regelung negativ zu beeinflussen.

5.5.4 Beimischschaltung

Die Beimischschaltung ist eine temperaturgeführte Regelung. Im Verbraucherkreis zirkuliert ein konstanter, im Erzeugerkreis ein variabler Volumenstrom. Die Leistungsregelung geschieht durch Beimischen von Rücklaufwasser aus dem Verbraucher über den Bypass des Dreiwegeventils, wodurch die Verbrauchervorlauftemperatur auf den Sollwert geregelt wird. Die Verbrauchervorlauftemperatur ist also die Regelgröße, die auf das Stellglied aufgeschaltet ist,

was der wesentliche Unterschied zur Mengenregelung ist.

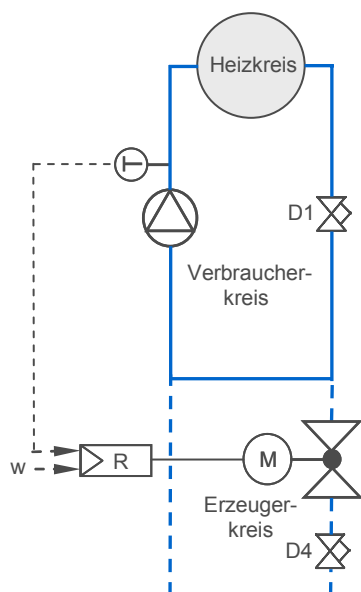
Ein typisches Anwendungsbeispiel ist die außentemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung. Selbstverständlich kann auch die Vorlauftemperatur im Erzeugerkreis über den Wärmeerzeuger geregelt werden, und zwar nach dem Verbraucher mit der höchsten Anforderung. Die Rücklauftemperatur ist variabel und im Teillastfall sowohl im Erzeuger als auch im Verbraucherteil gering. Die Temperatursteigerung im Verbraucherkreis sinkt proportional mit der Heizlast. Die Übergabe des Erzeugervolumenstromes an den Verbraucherkreis sollte optimalerweise drucklos erfolgen. Darauf ist besonders dann zu achten, wenn mehrere Verbraucher mit sehr unterschiedlichen Druckverlusten an einen Verteiler angeschlossen sind.



Die Beimischschaltung stellt eine konstante Temperaturverteilung im Verbraucher sicher und ist deshalb für Luftheritzer mit Einfriergefahr, statische Heizflächen und Niedertemperaturwärmeerzeuger geeignet aber nicht für Kühler mit Entfeuchtungsfunktion. Die Pumpe sollte bei Heizkörpern mit Thermostatventilen drehzahlregelt sein, bei einer unregelten Pumpe ist mit dem Drosselventil D1 der Volumenstrom auf den Auslegungsfall einzustellen. Das Drosselventil D2 wird auf den Druckverlust des mengenvariablen Erzeugerkreises einreguliert.

5.5.5 Einspritzschaltung mit Durchgangsventil

In der Regel werden Beimischschaltungen mit einem Dreiwegeventil ausgeführt, es gibt aber auch die Möglichkeit die Beimischschaltung mit einem Durchgangsventil auszurüsten. Diese Schaltung wird auch als Einspritzschaltung mit Durchgangsventil bezeichnet, weil ein differenzdruckbehafteter Anschluss gefordert wird. Der Verbraucherkreis wird durch einen festen Bypass entkoppelt, d.h. an den beiden Anschlusspunkten des Bypasses muss der Differenzdruck gleich Null sein, denn im Auslegungsfall liegt im Bypass fast keine Strömung vor.



Bei Heizungsanlagen muss die Vorlauftemperatur im Erzeugerkreis höher als im Verbraucherkreis sein. Daraus resultiert, dass das Regelventil auf den Einspritzvolumenstrom ausgelegt werden muss. Der Druckverlust der Bypassleitung sollte auch im Schwachlastfall minimal sein ($<1.000\text{Pa}$). Die Verbraucherpumpe wird nur auf den hydraulischen Widerstand im Verbraucherkreis dimensioniert. Der Druckverlust für das Durchgangsventil und die Anschlussrohrleitungen vom Wärmeerzeuger bis zum festen Bypass ist von einer Konstantdruck geregelten Hauptpumpe zu überwinden. Wie bei der Beimischschaltung mit Dreiwegeventil sinkt die Rücklauftemperatur im Teillastfall. Der Erzeugervolumenstrom ist

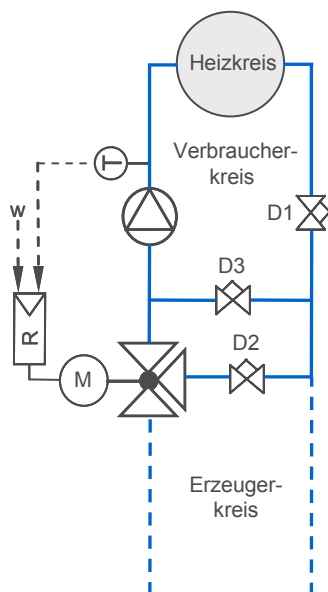
variabel. Optimalerweise sollte der Druck für die Pumpenregelung in der Nähe des Verteilers abgegriffen werden (Schlechtpunktregelung). Logischerweise treten Differenzdruckschwankungen bei ausgedehnten Netzen häufig auf, weil die Hauptpumpe nur auf einen bestimmten Soll-druck regeln kann. Manchmal findet man Ausführungen, in denen eine Rückschlagklappe in der Bypassleitung eingebaut ist, um eine evt. Fehlzirkulation direkt vom Erzeugervorlauf in den Rücklauf zu vermeiden. Der Fall tritt immer dann auf, wenn am Bypass der Differenzdruck größer Null ist. Durch die Rückschlagklappe wird die Fehlzirkulation zwar verhindert, aber die erforderliche Beimischung vom Rücklauf in den Vorlauf für die Vorlauftemperaturregelung wird trotzdem nicht hergestellt. Im Gegenteil durch den zusätzlichen Widerstand wird die hydraulische Entkopplung verschlechtert, der Volumenstrom im Verbraucherkreis ist nicht mehr konstant. Die erforderliche Beimischung bei zu hohem Differenzdruck kann nur durch Druckabbau, d.h. schließen des Regelventils erfolgen, wodurch sich der Stellhub für die eigentliche Vorlauf-



temperaturregulation verringert und das Regelverhalten verschlechtert. Abhilfe schafft nur ein DR (D4) vor dem Regelventil, der bei steigendem Differenzdruck schließt und den Differenzdruck konstant hält. Denn nur mit einem DR ist die richtige Beimischmenge über den Bypass und damit die gewünschte Verbrauchervorlauftemperatur in allen Lastzuständen sichergestellt. Diese Schaltung wird oft für Fernheizanschlüsse verwendet.

5.5.6 Beimischschaltung mit fester Vormischung

Die Beimischschaltung mit fester Vormischung hat wie die Einspritzschaltung einen zweiten Bypass. Diese Schaltung wird hauptsächlich dort eingesetzt, wo bereits im Auslegungsfall eine große Differenz zwischen der Erzeugervorlauftemperatur und der Verbrauchervorlauftemperatur auftritt. Das kann z.B. eine Fußbodenheizung oder Kühldecke sein. In [14] wird empfohlen diese Schaltung einzusetzen, wenn der Verbrauchervolumenstrom doppelt so groß wie der eingespritzte Erzeugervolumenstrom ist.



Ohne den festen Bypass wäre das Dreiwegeventil bereits im Auslegungsfall stark eingedrosselt, d.h. für die Vorlauftemperaturregelung stünde nicht der gesamte Stellhub zur Verfügung. Da die Ventilkennlinie im unteren Stellbereich stärker gekrümmt ist, wären größere Temperaturschwankungen schon bei geringen Hubänderungen die Folge. Durch den festen Bypass fließt immer ein bestimmter Massenstrom, und das Regelventil kann über den gesamten Hubbereich arbeiten. Die Drossel D3 wird mit Gleichung (4) so ausgelegt, dass bei voll geöffnetem Dreiwegeventil (Bypassstrom = 0) der Sollwert der Verbrauchervorlauftemperatur erreicht wird und der Druckverlust über dem Drosselventil D3 dem Druckverlust des Erzeugerkreises entspricht. Die Rücklauftemperatur ist bei dieser Schaltung besonders gering.

Die Rücklauftemperatur ist bei dieser Schaltung besonders gering.

5.5.7 Differenzdruckbehafteter Verteiler mit Hauptpumpe

Für bestimmte hydraulische Schaltungen an einem Verteiler oder bei großen Entfernungen zwischen Energieerzeuger und Verteiler wird eine Hauptpumpe PH als Zubringerpumpe einge-

setzt. Am Verteiler steht ein Differenzdruck zwischen Vorlauf und Rücklauf an, der je nach Dimensionierung der Hauptpumpe so groß sein kann, um auch den Verbraucher mitzuversorgen. In jedem Fall ist von der Hauptpumpe auch der Druckverlust der Regelventile zu überwinden. Fällt die Hauptpumpe PH aus, dann ist der Verteiler nicht mehr funktionsfähig. Daher sollte immer eine Redundanzpumpe eingeplant werden. Für nachgeschaltete Pumpen gelten die Gesetzmäßigkeiten der Reihenschaltung. Die Hauptpumpe sollte drehzahl geregelt sein, da sonst der Differenzdruck unzulässig groß werden kann. Die hydraulischen Schaltungen sind untereinander mindestens mit einem Drosselventil (D4) auf den Auslegungsvolumenstrom des Heizkreises abzugleichen. Besser ist es ein DR einzusetzen, um den Differenzdruck vor dem Regelventil konstant zu halten.

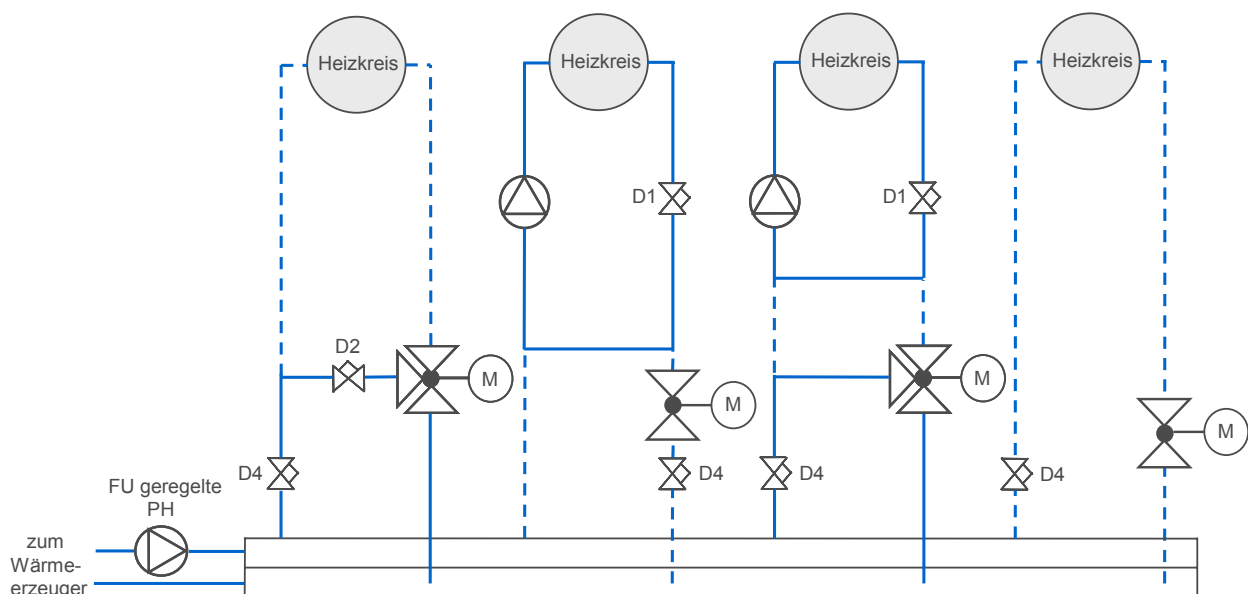


Abbildung 5-12: Hydraulische Schaltungsvarianten bei differenzdruckbehaftetem Verteiler;

Der mengenvariable, für die Regelventildimensionierung relevante Teil, ist gestrichelt gezeichnet.

Bei differenzdruckbehaftetem Verteiler sollte die Beimischschaltung mit einem Drosselventil ausgeführt werden (Einspritzschaltung mit Durchgangsventil, 2. Schaltung von links in Abbildung 5-12). Würde man ein Dreiwegeventil einsetzen, dann bestünde die Gefahr, dass Hubänderungen den Förderstrom im Verbraucherkreis beeinflussen. Andernfalls muss bei einem Dreiwegeventil eine Bypassstrecke vor das Regelventil eingebaut werden. Da die Regelventile der Einspritzschaltung und der Umlenkschaltung im Teillastfall den nicht von den Verbrauchern abgenommenen Volumenstrom über den Bypass in den Rücklauf leiten, bleibt der Volumenstrom im Erzeugerkreis konstant. Daraus resultiert auch ein konstanter Differenzdruck vor den Regelventilen, der bei jeder hydraulischen Schaltung anzustreben ist, wodurch



eine gegenseitige hydraulische Beeinflussung vermieden wird. Nur bei der Drosselschaltung schwankt der Druck vor dem Regelventil, so dass hier auf ein DR zurückgegriffen werden muss, um die Regelgüte nicht zu verschlechtern. Aus diesen Gründen sollte auch darauf verzichtet werden, differenzdruckbehaftete Schaltungen mit Drosselventil an den gleichen Verteiler anzuschließen, an den auch differenzdruckbehaftete Schaltungen mit Dreiwegeventil angeschlossen sind.

5.5.8 Druckloser Verteiler mit Hauptpumpe

Die Hauptpumpe PH als Zubringerpumpe ist immer dann erforderlich, wenn das Verhältnis des Druckverlustes im Verbraucherkreis zum Druckverlust im Erzeugerkreis kleiner als drei ist, weil Stellungsänderungen der Regelventile den Volumenstrom und damit den Druckverlust im mengenvariablen Netzteil beeinflussen, womit sich die Anlagenkennlinie ändert. Ferner besteht die Gefahr, dass stärkere Verbraucherpumpen den Schwächeren das Wasser absaugen und diese dann unterversorgt sind [12]. In anderer Literatur [13] wird eine Hauptpumpe empfohlen, wenn der Druckverlust im Erzeugerkreis größer 20 % des kleinsten Verbraucherdruckverlustes ist. Die Heizkreispumpen des Verteilers ohne Hauptpumpe sollten auch etwa gleich groß sein, weil sonst die Möglichkeit besteht, dass im Rücklaufsammler ein größerer Druck als im Vorlaufverteiler auftritt, mit der Folge, dass in kleinere Heizkreise das Rücklaufwasser des größeren Heizkreises gedrückt wird.

Der drucklose Verteiler zeichnet sich dadurch aus, dass entweder vor dem Verteiler oder am Ende eine Kurzschlussstrecke als Bypass installiert ist, die so dimensioniert ist, dass kein Differenzdruck zwischen Vor- und Rücklauf auftritt. Wird nicht das gesamte Wasser von den angeschlossenen Schaltungen abgenommen, so strömt das überschüssige Wasser über diesen Bypass. Für Wärmeerzeuger, die eine niedrige Rücklauftemperatur fordern, ist dieser Verteiler nicht empfehlenswert. Jedem Verbraucher muss ein Erzeugervolumenstrom beigemischt werden. Der Volumenstrom der Hauptpumpe sollte ca. 5-10 % größer als die Summe der beizumischenden Erzeugervolumenströme sein, damit in jedem Betriebsfall Wasser über die Kurzschlussstrecke fließt. In die Kurzschlussstrecke sollte ein großzügig dimensioniertes Absperrventil eingeplant werden, das in der Regel ganz geöffnet ist. Bei Ausfall der Hauptpumpe kann ein Notbetrieb hergestellt werden, wenn dieses Ventil geschlossen wird. Vorteilhaft ist die hydraulische Entkopplung von Erzeuger- und Verbraucherkreis, weil sich die Förderhöhen von in Reihe geschalteten Pumpen nicht addieren.

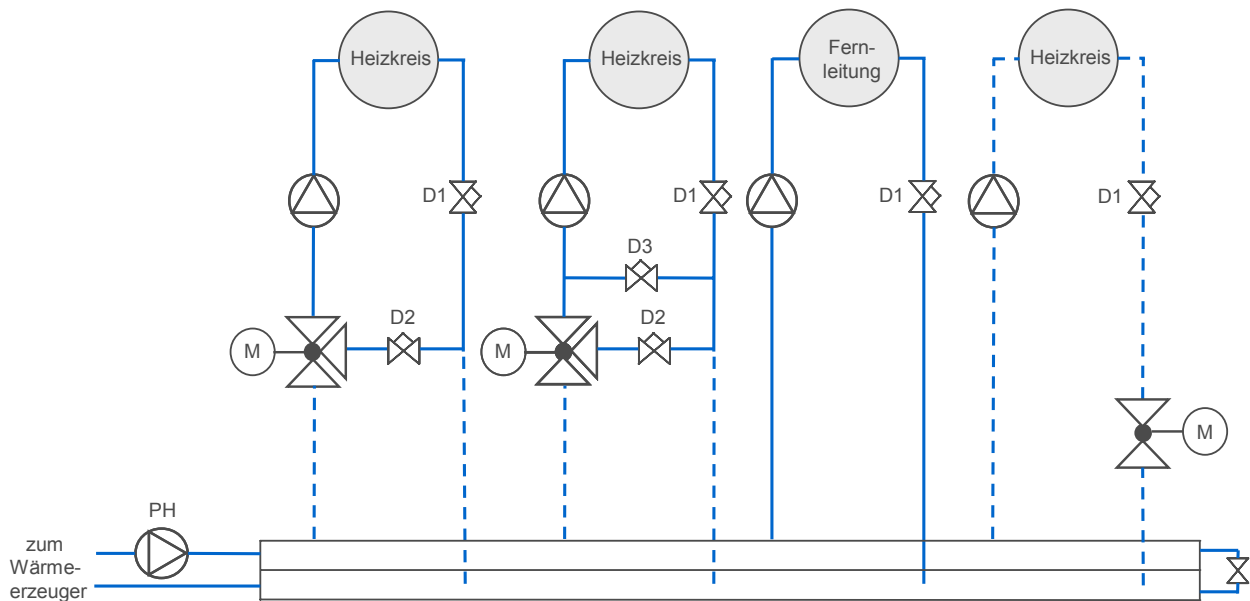


Abbildung 5-13: Schaltungsvarianten für den differenzdrucklosen Verteiler;

Der mengenvariable, für die Regelventildimensionierung relevante Teil, ist gestrichelt gezeichnet.

Ferner beeinflussen sich die Heizkreise nicht untereinander, es sind keine Abgleichventile erforderlich und die Regelventile können auf einen kleineren Druckverlust mit einer besseren Ventilautorität ausgelegt werden. Natürlich kann auch eine Umlenk- oder Drosselschaltung an den drucklosen Verteiler angeschlossen werden, dann ist aber noch eine zusätzliche Pumpe für den variablen Stromkreis erforderlich. Wie schon bei den anderen Schaltungen beschrieben, ist ein Drosselorgan D1 in den Verbraucherkreisen nötig, wenn keine drehzahlregelte Pumpe eingesetzt wird. Der einzige Nachteil des drucklosen Verteilers ist der konstante Volumenstrom und die damit verbundene elektrische Energieverschwendung der Hauptpumpe PH, weil die Kurzschlussstrecke am Verteiler auf einen Druckverlust von ca. 500 Pa bei maximalem Volumenstrom ausgelegt wird (entspricht Minimallastfall der Verbraucher). Daher kann dann auch auf eine teure drehzahlregelte Hauptpumpe verzichtet werden. Hydraulische Lösungen, die im Teillastfall eine Förderstromanpassung der Pumpe PH an den Bedarf ermöglichen und damit elektrische Energie einsparen, werden im Kapitel 6 vorgestellt. In [16] wird vorgeschlagen, den Hub des Ventilkegels der Regelventile auszuwerten. Im Teillastfall wird die Drehzahl der Pumpe PH über einen FU soweit abgesenkt, bis ein Regelventil zu 90 % geöffnet hat. Es wird damit genau die richtige Wassermenge umgewälzt, ohne die Regelgüte zu verschlechtern. Konsequenterweise wird die Anhebung der Rücklaufemperatur über den Kurzschluss verringert.



6 Hydraulische Analyse und Optimierung der Wärmeverteilnetze

Das wesentliche Ziel der hydraulischen Netzoptimierung ist die Einsparung von Pumpenstrom sowie eine gleichmäßige, bedarfsgerechte Wasserverteilung und die Erzielung niedriger Rücklauftemperaturen. Hohe Rücklauftemperaturen aus den Subnetzen führen zu einem Schließen der primärseitigen Regelventile an den Wärmetauschen. Da die Hackschnitzelfeuerung keine schnell regelbare Feuerung ist, kann eine abrupt verringerte Wärmeabnahme auch zu Betriebschwierigkeiten der Hackschnitzelkessel führen.

In diversen Vor- Ort-Begehungen wurden die Subnetze der drei Hauptunterstationen systematisch aufgenommen. Die hydraulischen Schaltungen der Unterverteilungen wurden in dem bestmöglichen Detailierungsgrad dokumentiert, um daraus Bestandsunterlagen zu entwickeln, die der Erzabteil St. Ottilien zusammen mit den Ergebnissen der Masterarbeit übergeben werden. Dokumentiert wurden insbesondere die technischen Daten der Pumpen und Regelventile, die Versorgungsbereiche der Heizkreise sowie die Rohrdurchmesser der Fernleitungen zwischen den Gebäuden. Ferner wurden für hydraulische Berechnungen und Überprüfungen der Dimensionen von Bestandspumpen die Vor- und Rücklauftemperaturen einzelner Heizkreise in den Subnetzen als Momentaufnahme an drei verschiedenen Tagen festgehalten, da diese Temperaturfühler nicht an die neue GLT- Station angeschlossen sind.

Aufgrund der Größe und Komplexität der Wärmeverteilnetze kann in dieser Arbeit nicht jeder Heizkreis analysiert werden. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden jedoch die Missstände aufgezeigt, bei denen das größte energetische Einsparpotential erwartet wird. In diesem Zusammenhang werden auch Optimierungsvorschläge unterbreitet, die u.a. zu einem verbesserten Regelverhalten führen.

6.1 Nachgeschaltetes Wärmeverteilnetz der Hauptunterstation „Kloster“

Das Subnetz des Klosters ist räumlich gesehen das kleinste Wärmeverteilnetz der drei Hauptunterstationen. An den neu aufgebauten Hauptverteiler sind fünf Heizkreise angeschlossen. Drei Heizkreise haben keine weiteren Unterverteiler im Subnetz, sondern werden von der FU-

geregelten Pumpe im Hauptverteiler direkt versorgt. An den Heizkreisen „Kirchenheizung“ und „Fernheizung Neubaustrakt“ befindet sich jeweils eine weitere Unterverteilung. Diese Unterverteilungen werden von jeweils einer differenzdruckgeregelten Zubringerpumpe im Hauptverteiler versorgt. Beide Heizkreise besitzen korrekterweise keine Regelventile im Hauptverteiler.

6.1.1 Heizkreis „Kirchenheizung“

An den Unterverteiler „Kirchenheizung“ sind drei Heizkreise angeschlossen, das sind „Konvektoren“, „Beichtzimmer“ und „Fußbodenheizung“. Die Pumpen der Heizkreise sind manuell mehrstufig verstellbar.

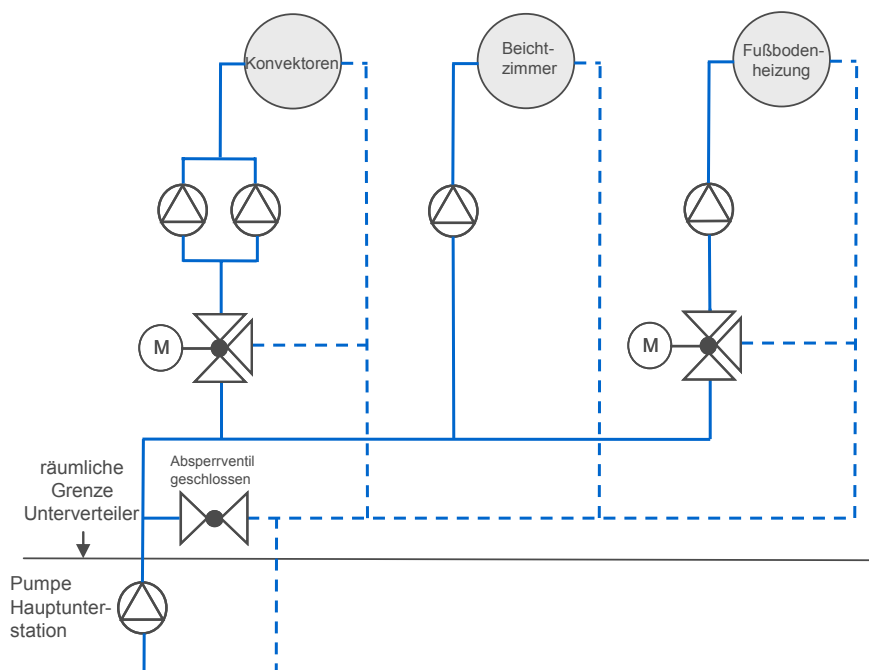


Abbildung 6-1: bestehender Unterverteiler „Kirchenheizung“

Analyse des Ist-Zustandes:

Bei der Vor- Ort- Begehung fiel auf, dass im Heizkreis „Beichtzimmer“ kein Regelventil installiert ist, so dass keine Vorlauftemperaturregelung erfolgen kann, denn im Hauptverteiler ist auch kein Regelventil vorhanden. Die Vorlauftemperatur wird damit ausschließlich durch das primärseitige Regelventil vor dem Wärmetauscher bestimmt. Da jedoch auch eine Brauchwarmwasserbereitung am Heizkreis „Fernheizung Neubaustrakt“ angeschlossen ist, werden die Beichtzimmer ganzjährig mit einer Vorlauftemperatur von mindestens 60 °C versorgt. Bei der Begehung wurde eine Heizwassertemperaturspreizung von 22 K im Teillastfall festgestellt, ein Anzeichen dass der Raum überheizt ist und die Thermostatventile an den Heizkörpern den Mas-



senstrom stark drosseln. Dass eine Massenstromregelung zur Leistungsanpassung, insbesondere bei hohen Vorlauftemperaturen wenig effizient ist, ist in der Fachliteratur hinreichend dokumentiert [3,4,12,17]. Neben den erhöhten Rohrwärmeverlusten ist auch das regelungstechnische Verhalten dieser Betriebsweise nicht befriedigend. Insbesondere im Teillastfall arbeiten die Thermostatventile der Heizkörper nahe dem Schließpunkt und verursachen aufgrund des hohen abzubauenen Differenzdruckes Strömungsgeräusche, weil die Pumpe unregelt ist. Ferner sind durch den Auf/ Zu- Rhythmus der Thermostatventile Raumtemperaturschwankungen zu erwarten.

Ferner zeigte sich beim Heizkreis „Fußbodenheizung“, das mit einem Dreiwegeventil ausgerüstet ist, eine ungewöhnlich hohe Vorlauftemperatur von 60 °C, was dem momentanen Maximalwert am Hauptverteiler entspricht. Die Ursache ist hier ein Durchdrücken der Hauptpumpe in den Heizkreis, weil der Unterverteiler differenzdruckbehaftet ist. Die Heizkreispumpe selbst ist trotz Drehzahlstufe 5 zu klein, um ausreichend Rücklaufwasser beizumischen, um die Vorlauftemperatur abzusenken. Außerdem kann es zu einer Strömungsumkehr in der Bypassleitung des Dreiwegeventils kommen. Die Gefahr einer Strömungsumkehr ist umso größer, wenn das Ventil im Heizkreis „Konvektoren“ einen geringen und im Heizkreis „Fußbodenheizung“ einen hohen Hub aufweist. Weiterhin ist die Strömungsumkehr abhängig vom Pumpendruckverhältnis der Hauptpumpe zur Heizkreispumpe und den Heizkreispumpen untereinander, was in [17] genauer erläutert wird. Tendenziell erhöht sich die Gefahr der Strömungsumkehr für den Heizkreis mit der kleineren Pumpe, je größer die Differenz der Pumpendrucke in den Heizkreisen ist. Dieser Fall ist hier gegeben, was die Heizmedientemperaturen zeigen. Aufgrund dieser hydraulischen Abhängigkeiten sollte bei Beimischschaltungen immer der drucklose Verteiler favorisiert werden, weil dadurch sämtliche gegenseitige hydraulische Beeinflussungen ausgeschaltet werden. Hauptursache für die große Förderhöhe der FU- geregelten Hauptpumpe ist die Einstellung an der Pumpe selbst und das Fehlen des Dreiwegeventils im Heizkreis „Beichtzimmer“. Selbst wenn die Dreiwegeventile in den Heizkreisen „Konvektoren“ und „Fußbodenheizung“ drosseln, also mehr in Bypassstellung gehen, kann sich kein ausreichender Differenzdruck aufbauen, der den FU veranlasst die Pumpendrehzahl zu reduzieren.

Früher wurde bei unregelten Pumpen mit einer Kurzschlussleitung vor dem Verteiler ein Differenzdruckanstieg verhindert, beim Einsatz von drehzahlgeregelten Pumpen macht der Kurzschluss keinen Sinn, sondern vernichtet sogar Energie. Bei der Vor- Ort-Begehung wurde mit einem Strahlungstemperaturthermometer festgestellt, dass das Absperrventil in der Kurzschlussleitung undicht ist, weil die die Rohroberflächentemperatur vor und nach dem Ventil gleich groß war. Somit wird die ungewollte Rücklauf Temperaturanhebung weiter verstärkt.



Das regelungstechnische Verhalten des Heizkreises verdeutlicht Abbildung 6-2. Die Vorlauf-temperatur wird auf einen konstanten Wert geregelt. Die Hauptpumpe ist nachts zwischen 22.00 Uhr und 04.00 Uhr ausgeschaltet. Die Rücklauf-temperatur sinkt während dieser Zeit stärker ab, was vermutlich auf zwei unterschiedliche Faktoren zurückzuführen ist. Zum einen kann wegen der ausgeschalteten Hauptpumpe keine Überströmung über den Kurzschluss oder das Dreiwegeventil mehr stattfinden, zum anderen sinkt der Volumenstrom im Gesamtnetz, denn die Hauptpumpe scheint tagsüber mehr Wasser zu fördern als von den Verbrauchern benötigt wird. Das ist eindrucksvoll an der geringen Temperaturspreizung in Abbildung 6-2 zu erkennen. Fragwürdig ist auch, warum im Gegensatz zu anderen Heizkreisen, auf die später noch eingegangen wird, die Vorlauf-temperatur nachts nicht abgesenkt wird. Außerdem wird die Vorlauf-temperatur nicht nach der Außentemperatur geregelt.

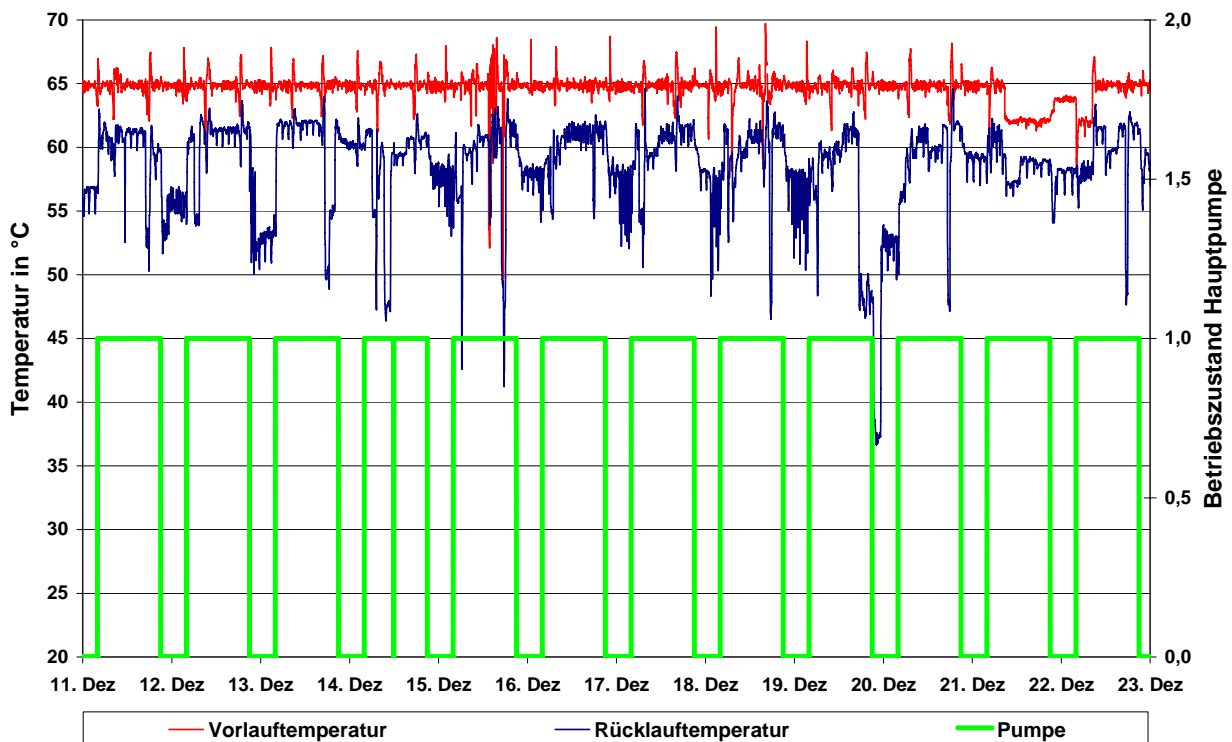


Abbildung 6-2: GLT- Daten Heizkreis „Kirchenheizung“ im Dezember 2008

Optimierungsvorschlag:

Aus den o.g. Gründen wird empfohlen ein Dreiwege- Mischventil in den Heizkreis „Beichtzimmer“ einzubauen, womit die Vorlauf-temperatur des Heizkreises nach der Außentemperatur geregelt werden kann. Bei modernen Reglern kann auch eine gemischte Außentemperatur als Führungsgröße programmiert werden, in der auch der Einflussparameter der Gebäudeschwere



integriert ist. Dies ist besonders bei Kirchenheizungen interessant, weil die thermische Trägheit von Kirchen in der Regel besonders groß ist.

Bei einem differenzdruckbehafteten Verteiler mit Beimischschaltungen werden die Volumenströme in den Heizkreisen bei Stellungsänderungen der Dreiwegeventile immer beeinflusst, d.h. der Volumenstrom im Heizkreis ist nicht konstant. Hier schafft nur der drucklose Verteiler die gewünschte Abhilfe, da an den Anschlusspunkten des Heizkreises am Verteiler/Sammler kein Druck ansteht. Nachteil des drucklosen Verteilers ist, dass bei geringer Volumenstromabnahme durch die Heizkreispumpen das Wasser über den Kurzschluss „spazieren“ gefahren wird und eine differenzdruckgeregelte Hauptpumpe wenig Sinn macht. Wie bereits im Kapitel 5.5.6 erörtert, sollten Fußbodenheizungen mit einem festen Bypass ausgeführt werden. Damit würde das Dreiwegeventil mehr Stellhub für die Regelung der Vorlauftemperatur im Teillastfall zur Verfügung haben. Der feste Bypass würde aber in diesem Fall zu keiner Verbesserung, sondern eher zu einer Verschlechterung führen, weil aufgrund des anstehenden Differenzdruckes durch die Hauptpumpe weiterhin kaum Rücklaufwasser über den festen Bypass beigemischt werden kann. Deshalb ist unbedingt die Einstellung der Hauptpumpe zu optimieren, um die Beimischung von Rücklaufwasser über den festen Bypass zu verbessern. Die annähernd differenzdrucklose Übergabe kann im Idealfall wie folgt umgesetzt werden:

Die differenzdrucklose Übergabe des Heizwassers bei gleichzeitiger Drehzahlregelung der Hauptpumpe kann durch eine Differenzdruckmessung am Verteiler realisiert werden. Der minimale Differenzdruck ist durch das Kennlinienfeld der Pumpe vorgegeben und beträgt bei den hier eingesetzten Magna Pumpen von Grundfos 1 mWs (Sollwert). Der Messwert wird an die Regelung der Pumpe übertragen. Er wird ständig mit dem Sollwert verglichen und durch Drehzahlregelung konstant gehalten. Diese Regelstrategie ist aber keine Konstantdruckregelung wie in Abbildung 5-9 dargestellt, sondern eine Proportionaldruckreglung. Bei der Konstantdruckregelung wird der Druck an der Pumpe (Messort) konstant gehalten und nimmt mit zunehmender Leitungslänge ab. Der Messort ist hier aber am Verteiler, so dass eine Proportionaldruck Regelkennlinie gefahren werden kann, weil bekannterweise der Druckverlust quadratisch vom Volumenstrom abhängt. Die Pumpe erhöht und senkt den Förderdruck in Abhängigkeit des tatsächlich erforderlichen Volumenstromes. Sind alle Verbraucher geschlossen, dann kann die Pumpe auf minimaler Drehzahl laufen, da keine Strömung vorliegt. Das macht das Verfahren wirtschaftlicher als eine Konstantdruckregelung, allerdings ist eine zusätzliche Verkabelung erforderlich, die bei dieser Pumpengröße höchstwahrscheinlich nicht wirtschaftlich ist. Daher wird die folgende Lösung empfohlen:

Eine überschlägige Berechnung ergibt für die Fernleitung zwischen Hauptverteiler und Unterverteiler max. 0,2 bar (2 mWs) Druckverlust. Im ersten Schritt sollte direkt an der Pumpe die Förderhöhe auf 2 mWs und die Kennlinie auf Proportionaldruck eingestellt werden. Somit ist bei allen Lastzuständen eine differenzdruckarme Übergabe gewährleistet, der Energieverbrauch ist aber etwas höher als bei der Lösung mit externem Druckfühler. Wird die Pumpe dagegen auf Konstantdruck eingestellt, dann ist bei Vollast die Übergabe an den Heizkreisen ebenfalls differenzdruckarm, bei Teillast verringert sich jedoch der Volumenstrom in der Fernleitung, weil die Dreiwegeventile in Bypassstellung stehen. Demzufolge ist der Druckverlust in der Fernleitung geringer und es steht im schlechtesten Fall der volle Pumpendruck am Regelventil an, was die Regelgüte wieder verschlechtert. Zusätzlich ist die witterungsgeführte Vorlauf temperaturregelung umzusetzen.

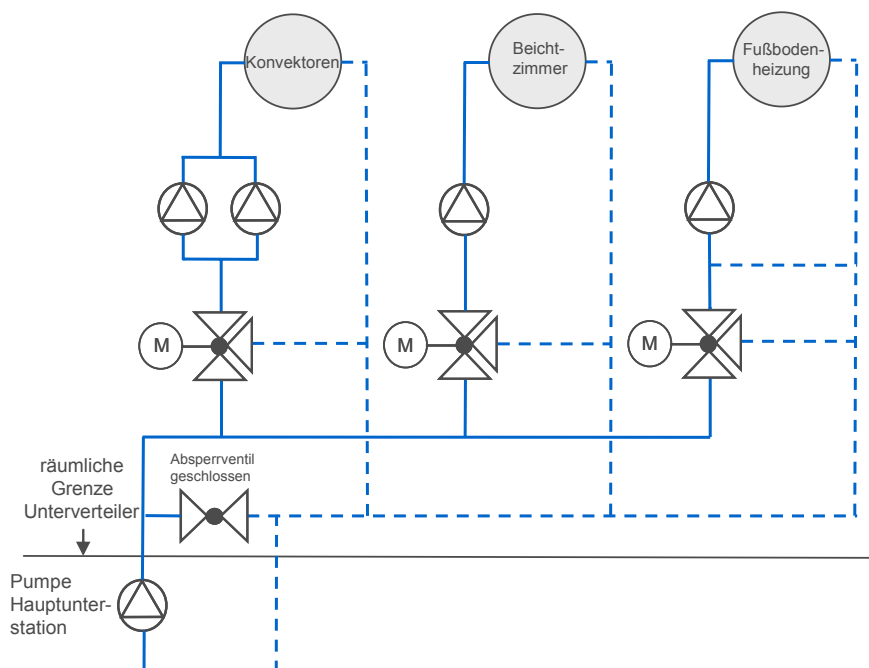


Abbildung 6-3: Optimierter Zustand des Unterverteilers „Kirchenheizung“

6.1.2 Heizkreis „Fernheizung Neubaustrakt“

Der Heizkreis „Fernheizung Neubaustrakt“, der aus zwei Unterheizkreisen und der Warmwasserbereitung (WWB) besteht, weist ebenfalls hydraulische Defizite auf.

Analyse des Ist-Zustandes:

Der Neubaustrakt ist derzeit als Umlenkschaltung mit einem Verteilventil angeschlossen, mit der Besonderheit, dass in dem normalerweise mengenvariablen Teil eine drehzahlregelte Um-

wälzpumpe installiert ist. Die Pumpe in der Hauptunterstation ist abgeschaltet. Solange die Pumpe im Hauptverteiler ausgeschaltet ist, funktioniert die Schaltung als Beimischschaltung.

Ferner ist an die Unterverteilung die Fußbodenheizung für das Refektorium angeschlossen. Als Zubringerpumpe als auch als Heizkreispumpe ist eine unregelte, einstufige Doppelkopfpumpe, Fabrikat „Löwe“, installiert. Die Zubringerpumpe läuft nahezu ganzjährig, die Heizkreispumpe wird hingegen vom Raumthermostat im Refektorium an- und abgeschaltet. Die Zubringerpumpe für die Fußbodenheizung sowie die Heizkreispumpe für den Neubau trakt saugen das Heizwasser vom Hauptverteiler an. Die Auslegungsempfehlung für den Verzicht auf eine Hauptpumpe ist aufgrund der Leitungslänge zwischen Hauptunterstation und Unterverteiler nicht eingehalten, so dass zwangsläufig eine gegenseitige Beeinflussung der beiden Heizkreise der Unterverteilung gegeben ist. Das untermauern auch die praktischen Erfahrungen des Betriebspersonals, weil auf die Zubringerpumpe für die Fußbodenheizung nicht verzichtet werden kann, da die Fußbodenheizung sonst zu wenig Volumenstrom bekäme. Das Problem wird durch diese Zubringerpumpe teilweise entschärft. Da aber das Dreiwegeventil der Fußbodenheizung nicht dicht schließt, drückt die Zubringerpumpe heißes Vorlaufwasser in den Rücklauf hinein, denn die Thermometer zeigten bei der ersten Begehung bei abgeschalteter Heizkreispumpe, dass die Rücklauftemperatur höher als die Vorlauftemperatur ist.

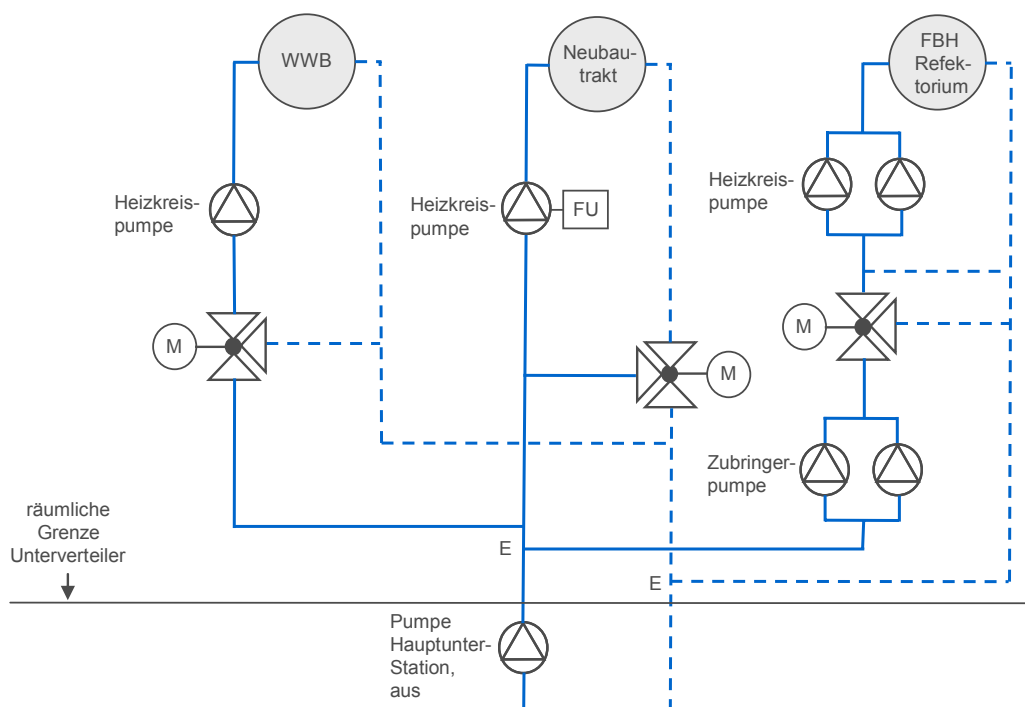


Abbildung 6-4: bestehende hydraulische Schaltung Heizkreis „Fernheizung Neubau trakt“

Optimierungsvorschlag:

Für den Heizkreis Neubaustrakt wird empfohlen, das Dreiwegeventil zu drehen und vom Rücklauf in den Vorlauf zu montieren, wie in Abbildung 6-5 gezeigt. Die Pumpe in der Hauptunterstation sollte in Betrieb genommen werden und im besten Fall über einen externen Differenzdrucksensor geregelt werden, so dass der Differenzdruck an der Einspeisestelle E der Unterverteilung minimal ist. Ansonsten ist die Pumpe auf Proportionaldruckregelung mit 2 mWs Förderhöhe einzustellen. Auf die Zubringerpumpe für die Fußbodenheizung, die eine elektrische Leistungsaufnahme von 580 W aufweist, kann sodann verzichtet werden. Den Strompreis gibt der Nutzer, incl. aller Abgaben und Steuern, mit 0,15 €/kWh an. Dieser Strompreis soll auch für alle weiteren Berechnungen in dieser Masterarbeit gelten. Bei einer jährlichen Betriebsdauer von ca. 6.500 h/a können überschlagsweise 600 €/a eingespart werden. Die Heizkreispumpe für das Refektorium, die derzeit über den Raumthermostat angesteuert wird, muss nicht unbedingt ersetzt werden, weil eine drehzahlgeregelte Pumpe keine wirtschaftlichen Vorteile erschließt.

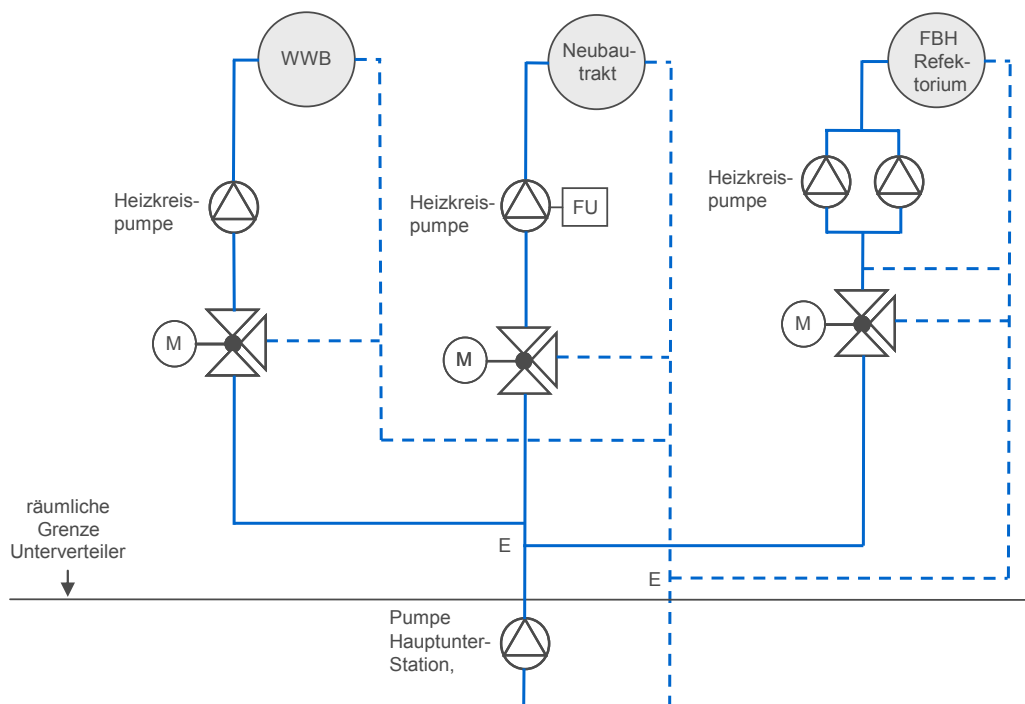


Abbildung 6-5: optimierte hydraulische Schaltung Heizkreis „Fernheizung Neubaustrakt“

Alternativ können alle drei Heizkreise auch als Einspitzschaltung mit einem Durchgangsregelventil modifiziert werden. In diesem Fall kann auf den externen Drucksensor verzichtet werden, weil der Unterverteiler zur Überwindung des Druckverlustes der Regelventile differenzdruckbehaftet sein muss. Die Pumpe in der Hauptunterstation kann über ihren internen Drucksensor Stellungsänderungen der Regelventile erfassen und die Drehzahl anpassen.



6.2 Nachgeschaltetes Wärmeverteilnetz der Hauptunterstation „Gymnasium“

Das Wärmeverteilnetz des Gymnasiums ist das räumlich größte Netz mit den meisten Unterstationen. Vom Hauptverteiler zweigen 12 Heizkreise ab, wobei an 5 Heizkreisen mindestens ein weiterer Unterverteiler angeschlossen ist.

In einigen Unterstationen der Subnetze sind bis dato Mischer der Fa. Centra eingebaut, die jedoch nicht mit der Regelungstechnik verbunden sind, sondern nur von Hand verstellt werden können. Dazu geht das Betriebspersonal regelmäßig vor Ort und verstellt den Hub nach Gefühl, je nach Außentemperatur. Bei der Begehung wurde aber festgestellt, dass viele dieser Mischer immer voll auf waren, weil offensichtlich auch andere Personen am Mischer drehen. Dass diese Betriebsweise energetisch äußerst schlecht ist, steht außer Zweifel. Zum einem wird die Vorlauf-temperatur nicht geregelt, was eine Überheizung der Räume und schlechtes Regelverhalten der Thermostatventile nach sich zieht. Aber auch die Differenzdruckregelung und damit der Stromverbrauch der neuen drehzahlgeregelten Pumpen in den Hauptunterstationen wird von diesen Regelorganen negativ beeinflusst. Wenn die Mischer ständig 100 % offen sind, ändert sich der Druckverlust nicht und die Pumpen laufen mit konstanter Drehzahl. Wie bereits in den vorhergehenden Abschnitten dargelegt, ist jedoch eine differenzdrucklose Übergabe des Mediums anzustreben, um die Verbraucherkreise nicht durch die Hauptpumpe zu beeinflussen. Der Druckabfall über dem Mischer ist bei Hubänderungen dann annähernd konstant. In jedem Fall sollten die von Hand verstellbaren Mischer durch automatische, an die GLT aufgeschaltete Regelorgane, ersetzt werden.

6.2.1 Analyse der Hauptunterstation und des Wärmeverteilnetzes P12

Analyse des Ist-Zustandes:

Im Subnetz dieser Hauptunterstation zeigen sich im täglichen Betrieb nach der Sanierung die größten Probleme bei der Verteilung des Heizwassers. Dies betrifft insbesondere den Heizkreis P12. Die Pumpe P12 ist als drehzahlgeregelte Zubringer bzw. Hauptpumpe für die Versorgung der Unterstationen „Verwaltung“, „Schwimmbad“, „Gärtnerei“ und „Bahnhof“ konzipiert. In den Unterstationen gibt es jeweils einen Verteiler/Sammler, an den unterschiedliche Verbraucher mit einer eigenen Pumpe angeschlossen sind. Im Einzelnen treten die größten Versorgungsschwierigkeiten im Schwimmbad auf, da dort die gewünschten Sollwerte von Luft- und Wassertemperatur nicht mehr zu allen Zeiten eingehalten werden. In der Gärtnerei und im Bahnhof hingegen werden Sollwertabweichungen nicht immer sofort registriert. Die hydraulische Einbindung des Netzteils, der von der Pumpe P12 versorgt wird, veranschaulicht die Abbildung 6-6.

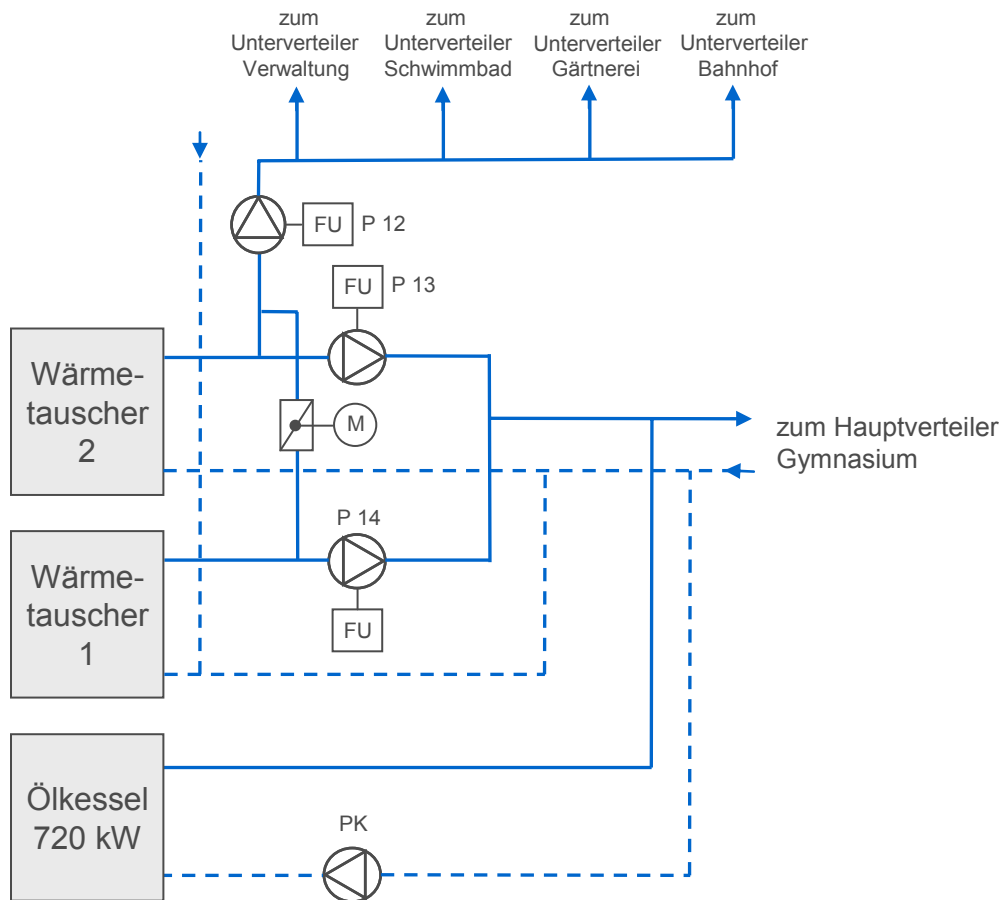


Abbildung 6-6: Hydraulischer Aufbau der Hauptunterstation „Gymnasium“

Wie aus Abbildung 6-6 ersichtlich, wird der Hauptverteiler von den Pumpen P13 und P14 bedient, die Unterverteiler im Schwimmbad, in der Gärtnerei, im Bahnhof und in der Verwaltung versorgt allein die Pumpe P12. Zusätzlich ist noch ein Ölkessel neuerer Bauart integriert, der zugeschaltet wird, wenn die Wärmetauscher 1 und 2 die geforderte Vorlauftemperatur nicht mehr erreichen oder die Hackschnitzelkessel ausfallen.

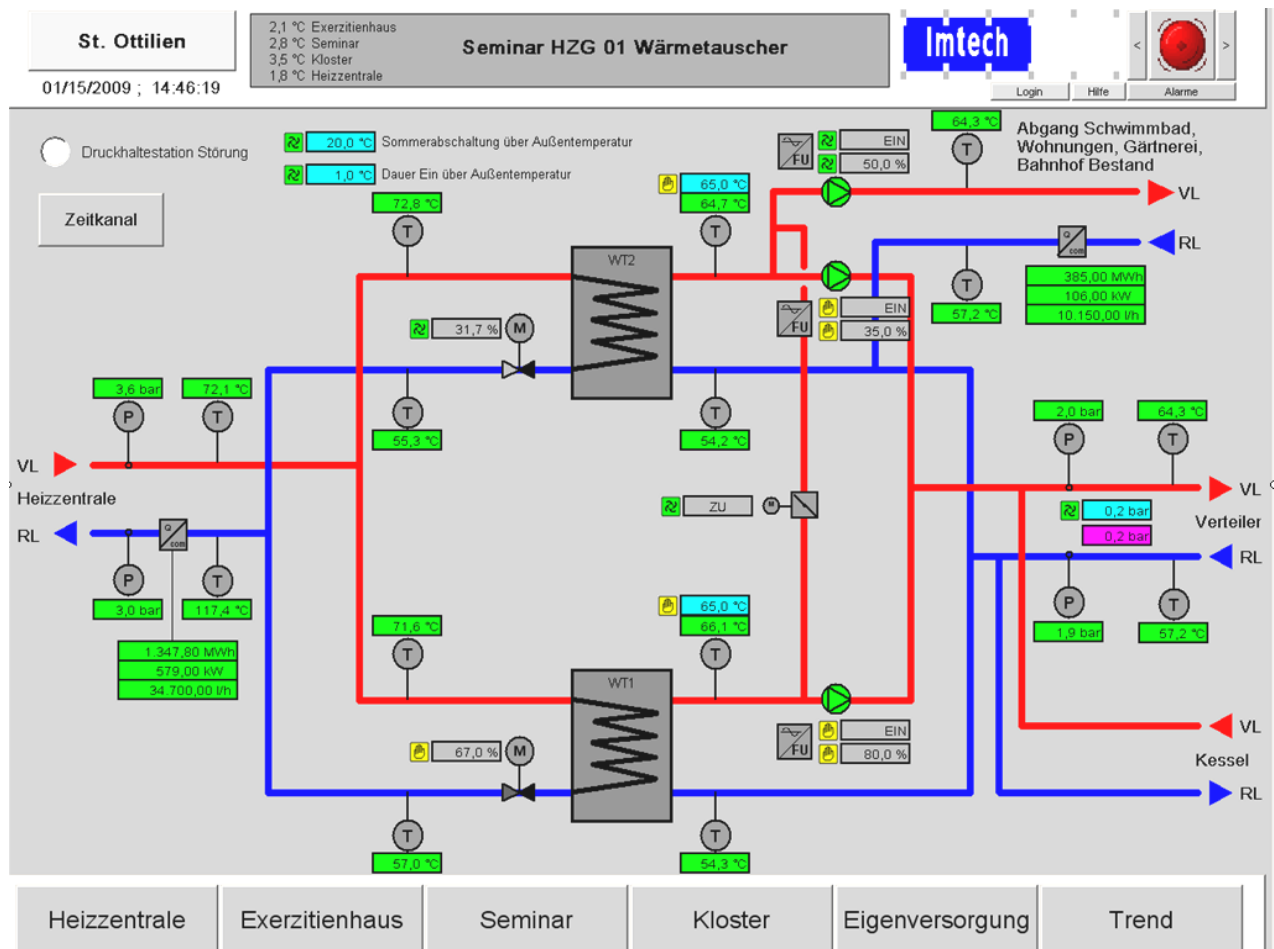


Abbildung 6-7: GLT- Ansicht Wärmeübergabestation Gymnasium (Seminar)

Hauptursache für die Versorgungsschwierigkeiten des Netzteils P12 (Abgang „Schwimmbad“) ist die unterschiedliche Pumpenleistung der Pumpe P12 und den beiden baugleichen Pumpen P13, P14 sowie die strömungstechnisch ungünstige Einbindung. Die Pumpe P12 muss gegen die Pumpen P13 und P14 arbeiten, was bei einer hohen Volumenstromanforderung des Hauptverteilers zu einer Unterversorgung der Pumpe P12 führt. Das Betriebspersonal wirkt dem derzeit dadurch entgegen, dass es die motorische Absperrklappe schließt und an der GLT die Pumpendrehzahl der Pumpe P13 auf 35 % und der Pumpe P14 auf 80 % manuell begrenzt, so dass die Pumpe P12 einen Volumenstrom von ca. 15 m³/h erhält, wie Abbildung 6-7 veranschaulicht. Die Pumpe P12 wurde vor Ort auf Vollast eingestellt, die Anzeige von 50 % Drehzahl in Abbildung 6-7 ist nicht korrekt.

Warum der Heizkreis P12 nicht wie ursprünglich geplant an den Hauptverteiler angeschlossen wurde, war nicht mehr zu klären. Paradoxe Weise muss die Pumpe P12 bei der vorgefundenen Hydraulik auf eine größere Förderhöhe ausgelegt werden, als wenn dieser Netzteil an den



Hauptverteiler angeschlossen worden wäre. Denn die Pumpe P12 kann nur den nötigen Förderstrom liefern, wenn sie neben den Druckverlusten für die Nahwärmeleitung auch auf die Druckverluste des Wärmetauschers WT 2 inklusive sonstiger Einbauten ausgelegt ist. Vermutlich wurde das bei der Entscheidung, den Abgang Schwimmbad direkt an den WT 2 anzuschließen, nicht berücksichtigt. Stattdessen wurde kurzerhand die Pumpe montiert, die für den Anschluss am Hauptverteiler dimensioniert war.

Ein weiteres Problem stellt die hydraulische Einbindung des Ölkessels für den Netzteil P12 dar. Aus Abbildung 6-7 ist auch ersichtlich, dass der Abgang „Schwimmbad“ keinen Nutzen von der Wärmeeinspeisung des Ölkessels hat, der bei Spitzenlast zugeschaltet werden muss. So lässt sich vermuten, dass bei Beibehaltung der hydraulischen Schaltung ohne manuelle Manipulation der Pumpendrehzahlen P13 und P14 eine noch stärkere Unterversorgung des Netzteils P12 auftritt, weil die nötige Vorlauftemperatur nicht erreicht wird, wenn die Wärmetauscher 1 und 2 an ihre Leistungsgrenze stoßen.

Ferner zeigen die Auswertungen der Heizmedientemperaturen der Vor-Ort- Begehungen, dass auch innerhalb des Heizkreises P12 zwischen dem Unterverteiler „Verwaltung“ und „Schwimmbad“ eine unregelmäßige Volumenstromverteilung stattfindet. Die Vor- und Rücklauftemperaturen der Heizkreise des Schwimmbadverteilers zeigen auch im Teillastfall bei einer Anlagenbelastung von 45 % hohe Spreizungen, was eben auf geringen Volumenstrom schließen lässt. Im Schwimmbad stellt das Betriebspersonal immer wieder fest, dass das Beckenwasser nicht die geforderte Temperatur von 27 °C erreicht, sondern ca. 2-4 K kühler ist, was mit einer zu geringen Leistungsübertragung des Wärmetauschers zur Erwärmung des Beckenwassers zu begründen ist. Die Temperaturspreizung des Beckenwasserwärmetauschers, die unabhängig von der Außentemperatur ist, beträgt laut den örtlichen Temperaturanzeigen ca. 15 K. Laut Aussage des Betriebspersonals war die Rücklauftemperatur des Wärmetauschers vor der Sanierung der Hauptunterstation deutlich höher und demzufolge auch die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Wärmetauscher. Grundsätzlich liegt die momentane Spreizung im üblichen Bereich, der Wärmetauscher wurde seinerzeit jedoch auf eine überdimensionierte Hauptpumpe, die eine elektrische Leistungsaufnahme von 3 kW hatte, ausgelegt. Diese wurde aber nun durch eine kleinere drehzahlgeregelte Pumpe ersetzt.

Anders ist die Situation am Unterverteiler „Verwaltung“, an den drei Heizkreise als Beimischschaltung angeschlossen sind. Die Temperaturspreizungen der Heizkreise liegen zwischen 6 und 8 K, bei einer Außentemperatur von 5 °C bzw. -6 °C. Damit wird deutlich, dass diese Unterstation, die sich räumlich näher an der Hauptunterstation befindet, mit mehr Volumenstrom ver-



sorgt wird. Außerdem scheinen die Heizkreispumpen überdimensioniert zu sein, was die Wärmeversorgung des weiter entfernt liegenden Schwimmbades zusätzlich negativ beeinflusst.

Neben den Modifikationsmaßnahmen in der Hauptunterstation, besteht auch im Netzteil P12 ein energetisches Optimierungspotential. Die Heizkreise der Unterverteiler sind überwiegend als Beimischschaltung, einige auch als Einspritzschaltung mit Dreiwegeventil, ausgeführt. Diese Einspritzschaltungen verhindern derzeit eine optimale Differenzdruckregelung der Pumpe P12, weil bei Hubänderungen der Regelventile der Differenzdruck über dem Ventil und damit der Volumenstrom im Netzteil der Pumpe P12 konstant bleibt.

In den Heizkreisen die als Beimischschaltung aufgebaut sind, lässt sich der momentane Zustand wie folgt beschreiben:

Die Unterverteiler sind momentan druckbehaftet, so dass sich je nach Hubstellung der Dreiwegeventile der Volumenstrom im Netzteil der Pumpe P12 verändert. Daraus, aufgrund des unterschiedlich anstehenden Druckes am Regelventil, resultiert wiederum eine Änderung des Volumenstromes in den Verbraucherkreisen. Verändert also ein Dreiwegeventil den Hub, müssen die Dreiwegeventile der anderen Heizkreise nachjustieren, um die Heizkreisvorlauftemperatur auf dem Sollwert zu halten. Wie bereits in Kapitel 5.5.8 und 6.1.1 erörtert, kann eine gegenseitige hydraulische Beeinflussung der Heizkreise durch den drucklosen Verteiler vermieden werden. Ansonsten bestünde auch die Gefahr, dass besonders an pumpennahen Dreiwegeventilen ein hoher Druck ansteht, der die Ventilkennlinie stark krümmt. Das äußert sich meistens in einem schlechten Regelverhalten, weil sich der Regelkreis aufschwingt und schlussendlich zu schwankenden Raumtemperaturen und Beschwerden der Nutzer führt.

Optimierungsvorschlag:

Die geschilderten Versorgungsschwierigkeiten im Netzteil P12 können nur durch eine Pumpe P12 mit größerer Förderhöhe dauerhaft gelöst werden, wenn man die Hydraulik nicht nachhaltig optimieren will. Sie muss dann so ausgelegt sein, dass sie zusätzlich die Druckverluste des Wärmetauschers 2 überwindet. Die Drehzahlen der Pumpen P13 und P14 müssen nicht mehr manuell verstellt werden, sondern passen sich dem aktuellen Bedarf an. Für die nachhaltige Versorgung aller Wärmeabnehmer wird jedoch empfohlen, den Abgang „Schwimmbad“ in Strömungsrichtung nach dem Einspeisepunkt des Ölkessels einzubinden.

Um den Volumenstrom innerhalb des Netzteils P12 in allen Lastzuständen optimal und energieeffizient zu verteilen, empfiehlt sich der Einbau von Differenzdruckreglern (DR) vor jedem Unterverteiler, einschließlich des zukünftigen Bahnwärterhauses, um die Unterverteiler unter-

einander hydraulisch abzugleichen. Damit sind wasserseitige Über- und Unterversorgungen ausgeschlossen. Ein DR ist ein Proportionalregler, der in seinem Regelbereich den eingestellten Solldifferenzdruck in jedem Lastfall konstant hält. Schließt beispielsweise ein Regelventil in einem Heizkreis, steigt der Differenzdruck an, was ohne Regler zu den o.g. Betriebszuständen führt. Der DR schließt hingegen, um den Druck konstant zu halten. Die Pumpe P12 registriert ebenfalls den Druckanstieg über dem DR und kann die Pumpendrehzahl reduzieren. Die DR müssen auf einen Differenzdrucksollwert eingestellt werden, der bei der Einspritzschaltung ausreicht, um den Druckverlust vom Verteilereinspeisepunkt über den Bypass des Dreiwegeventils bis zum Sammler zu überbrücken. Somit erhält jede Unterstation den tatsächlich benötigten Volumenstrom, unabhängig von den Ventilstellungen in den anderen Unterstationen.



Abbildung 6-8: Differenzdruckregler mit Volumenstrombegrenzung (links), Differenzdruckregler (rechts) [24]

Langfristig kann die Hydraulik energetisch weiter optimiert werden, wenn die Einspritzschaltungen mit Dreiwegeventil eine Einspritzschaltung mit Drosselventil, wie in Abbildung 6-9 gezeigt, umgebaut werden. Dadurch wird das unwirtschaftliche Überströmen von Vorlaufwasser über den Bypass des Dreiwegeventils in den Rücklauf vermieden. Im Teillastfall sind die Regelventile teilweise geschlossen, was zu einem Differenzdruckanstieg in diesem Netzteil führt. Der DR schließt, wodurch der Regelbereich der Pumpe P12 weiter vergrößert und Pumpenstrom eingespart wird. Der Schmutzfänger vor dem Unterverteiler schützt die nachgeschalteten Heizkreise, der zweite Schmutzfänger schützt das Regelventil und den DR, denn gerade bei Altanlagen lösen sich größere Partikel von der Rohrwand, die den Ventilkegel blockieren können. Die Schmutzfänger sollten mit einer Differenzdruckanzeige ausgerüstet sein, um den Zustand des Siebes leichter zu überwachen. Die Drossel D1 dient zur Mengenbegrenzung. Sie ist nur bei unregulierten Heizkreispumpen erforderlich, z.B. zur Versorgung der Heizregister der Lüftungsanlage im Schwimmbad.



verteiler ein passendes Ventil mit dem ermittelten Kvs- Wert aus dem Herstellerkatalog gewählt wird. Der DR mit VSB enthält eine zusätzliche Blende, für die erfahrungsgemäß ca. 0,1-0,2 bar Druckverlust zusätzlich anzusetzen ist. Ferner muss die Pumpe P12 den Druck aufbauen, den der DR konstant halten soll (Sollwert). Die benötigte Gesamtförderhöhe der Pumpe P12 setzt sich also aus drei Termen zusammen:

$$\Delta p_{P12} = \Delta p_{\text{Fernleitung}} + \Delta p_{\text{DR, VSB}} + \Delta p_{\text{Durchgangsregelventil}} \text{ [mWs]}$$

Der Druckverlust des Wärmetauschers ist darin nicht enthalten, weil von einem Abgang vom Hauptverteiler ausgegangen wird. Für den Heizkreis P12 wurde eine überschlägige Druckverlustberechnung durchgeführt, um die hydraulische Leistung der Bestandspumpe P12 zu überprüfen. Für die Berechnung wurden folgende Werte angesetzt:

- Wärmeleistung: 300 kW (entspricht 17,2 m³/h bei 15 K Temperaturspreizung und ist damit etwas höher als vom Betriebspersonal eingestellt)
- Temperaturspreizung Vorlauf/Rücklauf: 15 K
- Länge der Nahwärmeleitung (bis Bahnwärterhaus): 350 m
- Zeta- Wert Einzelwiderstände: 15
- Druckverlust Durchgangsregelventil (Sollwert DR): 25 kPa

Setzt man die Ergebnisse der Druckverlustberechnung ein, dann ergibt sich als Förderhöhe

$$\Delta p_{P12} = \frac{22\text{kPa} + 35\text{kPa} + 25\text{kPa}}{990 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 8,45 \text{ mWs}$$

Diese Förderhöhe kann die Bestandspumpe P12 nicht bereitstellen. Sie ist auszutauschen. Nach Rücksprache mit dem Betriebspersonal und wie bereits erörtert scheint die Pumpe P12 schon jetzt unterdimensioniert zu sein, weil sie manuell auf maximale Drehzahl eingestellt ist. Im Teillastfall ist der Druckverlust über den DR geringer, weil weniger Volumenstrom durchgesetzt wird, aufgrund der Blende für den VSB wird er aber kaum unter 15 kPa fallen. Die Rohrleitungsdruckverluste können dagegen gegen Null gehen. Der Sollwert des DR beträgt 25 kPa, so dass immer eine Mindestförderhöhe von ca. 4,0 mWs nötig ist. Bei der Auswahl der neuen Pumpe ist sowohl die zukünftige Sanierung des Schwimmbades und der Gärtnerei als auch der Ausbau des Netzes zu berücksichtigen. Abbildung 6-10 stellt die Bestandspumpe und die neue

Pumpe gegenüber. Die neue Pumpe ist laut Kennlinienfeld auf eine Förderhöhe von 9 mWs einzustellen.

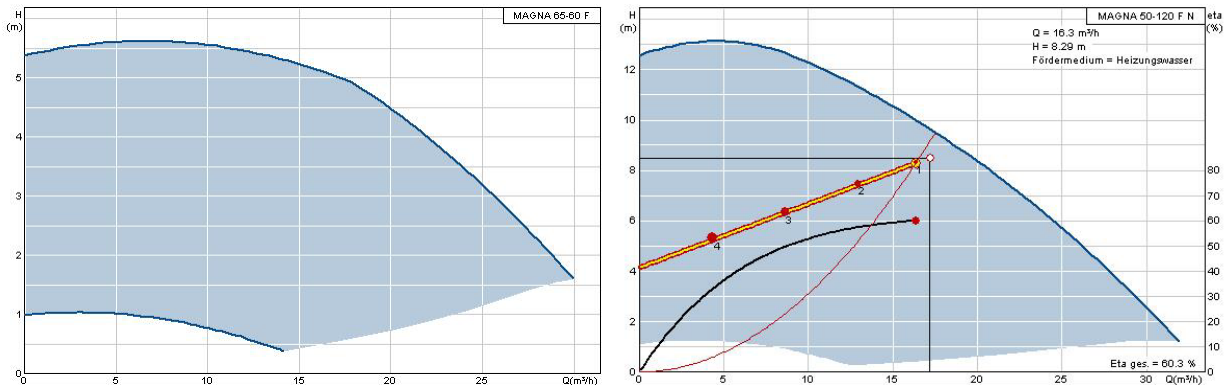


Abbildung 6-10: Kennfeld der eingebauten Pumpe P12 (links), neue empfohlene Pumpe (rechts)

Der Umbau der hydraulischen Schaltungen bringt jedoch weitere Vorteile mit sich. So wird sich nach dem Umbau eine geringere Rücklauftemperatur einstellen. Folglich wird das Energieniveau des Pufferspeichers in der Heizzentrale steigen. Die Schaltung nach Abbildung 6-9 ist selbstverständlicherweise auch für die Heizkreise des Unterverteilers in der Gärtnerei anzuwenden, dessen Sanierung kurz bevor steht. Für den hydraulischen Abgleich der Unterstation „Verwaltung“ genügt es ein DR vor dem Verteiler nachzurüsten. Die Investitionskosten für die DR an den fünf Unterverteilern betragen je nach Montageaufwand und Fabrikat 4.000-5.000 €. Fernerhin wird geraten, die unregelmäßig betriebenen Pumpen im Schwimmbad durch drehzahlgeregelte Hocheffizienzpumpen zu ersetzen.

6.2.2 Heizkreis „Metzgerei“ und „Ökonomie“

Vom Hauptverteiler führt eine Fernleitung in die „Metzgerei“ und von dort wird mit einer mehrstufigen Zubringerpumpe, die auf Stufe 1 läuft, das Heizwasser in das Wohnheim „Ökonomie“ gefördert. Vorher zweigt aber noch eine Nahwärmeleitung zur Waschhalle ab.

Analyse des Ist-Zustandes:

Die Abbildung 6-11 zeigt den hydraulischen Aufbau, die Warmwasserbereitung in der Metzgerei als auch in der Ökonomie ist Platzgründen nicht dargestellt. Sie sind hydraulisch und elektrisch wie das Lüftungsgerät der Waschhalle angeschlossen, also nur mit einer thermostatisch geregelten Pumpe ohne Regelventile. Aus den Betriebsmustern der Abbildung 6-12 lassen sich keine eindeutigen Regelstrategien ableiten. Klar erkennbar ist aber, dass die Hauptpumpe bis auf

wenige sporadische Aussetzer durchläuft. Ferner ist die Rücklauf­temperatur sehr hoch, die Temperaturspreizung beträgt im Mittel nur 7,4 K im dargestellten Zeitraum. Durch die drei hintereinander geschalteten Pumpen ist der Förderstrom sehr hoch, insbesondere steigt aber der Förderdruck.

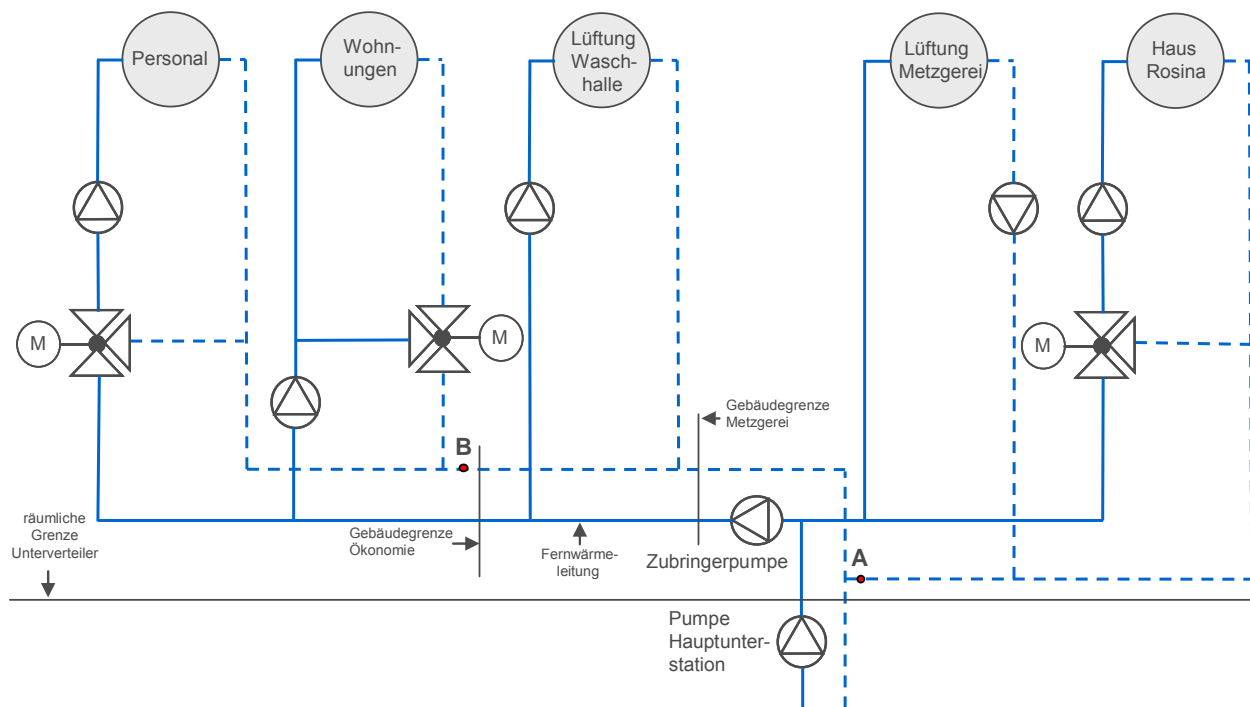


Abbildung 6-11: Hydraulischer Aufbau des Wärmeverteilnetzes der „Fernleitung Ökonomie“

Problematisch ist bei diesem Subnetz, dass mehrere Verbraucher ohne Regelventile betrieben werden. Dadurch entstehen undefinierte Strömungszustände, die eine effiziente Drehzahlregelung der Pumpe in der Hauptunterstation nicht zulassen. Die Wärmetauscher der Lüftungsgeräte und der Trinkwarmwasserspeicher haben zwar einen erhöhten Druckverlust, da sie aber ohne Regelventile betrieben werden liegt die Vermutung nahe, dass sie jederzeit durchströmt werden und zwar auch dann wenn kein Heizbedarf besteht. Ein Regelventil würde im Normalfall nur dann öffnen, wenn der Verbraucher Wärme anfordert. Bei geschlossenen Heizkreisregelventilen könnte die Hauptpumpe den Speicher ungewollt aufheizen, weil sich das Wasser immer den Weg des geringsten Widerstandes sucht. Es treten zwei unerwünschte Zustände ein. Zum einen findet eine Rücklauf­temperatur­anhebung statt, zum anderen verringert die Hauptpumpe nicht die Drehzahl. Außerdem tritt das Heizwasser unregelt in den Speicher ein, was bei hohen Vorlauf­temperat­uren zu Kalkausscheidungen am Wärmetauscher auf der Trinkwarmwasserseite führt.

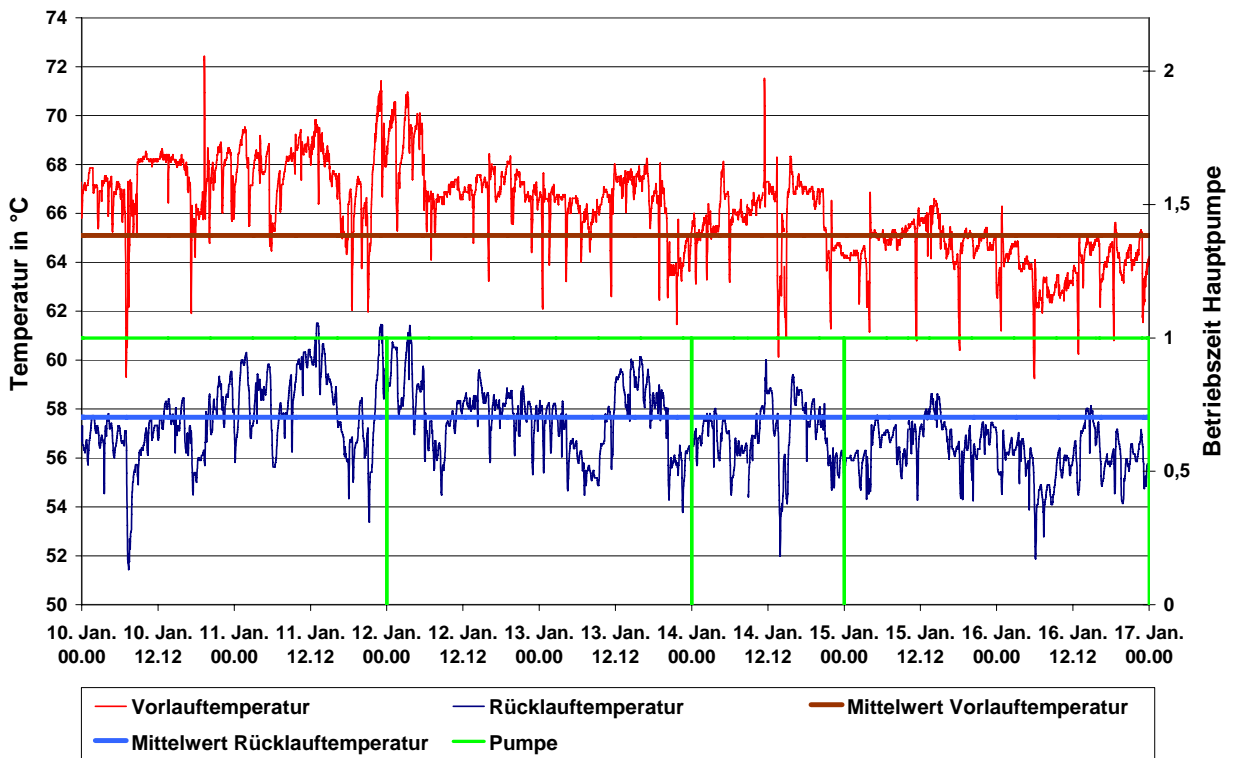


Abbildung 6-12: GLT- Daten des Heizkreises „Metzgerei“ und „Ökonomie“ im Januar 2009

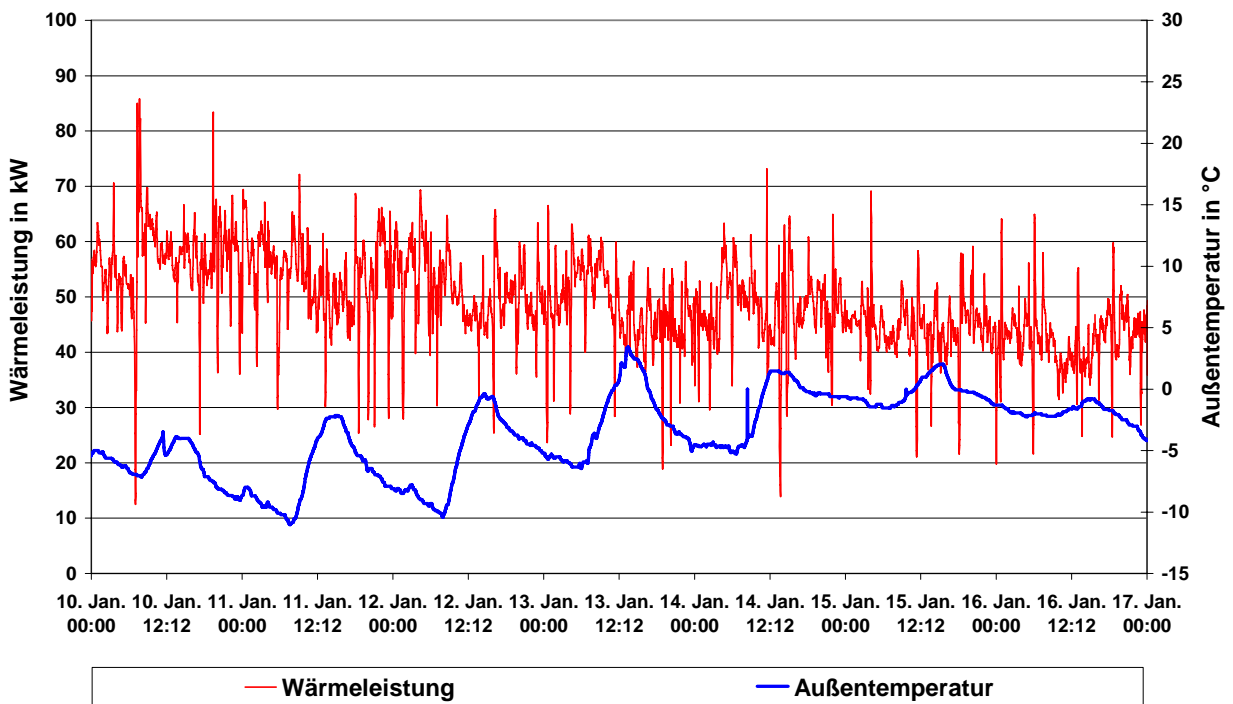


Abbildung 6-13: Wärmeleistung in Abhängigkeit von der Außentemperatur im Januar 2009



In der Ökonomie existieren zwei Heizkreise und die Warmwasserbereitung. Der Heizkreis „Wohnungen“ ist als Umlenkschaltung angeschlossen. Über die Heizkörper zirkuliert also immer ein variabler Volumenstrom mit der Vorlauftemperatur der Wärmeerzeugung. Umlenkschaltungen werden nur bei Verbrauchern eingesetzt, die eine konstante Vorlauftemperatur benötigen. Fraglich ist in diesem Zusammenhang, welcher Parameter als Regelgröße für das Verteilventil herangezogen wird, das Betriebspersonal kann dazu auch keine Auskunft geben. Fakt ist, dass die Raumtemperatur nur über die Thermostatventile geregelt werden kann und ein nachweislich erhöhter Energieverlust über die Rohrleitungen in den unbeheizten Bereichen auftritt.

In diesem Absatz wird deshalb ein kurzer Einblick über das physikalische Verhalten der Raumtemperatur und der Heizanlage bei Massenstromregelung gegeben.

Dass eine alleinige Massenstromregelung zur Leistungsanpassung für statische Heizflächen energetisch schlecht ist, zeigt die Abbildung 6-14. Dargestellt ist die Leistungsabgabe der Heizfläche in Abhängigkeit des Massenstromes für verschiedene Heizmitteltemperaturpaarungen. Bei Normbedingungen werden bei einer Verringerung des Massenstromes auf 50 % noch ca. 90 % Heizleistung erbracht. Mit zunehmender Temperaturspreizung steigt die Regelbarkeit an. Niedrige Rücklauftemperaturen werden aber nur bei richtigem Massendurchsatz erzielt. Konsequenterweise verringern überdimensionierte Pumpen die Regelbarkeit des Heizsystems, weil keine ausreichende Rücklaufauskühlung gegeben ist.

In der Abbildung 6-15 (links) ist für die Außentemperatur 0 °C der Einfluss des Massenstromes auf die Raumtemperatur dargestellt. Ohne Fremdwärme ist eine Vorlauftemperatur von 64 °C nötig ($m/m_0 = 1,0$). Ist die Vorlauftemperatur höher, wird der Raum überheizt. Thermostatventile würden dann je nach Regelabweichung unterschiedlich stark eindrosseln. Je größer die Regelabweichung des Thermostatventils ist, desto größer ist die Energieverschwendung, weil ein Thermostatventil mit 3 K Regelabweichung erst bei einer Raumtemperatur von 23 °C vollständig geschlossen ist. Im Schwachlastfall bei sehr kleinen Massenströmen regelt das Thermostatventil nur noch zwischen fast zu und ganz zu, was je nach Schwere der Bauart zu mehr oder weniger schwankenden Raumtemperaturen führt. Abbildung 6-15 (rechts) zeigt, wie stark der Massenstrom bei unterschiedlicher Fremdwärmezufuhr zur Deckung der Heizlast gedrosselt werden muss, um 20 °C im Raum zu halten, wenn die Vorlauftemperatur 64 °C beträgt. Bereits bei 10 % Fremdwärmeanteil muss der Massenstrom um 50 % gedrosselt werden. Bekannterweise bewirken im Schwachlastfall geringe Massenstromveränderungen starke Raumtemperaturveränderungen. Vertiefende Hinweise sind in [19] zu finden.

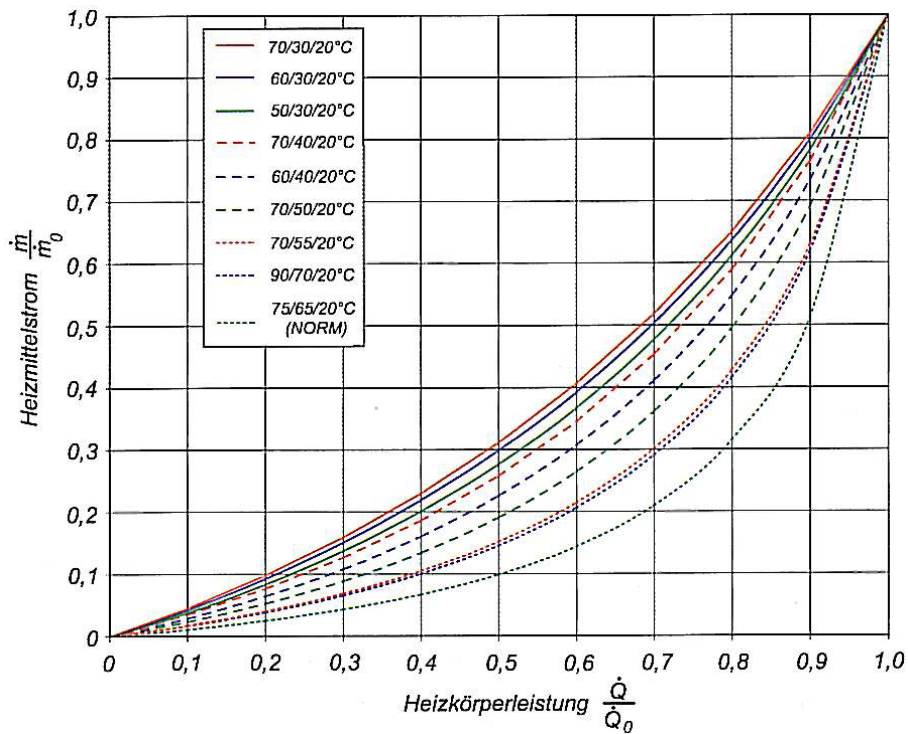


Abbildung 6-14: Heizkörperleistung in Abhängigkeit des Massenstromes [12]

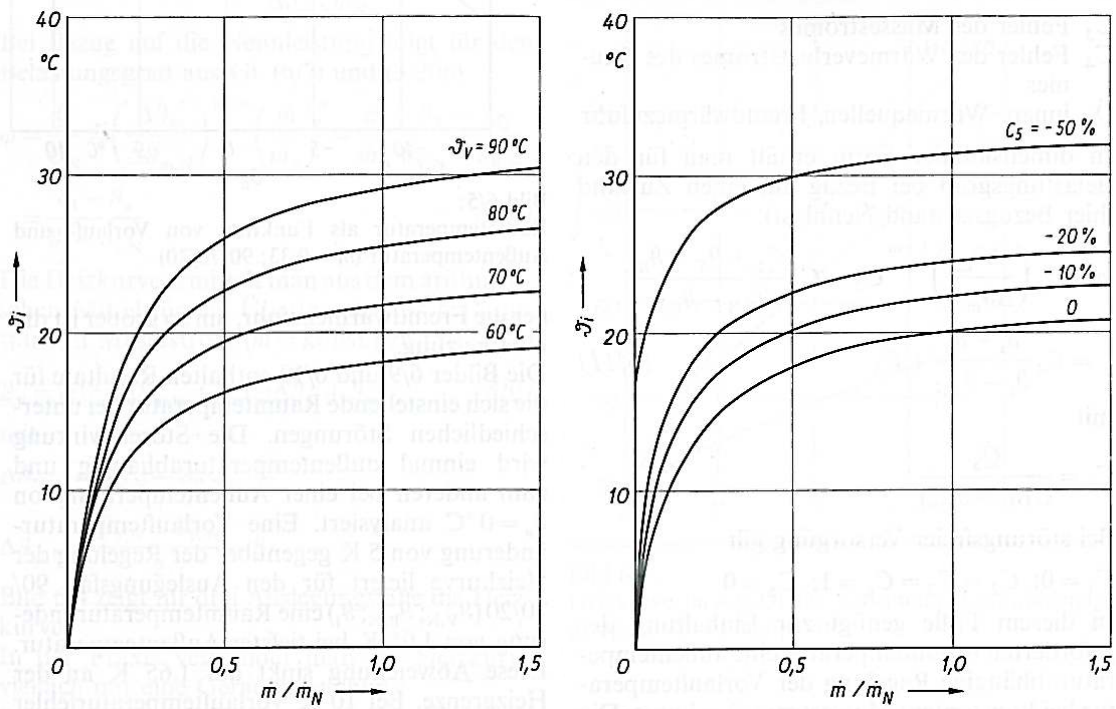


Abbildung 6-15: Einfluss des Massenstromes auf die Raumtemperatur [19]

Optimierungsvorschlag:

Weil die Speicherladepumpen thermostatisch geregelt sind, würde es genügen einfache AUF/ZU Ventile nachzurüsten, um die unerwünschte Durchströmung zu unterbinden. Eine Vorlauftemperaturregelung, die auch eine Kalkausscheidung verhindert, kann nur durch eine Beimischschaltung realisiert werden. Deshalb wird empfohlen, an den Trinkwarmwasserspeichern Dreiwegeventile nachzurüsten.

Alle Lüftungsgeräte ohne Regelorgan sollten mit einem solchen ertüchtigt werden. Die einstufigen Pumpen können weiter verwendet werden, um eine gleichmäßige Wärmeverteilung über dem Luftheizer sicherzustellen, jedoch wird zur Regelung der Vorlauftemperatur empfohlen, die Schaltung in eine Beimischschaltung mit Drosselventil und einer Mindestüberströmung zu modifizieren, wie die Abbildung 6-16 zeigt. In Lüftungsheizregistern sollte immer ein konstanter Volumenstrom fließen, da bei einer Mengenregelung der Rücklauf im Winter so stark auskühlen kann, bis das Wasser im Heizregister einfriert. Außerdem treten keine großen Temperaturschichtungen in der Luft auf (Strähnenbildung), welche die Behaglichkeit negativ beeinflussen.

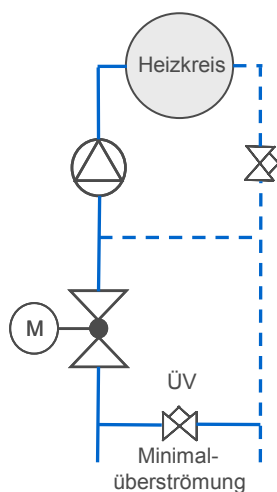


Abbildung 6-16: Beimischschaltung mit Drosselventil und Mindestüberströmung

Das Drosselventil ÜV in Abbildung 6-16 wird auf den Mindestvolumenstrom der Hauptpumpe bei minimaler Drehzahl im Regelbereich (Kennlinienfeld) eingestellt. Der Druckabfall über dem ÜV entspricht der Förderhöhe der Pumpe bei kleinster Drehzahl. Demzufolge fließt über dieses Ventil nur ein Volumenstrom, wenn das Durchgangsregelventil fast geschlossen ist. Die Hauptpumpe läuft dann aufgrund des hydraulischen Widerstandes des Regelventils auf minimaler Drehzahl. Es ist damit kein Überströmventil im eigentlichen Sinne, sondern eher ein fester Widerstand. In der Praxis kann dafür ein einstellbares Strangregulierventil oder ein Taco Setter



verwendet werden. Wegen der Überströmung im Schwachlastfall steht immer sofort warmes Vorlaufwasser am Verbraucher an, wodurch lange Totzeiten vermieden werden. Das ÜV ist ferner nötig, damit bei geschlossenem Regelventil die Pumpe nicht längere Zeit bei der Nullförderhöhe arbeitet, da andernfalls die Gefahr eines Motorschadens besteht.

Aufgrund der oben getroffenen Aussagen wird ferner empfohlen, die Umlenkschaltung in der Ökonomie in eine Beimischschaltung zu modifizieren, um die Vorlauftemperatur des Heizkreises nach der Außentemperatur zu regeln. In jedem Fall sollte bei der Netzsanierung die einstufige Zubringerpumpe von der Metzgerei zur Ökonomie entfernt werden. Den hydraulischen Widerstand muss dann die drehzahlgeregelte Hauptpumpe in der Hauptunterstation übernehmen. Die graphischen Auswertungen der Kennlinien der eingebauten Heizkreispumpen ergeben einen Summenvolumenstrom von ca. 8 m³/h für die Metzgerei und ca. 5 m³/h für die Ökonomie. Um eine korrekte Wasserverteilung zu gewährleisten sind die Verteiler „Metzgerei“ und „Ökonomie“ hydraulisch untereinander abzugleichen. Am Punkt „A“ in Abbildung 6-11 ist der Druckverlust der Fernleitung zur „Ökonomie“ abzdrosseln. Im einfachsten Fall kann das durch ein kostengünstiges Strangreguliertventil im Punkt „A“ realisiert werden. Für die Metzgerei ergibt sich sodann folgender Kvs- Wert:

$$k_{vs} = \frac{\dot{V}_{\text{Metzgerei}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{Fernleitung}}}} = \frac{8 \text{ m}^3/\text{h}}{\sqrt{0,1 \text{ bar}}} = 25,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Aus dem Herstellerkatalog kann ein Ventil mit dem berechneten Kvs- Wert ausgewählt werden. In der Regel wird ein Ventil mit dem nächst liegenden Kvs- Wert genommen, in diesem Fall ist es ein Ventil DN 40 mit Kvs= 25 m³/h.

Weil ein Strangreguliertventil aber ein fester Widerstand ist, ist das Netz nur im Auslegungsfall abgeglichen. Im Teillastfall verteilen sich die Volumenströme nicht wie gewünscht. Besser ist, am Punkt „A“ in Abbildung 6-11 ein DR mit integriertem VSB vorzusehen. Wenn die Verbraucherschaltungen nach Abbildung 6-16 ausgeführt werden, dann ist der Sollwert des DR auf den Druckverlust des Durchgangsventils, z.B. 0,2 bar, auszulegen. Vor dem Verteiler in der Ökonomie ist am Punkt „B“ in Abbildung 6-11 ebenfalls ein DR empfehlenswert, um Über- und Unterversorgungen jederzeit zu vermeiden. Werden die bisherigen hydraulischen Schaltungen beibehalten, so ist eine möglichst drucklose Übergabe anzustreben. Darum ist der Sollwert des DR auf 0,1 bar auszulegen, weil es das Minimum des Regelbereiches der am Markt verfügbaren

DR ist. Manche Hersteller bieten nur DR mit 0,2 bar als minimal einstellbaren Sollwert an. Idealerweise sollte der Differenzdruck an der Übergabestelle zu Beimischschaltungen Null sein.

Leider gibt es keine Temperaturanzeigen in den Unterstationen, so dass die Temperaturspreizung nicht ohne weiteres ermittelt werden kann. In Anbetracht der Abbildung 6-13 wird die maximale Wärmeleistung mit 100 kW abgeschätzt. Bei 100 kW für beide Unterverteiler und einer Temperaturspreizung von 15 K, beträgt der Volumenstrom 5,73 m³/h. Der Druckverlust beträgt bei einer Fernleitungslänge von 200 m einschließlich der DR, 0,65 bar. Das Kennlinienfeld der Pumpe im Hauptverteiler zeigt die Abbildung 6-17. Man erkennt, dass die Hauptpumpe rechnerisch ausreichend groß dimensioniert ist, sie läuft im Auslegungsfall sogar im Wirkungsgradbestpunkt. Die praktische Überprüfung des Betriebspunktes kann am einfachsten durch einen Test erfolgen. Andernfalls muss die Hauptpumpe durch eine etwas größere ausgetauscht werden. Der Gesamtvolumenstrom von 13 m³/h und die mittlere Temperaturspreizung von 7,4 K sind jedoch Indizien, dass die Heizkreispumpen, wie so oft, überdimensioniert sind.

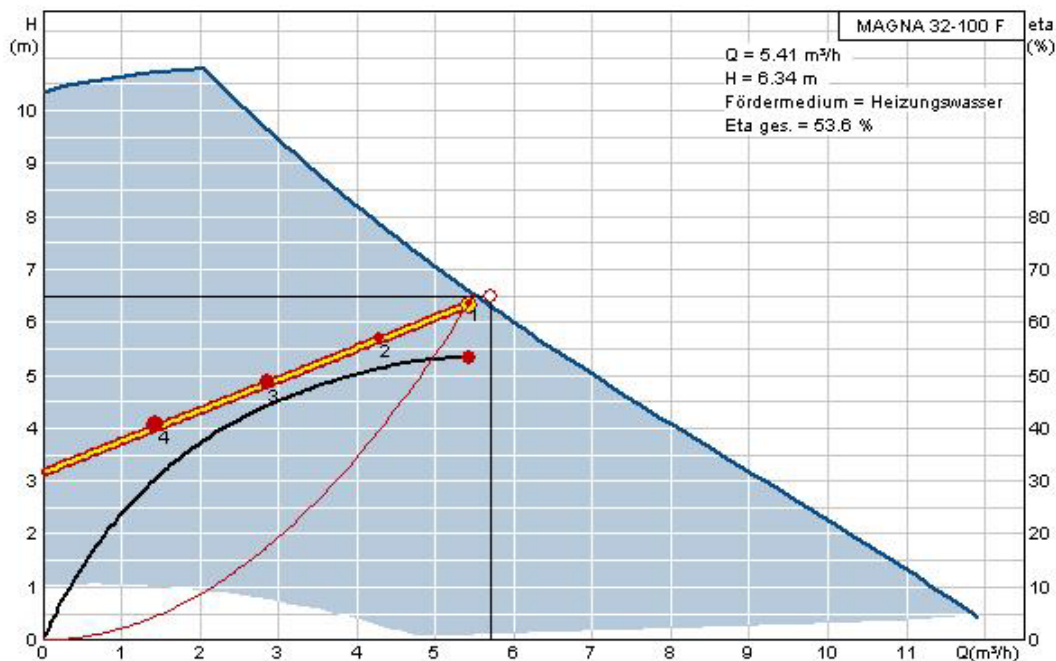


Abbildung 6-17: Kennlinienfeld der Hauptpumpe Magna 32-100 F

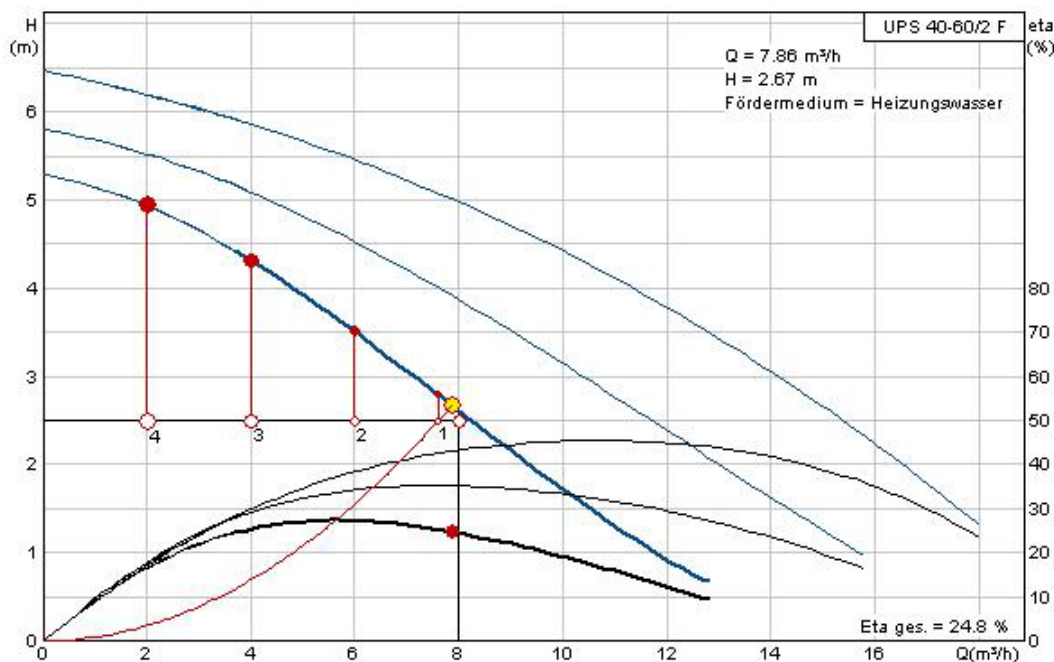


Abbildung 6-18: Kennlinienfeld Zubringerpumpe „Ökonomie“

Das Pumpenauslegungsprogramm der Firma Grundfos bietet einen Aufsatz, mit dem der Jahresstrombedarf einer Pumpe berechnet werden kann. Für vier prozentual unterschiedliche Belastungen (100%, 75%, 50%, 25% Förderstrom) kann die jährliche Betriebsstundenzahl manuell eingegeben werden oder das Programm schlägt standardisierte Werte vor. Daraus errechnet das Programm den Förderstrom, den Förderdruck und die elektrische Leistungsaufnahme. Zusammen mit den Betriebsstunden erhält man den jährlichen Pumpenstrombedarf. Dieser wurde für die Zubringerpumpe zur „Ökonomie“ (Grundfos UPC 40-60) ermittelt. Die Pumpe läuft auf Stufe 1. Die Abbildung 6-18 veranschaulicht das Kennlinienfeld und die vier Betriebspunkte, mit denen der Jahresenergiebedarf berechnet wird. Weil die Druckverluste in der Nahwärmeleitung gering sind, liegt der Auslegungsbetriebspunkt relativ weit rechts auf der Pumpenkennlinie. Geht man von einer Heizgrenze von 15 °C aus, das ist die Außenlufttemperatur ab der nicht mehr geheizt werden muss, dann ergeben sich für München gemäß Testreferenzjahr (TRY), 6.776 Betriebsstunden für die Pumpe. Nach der Demontage der Zubringerpumpe können bei den angesetzten Randbedingungen überschläglich 1.200 kWh/a bzw. 180 €/a eingespart werden.

6.2.3 Heizkreis Turnhalle

An den Hauptverteiler im Gymnasium ist ein Abgang namens „Turnhalle“ angeschlossen. Vom Hauptverteiler führt eine Rohrleitung zum Unterverteiler, der sich in einem Nebenraum der

Turnhalle befindet. An den Unterverteiler „Turnhalle“ sind zwei Heizkreise angeschlossen. Es handelt sich um ein Lüftungsgerät mit einem Heizregister. Das Lüftungsgerät versorgt die Turnhalle mit Frischluft, wobei der Außenluft ein bestimmter Umluftanteil beigemischt wird. Der Zuflussvolumenstrom ist konstant. Die Regelung des Lüftungsgerätes ist nicht mehr vollständig funktionsfähig. Der zweite Heizkreis versorgt Heizkörper für die Beheizung der Turnhalle.

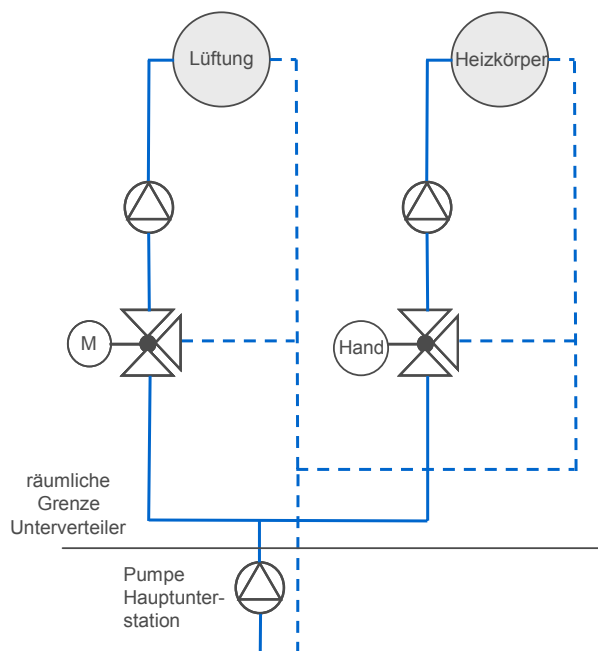


Abbildung 6-19: Hydraulischer Aufbau des Unterverteilers „Turnhalle“

Analyse des Ist-Zustandes:

Beide Heizkreise sind als Beimischschaltung ausgeführt, wobei das Regelventil für die Heizkörper nur von Hand verstellbar ist. Der Unterverteiler wird von einer Hauptpumpe versorgt und ist druckbehaftet, was zu undefinierten Betriebszuständen führt. Die Kennlinienauswertung der Heizkreispumpe für das Lüftungsgerät lässt eine extreme Überdimensionierung der Pumpe vermuten. Die GLT- Daten helfen bei der Analyse nicht weiter, weil die Verbrauchervorlauftemperatur nicht aufgezeichnet wird. Die o.g. Vermutung kann jedoch mit den Vor- Ort gemessenen Vor- und Rücklauftemperaturen bestätigt werden. Die Messwerte des Strahlungstemperaturgerätes, mit der die Rohroberflächentemperatur erfasst wurde, zeigten bei allen Begehungen Temperaturspreizungen von 3- 4 K. Ferner wurde festgestellt, dass die Verbrauchervorlauftemperatur wesentlich geringer als die angebotene Erzeugervorlauftemperatur ist. Dies lässt wiederum auf einen sehr hohen Umluftanteil und eine entsprechend geringe Heizleistung schließen. Tatsächlich ist die Hauptpumpe ausgeschaltet, weil auch das Betriebspersonal von über-



dimensionierten Pumpen ausgeht. Das soll nun rechnerisch überprüft werden. Es werden folgende Parameter angesetzt, die z.T. dem Typenschild entnommen wurden:

- Zuluftvolumenstrom des Lüftungsgerätes: 11.000 m³/h
- Minimale Außenlufttemperatur: -16 °C
- angenommener Außenluftanteil: 30 %
- Zulufttemperatur gemäß Regler vor Ort: 20 °C
- angenommene Temperaturspreizung des Heizmediums: 15 K

Die Mischlufttemperatur t_{misch} der Außenluft t_{au} mit der Abluft t_{ab} berechnet sich nach Gleichung (9). Die Temperaturerhöhung der Mischluft durch den Abluftventilator wird vernachlässigt.

$$t_{\text{misch}} = \frac{\dot{m}_{\text{au}} \cdot t_{\text{au}} + \dot{m}_{\text{ab}} \cdot t_{\text{ab}}}{\dot{m}_{\text{zu}}} \quad \text{Gleichung (9)}$$

mit

\dot{m}_{au} - Außenluftmassenstrom [kg/h]

\dot{m}_{ab} - Abluftmassenstrom [kg/h]

\dot{m}_{zu} - Zuluftmassenstrom [kg/h]

t_{au} - Temperatur der Außenluft [°C]

t_{ab} - Temperatur der Abluft [°C]

$$t_{\text{misch}} = \frac{0,3 \cdot 11.000 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,37 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (-16)^\circ\text{C} + 0,7 \cdot 11.000 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 20^\circ\text{C}}{0,3 \cdot 11.000 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,37 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} + 0,7 \cdot 11.000 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$t_{\text{misch}} = 8,24 \text{ }^\circ\text{C}$$

Die Wärmeleistung des Luftherhitzers berechnet sich vereinfacht nach Gleichung (10). Die Temperaturerhöhung durch den Zuluftventilator wird vernachlässigt.

$$Q = \dot{V}_{\text{zu}} \cdot \rho_{\text{misch}} \cdot c \cdot (t_{\text{zu}} - t_{\text{misch}}) = 11.000 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,25 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (20 - 8,24) \cdot \frac{1}{3600 \text{ s}} \quad \text{Gleichung (10)}$$

$$Q = 45 \text{ kW}$$

mit



\dot{V}_{zu} - Zuluftvolumenstrom [m^3/h]

ρ_{misch} - Dichte der Mischluft [kg/m^3]

c - spezifische Wärmekapazität der Luft [$kJ/kg \cdot K$]

t_{zu} - Zulufttemperatur [$^{\circ}C$]

Und daraus der Wassermassenstrom durch den Luftheritzer:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{c \cdot \rho \cdot (t_v - t_r)} = \frac{45kW \cdot 3.600s}{4,19 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot (65 - 50)^{\circ}C} \quad \text{Gleichung (11)}$$

$$\dot{V} = 2,6 m^3/h$$

mit

c_w - spezifische Wärmekapazität des Heizwassers [$kJ/kg \cdot K$]

ρ_w - Dichte des Heizwassers [kg/m^3]

t_v - Vorlauftemperatur [$^{\circ}C$]

t_r - Rücklauftemperatur [$^{\circ}C$]

Laut Typenschild ist das eingebaute Heizregister auf 175 kW ausgelegt, also für reinen Außenluftbetrieb. Diese Betriebsweise ist aber höchst unwirtschaftlich. Geht man von einem Außenluftanteil von 30 $m^3/h/Person$ und 50 Personen in der Turnhalle aus, dann sind 1.500 m^3/h Außenluft einzubringen. Das entspricht einem Außenluftanteil von 13,6 %.

Die graphische Auswertung der GLT- Daten in Abbildung 6-20 bestätigt die überschlägige Berechnung. Bei einer Außentemperatur von $-11,1^{\circ}C$ beträgt die Gesamtheizlast gemäß Wärmemengenzähler ca. 50 kW. Die Gleichungen (9) und (10) liefern für diesen Außenluftzustand eine Heizleistung von 36 kW für das Lüftungsgerät. Folglich ist der Rest den Heizkörpern zuzurechnen. Diesen Restwert kann man auch sehr gut an den tageszeitlichen Schwankungen der Wärmeleistung erkennen, denn nachts ist das Lüftungsgerät abgeschaltet. Abgesehen von kurzzeitigen Bedarfsspitzen schwankt die Heizleistung in den Nachtstunden zwischen 10 und 25 kW im dargestellten Zeitraum.

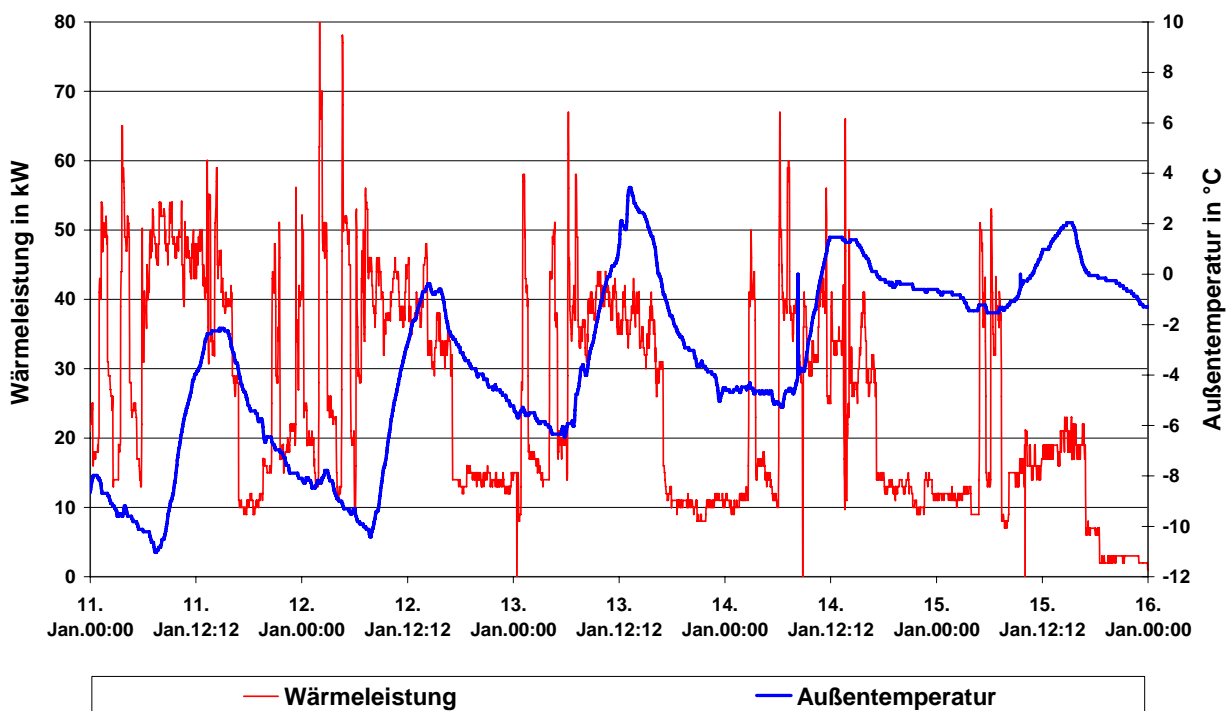


Abbildung 6-20: Leistungskurve gemäß GLT für den Unterverteiler im Januar 2009

Da der Unterverteiler und das Lüftungsgerät praktisch nebeneinander stehen und die Rohrleitung zwischen Hauptverteiler und Unterverteiler sehr großzügig dimensioniert ist, wird ein wasserseitiger Druckverlust von max. 0,5 bar abgeschätzt. Die eingebaute Heizkreispumpe läuft auf Stufe 2. Abbildung 6-21 zeigt das Kennlinienfeld. Das Heizregister ist auf reinen Außenluftbetrieb ausgelegt. Es wird eine Temperaturspreizung von 20 K angenommen, weil Heizregister früher auf 90°C/70°C ausgelegt wurden. Mit Gleichung (11) kann der Volumenstrom des Heizmediums von 7,5 m³/h berechnet werden. Der tatsächliche Betriebspunkt ergibt sich aus dem Schnittpunkt der verlängerten Anlagenkennlinie mit dem Sollbetriebspunkt (7,5 m³/h, 5 mWs) und mit der Pumpenkennlinie. Der Förderstrom der Pumpe im Betriebspunkt kann zudem dadurch bestätigt werden, wenn man die Vor- Ort gemessene Temperaturspreizung in Gleichung (11) einsetzt. Man sieht sofort, dass die Pumpe außerordentlich überdimensioniert ist, zumal die Heizleistung im Auslegungsfall aufgrund der Umluftbeimischung wesentlich geringer ist. Weil sich die hydraulischen Widerstände kaum ändern, läuft die Pumpe ganzjährig in diesem Betriebspunkt. Die Anlagenkennlinie wird sogar flacher, wenn die Heizkreispumpe für die Heizkörper abgeschaltet ist, weil dann die Druckverluste in der Rohrleitung zwischen Hauptverteiler und Unterverteiler kleiner werden.

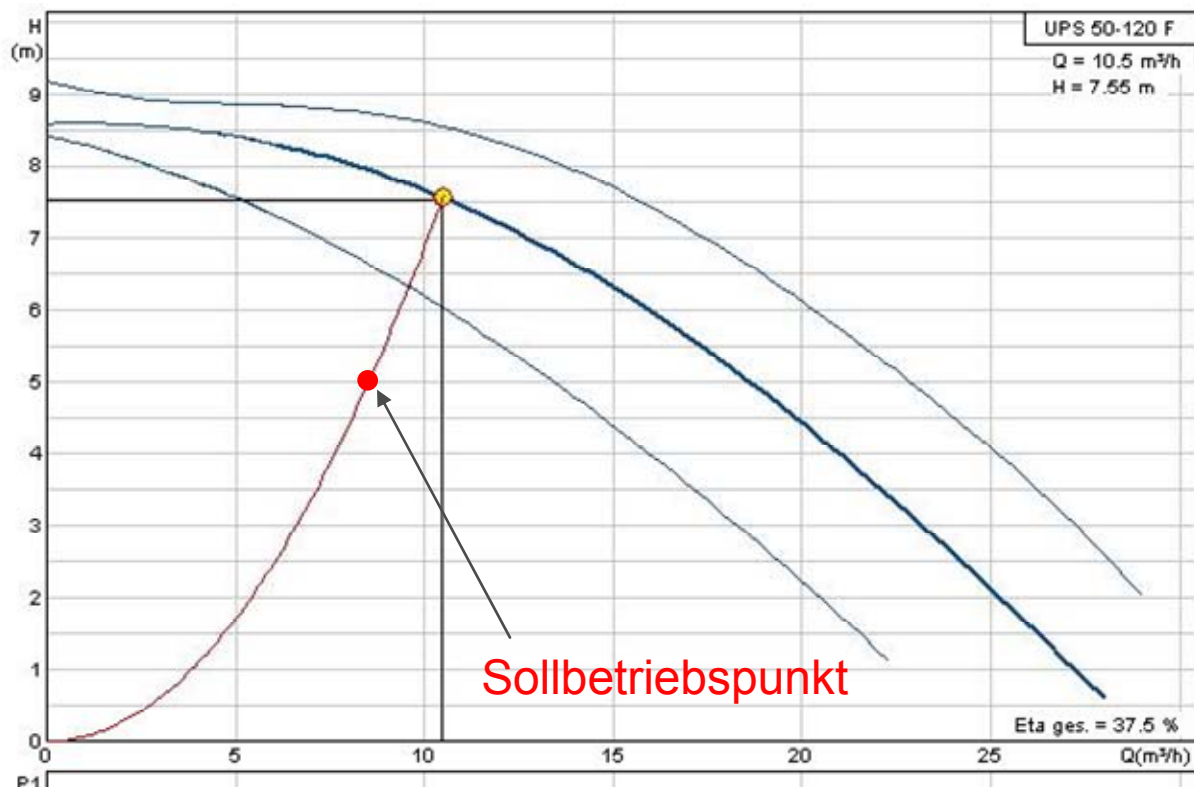


Abbildung 6-21: Kennlinienfeld und Betriebspunkt der Heizkreispumpe für das Lüftungsgerät

Optimierungsvorschlag:

Neben dem Austausch der Heizkreispumpe für das Lüftungsgerät sollte zumindest der Heizkreis mit dem Handmischer gemäß Abbildung 6-16 umgerüstet werden, da ein Handmischer bei den heutigen Energiekosten schlichtweg nicht mehr zeitgemäß ist. Unter Umständen ist es möglich, lediglich den Ventilkegel auszuwechseln, um das Dreiwegeventil in ein Durchgangsventil zu modifizieren. Der Stellmotor ist dennoch erforderlich. Wird die hydraulische Schaltung für das Lüftungsgerät beibehalten, dann ist die Hauptpumpe auf „Proportionaldruck“ mit 2 mWs Förderhöhe einzustellen, um den Differenzdruck am Unterverteiler möglichst gering zu halten. Das Kennfeld der neuen Pumpe für das Lüftungsgerät zeigt die Abbildung 6-22. Es kann weiterhin eine unregelmäßige Pumpe eingesetzt werden, weil sich keine dynamischen Drosselventile, wie z.B. Thermostatventile, in diesem Heizkreis befinden. Die Anlagenkennlinie und der Betriebspunkt sind unabhängig von der Pumpe und ganzjährig konstant. Die neue Pumpe kann auch auf eine kleinere Förderhöhe dimensioniert werden, weil die Hauptpumpe den Druckverlust der Zuleitung überwinden muss und unter Beachtung des Umluftanteils weniger Volumenstrom durch das Heizregister durchgesetzt wird. Es zeigt sich bei der Auslegung, dass die modernen drehzahlregulierten Pumpen deutlich bessere Motorwirkungsgrade haben als unregelmäßige Pumpen.

gelte Pumpen. Die höheren Investitionskosten sind jedoch bei dieser Pumpengröße nicht gerechtfertigt.

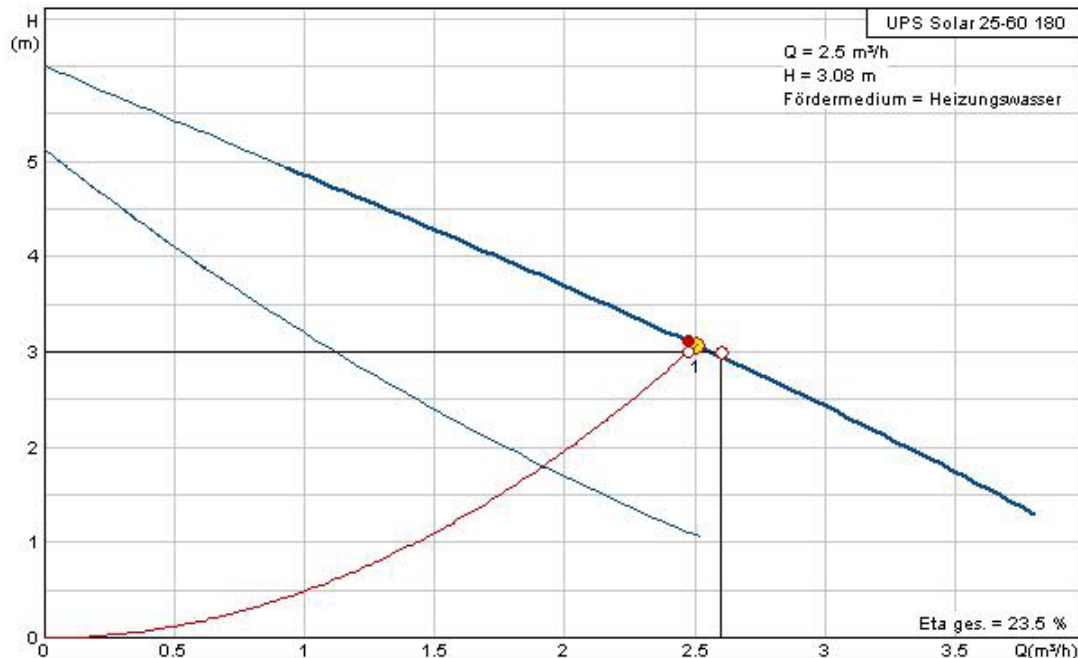


Abbildung 6-22: Pumpenkennlinie und Betriebspunkt der neuen Heizkreispumpe des Lüftungsgerätes

Eine objektive Energiekostenbetrachtung ist nur möglich, wenn man die Heizkreispumpe für die Heizkörper, die ebenfalls stark überdimensioniert ist, mitbetrachtet, weil zukünftig auch die Hauptpumpe laufen soll. Die Pumpe für die statische Heizung muss ebenso ersetzt werden. Bei einem abgeschätzten Wärmebedarf von 40 kW und einer Temperaturspreizung von 20 K ergibt sich ein Volumenstrom von 1,7 m³/h. Die Pumpe kann mit gutem Gewissen auf eine Förderhöhe von 3,0 mWs ausgelegt werden. Aus energetischen Gründen fällt die Wahl auf eine Hocheffizienzpumpe (Motoreffizienzklasse 1).

Mit der Wilo- Auslegungssoftware kann man ebenfalls den Jahresenergieverbrauch von Pumpen ermitteln. Wie bei der Grundfos- Software kann die Betriebszeit der Pumpe für vier prozentual unterschiedliche Förderströme angegeben werden oder es kann ein durchschnittliches Standardprofil gewählt werden. Die Software berechnet mit diesen Werten in Abhängigkeit der Regelstrategie den Jahresstromverbrauch. Es kann sowohl eine Stratos Eco 30/1 von Wilo als auch eine Alpha Pro 25-60-180 von Grundfos eingesetzt werden. Der Jahresstromverbrauch ist bei beiden Pumpen etwa gleich groß.



Im Folgenden wird das energetische Einsparpotential durch den Austausch der Pumpen ermittelt. Das Betriebszeitprofil für das Lüftungsgerät wurde beim Hausmeister erfragt. Danach richtet sich die Betriebszeit der Heizkreispumpe in der Heizperiode. Für den Heizkreis mit den statischen Heizflächen wurden deutlich höhere Jahresbetriebsstunden zu Grunde gelegt, unter Berücksichtigung von Ferien und Nachtabenkungen. In Tabelle 6-1 sind die Ergebnisse zusammengestellt. Durch den Austausch der Pumpen in den beiden Heizkreisen und die Inbetriebnahme der Hauptpumpe können jährlich ca. 200 €/a und 750 kg/a CO₂¹ eingespart werden.

		Heizkreis- pumpe Lüftung alt	Heizkreis- pumpe Lüftung neu	Heizkreis- pumpe Heizkörper alt	Heizkreis- pumpe Heizkörper neu	Haupt- pumpe	Summe Pumpen alt	Summe Pumpen neu	Ein- sparungen
Betriebsstunden	h/a	1.800	1.800	3.200	3.200	3.200			
Energieverbrauch	kWh/a	1.080	161	617	143	143	1.697	447	1.250
CO₂- Emissionen	kg/a	648	97	370	86	86	1.018	268	750
Energiekosten	€/a	162,0	24,2	92,6	21,5	21,5	255	67	188
Investitionskosten	€		200		400				

Tabelle 6-1: Zusammenstellung der jährlichen Aufwendungen und der Ersparnisse

Die Einsparungen sind trotz der erheblich überdimensionierten Pumpen nicht übermäßig hoch. Eine Ursache sind die kurzen Betriebszeiten des Lüftungsgerätes. Es läuft nur 9 h/d während des Schulbetriebs. Auch die Betriebszeit der Pumpe für die statischen Heizflächen entspricht nicht dem üblichen Durchschnitt. Ferner läuft die Heizkreispumpe des Lüftungsgerätes immer im gleichen Betriebspunkt, so dass eine energetische Einsparung durch Drehzahlregelung nicht zum tragen kommt. Dem stehen Investitionskosten für neue Pumpen von 600 € gegenüber. Setzt man die Investitionskosten der jährlichen Einsparung ins Verhältnis, dann ergibt sich eine statische Amortisationszeit von 3,2 Jahren, was einen hervorragenden Wert darstellt. Die prozentualen Einsparungen sind ebenso signifikant. Sie sinken auf ca. 20 % des Istwertes.

Die dynamische Amortisationszeit ist länger, weil die Verzinsung des einzusetzenden Kapitals, wenn man es bei einer Bank anlegen würde, angerechnet wird. Ferner kann auch die Energiepreissteigerung einbezogen werden, was der Amortisationszeit wieder zu gute kommt. Grundsätzlich ist eine Maßnahme wirtschaftlich, solange die Amortisationszeit kleiner als die Nutzungsdauer der Komponente ist. Jedoch sinken die Einsparungen mit kleiner werdender Differenz zwischen Amortisationszeit und Nutzungsdauer. Die dynamische Amortisationszeit T_A kann nach [22] mit Gleichung (12) berechnet werden.

¹ Für die Berechnung des CO₂-Ausstosses wird ein das Mittel von 0,6 kg/kWh_{el} des deutschen Kraftwerksmixes angesetzt (gemis Datenbank)



$$T_A = \frac{\ln\left(1 - \frac{A_0 \cdot (q-r)}{R}\right)}{\ln\left(\frac{r}{q}\right)}$$

A_0 – Investitionskosten (Kapitaleinsatz) [€]

Gleichung (12)

q – Zinsfaktor ($q = 1 + i$)

i – Zinssatz

r – Preissteigerungsfaktor

R – Einsparung [€/a]

Für die Berechnung der dynamischen Amortisationszeit T_A werden folgende Annahmen getroffen:

- Zinssatz: 4,5 % p.a.
- Preissteigerung für Elektroenergie: 3 % p.a., nach [27]

$$T_A = \frac{\ln\left(1 - \frac{600€ \cdot (1,045 - 1,03)}{188€/a}\right)}{\ln\left(\frac{1,03}{1,045}\right)} = 3,4 \text{ a}$$

Das eingesetzte Kapital ist nach ca. 3,4 Jahren zurückgeflossen. Bei einer Nutzungsdauer der Pumpen von 15 Jahren [22] werden in den folgenden Jahren ca. 2.200 € an Pumpenstrom eingespart. Genau genommen könnte auch eine kleinere Hauptpumpe eingesetzt werden. Das Kennfeld der jetzigen Pumpe erlaubt jedoch einen Weiterbetrieb. Die Pumpe sollte auf Proportionaldruckregelung und ggf. auf Nachtabenkung eingestellt werden.

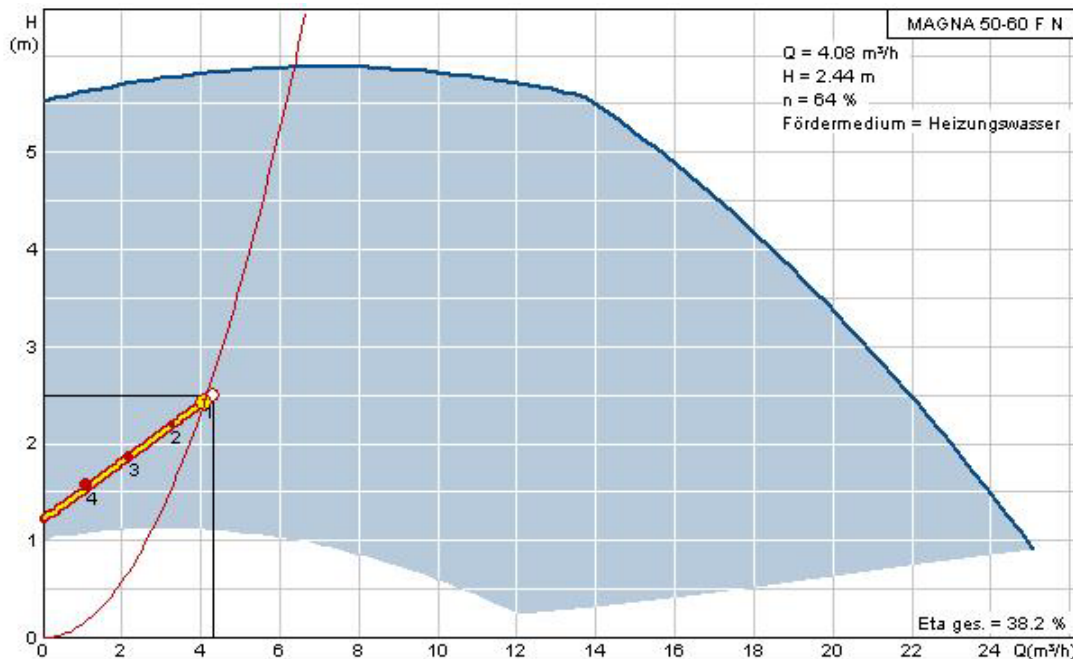


Abbildung 6-23: Kennlinienfeld der Hauptpumpe, zukünftiger Zustand

Theoretisch ist auch eine andere hydraulische Schaltung möglich, die aus Überlegungen mit dem Betriebspersonal entstanden ist. Diese Schaltung ist aber unter keinen Umständen zu empfehlen. Um dies zu verdeutlichen, wird sie kurz erläutert.

Die beiden Heizkreise werden zu einem zusammengefasst, d.h. die momentanen Heizkreispumpen und Regelventile werden zurückgebaut. Die Versorgung geschieht allein durch die Hauptpumpe. Zur Regelung der Vorlauftemperatur ist ein Dreiwegeventil in den Hauptverteiler zu montieren. Mit großer Wahrscheinlichkeit kann eines aus den beiden Heizkreisen nicht verwendet werden, so dass für ein neues Regelventil, inklusive Montage, ca. 1.000 € anfallen. Ferner ist ein DR für den Heizkreis des Lüftungsgerätes vorzusehen, so dass die Investitionen in Summe höher als für die neuen Heizkreispumpen wären. Besonders nachteilig wäre der tägliche Betrieb. Beide Heizkreise hätten die gleiche Betriebszeit und die gleiche Vorlauftemperatur, die nach dem Verbraucher mit der höheren Anforderung geregelt werden muss. Das Heizregister des Lüftungsgerätes wird immer durchströmt, wenn die statischen Heizflächen Leistung fordern und der Ventilator abgeschaltet ist. Somit würden höhere Wärmeverlustkosten anfallen. Eine motorische Absperrklappe, die nur bei Wärmeanforderung des Lüftungsgerätes öffnet, würde die Investitionskostendifferenz im Vergleich zu zwei neuen Pumpen noch weiter erhöhen.

6.2.4 Unterverteiler „Seminar“ („blaue Grotte“)

Die Unterstation „Seminar“ besteht im Grunde aus zwei Verteilern. Beide Verteiler sind druckbehaftet. Der Heizkreis „Präfekten Wohnungen“ zweigt vor den Verteilern ab. An den Verteiler 1 sind fünf Heizkreise als Beimischschaltung, an den Verteiler 2 sind drei Heizkreise als Beimischschaltung angeschlossen. Ferner zweigt vom Verteiler 1 auch die erdverlegte Zuleitung zur Kegelbahn ab. In Abbildung 6-24 ist ein Heizkreis eines jeden Verteilers sowie der Heizkreis „Präfekten Wohnungen“ und die Zuleitung zur Kegelbahn dargestellt. Das komplette hydraulische Schaltschema befindet sich im Anhang. Der Unterverteiler im Gebäude „Kegelbahn“ ist druckbehaftet und besteht aus zwei Heizkreisen in Form einer Beimischschaltung mit manuellem Mischer (handverstellbar). Vier Pumpen im Verteiler 1 sind drehzahlregelt, alle anderen Pumpen sind ein- oder mehrstufig.

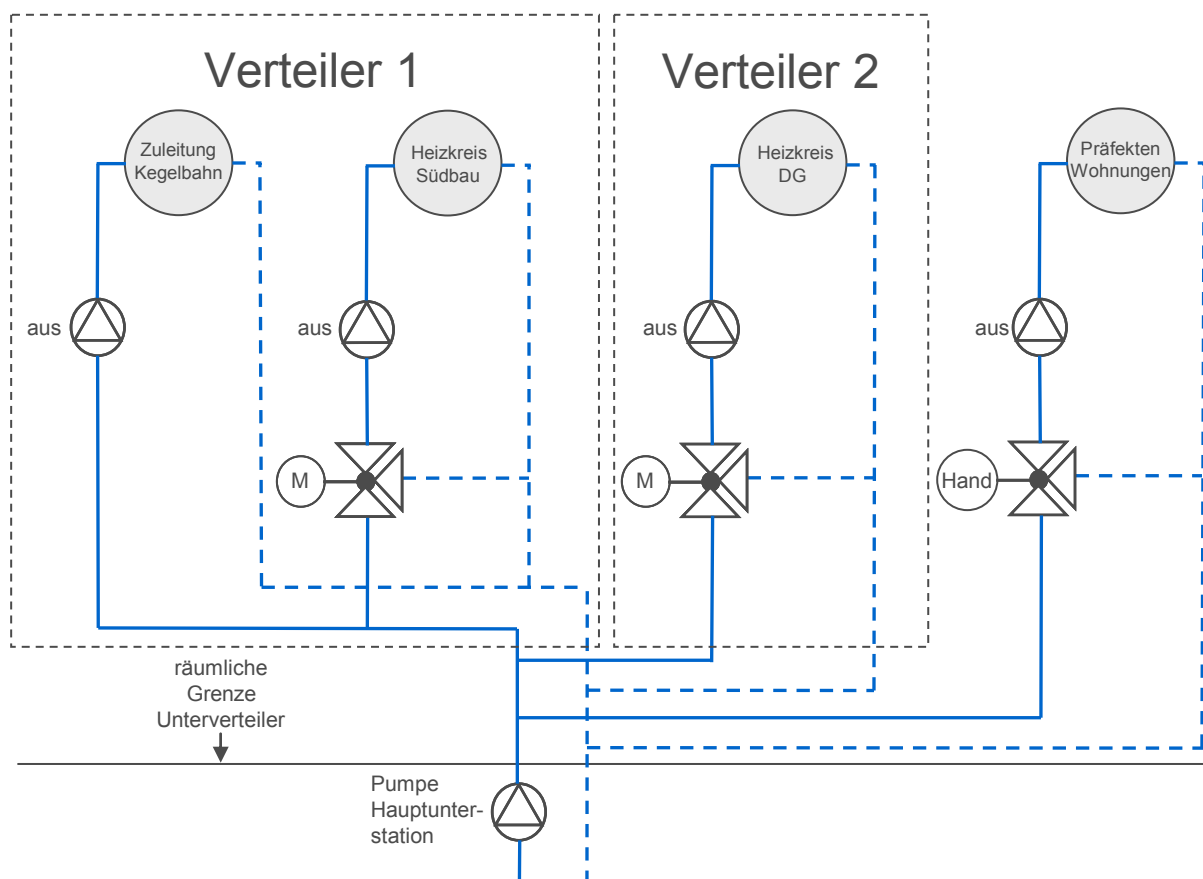


Abbildung 6-24: Hydraulischer Aufbau der Unterstation „Seminar“ (es sind nicht alle Heizkreise dargestellt)

Analyse des Ist- Zustandes:

Im Oktober 2008 schaltete man zur Stromeinsparung die Hauptpumpe am Hauptverteiler ab. Daraufhin gab es Beschwerden von den Nutzern, weil es in den Räumen teilweise nicht mehr warm genug wurde. Ursache sind die gegenseitigen hydraulischen Beeinflussungen der Beimischkreise, was bereits ausführlich erörtert wurde.

Mitte November des Jahres 2008 wurden für Testzwecke alle Pumpen in der Unterstation „Seminar“ abgeschaltet. Die Pumpen in der Unterstation Kegelbahn waren weiter in Betrieb. Man wollte nun feststellen, ob auf diese Pumpen verzichtet werden kann. Seit mehr als 4 Monaten läuft der Betrieb störungsfrei. Es gibt auch keine Beschwerden von den Nutzern über zu geringe Raumtemperaturen. Damit zeigt sich, dass die Pumpe in der Hauptunterstation die Versorgung allein übernehmen kann, was auch das Kennlinienfeld bestätigt.

Dass eine Beimischschaltung mit Dreiwegeventil an einem druckbehafteten Verteiler regelungstechnisch ungünstig ist, wurde bereits erläutert. Mit dem Abschalten der Heizkreispumpen wird dieser Effekt beseitigt, die Beimischschaltung kehrt sich damit aber in eine Umlenkschaltung um. Folglich findet im gesamten System keinerlei Temperaturregelung mehr statt. Die Vorlauf-temperatur für die Verbraucher wird einzig und allein durch das primärseitige Regelventil am Wärmetauscher geregelt (siehe Abbildung 4-1 und Abbildung 6-7). Das Resultat ist eine doppelte Volumenstromregelung im Verbraucherkreis, zum einen durch das Dreiwegeventil und zum anderen durch die Thermostatventile an den Heizkörpern. Weil die Dreiwegeventile für die Regelung der Vorlauf-temperatur projektiert waren und die Regelstrategie nicht verändert wurde, werden sie das auch weiterhin tun. Demzufolge zeigen die Regelventile immer dann ein Auf/Zu Verhalten, wenn heißes Vorlaufwasser eingespritzt wird, der Vorlauf-temperatursollwert für den Heizkreis aber deutlich geringer ist. Nur bei Übereinstimmung des Heizkreisvorlauf-temperatursollwertes mit der angebotenen erzeugerseitigen Vorlauf-temperatur vom Wärmetauscher schwingt der Regelkreis nicht. Die bei dieser Betriebsweise erhöhten jährlichen Wärmeverluste des Rohnetzes, werden in Kapitel 7 näher beleuchtet.

Nachteilig ist auch der Stromverbrauch der Hauptpumpe zu bewerten, weil sich keine dynamischen Widerstände in der Rohrleitung zwischen Wärmetauscher und Dreiwegeventil befinden. Die Pumpe fördert im Teillastfall das nicht von den Verbrauchern abgenommene Wasser über die Bypässe der Dreiwegeventile in den Rücklauf. Die Rücklauf-temperaturerhöhung führt dann zu einer schlechteren Energieausnutzung des Pufferspeichers in der Heizzentrale.

Optimierungsvorschlag:

Mit wenigen Umbauarbeiten in der Unterstation kann das das Netz optimiert werden. Der vorgestellte Optimierungsvorschlag sieht vor, die Unterstation „Seminar“ als einen Verbraucher anzusehen, weil die Betriebszeitprofile und das Lastprofil der einzelnen Heizkreise etwa gleich sind. Dazu müssen alle Regelventile und Pumpen in den Heizkreisen demontiert werden. In der Hauptunterstation muss ein Dreiwegeventil für die Vorlauftemperaturregelung montiert werden. Anschließend muss geklärt werden, wie hoch die Druckverluste in den einzelnen Heizkreisen sind.

Für den hydraulischen Abgleich sind in jeden Heizkreis mindestens Strangreguliertventile, besser aber DR einzubauen. Der Sollwert des DR ist durch den Druckverlust des Heizkreises vorgegeben. Liefert die Druckverlustberechnung annähernd gleiche Ergebnisse für die Heizkreise eines Verteilers, dann reicht es aus, einen DR vor diesen Verteiler zu setzen, was wesentlich kostengünstiger ist. Durch die DR wird in jedem Lastfall eine Über- oder Unterversorgung der Heizkörper vermieden. Außerdem werden die Regelbereiche der Thermostatventile vergrößert und Strömungsgeräusche minimiert, was einen deutlichen Komfortgewinn bedeutet. Lediglich die Heizkreispumpen des Unterverteilers „Kegelbahn“ sollten wegen der Ausdehnung der nachgeschalteten Netzteile weiter betrieben, aber durch drehzahlgeregelte Pumpen ersetzt werden. Die DR können durch den eingesparten Pumpenstrom gewissermaßen refinanziert werden. Auch die Drehzahlregelung der Hauptpumpe ist bei dieser Lösung optimal, weil ein DR als dynamischer Widerstand im Teillastfall eine Reduzierung der Pumpendrehzahl hervorruft.

Mit der Wilo- Auslegungssoftware wurde der Jahresstromverbrauch der Heizkreispumpen ermittelt. Laut Aussage des Betriebspersonals laufen die Pumpen ab einer Außentemperatur von kleiner 15 °C durchgängig. In den Heizkreisen wird zwar nachts die Vorlauftemperatur abgesenkt, aber nicht die Pumpendrehzahl. Auch in diesem Unterverteiler scheinen einige Pumpen stark überdimensioniert zu sein, was sich hier vorteilhaft auf die Einsparung auswirkt.

Tabelle 6-2 stellt die Einsparungen an Pumpenstrom den aufzuwendenden Investitionskosten gegenüber. Die Investitionskosten für die Unterstation „Seminar“ entfallen auf das neue Dreiwegeventil für den Hauptverteiler und die DR für die Heizkreise. Für die Unterstation Kegelbahn fallen Kosten für die Anschaffung drehzahlgeregelter Pumpen an. Die Investitionen stellen eine Grobkostenschätzung dar. Demontagekosten für die Pumpen und Regelventile sind darin nicht berücksichtigt. Eventuelle Erlöse durch den Verkauf der alten Pumpen sind ebenfalls nicht enthalten.

			läuft auf Stufe	max. Förder strom m³/h	max. Förder höhe mWs	Energie- verbrauch kWh/a	Ein- sparung kWh/a	Ein- sparung €/a	Investitionen €
Seminar									
Wilo	E50/ 1-7	Zuleitung Kegelbahn	1	15,0	1,0	405	405	61	1.200
Wilo	E40/1	Westbau	5	3,5	3,0	708	708	106	400
Wilo	E50/ 1-7	Südbau Nordseite	4	18,0	4,0	1.742	1.742	261	500
Wilo	E50/ 1-7	Südbau Südseite	4	18,0	4,0	1.742	1.742	261	500
Wilo	RP 30-100	E- Werkstatt	1	2,5	2,0	710	710	107	300
Wilo	S 40-80r	Südbau DG	2	6,0	2,0	938	938	141	500
Wilo	RS 30/1	Westbau DG		1,2	2,0	229	229	34	300
Wilo	RS 25/2	Präfektenbäder		1,5	2,0	225	225	34	300
Wilo	Top E 40-1	Präfektenwohnungen	2	6,0	2,0	650	650	98	400
Wilo	RS 30/60	Malerwerkstatt	2	1,2	1,5	208	208	31	300
Kegelbahn									
Wilo	RS 40	Schmiede	3	6,0	3,5	1.128	827	124	400
Wilo	RS 40	Schreinerei	3	6,0	3,5	1.128	827	124	400
Hauptunterstation									
Summe							8.380	1.257	6.900

Tabelle 6-2: Aufwendungen und Einsparungen der Heizkreise der Unterstation „Seminar“

Die dynamische Amortisationszeit für die Ertüchtigung der Heizkreise, bei 4,5 % Verzinsung und 3 % Energiepreissteigerung per anno, beträgt ca. 5,9 Jahre. Bei einer rechnerischen Nutzungsdauer von 20 Jahren stellt das Ergebnis einen guten Wert dar.

Zusätzliche Energieeinsparungen an Wärme und Strom sind möglich, wenn die einzelnen Heizkreise mit einer Temperaturregelung ausgestattet werden. Dies kann im einfachsten Fall durch Zonenventile in jedem Heizkreis realisiert werden. Die Zonenventile sind einfache AUF/ZU Ventile, die mit einem motorischen Stellantrieb ausgerüstet sind. Unter Umständen besitzen sie schon einen Messstutzen, an den die Impulsleitung für den DR angeschlossen werden kann. Vielleicht ist es möglich, den Ventilkegel der Dreiwegeventile zu wechseln, was die Investitionskosten minimiert. Ansonsten sollten Zonenventile mit einem möglichst geringen Druckverlust eingesetzt werden, im einfachsten Fall sind das Kugelhähne mit einem elektrischen Stellantrieb.



Abbildung 6-25: Raumthermostat [24], Zonenventil in Flanschausführung [24] (Mitte), Zonenventil in Verschraubungsausführung [24] (rechts)

Die Räume eines Heizkreises werden regelungstechnisch zu einem Raum zusammengefasst. In einem Referenzraum, der das Nutzerverhalten der anderen Räume exemplarisch widerspiegelt, wird ein Raumthermostat installiert, wie in Abbildung 6-25 gezeigt. An diesem Gerät wird die maximale Raumtemperatur und die Betriebszeit eingestellt, die dann auch für die anderen Räume des Heizkreises gilt. Sinnvoll ist hier ein Gerät, an dem auch die Wochenenden und Ferienzeiten einprogrammiert werden können. Am Markt sind selbstadaptierende Raumtemperaturregler verfügbar, die im Laufe des Betriebes die optimale Ein- und Ausschaltzeit selbstständig „erlernen“. Der Raumthermostat wird regelungstechnisch mit den Stellantrieben der Zonenventile verschaltet.

Das zukünftige Regelkonzept zeigt Abbildung 6-26, die Abbildung 6-27 zeigt einen Ausschnitt des Seminarverteilers im optimierten Zustand. Die Thermostatventile an den Heizkörpern bleiben erhalten. Damit ist weiterhin eine individuelle Regelbarkeit der Räume gegeben, jedoch kann die Raumtemperatur in den anderen Räumen nicht über die des Referenzraumes steigen, weil die Zonenregelung als übergeordnete Regelung fungiert. Aber auch im Referenzraum kann über die Thermostatventile eine geringere Raumtemperatur als am Regler für das Zonenventil eingestellt werden. Damit wird verhindert, dass die anderen Räume keine Wärme mehr bekommen. Durch die Thermostatventile kann auch weiterhin auf Fremdwärmequellen reagiert werden, so dass eine Überheizung der Räume vermieden wird.

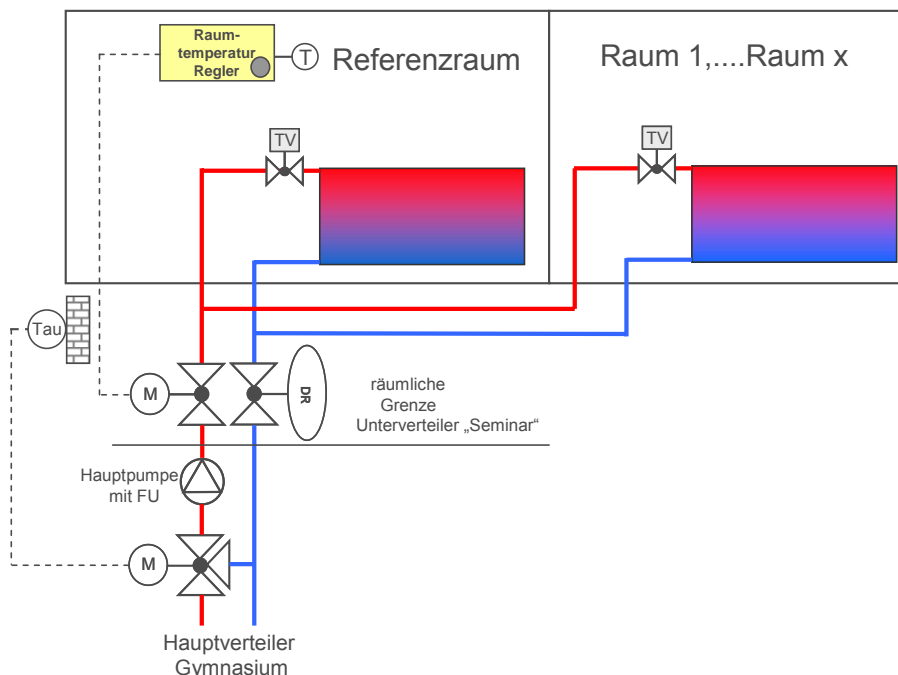


Abbildung 6-26: vereinfachte Darstellung der Regelung für einen Heizkreis: übergeordnete witterungsgeführte Vorlauftemperaturregelung und nachgeschaltete Zonenregelung

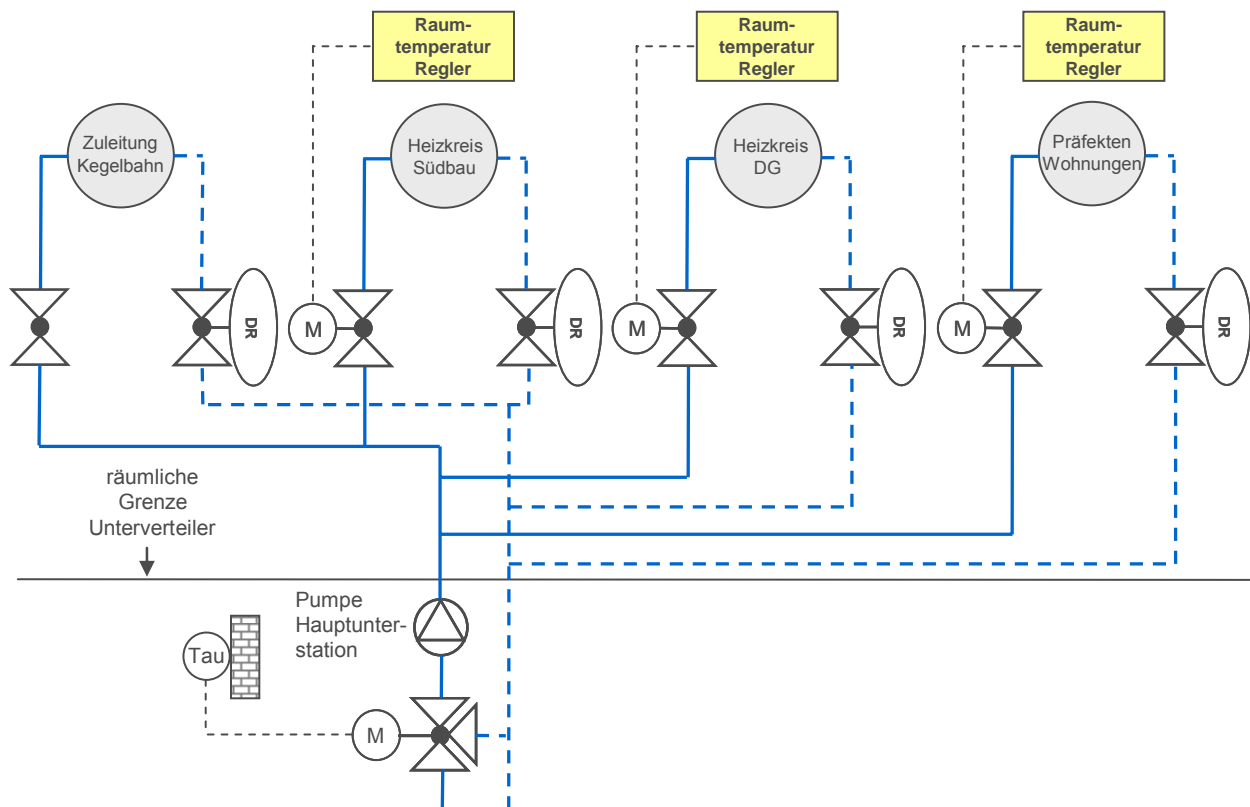


Abbildung 6-27: Verteiler im optimierten Zustand (es sind nicht alle Heizkreise dargestellt)

Die Zonenventile müssen nicht zwingendermaßen in den Unterverteiler montiert werden. In der Regel zweigen von der Verteilungsleitung im Keller die einzelnen Steigestränge ab. Versorgt nun ein Strang einen Gebäudeteil, der stark nach einer Himmelsrichtung ausgerichtet ist oder nur sehr eingeschränkt beheizt werden muss, dann wird empfohlen die Zonenventile in den entsprechenden Strangabschnitt zu montieren. Es dürfen jedoch keine anderen Zonenventile vorgeschaltet sein. Diese Variante erfordert zwar mehr Ventile, diese können in den Strängen jedoch kleiner dimensioniert werden, wodurch sich die Investitionskosten nur leicht erhöhen.

Die Investitionskosten für den Aufbau von separaten Regelzonen betragen in erster Näherung 5.500-7.500 € (zusätzlich zu den in Tabelle 6-2 genannten Kosten), je nach Fabrikat, regelungstechnischen Funktionen der Komponenten und Montageaufwand. Diesen Kosten stehen aber auch gewisse Einsparungen gegenüber, die stark von den Betriebszeiten der Heizkreise abhängen. In [28] werden die energetischen Einsparungen quantifiziert. In der Veröffentlichung wird die Wärmeeinsparung durch elektronische Regler für den Nutzungstyp Büro, welcher mit einem Klassenzimmer vergleichbar ist, mit 11 % angegeben. Die Verringerung des Pumpenstromes beläuft sich auf 7 %.



In einem Forschungsvorhaben der Bundesregierung wurden von der TU Dresden die Energieeinsparmöglichkeiten an Schulen näher beleuchtet. Die Veröffentlichung [29] weist im Sanierungsfall eine jährliche Wärmeeinsparung von 12 % aus, wobei das Ergebnis auf Simulationsrechnungen beruht. Die möglichen Energieeinsparpotentiale der beiden Publikationen sind nahezu deckungsgleich. Somit sollte die Gesamtamortisationszeit der Sanierungsmaßnahmen unter 10 Jahren liegen. Wesentlichen Einfluss auf die Höhe des Einsparpotentials hat die Betriebszeit der Regelzone. Das setzt wiederum ein energetisches Verantwortungsbewusstsein bei den Lehrkräften voraus, weil durch eine intelligente Stundenplanorganisation ein unnötiger Leerstand von Räumen in der Kernzeit vermieden werden kann. Bestimmte Regelzonen können somit früher abgeschaltet werden.

Eine 100%-ige Einzelraumregelung lässt sich mit thermoelektrischen Stellantrieben an jedem Heizkörper umsetzen. Sämtliche Heizkörper sind elektrisch zu verkabeln und an einen Raumthermostaten anzuschließen. Am Markt sind heutzutage Stellantriebe verfügbar, die offene Fenster ohne Fensterkontakte erkennen. Diese Stellantriebe schließen das Ventil, wenn die Raumtemperatur innerhalb von wenigen Minuten stark fällt. Mit einer Einzelraumregelung ließe sich auch eine adaptive Vorlauftemperaturregelung umsetzen. Voraussetzung ist dafür aber eine GLT, an der sämtliche Thermostatventile angeschlossen sind. Wenn alle Thermostatventile eines Heizkreises teilweise geschlossen sind, kann die Vorlauftemperatur soweit abgesenkt werden, bis ein Thermostatventil wieder zu 90 % offen ist. Nähere Informationen zur Einzelraumregelung sind in den Veröffentlichungen [39,40,41] nachzulesen. Die regelungstechnische Ertüchtigung der Räume hat jedoch einen enormen Montageaufwand im Schulgebäude zur Folge. Pro Heizkörper müssen Investitionskosten von ca. 150 € eingeplant werden. Wünscht der Bauherr zusätzlich eine adaptive Vorlauftemperaturregelung, ist die Ertüchtigung der GLT unumgänglich. Erfahrungsgemäß muss in Schulen auch mit Schäden durch mutwillige Zerstörung gerechnet werden, was den Einsatz von elektrischen Stellantrieben problematisch erscheinen lässt. Aus diesen Gründen sollte auf eine klassische Einzelraumregelung verzichtet werden.

6.2.5 Heizkreis „Verbindungsbau“

Bisher wurden immer die Unterstationen der Subnetze analysiert. Es besteht aber auch Optimierungspotential bei den neu aufgebauten Heizkreisen in der Hauptunterstation. Beispielhaft wird das am Heizkreis „Verbindungsbau“ gezeigt, der an den Hauptverteiler im Gymnasium angeschlossen ist.

Analyse des Ist- Zustandes:

Der Heizkreis „Verbindungsbau“ versorgt ein Gebäudeteil der Schule und ist als Beimischschaltung aufgebaut. In den folgenden Abbildungen ist die derzeitige Betriebsweise dargestellt. Dazu wurden die GLT- Daten des Monats Januar 2009 graphisch aufbereitet. In Abbildung 6-28 ist die Betriebsweise zwischen Tag- und Nachtbetrieb sehr markant. Die Regelstrategie der Heizkreispumpe ist nicht nachvollziehbar, da sie teilweise nachts abgeschaltet ist, zu anderen Zeiten aber durchläuft. Hier besteht Optimierungspotential. Abbildung 6-29 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt aus Abbildung 6-28. Hierbei fällt auf, dass die Vorlauftemperatur am Tag als auch in der Nacht auf einen konstanten Sollwert gehalten wird. Eine witterungsgeführte Vorlauf-temperaturregelung findet offensichtlich nicht statt. Die Absenkung der Vorlauftemperatur in der Nacht geschieht durch Verringern des Ventilhubes des Dreiwegeventils.

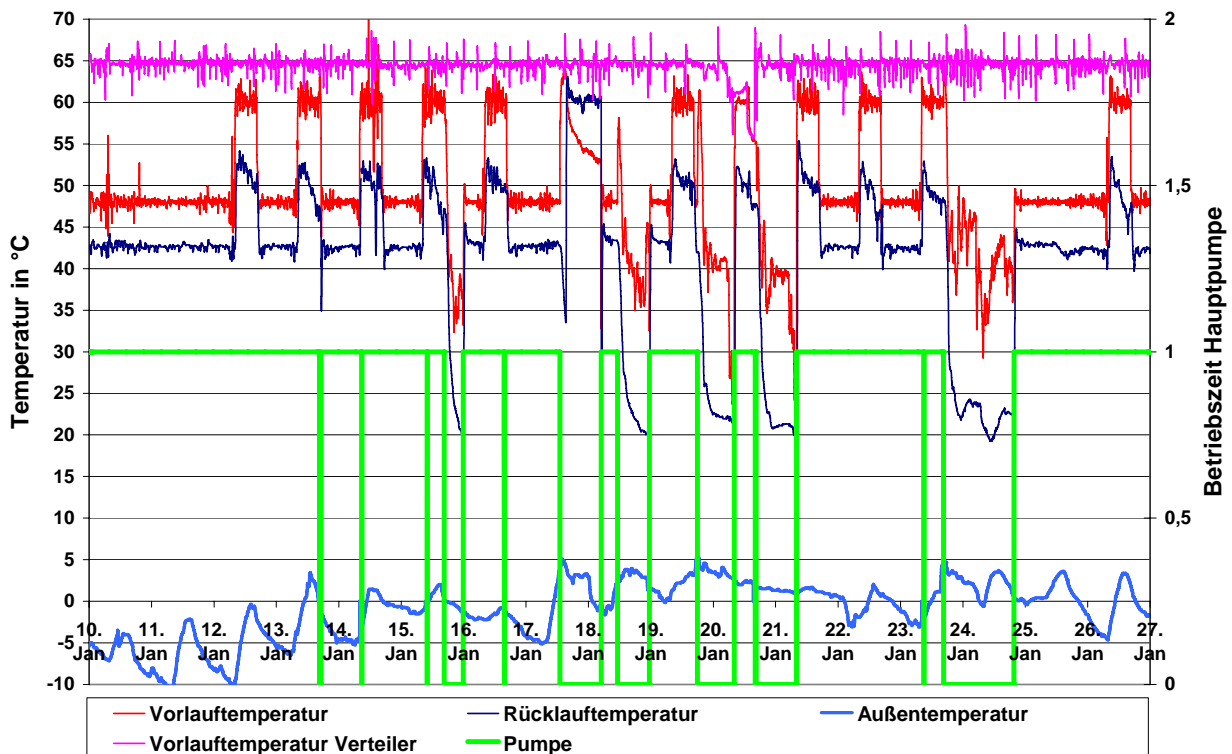


Abbildung 6-28: GLT- Daten der Unterstation „Verbindungsbau“

Die Beimischschaltungen des Hauptverteilers sind druckbehaftet angeschlossen. In Abbildung 6-29 wird deutlich, dass das Regelventil durch Hubänderungen versucht die Vorlauftemperatur auf dem Sollwert zu halten. Weil die anstehende Vorlauftemperatur am Verteiler mit ca. 65°C relativ konstant ist, sind die Hubänderungen allein auf die gegenseitige Beeinflussung mit den anderen am Hauptverteiler angeschlossen Heizkreisen zurückzuführen, was bereits in vorherigen Abschnitten diskutiert wurde. Das wird besonders dadurch deutlich, weil die Pumpen P13



und P14 in Abbildung 6-6 auf konstanter Drehzahl laufen und somit keine Störgröße darstellen. Ferner wird in Abbildung 6-29 deutlich, dass die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf relativ gering ist und in der Regel keine größeren Schwankungen aufweist.

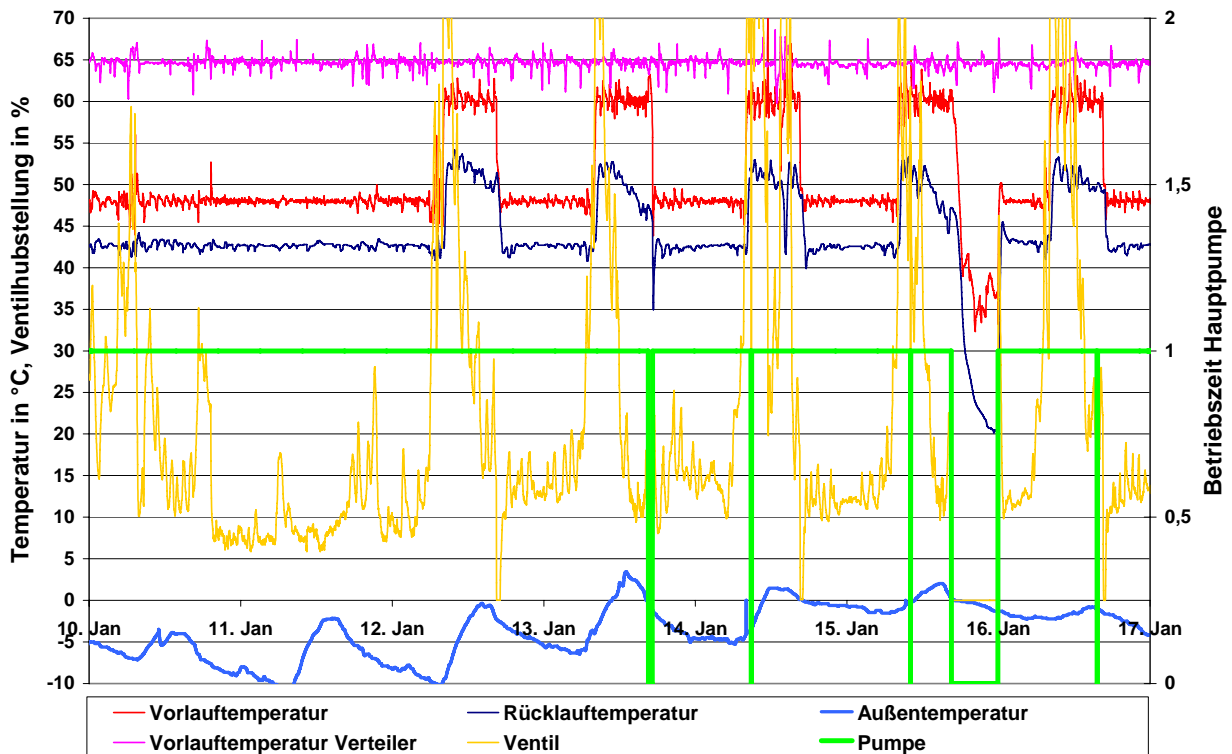


Abbildung 6-29: GLT Daten "Verbindungsbau für eine Woche im Januar 2009"

Werksmäßig sind die Grundfos Magna Pumpen auf „Auto Adapt“ voreingestellt, was aber nicht automatisch die optimale Einstellung an den tatsächlichen Bedarf bedeutet. Bei der „Auto Adapt“ Funktion ist zwar auch die Proportionaldruckregelkennlinie hinterlegt, die werksmäßig voreingestellte Förderhöhe von 3mWs ist jedoch nicht veränderbar.

Optimierungsvorschlag:

Als Optimierungsmaßnahme wird vorgeschlagen, die Pumpe auf Proportionaldruck mit Nachtabsenkung einzustellen und eine witterungsgeführte Vorlauftemperaturregelung zu realisieren. Die Förderhöhe sollte empirisch ermittelt werden, wobei ein Startwert von 2 mWs vorgeschlagen wird. Ein Temperatursensor in der Pumpe registriert die Absenkung der Vorlauftemperatur. Wenn es nun in den Räumen kälter wird, kann es je nach Stellung des Thermostatkopfes zu einem Öffnen der Thermostatventile kommen, worauf die Pumpe im Normalfall mit Erhöhung der Drehzahl reagiert. Durch die Einstellung „Nachtabsenkung“ wird diese Reaktion vermieden.



Im Allgemeinen sollten alle Pumpen, die nachts Räume mit abgesenkter Raumtemperatur versorgen, nachts auch mit verminderter Drehzahl betrieben werden. An den Grundfos Magna Pumpen leuchtet das Sonne/Mond Symbol, wenn die Nachtabenkung aktiviert ist.

6.2.6 Unterstation „Verbindungsbau“ (Altbau)

Analyse des Ist- Zustandes:

Auch diese Unterstation, die sich im Gebäudeteil „Verbindungsbau“ befindet, ist an den Hauptverteiler im Gymnasium angeschlossen. Die Unterstation besteht aus vier Heizkreisen mit elektronisch geregelten Pumpen älterer Bauart. Die einzelnen Heizkreise sind als Beimischschaltung mit Mischern der Firma Centa aufgebaut. Der Wärmeleistungsbedarf der Unterstation beträgt bei $-9,5\text{ °C}$ ca. 125 kW. Mit Gleichung (13) kann daraus eine Auslegungswärmeleistung von ca. 150 kW berechnet werden.

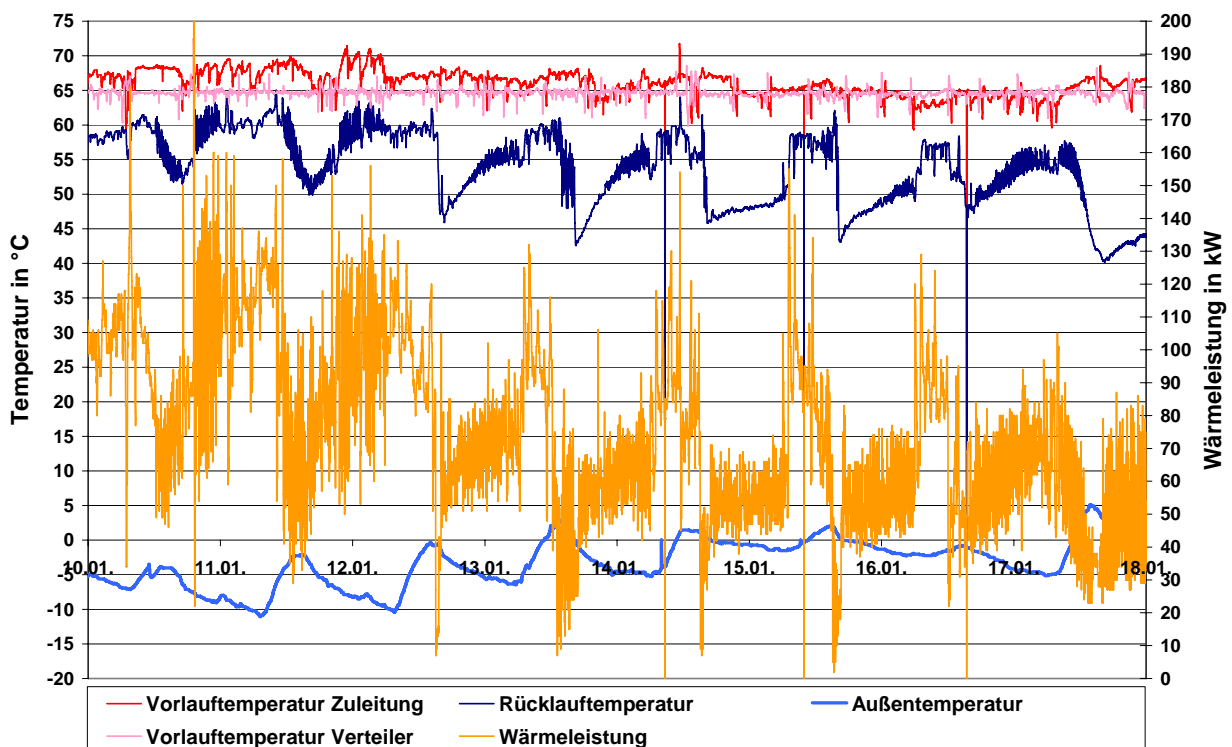


Abbildung 6-30: GLT- Daten der Unterstation Verbindungsbau (Altbau) im Januar 2009

Die GLT- Daten sind z.T. sehr schwer zu deuten, weil die Drehzahlen der Heizkreispumpen, die verbraucherseitigen Vorlauftemperaturen und die Ventilhübe nicht aufgezeichnet werden können. Den ersten Widerspruch erkennt man anhand der unterschiedlichen Vorlauftemperaturen. In der Zuleitung zur Unterstation ist die Vorlauftemperatur höher als die Vorlauftemperatur, die

am Hauptverteiler ansteht. Es kann sich hierbei nur um einen defekten Fühler handeln, weil die Verbrauchervorlauftemperatur „Verbindungsbau“ im gleichen Zeitraum geringer ist, wie Abbildung 6-29 zeigt.

Derzeit ist die Hauptpumpe ausgeschaltet, welche das Wasser vom Hauptverteiler zur Unterstation fördern soll. Das Betriebspersonal vermutet auch hier stark überdimensionierte Heizkreispumpen, die zudem noch auf 5-7 mWs Förderhöhe eingestellt sind. Geht man von einer gewissen Beimischung über die Mischer aus, dann ist die Vor- Rücklauf temperaturspreizung noch geringer als Abbildung 6-30 verdeutlicht. Die regelmäßigen und starken Abfälle der Rücklauf-temperatur sind laut Aussage des Betriebspersonals auf eine Absenkung der Pumpendrehzahl bei den Heizkreispumpen zurückzuführen.

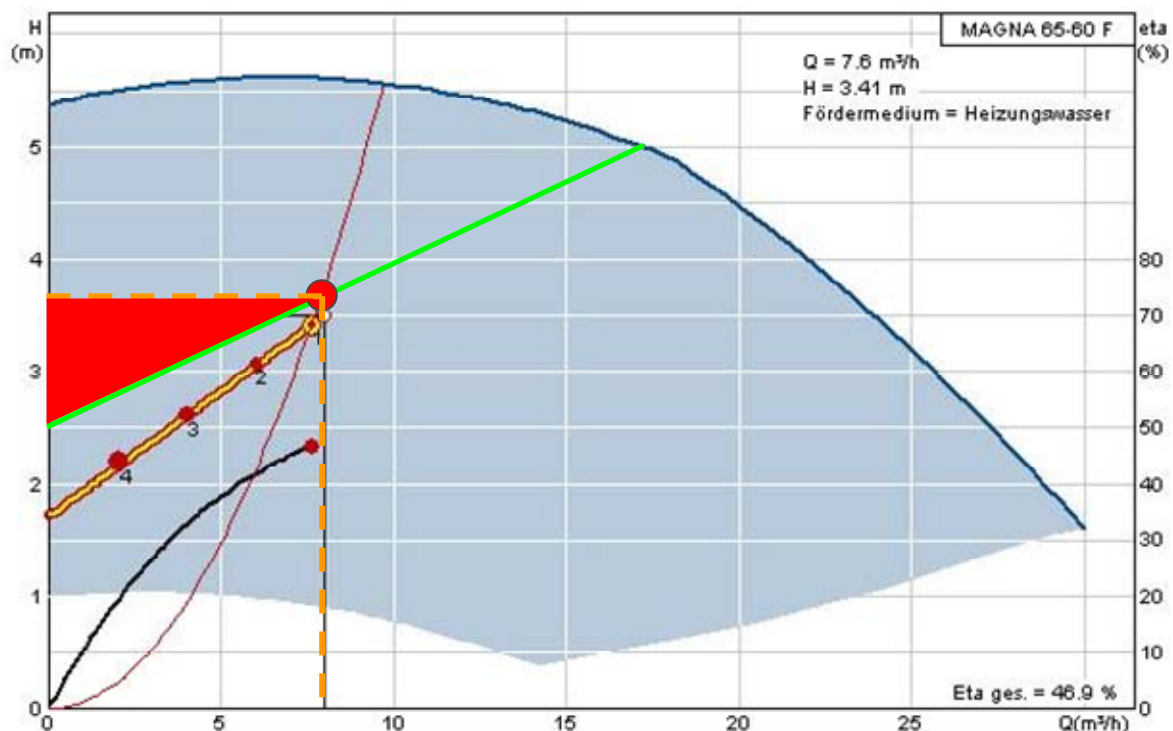


Abbildung 6-31: Kennlinienverlauf der Hauptpumpe bei alleiniger Versorgung der Heizkreise

Optimierungsvorschlag:

Nach Rücksprache mit der Klostersverwaltung haben die Heizkreispumpen des Unterverteilers gleiche Betriebszeiten. Dementsprechend können auch diese vier Heizkreise zu einem zusammengefasst werden. Wie schon beim Heizkreis „Seminar“ ist ein neues Dreiwegeventil in den Hauptverteiler nachzurüsten. Das Kennfeld mit dem Betriebspunkt der Hauptpumpe im Hauptverteiler zeigt die Abbildung 6-31. Daraus ist ersichtlich, dass die Hauptpumpe die Versorgung



ohne Unterstützung übernehmen kann. Die Pumpe muss neben den hydraulischen Widerständen im Verteilnetz auch den Druckverlust des neuen Dreiwegeventils überwinden. Das Kennlinienfeld macht aber auch deutlich, dass die Pumpe überdimensioniert ist, weil der Pumpenwirkungsgrad nicht im Bestpunkt liegt. Ein Austausch ist aus betriebswirtschaftlicher Sicht aber nicht zu empfehlen. Aus energetischen Gründen sollte die Pumpe auf Proportionaldruckregelung mit Nachtabsenkung eingestellt werden. An der Pumpe ist die Förderhöhe auf 5 mWs zu programmieren. Die Regelkennlinie verläuft dann entlang der grünen Kennlinie. Aufgrund der festen hydraulischen Widerstände des Rohrnetzes ändert sich die Anlagenkennlinie nicht. Demzufolge stellt sich der rote Betriebspunkt ein. Das blaue Feld unterhalb der grünen Regelkennlinie und der senkrechten gelb gestrichelten Linie repräsentiert den Jahresstrombedarf bei Proportionaldruckregelung. Die Fläche innerhalb des gelb gestrichelten Rechtecks stellt hingegen den Jahresstrombedarf bei Konstantdruckregelung dar. Demzufolge zeigt das rote Dreieck den Mehrverbrauch an Pumpenstrom bei Konstantdruckregelung, der auf die schlechteren Wirkungsgrade und die konstante Förderhöhe zurückzuführen ist. Die Konstantdruckregelung führt besonders im Schwachlastbetrieb zu Geräuschproblemen an den Thermostatventilen, wenn keine Differenzdruckregler eingebaut sind.

Die Zonenregelung ist bei dieser Unterstation besonders empfehlenswert, da die Räume einer gemeinsamen Himmelsausrichtung oder eines Nutzungsprofils bereits zu einem der vier Heizkreise zusammengefasst wurden. Analog zum Unterverteiler „Seminar“ sind die Pumpen und Mischer zu demontieren und DR sowie Zonenventile in den Heizkreisen zu installieren. Das Dreiwegeventil für die Regelung der außen-temperaturabhängigen Vorlauf-temperatur muss ebenfalls nachgerüstet werden. Das Regelkonzept funktioniert wie in Abbildung 6-26 gezeigt. Die jährliche Einsparung für den vermiedenen Pumpenstrom beträgt ca. 400 €/a. Als Einsparung kann nur der tatsächlich benötigte Pumpenstrom angesetzt werden. Denn bei den momentan eingestellten Förderhöhen belaufen sich die jährlichen Energiekosten auf ca. 1.000 €/a. Für den Aufbau der Zonenregelung, bestehend aus DR, Zonenventilen und Raumthermostaten, müssen Investitionskosten in Höhe von 4.000- 4.500 € eingeplant werden.



6.3 Nachgeschaltetes Wärmeverteilnetz der Hauptunterstation „Exerzitenhaus“

6.3.1 Fernleitung „Ottilienheim“

Analyse des Ist-Zustandes:

Diese Hauptunterstation hat zwei wesentliche Subnetze mit weiteren Unterverteilern in anderen Gebäuden. Eine Unterstation ist in der Gaststätte „Emminger Hof“, die aber hier nicht näher beleuchtet wird. Das größte und verzweigteste Subnetz ist der Heizkreis „Ottilienheim“. An dieses Netz sind zahlreiche Gebäude angeschlossen, wie z.B. das Ottilienheim, der EOS- Verlag, die Prokura und der Klosterladen, um die wichtigsten zu nennen. Zum Teil sind dabei mehrere Unterstationen in Reihe hintereinander geschaltet, wobei jeweils eine Zubringerpumpe das Wasser zur nächsten Unterstation fördert.

Die Abbildung 6-32 stellt das Subnetz mit den wichtigsten Pumpen vereinfacht dar. Bekannterweise fließt das Wasser immer den Weg des geringsten Widerstandes, was bei einem nicht abgeglichenen Rohrnetz zu undefinierten Zuständen führt. Die Hauptpumpe sollte im Idealfall jederzeit die richtige Wassermenge an die Unterverteiler fördern. Derzeit kann jedoch davon ausgegangen werden, dass sich jede Heizkreispumpe das Wasser „holt“, was sie bekommen kann, mit unterschiedlicher Unterstützung der Hauptpumpe.

Optimierungsvorschlag:

Für eine optimale Wasserverteilung wird empfohlen, vor den Unterverteilern (Punkte „A“) mindestens ein Strangabgleichventil, besser jedoch ein DR einzubauen. Das Strangreguliertventil, welches in der Anschaffung wesentlich günstiger ist als ein DR, ist nichts anderes als eine feste Drosseleinrichtung, die auf den Auslegungsfall eingestellt wird. Im Teillastfall verliert es seine Funktion. In diesem Betriebsfall ist das Netz nicht mehr hydraulisch abgeglichen, was folglich zu Über- und Unterversorgungen von Heizkörpern führt und letztendlich die thermische Behaglichkeit und den elektrischen und thermischen Energieeinsatz beeinflusst. Bei der Auswahl der DR ist darauf zu achten, dass der Wirkdruck möglichst gering ist, weil sonst die Hauptpumpe gewechselt werden müsste. Der Wirkdruck ist der erforderliche Mindestdruck am DR, damit eine Druckregelung überhaupt stattfinden kann. Durch die DR vergrößert sich auch der Regelbereich und das Energiesparpotential der Hauptpumpe, weil ungewollte Überströmungen ausgeschaltet sind. Ferner sollte man nach dieser Maßnahme austesten, ob auf die Zubringerpumpe zu den Villen nicht verzichtet werden kann. Ebenso könnte auch dort ein DR montiert werden, der sich erfahrungsgemäß in sehr kurzer Zeit amortisiert.

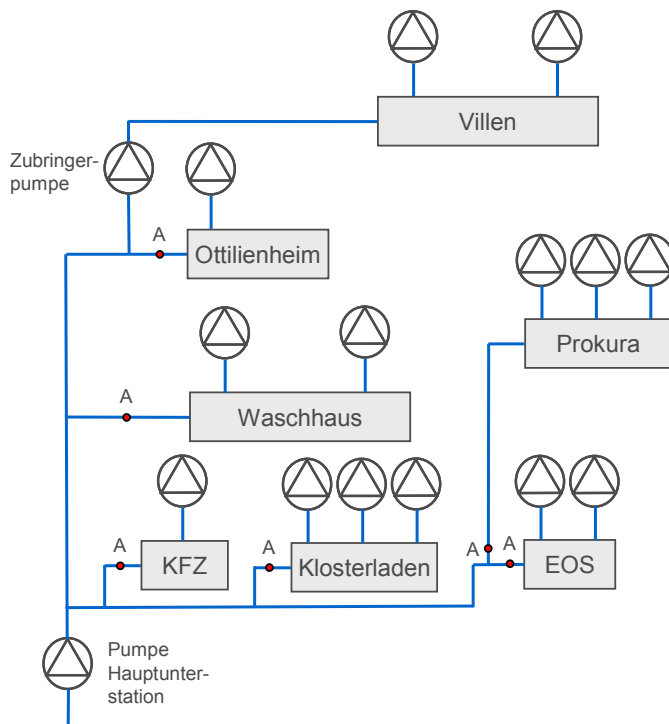


Abbildung 6-32: prinzipieller hydraulischer Aufbau des Subnetzes „Ottilienheim“

6.3.2 Heizkreise „Exerzitienhaus Ost“ und „Meditationsraum Dachgeschoss“

Analyse des Ist-Zustandes:

An den Hauptverteiler im Exerzitienhaus sind zwei Heizkreise angeschlossen, die sowohl statische Heizflächen als auch jeweils zwei Lüftungsgeräte mit Heizwasser versorgen. Vom Hauptstrang im Erdgeschoss zweigt jeweils eine Rohrleitung ab, die bis ins Dachgeschoss führt, wo sich die Lüftungsgeräte befinden. Das Dach ist nicht wärmedämmend, so dass die Heizregister im Winter ständiger Frostgefahr ausgesetzt sind. Die Lüftungsgeräte versorgen die Gästezimmer im Exerzitienhaus mit Frischluft. Sie bestehen aus einer hocheffizienten Wärmerückgewinnung mit einem nachgeschalteten Heizregister. Der Zuluftvolumenstrom der zweistufigen Ventilatoren schwankt je nach Gerät zwischen 1.100 und 2.100 m³/h. Die Heizregister der Lüftungsgeräte sind als Beimischschaltung ausgeführt, wobei vor dem Bypass des Dreiwegeventils eine weitere feste Kurzschlussleitung den Vorlauf mit dem Rücklauf verbindet. Damit steht ständig heißes Vorlaufwasser am Gerät an, was aufgrund der Frostgefährdung prinzipiell richtig ist. Die Pumpe am Lüftungsgerät muss auch bei abgeschaltetem Ventilator in Betrieb sein, um ein Einfrieren des Heizregisters zu verhindern.

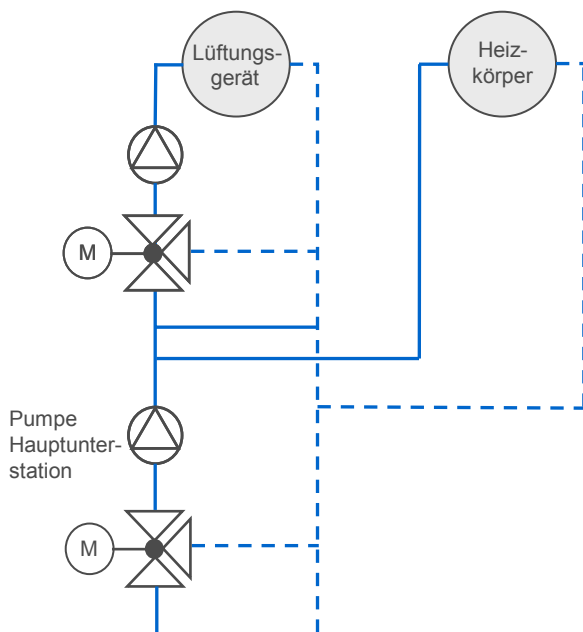


Abbildung 6-33: Hydraulischer Aufbau des Heizkreises „Exerzitieshaus Ost“ im Ist-Zustand

Bei dem hydraulischen Aufbau nach Abbildung 6-33 muss die Vorlauftemperatur auf den Verbraucher mit der höchsten Anforderung geregelt werden. Die Betriebszeiten der Lüftungsgeräte und der Heizkörper sind dazu auch noch unterschiedlich. Dass die Vorlauftemperatur für das Lüftungsgerät zweimal geregelt wird, kann in diesem Fall hingenommen werden, weil die Heizregister immer eine geringere Vorlauftemperatur als die Heizkörper benötigen. Wäre für die Lüftungsgeräte eine eigene Heizgruppe vorgesehen gewesen, so wären die Wärmeverluste deutlich geringer, da man auch mit niedrigen Vorlauftemperaturen das Einfrieren verhindert. Weil das Exerzitieshaus jedoch gerade saniert wurde, stünde die Schaffung eines eigenen Heizkreises für die vier Lüftungsgeräte in keinem Verhältnis zu den energetischen Einsparungen. Deshalb müssen andere Lösungen gefunden werden.

Die hydraulische Schaltung für das Lüftungsgerät kann wie eine Einspritzschaltung betrachtet werden. Wie bereits in Kapitel 5.5.3 ausgeführt, wird bei der Einspritzschaltung primär- und sekundärseitig ein konstanter Volumenstrom umgewälzt. Bei der hydraulischen Verschaltung nach Abbildung 6-33 kann die Hauptpumpe ihre Drehzahl nur in geringem Maße reduzieren, wenn die Thermostatventile an den statischen Heizflächen schließen. Andere Regelstrategien für die Hauptpumpe führen ebenfalls nicht zu dem gewünschten Ziel, den Förderstrom dem tatsächlichen Bedarf anzupassen, wie die folgende Überlegung zeigt. Eine Reduzierung der Pumpendrehzahl aufgrund der sich ändernden Rücklauftemperatur im Teillastfall kann nicht erfolgen, da die Rücklauftemperatur ein gegenläufiges Verhalten zeigt. Am Lüftungsgerät steigt im Teillast-

fall die Rücklauf­temperatur, weil eine größere Menge an Vorlaufwasser über den Kurzschluss vor dem Dreiwegeventil gefördert wird. Dadurch dass die Thermostatventile an den Heizkörpern den Volumenstrom im Teillastfall drosseln, sinkt die Rücklauf­temperatur ab. Insgesamt stellt sich eine Mischrücklauf­temperatur ein. Außerdem ist das Betriebsverhalten der beiden Verbraucher sehr unterschiedlich, so dass andere Lösungen erarbeitet werden müssen.

Die graphische Auswertung der GLT- Daten für einen Zeitraum im Januar 2009 ist beispielhaft in Abbildung 6-34 dargestellt. Die Vorlauf­temperatur ist nahezu konstant. Sie wird offensichtlich nicht nach der Außentemperatur geregelt. Die Rücklauf­temperatur schwankt jedoch mit der Betriebszeit der beiden Lüftungsgeräte. Tagsüber, wenn die Lüftungsgeräte in Betrieb sind, ist die Rücklauf­temperatur wesentlich geringer als in der Nacht, weil nachts das Heizwasser ungenutzt über die Bypässe der Dreiwegeventile strömt. Weil im Dachgeschoss im Winter ständig Einfrier­gefahr besteht, kann die Hauptpumpe nachts nicht abgeschaltet werden.

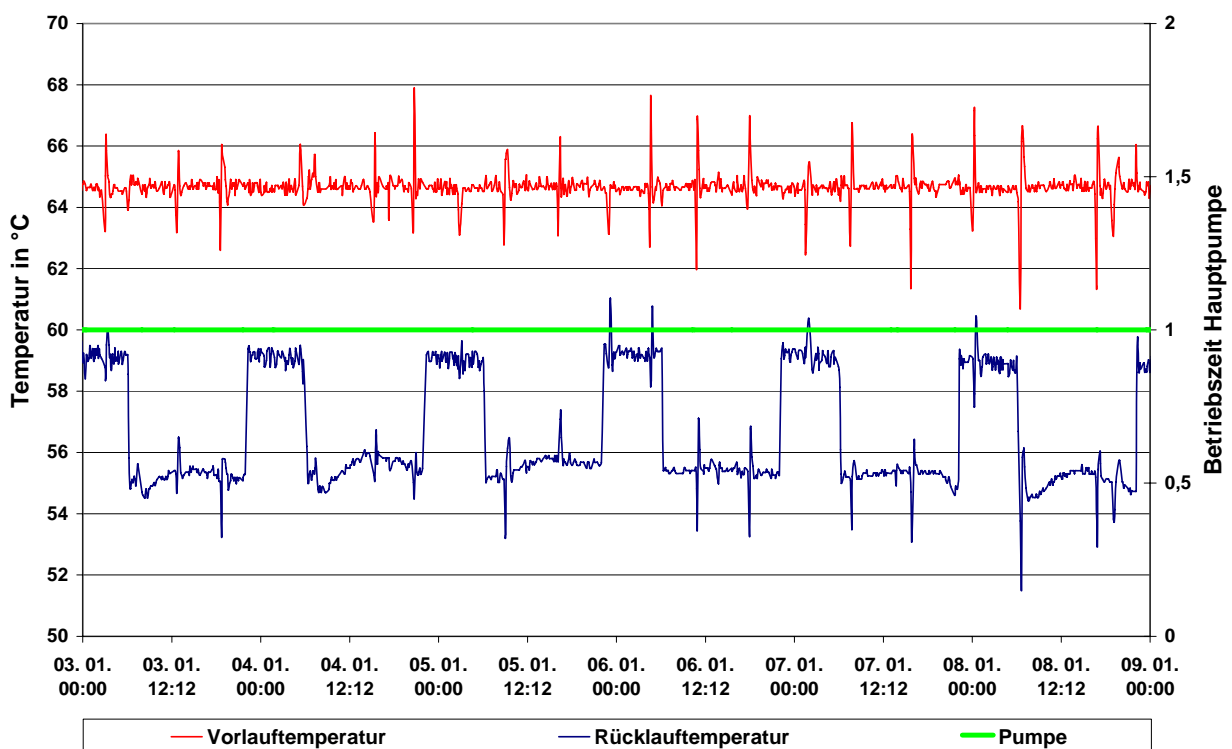


Abbildung 6-34: GLT- Auswertung für den Heizkreis „Meditationsraum DG“ im Januar 2009

Optimierungsvorschlag:

Die hydraulische Schaltung des Lüftungs­gerätes kann nun dahingehend optimiert werden, wenn man eine Schaltung gemäß Abbildung 6-16 vorsieht. Damit ist nach wie vor der konstante Volumenstrom über das Heizregister sichergestellt. Schließt jedoch das Regelventil, kann die Hauptpumpe mit verminderter Drehzahl betrieben werden. Beim Ventilhersteller ist zu erfragen,

ob der jetzige Ventilkegel durch einen Drosselkegel ersetzt werden kann, um den Montageaufwand möglichst gering zu halten. Das Dreiwegeventil kann auch beibehalten werden, sofern sichergestellt ist, dass es bei abgeschalteter Pumpe am Lüftungsgerät in Beimischstellung steht.

Die hydraulische Schaltung kann weiter optimiert werden, wenn man die Überströmung mit einem Motorventil auf eine Mindesttemperatur (z.B. 40 °C) im Rücklauf regelt. Im Gegensatz zu einem schlecht ausgelegten Drosselventil in der Bypassleitung ist durch das motorgeregelte Ventil die maximale Reduzierung der Pumpendrehzahl garantiert. Durch das Motorventil stehen zahlreiche regelungstechnische Strategien zur Energieeinsparung zur Verfügung. So kann z.B. das Motorventil bei abgeschaltetem Ventilator geschlossen werden, wenn keine Frostgefahr besteht (Außentemperatur >5 °C). Daraus resultieren dann geringere Wärmeverluste über die Rohrleitungen, wenn die Pumpe am Lüftungsgerät auch abschaltet und das Dreiwegeventil geschlossen wird. Voraussetzung dafür ist eine Integration der Heizregisterpumpe und des Dreiwegeventils in die Regelstrategie. Ist dagegen das Lüftungsgerät in Betrieb, kann das Motorventil den Bypass ebenfalls absperrn, um eine unnötige Rücklauftemperaturenhebung zu verhindern. Ferner sollte geprüft werden, ob die Außentemperatur auf die Hauptpumpe aufschaltet werden kann. Logischerweise könnte auch nachts die Hauptpumpe abgeschaltet werden, wenn keine Einfriergefahr für die Heizregister besteht.

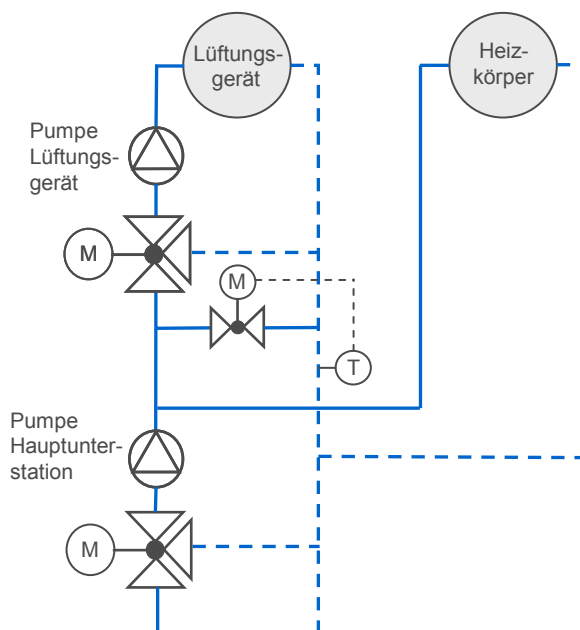


Abbildung 6-35: Optimierter Zustand mit geregelter Überströmung



Weil das Exerzitienhaus als Gästehaus betrieben wird, ist es nahe liegend über eine Einzelraumregelung mit einer Zimmerbelegungsregistrierung nachzudenken, denn erfahrungsgemäß sind nicht immer alle Zimmer belegt. Es wurde bereits erörtert, dass mit der Einzelraumregelung große Einsparungen, aber auch große Investitionen verbunden sind. Nicht unerhebliche Einsparungen sind auch mit geschultem Personal zu erzielen. Den Reinigungskräften sollte z.B. eine Liste vorliegen, aus der die Zimmerbelegung für einen Monat hervorgeht. Sind Zimmer für einen bestimmten Zeitraum nicht belegt, sollten die Thermostatventile auf Stufe 1 oder 2 eingestellt werden. Erst 12 oder 24 Stunden vor Ankunft der Gäste werden die Thermostatventile in den entsprechenden Zimmern geöffnet. Oftmals werden Zimmer nur aus reiner Unwissenheit beheizt, weil das Personal, welches täglichen Zugang zu den Zimmern hat, nicht über den aktuellen und zukünftigen Belegungszustand informiert ist. Durch die vorausschauende Planung und die konsequente Umsetzung können ähnlich hohe Einsparungen wie bei einer elektronischen Einzelraumregelung erwartet werden.

6.3.3 Unterverteiler in der „Prokura“

Handlungsbedarf besteht auch im Gebäude Prokura (Missionsprokura). Wie aus Abbildung 6-32 ersichtlich, zweigt die Nahwärmeleitung zur Prokura kurz vor dem Verteiler des EOS- Verlages ab, wobei sich der Abzweig in der Heizzentrale des EOS- Verlages befindet.

Analyse des Ist- Zustandes:

Im Heizraum der Prokura ist ebenfalls ein ungeregelter Heizkreis vorhanden. Er ist an die Warmwasserbereitung (Warmwasserspeicher) mit angeschlossen, wie Abbildung 6-36 zeigt. Dies ist aus zweierlei Hinsicht energetisch ungünstig. Erstens muss die überdimensionierte Doppelpumpe in Abbildung 6-36 immer laufen, wenn die Heizkörper Wärme fordern, auch wenn der Warmwasserspeicher längst geladen ist. Zweitens entstehen aufgrund der unregelmäßigen Vorlauftemperatur erhöhte Wärmeverluste über die Rohrleitungen, wie in Kapitel 7 noch aufgezeigt wird. Erfreulicherweise ist in diesem Fall einer der beiden Pumpenmotoren defekt. Normalerweise wird die Pumpe bei Erreichen der Sollwarmwassertemperatur abgeschaltet. Das Dreiwegeventil vor dem Warmwasserspeicher geht dann zwar in Bypassstellung, so dass kein Heizwasser mehr in den Speicher fließt, die Pumpe läuft jedoch weiter mit konstanter Drehzahl. In den zweiten Bypass ist ein Überströmventil eingebaut, das bei zu hohem Differenzdruck öffnen soll. Wenn aber der Speicher geladen ist und das Regelventil in Bypassstellung geht, hat das Überströmventil keine Funktion mehr. Logischerweise kann die Kurzschlussleitung entfallen. Letztendlich spiegelt sich die Hydraulik auch in einem schlechten Regelverhalten der Thermostatventile wider. Die Räume heizen sich in der Übergangszeit stark auf, so dass die Thermos-

tatventile in der Folge schließen. Der Differenzdruck an den Ventilen steigt damit an (die Anlagenkennlinie wird steiler), was zu Geräuschbildung und erhöhtem Verschleiß führt. Ein gewisser Druckanstieg wird verhindert, wenn das Heizwasser über den Bypass des Regelventils strömt. Die Bypassleitung und der Warmwasserbereiter sind allerdings hydraulisch nicht abgeglichen. Demzufolge ändert sich die Wasserverteilung in dem unregulierten Heizkreis mit dem Stellhub des Dreiwegeventils. Ist der Druckverlust des Wärmetauschers im Speicher größer als 0,2 bar, dann steht beim Ladevorgang im ungünstigsten Fall dieser Differenzdruck auch an den Thermostatventilen an, die dann beginnen zu „pfeifen“. Die Geräuschbildung der Thermostatventile ist damit auch an die Aufheizcharakteristik des Warmwasserspeichers gekoppelt.

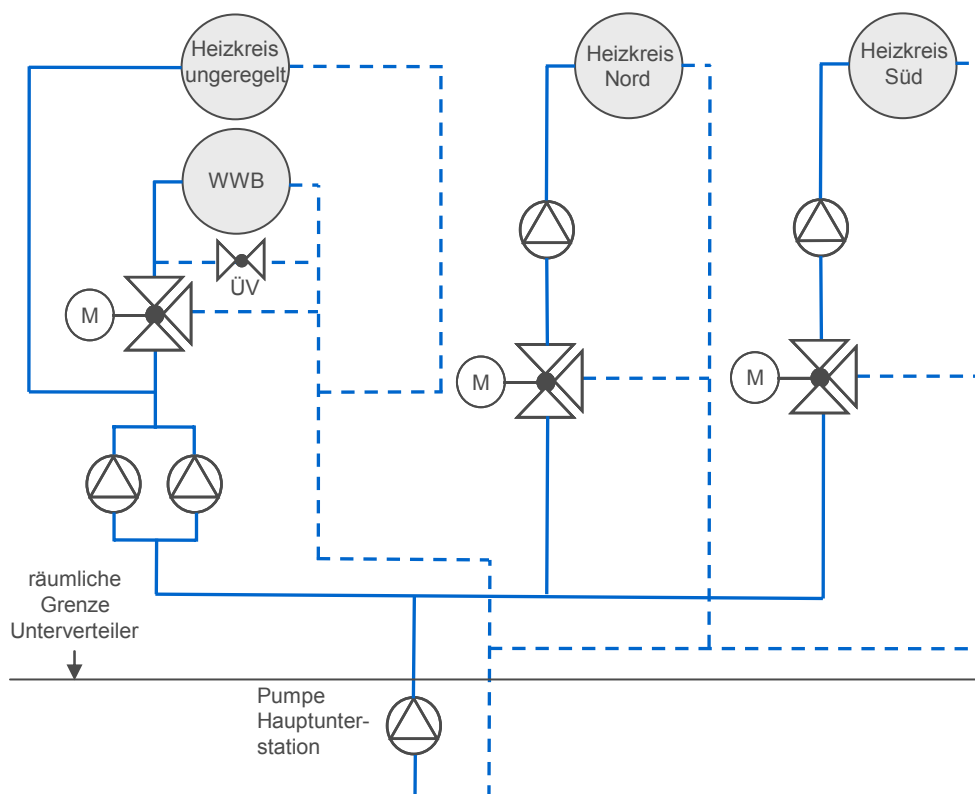


Abbildung 6-36: Hydraulischer Aufbau Unterstation Prokura

Bei der Vor-Ort- Begehung fiel die geringe Temperaturspreizung in den Heizkreisen auf. Dies lässt auf eine Überdimensionierung der Heizkreispumpen schließen, was im Folgenden näher untersucht wird. Hilfreich ist, dass diese Unterstation über einen Wärmemengenzähler vor dem Verteiler verfügt, so dass dessen Daten für technische und kaufmännische Auswertungen herangezogen werden können.



In der Heizungstechnik kann ein vereinfachter linearer Zusammenhang zwischen momentaner Anlagenbelastung und der Belastung im Auslegungsfall gebildet werden. Der Belastungsgrad ist das Verhältnis aus momentanem Wärmeleistungsbedarf \dot{Q} bei der Außentemperatur t_{au} zum Auslegungswärmebedarf \dot{Q}_N bei der Auslegungstemperatur $t_{au,N}$ der Heizungsanlage. Er ist wie folgt definiert:

$$\varphi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_N} = \frac{t_i - t_{au}}{t_i - t_{au,N}} = \frac{\dot{m} \cdot c \cdot (t_{VL} - t_{RL})}{\dot{m}_A \cdot c \cdot (t_{VL,A} - t_{RL,A})} \quad \text{Gleichung (13)}$$

mit

t_i - Raumtemperatur [°C]

t_{VL} - momentane Vorlauftemperatur [°C]

t_{RL} - momentane Rücklauftemperatur [°C]

$t_{VL,A}$ - Auslegungsvorlauftemperatur [°C]

$t_{RL,A}$ - Auslegungsrücklauftemperatur [°C]

\dot{m} - momentaner Massenstrom [kg/s]

\dot{m}_A - Auslegungsmassenstrom [kg/s]

c - spezifische Wärmekapazität Heizmedium [kJ/kg · K]

Insgesamt wurden an drei verschiedenen Tagen Messungen durchgeführt. Dabei wurden die Daten des Wärmemengenzählers, die Heizmitteltemperaturen und die Außenlufttemperaturen aufgenommen. Die Außenlufttemperaturen wurden auch mit den GLT- Daten verifiziert. Aus diesen Werten kann mit Gleichung (13) die momentane Belastung und daraus mit der Leistungsangabe des Wärmemengenzählers die Heizlast im Auslegungsfall berechnet werden, wobei für die Raumtemperatur 20 °C und für die Außenlufttemperatur im Auslegungsfall -16 °C, gemäß DIN EN 12831, angesetzt wird.

Gemäß Tabelle 6-3 liegt die Heizlast für die Prokura zwischen 40 und 45 kW, die Forschungsstelle für Energiewirtschaft hat aus überschlägigen U-Werten eine Heizlast von 67 kW ermittelt. Setzt man die Temperaturspreizung mit 15 K an, dann beträgt der erforderliche Volumenstrom für beide Heizkreise zwischen 2,3 und 2,6 m³/h. Darin ist bereits berücksichtigt, dass die sechs Heizkörper des unregulierten Heizkreises an die beiden anderen Heizkreise umgeschlossen werden.



	Außenluft- temperatur	Wärme- leistung gemäß Wärme- mengenähler	momentane Belastung	Heizlast im Auslegungs- fall	Volumenstrom im Auslegungsfall bei $t_v-t_r=15K$
	°C	kW	%	kW	m³/h
1. Messung	8,5	12,8	0,32	40,0	2,3
2. Messung	-5	31,1	0,69	45,1	2,6
3. Messung	-3,5	26,8	0,65	41,2	2,4

Tabelle 6-3: Messdaten und berechnete Werte ($t_i=20\text{ °C}$, $t_{au,N}=-16\text{ °C}$)

Ist der Massenstrom im Auslegungsfall wie auch im Teillastfall konstant, dann kann der Belastungsgrad auch direkt aus der Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf bestimmt werden.

$$\varphi = \frac{\dot{m} \cdot c \cdot (t_{VL} - t_{RL})}{\dot{m}_A \cdot c \cdot (t_{VL,A} - t_{RL,A})} = \frac{(t_{VL} - t_{RL})}{(t_{VL,A} - t_{RL,A})} \quad \text{Gleichung (14)}$$

Wird die Gleichung (14) nach dem Nenner umgestellt, kann die Auslegungstemperaturspreizung berechnet werden.

$$(t_{VL,A} - t_{RL,A}) = \frac{(t_{VL} - t_{RL})}{\varphi} \quad \text{Gleichung (15)}$$

Für den Belastungsgrad kann auch geschrieben werden:

$$\varphi = \left(\frac{\left(\frac{(t_{VL} + t_{RL})}{2} \right) - t_i}{\left(\frac{(t_{VL,A} + t_{RL,A})}{2} \right) - t_i} \right)^m = \left(\frac{t_{VL} - \frac{(t_{VL}-t_{RL})}{2} - t_i}{t_{VL,A} - \frac{(t_{VL,A}-t_{RL,A})}{2} - t_i} \right)^m = \left(\frac{t_{VL} - \frac{\varphi \cdot (t_{VL,A}-t_{RL,A})}{2} - t_i}{t_{VL,A} - \frac{(t_{VL,A}-t_{RL,A})}{2} - t_i} \right)^m \quad \text{Gleichung (16)}$$

m – Heizkörperexponent

Die Heizkörperexponenten sind herstellerabhängig und liegen zwischen 1,0 für Fußbodenheizung und 1,6 für Konvektoren. Sie beschreiben den Strahlungsanteil der Heizfläche und beeinflussen den Heizkurvenverlauf.



Jetzt kann man Gleichung (16) einfach nach $t_{VL,A}$ umstellen und mit den Gleichungen (13) und (15) die Vorlauftemperatur im Auslegungsfall ermitteln.

$$t_{VL,A} = \frac{t_{VL} - \frac{\varphi \left(\frac{t_{VL} - t_{RL}}{\varphi} \right)}{2} - t_i}{\varphi^{1/m}} + \frac{(t_{VL} - t_{RL})}{2} + t_i \quad \text{Gleichung (17)}$$

Ferner kann aus der Vorlauftemperatur und der Auslegungstemperaturspreizung nach Gleichung (15) die Rücklauftemperatur berechnet werden.

Die Ergebnisse sind in Tabelle 6-4 zusammengestellt. Man erkennt, dass die erste Messung kein brauchbares Ergebnis liefert, weil laut Aussage des Betriebspersonals in der Vergangenheit die Vorlauftemperatur auf maximal 75 °C eingestellt war. Am Tag der 1. Messung war die Anlagenbelastung niedrig. Dementsprechend stärker wirken sich Fremdwärmequellen aus. Die Thermostatventile an den Heizkörpern schließen und verringern so den Durchfluss. Daraus resultiert eine geringere Rücklauftemperatur und eine größere Temperaturspreizung.

		momentane Vorlauftemperatur Heizkreis	momentane Rücklauftemperatur Heizkreis	Vorlauftemperatur im Auslegungsfall	Rücklauftemperatur im Auslegungsfall	Temperaturspreizung Auslegungsfall	Volumenstrom im Auslegungsfall bei 22,5 kW
		°C	°C	°C	°C	K	m³/h
1. Messung	Heizkreis 1	52	44	99,8	74,8	25,0	0,8
2. Messung	Heizkreis 1	60	54	73,6	64,9	8,7	2,3
2. Messung	Heizkreis 2	64	58	78,9	70,2	8,7	2,3
3. Messung	Heizkreis 1	63	56	80,4	69,6	10,8	1,7

Tabelle 6-4: Temperaturen und Volumenströme (Heizkörperexponent $m=1,3$)

Die 2. Messung repräsentiert die Verhältnisse wesentlich besser. Aufgrund des hohen Belastungsgrades, der fehlenden Sonneneinstrahlung und sonstiger Fremdwärmequellen zum Messzeitpunkt kann von nahezu ungedrosseltem Massenstrom ausgegangen werden. Außerdem liegt die Vermutung nahe, dass einige Heizkörper aufgedreht wurden, die bei höheren Außentemperaturen geschlossen sind. Ein Grund dafür kann der schlechte Wärmedämmstandard der Außenwände sein. Auch die Messwerte der 3. Messung liefern brauchbare Ergebnisse. Die Wärmeleistung im Auslegungsfall wird mit 45 kW für beide Heizkreise festgelegt. Für die Berechnung des Volumenstromes wird sie vereinfacht zu gleichen Teilen auf beide Heizkreise aufgeteilt. Für Radiatoren kann ein mittlerer Heizkörperexponent von $m=1,3$ angesetzt werden.

In beiden Heizkreisen in der Prokura ist die gleiche Pumpe montiert. Beide Pumpen sind auf Stufe 1 eingestellt. Wie die rechte Spalte in Tabelle 6-4 zeigt, beträgt der Volumenstrom bei einer Außentemperatur von $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ und einer Temperaturspreizung von $8,7\text{ K}$ ca. $2,3\text{ m}^3/\text{h}$. Wenn die Anlage jedoch auf 15 K Temperaturspreizung ausgelegt ist, ist nur ein Volumenstrom von ca. $1,5\text{ m}^3/\text{h}$ je Heizkreis erforderlich.

Wie bereits gezeigt, liegt der Betriebspunkt der Anlage bei zu großer Pumpe dort, wo die verlängerte Anlagenkennlinie des Sollbetriebspunktes und die Pumpenkennlinie zusammentreffen. Der Betriebspunkt der Pumpe und die elektrische Leistungsaufnahme ist in Abbildung 6-37 dargestellt.

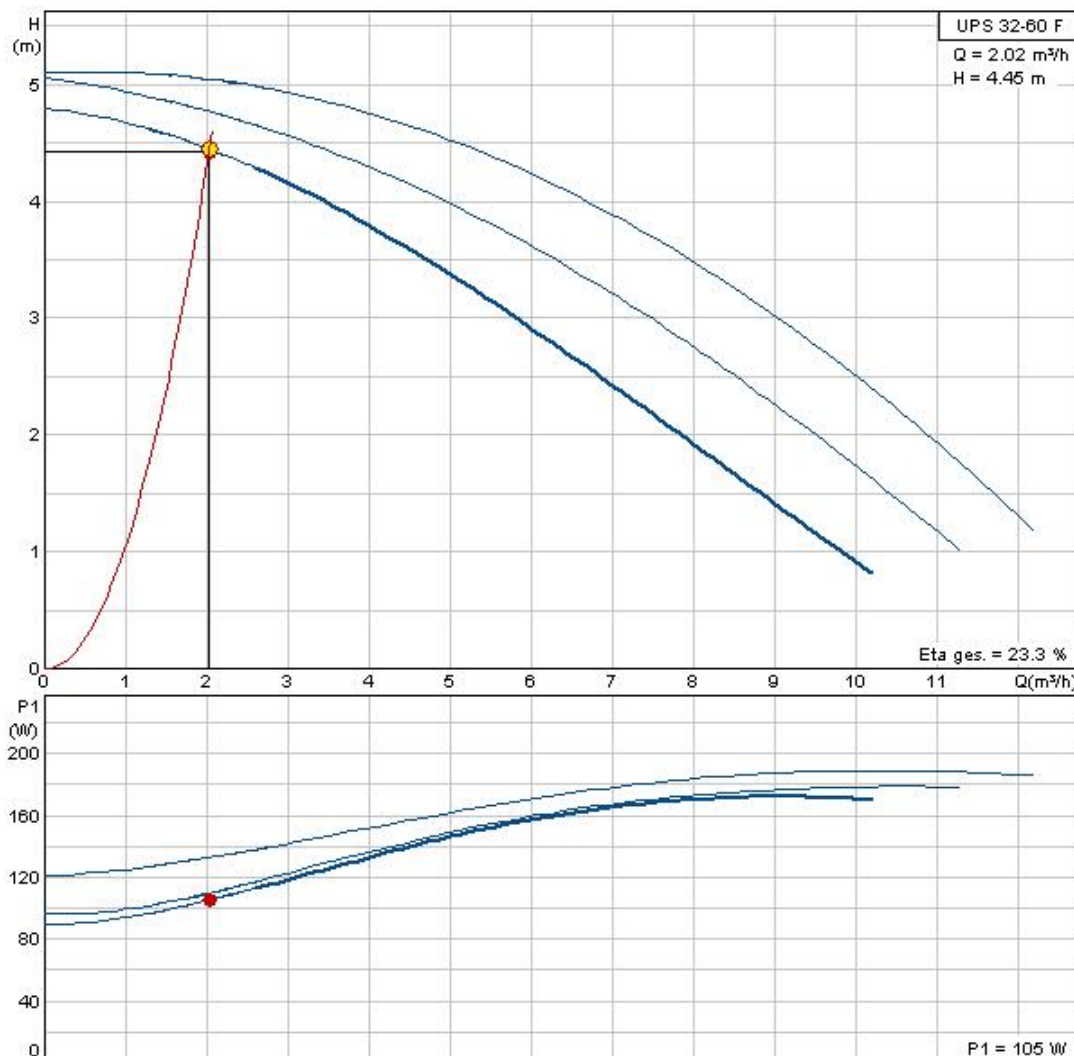


Abbildung 6-37: Pumpen- und Anlagenkennlinie der Heizkreispumpen in der Prokura

Die Förderhöhe von 4,5 mWs verursacht mit Sicherheit jederzeit Geräusche an den Thermostatventilen, weil das Rohrnetz auch sonst nicht mit DR abgeglichen ist. Die Anlage wurde mit bestimmt nicht auf eine Temperaturspreizung von unter 10 K ausgelegt. Vermutlich liegt der projektierte Betriebspunkt bei 1,5 m³/h und 3 mWs. Mit der Grundfos Auslegungssoftware wurde für das Standardprofil und einer Heizgrenze von 15 °C der Jahresenergiebedarf der bestehenden Pumpe ermittelt.

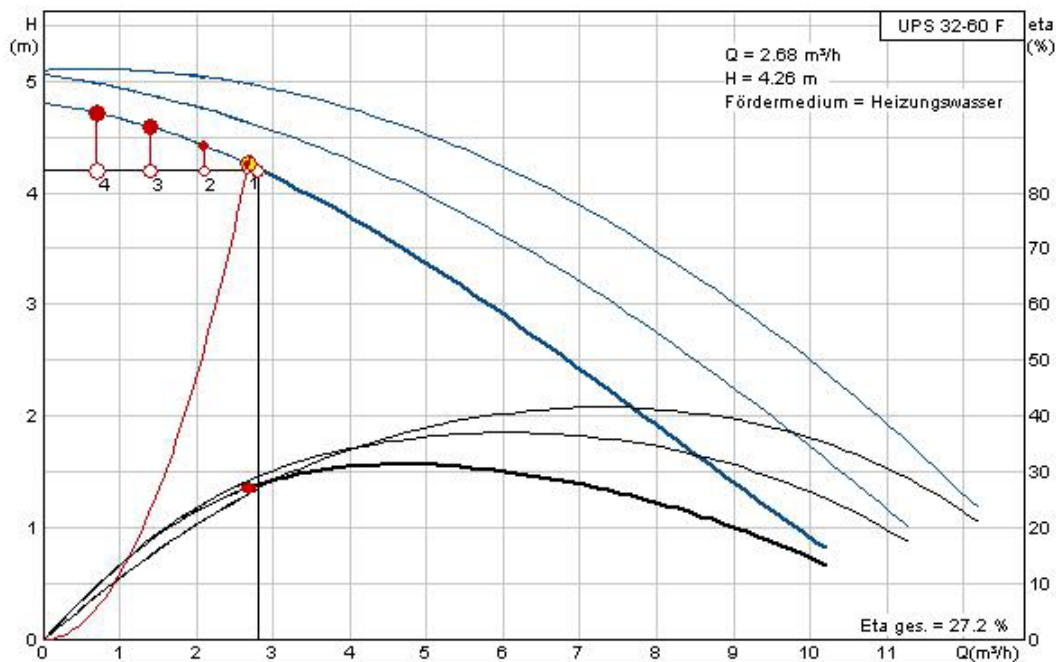


Abbildung 6-38: Betriebspunkte für die Berechnung des jährlichen Strombedarfes

Betriebspunkt	Betriebsstunden	Förderstrom	elektrische Leistungsaufnahme	elektrischer Energieverbrauch	Energiekosten
	h/a	%	kW	kWh/a	€a
1	407	100	0,114	46	7
2	1.019	75	0,106	108	16
3	2.377	50	0,098	233	35
4	2.989	25	0,092	275	41
Summe	6.792			662	99

Tabelle 6-5: Ergebniszusammenstellung für die vier Betriebspunkte der Pumpe UPS 32-60 F

Optimierungsvorschlag:

Die geschilderte Problematik mit dem unregelmäßigem Heizkreis kann nur durch einen Umschluss der Heizkörper an einen der beiden anderen Heizkreise gelöst werden. In jedem Fall ist dieses Netz dann durch einfache DR abzugleichen. Der DR muss auf einen Sollwert von ca. 0,2 bar

eingestellt werden. Darüber hinaus sollte die unregelte Doppelpumpe durch eine deutlich kleinere Pumpe ersetzt werden. Eine drehzahlregelte Pumpe ist für die Warmwasserbereitung nicht erforderlich. Fernerhin wird geraten, die beiden unregulierten Pumpen im Heizkreis „Nord“ und „Süd“ durch energieeffizientere, drehzahlregelte Pumpen zu ersetzen. Die empfohlene Hocheffizienzpumpe, Grundfos Alpha Pro 32-60 180, ist einstellbar und hat bezüglich Förderhöhe noch Spielraum nach oben. Für die Berechnung des Jahresstrombedarfes wird ein maximaler Förderstrom von $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ und eine Förderhöhe von $3,5 \text{ mWS}$ angesetzt. Die Abbildung 6-39 zeigt den Betriebspunkt im Auslegungsfall sowie die drei Betriebspunkte im Teillastfall auf der Proportionaldruck Regelkennlinie. Bemerkenswert ist der deutlich bessere Wirkungsgrad. In Tabelle 6-6 sind die Betriebsstunden und der Energiebedarf für jeden Betriebspunkt aufgelistet.

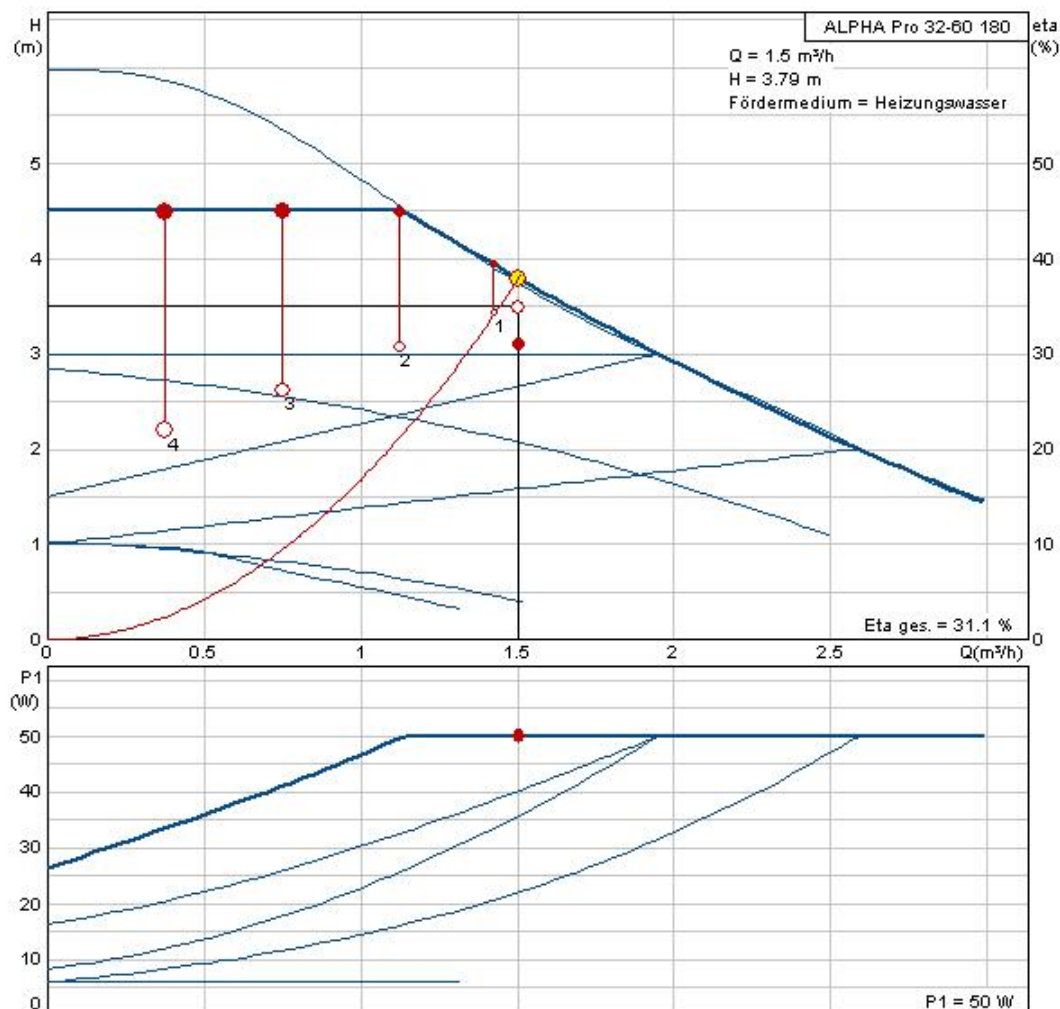


Abbildung 6-39: Pumpen-, Anlagen- und Leistungskennlinie der neuen Pumpe



Gemäß Tabelle 6-5 und Tabelle 6-6 können durch einen Pumpenaustausch etwa 60 €/a und Heizkreis gespart werden. Legt man die Investitionskosten von 300 € pro Pumpe und die wirtschaftlichen Parameter von Seite 69 zu Grunde, dann beträgt die dynamische Amortisationszeit nach Gleichung (12) ca. 5 Jahre.

Betriebspunkt	Betriebsstunden	Förderstrom	Förderhöhe	elektrische Leistungsaufnahme	elektrischer Energieverbrauch	Energiekosten
	h/a	%	%	kW	kWh/a	€/a
1	407	100	98	0,05	20	3,1
2	1.019	75	88	0,05	51	7,6
3	2.377	50	75	0,041	97	14,6
4	2.989	25	63	0,034	102	15,2
Summe	6.792				270	40,6

Tabelle 6-6: Ergebniszusammenstellung der neuen Pumpe Grundfos Alpha Pro 32-60 180

Schlussfolgernd kann festgehalten werden, dass mit dem vorgestellten Verfahren mit Hilfe von Wärmemengenzählerdaten aus aktuellen Messwerten die Dimensionierung von Umwälzpumpen überprüft werden kann.

7 Energetische Analyse und Optimierung der Wärmeverteilnetze

In St. Ottilien gibt es einige Heizkreise, die ohne eine Regelung der Vorlauftemperatur betrieben werden. Einerseits fehlt ein Mischventil gänzlich, andererseits ist die Hydraulik so aufgebaut, dass keine Vorlauftemperaturregelung möglich ist oder sie wurde zur Einsparung von Pumpenstrom so verändert, wie z.B. in die Unterverteilung „Seminar“. Außerdem ist eine nicht unerhebliche Rohrleitungslänge unterschiedlichster Nennweiten in unbeheizten Bereichen nicht gedämmt, wie Abbildung 7-1 dokumentiert. Diese erhöhten Wärmeverluste, die durch unregelmäßige Vorlauftemperaturen oder ungedämmte Rohrleitungen auftreten, sollen nun etwas näher beaufschlagt werden.



Abbildung 7-1: Beispiele von ungedämmten Rohrleitungen und Armaturen

7.1 Ermittlung der jährlichen Wärmeverluste

Der längenbezogene Wärmeverlust einer Rohrleitung hängt primär von der Dämmstoffdicke und vom Rohrdurchmesser ab. In der Fachliteratur wird deshalb häufig nur die Wärmeleitung für die Wärmeverlustberechnung angesetzt. Dieser Ansatz berücksichtigt nur die innere und äußere Rohroberflächentemperatur und den Wärmeleitwiderstand der Dämmung. Aber genau die Annahme der äußeren Rohroberflächentemperatur kann das Ergebnis verzerren, weil sie nicht nur von der Lufttemperatur, sondern auch vom Wärmeleitwiderstand der Dämmung und der Wärmestrahlung der Umgebungsflächen abhängt. Tatsächlich hängt der konvektive Wärmeverluststrom nicht nur von der Qualität der Wärmedämmung ab, sondern auch von der Wassergeschwindigkeit im Rohr und der äußeren Luftgeschwindigkeit. Diese Einflüsse werden mit der Wärmedurchgangszahl (U-Wert), (früher k- Wert), mathematisch beschrieben.



Eine weitere Komponente ist die Wärmeabstrahlung des Rohres. Logischerweise steht das Rohr auch im Strahlungsaustausch mit den Umgebungsflächen. Sowohl der U- Wert, als auch der Wärmeverlust durch Strahlung sind von der äußeren Oberflächentemperatur abhängig. Auf die umfangreiche Herleitung der einzelnen Variablen in den folgenden Gleichungen wird in dieser Arbeit verzichtet. Es wird dazu auf die Fachliteratur verwiesen [18,19,20,21]. Der Temperaturabfall längs der Rohrstrecke kann nach [15,18] mit Gleichung (18) beschrieben werden.

$$t_{i,E} = t_{i,A} - (t_{i,A} - t_L) \cdot \left(1 - e^{-\frac{U_R \cdot L}{\dot{m} \cdot c}}\right) \quad \text{Gleichung (18)}$$

mit

$t_{i,E}$ - Mediumtemperatur am Ende der Rohrstrecke [°C]

$t_{i,A}$ - Mediumtemperatur am Anfang der Rohrstrecke [°C]

t_L - Umgebungslufttemperatur [°C]

U_R - Längenbezogener Wärmedurchgangskoeffizient des Rohres,
incl. der Wärmedämmung [W/mK]

L - Länge der Rohrstrecke [m]

\dot{m} - Massenstrom im Rohr [kg/s]

c - spezifische Wärmekapazität des Mediums im Rohr [J/kg/K]

Kennt man die Anfangstemperatur und die Endtemperatur, kann der Wärmeverlust \dot{Q}_v mit Gleichung (19) berechnet werden.

$$\dot{Q}_v = \dot{m} \cdot c \cdot (t_{i,A} - t_{i,E}) \quad \text{[W]} \quad \text{Gleichung (19)}$$

Setzt man Gleichung (18) in Gleichung (19) ein, erhält man nach kurzer Umformung

$$\dot{Q}_v = \dot{m} \cdot c \cdot (t_{i,A} - t_L) \cdot \left(1 - e^{-\frac{U_R \cdot L}{\dot{m} \cdot c}}\right) \quad \text{[W]} \quad \text{Gleichung (20)}$$

Die Lösung der Gleichungen (18) und (20) kann nur iterativ erfolgen, weil die unbekannte Oberflächentemperatur sowohl die Wärmeabgabe durch Konvektion als auch durch Strahlung beeinflusst, was wiederum Auswirkungen auf die Temperatur $t_{w,E}$ am Rohrende hat. Letztlich muss folgendes Gleichungssystem erfüllt sein:



$$\dot{Q}_v = \dot{m} \cdot c \cdot (t_{i,A} - t_{i,E}) = U_R \cdot L \cdot (t_i - t_L) + A \cdot \alpha_s \cdot (t_{ob} - t_L)$$

t_i - mittlere Mediumtemperatur im Rohr [°C]

A - Rohroberfläche [m²]

α_s - Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung [W/m²K]

t_{ob} - Oberflächentemperatur des Rohres [°C]

Für die Ermittlung der Wärmeverluste müssen die Vor- und Rücklauftemperaturen bestimmt werden. Nach [19] kann für die witterungsgeführte Vorlauftemperaturregung nach der Außentemperatur Gleichung (21) geschrieben werden. Der Belastungsgrad der Anlage wird nach Gleichung (13) berechnet.

$$t_{VL} = \varphi^{1/m} \cdot \Delta t_{m,N} + 0,5 \cdot \varphi \cdot \Delta t_{m,N} + t_i \text{ [°C]}$$

t_{VL} - Vorlauftemperatur [°C]

φ - Belastungsgrad der Anlage

$\Delta t_{m,N}$ - Mittlere Übertempeartur der Heizanlage im Auslegungsfall [K]

t_i - Raumtemperatur [°C]

m - Heizkörperexponent

Gleichung (21)

Für die Rücklauftemperatur gilt:

$$t_{RL} = \varphi^{1/m} \cdot \Delta t_{m,N} - 0,5 \cdot \varphi \cdot \Delta t_{m,N} + t_i \text{ [°C]}$$

Gleichung (22)

Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz berechnet sich aus der Auslegungsvorlauftemperatur $t_{VL,A}$, der Rücklaufauslegungstemperatur $t_{RL,A}$ und der Raumtemperatur t_i .

$$\Delta t_{m,N} = \frac{(t_{VL,A} - t_i) - (t_{RL,A} - t_i)}{\ln \frac{(t_{VL,A} - t_i)}{(t_{RL,A} - t_i)}} \text{ [K]}$$

Gleichung (23)

Sämtliche Berechnungen wurden in einer Excel- Tafel als stündliche Jahressimulation mit den Wetterdaten des Testreferenzjahres für München durchgeführt. Die jährlichen Wärmeverluste werden für drei verschiedene Fälle ermittelt:



Fall 1: Rohrleitung gedämmt, Vorlauftemperatur konstant (60 °C bzw. 65 °C)

Fall 2: Rohrleitung gedämmt, Vorlauftemperatur nach der Außentemperatur geregelt,
max. 60 °C

Fall 3: Rohrleitung nicht gedämmt, Vorlauftemperatur nach der Außentemperatur geregelt,
max. 60 °C

Die weiteren Randbedingungen lauten:

- Umgebungslufttemperatur/ und Strahlungstemperatur: 15 °C
- Heizgrenze (Außentemperatur): 15 °C
- Rohrdimension: DN 40
- Volumenstrom im Rohr: 5 m³/h
- keine Fremdwärmequellen
- Einkaufspreis Hackschnitzel: 19 €/SRm incl. MwSt.
- Eigenanteil der jährlichen Hackschnitzelmenge: 20 %
- Heizwert Hackschnitzel: 750 kWh/SRm bei 30 % Wassergehalt
- Heizkörperexponent $m = 1,3$

Für den Fall 1 und 2 werden folgende zusätzliche Randbedingungen angesetzt:

- Dicke der Wärmedämmung: 40 mm, gemäß EnEV
- Wärmeleitfähigkeit des Dämmstoffes: 0,035 W/mK, gemäß EnEV

Als Brennstoffkosten werden nur die Holzhackschnitzel angesetzt, weil dies der ungünstigste Fall ist. In Realität muss mit den Ölkesseln die Spitzenlast gedeckt werden. Die Betriebsstunden der beiden Ölkessel werden zukünftige noch geringer ausfallen, wenn die Gebäude bauphysikalisch saniert sind. Die Oberflächentemperatur der Umgebungsflächen für die Strahlungsberechnung wird vereinfacht gleich der Umgebungslufttemperatur gesetzt. Der Wärmeverlust des Rohres ist unabhängig vom Volumenstrom, es ändert sich lediglich die Wassertemperatur am Ende der Rohrstrecke. Weil die Vorlauftemperatur im Fall 1 konstant ist, muss die Leistungsregelung durch Massenstromdrosselung an den Thermostatventilen erfolgen. Damit verändert sich die Rücklauftemperatur, sie kann nicht mehr nach Gleichung (22) berechnet werden, sondern ist iterativ aus den Gleichungen (14) und (23) zu bestimmen. Für den Fall 2 und 3 kann die Vor- und Rücklauftemperatur direkt aus den Gleichungen (21) und (22) berechnet werden, weil keine Fremdwärmequellen im Raum vorliegen.



In der Tabelle 7-1 sind die Ergebnisse zusammengestellt. Aus der Heizgrenztemperatur von 15°C ergibt sich eine jährliche Betriebszeit von 6.776h/a. Der höhere spezifische Wärmeverlust pro Meter Rohrleitung bei konstanter Vorlauftemperatur von 65°C im Vergleich zu konstant 60°C ist fast zu vernachlässigen. Dagegen ist der Unterschied zwischen konstanter Vorlauftemperatur und variabler Vorlauftemperatur beachtlich. Die jährlichen Wärmeverluste sind ca. 25% höher. Extrem hoch sind die Wärmeverluste bei der nicht gedämmten Rohrleitung, sie sind ca. fünf mal größer als bei der gedämmten Rohrleitung. Für die nicht gedämmte Rohrleitung mit konstanter Vorlauftemperatur betragen die jährlichen Wärmeverluste sogar 386 kWh/m*a. Die absoluten jährlichen Wärmeverluste werden in diesem Aufsatz nicht konkret ermittelt, weil das eine systematische Bestandsaufnahme und Dokumentation des gesamten Rohrnetzes erfordert.

		Fall 1		Fall 2	Fall 3
		$t_{VL} = \text{konstant}$		$t_{VL} = f(t_{au})$	
		60°C	65°C	60°C	60°C
		gedämmt	gedämmt	gedämmt	ungedämmt
Betriebsstunden	h/a	6.776	6.776	6.776	6.776
spezifischer Wärmeverlust	kWh/m*a	76,47	83,43	56,75	286,57
Wärmepreis	€/kWh	0,0228	0,0228	0,0228	0,0228
Wärmeverlustkosten	€/m*a	1,74	1,90	1,29	6,53

Tabelle 7-1: spezifischer Wärmeverlust und Wärmeverlustkosten pro Meter Rohr

Zusätzlich sind in Tabelle 7-1 auch die Wärmeverlustkosten aufgeführt. St. Ottilien kauft derzeit 60 % der Hackschnitzel ein, 40 % kommen aus dem eigenen Wald. Zukünftig wird das Verhältnis ca. 80/20 sein, um den eigenen Waldbestand konstant zu halten. In Abstimmung mit der Erzabtei kann für die Hackschnitzel aus dem eigenen Wald die Hälfte des Einkaufspreises angesetzt werden, weil der Wald auch bewirtschaftet und wieder aufgeforstet werden muss. Daraus resultiert ein Mischpreis von 2,28 ct/kWh.

Die Wärmeverlustkosten verhalten sich proportional zu den Wärmeverlusten. Für die ungedämmte Rohrleitung sind jedes Jahr 6,53 € pro Meter Leitungslänge aufzuwenden. Die Wärmeverlustkosten werden sind noch deutlich höher, wenn die Umgebungstemperatur kleiner als 15 °C ist und die Rohrdurchmesser größer als DN 40 sind. Unter Berücksichtigung von Fremdwärmequellen verringert sich die Rücklauftemperatur und die Wärmeverluste sinken, was das Ergebnis aber nur minimal beeinflusst. Wird die Rohrleitung mit nur 1 cm gedämmt, das sind 25 % des gesetzlichen Wertes, dann zeigt das Simulationsergebnis bereits eine Verringerung der Wärmeverluste um 60 %. Grundsätzlich sollte die Wärmedämmung eine geringe Wärmeleitfähigkeit



higkeit haben. Theoretisch sind nämlich auch höhere Wärmeverluste von gedämmten Rohrleitungen als von ungedämmten möglich, wenn die Wärmeleitfähigkeit der Dämmung sehr groß ist. Das ist auf eine größere Rohroberfläche zurückzuführen.

Eine EnEV konforme Wärmedämmung, z.B. aus alukaschierter Mineralwolle, für eine Rohrleitung DN 40 kostet ca. 8-10 € pro laufenden Meter Rohrleitung. Damit liegt die Amortisationszeit für die Wärmedämmung unter zwei Jahren. Für Mineralwollewärmedämmung mit einem PVC-Mantel sind ca. 40-50 % höhere Investitionskosten anzusetzen. Prinzipiell amortisiert sich eine Wärmedämmung für eine ungedämmte Rohrleitung in sehr kurzer Zeit, wenn der Wärmeleitwiderstand ausreichend hoch ist.

7.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zu den Wärmedämmmaßnahmen

7.2.1 Annuitätenmethode

Die maximalen Investitionskosten der Wärmedämmung können mit Hilfe der Annuitätenmethode [22,27] berechnet werden. Mit der Annuitätenmethode werden die Gesamtkosten, die in der Nutzungsperiode der Komponente entstehen, mittels Annuitätenfaktor gleichmäßig auf die Nutzungsdauer verteilt. Man spricht daher von jährlichen Gesamtkosten mit der Einheit €/a. Stellt man ein entsprechendes Gleichungssystem auf, stehen auf der einen Seite die jährlichen Kosten und auf der anderen Seite die jährlichen Einsparungen. Eine Maßnahme ist immer dann wirtschaftlich, wenn die jährlichen Kosten kleiner als die Einsparungen sind. Gleichung (24) zeigt auf der linken Seite die jährlichen Kosten, auf der rechten Seite stehen die jährlichen Einsparungen. Preissteigerungen werden dabei nicht berücksichtigt.

$$K \cdot a \leq (U_{R, o., iso} - U_{R, iso}) \cdot (t_m - t_{m, L}) \cdot b \cdot p_{th}$$

$$K \cdot \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \leq \Delta U \cdot \Delta t \cdot b \cdot p_{th} \quad \text{Gleichung (24)}$$

mit

K – Investitionskosten [€/m]

a - Annuitätenfaktor [1/a]

i - kalkulatorischer Zinssatz [%]

n - Nutzungsdauer der Wärmedämmung [a]

$U_{R, o., iso}$ - Längenbezogener Wärmedurchgangskoeffizient der ungedämmten Rohrleitung [W/mK]



$U_{R, iso}$ - Längenbezogener Wärmedurchgangskoeffizient der gedämmten Rohrleitung [W/mK]

t_m - mittlere Wassertemperatur in der Heizperiode [°C]

$t_{m,L}$ - mittlere Umgebungslufttemperatur [°C]

b - Betriebsstunden der Anlage pro Jahr [h]

p_{th} - Wärmepreis [€/kWh]

Für die explizite Berechnung wird in Gleichung (24) vereinfacht die mittlere Wassertemperatur und die mittlere Umgebungslufttemperatur in der Heizperiode angesetzt. Exakte Ergebnisse liefert aber nur eine Jahressimulation. Anhand der Rohrleitung DN 40 wird nun mit Gleichung (24) gezeigt, wie hoch die Investitionskosten maximal werden dürfen, damit eine Wirtschaftlichkeit gegeben ist. Dazu werden folgende Randbedingungen und Berechnungsergebnisse aus der vorhergehenden Jahressimulation angesetzt:

- $U_{R,o,iso} = 1,060 \text{ W/mK}$
- $U_{,iso} = 0,208 \text{ W/mK}$
- $t_m = 35,13 \text{ °C}$
- $t_{m,L} = 15 \text{ °C}$
- $b = 6.776 \text{ h/a}$
- $p_{th} = 0,023 \text{ €/kWh}$
- $i = 4,5 \text{ %}$
- $n = 20 \text{ a}$ (gemäß VDI 2067 [27])

Setzt man die Parameter in Gleichung (24) ein, dann erhält man

$$10 \frac{\text{€}}{\text{m}} \cdot \frac{0,045 \cdot (1 + 0,045)^{20} - 1}{(1 + 0,045)^{20} - 1} < (1,060 - 0,208) \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot (35,13 - 15) \text{K} \cdot 6.776 \frac{\text{h}}{\text{a}} \cdot \frac{0,023 \text{ €}}{1.000 \text{ kWh}}$$

$$0,768 \frac{\text{€}}{\text{m} \cdot \text{a}} < 2,67 \frac{\text{€}}{\text{m} \cdot \text{a}}$$

Das Ergebnis verdeutlicht, dass eine Wärmedämmung der Rohrleitungen sehr wirtschaftlich ist.

Wird die rechte Seite durch den Annuitätenfaktor dividiert, können die maximalen Investitionskosten K pro Meter Rohrleitung für die Nennweite DN 40 berechnet werden.



$$K = \frac{(1,060 - 0,208) \frac{W}{m \cdot K} \cdot (35,13 - 15) K \cdot 6,776 \frac{h}{a} \cdot \frac{0,023 \text{ €}}{1.000 \text{ Wh}}}{\frac{0,045 \cdot (1+0,045)^{20} - 1}{(1+0,045)^{20} - 1} \cdot a}$$

$$K = 34,72 \frac{\text{€}}{\text{m}}$$

Für andere Nennweiten können die maximalen Investitionskosten größer oder kleiner sein, weil sich die Wärmedurchgangskoeffizienten ändern.

7.2.2 Bestimmung der optimalen Wärmedämmschichtdicke

Mit der Annuitätenmethode kann die Wirtschaftlichkeit einer Maßnahme, unter Voraussetzung von bestimmten wirtschaftlichen und technischen Randbedingungen, ermittelt werden. Die Bestimmung des genauen Grenzwertes zwischen „wirtschaftlich“ und „nicht wirtschaftlich“ kann mit diesem Rechenverfahren nur durch Variantenrechnungen erfolgen, indem bestimmte Randbedingungen verändert werden und andere konstant bleiben. Will man den wirtschaftlichen Grenzwert explizit ermitteln, ist dies nur durch Differentialrechnungen möglich. Mit Hilfe der Differentialrechnung kann das wirtschaftliche Optimum einer Maßnahme bei den angesetzten Randbedingungen schnell ermittelt werden. Die Grundlage ist allerdings das Vorliegen einer differenzierbaren Funktion, in der alle relevanten Parameter enthalten sind. Die einzige Schwäche des Verfahrens ist, dass das Ergebnis nur so gut wie die getroffenen wirtschaftlichen Eingangsparameter sein kann. Es wird nun die wirtschaftlich optimale Dämmschichtdicke für die Rohrleitung DN 40 ermittelt, mit den in der Annuitätenmethode angesetzten Randbedingungen.

In die zu differenzierende Zielfunktion fließen zwei Kostenanteile ein. Das sind die jährlichen Wärmeverlustkosten K_v und die annuisierten Investitionskosten I_0 für die Wärmedämmung. Die Summe sind die Gesamtkosten K_G . Man kann dafür schreiben:

$$K_G = K_v + I_0 \cdot a \quad \text{Gleichung (25)}$$

wobei man für die jährlichen längenspezifischen Wärmeverlustkosten K_v Gleichung (26) schreiben kann.

$$K_v = p_{th} \cdot b \cdot \frac{Q}{L} \quad \text{Gleichung (26)}$$



mit

p_{th} - Wärmepreis [€/MWh]

b - jährliche Betriebsstunden [h/a]

Q - jährlicher Wärmeverlust [MWh/a]

L - Rohrleitungslänge [m]

Der Wärmeverlust einer Rohrleitung wird primär durch die Qualität der Wärmedämmung beeinflusst. Der innere und äußere Wärmeübergangskoeffizient kann für praktische Berechnungen vernachlässigt werden. Außerdem wäre wegen der notwendigen Iteration zur Bestimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten eine explizite Lösung der Gleichung nicht möglich.

Für die stationäre Wärmeleitung Q durch eine Rohrwand gilt die Beziehung:

$$Q = \frac{2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot L \cdot (t_i - t_L)}{\ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right)} \text{ [W]} \quad \text{Gleichung (27)}$$

mit

λ - Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung [W/mK]

L - Rohrlänge

t_i - Temperatur des Mediums im Rohr [°C]

t_L - Umgebungslufttemperatur [°C]

d_a - Rohraußendurchmesser [m]

d_i - Rohrinwenddurchmesser [m]

Die Investitionskosten erhöhen sich mit der Dämmstoffdicke. Vereinfacht wird dafür die Beziehung nach [30] angesetzt.

$$I_0 = i_0 \cdot \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) \quad \text{Gleichung (28)}$$

i_0 - spezifische Investitionskosten [€/m]

Für den Rohraußendurchmesser d_a kann

$$d_a = d_i + 2 \cdot s \quad \text{Gleichung (29)}$$

geschrieben werden, wobei s die Dämmschichtdicke der Wärmedämmung ist.



Die Gleichungen (26), (27), (28) und (29) werden in Gleichung (25) eingesetzt, wobei Gleichung (27) vorher noch durch L dividiert werden muss.

$$K_G = \frac{2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot (t_i - t_L) \cdot p_{th} \cdot b}{\ln\left(\frac{d_i + 2 \cdot s}{d_i}\right)} + a \cdot i_o \cdot \ln\left(\frac{d_i + 2 \cdot s}{d_i}\right) \quad \text{Gleichung (30)}$$

Zur Vereinfachung der Differentiation wird für den Term $\ln\left(\frac{d_i + 2 \cdot s}{d_i}\right)$ die Variable x eingeführt.

$$x = \ln\left(\frac{d_i + 2 \cdot s}{d_i}\right) \quad \text{Gleichung (31)}$$

Damit folgt für die Zielfunktion endgültig

$$K_G = \frac{2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot (t_i - t_L) \cdot p_{th} \cdot b}{x} + a \cdot i_o \cdot x$$

Die erste Ableitung zu Null gesetzt liefert

$$\frac{dK_G}{dx} = \frac{-2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot (t_i - t_L) \cdot p_{th} \cdot b}{x^2} + a \cdot i_o = 0$$

Nach kurzer Umformung kann die die Variable x berechnet werden.

$$x = \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot (t_i - t_L) \cdot p_{th} \cdot b}{a \cdot i_o}} \quad \text{Gleichung (32)}$$

Um nun die Dämmschichtdicke s zu erhalten, muss x aus Gleichung (32) in Gleichung (31) eingesetzt und umgeformt werden. Die optimale Dämmschichtdicke s berechnet sich nach Gleichung (33).

$$s = \frac{(e^x \cdot d_i) - d_i}{2} \quad \text{Gleichung (33)}$$

Die zuvor für die Annuitätenmethode festgelegten wirtschaftlichen Randbedingungen werden eingesetzt. Gleichung (33) liefert sodann als Ergebnis



$$s = \frac{\left(e \sqrt{\frac{2 \cdot 0,035 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot \pi \cdot (35,13 - 15)^\circ\text{C} \cdot 0,023 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \cdot 6.776 \frac{\text{h}}{\text{a}}}{\frac{0,045 \cdot (1 + 0,045)^{20}}{(1 + 0,045)^{20} - 1} \cdot 10 \frac{\text{€}}{\text{m}} \cdot 1.000}} \right) \cdot 0,043\text{m} - 0,043\text{m}}{2}$$

$$s = 0,034\text{m}$$

Die optimale Wärmedämmschichtdicke beträgt 3,4 cm für die Rohrleitung DN 40. Der Wert ist etwas geringer als die gesetzliche Vorgabe der EnEV von 4,0 cm, der für die Annuitätenmethode angesetzt wurde. Der Grund ist, dass die U- Werte in Gleichung (24) auch die inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten enthalten, wodurch der Wärmeverlust größer ist als nach Gleichung (27). Damit ist dann auch eine stärkere Wärmedämmung erforderlich. Ein weiterer wesentlicher Einflussfaktor ist der Wärmepreis. Würde das Klosterdorf nicht mit den günstigen Holzhackschnitzeln beheizt werden, dann läge das wirtschaftliche Optimum weit über den gesetzlichen Vorgaben. Letztendlich zeigt die Berechnung auch, dass bei der nachträglichen Dämmung in Eigenregie eine stärkere Dämmung als in der EnEV vorgeschrieben, immer noch wirtschaftlich ist, weil die Montagekosten minimal sind. Das vorgestellte Verfahren wurde in eine Excel Datei implementiert, da der manuelle Rechenaufwand bei der Variation von Randparametern sehr groß ist.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass mit jedem weiteren Tag, an dem die Rohrleitungen nicht gedämmt werden, unnötig Energie vergeudet und die Umwelt belastet wird. Empfohlen ist eine systematische Begehung durch das Betriebspersonal. Jede ungedämmte Stelle sollte in einer Checkliste mit Rohrlänge, Nennweite und evt. vorhandenen Armaturen sowie der Umgebungslufttemperatur dokumentiert werden. Daraus können die Investitionskosten und die genauen Energieeinsparungen ermittelt werden.

8 Ermittlung von energetischen Einsparpotentialen bei der raumlufttechnischen Anlage in der Turnhalle

Das Kloster betreibt auch einige Lüftungsanlagen im kleineren Leistungsbereich. Die beiden größten Anlagen stehen in der Turnhalle und im Schwimmbad. Hier ist auch das größte Einsparpotential an Wärme und Strom vorhanden.

8.1 Analyse des Ist- Zustandes

In Kapitel 6.2.3 wurde das Betriebsverhalten der beiden Heizkreise für die Versorgung der Turnhalle analysiert. In diesem Abschnitt wird das Lüftungsgerät in Bezug auf energetische Einsparpotentiale näher untersucht. In einem Nebenraum der Turnhalle befindet sich ein Lüftungsgerät, welches als Mischluftanlage konzipiert wurde. Die Regelungstechnik ist sehr veraltet und zum Teil nicht mehr funktionsfähig. Den schematischen Aufbau der Anlage verdeutlicht Abbildung 8-1. Zuerst wird der Ist- Energiebedarf ermittelt, anschließend wird der zukünftige Energiebedarf simuliert.

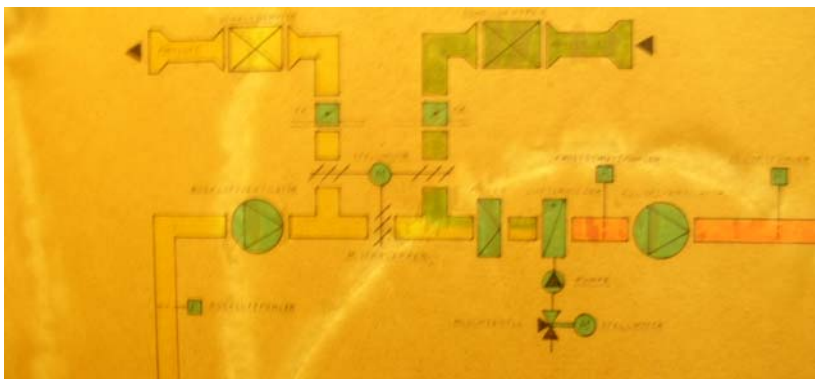


Abbildung 8-1: Anlagenschema der Lüftungsanlage

In Microsoft Excel kann relativ schnell der Jahresenergiebedarf einer Lüftungsanlage durch eine simple Jahressimulation abgebildet werden. Dazu wird das Testreferenzjahr (TRY) für die Region München verwendet. Im TRY sind die stündlichen, mittleren meteorologischen Daten hinterlegt, die über einen Zeitraum von 20 Jahren gemessen wurden. Als Berechnungsergebnis erhält man den Wärmeleistungsbedarf und den elektrische Leistungsbedarf für jede Stunde im Jahr, welche aufsummiert den Jahresenergiebedarf ergeben. In die Jahressimulation fließen im



Wesentlichen die Gleichungen (6, 9,10) ein. Für die Ermittlung des Energiebedarfes im Ist- Zustand wird mit folgenden Randparametern gerechnet:

- Betriebszeit: Montag bis Freitag von 7.00 Uhr bis 15.00 Uhr, am Wochenende 2 Stunden vormittags und 2 Stunden nachmittags, in den Weihnachtsferien abgeschaltet
- Zuluftvolumenstrom: 11.000 m³/h (gemäß Typenschild)
- Umluftanteil: 70 % (ganzjährig konstant, weil Regler defekt)
- Zulufttemperatur: 20 °C (konstant, gemäß Regler)
- Zuluftventilatorleistung: 7,0 kW (gemäß Typenschild)
- Abluftventilatorleistung: 2,5 kW (angenommen)
- Temperaturerhöhungen der Luft durch die Ventilatoren werden berücksichtigt

In der Tabelle 8-1 sind die Ergebnisse der Jahressimulation zusammengestellt. Markant ist der hohe jährliche Stromverbrauch für die Ventilatoren von 22.500 kWh/a, der höher als der Wärmeverbrauch ist.

		Ist-Zustand
Betriebsstunden	h/a	2.360
max. Zuluftvolumenstrom	m ³ /h	11.000
max. Heizleistung	kW	45,6
Wärmeenergie	kWh/a	15.000
Zuluftventilator	kWh/a	16.500
Abluftventilator	kWh/a	6.000

Tabelle 8-1: Zusammenstellung der Ergebnisse der Jahressimulation

8.2 Analyse des zukünftigen Zustandes und Ergebnisdarstellung

Wie bereits in Kapitel 6.2.3 gezeigt, ist ein Außenluftvolumenstrom von 11.000 m³/h zur Deckung der Außenluftfrate der Personen nicht erforderlich. Darum ist die Frage zu klären, welche Aufgaben das Gerät erfüllen muss. Soll mit dem Gerät nur der Außenluftbedarf der Personen gedeckt werden, so wird dringend empfohlen den Einsatz eines Frequenzumformers (FU) für die Ventilatoren zu prüfen, da für eine Schulklasse nur eine Frischluftmenge von 1.000- 2.000 m³/h eingeblasen werden muss. Dadurch sind erhebliche Einsparungen an elektrische Energie möglich, weil sich der Leistungsbedarf der Ventilatoren in der dritten Potenz zum Volumenstrom verhält, wie in Gleichung (6) aufgezeigt. Ferner fallen auch die Einsparungen an Wärmeenergie ins Gewicht, wenn weniger Luft gefördert wird. Wird mit der Lüftungsanlage jedoch auch ein Teil



des Heizenergiebedarfes gedeckt, dann kann der Zuluftvolumenstrom unter Umständen größer als der Mindestaußenluftvolumenstrom sein.

Im Folgenden werden die möglichen Einsparungen an Strom, Wärme und CO₂ näher quantifiziert. Es wird davon ausgegangen, dass die Lüftungsanlage nur die Aufgabe der Lüftererneuerung erfüllt, also sonst keine weiteren Lasten zu- oder abzuführen hat. Wie bereits weiter oben erwähnt, soll zukünftig der Zuluft- und der Abluftvolumenstrom der Ventilatoren mit einem FU an den Bedarf angepasst werden. Idealerweise könnte das mit einigen CO₂- Fühlern oder Mischgassensoren in der Turnhalle realisiert werden. In der Regel kann ein FU- geregelter Ventilator die Motordrehzahl bis auf 25% absenken, was einem Zuluftvolumenstrom von 2.750 m³/h entspricht. Dieser Volumenstrom ist immer noch höher als die Mindestaußenluftfrate für die Personen. Demzufolge macht der Einsatz von CO₂- Fühler in der Turnhalle nur Sinn, wenn die Ventilatoren durch kleinere ersetzt werden. Nur dann können die Volumenströme nach dem CO₂-Gehalt in der Halle gefahren werden. Die Wirtschaftlichkeit dieser Maßnahme ist noch zu überprüfen und wird in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

Für die Energiebedarfsberechnung des optimierten Zustandes wird angenommen, dass die Volumenströme durch zwei neue FU auf 2.750 m³/h gesenkt werden. Die Gesamtinvestitionen können auf 6.000-7.000 € abgeschätzt werden. Nicht enthalten sind darin die Kosten für die Modernisierung der sonstigen Regelungstechnik. Diese befindet sich in einem sehr schlechten Zustand und muss ohnehin erneuert werden. Für die Jahressimulation wird von folgenden geänderten Parametern ausgegangen:

- Zuluftvolumenstrom: 2.750 m³/h (konstant, entspricht 25 % des Nennvolumenstromes)
- Abluftvolumenstrom: 2.750 m³/h (konstant)
- Umluftanteil: variabel (0-65 %)
- Minimaler Außenluftvolumenstrom: 1.000 m³/h
- Zuluftventilatorleistung: 0,5 kW (angenommen)
- Abluftventilatorleistung: 0,2 kW (angenommen)

Weil das Lüftungsgerät nicht weiter verändert wird, sinken die luftseitigen Druckverluste und damit die elektrischen Antriebsleistungen erheblich. Durch die Nachrüstung von zwei neuen Frequenzumformern können bei den angesetzten Parametern jährlich rund 3.300 € und 12,5 t CO₂ eingespart werden, wie die Tabelle 8-2 ausweist.



		Ist-Zustand	optimierter Zustand	Einsparung	Einsparung €/a	Einsparung CO ₂ kg/a
Betriebsstunden	h/a	2.360	2.360			
max. Zuluftvolumenstrom	m ³ /h	11.000	2.750	8.250		
max. Heizleistung	kW	45,6	14,6	31,0		
Wärmeenergie	kWh/a	15.000	8.000	7.000	160	0
Zuluftventilator	kWh/a	16.500	1.200	15.300	2.300	9.200
Abluftventilator	kWh/a	6.000	500	5.500	800	3.300
Summe					3.260	12.500

Tabelle 8-2: Ergebnisse des zukünftigen Zustandes und Gegenüberstellung zum Ist- Zustand

Gemäß Tabelle 8-2 ist die Investition in zwei neue FU sehr lohnend, weil das Kapital in ca. 2 Jahren zurückgeflossen ist. Das Lüftungsgerät ist nur 2.360 h/a in Betrieb. Hier würden sich wesentlich längere Betriebszeiten noch positiver auf die Amortisationszeit auswirken. Durch die Reduzierung des Zuluftvolumenstromes sinkt die maximale Heizleistung, der Wärmebedarf des Heizregisters und der Strombedarf für die Ventilatoren. Obwohl der jährliche Wärmebedarf um ca. 50 % gesenkt wird, fällt dieser Anteil wenig ins Gewicht, weil der Hackschnitzelpreis von 0,023 €/kWh sehr günstig ist. Im Gegensatz zum Stromverbrauch der Ventilatoren wird aufgrund der CO₂- neutralen Verbrennung von Holz auch kein Kohlendioxid eingespart, sofern man die vorgelagerte Gewinnungs- und Transportkette vernachlässigt.

8.2.1 Ermittlung der CO₂- Vermeidungskosten

Die CO₂- Vermeidungskosten sind die Kosten, die anfallen um eine bestimmte Menge Kohlendioxid einzusparen. Mathematisch sind die spezifischen CO₂-Vermeidungskosten wie folgt definiert [31]:

$$k_{CO_2} = \frac{(\text{Gesamtkosten})_{\text{neu}} - (\text{Gesamtkosten})_{\text{Referenz}}}{CO_{2,\text{Referenz}} - CO_{2,\text{neu}}} \quad [\text{€/t}] \quad \text{Gleichung (34)}$$

Positive CO₂- Vermeidungskosten entstehen, wenn die umweltschonende Alternative höhere Jahresgesamtkosten aufweist als die Referenztechnologie. Die klimaschonende Technologie muss also mit höheren Lebenszykluskosten erkaufte werden. Maßnahmen mit niedrigeren Jahresgesamtkosten als die Referenztechnologie weisen somit negative CO₂- Vermeidungskosten auf. Das bedeutet einen Gewinn für den Nutzer und die Umwelt, weil durch die Maßnahmen Kosten und Treibhausgase reduziert werden. Die CO₂- Vermeidungskosten können auch mit der Annuitätenmethode berechnet werden. Sind die Einsparungen E größer als die jährlichen Kapitalkosten, dann entsteht ein Überschuss. Man kann für Gleichung (24) auch schreiben:



Gewinn = Einsparung – Ausgaben

$$G = E - a \cdot K$$

Wird für den FU eine Nutzungsdauer von 20 Jahren angesetzt [27], so beträgt der jährliche Gewinn

$$G = 3.260 \frac{\text{€}}{\text{a}} - \frac{0,045 \cdot (1 + 0,045)^{20} - 1}{(1 + 0,045)^{20} - 1} \cdot \frac{1}{\text{a}} \cdot 6.500\text{€}$$

$$G = 2.760 \frac{\text{€}}{\text{a}}$$

In Gleichung (34) eingesetzt erhält man als Ergebnis

$$k_{\text{CO}_2} = \frac{-2.760 \frac{\text{€}}{\text{a}}}{12,5 \frac{\text{t}}{\text{a}}}$$

$$k_{\text{CO}_2} = -221 \frac{\text{€}}{\text{t}}$$

Die negativen CO₂- Vermeidungskosten von -221 €/t stellen einen außergewöhnlich guten Wert dar. Maßnahmen mit negativen CO₂- Vermeidungskosten sollten grundsätzlich immer umgesetzt werden.

Der Vollständigkeit halber soll nachfolgend noch der Fall von positiven CO₂- Vermeidungskosten interpretiert werden.

Aus der Politik ist bekannt, dass CO₂- Verschmutzungszertifikate käuflich erworben werden können. Die Zertifikate werden u.a. an der Leipziger Strombörse gehandelt. Der Preis für eine Tonne Kohlendioxid schwankte in letzter Zeit zwischen 10 und 30 €/t. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass eine Maßnahme immer dann umgesetzt werden sollte, solange der Preis für ein CO₂- Zertifikat teurer als die CO₂- Vermeidungskosten sind. Ist dagegen der Zertifikatspreis geringer als die treibhausgasbedingten Kosten, dann lohne sich aus betriebswirtschaftlicher Sicht der Kauf von Zertifikaten. Der Umweltaspekt bleibt dabei allerdings auf der Strecke. Geringe Zertifikatskosten kann auch eine geringere Investitionsbereitschaft in regenerative Energien zur Folge haben. Es ist aber davon auszugehen, dass mit schärfer werdenden Klimaschutzziele die Kosten für die Zertifikate ansteigen.

9 Ermittlung von energetischen Einsparpotentialen in der Schwimmhalle

9.1 Analyse des Ist- Zustandes

Einen besonderen Stellenwert unter den zahlreichen Einrichtungen auf dem Klostergelände nimmt die Schwimmhalle ein. Sie wird zum einen durch die Schüler beim Sportunterricht genutzt, zum anderen findet das Schwimmbad bei den Mönchen in den Abendstunden Zuspruch.

Laut den gesetzlichen Vorschriften, auf die nicht weiter eingegangen wird, muss eine Schwimmhalle mechanisch be- und entlüftet werden, um die auftretenden Feuchtelasten abzuführen. Im Keller der Halle ist eine ca. 30 Jahre alte Lüftungsanlage aufgestellt, die die Entfeuchtung der Raumluft übernehmen soll. Dieses Gerät wurde ursprünglich so konzipiert, dass die Entfeuchtung über eine Wärmepumpe realisiert wird. Zwischenzeitlich ist jedoch die Wärmepumpe als auch die sonstige Regelung ausgefallen, so dass das Gerät derzeit praktisch unregelt, mit konstantem Zuluftvolumenstrom ohne Wärmerückgewinnung nahezu ganzjährig in Betrieb ist. Dass diese Betriebsweise ökonomisch und ökologisch äußerst schlecht ist, bedarf keinem weiteren Kommentar. Die Modernisierung der raumlufttechnischen Anlage wurde bisher nicht verwirklicht, weil auch der Dachstuhl, in dem die Luftkanäle verlaufen, sanierungsbedürftig ist. Das Kloster hat aber seit kurzem die komplette Sanierung des Hallenbades beschlossen. In diesem Kapitel werden deshalb die wichtigsten Dimensionierungsparameter für das neue Lüftungsgerät bestimmt, Optimierungspotentiale erschlossen und die Wirtschaftlichkeit überprüft.



Abbildung 9-1: Defekte Wärmepumpe (links) und Lüftungsgerät (rechts)



Grundsätzlich werden Schwimmbäder nach der VDI Richtlinie 2089 [34] ausgelegt. In der Regel wird der maximale Außenluftvolumenstrom der Lüftungsanlage nach dem verdunsteten Wassermassenstrom des Beckenwassers bestimmt. Damit ist im Allgemeinen auch der Außenluftbedarf zur Abführung der Luftschadstoffe gedeckt. Nur in seltenen Fällen ist der Außenluftvolumenstrom zur Abfuhr der Raumbelastungen durch chemische Wasserzusätze höher. Der maximale Außenluftvolumenstrom fällt im Sommer an, wenn die absolute Außenluftfeuchte hoch ist. Der Außenluftvolumenstrom stellt sicher, dass die Schwülegrenze von 14,3 g/kg absoluter Raumluftfeuchte nicht überschritten wird.

Der verdunstende Wassermassenstrom \dot{m}_w berechnet sich nach Gleichung (35)

$$\dot{m}_w = \frac{\beta}{R_D \cdot \bar{T}} \cdot (p_{D,W} - p_{D,L}) \cdot A_B \quad [\text{kg/h}] \quad \text{Gleichung (35)}$$

mit

β - Wasserübergangskoeffizient [m/h]

R_D - spezifische Gaskonstante für Wasserdampf [J/kg · K]

\bar{T} - mittlere Temperatur zwischen Wasser und Luft [K]

$p_{D,W}$ - Sättigungsdruck von Wasserdampf bei Wassertemperatur [Pa]

$p_{D,L}$ - Wasserdampfpartialdruck der Luft in der Halle [Pa]

A_B - Beckenfläche [m²]

Der Sättigungsdampfdruck berechnet sich nach Gleichung (36).

$$p_{D,W} = 288,68 \cdot \left(1,098 + \frac{t_L}{100} \right)^{8,02} \quad [\text{Pa}] \quad \text{Gleichung (36)}$$

mit

t_L - Lufttemperatur [°C]

Der Wasserdampfpartialdruck wird aus der relativen Luftfeuchtigkeit und dem Sättigungsdampfdruck ermittelt.

$$p_{D,L} = \varphi \cdot p_{D,W}$$

mit

φ - relative Luftfeuchtigkeit []

Gleichung (37)



Für die Bestimmung der jährlichen Verdunstungsmenge muss zwischen Badebetrieb und Stillstandsbetrieb unterschieden werden. Weil das Becken von Schulklassen für den Schwimmunterricht genutzt wird, muss der Wasserübergangskoeffizient für normale Hallenbäder angesetzt werden. Der Wasserübergangskoeffizient beträgt bei Badebetrieb 28 m/h, bei Stillstandsbetrieb ohne Beckenabdeckung 7 m/h.

Vor Ort wurden die folgenden Parameter ermittelt:

- Beckenfläche: 136 m² (17 m x 8 m)
- durchschnittliche Beckentiefe: 1,6 m
- Beckenwassertemperatur: 27 °C
- Lufttemperatur in der Schwimmhalle: 28,5 °C
- Zulufttemperatur bei 3°C Außentemperatur: 32 °C

Die o.g. Parameter liefern folgende Zwischenergebnisse:

- Sättigungsdampfdruck bei Beckenwassertemperatur von 27°C: 35,64 mbar
- Wasserdampfdruck der Luft bei 28,5 °C und 60% r.F.: 23,34 mbar
- mittlere Temperatur Wasser/Luft: 300,9 K

Nun kann der verdunstende Wassermassenstrom bei Badebetrieb ermittelt werden.

$$\dot{m}_w = \frac{28 \frac{\text{m}}{\text{h}}}{461,52 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 300,9\text{K}} \cdot (3.564 - 2.334)\text{Pa} \cdot 136\text{m}^2$$

$$\dot{m}_w = 33,72 \text{ kg/h}$$

Und bei Nichtbadebetrieb:

$$\dot{m}_w = \frac{7 \frac{\text{m}}{\text{h}}}{461,52 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 300,9\text{K}} \cdot (3.564 - 2.334)\text{Pa} \cdot 136\text{m}^2$$

$$\dot{m}_w = 8,43 \text{ kg/h}$$



Gemäß VDI 2089 beträgt der rechnerische Zuluftwassergehalt (=Außenluftwassergehalt) im Sommer 9,0 g/kg. Die Schwülegrenze liegt bei 14,3 g/kg. Mit der maximalen Verdunstungsmenge kann daraus der Zuluftmassenstrom \dot{m}_{Zu} mit Gleichung (38) berechnet werden.

$$\dot{m}_{Zu} = \frac{\dot{m}_w}{x_L - x_{AU}} \quad [\text{kg/h}]$$

mit

Gleichung (38)

x_{AU} - Außenluftfeuchte [kg/kg]

x_L - Wassergehalt der Luft in der Schwimmhalle [kg/kg]

Bei einer höheren absoluten Außenluftfeuchte als 9,0 g/kg wird die Schwülegrenze überschritten.

Der Jahresenergiebedarf des Schwimmbades wird in zwei Simulationen in Microsoft Excel nachgebildet. Mit der einen Simulation wird der Jahresenergieverbrauch für das Lüftungsgerät ermittelt, mit einer zweiten Simulation wird der Energieaufwand die Beckenwassererwärmung bestimmt. Dazu fließen folgende Eingangsgrößen in die Berechnungen ein, die vom Typenschild entnommen oder vom Betriebspersonal erfragt wurden:

- Zuluftvolumenstrom: 7.500 m³/h
- Abluftvolumenstrom: 7.500 m³/h
- Zuluftventilatorleistung: 1,5 kW
- Abluftventilatorleistung: 1,5 kW
- Mischluftbetrieb
- Betriebszeit der Lüftungsanlage: ganzjährig außer in den Sommerferien
- Betriebszeit des Schwimmbades: täglich von 8.00 Uhr bis 15.00 Uhr außer in den Ferien
- Schwimmbecken in den Sommerferien für Reinigung und Wartung entleert
- Frischwassernachspeisung: 512 m³/a (dreijähriger Durchschnittswert)
- Gesamtwärmeverbrauch im Jahresdurchschnitt: 273 MWh/a (dreijähriger Durchschnittswert)

Weitere Regelparameter für die Zuluftaufbereitung sind nicht bekannt. Die Lüftungsanlage wird als Mischluftanlage betrieben. Sie hat die Aufgabe die Feuchtlast abzuführen und Heizleistung zuzuführen. Weil über den genauen Betrieb praktisch keine Daten vorliegen, wird für die Zuluft-



temperatur eine vereinfachte lineare Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur angesetzt, die in Abbildung 9-2 gezeigt ist.

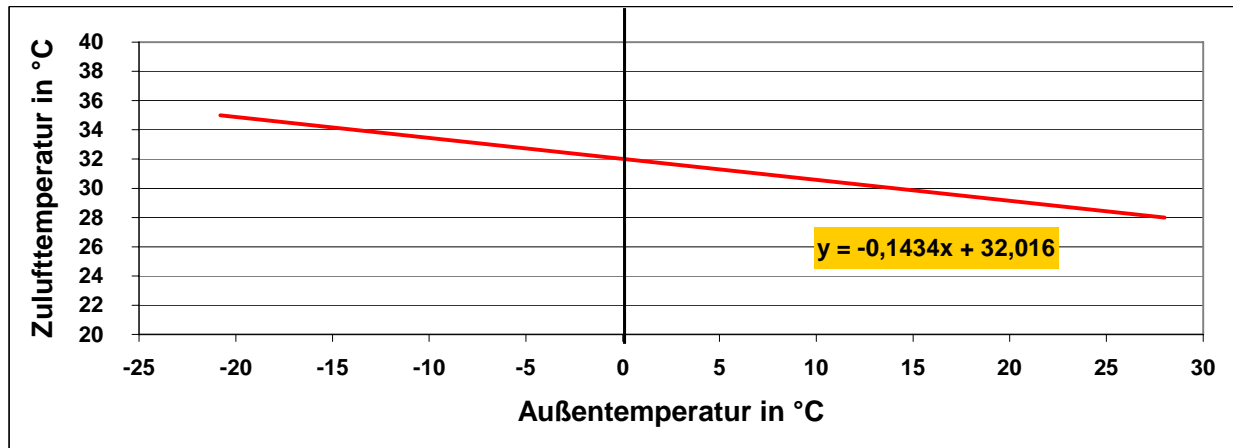


Abbildung 9-2: Funktionaler Verlauf der Zulufttemperatur über der Außenlufttemperatur

Aufgrund der defekten Regelung für die Mischluftklappen ist der Umluftanteil ganzjährig konstant. Der Außenluftvolumenstrom wird mit 2.000 bis 2.500 m³/h angenommen. Ansonsten wird der Jahresenergiebedarf für dieses Lüftungsgerät wie für das der Turnhalle berechnet.

		Ist-Zustand
Betriebsstunden	h/a	7.848
max. Zuluftvolumenstrom	m ³ /h	7.500
max. Außenluftvolumenstrom	m ³ /h	2.000-2.500
max. Heizleistung gemäß TRY	kW	53
Wärmeenergie Heizregister	kWh/a	155.000-180.000
Strombedarf Zuluftventilator	kWh/a	11.770
Strombedarf Abluftventilator	kWh/a	11.770

Tabelle 9-1: Simulationsergebnisse für das Lüftungsgerät

Die angesetzten Randbedingungen liefern die in Tabelle 9-1 gezeigten Ergebnisse. Unter Berücksichtigung der Abschaltung in den sechswöchigen Sommerferien ergeben sich 7.848 Betriebsstunden im Jahr. Daraus resultiert ein jährlicher Wärmebedarf von 155-180 MWh/a für das Heizregister. Ferner muss angemerkt werden, dass der Jahresstrombedarf der Ventilatoren sehr gering ist. Die elektrischen Leistungsangaben auf dem Typenschild entsprechen sicherlich



nicht der Realität. Sie dienen dennoch als Basis für die weiteren Vergleiche im zukünftigen Zustand.

Im Gegensatz zu Freibädern erfährt das Beckenwasser in einem Hallenbad einen konvektiven Wärmegewinn durch die höher temperierte Raumluft. Der Wärmebedarf für die Beckenwassererwärmung Q_{Becken} setzt sich aus drei Termen zusammen und berechnet sich wie folgt:

$$Q_{\text{Becken}} = Q_{\text{Verdunstung}} + Q_{\text{Frischwasser}} - Q_{\text{Konvektion}}$$

$$Q_{\text{Becken}} = m_w \cdot r + m \cdot c \cdot (t_{\text{Becken}} - t_{\text{nach}}) - \alpha \cdot A_{\text{Becken}} \cdot (t_{\text{Luft}} - t_{\text{Becken}}) \text{ [kWh/a]}$$

Gleichung (39)

mit

m_w - Verdunstungswassermenge [kg/a]

r - Verdampfungsenthalpie des Wassers bei Beckenwassertemperatur [kJ/kg]

t_{Becken} - Beckenwassertemperatur [°C]

t_{nach} - Temperatur des Nachspeisewassers (10°C) [°C]

m - Nachspeisewassermenge [kg/a]

c - spezifische Wärmekapazität des Wassers [kJ/kg · K]

t_{Luft} - Lufttemperatur in der Halle [°C]

α - Wärmeübergangskoeffizient Wasser/Luft [W/m²K]

A_{Becken} - Beckenoberfläche [m²]

Die Auswertung dieser Bilanzgleichung wird für jede Stunde des Jahres durchgeführt. Die energetische Gesamtbilanz ist in Tabelle 9-2 aufgeführt. Für das Schwimmbad ergeben sich 1.428 Benutzungsstunden im Jahr.

Betriebsstunden des Schwimmbades	h/a	1.428
verdampfte Wassermasse	m³/a	100
Füllwasserzusatz für Personen/Spülung	m³/a	404
Gesamtwassermenge	m³/a	504
Wärmebedarf für Verdunstungsverluste	kWh/a	67.500
Wärmebedarf für Füllwasserzusatz	kWh/a	8.000
konvektive Wärmegewinne	kWh/a	13.700
Wärmebedarf Beckenwasser	kWh/a	61.800
Wärmebedarf Lüftung	kWh/a	155.000-180.000
Wärmebedarf statische Heizung	kWh/a	43.700
Gesamtwärmebedarf	kWh/a	273.000

Tabelle 9-2: Energetische Gesamtbilanz für die Schwimmhalle

Die sporadischen Besuche einzelner Mönche in den Abendstunden und am Wochenende wurden vernachlässigt, so dass die Wasserverdunstung in diesen Zeiten wie bei Nichtbenutzung



berechnet wird. Der Füllwasserzusatz wurde mit 12,5 kg/Person/Stunde angesetzt, wobei jeder Person eine rechnerische Beckenfläche von 6 m² zustehen. Bezogen auf die Gesamtbeckenfläche von 136 m² entspricht die personenbezogene Beckenfläche 22,6 Personen. Demzufolge konnte der Füllwasserzusatz von 504 m³/a mit hoher Präzision dem tatsächlichen mittleren Verbrauch von 512 m³/a angenähert werden, wobei die jährliche Neubefüllung darin schon enthalten ist. Der jährliche Wärmeverlust des Beckenwassers beträgt 67.500 kWh/a. Zuzüglich des Wärmebedarfes für den Füllwasserzusatz und abzüglich der konvektiven Wärmegewinne lässt sich der jährliche Wärmebedarf für des Beckenwasser zu 61.800 kWh/a bestimmen. Dementsprechend verbleiben für die statische Heizung durchschnittlich 43.700 kWh/a.

9.2 Quantifizierung der Einsparpotentiale im zukünftigen Zustand

Die neue geplante Lüftungsanlage soll helfen, den Energiebedarf des Hallenbades erheblich zu senken. Die Einsparungen sind abhängig von der Ausführung des Gerätes und den Regelstrategien. Dennoch ist die Gesamtenergiebilanz zu betrachten, weil der Raumluftzustand auch den Energiebedarf für die Beckenwasseraufbereitung beeinflusst. In diesem Kapitel wird gezeigt, welche Einstellungen vorzunehmen sind, um ein energetisches Optimum zu erreichen.

Die neue Lüftungsanlage wird mit einer Wärmerückgewinnung konzipiert. Als Wärmerückgewinner wird ein Kreuzstromplattenwärmetauscher empfohlen. Dieser ist im Vergleich zu anderen Energierückgewinnern kostengünstig und hat eine vergleichsweise hohe Rückwärmzahl. Ferner sind keine elektrischen oder mechanischen Teile erforderlich, so dass eine hohe Betriebssicherheit gegeben ist. Für die Regelung ist lediglich ein luftseitiger Bypass mit einer Klappe vorzusehen.

Auf eine mechanische Entfeuchtung mittels Wärmepumpe sollte verzichtet werden. Hierbei erfolgt eine Entfeuchtung der Abluft über den Verdampfer, die anschließend mit der Außenluft gemischt und über den Kondensator nacherwärmt wird. Die Wärmepumpe hätte zwar den Vorteil, den Wassergehalt der Raumluft bei Außenluftfeuchten über 9 g/kg unter 14,3 g/kg zu halten, die höheren Investitions- und Wartungskosten, die zusätzlich anfallen, rechtfertigen jedoch den Einsatz kaum. Zum einen verlängert sich die Amortisationszeit der Anlage, zum anderen ist die Wärmepumpe störanfälliger, was die bestehende RLT- Anlage sehr deutlich aufzeigt. Das Heizregister sollte dann auch auf -16 °C ausgelegt werden. In [35] wird ausgeführt, dass die Schwülegrenze von 14,3 g/kg Raumluftfeuchte ohne Einsatz einer mechanischen Entfeuchtung an nur 4 % der Betriebszeit überschritten wird. Bei anderen Anlagenkonzepten [48] ist eine zusätzliche Abkühlung der Fortluft hinter dem Wärmerückgewinner vorgesehen. Im Winter ist die



Fortluft nach dem Kreuzstromwärmetauscher, besonders bei hohen Rückwärmzahlen, sehr gering, andererseits sind hohe Wassertemperaturen für die Aufheizung der Zuluft erforderlich. Demzufolge ist die Leistungszahl der Maschine klein, welche den Quotienten aus Nutzenergie zur aufgenommenen elektrischen Energie darstellt. Ökologisch ist dieser Betrieb nur zu verantworten, wenn die Leistungszahl größer als reziproke Kraftwerkswirkungsgrad ist.

Der maximale Außenluftmassenstrom (=Zuluftmassenstrom) wird gemäß VDI 2089 nach Gleichung (38) berechnet. Setzt man den mit Gleichung (35) berechneten Verdunstungsmassenstrom in Gleichung (38) ein, dann beträgt der Außenluftmassenstrom zur Abführung des verdunsteten Beckenwassers maximal

$$\dot{m}_{Zu} = \frac{33,72 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{0,0143 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} - 0,009 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}} \quad [\text{kg/h}]$$
$$\dot{m}_{Zu} = 6.362 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Dieser Außenluftmassenstrom ist nur bei einer absoluten Außenluftfeuchte von 9 g/kg Wassergehalt erforderlich. Deshalb kann der Außenluftvolumenstrom bei kleineren absoluten Außenluftfeuchten bis auf den Mindestaußenluftvolumenstrom reduziert werden. Mit der Lüftungsanlage wird auch ein Teil des Heizenergiebedarfes gedeckt. Es ist mit einer vorgegebenen Zulufttemperatur zu überprüfen, ob der Zuluftmassenstrom für die Entfeuchtung auch zur Deckung der anteiligen Transmissionswärmeverluste ausreicht.

Für die Auslegung der Lüftungsanlage ist eine genaue Heizlastberechnung erforderlich, die im Rahmen dieser Arbeit nicht erfolgen kann. Anschließend muss daraus der benötigte Zuluftmassenstrom bestimmt werden. Um die Einsparpotentiale trotzdem abzuschätzen, wird die Dokumentation der FfE [37] als Grundlage herangezogen.

Die FfE weist in ihrem Endbericht [37] einen überschlägigen Wärmeleistungsbedarf von 89 kW, bei 26 °C Raumtemperatur und einem 0,5 1/h- fachen Luftwechsel, für das Gebäude aus. Darin sind auch die U- Werte der Außenbauteile und die wärmeübertragenden Umfassungsflächen genannt, die in Tabelle 9-3 dargestellt sind. Die Daten für die Innenwände stammen nicht von der FfE. Tabelle 9-3 zeigt die überschlägige Nachrechnung der Heizlast.



	Fläche	U- Wert	Wärmebrücken- zuschlag	Temperatur- differenz	Heizlast
	m ²	W/m ² K	W/m ² K	K	kW
Außenwand	371	1,20	0,1	42	20,3
Außenfenster	188	2,50	0,1	42	20,5
Dach	481	0,70	0,1	42	16,2
Fußboden	481	1,44	0,1	16	11,9
Innenwand	100	2,00		4	0,8
Summe Transmission					69,6
Lüftungswärmeverlust					12,3
Summe Heizlast					81,9

Tabelle 9-3: Heizlast der wärmeübertragenden Hüllfläche des Gebäudes

Die Transmissionswärmeverluste sind ca. 70 kW. Der Lüftungswärmebedarf, der durch geöffnete Türen und Fugendurchlässigkeiten entsteht, wird auch mit einem 0,5- fachen Luftwechsel berechnet. Die Heizlast beträgt somit ca. 82 kW. Die Ursache für die Abweichung zu dem ermittelten Wärmebedarf der FfE ist nicht zu bestimmen und wird hier nicht weiter verfolgt. Dieser Wärmebedarf gilt für den unsanierten Zustand des Gebäudes. Es ist aber die Erneuerung des Dachstuhles geplant, da er sich in einem sehr schlechten Zustand befindet. Die FfE gibt für den sanierten Zustand des Daches einen U- Wert von 0,3 W/m²K an. Der Wärmebedarf des Gebäudes sinkt demzufolge auf 72 kW. Für die Schwimmhalle selbst wurde der Wärmeleistungsbedarf mit 20 kW bestimmt. Es wird nun für die Berechnung der jährlichen Energiekosten des neuen Lüftungsgerätes angenommen, dass ca. 50 kW über die statischen Heizflächen abgedeckt werden, denn im Gebäude befinden sich auch Umkleideräume und Flure. Das Lüftungsgerät muss demnach 22 kW liefern.

Die Rückwärmzahl φ der Wärmerückgewinnung ist nach VDI 2071 [38] für gleichgroße Zu- und Abluftmassenströme wie folgt definiert:

$$\varphi = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad \text{Gleichung (40)}$$

mit

t_{11} – Ablufttemperatur [°C]

t_{21} – Außenlufttemperatur [°C]

t_{22} – erwärmte Außenluft [°C]

Sie gibt den Anteil der rückgewinnbaren Wärmemenge zur Gesamtwärmemenge an.



Stellt man Gleichung (40) nach t_{22} um, dann beträgt die Lufttemperatur nach dem Wärmerückgewinner ohne Berücksichtigung der Abwärme des Abluftventilators bei einem Wärmerückgewinnungsgrad (Rückwärmzahl) von 60%

$$t_{22} = t_{21} + \varphi \cdot (t_{11} - t_{21})$$

$$t_{22} = -16^{\circ}\text{C} + 0,6 \cdot (28,5 - (-16))$$

$$t_{22} = 10,7^{\circ}\text{C}$$

Die Zulufttemperatur wird auf maximal $38,5^{\circ}\text{C}$ angesetzt. Somit beträgt der Zuluftmassenstrom im Auslegungsfall

$$\dot{m}_{\text{zu}} = \frac{\dot{Q}_H}{c \cdot (t_{\text{zu}} - t_r)}$$

$$\dot{m}_{\text{zu}} = \frac{22\text{kW} \cdot 3600\text{s}}{1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (38,5 - 28,5)^{\circ}\text{C}}$$

$$\dot{m}_{\text{zu}} = 7.872 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Die Leistung des Wärmerückgewinners wird damit überschlägig

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{\text{zu}} \cdot c \cdot (t_{22} - t_{21})$$

$$\dot{Q}_H = 7.872 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (10,7 - (-16))^{\circ}\text{C} \cdot \frac{1}{3.600\text{s}}$$

$$\dot{Q}_H = 58,7 \text{ kW}$$

Und die Leistung des Erhitzers beträgt

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{\text{zu}} \cdot c \cdot (t_{22} - t_{21})$$

$$\dot{Q}_H = 7.872 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 1,006 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (38,5 - 10,7)^{\circ}\text{C} \cdot \frac{1}{3.600\text{s}}$$

$$\dot{Q}_H = 61,2 \text{ kW}$$

Die Ergebnisse zeigen, dass die erforderlichen Zuluftmassenströme unterschiedlich sind. Für die Luftdichte im Sommer wird $1,15 \text{ kg/m}^3$ angesetzt. Man erhält damit einen Zuluftvolumenstrom von ca. $7.000 \text{ m}^3/\text{h}$, der für die Berechnung des Jahresenergieverbrauches im zukünftigen Zustand zu Grunde gelegt wird.



Es wird empfohlen, ein Lüftungsgerät mit variablem Luftvolumenstrom anzuschaffen. Die Regelung sollte so konzipiert sein, dass nur die tatsächlich benötigten Luftvolumenströme gefördert werden. Dazu ist in die Regelung eine MAX- Auswahl zu integrieren, die zwischen dem erforderlichen Zuluftvolumenstrom für die Deckung der Heizlast und zur Abfuhr des verdunsteten Wassermassenstromes unterscheidet. Es wird immer der größere Wert ausgewählt. Im einfachsten Fall geschieht das durch einen Feuchteregelkreis und einen Temperaturregelkreis. Ferner ist der erforderliche Mindestaußenluftvolumenstrom für die Personen, der einen unteren Grenzwert darstellt, in die Regelung einzupflegen. Der Mindestaußenluftvolumenstrom sollte ebenfalls variabel sein. Denn in den Nachtstunden befinden sich keine Personen in der Schwimmhalle. Um möglichst viel Ventilatorstrom einzusparen wird empfohlen, zuerst die Zulufttemperatur bis zum Maximalwert anzuheben und erst dann bei weiter steigender Heizlast den Zuluftvolumenstrom zu erhöhen. Diese Regelstrategien fließen in die Anlagensimulation ein. Die Berechnung des zukünftigen zu erwartenden Jahresenergiebedarfes sowie die eingesparten Kosten und CO₂ – Emissionen werden mit folgenden Parametern durchgeführt:

- reiner Außenluftbetrieb
- variabler Zuluftvolumenstrom
- Zuluftvolumenstrom = Abluftvolumenstrom: 7.000 m³/h
- minimaler Außenluftvolumenstrom: 1.000 m³/h
- maximale absolute Raumlufftfeuchte in der Schwimmhalle bei Badebetrieb: 14,3 g/kg
- Raumluffttemperatur: 28,0 °C (ganzjährig konstant)
- maximale Zulufttemperatur: 38,5 °C
- Rückwärmzahl: 0,6 (bei Kondensation leicht steigend)
- Heizlast als Funktion des Belastungsgrades gemäß Gleichung (13)
- Zuluftventilatorleistung: 3,8 kW (bei 1.200 Pa)
- Abluftventilatorleistung: 1,6 kW (bei 500 Pa)
- Berücksichtigung der Ventilatormotorenwärmeabgabe in der Wärmebilanz
- Strompreis: 0,15 €/kWh
- Hackschnitzelpreis: 0,023 €/kWh
- Frischwasserpreis: 3,0 €/m³ (angenommen)
- CO₂ – Emissionen des Kraftwerksmixes: 0,6 kg/kWh

Durch das neue Lüftungsgerät wird Wärme und Strom eingespart. Die Resultate sind in Tabelle 9-4 aufgelistet. Die Einsparung an Wärmeenergie ist erstaunlicherweise wesentlich geringer als ursprünglich vermutet wurde.



		optimierter Zustand
Betriebsstunden	h/a	7.848
max. Zuluftvolumenstrom	m ³ /h	7.000
max. Außenluftvolumenstrom	m ³ /h	7.000
max. Heizleistung gemäß TRY	kW	64
Wärmeenergie Heizregister	kWh/a	151.700
Wärmeenergie Wärmerückgewinner	kWh/a	130.800
Strombedarf Zuluftventilator	kWh/a	7.270
Strombedarf Abluftventilator	kWh/a	4.330

Tabelle 9-4: Simulationsergebnisse für das neue Lüftungsgerät

Es werden mit dem Kreuzstromwärmetauscher ca. 131 MWh/a zurück gewonnen, mit dem Heizregister müssen dennoch ca. 152 MWh/a zugeführt werden. Ursache für die geringe Einsparung im Vergleich zum Ist- Zustand ist der ganzjährig konstant hohe Umluftanteil des alten Lüftungsgerätes. Daher sind im Sommer in der Schwimmhalle zeitweise sehr unbehagliche Luftzustände anzutreffen. Diese These deckt sich auch mit den Aussagen des Betriebspersonals. Aufgrund des variablen Volumenstrombetriebes sind wesentliche Einsparungen an elektrischer Energie für die Ventilatoren zu erwarten. Die Reduzierung beträgt ca. 11.900 kWh/a. Dies entspricht ca. 1.800 €/a und einer Kohlendioxidmenge von 7,1 t/a.

Um weitere Einsparungen zu erreichen, werden die folgenden Maßnahmen vorgeschlagen:

- Absenkung der Raumlufttemperatur außerhalb der Nutzungszeit des Schwimmbades zwischen 21.00 Uhr und 08.00 Uhr
- zusätzliche geregelte Umluftbeimischung

Die anderen auf Seite 123 genannten Randbedingungen bleiben konstant. Nun muss aber berücksichtigt werden, dass bei einer geringeren Raumlufttemperatur die Verdunstung des Beckenwassers zunimmt, wenn nicht eine höhere relative, besser noch eine höhere absolute Feuchte in der Halle zugelassen wird. Diese Maßnahme reduziert sodann den Verdunstungsmassenstrom, was zur einer Wärmeeinsparung bei der Temperierung des Beckenwassers führt. Gemäß Gleichung (38) resultiert daraus ein geringerer Zuluftmassenstrom der Lüftungsanlage. Die Verdunstungsmenge bleibt immer konstant, sofern sich der Wasserdampfdruck der Luft und die Beckenwassertemperatur nicht ändern. Theoretisch könnte die Raumlufttemperatur bei den derzeitigen Raumkonditionen auf 20 °C abgesenkt werden. Gemäß Gleichung (39) entfallen bei einer kleineren Raumlufttemperatur als der Beckenwassertemperatur die konvektiven Gewinne, sie stellen dann sogar einen zusätzlichen Verlust dar. Aus diesen Gründen wird emp-



fohlen, sie außerhalb der Nutzungszeit der Schwimmhalle auf 26 °C zu begrenzen und eine relative Raumlufffeuchtigkeit von 85 % zuzulassen. Der Wärmebedarf für die Beckenwassererwärmung sinkt in diesem Fall von 61,8 MWh/a auf 56,4 MWh/a ab. Das ist hauptsächlich auf die geringeren Verdunstungswärmeverluste zurückzuführen. Der Wärmebedarf für die Lüftungsanlage beträgt ca. 147 MWh/a, das sind ca. 4,5 MWh/a weniger als bei konstanter Raumlufftemperatur. Somit reduziert sich der Wärmebedarf insgesamt um ca. 10 MWh/a. Ebenso reduziert sich der Strombedarf für die Ventilatoren geringfügig.

Durch eine zusätzliche Umluftbeimischung kann der Wärmebedarf für das Lüftungsgerät weiter gesenkt werden. Als Fortluft wird die Abluft bezeichnet, wenn sie den Wärmerückgewinner verlassen hat. Es wird empfohlen, die Fortluft vor dem Wärmerückgewinner mit der Außenluft zu mischen, bevor die Außenluft in den Wärmerückgewinner eintritt. Damit wäre auch das fortluftseitige Einfrierproblem gelöst, welches bei geringen Außenlufttemperaturen und hohen Fortluftfeuchten auftritt, weil die Außenluft vor dem Eintritt in den Kreuzstromwärmetauscher durch die Umluft vorgewärmt wird.

Generell wird empfohlen, den Umluftvolumenstrom nach der absoluten Feuchte der Mischluft vor dem Wärmerückgewinner zu regeln. Die Simulationen bestätigen, dass es eine gewisse Abhängigkeit zwischen dem Sollwert der Mischluftfeuchte und dem jährlich zu fördernden Zuluftvolumenstrom gibt, der wiederum den Strombedarf der Ventilatoren und den Wärmebedarf für das Heizregister beeinflusst. Es hat sich herausgestellt, dass eine Mischluftfeuchte von 8,5 g/kg ein gutes Optimum darstellt. Ist die Außenluftfeuchte größer als 8,5 g/kg, wird keine Umluft mehr beigemischt.

In der Tabelle 9-5 sind die Simulationsergebnisse bei einer zusätzlichen Umluftbeimischung aufgeführt und dem Ist- Zustand gegenübergestellt. Beim Ventilatorstrombedarf werden bei den angesetzten Randbedingungen 11.890 kWh/a eingespart, beim Wärmebedarf insgesamt 33.900 kWh/a. Wegen der CO₂ neutralen Verbrennung der Hackschnitzel wird nicht weniger Kohlendioxid ausgestoßen. Bemerkenswert ist im Vergleich zu Tabelle 9-4 die scheinbar geringere jährlich zurück gewonnene Wärmemenge. Ursache ist die höhere Außenlufttemperatur vor dem Wärmerückgewinner aufgrund der Umluftbeimischung. Die Anlage mit Umluftbeimischung weist in Summe einen geringfügig höheren jährlichen Zuluftvolumenstrom auf als die Anlage ohne Umluftbeimischung. Daher sind die Zulufttemperaturen z.T. etwas geringer, wie der Vergleich der Abbildung 9-3 und Abbildung 9-4 zeigt. Die eingesparte Wärmeenergie ist jedoch höher zu bewerten als der marginal höhere elektrische Energiebedarf für die Ventilatoren.



		Ist-Zustand	optimierter Zustand mit Umluftbeimischung	Einsparung	Einsparung €/a	Einsparung CO ₂ kg/a
Betriebsstunden	h/a	7.848	7.878			
max. Zuluftvolumenstrom	m ³ /h	7.500	7.000			
max. Außenluftvolumenstrom	m ³ /h	2.000-2.500	7.000			
max. Heizleistung gemäß TRY	kW	53	41	11,8		
Wärmeenergie Heizregister	kWh/a	155.000-180.000	139.000	28.500	656	0
Wärmeenergie Wärmerückgewinner	kWh/a		95.200		0	0
Strombedarf Zuluftventilator	kWh/a	11.770	7.300	4.470	671	2.680
Strombedarf Abluftventilator	kWh/a	11.770	4.350	7.420	1.113	4.450
verdampfte Wassermasse	m ³ /a	100	77	23	69	
Wärmebedarf Beckenwasser	kWh/a	61.800	56.400	5.400	124	0
Summe					2.632	7.130

Tabelle 9-5: Ergebniszusammenstellung und Einsparungen im Vergleich zum Ist- Zustand

In erster Näherung können für das neue Lüftungsgerät spezifische Investitionskosten von ca. 3,5 €/m³/h angenommen werden. Daraus resultiert ein Absolutwert von ca. 25.000 €. Nicht enthalten sind darin die Aufwendungen für die Modernisierung des Kanalnetzes und andere sanierungsbedürftige Bauteile. Demzufolge beläuft sich die statische Amortisationszeit auf ca. 10 Jahre. Das Gerät kann bei guter Wartung 20 - 25 Jahre betrieben werden. Wird für das Lüftungsgerät eine Nutzungsdauer von 20 Jahren angesetzt [27], so ist der jährliche Gewinn

$$G = 2.632 \frac{\text{€}}{\text{a}} - \frac{0,045 \cdot (1 + 0,045)^{20} - 1}{(1 + 0,045)^{20} - 1} \cdot \frac{1}{\text{a}} \cdot 25.000\text{€}$$

$$G = 710 \frac{\text{€}}{\text{a}}$$

Die CO₂- Vermeidungskosten betragen dementsprechend

$$k_{\text{CO}_2} = \frac{-710 \frac{\text{€}}{\text{a}}}{7,13 \frac{\text{t}}{\text{a}}}$$

$$k_{\text{CO}_2} = -99,57 \frac{\text{€}}{\text{t}}$$

Wie bei der Turnhalle entstehen bei einer Modernisierung negative CO₂- Vermeidungskosten. Das bedeutet einen positiven Nutzen für den Betreiber und die Umwelt.

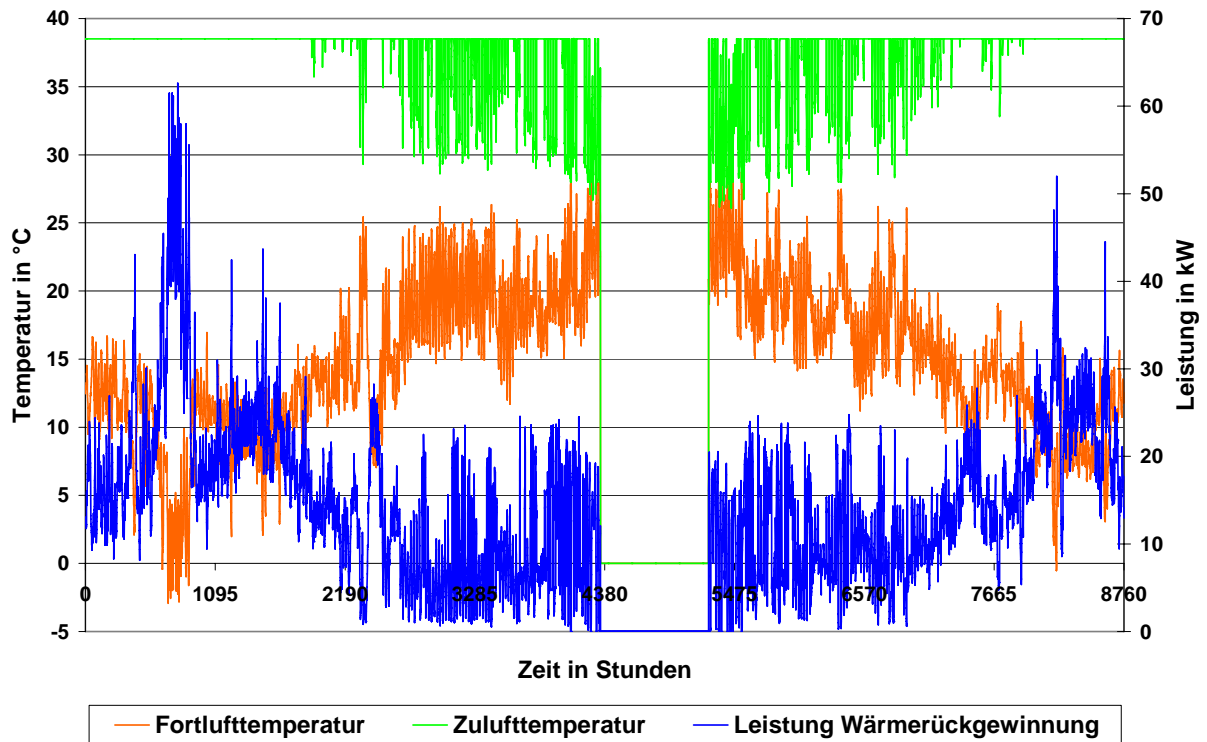


Abbildung 9-3: Fortlufttemperaturverlauf und zurück gewonnene Wärmeleistung ohne Umluftbeimischung

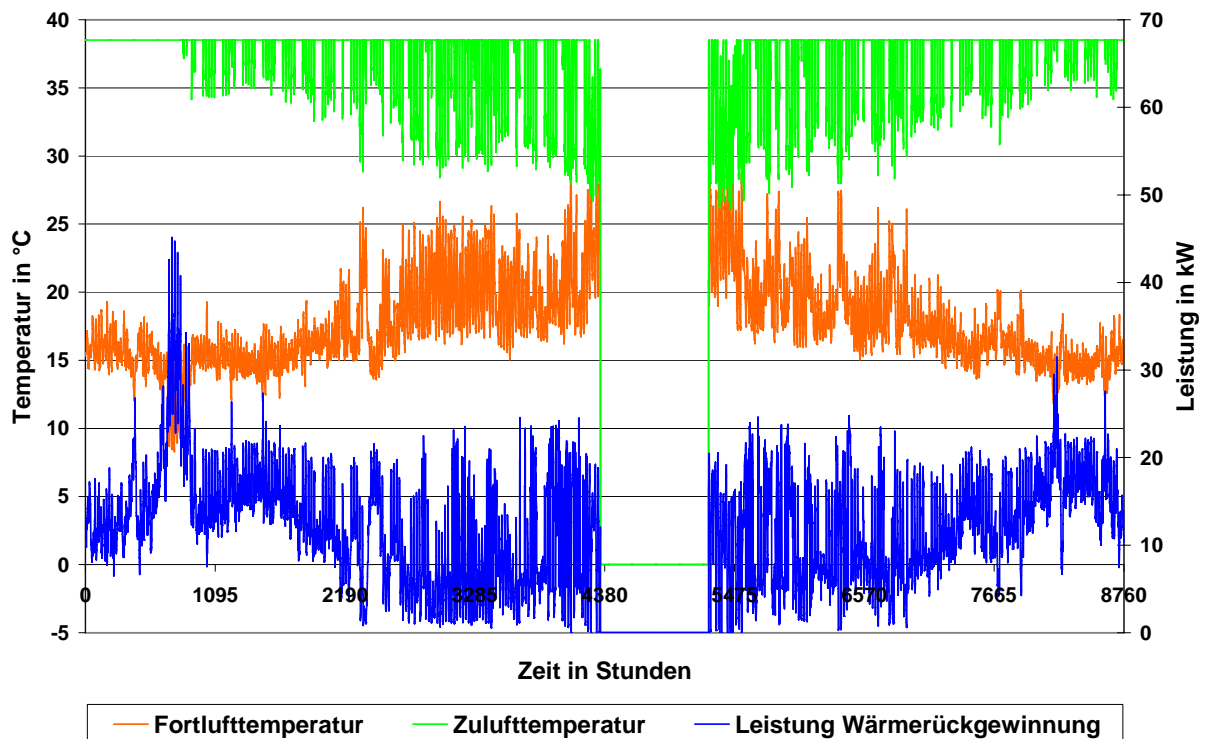


Abbildung 9-4: Fortlufttemperaturverlauf und zurück gewonnene Wärmeleistung mit Umluftbeimischung



Die zusätzliche Umluftbeimischung bewirkt einen weiteren positiven Effekt, wie die Simulationsergebnisse zeigen. Aufgrund der Vorwärmung der Außenluft erhöht sich die Fortlufttemperatur nach den Wärmerückgewinner auf der Abluftseite, wie der Vergleich der Abbildung 9-3 und Abbildung 9-4 zeigt. Der Einsatz einer Wärmepumpe, welche die Fortluft weiter abkühlt und die Zuluft vorheizt, kann nun durchaus attraktiv sein, weil sich die Jahresarbeitszahl wesentlich verbessert. Ob der Einsatz aus betriebswirtschaftlicher und ökologischer Sicht sinnvoll ist, wird in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt, da hierzu weitere umfangreiche Simulationen erforderlich sind. Ferner wird empfohlen, eine Abdeckung des Beckens in den Nachtstunden vorzunehmen. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass dadurch ca. 15 MWh/a für die Beckenwassererwärmung eingespart werden können, weil weniger Wasser verdunstet. Außerdem sinken die Kosten für die Frischwassernachspeisung. Die Wirtschaftlichkeit einer Abdeckung muss ebenfalls im nächsten Schritt überprüft werden.



10 Energetische Potentialanalyse zur Nutzung der Druckereimaschinenabwärme des EOS- Verlages

10.1 Vorbemerkungen

Die Mönche betreiben zahlreiche Werkstätten auf dem Klostergelände. Eine davon ist der EOS-Verlag. Der EOS- Verlag ist die hauseigene Verlagsdruckerei der Benediktinermönche. In den Räumlichkeiten befindet sich eine Druckereimaschine, mit der Bücher, Zeitschriften, Poster, Postwurfsendungen usw. vervielfältigt werden.

Die von der Druckereimaschine produzierte Abwärme wird mit Ventilatoren über einen Kanal ins Freie geblasen. Für andere Maschinen gibt es noch einen Druckluftkompressor vom Typ Atlas Copco, der diese Maschinen mit Druckluft versorgt. In einem Schrank neben dem Kompressor sind die Motoren der Vakuumpumpen für die Druckereimaschine aufgestellt. Die Abwärme des Kompressors und der Vakuumpumpen wird über Axialventilatoren in den Lagerraum abgeführt. Im Vorfeld dieser Masterarbeit gab es schon einige Ansätze und Vorschläge des Betriebspersonals, wie man die Abwärme der Maschinen effizienter nutzen könnte. Die Idee der Abwärmennutzung entstand durch sporadische Messungen der Ablufttemperaturen mit einem Strahlungstemperaturmessgerät.

Um eine fundierte Datenbasis für eine nachhaltige Potentialanalyse zu gewinnen, sind die tatsächlichen Temperaturniveaus über einen längeren Zeitraum aufzunehmen, weil die Ablufttemperaturen von der Betriebszeit und der Auslastung der Druckereimaschine abhängen. Dazu wurden von der Firma Imtech GmbH & Co. KG vom 24.11.2008 bis zum 16.12.2009 Datalogger installiert. Die Datalogger haben die Ausblastemperaturen des Kompressors und der Motoren in 5 Minutenschritten aufgezeichnet. Anschließend wurden mir die Messreihen für die Auswertung übergeben. Aus dem Datalogger- Programm lassen sich die Werte einfach in Microsoft Excel übertragen. Excel bietet eine Reihe von Analysewerkzeugen für die Auswertung der Daten.

10.2 Maßnahmenvorschläge

Grundsätzlich ist das nutzbare Temperaturniveau abhängig von der Raumlufttemperatur. Das heißt, bei einer Raumlufttemperatur von 18 °C können nur Ablufttemperaturen oberhalb von 18°C energetisch genutzt werden. Bisher war eine Abwärmennutzung über einen zusätzlichen



Luft/Wasser Wärmetauscher angedacht. Mit dem erwärmten Wasser könnte der Rücklauf des Nahwärmenetzes vorgeheizt werden. Eine andere Möglichkeit ist der Betrieb einer Wand- oder Fußbodenheizung, die vorteilhafterweise mit geringen Wassertemperaturen betrieben werden kann. Beide Systeme haben jedoch den Nachteil, dass ein gewisser Temperaturgradient vorhanden sein muss, der erst eine Wärmeübertragung möglich macht. Die Temperaturgradienten werden auch als Grädigkeit bezeichnet und stellen einen Temperaturverlust dar. Der erste Temperaturgradient fällt im Luft/Wasser Wärmetauscher an. Nimmt man beispielsweise die Ablufttemperatur mit 30 °C an, dann kann bei einer Grädigkeit von 2 K, was sehr gering ist und einen sehr großen, teuren Wärmetauscher erfordert, das Wasser auf maximal 28 °C aufgeheizt werden. Bei der Flächenheizung tritt noch ein weiterer Temperaturverlust beim Wärmeübergang vom Wasser an die Raumluft auf.

10.3 Ergebnisdarstellung

Die Abbildung 10-1 stellt den zeitlichen Temperaturverlauf der Ablufttemperaturen im Messzeitraum dar. Markant ist, dass der Kompressor deutlich höhere Temperaturen erzeugt als die Motoren der Vakuumpumpen, allerdings nur über einen kurzen Zeitraum. Stehen die Maschinen still, dann zeigen die Datalogger die Raumlufttemperatur des Lagers an, die unter 15 °C liegt.

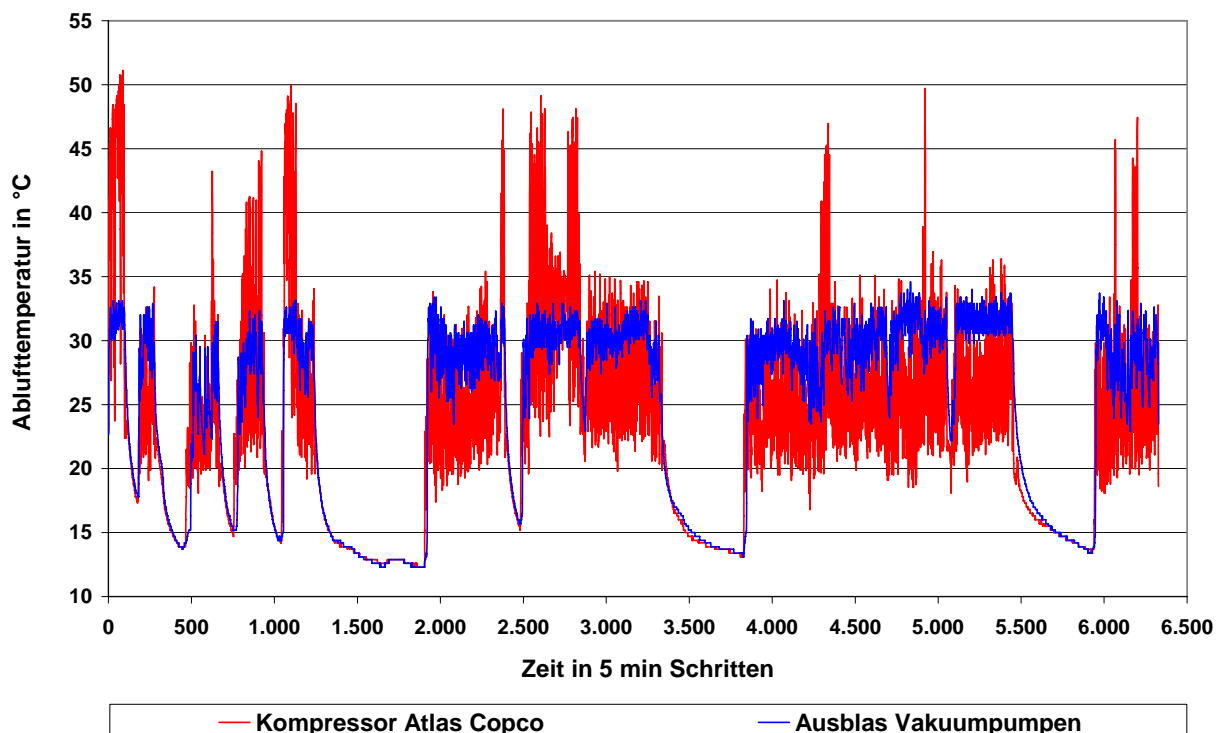


Abbildung 10-1: Temperaturverlauf der Abluft aus dem Kompressor und den Motoren



Die Auswertung der Abbildung 10-1 verdeutlicht, dass in der Mehrzahl der Betriebsstunden beide Ablufttemperaturen unter 35 °C liegen. Daraus lässt sich sofort ableiten, dass eine Abwärmenutzung zur Vorheizung des Rücklaufs des Nahwärmenetzes nicht in Frage kommt, weil das Temperaturniveau zu gering ist. Die zeitlichen Häufigkeiten der Ablufttemperaturen wurde in Abbildung 10-2 genauer unter die Lupe genommen. Die Ablufttemperaturspitzen des Kompressors in Abbildung 10-1 nehmen dementsprechend nur einen kleinen Anteil an den Gesamtstunden ein. Der Messzeitraum erstreckt sich über 527 Stunden. Setzt man die Anzahl der Stunden mit Temperaturen über 35 °C zu den Gesamtstunden ins Verhältnis, dann ergibt sich ein Nutzungspotential von ca. 5,6 %. Grundsätzlich sollten die Abwärmemetemperaturen für die Versorgung einer Flächenheizung über 35 °C liegen. Selbst dieses Temperaturniveau ist sehr gering und erfordert entsprechend große Heizflächen. Normalerweise werden Flächenheizungen mit ca. 35- 45 °C Vorlauftemperatur betrieben. Die mögliche Nutzung der Maschinenabwärme beschränkt sich aus diesem Grunde schon nur auf die Übergangszeit, in der geringere Heizmedientemperaturen erforderlich sind.

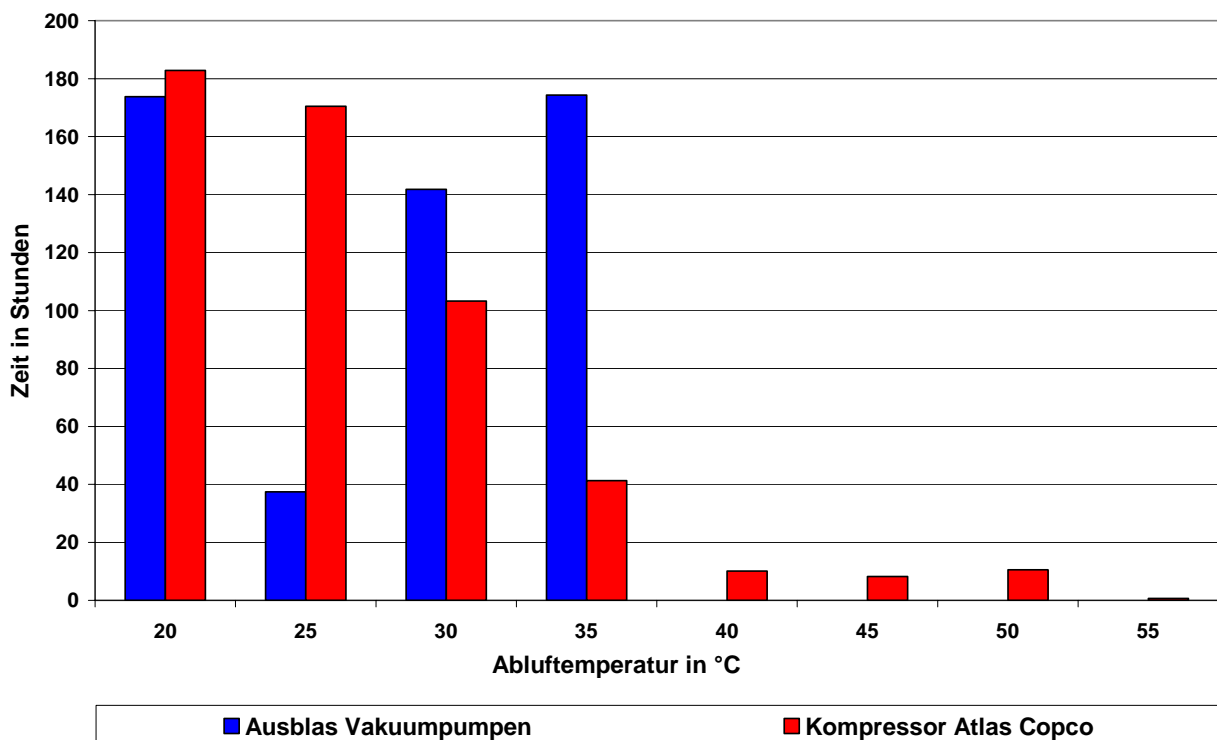


Abbildung 10-2: Häufigkeitsverteilung der Ablufttemperaturen

Von der Firma Imtech GmbH & Co. KG wurden zu einem späteren Zeitpunkt Luftvolumenstrommessungen an den Ventilatoren durchgeführt. Mit einem Flügelradanemometer wurde an den Vakuumpumpen der zeitliche Mittelwert des Volumenstromes und der Spitzenvolumen-

strom erfasst. Der zeitliche Mittelwert wurde mit $2.094 \text{ m}^3/\text{h}$, der Spitzenwert mit $3.296 \text{ m}^3/\text{h}$ bestimmt. Die Volumenströme sind sehr gering, so dass weitere Messungen an dem Druckluftkompressor nicht durchgeführt wurden, weil dort noch geringere Luftvolumenströme erwartet wurden. Setzt man die Raumlufthtemperatur mit $18 \text{ }^\circ\text{C}$ an, kann die Abwärmeleistung berechnet werden, wobei hier der zeitliche Mittelwert des Volumenstromes angesetzt werden muss. Die Abwärmeleistung beträgt im Mittel nur $7,5 \text{ kW}$. Schlussendlich untermauert Abbildung 10-3, dass aufgrund der geringen Wärmeleistung das energetische Nutzungspotential sehr gering ist.

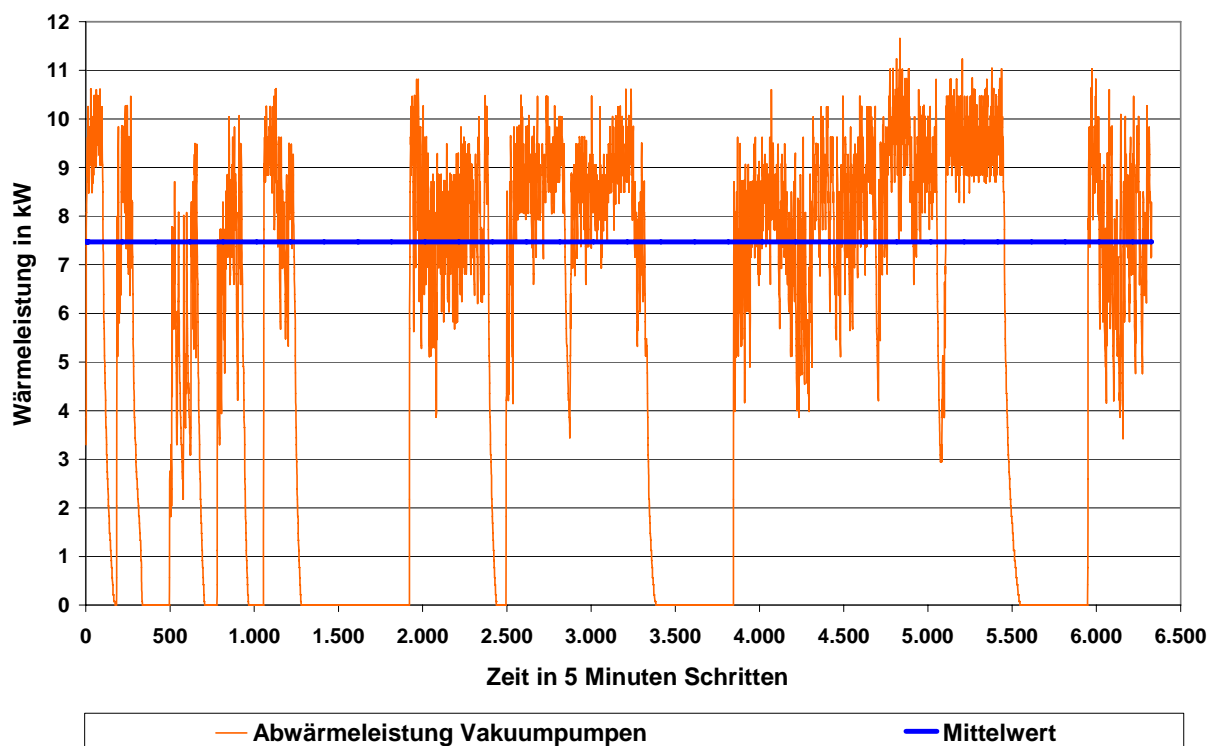


Abbildung 10-3: nutzbare Wärmeleistung der Motoren der Vakuumpumpen

Während des Messzeitraumes beträgt der Mittelwert der Ablufttemperaturen des Kompressors $26,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Das Temperaturmittel der Motoren liegt bei $28,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Damit ist bewiesen, dass sowohl die Temperaturniveaus als auch die Abwärmeleistung für eine Flächenheizung praktisch nicht nutzbar sind. Da der Messzeitraum als repräsentativ angesehen werden kann, würde auch ein längerer Messzeitraum an den Verhältnissen nicht viel ändern. In Anbetracht der erforderlichen Investitionskosten, muss auch von einer Flächenheizung abgeraten werden, da diese niemals wirtschaftlich betrieben werden kann. Im Gegensatz zum Heizöl würde der neue Energieträger Hackschnitzel in einer Wirtschaftlichkeitsrechnung das Ergebnis noch weiter zu Ungunsten der Abwärmenutzung verschlechtern.



11 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Masterarbeit wurde das Betriebsverhalten des Nahwärmenetzes unter dem Aspekt des Energieverbrauches, den Einsparpotentialen und der Regelbarkeit untersucht. Besondere Beachtung wurde dabei den Subnetzen geschenkt, über die nur sehr spärliche Informationen vorlagen. Durch eine ausführliche Bestandsaufnahme wurden die Subnetze systematisch erfasst und in Form von hydraulischen Funktionsschemata dokumentiert, welche dem Kloster als ein Ergebnis dieser Arbeit übergeben werden. Das hydraulische Schema stellt die Basis für die energetische Analyse der Wärmeverteilung dar, weil anhand deren hydraulische Defizite schnell herausgearbeitet werden können. Der Schwerpunkt wurde zum einen auf Anlagen gelegt, bei denen ein großes Einsparpotential zu erwarten ist und zum anderen auf Netzteile, mit denen das Personal schlechte Betriebserfahrungen gesammelt hat.

Ein zentrales Resultat der Arbeit ist, dass sich gerade aufgrund der Vielzahl der vorgefundenen Defizite keine generelle Vorgehensweise bei der Optimierung von Bestandsanlagen ableiten lässt. Man muss immer im Einzelfall entscheiden, ob die Anlage im jetzigen Zustand ihre Aufgabe erfüllt, welche energetischen und regelungstechnischen Vorteile eine Optimierung mit sich bringt und wie diese im Verhältnis zu dem einzusetzenden Kapital stehen.

Eine weitere fundierte Basis sind die GLT- Daten der Hauptunterstationen. Beispielhaft wurde aufgezeigt, dass mit den alleinigen GLT- Daten der Hauptunterstationen auch Rückschlüsse auf das Betriebsverhalten der nachgeschalteten Unterstationen gezogen werden können und ein Fehlbetrieb der Anlage leicht zu erkennen ist. In diesem Zusammenhang sollte immer der Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf und der Wärmeleistung unter Beachtung des Belastungsgrades besondere Beachtung geschenkt werden, weil sich damit die Dimensionierungen von Umwälzpumpen ohne aufwendige Rohrnetzrechnungen leicht überprüfen lassen. Die Nachrechnung der hydraulischen Leistung einer Umwälzpumpe für den Auslegungsfall kann auch ohne GLT- Daten erfolgen, wenn vor Ort die Heizmedientemperaturen, die Wärmeleistung und die Außentemperatur bestimmt werden. Beispielhaft wurde dargelegt, dass die Investition in eine drehzahlgeregelte Pumpe immer sehr lohnend ist. Weiterhin konnte nachgewiesen werden, dass sich GLT- Daten hervorragend für die Untermauerung von Thesen, Vermutungen und Nachrechnungen eignen, die die vorgefundene Anlage betreffen oder in der Fachliteratur zu finden sind. Letztendlich stellen die GLT- Daten eine fundierte Basis für die Betriebsoptimierung der Anlage dar. In diesem Fall betrifft das insbesondere die Ein- und Aus-



schaltzeiten der Pumpen, die außentemperaturgeführte Vorlauftemperaturregelung und die Nachtabsenkung der Vorlauftemperatur.

Grundvoraussetzung für eine energiesparende Wärmeverteilung ist die volumenstromvariable Wasserverteilung und der hydraulische Abgleich. Bei der Optimierung der vorgefundenen hydraulischen Schaltungen wurde dieser Prämisse große Beachtung geschenkt. Dazu gilt es im ersten Schritt unnötige Überströmungen zu beseitigen und fehlende Regelventile nachzurüsten, weil dadurch Pumpenstrom eingespart wird. Mit Differenzdruckreglern lassen sich hydraulische Schaltungen unkompliziert abgleichen, weil sie in jedem Lastfall eine ideale Wasserverteilung bei minimalem elektrischen Energieaufwand sicherstellen. Folglich kann auf die eine oder andere Zubringerpumpe verzichtet werden kann, wenn die Hauptpumpe ausreichend dimensioniert ist. Der Praxistest eines Heizkreises bestätigte zudem, dass auf Heizkreispumpen unter Umständen gänzlich verzichtet werden kann und man an deren Stelle Differenzdruckregler einsetzt. Die Differenzdruckregler amortisieren sich durch den eingesparten Pumpenstrom in einem akzeptablen Zeitraum. Der Jahresheizenergiebedarf der betroffenen Heizkreise kann weiterhin um ca. 10 % gesenkt werden, wenn die Netzteile als Zonenregelkreise betrieben werden. Bei druckbehafteten Unterverteilern mit Verbrauchern, die als Beimischschaltung angeschlossen sind, wird aus regelungstechnischen und energetischen Gründen empfohlen, die Hauptpumpe proportionaldruckgeregelt zu betreiben, so dass der Differenzdruck am Verteiler/Sammler gering ist, um gegenseitige hydraulische Beeinflussungen zu minimieren. Diese Kriterien sollten vom Planer schon bei der Projektierung der Anlage berücksichtigt werden. Im Allgemeinen sollten sämtliche Pumpeneinstellungen im Klosterdorf hinterfragt und empirisch optimiert werden. Das betrifft insbesondere die nächtliche Reduzierung der Drehzahl, wenn die Vorlauftemperatur abgesenkt wird. Unter anderem lässt sich auch festhalten, dass sich durch den nachträglichen Einbau von Dreiwege-Mischventilen bzw. den Austausch von handverstellbaren Mischern viel Wärmeenergie einsparen lässt. Durch eine Jahressimulation konnte nachgewiesen werden, dass die jährlichen Wärmeverluste über die Rohrleitung bei witterungsgeführter Vorlauftemperaturregelung wesentlich geringer sind als bei konstanter Vorlauftemperatur.

Ein nicht unerhebliches Einsparpotential an Wärmeenergie steckt in der nachträglichen Wärmedämmung von Rohrleitungen in unbeheizten Bereichen. Insbesondere bei der Ausführung der Arbeiten in Eigenregie amortisieren sich die Investitionen in sehr kurzer Zeit. Die optimale Dämmschichtdicke ist sehr stark von den Brennstoffpreisen abhängig. Aufgrund der günstigen Holzhackschnitzel liegt die betriebswirtschaftlich optimale Dämmschichtdicke sogar unter den gesetzlichen Vorgaben der EnEV. Ohne genaue Kenntnis der nicht gedämmten Leitungsteile



können die Investitionskosten in erster Näherung für eine einfache Wärmedämmung auf 500 bis 1.500 € abgeschätzt werden. Dem steht eine jährliche Ersparnis von 200 bis 300 €/a gegenüber.

Das Exergiepotential der Druckereimaschine und des Druckluftkompressors ist aus betriebswirtschaftlicher Sicht nicht nutzbar. Die Auswertungen der Messreihen bestätigen, dass das geringe Temperaturniveau als auch die geringe Abwärmeleistung keine Investitionen in eine nachhaltige Nutzung rechtfertigen.

Schlussendlich konnte anhand der hohen negativen CO₂- Vermeidungskosten gezeigt werden, dass erhebliche Einsparpotentiale durch Sanierungsmaßnahmen an den Lüftungsanlagen erschlossen werden können. Letztere bestehen z.B. darin, die Ventilatoren in der Turnhalle mit Frequenzumformern nachzurüsten, die sich in sehr kurzer Zeit amortisieren. Die Einsparungen in der Schwimmhalle fallen geringer aus als im Vorfeld der Arbeit erwartet wurde, weil das Lüftungsgerät ganzjährig mit einem hohen Umluftanteil betrieben wird. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass in jedem Fall ein Gerät mit variablem Volumenstrom, mit einer hocheffektiven Wärmerückgewinnung und geregelter Umluftbeimischung angeschafft werden sollte. In weiteren Berechnungen ist zu prüfen, ob der Einsatz einer zusätzlichen Wärmepumpe betriebswirtschaftlich und ökologisch vertretbar ist. Die Resultate zeigen, dass sich die Anschaffung der Frequenzumformer für das Gerät in der Turnhalle nach ca. 2 Jahren rentiert, das Lüftungsgerät in der Schwimmhalle amortisiert sich bei den angesetzten Randbedingungen erst nach ca. 10 bis 12 Jahren. Langfristig werden durch die Sanierung der Lüftungsanlagen die größten Einsparungen an Energiekosten und Treibhausemissionen erzielt. Die Gesamtinvestitionskosten für ein neues Lüftungsgerät in der Schwimmhalle und die Nachrüstung von zwei Frequenzumformern betragen ca. 30.000 bis 35.000 €.

Resümiert man schlussendlich alle Handlungsempfehlungen, dann sollten zuerst die Lüftungsanlagen saniert, die Regelstrategien der Komponenten hinsichtlich eines energiesparsamen Betriebes angepasst und Regelventile ertüchtigt werden, eng gefolgt vom hydraulischen Abgleich und wärmeschutztechnischen Sanierungen des Nahwärmenetzes. Im folgenden Schritt sind die überflüssigen Pumpen zu entfernen bzw. überdimensionierte Pumpen auszutauschen, wobei beim Heizkreis Turnhalle geraten wird, den Austausch sofort auszuführen. In dieser Phase sollte auch die Zonenregelung im Gymnasium realisiert werden. Eine übersichtliche Darstellung des Maßnahmenkataloges nach Prioritäten sowie die damit verbundenen grob geschätzten Investitionskosten und überschlägigen Einsparungen zeigt die Tabelle 11-1. In jedem Fall ist die



Regelstrategie der Vorlauftemperatur zu überprüfen. Das umfasst die Führung der Vorlauftemperatur nach der Außenlufttemperatur sowie die mögliche Absenkung zu bestimmten Zeiten.

Bezeichnung	hydraulischer Abgleich	Austausch Pumpe(n)	Entfall Pumpe	Einstellungen Hauptpumpe prüfen	hydraulische Umbauarbeiten	Aufbau Zonenregelung	Wärmedämmung prüfen	Lüftungsanlage ertüchtigen	Vorlauftemperaturregelung prüfen	Priorität	Investitionen in €	Einsparung
Heizkreis Kirchenheizung	X			X					X	dringend	keine	ja
					X					wichtig	1.500-2.000	100-200 €/a
		X					X			empfehlenswert	ca. 200	ca. 30 €/a
Heizkreis Fernheizung Neubatrakt	X		X	X	X				X	dringend	800-1.200	ca. 600 €/a
							X			wichtig		
										empfehlenswert		
Hauptunterstation Gymnasium				X	X				X	dringend	2.500-3.000	
										wichtig		
										empfehlenswert		
Abgang Schwimmbad, Gärtnerei, Bahnhof	X			X			X	X	X	dringend	35.000-50.000	2.000 -3.000 €/a
		X								wichtig	500-1.000	100-250 €/a
					X					empfehlenswert		
Heizkreis Metzgerei und Ökonomie	X		X	X						dringend	1.000	ca. 100 €/a
					X		X			wichtig	2.000-3.000 €	150-250 €/a
		X						X		empfehlenswert	1.300	ca. 250 €/a
Heizkreis Turnhalle				X	X			X	X	dringend	6.500-8.500	ca. 3.200 €/a
		X					X			wichtig	600	ca. 200 €/a
										empfehlenswert		
Heizkreis Seminar	X		X	X	X					dringend	5.000-7.000	1.000-1.300 €/a
						X	X			wichtig	5.500-7.500	ca. 10%
										empfehlenswert		
Heizkreis Verbindungsbau				X					X	dringend	keine	ja
										wichtig		
										empfehlenswert		
Heizkreis Verbindungsbau (Altbau)	X		X	X	X					dringend	1.000-2.000	ca. 400 €/a
						X				wichtig	2.000-2.500	ca. 10%
							X			empfehlenswert		
Fernleitung Ottilienheim	X			X			X		X	dringend	1.000-3.500	100-250 €/a
										wichtig		
			X							empfehlenswert		60-100 €/a
Heizkreis Exerzitienhaus Ost				X					X	dringend	keine	ja
							X			wichtig		
					X					empfehlenswert	300-600	40-60 €/a
Heizkreis Meditationsraum Dachgeschoss				X					X	dringend	keine	ja
							X			wichtig		
					X					empfehlenswert	300-600	40-60 €/a
Verteiler Prokura					X				X	dringend	1.000-1.500	100-200 €/a
		X					X			wichtig	500-700	100-150 €/a
										empfehlenswert		

Tabelle 11-1: Maßnahmenkatalog nach Priorität sowie Investitionen und Einsparungen



Gleichrangig dazu ist der hydraulische Abgleich durchzuführen. Im Idealfall sollte das durch die Nachrüstung von Differenzdruckreglern, mindestens aber durch Strangregulierventile, realisiert werden. Im Anhang befinden sich drei Tabellen, in der sämtliche Pumpen der Subnetze der drei Hauptunterstationen aufgeführt sind. Aus den Tabellen kann abgeleitet werden, welche Pumpen ausgetauscht werden sollten oder entfallen können und wie hoch die jährliche Ersparnis ist. Werden alle überflüssigen Pumpen entfernt, ungeregelte durch drehzahlregelte ersetzt und die Regelstrategien der Hauptpumpen optimiert, dann lassen sich 20.000 bis 30.000 kWh/a an Pumpenstrom einsparen. Dies entspricht einer CO₂ - Menge von 12 bis 18 t/a. Die Gesamtinvestitionskosten für den Pumpenaustausch können auf 5.000 bis 8.000 € abgeschätzt werden. In der Regel muss mit Amortisationszeiten von 5 -10 Jahren gerechnet werden. Schlussendlich kann nach der Umsetzung aller Handlungsempfehlungen dieser Arbeit der Kohlendioxidausstoß der Klosteranlage um mehrere Tausend Tonnen pro Jahr reduziert werden, wenn die Wärmeerzeugung ausschließlich auf Basis fossiler Brennstoffe erfolgt. Das ist im Wesentlichen auf den hydraulischen Abgleich und den damit vermiedenen Energieverlusten zurückzuführen, die auf Seite 17 aufgelistet sind. Diese Reduzierung lässt sich nur erreichen, wenn neben den Unterstationen, die in dieser Arbeit betrachtet wurden, auch die einzelnen Stränge und Heizkörper in jedem Gebäude hydraulisch abgeglichen werden. Weil das Klosterdorf überwiegend Holzhackschnitzel als Brennstoff einsetzt, haben die Maßnahmen in erster Linie eine Kostensparnis zur Folge.



Literaturverzeichnis

- [1] Bundesministerium für Wirtschaft; Arbeitsgemeinschaft für Energiebilanzen (AGEB) 2008
- [2] Dittwald, Frank: Vorlesungsunterlagen im Fach „Energiemanagement“ – Fachbereich IV TFH- Berlin, 2000
- [3] W. Burkhardt: Projektierung von Warmwasserheizungen, 5. Auflage, Oldenbourg Verlag München Wien 1997
- [4] Roos, H.: Hydraulik der Wasserheizung, 4. Auflage, Oldenbourg Verlag München Wien 1999
- [5] Firmenunterlagen der Firma Grundfos GmbH
- [6] Firmenunterlagen der Firma Wilo AG, Dortmund
- [7] Deutsche Energie- Agentur GmbH (dena), Informationsblätter zu Pumpensystemen
- [8] Floß, A.: Energieeinsparung in der Hydraulik, Zeitschrift: Heizung Lüftung Klimatechnik, Nr.5/2007
- [9] Planungsunterlagen der Firma KSB AG, Frankenthal
- [10] Senczek, R.: Wie praxistauglich sind Elektronikpumpen, Zeitschrift: sbz, Nr.7/2000
- [11] Buscher, E., Walter, K.: Pumpeneinstellung leichtgemacht, Zeitschrift: sbz, Nr.18/2001
- [12] Buderus Handbuch für Heizungstechnik, Beuth Verlag GmbH 2002
- [13] Hydraulik in der Gebäudetechnik, Planungsunterlage, Siemens Building Technologies AG
- [14] Unterlagen Energieberaterkurs der FH Braunschweig/Wolfenbüttel; www.tww.de
- [15] Floß, A.: Energieeinsparung in der Hydraulik, Zeitschrift: Technik am Bau (TAB), Nr. 7-8/2007
- [16] Baumgarth, S.: Energie- und Kosteneinsparung durch zustandsabhängige Prozessführung bei Klimaanlageanlagen, Zeitschrift: Gesundheitsingenieur, Nr. 3/1993
- [17] Werdin, H.: Gegenseitige hydraulische Beeinflussung, Zeitschrift: HLH, Nr. 10/2007
- [18] Recknagel/ Sprenger/ Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2000. Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Ernst – Rudolf Schramek. Oldenbourg Verlag München Wien
- [19] Knabe, Gottfried: Gebäudeautomation, Verlag für Bauwesen GmbH 1992
- [20] Werner Berties: Übungsbeispiele aus der Wärmelehre, Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag München Wien 1996/2003, 20. Auflage
- [21] Friedrich Hell: Wärmeübertrager, Oldenbourg Verlag München Wien 1992
- [22] VDI 2067 Blatt 1, Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen: Betriebstechnische und wirtschaftliche Grundlagen, Ausgabe 1983
- [23] Informationsmaterial des Klosters sowie Internetseite www.erzabtei.de
- [24] Produktunterlagen der Firma Danfoss GmbH
- [25] Renndorfer, H.: Wärmeleistungsverhalten im täglichen Betrieb, Zeitschrift: HLH, Nr. 1/1986



- [26] Steinemann, J.: Was darf denn Wärmedämmung Kosten?, Zeitschrift: TAB, Nr. 3/2000
- [27] VDI 2067 Blatt 1: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, Grundlagen und Kostenberechnung, Ausgabe 2000
- [28] Hirschberg, R., Richter, W., Knabe, G.: Energieeffizienz regelungstechnischer Einrichtungen von Pumpenwarmwasserheizungen, Zeitschrift: HLH, Nr. 11/2003
- [29] Knorr, M., Krimmling, J., Preuß, A.: Einzelraumregelungssysteme an Schulen, Zeitschrift: TAB, Nr. 2/2005
- [30] Dittmann, A., Zschernig, J.: Energiewirtschaft, Teubner Verlag Stuttgart 1998
- [31] Wagner, U.: CO₂- Vermeidungskosten im Kraftwerksbereich bei den erneuerbaren Energien sowie bei nachfrageseitigen Effizienzmaßnahmen, Studie der TU- München am Institut für Energiewirtschaft und Anwendungstechnik
- [32] Saunus, Christoph: Schwimmbäder, Kramer Verlag Düsseldorf AG, 2005
- [33] Fachinformationen Hydraulische Schaltungen, Teil 1-4,
Fa. Kieback&Peter GmbH & Co. KG
- [34] VDI Richtlinie 2089 Ausgabe 2005; Technische Gebäudeausrüstung von Schwimmbädern Hallenbädern
- [35] Backes, Christian: Energiebewusste Schwimmbadplanung- ohne mechanische Entfeuchtung, Zeitschrift: HLH, Nr. 12/2008
- [36] Energieeinsparverordnung- EnEV, 2007
- [37] Höpler, Klaus: Energieoptimierung Kloster St. Ottilien, Endbericht der Forschungsstelle für Energiewirtschaft (FfE) September 2006
- [38] VDI 2071: Wärmerückgewinnung in raumluftechnischen Anlagen, Ausgabe Dezember 1997
- [39] Baumgart, S., Boggasch, E., Heiser, M.: Optimale Anpassung der Energiebereitstellung an den Bedarf, Zeitschrift: HLH, Nr. 6/2004
- [40] Baumgart, S.: Energieoptimale Einzelraumregelung bei Heiz- und Klimaanlage, Zeitschrift: HLH, Nr. 1/1992
- [41] Baumgart, S.: Strategien zur Energieoptimalen Heizungsregelung, Zeitschrift: HLH, Nr. 5/1991
- [42] SIA Norm 380/4, Schweizer Ingenieur- und Architektenverein, Elektrische Energie im Hochbau, Zürich Oktober 2006
- [43] LEE, Leitfaden elektrische Energie im Hochbau, Institut für Wohnen und Umwelt Darmstadt, Juli 2000
- [44] Reinmuth, F.: Lufttechnische Prozesse, C.F. Müller Verlage Karlsruhe 1992



- [45] Jagnow, K.: Verfahren zur energetischen und wirtschaftlichen Bewertung von Qualitätssicherungsmaßnahmen in der Heizungsanlagentechnik, Dissertation an der Universität Dortmund, Januar 2004
- [46] Jagnow, K., Wolff, D.: Abschlussbericht „Optimus“- Projekt der Deutschen Bundesstiftung Umwelt DBU 2003- 2008
- [47] Fachinformation: Hydraulischer Abgleich von Heizungs- und Kühlanlagen, Zentralverband Sanitär, Heizung, Klima; Januar 2002
- [48] Firmenunterlagen der Frivent Luft- und Wärmetechnik GmbH

Verwendete Programme :

Microsoft Word 2003

Microsoft Excel 2003

Microsoft Power Point 2003

Auslegungssoftware Wilo AG, Wilo Select 3.

Auslegungssoftware Grundfos GmbH, WinCaps, Version 7.90



Danksagung:

Zuerst möchte ich mich bei meinem Kollegen, Herr Armin Weing, bedanken, der mich auf dieses interessante Thema aufmerksam machte, das Potential erkannte und alle Kontakte zur den Personen herstellte, die mit der Bearbeitung und den Ergebnissen der Masterarbeit in Berührung kommen.

Ganz besonders möchte ich mich bei Herrn Jürgen Hohenester und seinem Kollegen bedanken, da ohne sie die Arbeit nicht in dem Umfang und der Detailschärfe möglich gewesen wäre. Sie sind die beiden einzigen Personen, die den hydraulischen Netzaufbau gut kennen, was für die Bestandaufnahme essentiell wichtig war, da sie die Grundlage der Arbeit darstellt. Beide hatten immer für mich Zeit und versorgten mich mit allen ihnen bekannten Informationen.

Meinen besonderen Dank möchte ich auch Herrn Schäfer und der Firma Imtech GmbH & Co. KG aussprechen. Herr Schäfer unterstütze mich mit energierelevanten Messungen an der Druckereimaschine und war mir bei hydraulischen und regelungstechnischen Fragen ausgesprochen hilfsbereit. Darüber hinaus veranlasste er die zeichnerische Umsetzung der hydraulischen Schemata meiner Bestandaufnahme in CAD. Ferner möchte ich Bruder Joseph für die Unterstützung mit technischen und wirtschaftlichen Daten aus seinen Unterlagen und die nette Atmosphäre im Klosterdorf Dank sagen. Auch bei meinem Kollegen Roland Krause bedanke ich mich für die wertvollen Auskünfte und Anregungen in hydraulischen Fragen. Außerdem spreche ich meinem Betreuer, Prof. Dr. Werner Jensch, großen Dank für die zahlreichen Ratschläge und Hinweise hinsichtlich Struktur und Gliederung der Arbeit aus.



12 Anhang

- Zusammenstellung der Pumpen in den Unterstationen „Kloster“
- Zusammenstellung der Pumpen in den Unterstationen „Exerzitienhaus“
- Zusammenstellung der Pumpen in den Unterstationen „Gymnasium“
- Ablaufschema zur Vorgehensweise bei der Einregulierung von Rohrnetzen
- Hydraulisches Schema der Wärmeverteilnetze (Subnetze) „Kloster“
- Hydraulisches Schema der Wärmeverteilnetze (Subnetze) „Exerzitienhaus“
- Hydraulisches Schema der Wärmeverteilnetze (Subnetze) „Gymnasium“



Pumpen in den Unterstationen der Hauptunterstation „Kloster“

Nr. im Schema	Fabrikat	Typ	Versorgungsbereich	Anzahl	Leistungsstufen W	läuft auf Stufe	elektr. Leistung (bei Elektronikpumpen gemittelt) W	Gesamtleistung W	Austausch	Entfall	Einsparung bei Austausch oder Entfall kWh/a
Unterverteilung Fernheizung Neubau											
1	Grundfos	UPE 80-220	Neubau	1	110-1550		110- 1550	1.000			
2	Grundfos	UPS 32-55	WWB	1	90/130/140	3	140	140			
3	Grundfos	UPS 32-80	Ladepumpe	1	90/130/141	3	140	140			
4	Löwe		Refektorium	2			290	580		X	4.000
5	Löwe		Refektorium	2			120	240			
Unterverteiler Kirchenheizung											
6	Wilo	DOS 50-125	Konvektoren	2	520/640/760/860	3	760	1.520	X		1.700
7	Wilo	RS 25-60	Beichtzimmer	1	41/55/72/85	1	41	41	X		170
8	Wilo	Star E 25-1-5	Fußbodenheizung	1	34-116	5	116	116			
Fußbodenheizung Unterkirche											
9	Loimpumpe							100			
Zirkulationspumpen											
10	Wilo	Z25	WWB	1				47			
11	Wilo	Z30	WWB	1				100			
Summe								4.024			5.870



Pumpen in den Unterstationen der Hauptunterstation „Exerzitenhaus“

Nr. im Schema	Fabrikat	Typ	Versorgungsbereich	Anzahl	Leistungsstufen W	läuft auf Stufe	elektr. Leistung (bei Elektronikpumpen gemittelt) W	Gesamtleistung W	Austausch	Entfall	Einsparung bei Austausch oder Entfall kWh/a
Ottlienkappelle											
1	Grundfos	UPS 32-80	Fußbodenheizung	1	145/220/245	2	220	220			
Meditationsraum Dachgeschoss											
2	Buderus		Lüftung	1	46-93	2		65			
3	Buderus		Lüftung	1	46-94	2		65			
Exerzitenhaus Ost											
4	Buderus		Lüftung	1	46-93	2		65			
5	Buderus		Lüftung	1	46-94	2		65			
Emminger Hof											
6	Wilco	E 40	Fußbodenheizung	1	32-195		32-195	100			
7	Wilco	Z 25	Fußbodenheizung	1	48		48	48			
8	Biral	NRB	WWB Emminger Hof	1	105-205		105-205	150			
9	Wilco	25 RH	Lüftung	1	184		184	184			
10	Grundfos	Alpha 25-40	Lüftung	1	5-25		25	25			
Villen											
11	Wilco	Top S 30-7	Villa 1 und 2	1	120/175/195	1	120	120			
12	Biral	Redline 13-1	Villa 3	1	50/90/118	1	65	65			
Ottlienheim											
13	Wilco	R40- 100	Zuleitung Villen	1	85/110/140/170	1	85	85	X		900
14	Grundfos	UPS 50-60	Ottlienheim	1	50-450		50-450W	200			
Waschhaus											
15	Wilco	Top S 40-4	Waschhaus	1	120-195	3	120	195	X		700
16	Grundfos	UPS 40-30	Waschhaus	1	80/90/115	3	115	115	X		700
17	Grundfos	UPS 32-55	WWB Waschhaus	1	90/130/140	1	140	140			
Klosterladen											
18	Wilco	Star RS 30-6	Heizkörper	1	46-93	3	93	93			
19	Wilco	Star RS 25-6	WWB Klosterladen	1	46-93	1	46	46			
20	Wilco	Star RS 30-6	Lüftung	1	46-93	2	65	65			
21	Wilco	Star RS 25-6	Lüftung	1	46-93	1	46	46			
KFZ- Werkstatt											
22	Grundfos	UPS 32-55		1	90/130/140	2	130	130	X		350
EOS											
23	Grundfos	UPS 25-60	WWB EOS	1	50/60/70	2	60	60			
24	Grundfos	UMC 50-60	Heizkörper	1	110/250/430	2	250	250	X		1.500
Prokura											
25	Grundfos	UPS 32-60	Heizkreis Süd	1	170/180/190	1	170	170	X		550
26	Grundfos	UPS 32-60	Heizkreis Nord	1	170/180/190	1	170	170	X		550
27	Löwe		WWB ü. HK ungeregelt	1	125		125	125			
Zentrale WWB											
28	Grundfos	UPS 32-80	Ladepumpe Speicher	1	145/220/245			220			
29	Wilco	Z 30	Zirkulation	3	60		60	180			
Summe								3.462			5.250



Pumpen in den Unterstationen der Hauptunterstation „Gymnasium“

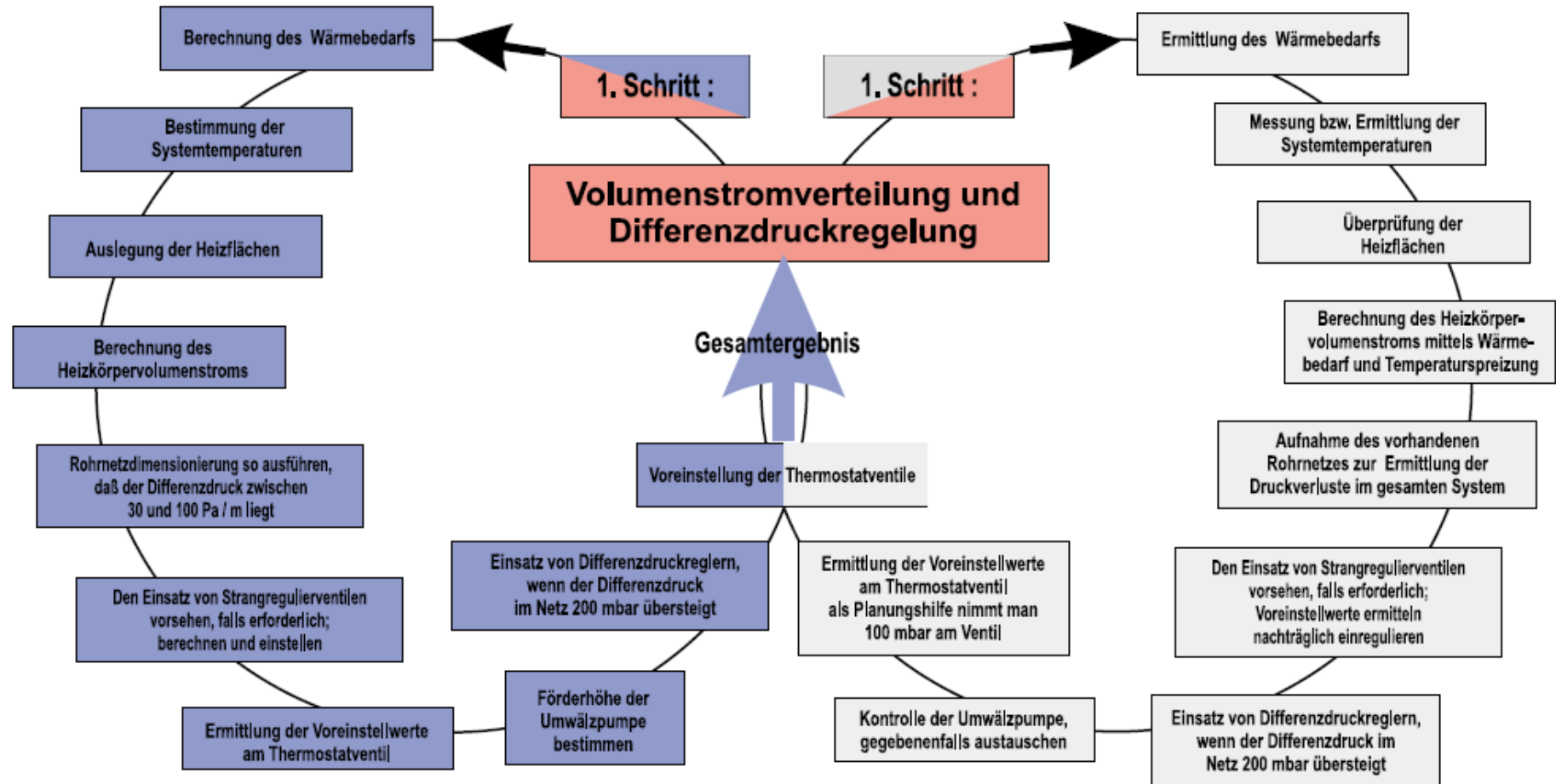
Nr. im Schema	Fabrikat	Typ	Versorgungsbereich	Anzahl	Leistungsstufen	läuft auf Stufe	elektr. Leistung (bei Elektronikpumpen gemittelt)	Gesamtleistung	Austausch	Entfall	Einsparung bei Austausch oder Entfall kWh/a
					W		W	W			
Verwaltung Plattenbau											
1	Grundfos	UPE 40-120	Verwaltung	1	45-500		250	250			
2	Grundfos	Magna 50-60 F	West	1	25- 400		150	150			
3	Grundfos	Magna 50-60 F	Ost	1	25- 400		150	150			
Schwimmbad											
4	Löwe		Lüftung VE	2	200		200	400	X		
5	Grundfos	UMC 32-30	Heizkörper	1	35/70/140	3	140	140	X		350
6	Löwe		Lüftung NE	1	120		120	120			
7	Löwe		WT Beckenwasser	1	190		190	190	X		
Gärtnerei											
8	Schindler		Strang 1	1				21			
9	Grundfos		Strang 2	1				500			
10	Schindler		Strang 3	1				320			
Bahnhof											
11	Grundfos	Alpha 2 25-40	Bahnhof	1	5-25		25	25			
Bahnwärterhaus											
12			Bahnwärterhaus	1							
13			Bahnwärterhaus	1							
Metzgerei											
14	Wilo	RS 30/70r	Lüftung Metzgerei	1	59/78/99/115	1	59	59			
15	Grundfos	UPS 25-80	Haus Rosina	1	140/210/245	1	140	140	X		500
16	Grundfos	UPS 25-40	WWB	1	30/65/80	2	65	65			
17	Grundfos	UPC 40-60	Zuleitung zur Ökonomie	1	95/185/290	1	95	95		X	1.200
18	Wilo	RS 25-70	Lüftung Waschküche	1	59	2	59	59			
Ökonomie											
19	Wilo	RP 30-100	Wohnungen	1	76-149		149	149	X		700
20	Wilo	Star 25-6	WWB	1	46-97	2	97	97			
Turnhalle											
21	Grundfos	UPS 50-120 F	Lüftung	1	620/700/760	2	700	700	X		920
22	Wilo	P40-160r	Heizkörper	1	1100/1160/1240/1300	2	1160	1160	X		560
Seminar (blaue Grotte)											
23	Wilo	Top E50/ 1-7	Zuleitung Kegelbahn	1	60-440	1	60	60		X	405
24	Wilo	Top E40/1-5	Westbau	1	32-195	5	150	150	X		708
25	Wilo	Top E50/ 1-7	Südbau Nordseite	1	60-440	4	440	440	X		1.742
26	Wilo	Top E50/ 1-7	Südbau Südseite	1	60-440	4	440	440	X		1.742
27	Wilo	RP 30-100	E- Werkstatt	1	130	1	130	130	X		710
28	Wilo	Top S 40-80r	Südbau DG	1	101/121/164/201	2	121	121	X		938
29	Wilo	RS 30/1	Westbau DG	1	40		40	40	X		229
30	Wilo	RS 25/2	Präfabrikenbäder	1	47-87		87	87	X		225
31	Wilo	Top E 40-1	Präfabrikenwohnungen	1	60-200	2	120	120	X		650
32	Wilo	RS 30/60	Malerwerkstatt	1	45-71	2	71	71	X		208
Kegelbahn											
33	Wilo	RS 40	Schmiede	1	70		70	70	X		800
34	Wilo	RS 40	Schreinerei	1	70		70	70	X		800
Verbindungsbau											
35	Wilo	Star E30/1-7	Wohnungen	1	34-116	4		80	X		730
36	Wilo	Star E50/1-7	Nordteil	1	60-440	5		200	X		1.000
37	Wilo	Star E50/1-7	Schlafräume	1	60-440	7		200	X		1.000
38	Wilo	Star E50/1-7	Südschule	1	60-440	6		200	X		1.000
Summe								7.269			17.117

Vorgehensweise zur hydraulischen Einregulierung des Rohrnetzes bei

Neuanlagen

und

Altanlagen



Bei Neu- bzw. Altanlagen kann man mit unterschiedlichen Vorgehensweisen zu einem guten Abgleich kommen, wenn die benötigten Werte mit der gegebenen Sorgfalt berechnet bzw. auf anderem Weg ermittelt werden. Ziel ist, die Volumenströme am Heizkörper möglichst exakt einzustellen. Das Thermostatventil ist vor einem zu großen Differenzdruck zu schützen,

Eidesstattliche Erklärung:

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich diese Masterarbeit selbst verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet habe.

München, den 24.03.2009

(Ingo Bensch)