

TKK Dissertations 236
Espoo 2010

GASFRI PÅFYLLNING AV VÄRME- OCH KYLSYSTEM SAMT INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

Doktorsavhandling

Aatos Kärkkäinen



**Aalto-universitetet
Tekniska högskolan
Fakulteten för ingenjörsvetenskaper och arkitektur
Institutionen för energiteknik**

TKK Dissertations 236
Espoo 2010

GASFRI PÅFYLLNING AV VÄRME- OCH KYLSYSTEM SAMT INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

Doktorsavhandling

Aatos Kärkkäinen

Doctoral dissertation for the degree of Doctor of Science in Technology to be presented with due permission of the Faculty of Engineering and Architecture for public examination and debate in Auditorium E at the Aalto University School of Science and Technology (Espoo, Finland) on the 14th of September 2010 at 14 o'clock.

**Aalto-universitetet
Tekniska högskolan
Fakulteten för ingenjörsvetenskaper och arkitektur
Institutionen för energiteknik**

**Aalto University
School of Science and Technology
Faculty of Engineering and Architecture
Department of Energy Technology**

Distribution:
Aalto-universitetet
Tekniska högskolan
Fakulteten för ingenjörsvetenskaper och arkitektur
Institutionen för energiteknik
PB 14400
FI - 00076 Aalto
FINLAND
URL: <http://ene.tkk.fi/>
Tel. +358-9-470 23581
Fax +358-9-470 23724
E-mail: aatos.karkkainen@ti.fi

© 2010 Aatos Kärkkäinen

ISBN 978-952-60-3294-8
ISBN 978-952-60-3295-5 (PDF)
ISSN 1795-2239
ISSN 1795-4584 (PDF)
URL: <http://lib.tkk.fi/Diss/2010/isbn9789526032955/>

TKK-DISS-2793

Painosalama Oy
Turku 2010

FÖRORD

Arbetet började redan på hösten 1985, då Handels- och industriministeriet beviljade mitt företag ett anslag för att utveckla injusteringen av radiatorsystem på basis av teoretiska beräkningar.

För det andra centrala temat i avhandlingen, påfyllning och avgasning av radiatorsystem, har stöd i två olika forskningsprojekt beviljats av den teknologiska utvecklingscentralen Tekes.

Dessa statliga forskningspengar har i stor grad bidragit till att detta arbete har uppstått.

Ett särskilt tack vill jag rikta till min handledare professor Markku Lampinen för råd, anvisningar och uppmuntran under arbetets gång. Hans utmärkta föreläsningar, vilka är en del av doktorsexamen, har gett mig många teoretiska kunskaper som behövts i avhandlingen.

Vidare vill jag tacka förhandsgranskarna docent Frank Pettersson, Åbo Akademi och Doktor Anders Trüschel, Chalmers Tekniska Högskola, för att de åtog sig uppdraget och ägnade sin värdefulla tid till att gå igenom detta arbete.

Forskningen som strävar efter praktiska tillämpningar och produkter är starkt sammankopplad med personer som tillverkar provanläggningar och prototyper. En viktig person i detta avseende har varit min medarbetare Matti Virtanen.

I avhandlingen har behövts mycket bilder och ritningar. Dessa har ritats av min medarbetare Jaakko Nurmi.

Det viktigaste verktyget för en konstruktör som sysslar med injustering av radiatorsystem är ett datorprogram som beräknar sådana förinställningsvärden för ventilerna att varje radiator avger den värmeeffekt som behövs i respektive utrymme. Min son, teknolog Lasse Kärkkäinen, har gjort ett modernt program för detta ändamål, vilket har använts också i denna avhandling. Min son Juha Kärkkäinen har för sin del avsevärt avlastat min arbetsbörda i firman vid slutskedet av skrivandet.

I vetenskapliga texter behövs det mycket formler, ofta med specialtecken. Detta arbete har gjorts av min fru Merja.

Diskussioner med Lars Lindfeldt, NBS-Konsult i Uppsala AB, har gett mig en inblick i praktiskt konsultarbete inom vattenburen värme i Sverige.

Jag vill hjärtligt tacka dessa och alla andra personer som har hjälpt eller uppmuntrat mig under dessa år.



SAMMANFATTNING AV DOKTORSAVHANDLING		AALTO-UNIVERSITETET - TEKNISKA HÖGSKOLAN PB 1000, FI-02015 TKK http://www.tkk.fi	
Författare Aatos Kärkkäinen			
Titel GASFRI PÅFYLLNING AV VÄRME- OCH KYLSYSTEM SAMT INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM			
Inlämningsdatum för manuskript 11.1.2010		Datum för disputation 14.09.2010	
Datum för det korrigerade manuskriptet 23.4.2010			
<input checked="" type="checkbox"/> Monografi		<input type="checkbox"/> Sammanläggningsavhandling (sammandrag + separata publikationer)	
Fakultet	Fakulteten för ingenjörsvetenskaper och arkitektur		
Institution	Institutionen för energiteknik		
Forskningsområde	Tillämpad termodynamik (K027Z)		
Opponent	Prof. Janusz Wollerstrand, Lunds Universitet, Dr. Anders Trüschel, Chalmers Tekniska Högskola		
Övervakare	Professor Markku Lampinen		
Handledare	Professor Markku Lampinen		
Sammanfattning (Abstrakt)			
<p>En metod för gasfri påfyllning av värme- och kylsystem har utvecklats i detta arbete. Även stora system kan fyllas på snabbt, utan att luftskruvar används.</p> <p>Före påfyllning med avgasat vattenledningsvatten evakueras systemet till ett lågt sluttryck. Läckagekonstanten (tryckökning per tid) uppmäts efter evakueringen. Läckagekonstanten är konstant under påfyllningen tills det kritiska tryckförhållandet (0,53) har nåts.</p> <p>Påfyllning av ett evakuerat system sker med hjälp av en transportabel apparat som avlägsnar, baserad på vakuumpökning, över 99 % av gaser som är lösta i tappvarmvatten. Kapacitet av cirka 4 m³/h resulterar en kort påfyllningstid. Den största bidragande faktor som ökar luftkoncentrationen i systemet är läckagelufte som läcker in i systemet under påfyllningen. I arbetet presenteras en beräkningsmodell, så att luft- eller kvävekoncentrationen i systemet efter påfyllning kan lätt beräknas med hjälp av följande variabel: sluttrycket, ångtrycket i system, läckagekonstanten och påfyllningstiden.</p> <p>I radiatorsystemen försvinner syret mycket snabbt på grund av korrosion. Den beräknade kvävekoncentrationen i systemet blir oftast under 0,5 mol/m³, vilket garanterar att kvävet blir kvar i löst form i vatten även vid temperaturen 70 °C om det lägsta trycket i systemet är över 146 kPa. Ett viktigt resultat är också, att kväveabsorption från atmosfären till vatten även i öppna system stannar på en nivå av cirka 0,5 mol/m³; således behövs det ingen avgasning av cirkulationsvattnet efteråt.</p> <p>Den teoretiska betraktelsen visar, att en mikrobubbelavskiljare i ett radiatorsystem kopplat till fjärrvärme blir ineffektiv, eftersom yttemperaturerna på sekundärsidan är för låga.</p> <p>Nya formler härleds för framledningstemperaturkurvan samt för radiator känsligheten baserat på olika värmeöverföringsmodeller. Radiatorkänsligheten är ett begrepp som Trüschel (2002) introducerade i sin doktorsavhandling. Nya effektiva metoder för inställning av stamregleringsventiler presenteras för hus med eller utan värmeritningar. I vissa hus blir tryckfallet i rörledningarna så lågt, att för inställningen endast behövs radiatorventiler med förinställning, och stamregleringsventiler blir onödiga.</p> <p>De presenterade metoderna har framgångsrikt testats i hundratals byggnader.</p>			
Ämnesord (Nyckelord) kylsystem, värmesystem, radiatorsystem, gasfri påfyllning, avgasning, inställning			
ISBN (tryckt)	978-952-60-3294-8	ISSN (tryckt)	1795-2239
ISBN (pdf)	978-952-60-3295-5	ISSN (pdf)	1795-4584
Språk	Svenska	Sidantal	154
Utgivare Aalto universitetet / Institutionen för energiteknik			
Distribution av tryckt avhandling Aalto universitetet / Institutionen för energiteknik			
<input checked="" type="checkbox"/> Avhandlingen är tillgänglig på nätet http://lib.tkk.fi/Diss/2010/isbn9789526032955/			



ABSTRACT OF DOCTORAL DISSERTATION		AALTO UNIVERSITY SCHOOL OF SCIENCE AND TECHNOLOGY P.O. BOX 1000, FI-02015 TKK http://www.tkk.fi	
Author Aatos Kärkkäinen			
Name of the dissertation Gas-free filling of heating and cooling systems and balancing of radiator systems			
Manuscript submitted January 11, 2010		Manuscript revised April 23, 2010	
Date of the defence September 14, 2010			
<input checked="" type="checkbox"/> Monograph		<input type="checkbox"/> Article dissertation (summary + original articles)	
Faculty	Faculty of Engineering and Architecture		
Department	Department of Energy Technology		
Field of research	Applied Thermodynamics (K027Z)		
Opponent(s)	Prof. Janusz Wollerstrand, Lund University, Dr Anders Trüschel, Chalmers University of Technology		
Supervisor	Prof. Markku Lampinen		
Instructor	Prof. Markku Lampinen		
Abstract			
<p>A method for gas-free filling of water circuit heating and cooling systems is developed in this work. Even large systems can quickly be filled without using venting screws.</p> <p>The system, evacuated to a low-end pressure, is filled with degassed water. For the evacuated system, the leakage constant (increase of pressure per time) is measured. It is constant during the filling process until the critical pressure ratio (0.53) is reached.</p> <p>The evacuated system is filled using a mobile vacuum-boiling device, which removes over 99% of the gases dissolved in warm tap water. The capacity of about 4 m³/h results in a short filling time. The main factor increasing the air concentration in the system is the leakage during filling. A model is derived which enables easy calculation of the air or nitrogen concentration in the system after filling, using the variables end pressure, the vapour pressure in the system, leakage constant and filling time.</p> <p>The oxygen in air disappears quickly in a radiator system due to corrosion. The calculated nitrogen concentration in the system is mostly below 0.5 mol/m³, which guarantees that the nitrogen remains dissolved in water even at a temperature of 70°C, provided the minimum pressure in the system is greater than 146 kPa. Another important result is that, even in open systems, the nitrogen gas absorption from the atmosphere into the system stops at a level of about 0.5 mol/m³; therefore, no degassing afterwards is needed.</p> <p>The theoretical study shows that the micro-bubble separators in radiator systems connected to district heating are ineffective because of too low surface temperatures on the secondary side.</p> <p>New formulae are derived for heating curves and radiator sensitivity using different heat transfer models. Radiator sensitivity is a concept introduced by Trüschel (2002) in his doctoral thesis. New and efficient methods for adjusting the balancing valves to accommodate cases with and without pipework drawings are presented. In certain buildings where pressure drops in the pipework are very small, only presettable radiator valves are required, making the balancing of valves unnecessary.</p> <p>The methods presented here have been tested successfully in hundreds of buildings.</p>			
Keywords cooling system, heating system, gas-free filling, radiator system, balancing, degassing			
ISBN (printed) 978-952-60-3294-8		ISSN (printed) 1795-2239	
ISBN (pdf) 978-952-60-3295-5		ISSN (pdf) 1795-4584	
Language Swedish		Number of pages 154	
Publisher Aalto University / Department of Energy Technology			
Print distribution Aalto University / Department of Energy Technology			
<input checked="" type="checkbox"/> The dissertation can be read at http://lib.tkk.fi/Diss/2010/isbn9789526032955/			

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

FÖRORD.....	1
SAMMANFATTNING.....	3
ABSTRACT OF DOCTORAL DISSERTATION.....	5
1. INLEDNING.....	11
1.1 Syfte och bakgrund.....	11
1.2 Gasfri påfyllning.....	11
1.3 Introduktion till gasfri påfyllning samt en jämförelse med den traditionella tekniken.....	12
1.4 Injustering.....	14
1.5 Introduktion till injustering.....	15
DEL 1 – GASFRI PÅFYLLNING.....	17
2. GRUNDLÄGGANDE TEORIER.....	17
2.1 Henrys lag.....	17
2.2 Ficks lag.....	19
3. LÖSTA GASER I VATTEN VID JÄMVIKTSLÄGET I ATMOSFÄREN VID OLIKA TEMPERATURER.....	23
4. LÖSTA GASER I VATTENLEDNINGSVATTEN.....	24
5. TEORETISK BETRÄKTELSE BETRÄFFANDE AVSKILJNINGSGRAD AV LÖST KVÄVE JÄMFÖRT MED LÖST SYRE I VATTENLEDNINGSVATTEN.....	25
6. SYRE OCH KVÄVE I VÄRME- OCH KYLSYSTEM.....	27
6.1 Syre i radiatorsystem.....	27
6.2 Kväve i radiatorsystem.....	29
6.3 Kväve och syre i kylsystem.....	31
7. EN METOD FÖR MÄTNING AV GASKONCENTRATIONEN I VATTEN.....	33
8. HUVUDPRINCIPERNA FÖR DEN NYA VATTENBEHANDLINGS- OCH PÅFYLLNINGSTEKNIKEN.....	35
8.1 Avgasning av vattenledningsvatten.....	35
8.2 Avgasning av cirkulationsvatten i ett värme- eller kylsystem.....	38
8.3 Spolning av värme- eller kylsystem med avgasat vattenledningsvatten.....	39
9. ANVÄNDNING AV VAKUUMPUMPAR VID EVAKUERINGSPROCESSEN.....	41
10. TÄTHETSPROVNING AV VÄRME- OCH KYLSYSTEM.....	42
10.1 Provtryckning med tryckluft.....	42
10.2 Läckagekonstant.....	43
11. BERÄKNING AV EVAKUERINGSTIDEN.....	45
11.1 Torra värme- och kylsystem.....	45
11.2 Våta värme- och kylsystem.....	46

12. LUFT OCH KVÄVE I CIRKULATIONSVATTEN EFTER EVAKUERING OCH PÅFYLLNING	48
12.1 Restluft och restkväve i våta värme- och kylsystem efter evakueringen	48
12.2 Läckaget in i systemet under påfyllningen	49
12.3 Kvävekoncentrationen i cirkulationsvatten i radiatorsystem efter påfyllning med avgasat vatten	51
12.4 Luftkoncentrationen i cirkulationsvattnet i kylsystemen efter påfyllning med avgasat vatten	52
13. DIFFUSION AV FRIA GASER FRÅN RADIATORER TILL CIRKULATIONSVATTEN.....	53
14. EXPERIMENT FÖR ATT AVLÄGSNA RESTLUFT MED ETANOLÅNGA.....	56
15. LUFTAVSKILJARE PÅ DEN EUROPEISKA MARKNADEN	58
15.1 Mikrobubbelavskiljare	58
15.2 Undertrycksavgasare	62
16. LÖSTA GASER I CIRKULATIONSVATTEN PÅ LÄNGRE SIKT	65
16.1 Luften som släpps in i radiatorsystem i samband med reparationer	65
16.2 Inre gasbildning i radiatorsystem	66
16.3 Diffusion av gaser från expansionskärl till radiatorsystem	67
16.4 Kvävediffusion från atmosfären till radiatorsystem kontra trycket i radiatorsystem	69
16.5 Sammanfattning beträffande granskning av luftproblem i radiator- och kylsystem på längre sikt.....	70
DEL 2 – INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM.....	71
17. BERÄKNING AV DET ERFORDERLIGA FLÖDET GENOM EN RADIATOR	71
17.1 En modell med konstant värmegenomgångstal	71
17.2 En modell med värmegenomgångstalet som variabel	74
17.3 Tillämpning av beräkningsmodellerna	76
18. FRAMLEDNINGSTEMPERATURKURVAN	77
18.1 Bestämning av framledningstemperaturkurvan med hjälp av referensvärden ...	77
18.2 Framledningstemperaturkurvan är en kompromiss mellan lägenheterna	81
18.3 Sambandet mellan förändring i framledningstemperatur och rumstemperatur ..	83
18.4 En reglerkrets och krav på olika rumstemperaturer	85
19. RADIATORKÄNSLIGHET	87
20. RADIATORVENTIL OCH TERMOSTAT	91
21. AVKYLNING AV VATTEN I OISOLERADE RÖR.....	93
22. DATORBERÄKNING AV INJUSTERING	95
23. SYSTEMTEMPERATURER	98
24. KIRUNA-/LÅGFLÖDESMETODEN I SVERIGE	99

25. ERFARENHETER I FINLAND BETRÄFFANDE FLÖDESREDUCERING I BEFINTLIGA RADIATORSYSTEM	101
26. SJÄLVCIRKULATION	105
27. TRYCKDIFFERENSMETODEN	109
27.1 Balansering av vertikala stammar	110
27.2 Balansering av horisontella stammar	113
27.3 Beräkning av förinställningsvärden för stamregleringsventiler	113
27.4 Injustering utan stamregleringsventiler	118
28. NOGGRANNHET AV FLÖDESMÄTNINGAR	122
29. EN JÄMFÖRELSE MELLAN METODERNA	123
29.1 Förverkligandet av de projekterade differenstrycken över radiatorventilen efter mätningarna.....	123
29.2 Beträktelser beträffande beräkning av förinställningsvärden för stamregleringsventiler.....	127
29.3 Interaktivitet, elförbrukning och ljudproblem	127
29.4 Byggnader utan värmeritningar.....	129
29.5 Kontroll av störningsfaktorer i radiatorer och radiatorventiler.....	129
30. DIFFERENSTRYCKET ÖVER RADIATORVENTILEN	131
30.1 Differenstrycket vid projekteringen.....	131
30.2 Differenstrycket över radiatorventilen med hänsyn till ljudproblem	134
31. VARVTALSREGLERING AV EN RADIATORPUMP BASERAT PÅ UTETEMPERATUR	135
31.1 Hantering av ljudproblem.....	135
31.2 Utnyttjandet av internvärme	136
31.3 Sparande av pumpningsenergi.....	137
32. MOTIVA 1	139
32.1 Injustering av stamregleringsventiler	139
32.2 Flödesberäkning för radiatorerna i Motiva1-projektet.....	140
33. SLUTSATSER OCH DISKUSSION	144
33.1 Gasfri påfyllning av värme- och kylsystem.....	144
33.2 Injustering av radiatorsystem	145
Referenslista	147
Beteckningslista	150
DEL 1: Gasfri påfyllning av värme- och kylsystem.....	150
DEL 2: Injustering av radiatorsystem	152
DEL 1 och DEL 2: Förkortningar och definitioner	154

1. INLEDNING

1.1 Syfte och bakgrund

Värme- och kylsystem fylls i dag på med vattenledningsvatten som är i praktiskt taget mättat tillstånd med kväve och syre. Syret och kvävet i den luft som befinner sig i systemen efter påfyllningen absorberas delvis av cirkulationsvattnet på grund av det stigande trycket. Syret korroderar och kvävet orsakar avluftningsbehov.

Ett syfte med detta arbete är att visa att värme- och kylsystem kan påfyllas snabbt och enkelt nästan helt gasfritt, så att de fungerar utan luftproblem även på längre sikt.

Ett annat tema i arbetet är injustering av radiatorsystem. När injusteringen görs på bästa möjliga sätt och systemet fungerar utan luftproblem kan energianvändningen i byggnader optimeras, vilket är den allmänna strävan inom EU.

Syftet med injusteringen är att visa ett koncept som innebär att genomförandet av injusteringen kan underlättas och det önskade slutresultatet (jäma rumstemperaturer, ett tyst radiatorsystem, bättre avkylning av fjärrvärme) kan nås. Även nya synpunkter och formler visas så att fenomen som förekommer i radiatorsystem kan förklaras bättre än tidigare och det tekniska kunnandet inom området förbättras.

Arbetet har uppstått ur den erfarenhet och de idéer som avhandlingens författare har fått av vattenburen värme i samband med konstruktioner och utvecklingsprojekt under de senaste 23 åren i Finland. Vissa publikationer som nämns i referenslistan är skrivna på finska. När hänvisningar till dessa referenser görs är texten som refereras i tillräcklig omfattning översatt till svenska, så att den svenskspråkiga läsaren får fullständig förståelse av innehållet.

1.2 Gasfri påfyllning

Påfyllning och avluftning är en väsentlig del vid installationer och underhåll av radiatorsystem. Saken har behandlats ytterst lite eller inte alls i läroböcker, avhandlingar och andra publikationer. I Sverige och Finland har inga dokument funnits om utförda forskningar. Det verkar dock som att det inom området finns aktivitet i Tyskland.

Professor Joachim Zschernig (Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik) skriver (2006) på sin webbplats: "Am Markt werden verschiedene Geräte zur Entgasung von Heizungsanlagen angeboten. Der Vergleich und eine objektive Bewertung der Wirksamkeit ist dringend notwendig" (På marknaden erbjuds apparater av olika typer för luftavskiljning för värmeanläggningar. En jämförelse och en objektiv bedömning av effektivitet är omedelbart nödvändigt). Detta arbete bidrar för sin del till att dessa mål nås.

Teoretisk behandling av luftproblematik kräver vissa kunskaper inom fysikalisk kemi. Grundläggande teoretiska begrepp är Henrys och Ficks lagar. Datorbaserade numeriska räknemetoder utgör grunden för diffusionsberäkningar.

Vid renoveringar av värmesystem byts normalt avstängnings-, stamreglerings- och radiatorventiler. Påfyllning av radiatorsystem är således en nödvändighet, precis som vid nybyggen. Den fria luften avluftas från radiatorerna samtidigt med påfyllningen. Fysikalisk lagbundenhet (Henrys lag) i kombination med stora lokala tryckskillnader och stora tidsberoende temperaturskillnader, vilka oundvikligen förekommer i radiatorsystem, förorsakar dock att radiatorsystem måste avluftas flera gånger. I kylsystem är temperaturvariationerna inte så stora som i värmesystem. Dock anser många i branschen att luftproblem i kylsystem är ännu svårare än i värmesystem. Detta beror kanske på det att t.ex. kylbalkarna är vanligtvis placerade ovanpå nedsänkta tak och det är således svårare att avlufta kylbalkar än radiatorer.

En möjlighet att lösa luftproblem är att försöka avskilja luft från cirkulationsvattnet i värmecentralen. För dessa ändamål finns på europeiska marknader två olika typer av luftavskiljare. Så kallade mikrobubbelavskiljare som installeras i huvudledningen efter värmeväxlaren eller pannan är välkända t.ex. i Finland. Under de sista åren har flera företag i Europa börjat tillverka så kallade undertrycksavgasare, i vilka undertrycket skapas med hjälp av en pump. Idén med undertrycksavskiljaren är framställd i referensen (patentpublikationen EP 0652406 B 1995).

Vid användning av den teknik som i det föregående redogjordes påfylls system med gasrikt vattenledningsvatten, och gaskoncentrationen i cirkulationsvattnet reduceras med apparater som installeras i systemen. I detta arbete är utgångspunkten helt annorlunda. Vattenledningsvattnet, innan det pumpas in i värme- eller kylsystem, avgasas med en transportabel avgasare, så att gaserna (kväve och syre) som är lösta i vattnet avskiljs i hög grad (över 99 %). Innan påfyllningen med vatten påbörjas avlägsnas luften från systemet med hjälp av en vakuumpump så fullständigt som möjligt. Hela påfyllnings- och avluftningsprocessen kan skötas utan att luftskruvarna i systemet används. Den nya påfyllnings- och avgasningsteknik som presenteras i detta arbete kallas för AIRSEPEX-teknik.

1.3 Introduktion till gasfri påfyllning samt en jämförelse med den traditionella tekniken

Värme- och kylsystem fylls normalt på med vattenledningsvatten som innehåller mycket kväve och syre. Därtill kommer den fria luft som börjar absorberas av vattnet efter påfyllningen på grund av det stigande trycket. Om vi önskar reducera gaskoncentrationen i vattnet är kanske det effektivaste sättet att använda undertryck. I kapitel 2–6 visas den teori som behövs för att dessa processer ska kunna beräknas, och svaret på följande frågor fås:

- vilka mängder av olika gaser vattenledningsvatten innehåller
- hur de lösta och fria gaserna (kväve och syre) uppträder i ett värme- eller kylsystem
- vilka gasernas maxkoncentrationer i cirkulationsvattnet i ett värme- eller kylsystem ska vara för att undvika luftproblem
- i vilket förhållande med varandra lösta gaser (kväve och syre) avskiljs från vattenledningsvatten i en avgasningsprocess

I kapitel 7–12 presenteras den teori och praktik som behövs när den nya påfyllnings- och avgasningstekniken (AIRSEPEX-tekniken) tillämpas. Fullständig förståelse av evakuerings- och påfyllningsprocessen som beskrivs förutsätter vissa matematiska och termodynamiska kunskaper. Dock kan formler som härletts lätt utnyttjas av personer som sköter det praktiska påfyllningsarbetet. Således kan det exempelvis omedelbart efter påfyllningen bevisas att påfyllningsarbetet har genomförts perfekt och framtida gasproblem undviks.

Det har visat sig att orsaken till gasproblem i radiatorsystem i vissa fall är inre gasbildning. I dessa fall åtgärdas problemet bäst genom att vattnet i systemet byts ut i största möjliga utsträckning. Detta genom att avgasat varmt vattenledningsvatten, som produceras med AIRSEPEX-avgasaren, pumpas in i systemet och ett lika stort flöde samtidigt tappas till avloppet.

Funktionsprinciper och en teoretisk analys av den kända avgasningstekniken (mikrobubbelavskiljare och undertrycksavgasare) visas i kapitel 15. I detta kapitel visas också några mätdata av prov som är gjorda med undertrycksavgasare och AIRSEPEX-avgasare.

Mikrobubbelavskiljaren har utvecklats i Mellaneuropa, där det är vanligt att använda pannanläggningar. I dessa har en mikrobubbelavskiljare bättre förutsättningar att verka än i radiatorsystem kopplade till fjärrvärme. Om luftproblem av någon anledning förekommit i höghusradiatorsystem kopplade till fjärrvärme har en mikrobubbelavskiljare enligt mina erfarenheter inte löst problemet.

En undertrycksavgasare (figur 15.3) avlägsnar lösta gaser från cirkulationsvatten och det inte är nödvändigt att noggrant avlufta den fria luften från radiatorerna i samband med påfyllningen. När pumpen är i gång absorberas den fria luften i radiatorerna till cirkulationsvattnet så småningom. Syret korroderar radiatorsystemet, medan undertrycksavgasaren avlägsnar främst kväve från cirkulationsvattnet. Användning av undertrycksavgasare kan således öka korrosionen jämfört med en manuell avluftning, då den fria luften avluftas i samband med påfyllningen noggrant från radiatorerna.

Entreprenörer använder ofta undertrycksavgasare genom att tillfälligt installera dem i radiatorsystem efter påfyllning. Hur snabbt uppnås ett läge att det inte finns fri luft i radiatorerna och att kvävekoncentrationen i cirkulationsvattnet blir så låg att gasproblem i alla lägen undviks beror naturligtvis på hur noggrant avluftningen från radiatorerna har gjorts. Allmänt anses dock att en lämplig tid för att använda undertrycksavgasare är minst två veckor.

Fördelarna med AIRSEPEX-tekniken jämfört med känd avgasningsteknik är följande:

- inga bostadsbesök behövs i samband med påfyllningen
- påfyllning/avluftning av ett stort höghus kan göras exempelvis efter en arbetsdag, vilket i de nordiska länderna avsevärt underlättar byte av radiatorventiler vintertid
- hela påfyllningsprocessen är praktiskt taget syrefri, vilket minimerar korrosion
- eftersom inga korrosionsprodukter uppstår blir sannolikheten för igensatta och fastnade radiatorventiler mindre

En angelägen fråga är hur ett avgasat radiatorsystem fungerar på längre sikt. Är det nödvändigt att avlufta eller avgasa det med jämna mellanrum? Svaret är nej, vilket förklaras i kapitel 16. Detta förutsätter naturligtvis att expansionssystemet är rätt dimensionerat och i bra skick, så att trycket i systemet är lämpligt under alla årstider.

1.4 Injustering

Förutsättningen för optimal energiförbrukning och en god boendekomfort är en välgjord injustering av radiatorsystemet, vilket också befrämjar avkylning av fjärrvärme. Intresset för injustering av radiatorsystem har ökat också i Tyskland. Staten ger bland annat ett stöd på 25 % när gamla radiatorventiler byts ut mot nya ventiler med förinställning (Kutzscher 2009).

Temat injustering av radiatorsystem är ett utforskat ämne i Sverige. Akademisk forskning inom området har gjorts aktivt. Av dessa bör nämnas Anders Trüschels doktorsavhandling "Hydronic Heating System, The Effect Of Design On System Sensitivity" (2002), Anders Trüschels licentiatuppsats "Värmesystem med luftvärmare och radiatorer" (1999) och Stefan Peterssons licentiatrapport "Analys av konventionella radiatorsystem" (1998). Beträffande radiatorer fokuseras i dessa arbeten på jämförelse mellan så kallade låg- och högflödessystem.

Begreppet lågflödessystem har sitt ursprung redan på 1960-talet, då Östen Sandberg började injustera radiatorsystem som var kraftigt överdimensionerade till och med 100 % när dimensioneringsunderlaget var 80/60 °C. Med detta avses, att vid DUT (dimensionerande utetemperatur) var den projekterade framledningstemperaturen till radiatorsystemet 80 °C och returtemperaturen 60 °C. Dock var det verkliga värmebehovet bara 50 % av det som radiatorerna vid dessa temperaturer avger. Östens idé var, att han behöll den dimensionerade framledningstemperaturen och radiatorflödena injusterades så att de erforderliga effekter i radiatorerna förverkligades. Detta ledde till temperaturfall på cirka 50 °C vid DUT, vilket i sin tur ledde till att flödet i radiatorerna reducerades till en nivå som bara var cirka 20 % av det nominella flödet. Således försvann tryckförlusterna i rörledningarna praktiskt taget helt och stamregleringsventiler blev onödiga. Arbetet påbörjades i Kiruna och metoden har fått namnet Kirunametoden. Kirunametoden har redovisats i mera detaljerad form i boken "Kirunametoden, för god energihushållning" (1988) av Torkel Andersson, Per Göransson, Gunnar Wiberg, Bebs Reybekiel. Begreppet lågflödessystem används också när temperaturfallet i ett radiatorsystem vid DUT är lite måttligare än 50 °C, t.ex. 40 °C.

En klassiker på området injustering är Sven Mandorffs bok "Inreglering av värmesystem" (1962) i vilken rekommenderas att injustering av stamregleringsventiler ska göras baserat på differenstryckmätningar mellan fram- och returledning. Principen är således en helt annan än den som tillverkare av stamregleringsventiler förespråkar.

Författaren till den här avhandlingen kom redan på senare hälften av 1980-talet till samma resultat som Mandorff tidigare hade redovisat. Principen utvecklades sedan vidare för att det mättningsarbete som behövs vid injustering av stamregleringsventiler skulle kunna minimeras. På den tiden konstaterades också i samband med injusteringar att tryckfallet i rörledningarna i vissa fall blev obefintligt (t.ex. i ett äldre höghus med en trappa). Det rätta differenstrycket för radiatorventiler kunde således kontrolleras genom att mäta differenstrycket mellan fram- och returledningen i en punkt, förutsatt att stamregleringsventilerna var i helt öppet läge eller att de ersattes med vanliga avstängningsventiler.

Av referenser framgår att omfattande akademiska studier beträffande lågflödessystem och injustering har gjorts i Sverige. Som komplement till dessa forskas i detta arbete bland annat vilken betydelse framledningsvattnets avkylning i oisolerade stammar och självcirkulation har. Dessa faktorer har den största betydelsen i lågflödessystem.

1.5 Introduktion till injustering

När vi börjar injustera ett befintligt hus skaffar vi först ritningarna i vilka radiatorernas typer är angivna. Om vi beräknar effektbehoven till några rum och jämför dessa med radiatorernas nominella effekter kan det vara möjligt att de beräknade värmebehoven avviker mer eller mindre från radiatorernas nominella effekter.

När vi strävar efter jämna rumstemperaturer ska radiatorflödena således beräknas så att radiatorernas värmeavgivning motsvarar de beräknade värmebehoven. Ett av de viktigaste målen i arbetet är att visa att detta bör vara utgångspunkten vid injustering, vilket tyvärr ofta glöms. Allmänt är radiatorernas nominella effekter större än behovet och således blir radiatorflödena mindre. På grund av detta reduceras tryckfallet i rörledningarna och i värmeväxlaren avsevärt, vilket i sin tur leder till ett måttligt pumptryck, ett tyst radiatorsystem och lägre returtemperatur.

I kapitel 17 visas två olika beräkningsmodeller för radiatorers värmeavgivning. Den logaritmiska modellen som visas i avsnitt 1 är mycket känd. Dock visas hela teorin bakom modellen och formlerna härledas, vilket är ganska ovanligt i exempelvis läroböcker. I avsnitt 2 visas en modell som är ännu noggrannare än den logaritmiska modellen. Bägge modeller används vidare när nya formler för radiator känsligheten härleds (kapitel 19).

I kapitel 18 visas framledningstemperaturkurvans teori, vilken är teoretiskt intressant och viktig i strävan efter optimal drift av radiatorsystem. Ett intressant slutresultat är, att när framledningsskurvan beräknas med hjälp av kända värden i en punkt, så har även temperaturfallet i systemet betydelse. När exempelvis två system (ett lågflödessystem och ett högflödessystem) fungerar med samma framledningstemperatur vid halva effektbehovet kräver lågflödessystemet vid DUT en klart högre framledningstemperatur än högflödessystemet.

I kapitel 21 studeras hur framledningsvattnet avkyls i typiska vertikala oisolerade stammar. Stora rördimensioner leder till en avsevärd framledningstemperatursänkning. I dessa fall har avkylning av vatten vid injusteringsberäkning en avsevärt större betydelse än tryckfallet i rör, vilket på grund av självcirkulationen även kan vara negativt vid låga utetemperaturer.

Det är helt klart att beräkning av radiatorflöden och förinställningsvärdena för radiatorventiler kan beräknas endast med hjälp av ett datorprogram. Ett beräkningsexempel för en stam visas i kapitel 22. I tryckfallsberäkningen har hänsyn tagits till självcirkulationen och flödena för radiatorerna är beräknade med hänsyn till avkylning av vatten i oisolerade rör. Praktiskt genomförande av den lågflödesinjusteringsmetoden som i det följande beskrivs av Wollerstrand et al (2007) kan möjligen underlättas med detta program.

Möjligheten att kunna variera effektuttaget i enskilda utrymmen i ett lågflödesinjusterat radiatorsystem ger enligt VVS-konsulter möjlighet till ett förfarande kallat "energijägararbete". Förfarandet innebär att man i en byggnad som är preliminärt injusterad successivt sänker radiatorvattnets framledningstemperatur. Detta görs tills man får klagomål från någon av hyresgästerna att det är för kallt. Man kontrollerar då inomhustemperaturen hos hyresgästen och undersöker den aktuella lägenheten med avseende på värmeläckage, åtgärdar eventuella fel (t ex avluftar radiatorer, renoverar eller byter termostatventiler, tätar fönster och dörrar, injusterar ventilationen) och, vid behov, ökar flödet i de aktuella radiatorerna. Därefter fortsätter man den generella temperatursänkningen tills det kommer nya klagomål. Vid enstaka klagomål upprepar man åtgärderna enligt ovan. Är det fler som börjar klaga så höjer man temperaturnivån något och "energijakten" är avslutad. Man anser att en genomsnittlig besparing uppnås genom detta förfarande resulterar i 15–20 procents energibesparing i fastigheten. (Wollerstrand et al 2007)

I kapitel 24 diskuteras Kiruna-/lågflödesmetoden, vilken kännetecknas av extremt låga radiatorflöden och stora temperaturfall i systemet. Dock visas även att tryckfallet i rörledningarna i vissa äldre radiatorsystem i Finland kan bli försumbart jämfört med tryckfallet över radiatorventilen, fastän radiatorflödena i genomsnitt är större än vid tillämpning av Kirunametoden. Detta leder till att stamregleringsventiler blir överflödiga, vilket är utgångspunkten i Kirunametoden.

I kapitel 25 redogörs för erfarenheter i Finland beträffande injusteringsmetoden för befintliga höghusradiatorsystem. Även användning av måttliga flöden så att temperaturfallet i systemet vid DUT blir cirka 25 °C leder till relativt låga R-värden (vanligtvis under 20 Pa/m) och det pumptryck som behövs i normala höghusradiatorsystem kopplat till fjärrvärme blir typiskt 12–16 kPa när ett relativt lågt tryckfall (4 kPa) över radiatorventilerna väljs.

Många anser att självcirkulationen i dagens radiatorsystem inte har någon betydelse. Detta stämmer inte, vilket visas i kapitel 26.

I kapitel 27 presenteras den injusteringsmetod, kallad tryckdifferensmetoden, som är central för injusteringsmetodens praktiska genomförande. Injusteringen av stamregleringsventiler underlättas avsevärt när tryckdifferensmetoden tillämpas.

Kända varvtalsstyrda värmeledningspumpar reducerar pumptrycket när flödet minskar (proportionell tryckreglering). Dock tenderar differenstrycket över radiatorventilerna att stiga efter installation av termostaterna, vilket i vissa fall har lett till ljudproblem. I kapitel 31 diskuteras idén att differenstrycket över radiatorventilerna reduceras vid stigande utetemperatur med hjälp av en varvtalsstyrd pump. Med denna teknik nås vissa förmåner.

DEL 1 – GASFRI PÅFYLLNING

2. GRUNDLÄGGANDE TEORIER

2.1 Henrys lag

Begreppet tryck är särskilt centralt vid dimensionering och underhåll av radiatorsystem. I VVS-sammanhang (VVS: värme, vatten och sanitet) avses med trycket vanligtvis ett värde över det atmosfäriska trycket. I fysiken (t.ex. tillståndsekvationen eller Henrys lag), avses med trycket naturligtvis ett absolut värde. I detta arbete betyder trycket alltid det absoluta trycket. Undantag till detta utgör vissa betraktelser i vilka det är ändamålsenligt att använda begreppet övertryck.

Enligt Henrys lag är gasens löslighet i en vätska direkt proportionell mot gasens partialtryck. Henrys lag framställs i detta arbete i följande form:

$$x = p_d / H \quad (2.1)$$

där x är gasens molandel i vätskan i jämviktsläget, H är Henrys konstant och p_d är gasens partialtryck vid vätskeytan, vilket fås genom att de andra gasernas partialtryck och ångtryck i vätskans temperatur subtraheras från det totala trycket.

Kvävets molandel i atmosfären är cirka 78 % och syrets cirka 21 %. Om vi beräknar den maximala mängd kväve och syre som vatten kan absorbera från atmosfären ska deltrycken för kväve och syre således beräknas ur följande samband:

$$p_{N_2} = 0.78(p_a - p_v) \quad (2.2)$$

$$p_{O_2} = 0.21(p_a - p_v) \quad (2.3)$$

där p_a är det atmosfäriska trycket (101,3 kPa) och p_v är ångtrycket vid respektive temperatur.

Henrys konstanter för syre och kväve när de löser sig i vatten samt ångtrycket och densiteten för vatten visas i följande tabeller.

H	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C	90 °C
O_2	2,91	3,27	3,64	4,01	4,38	4,75	5,07	5,35	5,63	5,88	6,29	6,63	6,85	6,99
N_2	5,97	6,68	7,38	8,04	8,65	9,24	9,85	10,4	10,9	11,3	12,0	12,5	12,6	12,6

Tabell 2.1 Henrys konstant (GPa) för kväve och syre vid olika temperaturer (Perry, Green 1998)

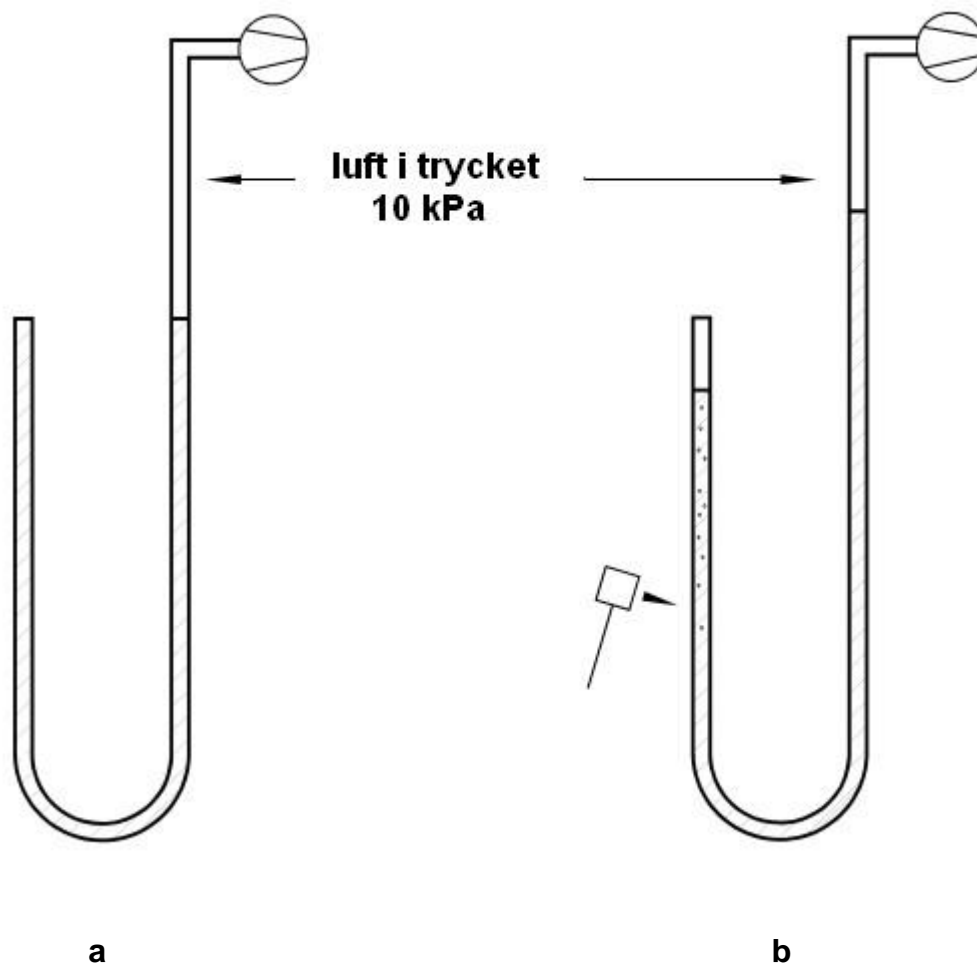
	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C	90 °C
Kg/ m³	999,8	999,7	999,0	998,2	996,9	995,6	993,9	992,2	990,2	988,2	983,2	977,8	971,8	965,3
Kpa	0,87	1,22	1,70	2,33	3,16	4,24	5,62	7,37	9,58	12,33	19,92	31,16	47,36	70,11

Tabell 2.2 Densitet (kg/m³) och ångtryck (kPa) för vatten vid olika temperaturer
(Kotiaho, Lampinen 2002)

Henrys konstant växer när temperaturen ökar. Gasernas löslighet i vatten sjunker således när temperaturen höjs.

Henrys lag beskriver jämviktsläget. Om ett öppet kärl med avgasat vatten förs i kontakt med atmosfären börjar gaserna diffundera i vattnet tills jämviktsläget har nåtts. Om vattnet står alldeles stilla och inga temperaturskillnader i kärlet förekommer kan diffusionsförloppet beräknas, vilket visas senare i arbetet.

Henrys lag gäller också i andra riktningen. Om vi tar vatten som är i mättat tillstånd i atmosfären, och reducerar trycket till ett visst värde, så bestämmer Henrys lag gaskoncentrationen då jämviktsläget har nåtts. Detta förlopp kan inte alltid beskrivas matematiskt. Ett exempel på detta ges med hjälp av följande figurer.



Figur 2.1. Mekanisk effektivisering av gasavskiljning från vatten

Om ett rör fylls med gasrikt vatten enligt figur 2.1a och trycket i röret sänks till en låg nivå sker ingen avskiljning av lösta gaser. Om vi däremot knackar på röret med ett föremål börjar avskiljningen av gaser omedelbart och en gasvolym bildas i det slutna rörets översta del (figur 2.1b). Det lönar sig att använda denna princip vid vissa tekniska tillämpningar.

Om vi återkommer till fall a måste de i vattnet lösta gaserna enligt Henrys lag frigöras och slutresultatet skulle bli som i fall b. Så sker, men gaserna som är lösta i vattnet måste diffundera genom vattnet. Denna process är dock mycket trög.

En mol vatten väger 18,015 g. Ur ekvation (2.1) fås således följande ekvation för koncentrationen i jämviktsläget i enheten (mol/m³):

$$c_{eq} = \frac{1000 \cdot \rho}{18.015} \cdot \frac{p_d}{H} = 55.51 \cdot \frac{\rho \cdot p_d}{H} \quad (2.4)$$

där ρ är vattnets densitet.

Ett känt faktum är att en mol idealgas vid normalbetingelser tar volymen 22,4 l. I praktiskt arbete med värmesystem är det meningsfullt att uttrycka gaskoncentrationen i enheten l/m³ vid temperaturen 20 °C. För detta ändamål fås ur ekvation (2.4) följande ekvation:

$$c_{eq} = 55.51 \cdot 22.4 \cdot \frac{\rho \cdot p_d}{H} \cdot \frac{293.15}{273.15} = 1334.5 \cdot \frac{\rho \cdot p_d}{H} \quad (2.5)$$

Instrument som är avsedda för mätning av syrekoncentrationen i vatten ger vanligtvis mätresultat i enheten mg/l. Om gasens molmassa är M fås med hjälp av ekvation (2.4) följande ekvation:

$$c_{eq} = 55.51 \cdot \frac{M \cdot \rho \cdot p_d}{H} \quad (2.6)$$

som ger den lösta gasvolymen i enheten mg/l.

2.2 Ficks lag

En annan viktig lag vid de teoretiska betraktelserna i detta arbete är Ficks lag, vilken beskriver diffusion. Ficks lag beskrivs av följande ekvation:

$$J = -D \times \frac{\partial c}{\partial z} \quad (2.7)$$

där J är molflödet/area (mol/sm²), D är diffusionskoefficienten mellan komponenterna (m²/s) och c är koncentrationen (mol/m³) av komponenten som diffunderar.

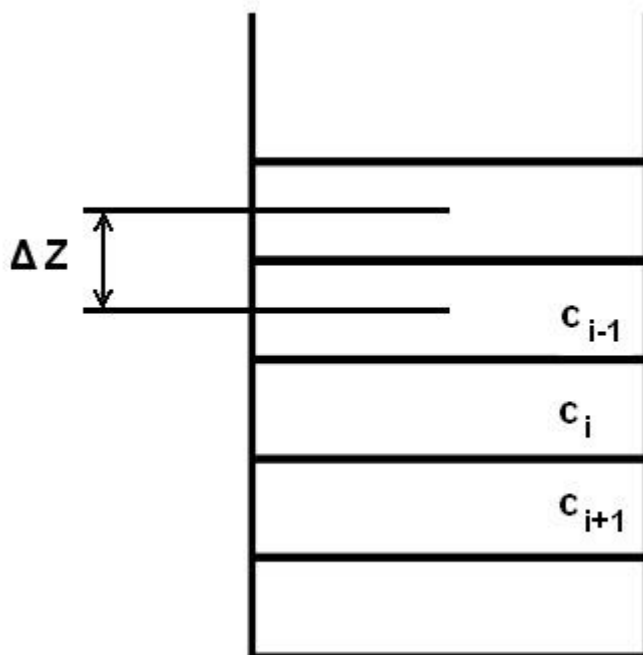
$\frac{\partial c}{\partial z}$ är koncentrationsgradienten i riktningen z .

Med ekvation (2.7) kan molflödet i stationärstillståndet beräknas när koncentrationsgradienten är känd. I praktiska tillämpningar är det ofta fråga om instationära förlopp, det vill säga molflödet förändras lokalt. När ekvation (2.7) differentieras och följande samband används: $\Delta N = dJ \cdot dt$, där ΔN är den lokala molförändringen per tvärsnittsarea och t är tiden, fås vidare:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + D \times \frac{\partial^2 c}{\partial z^2} = 0 \quad (2.8)$$

Ekvationen (2.8) är en partiell differentialekvation som med vissa randvillkor kan lösas. I praktiken är det dock oftast lättare att lösa ekvationen (2.8) numeriskt.

För att konkretisera hur beräkningen av diffusionen utförs numeriskt på det enklaste sättet, det vill säga explicit, ska vi granska figur 2.2 som kan föreställa t.ex. ett rör.



Figur 2.2 Principen för beräkning av koncentrationer i en cell c med hjälp av intilliggande celler

Röret har delats i lika stora delar (Δz). Vi betraktar närmare cellen i och de intilliggande cellerna $(i - 1)$ och $(i + 1)$. Enligt Ficks lag kan molförändringen per tvärsnittarea i cellen i under tidsteget Δt beräknas ur följande ekvation:

$$\Delta N = \frac{D((c_{i-1} - c_i) - (c_i - c_{i+1})) \cdot \Delta t}{\Delta z} \quad (2.9)$$

Eftersom sambandet ($\Delta N = \Delta z \cdot \Delta c_i$) gäller, så fås ur ekvation (2.9) vidare följande ekvation, med vilken koncentrationsförändringen i den respektive cellen under tidsteget Δt kan beräknas.

$$\Delta c = \frac{D \cdot (c_{i-1} - 2c_i + c_{i+1}) \cdot \Delta t}{\Delta z^2} \quad (2.10)$$

Då vi inför

$$S = D \cdot \Delta t / \Delta z^2 \quad (2.11)$$

fås av ekvation (2.10) följande formel:

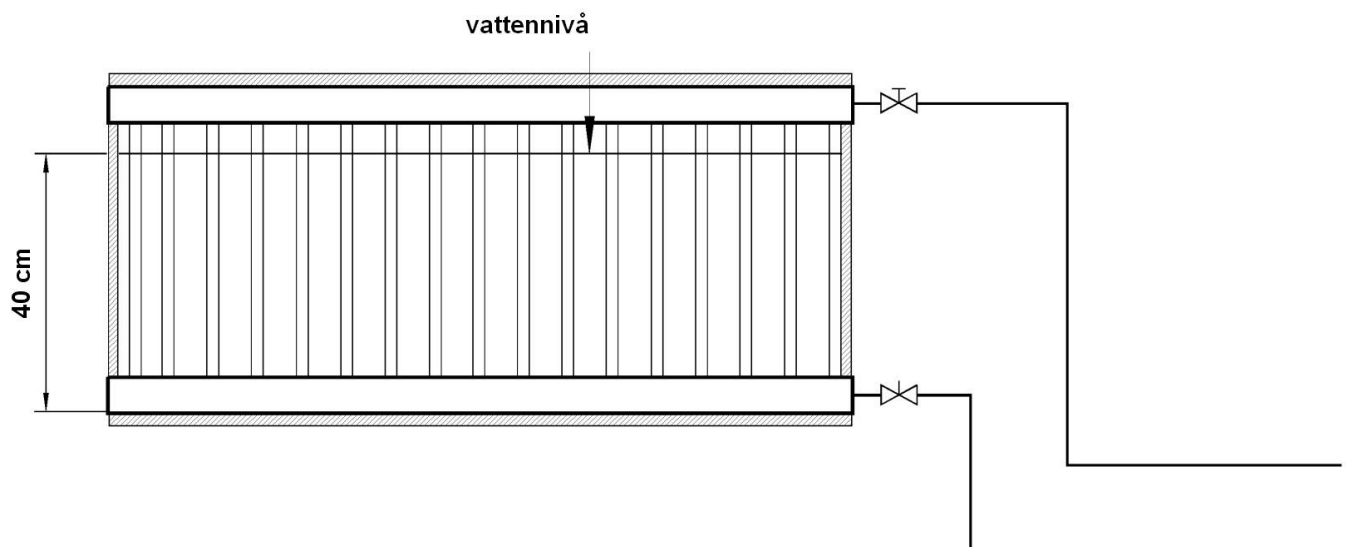
$$c^{n+1} = c^n + S(c_{i-1} - 2c_i^n + c_{i+1}) \quad (2.12)$$

som ger nya koncentrationer i cellerna efter ett tidsteg med hjälp av de gamla värdena.

Formel (2.12) har framställts bland annat av Fletcher (1991) med tillämpning för instationär värmeöverföring, då diffusionskoefficient ersätts med termisk diffusivitet och koncentrationer med temperaturer. I boken redovisas också att S måste vara mindre än 0,5 för att beräkningen ska konvergera. I formel (2.12) kan koncentrationer anges också i enhet l/m^3 , vilket även kommer att ske i följande beräkningar.

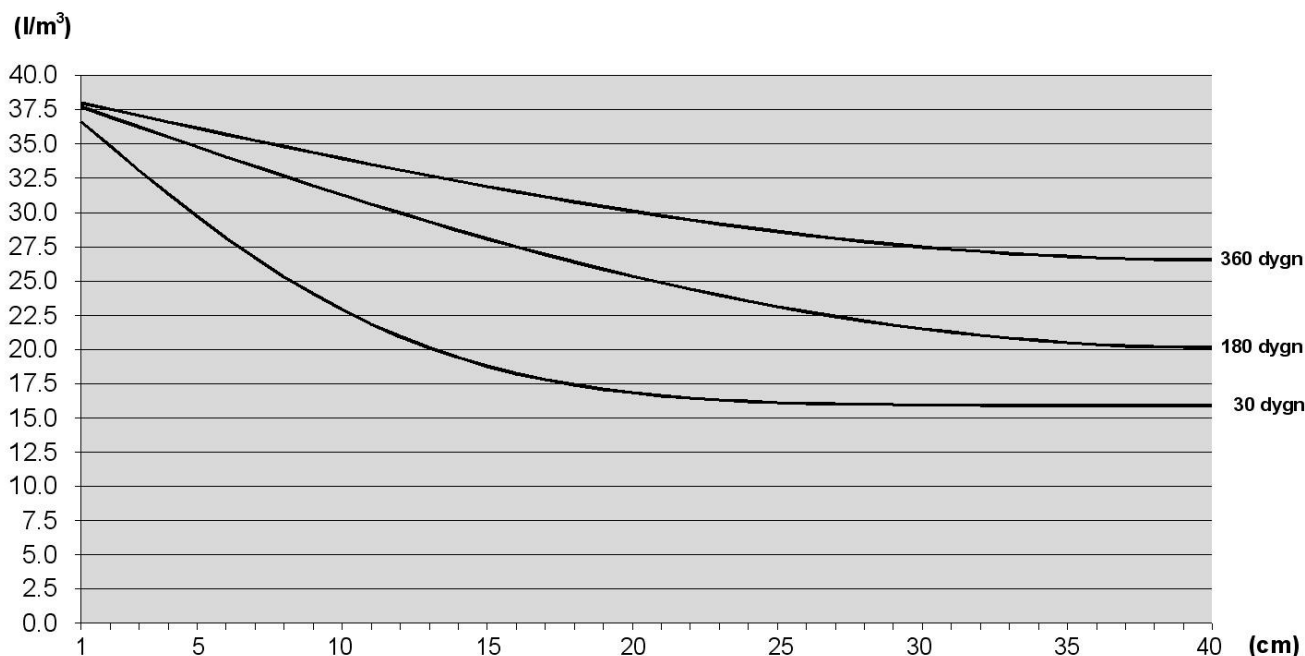
När en gas diffunderar i en annan gas är diffusionsförloppet mycket snabbt jämfört med fallet att en gas diffunderar i en vätska, eftersom diffusionskoefficienten är i storleksordning tio tusen gånger större.

Radiatorsystem påfylls vanligtvis med vattenledningsvatten. Efter påfyllning, innan avluftningen har gjorts kan situationen vara som i följande figur.



Figur 2.3. Luft och vatten i en radiator efter påfyllning av radiatorsystemet.

Luften som finns i radiatorn pressas samman. Vi antar att kvävekonzentrationen i vattnet efter påfyllningen är lika med den i mättat tillstånd vid temperaturen 10 °C i atmosfären. Kvävekonzentrationen enligt formel (2.5) är då 15,6 l/m³. Vidare antar vi att luftens tryck i radiatorn är 300 kPa. Deltrycket för kväve ovanför vattnet är således 0,78 × 300 kPa = 234 kPa. Kvävekonzentrationen i vattnet vid temperaturen 20 °C är enligt formeln (2.5) då 38,8 l/m³, vilket sätts som initialvärdet vid vattenytan. Vi antar att radiatorn är så fylld att vattenytan ligger 40 cm över radiatorbotten. Koncentrationsfördelningen beräknad enligt formel (2.12) visas i följande figur med tre olika diffusionstider.



Figur 2.4. Koncentrationsfördelningen av kväve när kväve diffunderar till vatten (djupet 40 cm) med initialvärdet 15,6 l/m³ för kvävekonzentration i vatten. Deltrycket av kväve ovanpå vatten är 234 kPa.

I figur 2.4 har beräkningen gjorts med formel (2.12) med följande beräkningsdata: $D = 1.88 \cdot 10^{-9}$ m²/s (Cussler 2008, s.112), Δz är 1 cm och Δt är 10 s.

Av figur 2.4 framgår att diffusionen av kväve i vattnet är mycket trög om vattnet är i orört tillstånd. Samma sak gäller också syre. Det lönar sig således att efter påfyllning av systemet avlufta den fria luften i radiatorerna i lugn och ro innan pumpen startas. På det viset minimeras framtida luftproblem (för hög kvävekonzentration i vattnet) och även korrosion. Syre som finns i den fria luften diffunderar i cirkulationsvattnet och oxiderar metalliska ytor i radiatorsystemet.

I det föregående beräknade vi diffusionen av kväve till vattnet i en radiator. Diffusionskoefficienten för syre är $2.1 \cdot 10^{-9}$ m²/s (Cussler 2008). Syre som är i den fria luften i radiatorerna diffunderar således ungefär lika trögt i vatten som kväve.

3. LÖSTA GASER I VATTEN VID JÄMVIKTSLÄGET I ATMOSFÄREN VID OLIKA TEMPERATURER

Med hjälp av tabellerna 2.1 och 2.2 och ekvationerna (2.2), (2.3), (2.4), (2.5) och (2.6) fås följande tabeller för kväve- och syrekoncentrationen vid jämviktsläget i atmosfären vid olika temperaturer.

	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C	90 °C
O₂	0,40	0,36	0,32	0,29	0,26	0,24	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,12	0,09	0,05
N₂	0,73	0,65	0,58	0,53	0,49	0,45	0,42	0,39	0,36	0,34	0,29	0,24	0,18	0,1
O₂+N₂	1,13	1,01	0,90	0,82	0,75	0,69	0,64	0,59	0,55	0,51	0,44	0,36	0,27	0,15

Tabell 3.1. Från atmosfären löst syre och kväve i vatten (mol/m³)

	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C	90 °C
O₂	9,7	8,6	7,7	6,9	6,3	5,7	5,3	4,9	4,5	4,2	3,6	2,9	2,1	1,2
N₂	17,5	15,6	14,0	12,8	11,8	10,9	10,0	9,3	8,7	8,1	6,9	5,7	4,3	2,5
O₂+N₂	27,2	24,2	21,7	19,7	18,1	16,6	15,3	14,2	13,2	12,3	10,5	8,6	6,4	3,7

Tabell 3.2 Från atmosfären löst syre och kväve i vatten (l/m³), gasvolymen beräknade vid temperaturen 20 °C.

	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C	25 °C	30 °C	35 °C	40 °C	45 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C	90 °C
O₂	12,9	11,4	10,2	9,2	8,3	7,6	7,4	6,5	6,0	5,6	4,7	3,9	2,9	1,6
N₂	20,4	18,2	16,3	14,9	13,7	12,7	11,7	10,9	10,1	9,4	8,1	6,6	5,0	2,9

Tabell 3.3 Löst syre och kväve i vatten (mg/l) i atmosfären vid olika temperaturer

I det föregående beräknades maximala mängder syre och kväve som löser sig i vatten från atmosfären. Koldioxidens molandel i atmosfären är nuförtiden cirka 0,038 %. Koldioxid löser sig i vatten i hög grad. Henrys konstant för koldioxid vid temperaturen 10 °C är 0,105 GPa (Ryti et al 1975). Mängden som löser sig från atmosfären i vatten är dock liten – enligt formel (2.4) vid temperaturen 10 °C bara 0,02 mol/m³. Lösta gaser i vatten består således huvudsakligen av syre och kväve.

4. LÖSTA GASER I VATTENLEDNINGSVATTEN

I tabell 4.1 framställs uppmätta medelvärden av syrekoncentrationer och temperaturer för Helsingforsvatten under några månader. Mätningarna utfördes i vattenlaboratoriet på kemiska avdelningen vid Tekniska högskolan i Helsingfors cirka en gång i veckan.

	O ₂ mg/l	°C
Maj	13,7	5,9
Juni	12,8	8,9
Juli	11,7	11,1
Augusti	11,9	10,6
September	11,3	10,7
Oktober	11,1	10,8

Tabell 4.1 Uppmätta genomsnittliga gaskoncentrationer i vattenledningsvatten

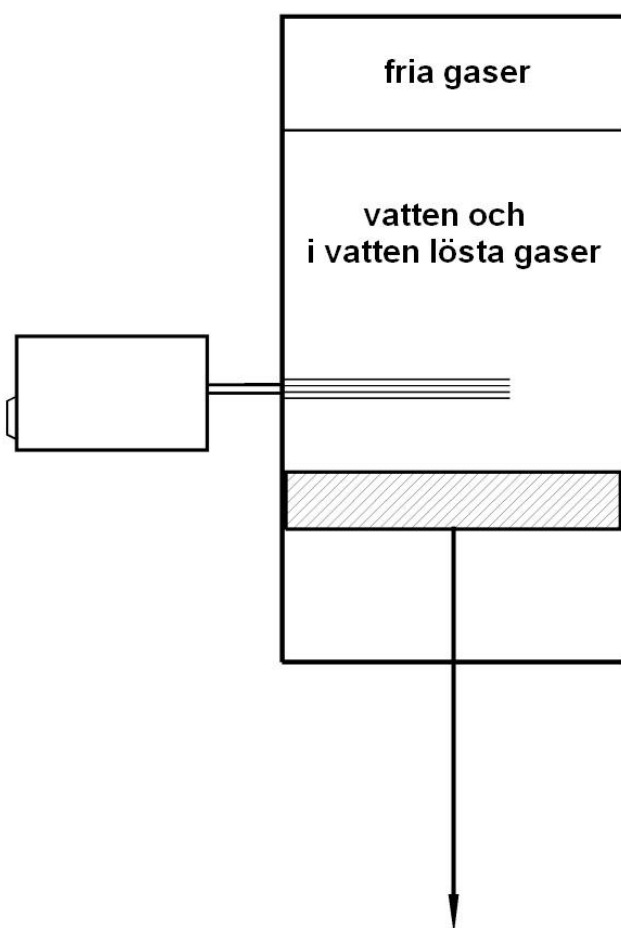
Av resultaten i tabell 4.1 framgår vid jämförelse med tabell 3.3 att vattenledningsvatten är praktiskt taget mättat med syre vid temperaturen 10 °C. Detta är helt naturligt eftersom vatten i ett evigt kretslopp då och då är i direkt kontakt med atmosfären. Syremätningar som har gjorts på vattenledningsvatten i samband med tester av apparater har visat t.o.m. ännu högre värden. Det kan förklaras med att eventuella luftbubblor i vattnet efter trycksättning löser sig i vattenledningsvattnet.

En angelägen fråga är vilka mängder kväve vattenledningsvatten innehåller. Eftersom både kväve och syre löser sig i vatten från atmosfären kan man dra slutsatsen att vattenledningsvatten är mättat även med kväve.

5. TEORETISK BETRÄKTELSE BETRÄFFANDE AVSKILJNINGSGRAD AV LÖST KVÄVE JÄMFÖRT MED LÖST SYRE I VATTENLEDNINGSVATTEN

Det är lätt att mäta syrekoncentrationen i vattnet. Vid tester, när avgasarens effektivitet med vattenledningsvatten i denna avhandling uppmättes, gjordes mätningar baserade på syremätningar. En fråga som kan ställas är vad som händer med kvävet. I följande betraktelse undersöker vi saken teoretiskt.

I figur 5.1 visas en behållare som innehåller en kubikmeter vattenledningsvatten. Molmängderna löst kväve och syre i behållaren är således 0,65 mol respektive 0,36 mol (tabell 3.1). Vattentemperaturen kan höjas med ett elmotstånd och trycket kan reduceras.



Figur 5.1 Vattenledningsvatten och gaser som avskiljer sig i ett slutet system.

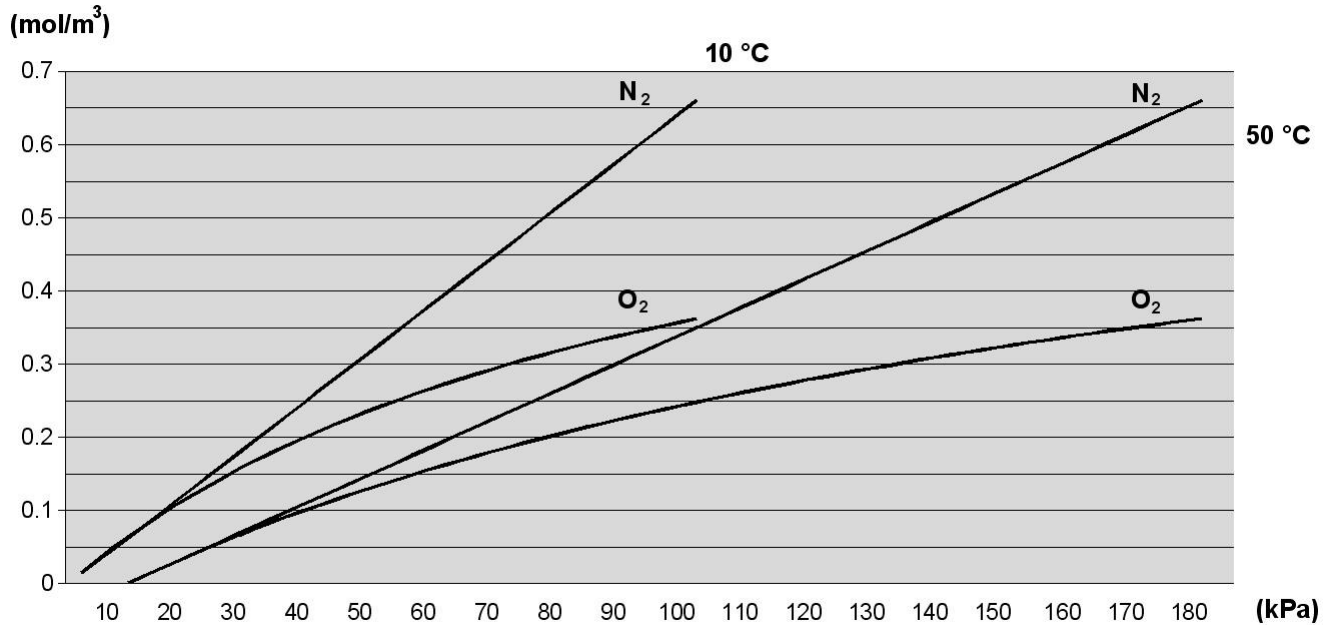
Vi antar att trycket i behållaren först är så högt att alla gaser är lösta i vattnet. När trycket reduceras bildas i behållarens översta del en gasvolym som består av kväve, syre och vattenånga. Lösta molmängder av kväve och syre i jämviktsläget i vatten kan beräknas med hjälp av ekvation (2.4) och molmängderna i gasvolymen med hjälp av tillståndsekvationen. För kväve och syre kan följande ekvationer således skrivas:

$$55.51 \cdot \frac{\rho \cdot p_{N_2}}{H_{N_2}} + \frac{p_{N_2} V_g}{RT} = 0.65 \text{ mol/m}^3 \quad (5.1)$$

$$55.51 \cdot \frac{\rho \cdot p_{O_2}}{H_{O_2}} + \frac{p_{O_2} V_g}{RT} = 0.36 \text{ mol/m}^3 \quad (5.2)$$

där V_g är gasvolymen, R är den allmänna gaskonstanten 8,314 J/mol K och T är den rådande temperaturen (K) i behållaren.

Matematisk behandling av ekvationerna (5.1) och (5.2) kan göras t.ex. så att gasvolymen V_g löses ur ekvationen (5.1) med ett valt deltryck för kväve. Deltrycket för syre kan därefter lösas ur ekvationen (5.2). Det totala trycket är summan av deltrycken för kväve, syre och vattenånga. När deltrycken är kända kan motsvarande koncentrationer i vattnet beräknas. Beräkningsresultaten visas i följande figur.



Figur 5.2 Löst kväve och syre som är kvar i vattenledningsvatten i ett slutet system som funktion av det totala trycket i två olika temperaturer. När 100 % av gaserna är lösta i vattnet är kvävet's andel 0,65 mol/m³ och syrets andel 0,36 mol/m³.

Av resultaten som visas i figur 5.2 kan man se att kväve verkligen avskiljer sig i högre grad än syre när betraktelsen görs vid jämviktstillstånd.

När det totala trycket är lågt befinner sig nästan alla gasmolekyler i gasfasen (figur 5.2). Förhållandet mellan kväve och syre i gasdelen närmar sig då värdet $(0,65 / 0,36 = 1,8)$. I atmosfären är motsvarande förhållandet $(78 / 21 = 3,7)$. Med hjälp av dessa värden kan man också bedöma att förhållandet löst kväve i vatten/löst syre i vatten blir mindre när trycket sjunker och de i vatten lösta gaserna börjar övergå till gasfasen.

I en avgasningsprocess där tappvarmvatten utsätts för undertryck råder det inte nödvändigtvis jämviktstillstånd enligt Henrys lag, men förändringen i förloppet är dock åt det hållet. Således kan man dra slutsatsen att kväve i en avgasningsprocess baserad på undertryck avskiljer sig i högre grad än syre när det är fråga om vattenledningsvatten.

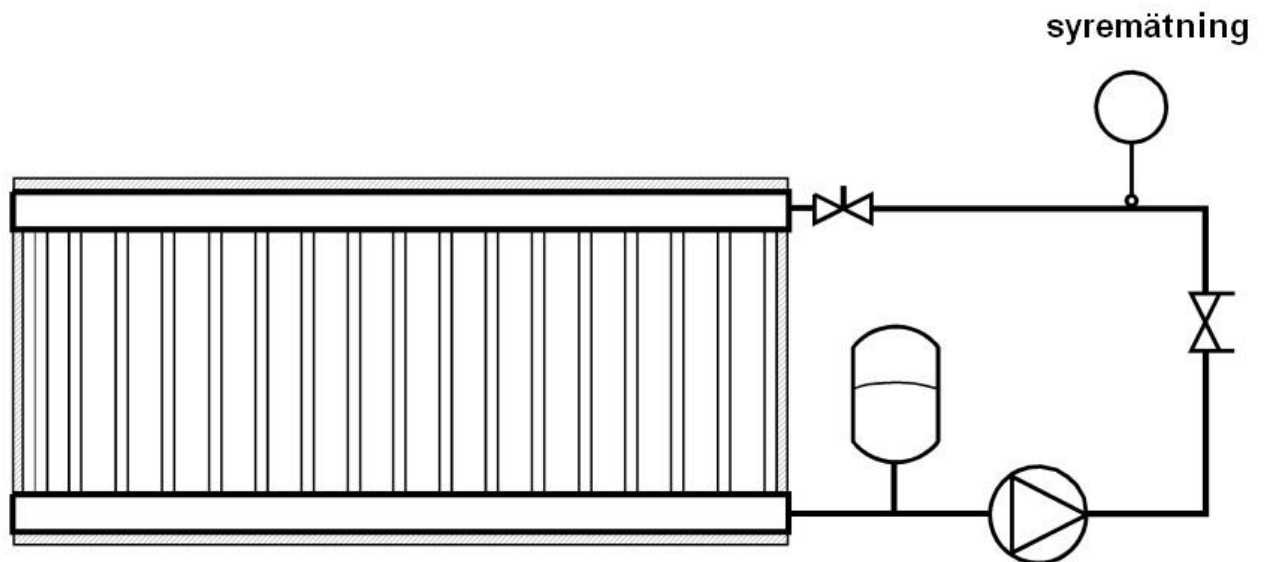
De kända undertrycksavgasare som används för att avgasa radiatorsystem representerar slutna system, liksom även den typen av avgasare som presenteras i denna avhandling.

6. SYRE OCH KVÄVE I VÄRME- OCH KYLSYSTEM

6.1 Syre i radiatorsystem

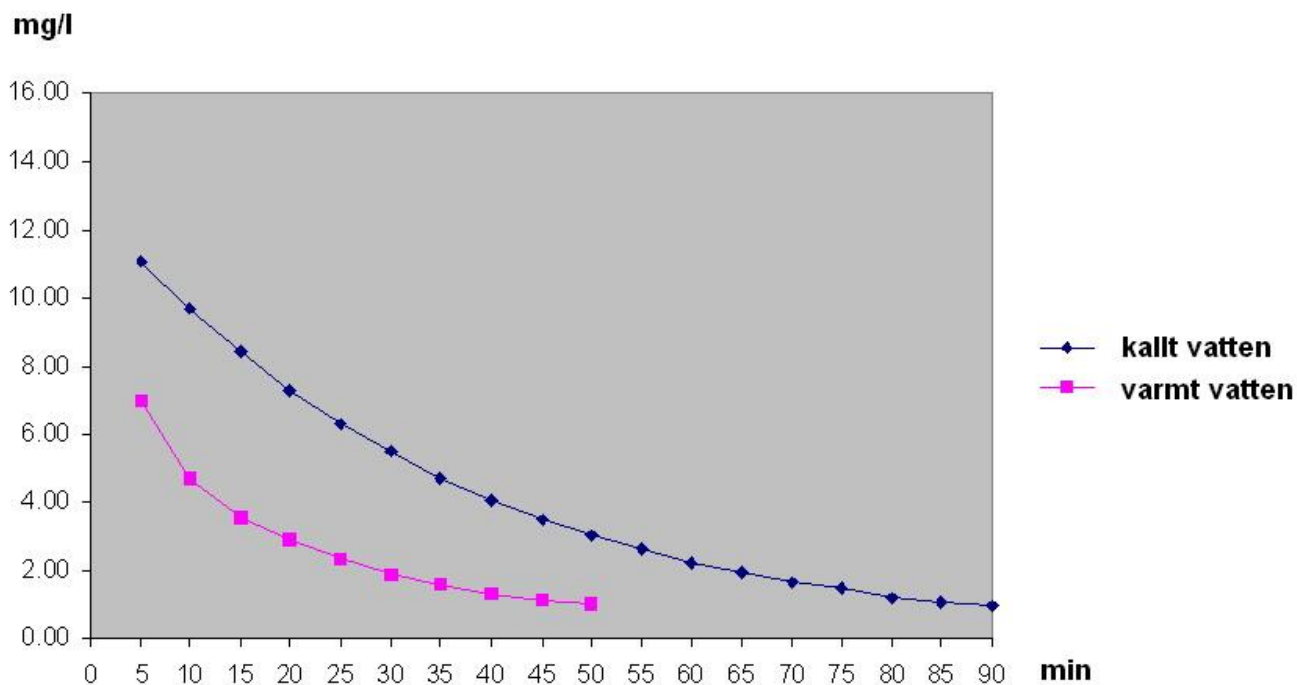
Följande referens är tagen ur en artikel i vilken undertrycksavgasare i radiatorsystem diskuteras: "Entfernt werden muss aus der Anlage insbesondere der Stickstoffanteil. Sauerstoff wird innerhalb weniger Stunden an metallischen Oberflächen durch Oxidation umgewandelt" (Heyne, Weijden 2005) (Från systemet ska huvudsakligen kväve avlägsnas. Syre försvinner under några timmar genom oxidation på metalliska ytor.).

Hur snabbt syre försvinner ur radiatorsystem utforskades också på laboratoriet, med en provanläggning som beskrivs nedan.



Figur 6.1. Kopplingschema för syremätningar vid labbprov.

Proven gjordes med en plåtradiator (2000-600-2). Ventilerna i anläggningen injusterades så att flödet genom radiatoren motsvarade det nominella flödet. Proven gjordes med kall- och varmvatten; temperatur cirka 10 °C respektive cirka 50 °C . Efter påfyllningen avluftades den fria luften och cirkulationspumpen startades omedelbart därefter. Samtidigt påbörjades också en kontinuerlig syrehaltsmätning i cirkulationsvattnet. Syrehalten som funktion av tiden visas i följande figur.



Figur 6.2 Syrekonsentrationen i cirkulationsvattnet som funktion av tiden i en radiatorkrets (uppstart av pumpen omedelbart efter påfyllningen).

Föregående prov gjordes också med varmvatten, då pumpen startades en timme efter påfyllningen av systemet och syremätningen påbörjades därefter. Resultatet visas i följande figur.

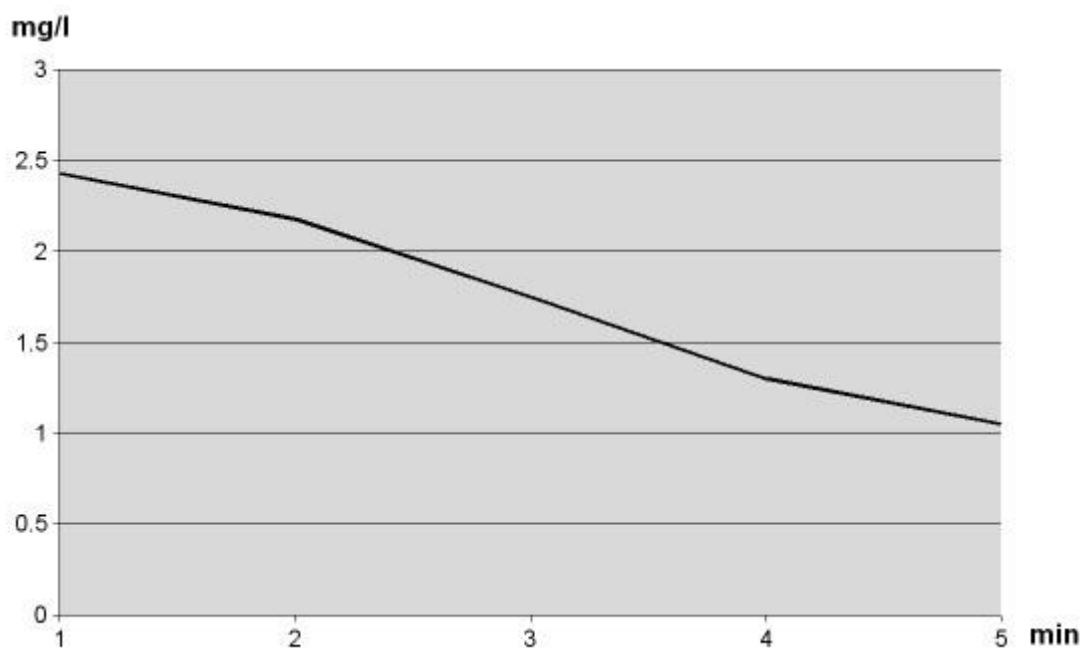


Fig. 6.3 Syrekonsentrationen i cirkulationsvattnet som funktion av tiden i en radiatorkrets. Mätning av syrekonsentrationen och uppstart av pumpen en timme efter påfyllningen.

Av resultaten som redovisades i figur 6.2 framgår att med varmvatten underskrids koncentrationen 1 mg/l ungefär efter 50 min efter påfyllningen och med kallvatten efter cirka 90 min.

Resultatet enligt figur 6.3 visar att syrekoncentrationen sjunker också under den tid då pumpen står stilla. Redan en minut efter uppstart av pumpen är syrehalten under 2,5 mg/l.

Frågan kan ställas hur dessa resultat beskriver verkliga radiatorsystem. I provanläggningen var rören av koppar och i verkliga radiatorsystem är rörledningarna vanligtvis av järn. I verkliga system kan korrosion således ske ännu snabbare.

Syre som införs i radiatorsystem i vattenledningsvatten är bara en del av det syre som förorsakar korrosion. Efter påfyllningen finns det ofta mycket luft i radiatorer. Om pumpen startas sjunker syrekoncentration i vatten mycket snabbt och syre som finns i luften börjar diffundera i vattnet. Detta syre kan vara ett avsevärt större upphov till korrosion än vattenledningsvatten. Saken diskuteras senare i en mer detaljerad form.

I Finland pratar man i samband med radiatoravlutningen ofta om syre. Efter påfyllningen av systemet ska framledningstemperaturen höjas till maximivärde för några timmars tid, och syre avluftas därefter av radiatorerna (Myyryläinen 2006). Detta är dock inte möjligt enligt resultat som visades i detta kapitel.

6.2 Kväve i radiatorsystem

Kväve som är en inert gas, förorsakar inga kemiska reaktioner i radiatorsystem. Kvävet är dock i första hand upphovet till de kända luftproblemen, såsom tidigare redogjordes.

Ett centralt tema i avhandlingen är påfyllning av radiatorsystem med avgasat vatten. Innan påfyllningen påbörjas evakueras systemet så noggrant som möjligt med en vakuumpump. Luft tränger dock i viss mån in i systemet under påfyllningen, vilket höjer kvävekoncentrationen.

I detta arbete sätts som mål att kvävekoncentrationen i cirkulationsvattnet i ett värmesystem efter påfyllning ej får överstiga värdet 0,5 mol/m³.

I praktiken är den högsta framledningstemperatur som förekommer 70 °C. Med antagandet, att det finns bara löst kväve i vattnet fås deltrycket för kväve så att ångtrycket p_v subtraheras från det totala trycket p . Av ekvation (2.4) fås då följande ekvation för beräkning av minimitrycket i jämviktsläget.

$$p = \frac{H_{N_2} c_{eq}}{55.51 \cdot \rho} + p_v \quad (6.1)$$

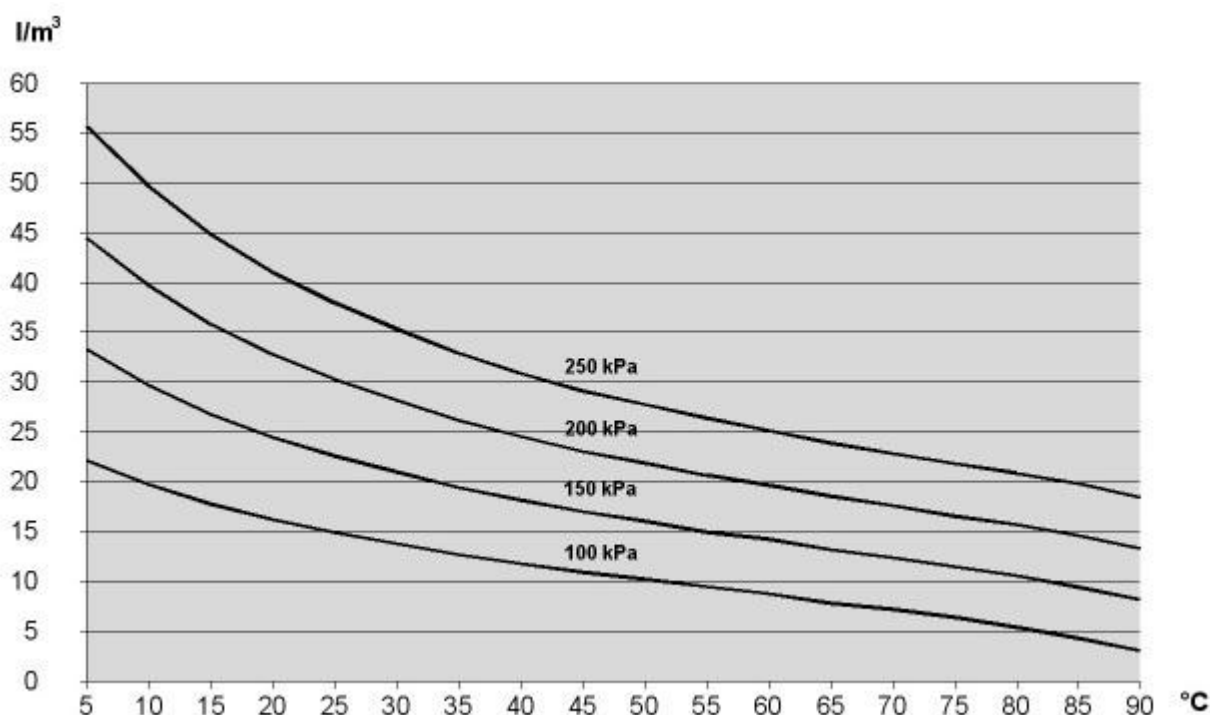
Om temperaturen är 70 °C och kvävekoncentrationen 0.5 mol/m³, fås ur ekvationen (6.1) minimitrycket 146 kPa, för att kväve är i löst form i cirkulationsvattnet.

Säkerhetsventilens öppningstryck i ett radiatorsystem dimensioneras vanligtvis så att trycket i de högst belägna radiatorerna kan höjas minst 100 kPa över det atmosfäriska trycket. I praktiken finns det således en bra säkerhetsmarginal, om kvävekoncentrationen är högst 0.5 mol/m³.

Om det endast finns löst kväve i vattnet fås ur ekvation (2.5) följande ekvation för beräkning av kvävekoncentration i jämviktsläget:

$$c_{eq} = 1334.5 \cdot \frac{\rho \cdot (p - p_v)}{H_{N_2}} \quad (6.2)$$

Beräkningsresultaten med formel (6.2) som funktion av vattentemperatur på olika trycknivåer visas i följande figur.



Figur 6.4 Löst kväve vid jämviktsläget i vatten vid olika temperatur och tryck.

Kurvorna är fallande eftersom värdena på Henrys konstant (tabell 2.1) stiger med stigande temperatur. Av tabell 2.1 framgår dock att det nästan inte blir någon förändring på Henrys konstant på högre temperaturnivåer (70–90 °C). Kurvorna faller dock kraftigt i temperaturintervallet 80–90 °C. Detta beror på att ångtrycket börjar bli markant då deltrycket för kväve sjunker.

Om den fria luften inte avluftas noggrant i samband med påfyllningen kan den höja kvävekoncentrationen i cirkulationsvattnet avsevärt. Om temperaturen är 30 °C och trycket 200 kPa kan vatten enligt figur 6.4 innehålla 28 l/m³ kväve. När framledningstemperaturen höjs avskiljs en del av det lösta kvävet, vilket måste avluftas via radiatorerna.

Vi granskar till sist den traditionella avluftningen med hjälp av figur 6.4. När den fria luften har avluftats höjs framledningstemperaturen vanligtvis till högsta möjliga nivå. Detta är meningsfullt eftersom kvävekoncentrationen i vattnet då kan minimeras.

En annan viktig faktor som påverkar resultatet är trycket. Det måste under detta skede vara vid sitt minimivärde, det vill säga en aning över det atmosfäriska trycket i de högst belägna radiatorerna. Detta faktum nämns vanligtvis inte i de instruktioner som är avsedda för entreprenörer.

6.3 Kväve och syre i kylsystem

Ledningarna och komponenterna i ett kylsystem är vanligtvis tillverkade av ädlare material än i ett radiatorsystem. Syre försvinner möjligtvis inte så snabbt från kylsystem. Cirkulationsvattnets maximala temperatur i ett kylsystem är också avsevärt lägre än i ett radiatorsystem, vilket naturligtvis underlättar situationen.

Vi betraktar först ett evakuerat kylsystem, vilket har påfyllts med totalt avgasat vatten och all luft som under påfyllningen har trängt in i systemet har löst sig i cirkulationsvattnet. Vi antar vidare att ingen korrosion förekommer och syret blir således kvar i systemet. Om trycket i vattnet sänks till så låg nivå att de första bubblorna avskiljs är förhållandet mellan syre och kväve i vattnet fortfarande lika som i atmosfären (0,27). Enligt Henrys lag gäller då följande ekvation:

$$\frac{p_{O_2}}{H_{O_2}} = 0.27 \frac{p_{N_2}}{H_{N_2}} \quad (6.3)$$

Det totala trycket i bubblorna består av deltryckena för vattenånga, kväve och syre enligt ekvation (6.3)

$$p = p_v + p_{N_2} + p_{O_2} \quad (6.4)$$

När Henrys konstanter vid temperaturen 20 °C väljs enligt tabell 2.1, fås av ekvationer (6.3) och (6.4) följande ekvation:

$$p_{N_2} = \frac{p - p_v}{1.135} \quad (6.5)$$

Om det lägsta trycket i systemet är 150 kPa blir deltrycket för kväve enligt ekvation (6.5) vid temperatur 20 °C då cirka 130 kPa, och kvävekoncentrationen i vattnet är enligt ekvation (2.4) då cirka 0,9 mol/m³. Eftersom förhållandet mellan syre och kväve i vatten är lika som i atmosfären (cirka 0,27), blir syrekoncentrationen i vattnet 0,24 mol/m³ och luftkoncentration i vattnet är då 1,14 mol/m³.

Om det i cirkulationsvattnet finns bara kväve blir den maximala kvävekonzentrationen vid temperaturen 20 °C och trycket 150 kPa enligt ekvation (2.4) cirka 1 mol/m³.

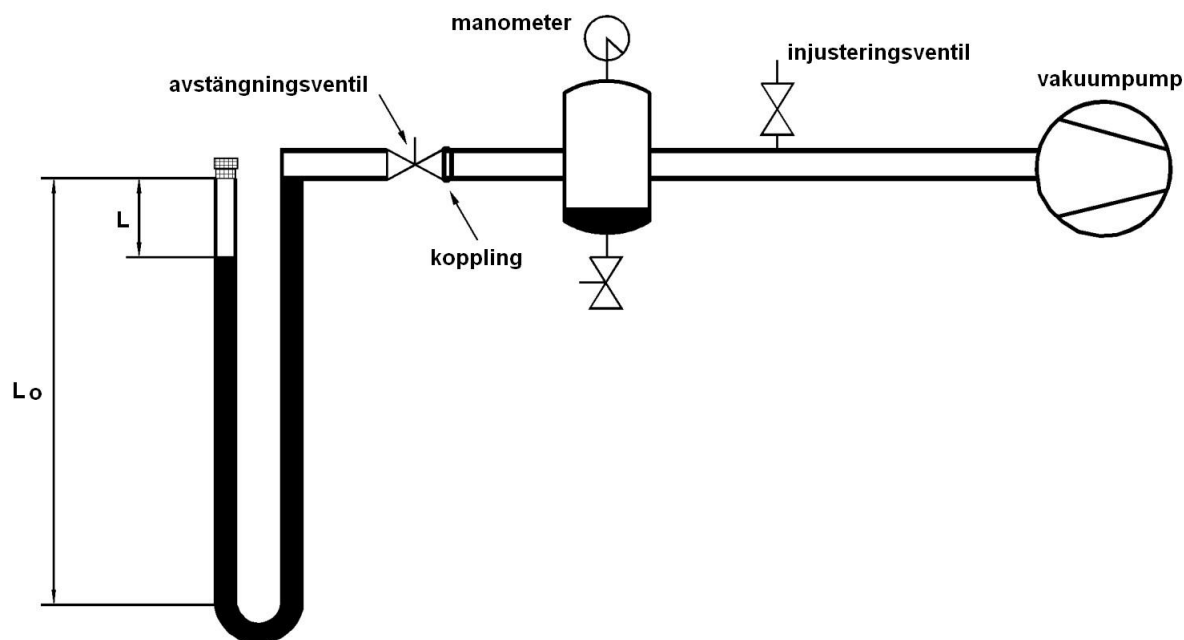
Att vattnet vid en viss temperatur kan innehålla en större mängd luft än kväve beror på att syre har en större benägenhet att lösa sig i vatten än kväve.

Av dessa betraktelser framgår att gaskonzentrationen i cirkulationsvattnet i ett kylsystem kan vara approximativt 1 mol/m³ oberoende om det är fråga om luft eller enbart kväve.

I detta arbete sätts som mål att gaskonzentrationen i cirkulationsvattnet i ett kylsystem efter påfyllning ej får överstiga värdet 1,0 mol/m³. Detta garanterar en ordentlig säkerhetsmarginal om trycket i systemet hålls, så att det lägsta trycket i systemet överstiger det atmosfäriska trycket med minst 100 kPa.

7. EN METOD FÖR MÄTNING AV GASKONCENTRATIONEN I VATTEN

Av föregående framgår att det är ytterst viktigt att kvävekoncentrationen i cirkulationsvattnet är tillräckligt låg för att systemets problemfria funktion ska vara garanterad. Teknik för mätning av kvävekoncentrationen i vatten finns inte på marknaden. Under arbetets gång utvecklades och testades därför ett enkelt instrument och en mätmetod för detta ändamål. I följande figur visas principen.



Figur 7.1 Anordning för mätning av gaskoncentrationen i vatten.

Provet från värmesystemet tas genom att använda ett U-rör enligt figur 7.1. På U-rörets högra sida finns en avstängningsventil försedd med en koppling som skruvas på värmesystemet. Högst uppe på U-rörets vänstra sida finns en absolut tät skruv som lossas. Vattnet får rinna genom röret och skruven dras åt. Avstängningsventilen stängs och U-röret lossas från värmesystemet. Om vattnet i U-röret är varmare än omgivningen lönar det sig att låta det svalna till omgivningens temperatur.

Mätningen av provet inleds genom att U-röret kopplas till ett vakuumsystem enligt figur 7.1. Vakuumpumpen startas och trycket i tryckkammaren injusteras med hjälp av injusteringsventilen så att manometern visar önskat värde. För att på snabbaste sätt frigöra de i vattnet lösta gaserna till den nivå som Henrys lag förutsätter lönar det sig att vända U-röret vågrätt och knacka på det. Om mätaren är på samma höjd som manometern är trycket i vätskan lika med manometertrycket. De frigjorda gaserna bildar bubblor som samlas vid rörtoppen när röret vänds tillbaka till lodrätt läge. I detta läge kan molmängden lösta gaser i vattnet beräknas med ekvation (2.4) och mängden fria gaser i rörtoppen med tillståndsekvationen. Summan av dessa molmängder är lika med den som provet före trycksänkningen innehöll.

Således gäller följande ekvation:

$$\frac{AL_0 55.51 \rho (p_m - p_v)}{H_{N_2}} + \frac{AL(p_m - p_v + \rho g L)}{RT} = cAL_0 \quad (7.1)$$

Av ekvation (7.1) fås vidare ekvation (7.2) med vars hjälp den ursprungliga gaskoncentrationen (mol/m^3) i vattnet kan beräknas.

$$c = \frac{55.51 \rho (p_m - p_v)}{H_{N_2}} + \frac{L}{L_0} \cdot \frac{(p_m - p_v + \rho g L)}{RT} \quad (7.2)$$

där p_m är det tryck som manometern visar, H_{N_2} är Henrys konstant för kväve vid rådande temperatur, R är den allmänna gaskonstanten ($8,314 \text{ J/mol K}$), p_v är ångtrycket i vattnet och g är tyngdaccelerationen ($9,81 \text{ m/s}^2$). Längderna L_0 och L framgår av figur 7.1.

För ett kylsystem gäller inte formelns (7.2) första del vid antagandet att det också finns syre i systemet. Dock är syrets andel i förhållandet till kväve i alla fall relativt låg, och om det vid mätningen används ett lågt tryck, t.ex. 10 kPa , är nästan alla gaser i instruments gasdel. Därigenom kan formel (7.2) med bra noggrannhet användas också för kylsystem.

8. HUVUDPRINCIPERNA FÖR DEN NYA VATTENBEHANDLINGS- OCH PÅFYLLNINGSTEKNIKEN

Ett centralt tema i detta arbete är att värme- och kylsystem fylls på med avgasat vatten som produceras i en kontinuerlig process baserad på vakuumpokning. Tappvarmvatten leds in i ett transportabelt aggregat som med undertryck kokar vattnet och därigenom avgasar det. En annan princip är att luften i radiatorsystemet före påfyllningen avlägsnas så noggrant att ingen avluftning av radiatorerna behövs efter påfyllningen med avgasat vatten.

Den apparat som används för detta ändamål har utvecklats i samband med denna avhandling. Den har fått namnet AIRSEPEX-avgasare. Tekniken som baserar sig på användningen av denna avgasare i kombination med luftevakuering från systemet före påfyllning kallas för AIRSEPEX-tekniken i denna avhandling.

Den nya teknik som redovisas i detta kapitel har testats och förbättrats i praktiken under sex års tid i hundratals radiatorsystem och några kylsystem.

AIRSEPEX-avgasaren kan också användas för att reducera koncentrationen av lösta gaser i cirkulationsvatten. Ett delflöde från radiator- eller kylsystemet leds till avgasaren och pumpas kontinuerligt tillbaka till systemet. Kopplingsprincipen är således likadan som vid användning av kända undertrycksavgasare.

AIRSEPEX-avgasaren möjliggör också spolning av värme- och kylsystem med avgasat vatten. Vattnet i systemet släpps till avloppet och ett lika stort flöde avgasat vatten pumpas samtidigt in i radiatorsystemet. Gaskoncentrationen i cirkulationsvattnet sjunker och vattnet i radiatorsystemet ersätts med nytt vatten. Denna avluftningsprincip ska tillämpas om vattenkvaliteten i cirkulationsvattnet är dålig (t.ex. lågt pH-värde, hög järnhalt eller gasbildande substanser i vattnet).

8.1 Avgasning av vattenledningsvatten

Vattenledningsvatten innehåller kväve och syre i löst form i ungefär de mängder som motsvarar jämviktstillståndet med atmosfären vid temperaturen 10 °C. Den totala gaskoncentrationen (kväve och syre) under dessa förhållanden är då cirka 1,01 mol/m³, varav syrets andel är cirka 0,35 mol/m³ och kvävet andel cirka 0,66 mol/m³ (tabell 3.1). Kokning är en effektiv metod för att frigöra de i vattnet lösta gaserna eftersom gasernas (syre och kväve) partialtryck i ånga är mycket lågt. Om vattnet kokas med hjälp av undertryck effektiviseras processen enligt Henrys lag ytterligare. Tappvarmvatten är lätt tillgängligt i värmecentralen. Om vattnets temperatur t.ex. är 55 °C bör trycket sänkas till 15.8 kPa.

Avgasarens effektivitet baserad på syremätningar definieras i detta arbete med följande ekvation:

$$eff = (c_{O_{2in}} - c_{O_{2ut}}) / c_{O_{2in}} \quad (8.1)$$

där $c_{O_{2in}}$ är syrekoncentrationen i vattenflödet till avgasaren och $c_{O_{2ut}}$ är syrekoncentrationen i vattenflödet från avgasaren.

I följande tabell (8.1) visas mätningsresultat beträffande syrekoncentrationer med tappvarmvatten och ur de mätningsresultaten beräknade värdena för effektivitet. Testet gjordes med AIRSEPEX 4.2 -avgasaren. Syremätningarna som visas i detta kapitel är utförda av VTT Technical Research Centre of Finland.

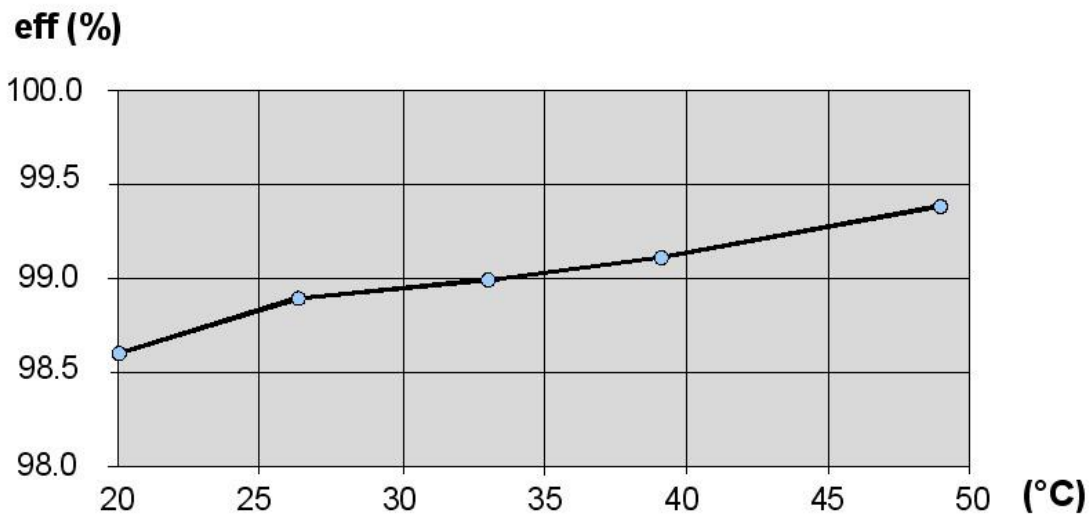
Tid i min	Flöde in l/s	O ₂ in mg/l	Temperatur ut °C	O ₂ ut mg/l	Effektivitet
0	1,167	14,1	44,8	0,097	99,3
5	1,154	14,1	47,2	0,092	99,3
10	1,164	14,1	48,2	0,092	99,3
15	1,174	14,1	48,7	0,090	99,4
20	1,170	14,1	48,7	0,089	99,4
25	1,173	14,1	48,8	0,088	99,4
30	1,169	14,1	48,8	0,088	99,4
35	1,170	14,1	48,8	0,090	99,4
40	1,168	14,1	48,8	0,089	99,4
45	1,169	14,1	48,7	0,088	99,4
50	1,167	14,1	48,7	0,090	99,4
55	1,169	14,1	48,8	0,089	99,4
60	1,171	14,1	48,8	0,088	99,4
65	1,179	14,1	48,8	0,089	99,4
70	1,176	14,1	48,8	0,088	99,4

Tabell 8.1 Mätresultat och beräknad effektivitet för AIRSEPEX 4.2 -avgasare.

Det avgasade vattnet måste pumpas från avgasaren till systemet som påfylls. Om tryckdifferensen är cirka 300 kPa är flödet 4,2 m³/h, medan flödet vid tryckdifferensen 500 kPa reduceras till 2,7 m³/h.

Om vi fyller på ett evakuerat radiatorsystem kan flödet 4,2 m³/h lätt pumpas in i systemet. I slutet av påfyllningsperioden reduceras flödet eftersom trycket i systemet stiger. Vid beräkning av påfyllningsförloppet som presenteras senare i detta arbete används en medelkapacitet på 4 m³/h under påfyllningstiden. I fallet där cirkulationsvatten i ett radiatorsystem avgasas måste vatten hela tiden pumpas till ett relativt högt mottryck. Vid beräkningarna som utförs senare i den här tillämpningen med AIRSEPEX 4.2 -avgasare används flödet 2,7 m³/h.

Prov gjordes också genom att blanda tappvarmvatten och tappkallvatten så att det utkommande flödet var cirka 1,17 l/s. I följande figur visas apparatens effektivitet som funktion av temperaturen.



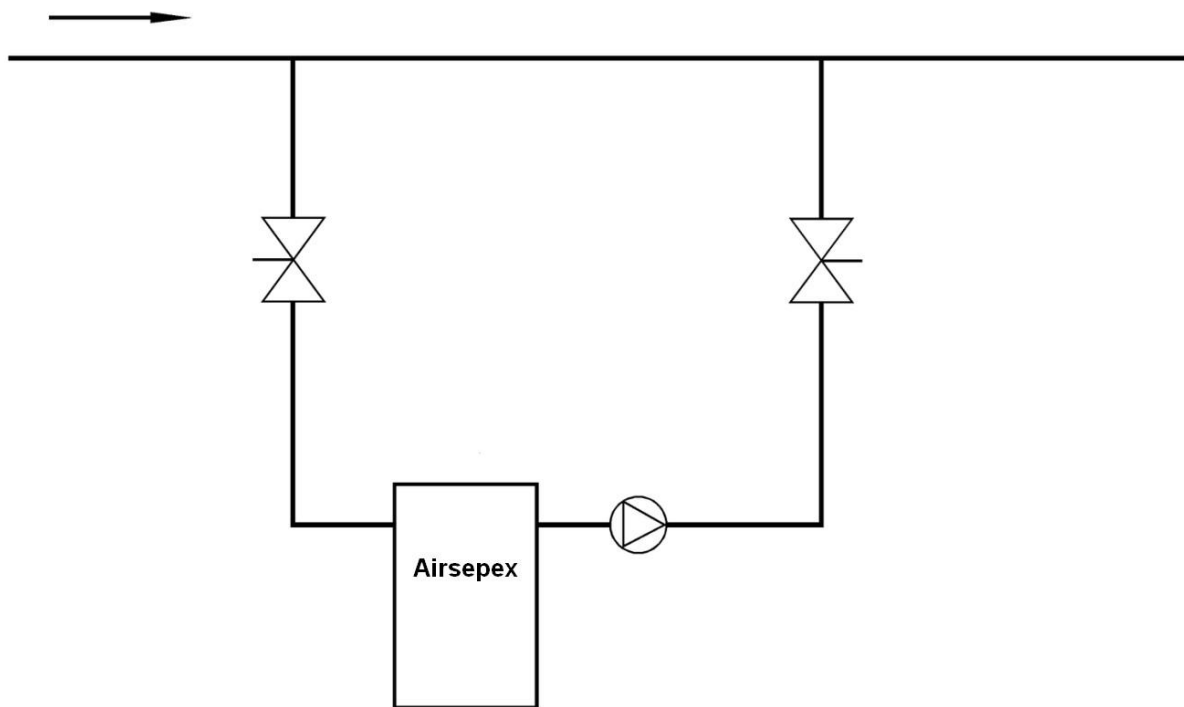
Figur 8.1 AIRSEPEX 4.2 -avgasarens effektivitet vid olika temperaturer på utkommande vatten.

Av figur 8.1 kan man se att effektiviteten även vid relativt låga temperaturer är häpnadsväckande bra. Effektiviteten sjunker dock med avtagande temperatur. Vid lägre temperaturer rasar effektiviteten. Mätningarna med tappkallvatten (temperatur på cirka 10 °C) gav ett värde på cirka 82 % för effektiviteten. Vid påfyllning av kylsystem är det ibland svårt att få ett tillräckligt stort flöde tappvarmvatten. Då ska tappkallvatten användas. En sämre effektivitet är inte så stort problem i kylsystem eftersom i kylsystemen tillåts en högre gaskoncentration än i värmesystem.

Effektiviteten utforskades i det föregående baserat på syremätningar. Kvävet avskiljningsgrad är teoretiskt dock ännu lite bättre, vilket visades i kapitel 5.

8.2 Avgasning av cirkulationsvatten i ett värme- eller kylsystem

I följande figur visas kopplingsprincipen för en AIRSEPEX-avgasare vid tillämpning av avgasning av cirkulationsvatten.



Figur 8.2 Avgasning av värme- eller kylsystem med AIRSEPEX-avgasare.

Om delflödet som leds genom aggregatet bara utgör en liten del av huvudflödet kan gaskoncentrationen överallt i radiatorsystemet anses momentant konstant. Således kan följande differentialekvation för avgasningsprocessen skrivas:

$$-\frac{dc}{c} = \frac{eff \cdot \dot{V}_a}{V_s} dt \quad (8.2)$$

där \dot{V}_a är vattenflödet genom AIRSEPEX-avgasaren och V_s är systemets volym.

Ur formel (8.2) fås vidare formlerna (8.3) och (8.4).

$$-\int_{c_1}^{c_2} \frac{dc}{c} = \int_0^t \frac{eff \cdot \dot{V}_a}{V_s} dt \quad (8.3)$$

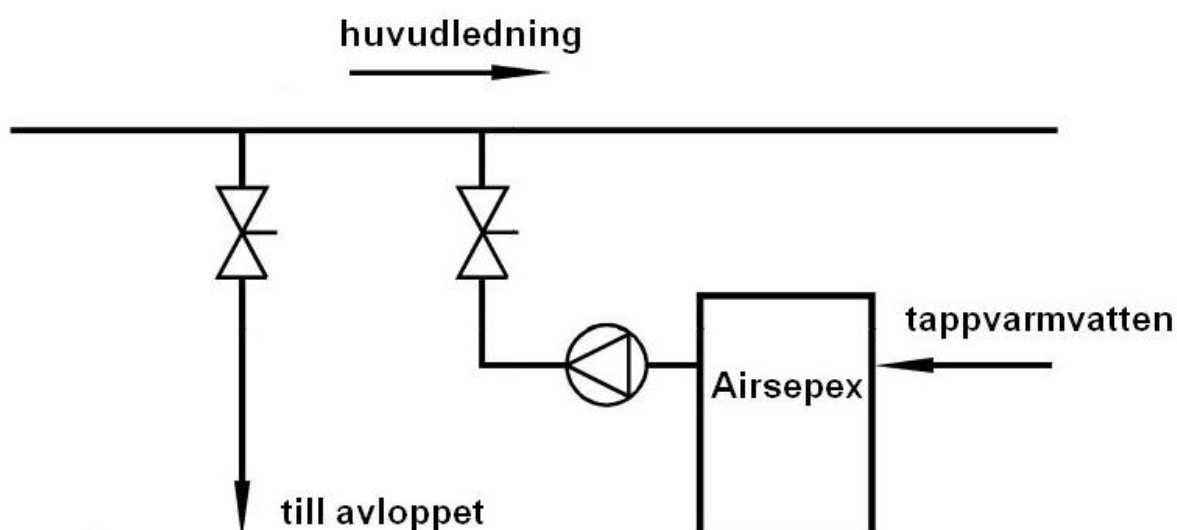
$$t_b = \frac{V_s}{eff \cdot \dot{V}_a} \ln \frac{c_1}{c_2} \quad (8.4)$$

Med formel (8.4) kan behandlingstiden t_b beräknas, då gaskoncentrationen i början är c_1 och gaskoncentrations önskade nivå är c_2 .

I värme- och kylsystem råder i alla lägen en temperatur på minst 20 °C. Effektiviteten för denna tillämpning enligt figur 8.1 är således minst 98 %.

Vi betraktar ett typiskt stort höghus (tre trapphus, 7–8 våningar), i vilket värmesystemets vattenvolym kan vara cirka 4 m³. Om kvävekoncentrationen i cirkulationsvattnet före behandlingen är 1,2 mol/m³ och målet är att kvävekoncentrationen efter behandlingen är 0,3 mol/m³, ger formel (8.4) med effektiviteten 98 % och med flödet 2,7 m³/h genom avgasaren en behandlingstid på cirka 2 h och 6 min. Avgasningen av ett radiatorsystem kan enligt föregående exempel göras mycket snabbt. Det är dock möjligt att det i systemet även finns fria gaser som efter avgasningen löser sig i cirkulationsvattnet. Därför är det klokt att avgasaren lämnas på plats och att kvävekoncentrationen i cirkulationsvattnet mäts efter några dagar samt att avgasningen upprepas vid behov.

8.3 Spolning av värme- eller kylsystem med avgasat vattenledningsvatten



Figur 8.3. Spolning av värme- eller kylsystem med avgasat tappvarmvatten

I figur 8.3 visas kopplingsschemat för avgasning/spolning av ett värme- eller kylsystem, där ett vattenflöde tappas ur systemet och ett lika stort flöde avgasat vattenledningsvatten samtidigt pumpas in i systemet.

Denna avgasningsprincip ska användas om det är sannolikt att upphovet till luftproblemen är inre gasbildning. Vattenkvaliteten, t.ex. för lågt pH-värde eller hög järnhalt, förbättras samtidigt.

Det är inte bara gaskoncentrationen som ska sänkas, utan ett viktigt mål är att vattnet i radiatorsystemet byts ut i största möjliga utsträckning. En intressant fråga är vilken behandlingstid som behövs för att gammalt vatten i systemet och även eventuella icke önskvärda substanser i vattnet reduceras till en viss nivå. Formel (8.4) kan användas. I detta fall är dock effektiviteten 100 % och gaskoncentrationernas förhållande (c_1/c_2) ersätts med förhållandet gammalt vatten/nytt vatten i systemet och behandlingstiden, formel (8.4), blir då:

$$t_b = \frac{V_s}{\dot{V}_a} \ln \frac{c_1}{c_2} \quad (8.5)$$

Om systemets volym är 4 m³, produktionen av nytt vatten är 2,7 m³/h och målet är att nytt vatten ersätter 99 % av det gamla vattnet, behövs det enligt formel (8.4) en behandlingstid på 6 h och 48 min.

9. ANVÄNDNING AV VAKUUMPUMPAR VID EVAKUERINGSPROCESSEN

Innan påfyllningen med vatten påbörjas lönar det sig att avlägsna luften som befinner sig i systemet så fullständigt som möjligt. En naturlig utgångspunkt är att använda vakuumpumpar för evakuering av värme- och kylsystem. Det finns två typer av vakuumpumpar som under arbetets gång har använts för detta ändamål: vätskeringsvakuumpumpar och oljesmorda lamellvakuumpumpar.

I vätskeringsvakuumpumpar utgör en vätska (vatten) det tätande elementet. Vattentemperaturen i processen ökar på grund av friktionen. Vattnets tätningsförmåga försvinner vid det tryck där vatten börjar koka. Volymflödet som vakuumpumpar av denna typ kan åstadkomma börjar reduceras kraftigt innan sluttrycket (typiskt 3,5–4 kPa) har nåtts. Vätskeringsvakuumpumpar tål dock fukt bra, vilket är en stor fördel vid evakuering av renoverade radiator- och kylsystem.

Med oljesmorda lamellvakuumpumpar kan avsevärt lägre sluttryck nås än med vätskeringsvakuumpumpar. Vid evakuering av renoverade radiatorsystem har det visat sig att sluttrycket som kan nås med en oljesmord vakuumpump stiger med tiden. Detta beror på att luften som evakueras är i nästan mättat tillstånd eftersom det alltid finns vatten kvar i systemet. Vakuumpumpen suger således närmast vattenånga när det totala trycket i radiatorsystemet närmar sig vattnets ångtryck. Under tiden ökar mängden vatten i oljan, och oljan måste bytas. Vakuumpumpens prestanda kan till och med försämrans i så hög grad att underhåll av pumpen kan bli nödvändigt.

Om det finns luftklockor i radiatorsystemet släpper de in luft i systemet under och efter evakueringen. Alla luftklockor ska därför avlägsnas eller stängas av från systemet.

10. TÄTHETSPROVNING AV VÄRME- OCH KYLSYSTEM

10.1 Provtryckning med tryckluft

Vissa entreprenörer i Finland har sedan årtal provtryckt radiatorsystem med tryckluft. Med detta förfarande kan man oftast garantera att inga större vattensador inträffar.

Kontroll av tätheten är ytterst viktig vid tillämpning av den nya påfyllningstekniken. Utgångspunkten är att värme- och kylsystemen provtrycks med tryckluft före påfyllningen. Vid tillämpning av den nya tekniken har i radiatorsystemen provtrycket 150–200 kPa, övertryck, använts. I bästa fall är installationen på en gång så lyckad att under hela provtryckningsperioden (över en natt) visar manometern i värmesystemet oförändrat utslag. Det bör dock påpekas att manometern som används i värmesystemen har relativt stor hysteres.

Eventuella läckor kan höras som susande ljud. Ofta måste kopplingarna dras åt ytterligare för att åtgärda läckaget. Vid renoveringar byts normalt inte kopplingen mellan radiatorn och radiatorventilen. På så sätt underlättas installationsarbetet, men kompatibiliteten mellan den befintliga kopplingen och den nya radiatorventilen är inte alltid tillräckligt bra. Detta kan vara orsaken till de läckor som förekommer.

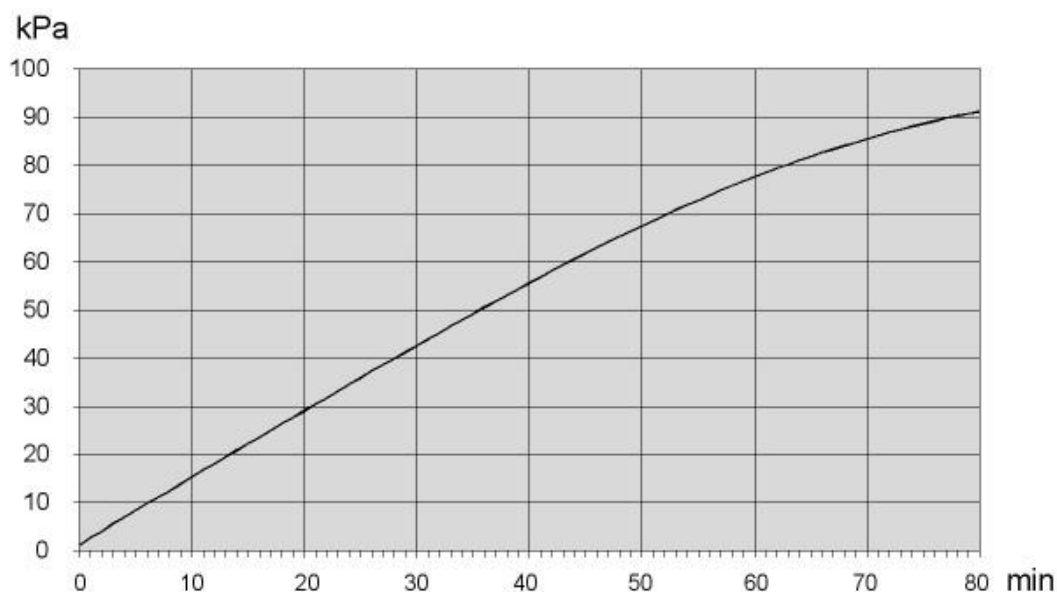
Om radiatorsystemet omfattar flera hus ska provtryckningen för varje enskilt hus göras genom att använda avstängningsventiler för de respektive husen.

Test av värme och kylsystem med tryckluft skapar förutsättningar för en lyckad evakuering och påfyllning av systemet.

Innan provtryckning med tryckluft påbörjas ska alla lufiklockor avlägsnas eller stängas av från radiatorsystemet.

10.2 Läckagekonstant

När ett värme- eller kylsystem har evakuerats med hjälp av en vakuumpump börjar trycket i systemet oundvikligen att stiga. Ett kännetecknande tal som karaktäriserar läckaget är tryckförändringen per tidsenhet i systemet.



Figur 10.1 Tryckförändring förorsakad av läckage som funktion av tid i en provanläggning.

I figur 10.1 visas mätresultat från ett utfört prov i laboratoriet. I provet evakuerades ett kärl (volym cirka 70 l) till ett tryck på cirka 2 kPa. Läckaget i systemet åstadkoms genom att öppna en kulventil i kärlet en aning. Trycket i kärlet mättes med jämna mellanrum. Enligt figur 10.1 är tryckförändringen per tidsenhet praktiskt taget konstant upp till cirka 50 kPa. Detta innebär att molflödet till systemet också är konstant. Egentligen är detta fenomen välkänt. I termodynamiken visas att när en gas expanderar genom ett munstycke, så ökar massflödet inte mera när det så kallade kritiska tryckförhållandet har nåtts. Ofta anges det kritiska tryckförhållandet till 0,53. Det kan dock vara ännu högre, t.ex. i pneumatiska system, t.o.m. 0,75 (Hölcke 2003).

Begreppet tryckförändring per tidsenhet i ett evakuerat värme- eller kylsystem är centralt. Det behövs vid beräkningen av evakuerings- och påfyllningsprocessen. Också i samband med praktiskt påfyllnings- och avgasningsarbete är begreppet absolut nödvändigt.

I denna avhandling införs för detta ändamål benämningen läckagekonstant som definieras på följande sätt:

$$k = \frac{dp}{dt} \quad (10.1)$$

Benämningen läckagefaktor skulle också kunna tänkas. Detta uttryck används i andra sammanhang, t.ex. när det är fråga om läckaget i ventilationskanaler (enhet: m³/h/m²).

I samband med arbetet har hundratals radiatorsystem evakuerats och påfyllts med avgasat vatten efter byte av radiatorventiler. Enligt mätningarna blir läckagekonstanten vanligtvis 0,1–1,0 kPa/h. Under åren har dock resultaten blivit bättre, så att läckagekonstanten i flesta fall är under 0,5 kPa/h.

Vakuumpumpar som har använts vid evakuering sänker trycket mycket snabbt från det atmosfäriska trycket till nivån 20–30 kPa. För att spara tid kan mätningarna beträffande läckagekonstanten göras på den här trycknivån. Läckagekonstanten fås med två mätningar utförda med en timmes mellanrum; dock bästa resultat i fråga om låga läckagekonstanter fås när tiden är längre, t.ex. över en natt.

11. BERÄKNING AV EVAKUERINGSTIDEN

11.1 Torra värme- och kylsystem

Vi betraktar först evakueringen av ett absolut tätt system med en vakuumpump. Enligt den kinetiska gasteorin med antagandet att gasens temperatur och densitet både i systemet och på vakuumpumpens sug sida är konstant kan följande differentialekvation skrivas:

$$-\frac{dp}{p} = \frac{\dot{V}_{su} dt}{V_s} \quad (11.1)$$

där $\frac{dp}{p}$ är den relativa tryckförändringen i systemet, \dot{V}_{su} är vakuumpumpens sugflöde, V_s är systemets volym och t är tiden.

Ur ekvation (11.1) fås vidare

$$\frac{dp}{dt} = -p \frac{\dot{V}_{su}}{V_s} \quad (11.2)$$

Läckagekonstanten uttrycks i följande form:

$$\frac{dp}{dt} = k \quad (11.3)$$

Den verkliga tryckförändringen per tidsenhet i systemet är summan av den som vakuumpumpen åstadkommer, formel (11.2), och den som läckaget förorsakar, formel (11.3).

Differentialekvationen för evakueringsprocessen kan således skrivas i följande form:

$$\frac{dp}{dt} = -p \frac{\dot{V}_{su}}{V_s} + k \quad (11.4)$$

Lösningen av ekvation (11.4), när trycket i systemet förändras från det atmosfäriska trycket p_a till sluttrycket p_e , leder till följande resultat:

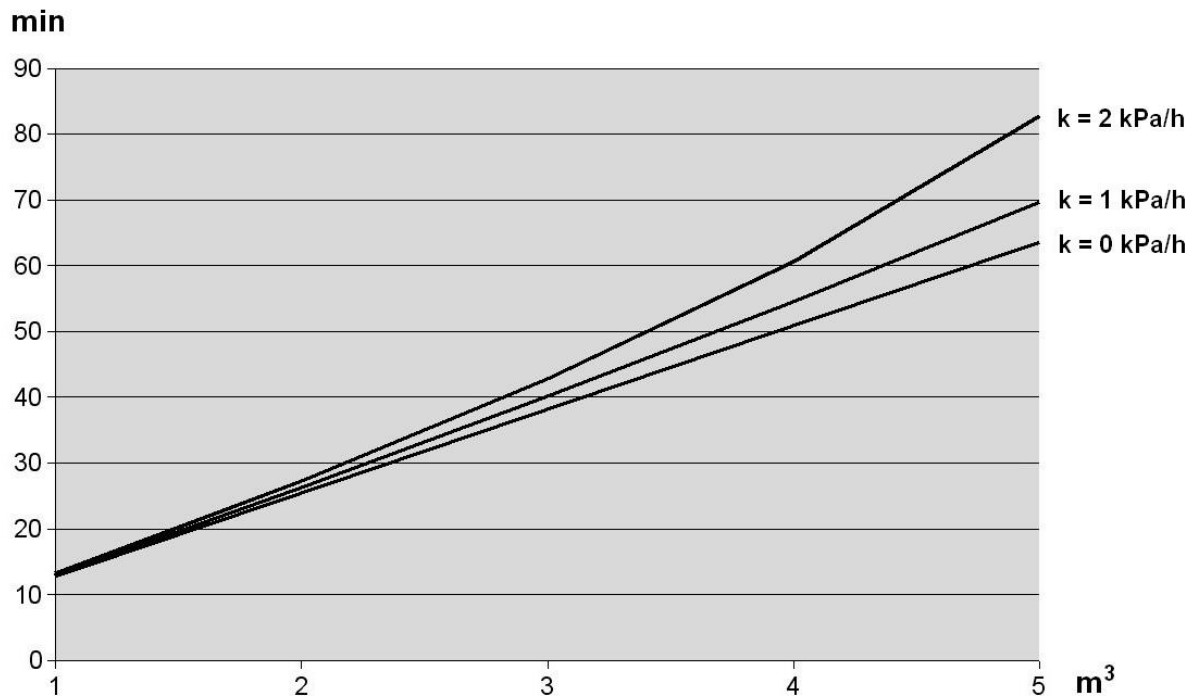
$$p_e = \left(p_a - \frac{V_s}{\dot{V}_{su}} k \right) e^{-\frac{\dot{V}_{su} t}{V_s}} + \frac{V_s}{\dot{V}_{su}} k \quad (11.5)$$

Ur ekvation (11.5) fås vidare följande samband för beräkning av evakueringstiden:

$$t_e = \ln \left(\frac{p_a - \frac{V_s}{\dot{V}_{su}} k}{p_e - \frac{V_s}{\dot{V}_{su}} k} \right) \frac{V_s}{\dot{V}_{su}} \quad (11.6)$$

Med moderna oljesmorda lamellvakuumpumpar är sugflödet praktiskt taget konstant ända till sluttrycket 0,5 kPa. Om det i systemet då bara finns torr luft vid temperaturen 20 °C kan med hjälp av tillståndsekvationen beräknas att luftmängden i systemet då är cirka 0,21 mol/m³, av vilket kvävet andel är cirka 0,16 mol/m³. Detta är ett bra värde om målet är att kvävekoncentrationen i radiatorsystemet efter evakueringen är högst 0,5 mol/m³. Dock bör beaktas att läckage under påfyllningen ökar kvävekoncentrationen.

I följande figur visas beräkningsresultat med formeln (11.6).



Figur 11.1 Evakueringstid som funktion av volymen för ett värme- eller kylsystem. Sluttrycket är 0,5 kPa, sugflödet 25 m³/h och läckagekonstanten k (kPa/h) som parameter.

Vi betraktar figur 11.1 och systemvolymen 4 m³. Om systemet är alldeles tätt (läckagekonstanten är 0) blir evakueringstiden drygt 50 min. Om systemet är mycket otätt (läckagekonstanten är 2 kPa/h) blir evakueringstiden cirka 10 min längre. Ett högt värde för läckagekonstanten är således inget hinder för ett lågt sluttryck.

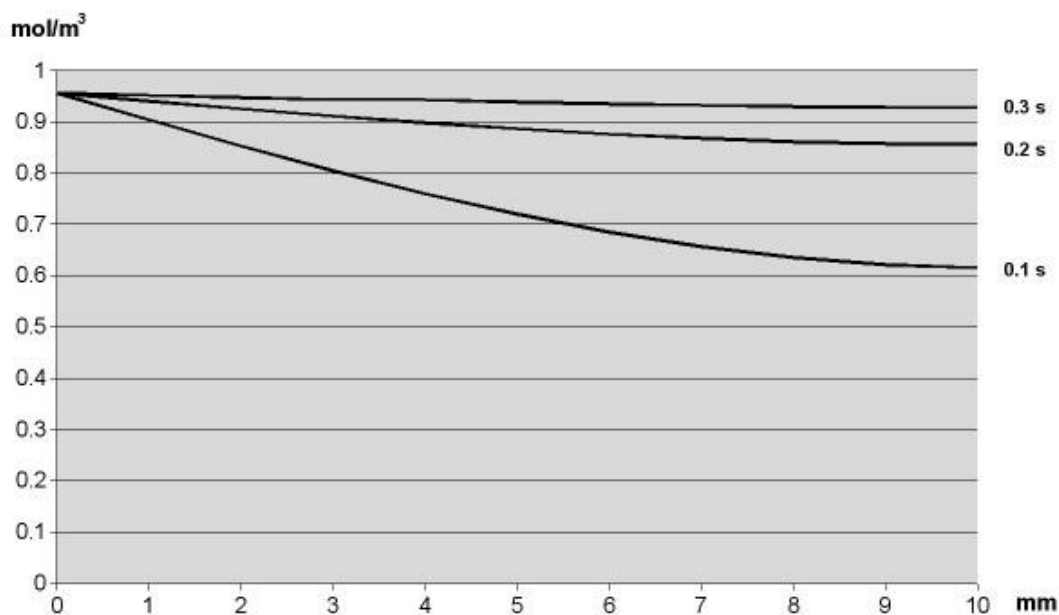
11.2 Våta värme- och kylsystem

I praktiken är tomma värme- och kylsystem vanligtvis våta. Undantaget är när ett nytt system påfylls för första gången. När systemet är tömt finns det alltid lite vatten kvar, t.ex. i botten av horisontella rör. I princip är alla ytor i systemet våta eftersom ingen torkning kan ske i systemet. T.ex. i en plåtradiator är avståndet mellan två våta ytor 10 – 20 mm.

När vi börjar evakuera ett vått system med en vakuumpump, så börjar vattenångans tryck i systemet att sjunka. Alldeles invid våta ytor förblir vattenångans tryck konstant, dock så att det i viss mån också börjar sjunka när avdunstningen fortsätter och yttemperaturerna sjunker. Enligt Ficks lag skapar koncentrationsskillnaderna alltid diffusion tills koncentrationsgradienten i hela systemet har blivit noll.

Vi ska i det följande studera vattenångans diffusionshastighet från en våt yta vid temperaturen 20 °C i ett slutet kärl med höjden 10 mm mot jämviktsläge som har evakuerats från lufttrycket till sluttrycket 5 kPa. Koncentrationen av vattenånga vid ytan kan beräknas ur tillståndsekvationen $c = p_v / RT_s$, där p_v är ångtrycket för vatten vid temperaturen 20 °C. Beräkningen ger som resultat 0,96 mol/m³. Initialvillkoret vid andra punkter i systemet sattes till $0.05 \cdot 0.96 \text{ mol/m}^3 = 0,048 \text{ mol/m}^3$. Vid beräkningen antas således att diffusion av vattenånga från den våta ytan börjar först när trycket 5 kPa i systemet har nåtts. Diffusionen beräknas i endimensionell form med formel (2.12).

Diffusionskoefficienten då vattenånga diffunderar i luft vid atmosfäriskt tryck vid temperaturen 298 K är $2.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (Cussler 2008, s. 102), vilket värde vi också använder vid beräkningstemperaturen (20 °C). Diffusionskoefficienten är approximativt omvänt proportionellt mot det totala trycket (Cussler 2008, s. 101). Därav följer att diffusionskoefficienten vid det totala trycket 5 kPa är $5.2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$. I följande figur visas beräkningsresultat.



Figur 11.2. Vattenångans diffusionshastighet i luft vid trycket 5 kPa och vid temperaturen 20 °C från en våt yta i ett kärl, höjd 10 mm. Initialvillkor för koncentrationen av vattenånga: vid ytan 0,956 mol/m³, i systemet 0,0478 mol/m³.

Enligt figur 11.2 växer vattenångans koncentration mycket snabbt mot jämviktsläget. I verkligheten börjar avdunstningen omedelbart efter uppstart av vakuumpumpen, vilket gör utjämningen ännu snabbare. Om vi gör den föregående beräkningen så att kärlets höjd är 100 mm blir diffusionstiderna cirka hundrafaldiga för att vattenångas koncentrationer blir enligt figur 11.2.

Således, när vi har evakuerat ett vått kyl- eller värmesystem och uppmätt sluttrycket om en stund kan vi beräkna trycket för den luft som finns kvar i systemet genom att från sluttrycket subtraheras ångtrycket som motsvarar systemtemperaturen.

Ekvationen (11.6) kan således användas för våta system. Trycket i ekvationen avser då inte det totala trycket, utan trycket på luften som finns i systemet.

12. LUFT OCH KVÄVE I CIRKULATIONSVATTEN EFTER EVAKUERING OCH PÅFYLLNING

12.1 Restluft och restkväve i våta värme- och kylsystem efter evakueringen

Om trycket vid evakuering av ett värme- eller kylsystem närmar sig ångtrycket ersätter ångan snabbt luften i systemet, såsom visades i det föregående kapitlet med ett beräkningsexempel. Om ångtrycket inte har nåtts finns det en liten luftmängd kvar i systemet, vilken i detta arbete kallas för restluft. Denna luftmängd är så liten att den lätt absorberas i cirkulationsvattnet.

När vi når ett sluttryck med en vakuumpump fås luftens tryck i systemet ur följande ekvation:

$$p_l = p_e - p_v \quad (12.1)$$

där p_e är sluttrycket som har nåtts och p_v är ångtrycket i systemet.

Med hjälp av tillståndsekvationen och med formel (12.1) fås den luftkoncentration som restluften i cirkulationsvattnet medför ur följande samband:

$$c_R = \frac{p_e - p_v}{R \cdot T_s} \quad (12.2)$$

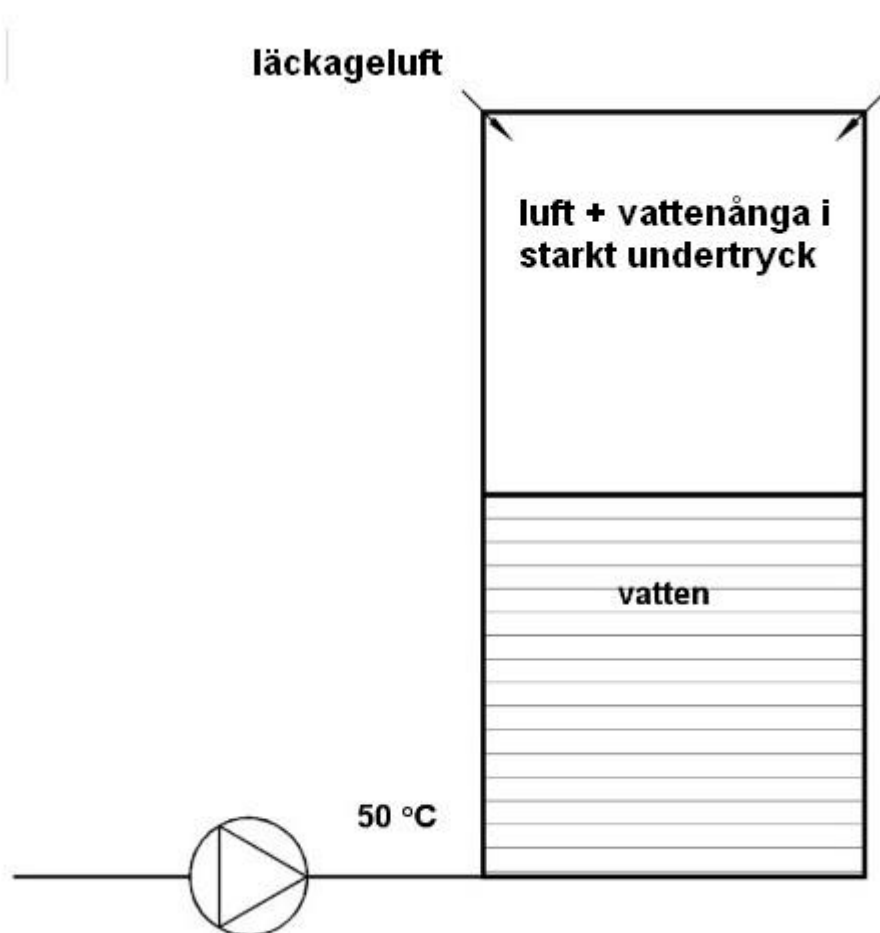
där R är den allmänna gaskonstanten (8,314 J/mol K) och T_s är temperaturen i systemet.

Eftersom kvävetets andel i luften är cirka 78 %, fås kväveconcentrationen i systemet försakad av restluft ur följande samband:

$$c_{N_2R} = 0.78 \cdot \frac{p_e - p_v}{R \cdot T_s} \quad (12.3)$$

12.2 Läckaget in i systemet under påfyllningen

När ett värme- eller kylsystem påfylls med avgasat vatten råder det ett kraftigt undertryck i systemet. På grund av detta tränger luft in i systemet i en mängd som beror på läckagekonstantens storlek.



Figur 12.1. Principbild av påfyllningsprocessen för härledning av beräkningsmodellen för den i läckageluften härstammande luftkoncentrationsökningen i cirkulationsvattnet.

Vi betraktar först ett vattentomt system med volymen V_s och antar att läckaget sker enligt figur 12.1. När tillståndsekvationen differentieras fås följande ekvation:

$$V_s dp = RT_s dN \quad (12.4)$$

Enligt formel (10.1) definieras läckagekonstanten på följande sätt:

$$k = \frac{dp}{dt} \quad (12.5)$$

Med hjälp av ekvationerna (12.4) och (12.5) fås följande ekvation, vilken beskriver molflödet in i systemet.

$$\frac{dN}{dt} = \frac{kV_s}{RT_s} \quad (12.6)$$

Enligt kapitel 10, avsnitt 2, är molflödet konstant tills ett tryck på cirka 50 kPa i systemet har nåtts. Vi betraktar ett system enligt figur (12.2), i vilket läckaget in i systemet bara sker vid de högst belägna ställena.

Vi antar att luftens tryck i systemet efter evakueringen är 1 kPa. När restluften pressas samman på grund av den stigande vattenytan ökar trycket i luften. Under påfyllningen tränger också läckageluft in. Vi antar att läckagekonstanten är 1 kPa/h och att 90 % av systemet är påfyllt efter en timme. Lufttrycket i systemet är då 20 kPa. Vattnet svalnar i systemet under påfyllningen och ångtrycket höjer det totala trycket således bara lite. Det totala trycket i systemets övre del efter påfyllningen är således mycket under det kritiska tryckförhållandet 0.53. Antagandet, att molflödet in i systemet under påfyllningen till 90 % var konstant, gällde.

Således kan luftkoncentrationen som läckageluften under påfyllningen medför beräknas genom att det konstanta molflödet, ekvation (12.6), multipliceras med påfyllningstiden och divideras med systemvolymen. Luftkoncentrationen som läckageluften i systemet förorsakar blir således:

$$c_L = \frac{k \cdot t_f}{RT_s} \quad (12.7)$$

där t_f är påfyllningstiden.

Vidare ur formel (12.7) fås följande samband för kvävekoncentrationen i cirkulationsvatten förorsakat av läckageluften:

$$c_{N_2L} = 0.78 \cdot \frac{k \cdot t_f}{RT_s} \quad (12.8)$$

I verkligheten är radiatorventilerna och även läckageställena statistiskt ganska jämnt fördelade i vertikal riktning i ett system. När vattenytan stiger över det understa läckagestället börjar trycket i den här punkten öka och läckaget börjar minska, när det kritiska tryckförhållandet har överskridits. Således ger formler (12.7) och (12.8) de maximala koncentrationer som läckageluften kan förorsaka.

12.3 Kvävekonzentrationen i cirkulationsvattnet i radiatorsystem efter påfyllning med avgasat vatten

I kapitel 6, avsnitt 1 visades att syre på grund av korrosion försvinner mycket snabbt ur ett radiatorsystem. Vid bekämpning av luftproblem har bara kväve betydelse i radiatorsystemen.

När vattenledningsvattnet har avgasats med AIRSEPEX 4.2 -aggregatet finns mindre än 1 % av de lösta gaserna kvar. Vi antar att vattenledningsvattnet innehåller den mängd löst kväve som motsvarar mättat tillstånd vid atmosfäriskt tryck och vid temperaturen 10 °C. Enligt tabell 3.1 är kvävemängden då 0,65 mol/m³.

När avgasat vattenledningsvatten pumpas in i systemet är kvävekonzentrationen således bara 0,0065 mol/m³, vilket kan anses försumbart. Således kan den maximala kvävekonzentrationen i cirkulationsvattnet förorsakat av restluft och läckageluft efter påfyllning beräknas med hänsyn till formel (12.3) och (12.8) ur följande ekvation:

$$c_{N_2RL} = 0.78 \cdot \frac{p_e - p_v}{R \cdot T_s} + 0.78 \cdot \frac{k \cdot t_f}{RT_s} \quad (12.9)$$

Ur formel (12.9) kan man se att noggrannheten med vilken kvävekonzentrationen kan beräknas beror mycket på den noggrannhet med vilken det absoluta trycket i systemet kan uppmätas efter evakueringen. Instrument med en noggrannhet på minst ±0,1 kPa finns för detta ändamål. Med dessa instrument är graderingen i visningen vanligtvis 0,1 kPa. Enligt dessa värden kan man bedöma att noggrannheten är tillräckligt bra.

I kapitel 6, avsnitt 2 satte vi målet att kvävekonzentrationen i ett radiatorsystem efter påfyllningen ej får överstiga värdet 0,5 mol/m³. Vi antar att följande mätdata registrerats i samband med evakuering och påfyllning:

- läckagekonstant (k) 0,7 kPa/h
- sluttryck efter evakuering (p_e) 3,0 kPa
- systemtemperatur 293 K, ångtrycket (p_v) blir då 2,37 kPa
- påfyllningstid 45 min (t_f) (0,75 h)

Med dessa värden ger formel (12.9) till resultat cirka 0,37 mol/m³. Kvävekonzentrationen är således tillräckligt låg.

Om kvävekonzentrationen beräknad med formel (12.9) blir högre än 0,5 mol/m³ är det nödvändigt att systemet avgasas enligt kapitel 8, avsnitt 2.

Diffusionen av fria gaser från radiatorerna till cirkulationsvattnet är mycket trög, vilket visas i följande kapitel. Den kan effektiviseras före avgasningen genom att trycket i radiatorsystemet höjs till sitt maxvärde medan pumpen är i gång (möjligtvis med höjt varvtal). Det är dock nödvändigt att vänta flera dagar, så att den fria luften har löst sig i cirkulationsvattnet och avgasningen kan göras.

Om t.ex. beräkning med formel (12.9) ger resultatet 0,8 mol/m³ kan denna mängd lätt lösa sig i cirkulationsvattnet när framledningstemperaturen är låg och trycket tillräckligt högt i de högst belägna radiatorerna. T.ex. vid temperaturen 30 °C och trycket 200 kPa kan vattnet innehålla 1,17 mol/m³ kväve, formel (2.4).

En möjlighet att bedöma en lämplig tidpunkt för avgasning är att kvävekoncentrationen i systemet uppmäts enligt metoden som redovisades i kapitel 7. Om t.ex. systemets vattenvolym är 6 m³ och avgasningen görs med AIRSEPEX 4.2 -avgasare (flödet genom avgasaren är 2,7 m³/h, effektiviteten är 98 %) och kvävekoncentrationen 0,8 mol/m³ ska reduceras till nivån 0,3 mol/m³ blir behandlingstiden enligt formel (8.4) 2 h 12 min.

12.4 Luftkoncentrationen i cirkulationsvattnet i kylsystemen efter påfyllning med avgasat vatten

I ett kylsystem blir syret antagligen kvar en längre tid än i ett radiatorsystem, vilket måste beaktas vid betraktelser angående luftproblem. Luftkoncentrationen som restluften och läckageluften förorsakar fås ur följande ekvation:

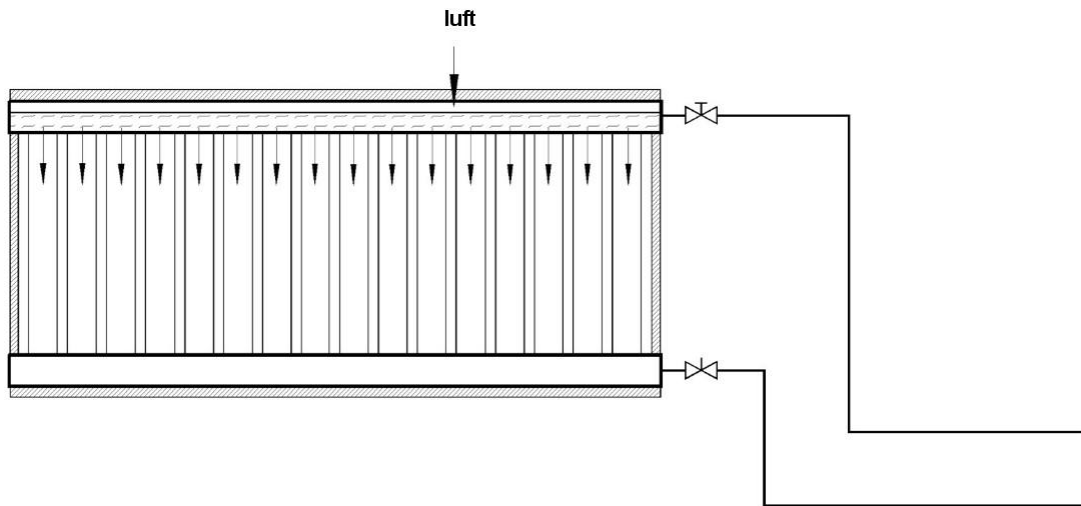
$$c_{RL} = \frac{p_e - p_v}{R \cdot T_s} + \frac{k \cdot t_f}{RT_s} \quad (12.10)$$

Om endast tappkallvatten är tillgängligt är effektiviteten hos en AIRSEPEX 4.2 -avgasare cirka 82 %. Eftersom tappkallvatten innehåller cirka 1 mol/m³ lösta gaser ökar påfyllningsvattnets gaskoncentration i cirkulationsvattnet med 0,18 mol/m³, vilket i det här fallet ska summeras med det resultat som formel (12.10) ger.

I kapitel 6, avsnitt 3 konstaterades att gaskoncentrationen i ett kylsystem efter påfyllningen måste fås till en nivå under 1,0 mol/m³. Om beräkningen med formel (12.10) ger ett större värde än 1,0 mol/m³ ska cirkulationsvattnet avgasas enligt kapitel 8, avsnitt 2.

13. DIFFUSION AV FRIA GASER FRÅN RADIATORER TILL CIRKULATIONSVATTNET

I det följande försöker vi att teoretiskt uppskatta hur snabbt den fria luften i radiatorerna löser sig i cirkulationsvattnet. Vi granskar följande figur.



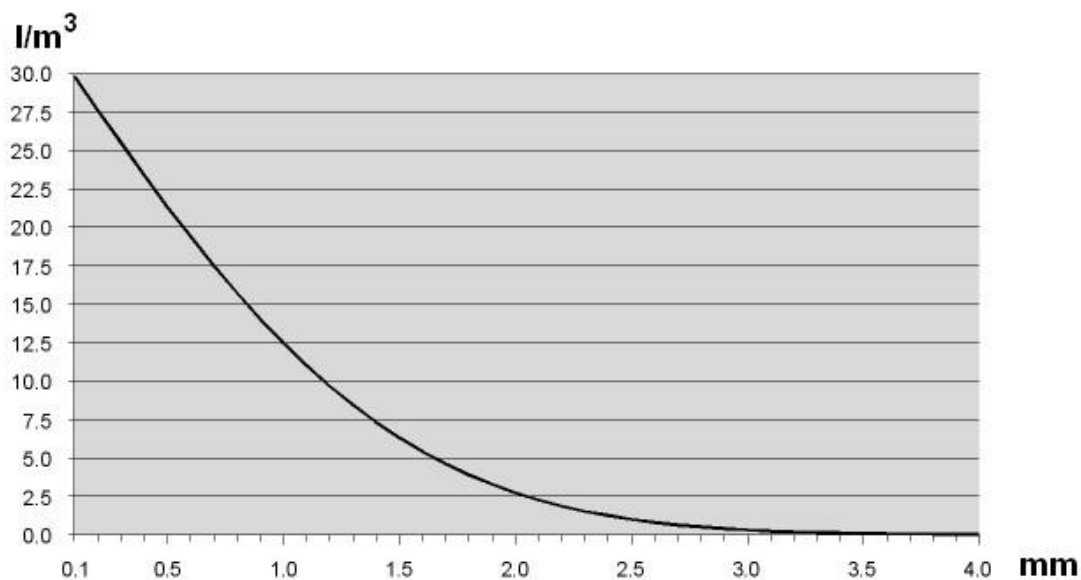
Figur 13.1 Luften i en radiator efter påfyllning (cirkulationspumpen i gång).

Ofta är radiatorerna kopplade till en stam enligt figur 13.1. Den lilla luftmängd som blir kvar efter påfyllningen pressas då samman i översta delen av varje radiator enligt figur 13.1. När vatten flödar genom radiatoren ökar koncentrationen av kväve i vattnet vid kontaktytan mellan vatten och luft. Då vattnet cirkulerar genom radiatorsystemet utjämnas koncentrationsskillnaderna och vatten som återkommer till radiatoren kan återigen absorbera kväve effektivt.

I det följande antas att vattnet alldeles vid ytan i den övre radiatorkanalen inte blandas. Det tar en viss tid för vattnet att flöda genom kanalen. I det följande används en genomgångstid på sex minuter, vilket ungefär motsvarar verkligheten.

Vi beräknar med formel (2.12) först ett fall i vilket det ovanpå vattenskiktet (20 °C) finns luft vid trycket 250 kPa , och initialvillkoret är att vattnet är helt avgasat. Deltrycket för kväve blir då 195 kPa . Enligt formel (2.5) är kvävekoncentrationen vid ytan då 32 l/m^3 . Vidare sätts randvillkoret till vattendjupet 5 mm så att koncentrationsgradienten där är lika med noll.

Beräkningsresultatet med diffusionskoefficient $D=1.88 \cdot 10^{-9}$ m²/s (Cussler 2008, s. 112) visas i följande figur.

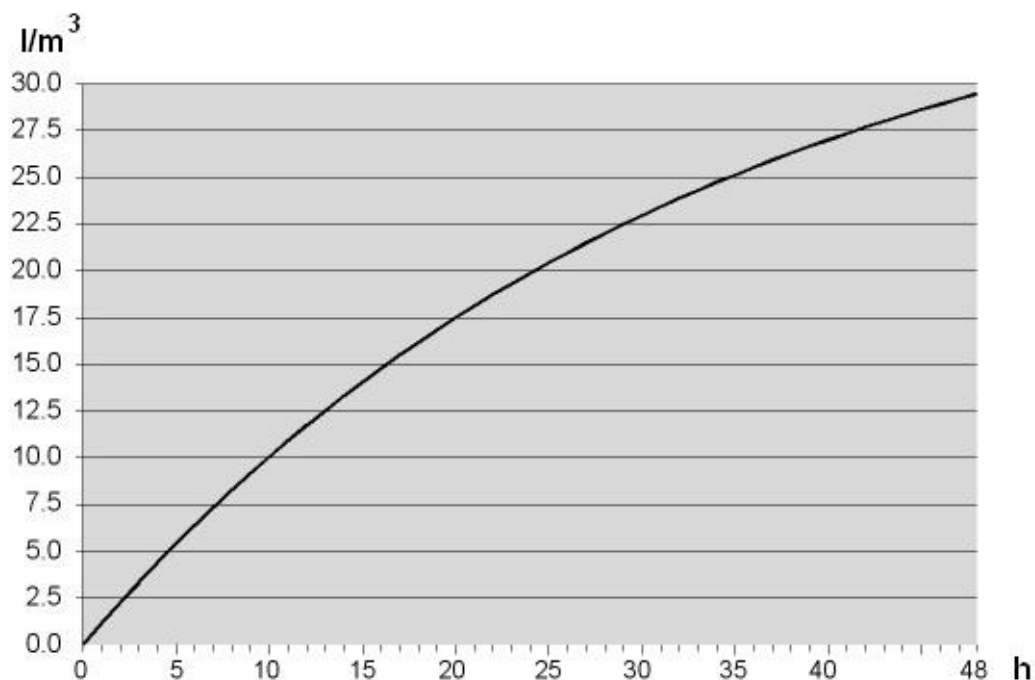


Figur 13.2 Absorption av kväve från luften (trycket 250 kPa) till avgasat vatten under sex minuter.

Av figur 13.2 kan man se att kväve (under den tid då vattnet flödar genom radiatorkanalen) endast absorberas i vattnets ytskikt.

Om ett radiatorsystem består av 300 vanliga plåtradiatorer är den absorberande ytan approximativt 10 m² när luften i alla radiatorer är fördelad som visas i figur 13.1. Vi antar vidare att systemets vattenvolym är 3 m³.

Vi använder vidare formel (2.12) som i föregående fall, men efter varje tidsperiod på 6 minuter blandas vattnet som har gått genom radiatorkanalen med vattnet i hela systemet. Kvävekoncentrationen i systemet börjar så småningom stiga. Beräkningsresultatet visas i följande figur.



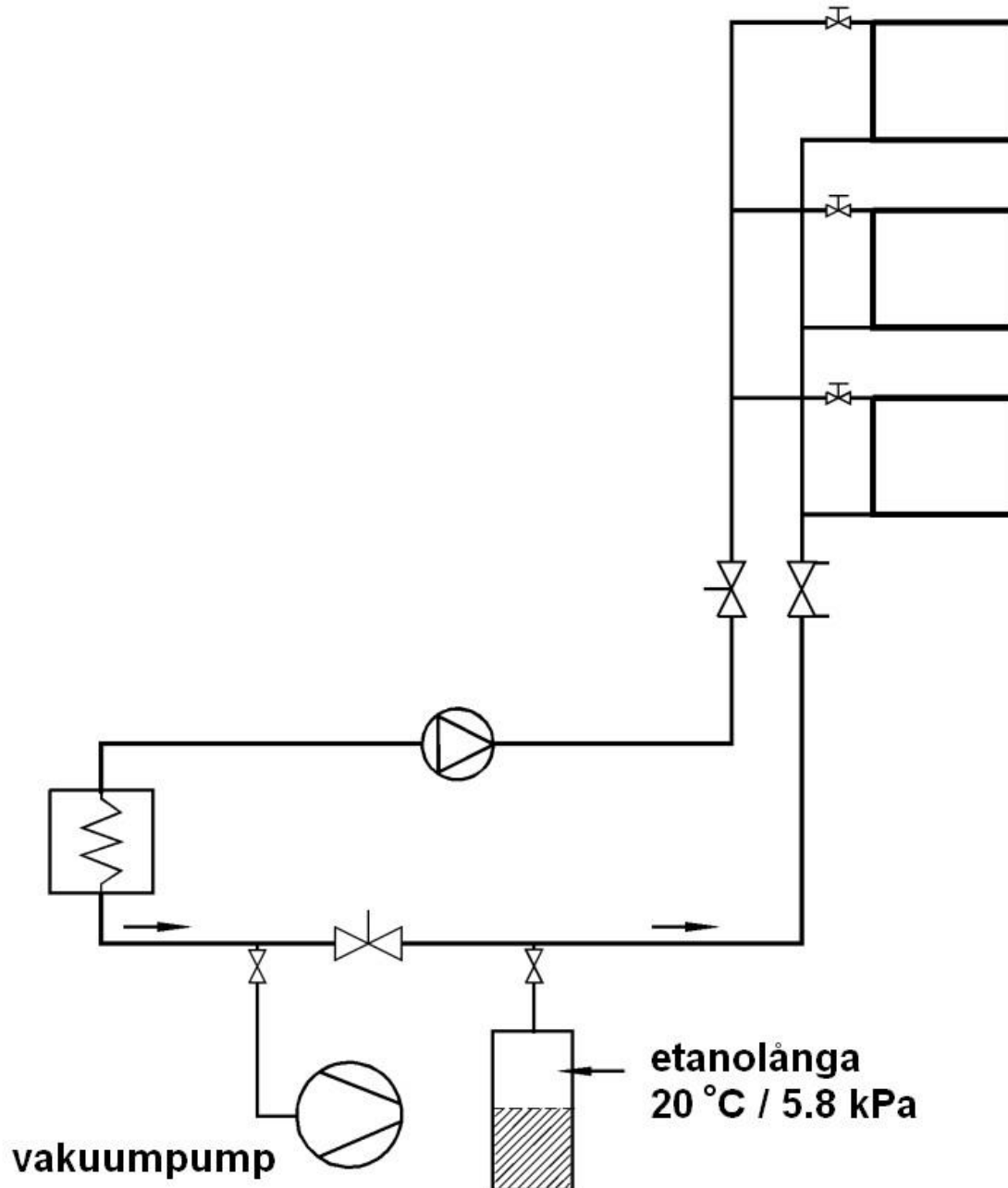
Figur 13.3 Beräknad kvävekoncentrationsökning i cirkulationsvattnet i ett radiatorsystem förorsakad av luft i radiatorer. Systemet är påfyllt med avgasat vatten.

Beräkningsresultatet i figur 13.3 visar att kvävekoncentrationen i cirkulationsvattnet efter 48 timmar är cirka 29 l/m³ då den maximala koncentrationen är 32 l/m³. Beräkningen baseras på en förenklad teoretisk modell, i vilken många approximationer har gjorts. I verkligheten kan t.ex. den absorberande ytan mellan luft och vatten bli mindre på grund av att radiatorerna inte ligger i vågrätt ställning. Luften är inte heller jämnt fördelad i alla radiatorer. Detta gör naturligtvis absorptionen avsevärt långsammare. Av denna betraktelse kan vi dock göra följande slutsats:

Om vi fyller på ett radiatorsystem med avgasat vatten och beräkningen med formel (12.9) ger för hög kvävekoncentration måste man vänta minst flera dagar innan avgasningen av cirkulationsvattnet enligt figur (8.2) görs.

14. EXPERIMENT FÖR ATT AVLÄGSNA RESTLUFT MED ETANOLÅNGA

Den lilla luftmängd som befinner sig i radiatorsystemet efter evakueringen kan avlägsnas genom att suga lågtrycksånga genom systemet. Etanols ångtryck vid temperaturen 20 °C är $5,8\text{ kPa}$. Vi kan således koka etanol t.ex. med hjälp av en vätskeringsvakuumpump (det lägsta trycket $3,5\text{--}4\text{ kPa}$) och suga ångan som produceras genom systemet. Därvid ersätts restluften med etanolånga.



Figur 14.1 Ersättning av restluft i radiatorsystem med hjälp av etanolånga.

I figur 14.1 visas en principskiss av ett radiatorsystem i vilket etanolånga sugas genom radiatorsystemet med hjälp av en vakuumpump. Till etanolkärlet skall införas en effekt som motsvarar förångningsvärmens av det metanolflöde som sugas genom systemet.

Metoden provades i ett antal radiatorsystem. Resultaten verkade i början bra, men redan i början av den första uppvärmningsperioden började det i några system förekomma luftproblem.

Mätning av gaskoncentrationen gjordes med det förfarande som redovisades i kapitel 7. I värsta fall konstaterades 5,5 cm fri gas i mätinstrumentet (höjden 100 cm) redan vid atmosfäriskt tryck. Formel (7.2) ger då som resultat cirka 3 mol/m³. Medan proven togs var framledningstemperaturen cirka 30 °C och trycket vid de högst belägna radiatorerna cirka 200 kPa. Enligt formel (2.4) kan vattnet vid dessa förhållanden innehålla högst cirka 1,2 mol/m³ löst kväve. Gasen som fanns i cirkulationsvattnet kunde således inte vara kväve.

Till platsen skaffades en gasspektrometer och gaser som avlägsnades ur cirkulationsvattnet med AIRSEPEX-avgasaren analyserades. Gasspektrometern som användes var avsedd för avgasanalyser för bilar, men apparatens tillverkare gav (baserat på mätdata) ett utlåtande att gasen som avlägsnades med största sannolikhet innehöll mycket metan. Gasen som avlägsnades var också lättantändlig. Också detta tyder på metan eller andra kolväten.

Korrelationen mellan gasproblem och användning av etanol var obestridlig. En liten etanolmängd i cirkulationsvattnet kan möjligen livnära bakterier och starta gasbildning. Ingen har dock förklarat orsaken till varför etanol i radiatorsystem förvandlas till metan och eventuellt till andra gaser. Underliga gasproblem har efteråt noterats även i radiatorsystem i vilka etanol aldrig har använts. I dessa fall kan möjliga orsaker även vara inhibitorer som tidigare använts i viss mån i radiatorsystem.

Först försökte man lösa gasproblemet genom avgasning av cirkulationsvattnet i drabbade system utifrån den princip som visas i figur 8.2. På längre sikt hjälpte detta dock inte. Då insåg jag att gasproblem som orsakas av inre gasbildning kan lösas genom att vattnet i systemet byts ut i största möjliga utsträckning, vilket ledde till den avgasnings-/spolningsprincip som visas i figur 8.3.

Provet med etanol som beskrevs i det föregående resulterade i följande slutsatser:

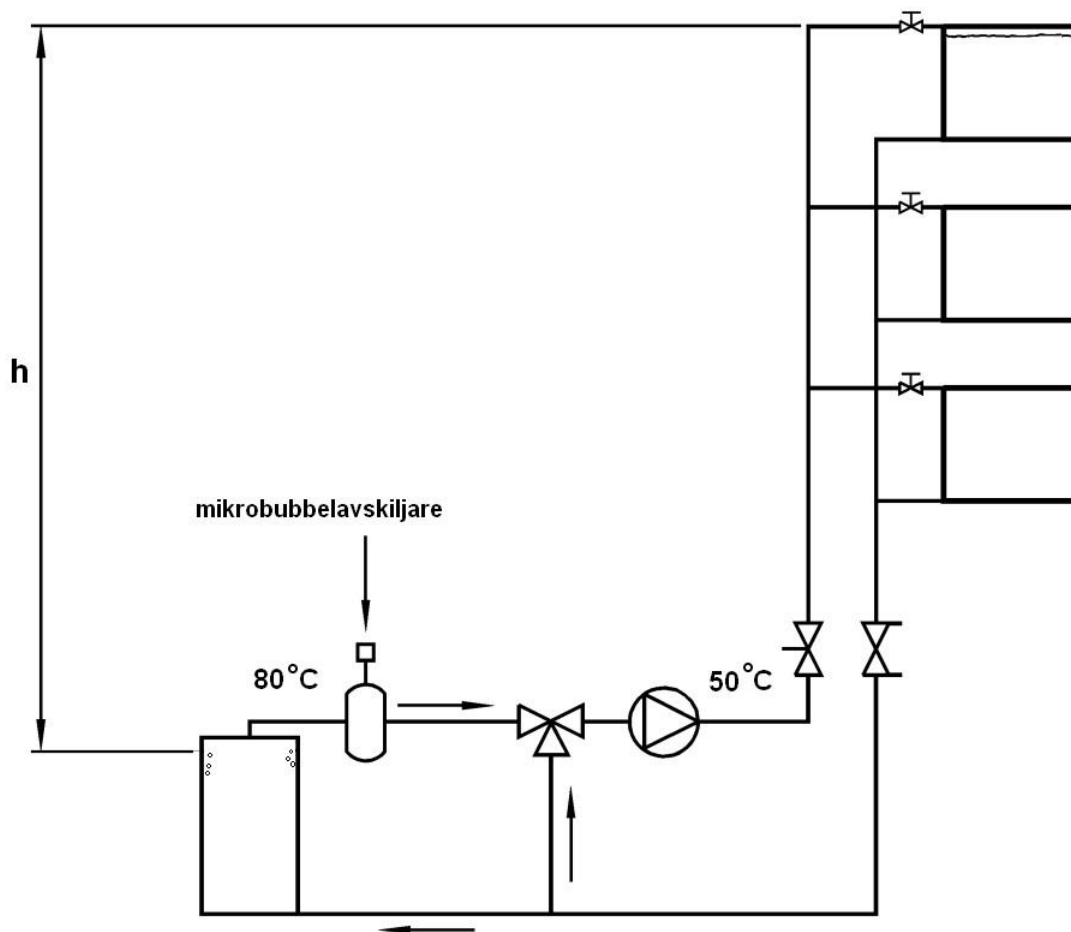
- 1. Tillsätsämnen i ett radiatorsystem kan orsaka gasproblem.*
- 2. Misslyckade försök kan leda till oförutsedda positiva resultat.*

15. LUFTAVSKILJARE PÅ DEN EUROPEISKA MARKNADEN

I detta kapitel utforskas två typer av luftavskiljare som monteras i värmecentralen. Den så kallade mikrobubbelavskiljaren monteras i huvudledningen efter värmeväxlaren eller pannan. Om gaskoncentrationen i vattnet är hög frigörs en del av gaserna på grund av temperaturhöjningen då vattnet går genom pannan eller värmeväxlaren. Luftbubblorna samlas sedan i mikrobubbelavskiljaren och bortförs till atmosfären via den luftklocka som är placerad på mikrobubbelavskiljaren.

Undertrycksavgasaren representerar en mer avancerad form av luftavskiljare jämfört med mikrobubbelavskiljaren. Kännetecknande för undertrycksavgasaren är att undertrycket som garanterar luftavskiljningen skapas med hjälp av en pump.

15.1 Mikrobubbelavskiljare



Figur 15.1 Kopplingschema för en mikrobubbelavskiljare i en pannanläggning.

I en pannanläggning är temperaturen i pannan praktiskt taget konstant året runt. Temperaturen kan hållas t.ex. på nivån 80 °C. Framledningstemperaturen regleras baserat på utetemperaturen med hjälp av en trevägsventil. I figur 15.1 visas ett kopplingschema för en pannanläggning som är försedd med en mikrobubbelavskiljare. De bästa förutsättningarna för gasavskiljning finns vid ytorna i pannans översta del. Om vattentemperaturen där i genomsnitt är t.ex. 80 °C är vattentemperaturen vid ytskiktet naturligtvis högre. Bubblorna som uppstår där samlas i mikrobubbelavskiljaren och bortförs till atmosfären genom en luftklocka.

När trycket i pannan är för högt jämfört med radiatorerna frigörs gaserna i de högst belägna radiatorerna, och mikrobubbelavskiljaren gör således ingen nytta.

I det följande utforskas höjden h (figur 15.1), vid vilken mikrobubbelavskiljaren helt slutar att fungera. Som redovisades i kapitel 6, avsnitt 1 försvinner syre ur radiatorsystemet mycket snabbt på grund av korrosion. I följande betraktelse, där mikrobubbelavskiljaren granskas teoretiskt, görs därför beräkningarna med Henrys konstant för kväve.

Förutsättningen för att de i vatten lösta gaserna avskiljs i pannan istället för i radiatorerna är att molandelen kväve i vattnet vid mättat tillstånd är lägre i pannan än i radiatorerna på den översta våningen.

Enligt Henrys lag måste således följande ekvation gälla:

$$\frac{p_p - p_{pv}}{H_{N_2p}} \prec \frac{p_r - p_{rv}}{H_{N_2r}} \quad (15.1)$$

där p_p är trycket i pannan, p_{pv} är ångtrycket vid den temperatur som råder i vattnet i den hetaste delen i pannan, H_{N_2p} är Henrys konstant för kväve vid denna temperatur och p_r , p_{rv} och H_{N_2r} är motsvarande värden i den översta kanten i den högst belägna radiatoren.

Trycket i pannan kan beräknas med följande ekvation:

$$p_p = p_r + \rho gh - \Delta p_f \quad (15.2)$$

där p_r är trycket i de högst belägna radiatorerna, ρ är vattnets densitet, g är tyngdaccelerationen ($9,81 \text{ m/s}^2$), h är det vertikala avståndet mellan pannan och överkanten av den högst belägna radiatoren och Δp_f är tryckförlusterna i retursidan mellan den högst belägna radiatoren och pannan.

Med hjälp av ekvation (15.2) kan ekvation (15.1) skrivas i följande form:

$$h \prec \left(\frac{H_{N_2p}}{H_{N_2r}} \cdot (p_r - p_{rv}) - p_r + p_{pv} + \Delta p_f \right) / \rho g \quad (15.3)$$

Enligt formel (15.3) beror maximihöjden också på trycket i radiatorerna.

Vi beräknar maximihöjden med formel (15.3) med tre olika framledningstemperaturer: 30, 50 och 70 °C. Vattnets maximitemperatur nära de värmeöverförande ytorna i pannans översta del väljs till 95 °C. Ångtrycket är då 84,6 kPa och Henrys konstant för kväve antas vara densamma som i temperaturen 90 °C, 12,6 GPa.

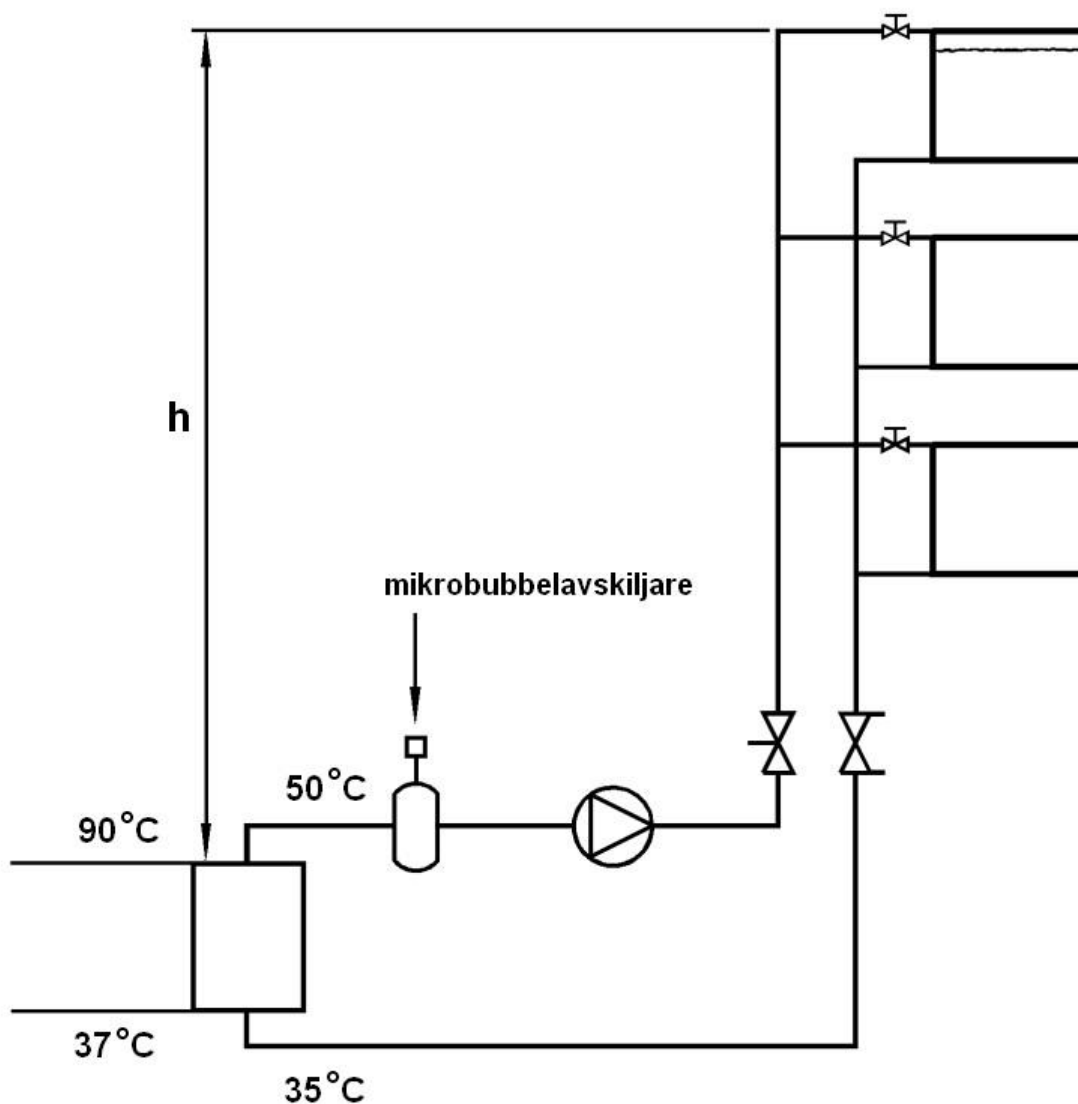
Vi antar vidare att Δp_f är 10 kPa och trycket i de högst belägna radiatorerna är 150 kPa. Beräkningsresultatet visas i följande tabell:

Framledningstemperatur	30 °C	50 °C	70 °C
Maximal höjd, h	15,2 m	10,5 m	7,2 m

Tabell 15.1 Beräknad höjdskillnad mellan de högst belägna radiatorerna och pannan vid vilken en mikrobubbelavskiljare i en pannanläggning slutar fungera.

Beräkningarna med dessa värden (tabell 15.1) antyder att en mikrobubbelavskiljare helt slutar fungera när bygghöjden är cirka 15 m. I relativt höga byggnader fungerar mikrobubbelavskiljaren bara vid låga framledningstemperaturer. I dessa fall har man nytta av mikrobubbelavskiljaren om påfyllningen av systemet har skett sommartid. Den sista luften måste då avluftas via radiatorerna när framledningstemperaturen ökar.

SPIROTISMUS/Spirotech (informationshäfte av Spirotech) ger ett värde på 15 m för maximihöjden.



Figur 15.2 Kopplingschema för en mikrobubbelavskiljare i ett fjärrvärmesystem.

I figur 15.2 visas ett kopplingschema för ett radiatorsystem i fjärrvärme.

Temperaturen vid de värmeöverförande ytorna precis där radiatorflödet lämnar värmeväxlaren är högre än framledningstemperaturen, men dock vid normala vinterförhållanden avsevärt lägre än motsvarande temperatur i en pannanläggning.

Temperaturfallet på primärsidan är normalt flerfaldigt jämfört med sekundärsidan. Därför blir flödet och vattenhastigheten mellan plattorna i en plattvärmeväxlare på sekundärsidan mycket höga jämfört med primärsidan. Värmeövergångstalet blir då högre på sekundärsidan än på primärsidan. Vi gör det allmänt kända antagandet att värmeöverföringstalet är proportionellt mot hastigheten upphöjd i 0,75, t.ex. (Hell 1979). Vi antar vidare att motståndet i plåten kan anses försumbart. Av det föregående följer, att temperaturskillnaden mellan den värmeöverförande ytan och radiatorvattnet på utloppet i värmeväxlaren kan beräknas ur följande samband:

$$\Delta T = \frac{r^{0,75}}{r^{0,75} + 1} \cdot (t_d - t_f) \quad (15.4)$$

där r är förhållandet mellan primär- och sekundärflöden, och t_d är fjärrvärmevattnets temperatur till värmeväxlaren och t_f är framledningstemperatur till radiatorsystemet.

Med systemtemperaturerna angivna i tabell 15.2 kan värdena för yttemperaturen på sekundärsidan vid den punkt där flödet lämnar värmeväxlaren beräknas med hjälp av formel (15.4); resultat angivna i tabell 15.2. Vidare i tabell 15.2 visas andra värden som behövs i beräkningen av h med formel (15.3).

Temperaturerna på primärsidan	70 / 27 °C	95 / 43 °C	115 / 55 °C
Temperaturerna på sekundärsidan	30 / 25 °C	50 / 40 °C	70 / 50 °C
Yttemperatur på sekundärsidan vid utloppet	37 °C	60 °C	84 °C
Henrys konstant för kväve	9,72 GN	12 GN	12,6 GN
Ångtrycket	6,286 kPa	19,950 kPa	55,620 kPa
Max höjdskillnad mellan värmeväxlaren och den översta radiatoren, h	3 m	3,7 m	4,7 m

Tabell 15.2 Beräknad höjdskillnad (h) mellan de högst belägna radiatorerna och värmeväxlaren vid vilken en mikrobubbelavskiljare i ett radiatorsystem kopplat till fjärrvärme slutar fungera.

I den andra delen av avhandlingen visas att pumptycket som behövs efter injusteringen i renoverade höghus vanligtvis är under 20 kPa. Således kan Δp_f i formel (15.3) bli cirka 10 kPa. I detta fall blir de maximala beräknade höjdskillnaderna (h) ännu cirka 1 m lägre än värdena angivna i tabel 15.2.

Att resultatet är så dåligt jämfört med pannanläggningen beror på att den maximala temperaturen vid de värmeöverförande ytorna på sekundärsidan i fjärrvärme under en stor del av uppvärmningsperioden är avsevärt lägre än i pannanläggningen. En hög temperatur vid de värmeöverförande ytorna i pannan skapar ett högt ångtryck, och även Henrys konstant blir mindre vid högre temperaturer, vilket leder till en låg kvävekoncentration i jämviktsläget i vattnet.

Om pumpen är placerad före värmeväxlaren, vilket är vanligt i Finland, ökar trycket i värmeväxlaren jämfört med radiatorerna. Då förlorar en mikrobubbelavskiljare helt sin effektivitet, vilket har diskuterats också i det följande: I anläggningar med mikrobubbelavskiljare skall dessa placeras där temperaturen är som högst och trycket som lägst, det vill säga på framledningen till radiatorerna och på sugsidan av pumpen (Johansson, Wollerstrand 2005).

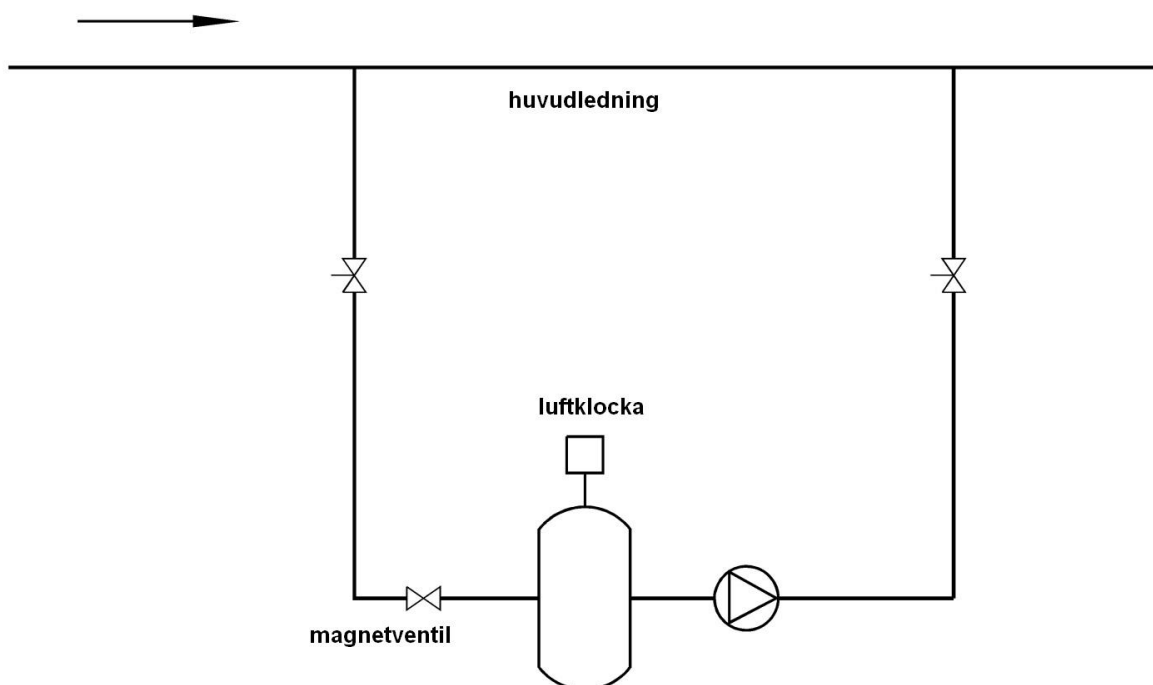
Av det föregående kan man dra följande slutsatser: en mikrobubbelavskiljare i ett höghus löser inte luftproblem i radiatorsystemet vilket är kopplat till fjärrvärme enligt figur 15.2. Däremot finns det förutsättningar för att en mikrobubbelavskiljare gör nytta i ett radhus, om tryckfallet i värmeväxlaren är hög. Pumpen ska då absolut installeras på tillloppssidan efter mikrobubbelavskiljaren.

Mikrobubbelavskiljaren är sannolikt avsedd för pannanläggningar, vilket stöds av följande referenser.

I referensen Schwenzig (2001) diskuteras en mikrobubbelavskiljare som har installerats i en pannanläggning med mycket hög maximal yttemperatur (135 °C) i pannan på vattensidan.

I referens Pneumatex (2009) står det: Der Kessel fungiert als thermischer Entgaser. An den Kesselheizflächen werden partiell Temperaturen weit über der Vorlauftemperatur erreicht. (Pannan fungerar som en termisk avgasare. På de värmeöverförande ytorna i pannan nås på vissa ställen avsevärt högre temperaturer än framledningstemperaturen).

15.2 Undertrycksavgasare

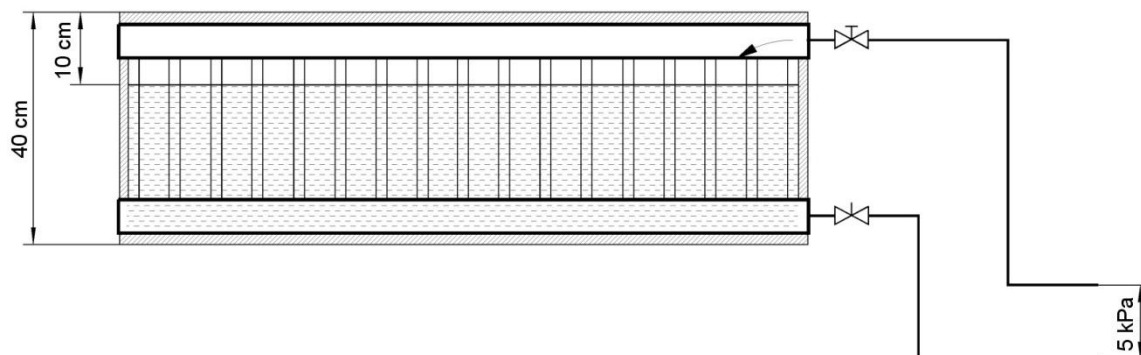


Figur 15.3 Kopplingsprincipen för en undertrycksavgasare i ett radiatorsystem.

Principschemat för en undertrycksavgasare visas i figur 15.3. När

undertrycksavgasaren är i drift går pumpen hela tiden och magnetventilen stängs och öppnas periodiskt. När magnetventilen är stängd skapar pumpen undertryck i kärlet och de i vatten lösta gaserna börjar frigöras. Gaserna samlas i den översta delen av kärlet och när magnetventilen öppnas ökar trycket i kärlet och fria gaser bortförs till atmosfären.

När ett radiatorsystem påfylls med vattenledningsvatten och den fria luften avluftas via luftskruvarna sänker undertrycksavgasaren lätt kvävekonzentrationen i cirkulationsvattnet till en så låg nivå att luftproblem under inga omständigheter förekommer.



Figur 15.4 Underkopplad radiator efter påfyllning och uppstart av pumpen.

Radiatorerna är ofta kopplade enligt figur 15.4. Varje radiator bildar då en luftficka och hela luftmängden blir kvar där efter påfyllning. I ett höghus kan trycket i undervåningarna vara 400 kPa. Detta leder till att luften i radiatorerna pressas samman så att luftvolymen är under 25 % av hela radiatorvolymen. Om vi antar att radiatorhöjden är 400 mm blir lufthöjden i radiatoren cirka 100 mm. Den projekterade tryckskillnaden som pumpen mellan fram-/returledning i en stam åstadkommer är vanligtvis minst 5 kPa. Luften (10 cm) i radiatorerna förorsakar att differenstrycket över radiatorventilerna reduceras till cirka 4 kPa. Eftersom tryckfallet är kvadratisk proportionellt mot flödet reduceras flödet genom radiatoren bara till 89 % av det projekterade värdet. När en undertrycksavgasare är påkopplad reduceras gaskonzentrationen i cirkulationsvattnet, vilket leder till att den fria luften i radiatorerna så småningom försvinner. Enligt en entreprenör har radiatorsystemets avgasning med den här tekniken i vissa fall lyckats så bra att luftskruvarna inte alls har använts.

Vi antar i det följande att systemet avluftas i samband med påfyllningen, så att 40 % av den fria luften blir kvar. Syremängden (mol/m^3) som den fria luften medför till systemet fås då med hjälp av tillståndsekvationen.

$$N/V_s = 0.4 \cdot 0.21 \cdot p_a / RT \quad (15.5)$$

Om temperaturen är 25 °C ger formel (15.5) resultatet 3,4 mol/m^3 . Enligt kapitel 6, avsnitt 1 oxiderar syret mycket snabbt vid ytorna i radiatorer och rörledningar. Undertrycksavgasaren avlägsnar således närmast kväve ur vattnet och syremängden (3,4 mol/m^3) korroderar systemet. I vattenledningsvatten finns det cirka 0,36 mol/m^3 syre (tabell 3.1).

Undertrycksavgasaren underlättar avluftningsarbete, eftersom det inte är nödvändigt att helt avlufta den fria luften i radiatorerna efter påfyllning. Detta kan dock leda till att korrosionen ökar flerdubbelt jämfört med den korrosion som gasrikt vattenledningsvatten förorsakar.

När AIRSEPEX-tekniken tillämpas enligt figur 8.2 kan proceduren jämföras med en avgasningsprocess som utförs med hjälp av en undertrycksavgasare. Dock är avgasningsprocessen med undertrycksavgasaren periodisk och med AIRSEPEX-avgasaren kontinuerlig.

I Åbo testades två typer av undertrycksavgasare (Pneumatex-Vento och Spirovent Superior) samt AIRSEPEX-avgasare version 1 i ett mycket stort radiatorsystem (35 stora höghus, byggvolym cirka 300 000 m³) som hade drabbats av stora gasproblem, möjligen på grund av tillsatser i cirkulationsvattnet. Eftersom vattenvolymen i systemet var mycket stor kunde gaskoncentrationen i cirkulationsvattnet anses som konstant under proven med olika apparater. Mätningarna visade att gashalten i cirkulationsvattnet var cirka 34,4 l/m³ (Kortelainen 2006). Gasanalys beträffande gaskvaliteter gjordes inte. I följande tabell visas mätresultat hämtade från (Kortelainen 2006).

Pneumatex Vento	Spirovent Superior	AIRSEPEX version 1
5,9 l/h	4,9 l/h	47,2 l/h

Tabell 15.3 De genomsnittliga uppmätta gasflödena som avlägsnades ur ett gasrikt radiatorsystem i ett test. De torra gasflödena som visas är i normaltillstånd.

Kapaciteten hos en AIRSEPEX-avgasare av typ 4.2 ungefär fördubblas jämfört med version 1 som användes i testet. AIRSEPEX-tekniken i den här tillämpningen är således nästan tjugo gånger effektivare än exempelvis Spirovent Superior. Det bör dock påpekas att en undertrycksavgasare kan fungera dygnet runt, medan AIRSEPEX-avgasaren tills vidare behöver viss övervakning och därför bara kan användas på arbetstid. Dock behövs det bara ett par timmar för att en gaskoncentration på 1,2 mol/m³ i ett typiskt höghusradiatorsystem ska sänkas till 0,3 mol/m³ (kapitel 8 avsnitt 2).

16. LÖSTA GASER I CIRKULATIONSVATTEN PÅ LÄNGRE SIKT

16.1 Luften som släpps in i radiatorsystem i samband med reparationer

Under årens lopp kan det hända att en del av systemet måste tömmas, t.ex. kan byte av värmecentral bli aktuellt. Den volym som töms och fylls på igen är ofta en mycket liten del av den totala vattenvolymen i systemet. Den fria luft som befinner sig i den del av systemet som tömts hamnar nuförtiden i större eller mindre utsträckning i radiatorsystemet. Syret försvinner dock på grund av korrosion, men om kvävekoncentrationen ökar tillräckligt uppstår luftproblem.

I kapitel 4 visades, att vattenledningsvatten innehåller praktiskt taget den mängd löst syre och kväve som motsvarar jämviktsläget i atmosfären vid temperaturen 10 °C. Enligt tabell 3.1 är syrekoncentrationen då 0.36 mol/m³ och kvävekoncentrationen 0.65 mol/m³. Motsvarande siffror i luften (temperatur 20 °C) vid atmosfäriska trycket är cirka 8.6 mol/m³ och cirka 32 mol/m³. Kvävemängden som hamnar till radiatorsystemet i form av fri luft är enligt dessa siffror cirka femtio gånger så mycket som vattenledningsvatten innehåller. Det är inte meningsfullt att producera små mängder avgasat vatten som behövs när en liten del av systemet är tömd. Däremot är det mycket enkelt att evakuera den vattentömnda delen innan vattnet släpps in.

Vi antar att vattenvolymen i ett radiatorsystem är 3 m³ och under reparationen släpps 40 l (1,67 mol) luft in i systemet. Eftersom kvävet andel i luften är 78 % ökar kvävekoncentrationen i systemet 0,55 mol/m³. Om kvävekoncentrationen före reparationen är 0,5 mol/m³ ökar den då till nivån över 0,9 mol/m³, vilket leder till luftproblem.

När det blir luftproblem i samband med reparationer monterar entreprenörer ofta tillfälligt in en undertrycksavgasare i radiatorsystemet. Luftproblemen åtgärdas på det viset så småningom, men det syre som hamnar i radiatorsystemet korroderar det. Ett absolut bättre och snabbare sätt är att systemets vattentömnda del evakueras med hjälp av en liten vakuumpump innan vattnet släpps in.

16.2 Inre gasbildning i radiatorsystem

Praktiken har visat att det i vissa radiatorsystem finns avluftningsbehov efter sommaren i början av uppvärmningsperioden fastän systemen har fungerat bra under föregående vinter. Luften som släpps ut ur radiatorerna luktar också ofta illa. Detta fenomen tyder på kemiska eller biologiska processer, vilka kan vara upphov till inre gasbildning i radiatorsystemet.

En hänvisning till detta refereras i det följande.

Svavelväte i det tekniska vattensystemet bildas ofta genom nedbrytning av organiska material (bakterier, alger mm). Det är äggviteämnena i det organiska materialet som reagerar med omgivningen och bildar svavelväte. Svavelväte är ett ämne som är aggressivt mot metaller, dess lukt är som ruttna ägg. (Månsson 2007)

I det följande diskuteras om ett system i vilket både stora luftproblem och även underliga korrosionsproblem förekom.

Uppgifter om fastigheten: byggåret 1994, byggvolymen 8 950 m³, åtta separata en- och tvåvåningshus, plåtradiatorer, alla rör tillverkade av järn.

Flera radiatorer byttes ut under året 2008 på grund av läckage förorsakat av punktkorrosion.

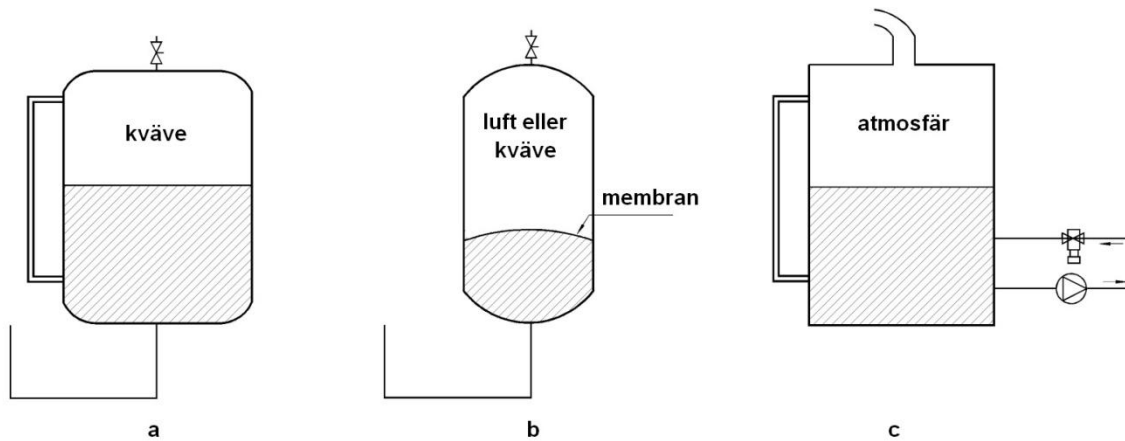
I systemet togs vattenprov och koncentrationen lösta gaser i vattnet uppmättes med den metod som beskrivs i kapitel 7. Formel (7.2) gav till resultat cirka 1,7 mol/m³. En så hög gaskoncentration tyder på att det inte var fråga om löst kväve, utan möjligtvis svavelväte, eftersom vattnet också luktade illa. Avgasningen gjordes enligt spolningsprincipen (figur 8.3). Vattenanalysen som gjordes gav följande resultat:

	Före spolning	Efter spolning
pH-värde	5,2	7,7
Järnhalt, mg/l	107,5	0,6
Ledningsförmåga, mS/m	74,1	28,1
Hårdhet, dH	10,0	6,7
	gulfärgat vatten	klart vatten

Tabell 16.1 På laboratoriet uppmätta värden i vattenprov tagna i ett radiatorsystem före spolning och efter spolning med avgasat vatten.

Inre gasbildning medför att systemet måste avluftas med jämna mellanrum. Symptomen (fri gas i radiatorerna) kan elimineras t.ex. med hjälp av en undertrycksavgasare. Problemet kan dock bäst åtgärdas genom att avlägsna möjliga reaktiva substanser från systemet, d.v.s. vattnet i systemet byts. Systemet ska då spolas med avgasat varmt vattenledningsvatten så som beskrivits i kapitel 8, avsnitt 3.

16.3 Diffusion av gaser från expansionskärl till radiatorsystem



Figur 16.1 Principen för olika typer av expansionskärl.

I figur 16.1 visas tre olika typer av expansionskärl. Fall a representerar ett slutet expansionskärl i vilket det inte finns något membran mellan vatten och gas (kväve). Denna typ av expansionskärl säljs inte längre, men de finns kvar i vissa byggnader.

Fall b är mest allmänt. Mellan vatten och gas (luft eller kväve) finns ett diffusionstät membran. Fall c är ett öppet expansionskärl som är försett med en pump och en överströmningsventil. När vattnet expanderar i systemet flödar vatten via överströmningsventilen till kärlet. Pumpen (styrd av en pressostat) håller trycket i systemet på önskad nivå. Vattnet i expansionskärlet är i direkt kontakt med atmosfären.

Vi betraktar först fall a. Vi antar att vattnet i expansionsledningen är i orört tillstånd. Så är t.ex. fallet på sommaren. Om radiatorpumpen är i gång kan kvävekonzentrationen i hela radiatorsystemet momentant betraktas som konstant. I det här fallet kan diffusionsförloppet från expansionskärlet till radiatorsystemet beskrivas med följande differentialekvation:

$$AD \frac{c_0 - c}{L_e} dt = dN = V_s dc \quad (16.1)$$

där A är expansionsrörets tvärsnittsarea, D är diffusionskoefficienten för kväve vid vattentemperaturen 25 °C ($1.88 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$), L_e är expansionsledningens längd, c_0 är kvävekonzentrationen vid expansionsledningens anslutning till kärlet, c är den momentana kvävekonzentrationen i radiatorsystemet och V_s är radiatorsystemets vattenvolym.

När gaskoncentrationen i radiatorsystemet ökar från ett värde c_1 till ett värde c_2 under tiden t fås ur ekvation (16.1) följande ekvationer:

$$\frac{AD}{L_e V_s} \int_0^t dt = \int_{c_1}^{c_2} \frac{dc}{c_0 - c} \quad (16.2)$$

$$t = \frac{L_e \cdot V_s}{AD} \ln \left(\frac{c_0 - c_1}{c_0 - c_2} \right) \quad (16.3)$$

Vi antar att radiatorsystemet är påfyllt med AIRSEPEX-teknik och kvävekoncentrationen i vattnet efter påfyllningen är 0,3 mol/m³. Med formel (16.3) beräknar vi tiden under vilken kvävekoncentrationen i systemet ökar från ett värde på 0,3 mol/m³ till ett värde på 0,7 mol/m³.

Vi antar att kvävet tryck i expansionskärlet är 400 kPa och temperaturen är 20 °C. Enligt formel (2.4) är kvävekoncentrationen i vattnet vid mättat tillstånd då cirka 2,7 mol/m³, vilket är koncentrationen alldeles vid vattenytan i expansionskärlet. Eftersom tvärsnittsarean i ett expansionskärl är i en helt annan storleksklass än expansionsledningens area antar vi att kvävekoncentrationen vid anslutningen mellan expansionsledningen och expansionskärlet också är 2,7 mol/m³.

Om vattenvolymen i ett radiatorsystem är 3 m³, längden på expansionsledningen är 5 m och den invändiga diametern är 27,2 mm (DN25) ger formel (16.3) till resultat cirka 79400 år. Diffusion genom expansionsledningen är således inget problem.

Redan relativt små förändringar i vattenvolymen leder till att vattnet från radiatorsystemet flyttas till expansionskärlets nedre del. Om en motsvarande beräkning görs så att kvävediffusion från gasdelen till radiatorsystemet beräknas genom vattnet i expansionskärlet (vattenhöjd i kärlet 1 m, kärlets diameter 70 cm) ger formel (16.3) till resultat cirka 24 år.

Vatten som expanderar från radiatorsystemet till kärlet är varmare än vattnet i kärlet. I kärlet finns således inre strömningar på grund av densitetsskillnader. Kvävet från expansionskärlet flyttas då ännu snabbare till radiatorsystemet än den föregående beräkningen visar. I praktiken har också konstaterats att kvävemängden så småningom reduceras i expansionskärlet och avluftningsbehov finns.

Vid fall b finns det mellan gasen och vattnet ett diffusionstätt membran som förhindrar diffusion av gaser från expansionskärlet till radiatorsystemet. Det kan dock hända att membranet går sönder. Då börjar gaserna diffundera till systemet som i det föregående fallet och luftproblem uppstår.

I trycksatta expansionskärl utan membran eller med ett trasigt membran är det just det höga deltrycket kväve som förorsakar att luftproblem på längre sikt oundvikligen förekommer.

16.4 Kvävediffusion från atmosfären till radiatorsystem kontra trycket i radiatorsystem

Vi undersöker först om det är möjligt att kväve från atmosfären tränger in i ett avgasat radiatorsystem i så hög grad att gasproblem börjar förekomma. I fråga om kvävediffusion från atmosfären till ett radiatorsystem, det sämsta fallet som förekommer i praktiken är ett öppet expansionssystem enligt figur 16.1 c. Expansionskärlet ligger inomhus, så den lägsta tänkbara temperaturen är 20 °C. Vi tillämpar formel (2.4) för detta ändamål. Då fås följande formel:

$$c_{eq} = \frac{55.51 \cdot \rho \cdot 0.78(p_a - p_v)}{H_{N_2(20)}} \quad (16.4)$$

Beräkningen med formel (16.4) ger resultatet 0.53 mol/m³. I ett radiatorsystem kan det finnas flera hundra radiatorventiler. Man kan tänka sig att kväve från atmosfären också i slutna system under en lång tidsperiod tränger in i radiatorsystemet via ventilspindlar och att vattnet i systemet når jämviktstillståndet beträffande löst kväve. Av denna betraktelse framgår att det inte är så klokt att avgasa cirkulationsvattnet i ett radiatorsystem till en mycket låg nivå eftersom kvävekoncentrationen i alla fall stiger. Gränsvärdet 0,5 mol/m³ efter påfyllningen som vi satte tidigare, verkar klokt ur denna synpunkt.

Vi undersöker i det följande vilket tryck som i radiatorerna på den översta våningen måste finnas för att det kväve som diffusion från atmosfären till cirkulationsvattnet kan förorsaka hålls i löst form i vatten. Vi antar att radiatorsystemets lägsta temperatur är 20 °C. Molandelen kväve i cirkulationsvattnet förorsakad av diffusion från atmosfären kan nå ett maxvärde som bestäms av följande samband:

$$x = \frac{0.78(p_a - p_{v(20)})}{H_{N_2(20)}} \quad (16.5)$$

där p_a är det atmosfäriska trycket, $H_{N_2(20)}$ är Henrys konstant för kväve och $p_{v(20)}$ är ångtrycket vid temperaturen 20 °C.

Om det finns bara kväve i cirkulationsvattnet, kan molandelen kväve i jämviktsläget i radiatorernas överkant beräknas ur följande ekvation:

$$x = \frac{p_r - p_{rv}}{H_{N_2r}} \quad (16.6)$$

där p_r är trycket vid radiatorernas överkant, p_{rv} är ångtrycket vid temperaturen som råder vid radiatorernas överkant och H_{N_2r} är Henrys konstant för kväve vid denna temperatur.

Trycket i radiatorernas överkant (p_r) på den översta våningen måste vara tillräckligt högt så att cirkulationsvattnet kan absorbera tillräckligt mycket kväve. Således måste följande villkor gälla:

$$\frac{p_r - p_{rv}}{H_{N_2r}} > \frac{0.78(p_a - p_{v(20)})}{H_{N_2(20)}} \quad (16.7)$$

varav följer:

$$p_r > \frac{H_{N_2r}}{H_{N_2(20)}} \cdot 0.78(p_a - p_{v(20)}) + p_{rv} \quad (16.8)$$

Vi antar att framledningstemperaturen vid DUT är 70 °C. Om vi använder Henrys konstant enligt tabell 2.1 blir resultatet 151 kPa.

Ett övertryck på drygt 50 kPa i de högst belägna radiatorerna hindrar luftproblem som kvävediffusion från atmosfären till radiatorsystemet kan förorsaka. Det finns således ingen fysikalisk grund för att ett radiatorsystem kontinuerligt skulle behöva avluftas t.ex. med hjälp av en undertrycksavgasare.

16.5 Sammanfattning beträffande granskning av luftproblem i radiator- och kylsystem på längre sikt

I detta kapitel har vi i avsnitt 1–4 studerat orsaker till luftproblem i radiatorsystem. Slutsatserna av dessa betraktelser är sammanfattningsvis följande:

1. I samband med små reparationer ska den vattentömnda delen evakueras innan vatten släpps in.
2. Om det visar sig att upphovet till luftproblemen är inre gasbildning i radiatorsystemet ska radiatorsystemet spolats med avgasat vattenledningsvatten.
3. Trycksatta expansionskärl utan membran och expansionskärl med trasiga membran ska bytas ut.

DEL 2 – INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

17. BERÄKNING AV DET ERFORDERLIGA FLÖDET GENOM EN RADIATOR

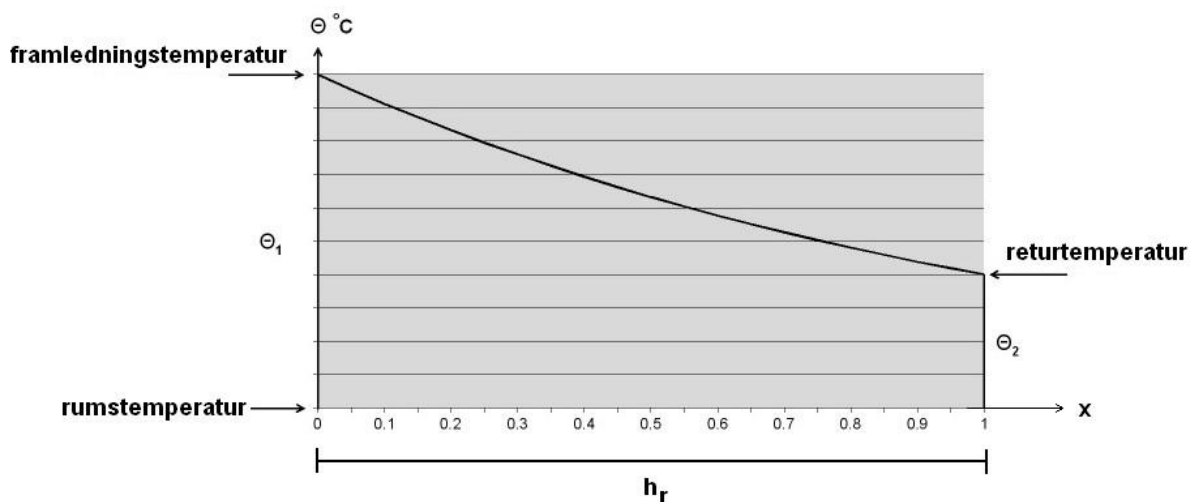
Det första steget vid injustering av ett radiatorsystem är att flödena genom radiatorerna beräknas. I befintliga radiatorsystem är radiatorerna ofta överdimensionerade i förhållande till de systemtemperaturer som har använts vid projekteringen. Således kan flödena i radiatorerna reduceras och framledningstemperaturen eventuellt sänkas. Något som ytterligare försämrar situationen är en ojämn dimensionering av radiatorerna.

Utgångspunkten vid datorberäkning av injusteringen är att effektbehoven för alla utrymmen beräknas och därefter flödena genom radiatorerna, så att värmeavgivningen från radiatorerna motsvarar de beräknade värmebehoven. För varje radiator ska då beräknas ett flöde som i detta arbete kallas för ett erforderligt flöde. Det erforderliga flödet beräknas med en vald framledningstemperatur med hjälp av radiatorernas nominella värden (effekt/tillopps- och returtemperatur), vilka är angivna i radiatorstabeller. En högre framledningstemperatur leder till mindre erforderliga flöden i radiatorerna. I det följande beskrivs två teorier som kan användas vid beräkningen.

Både i Finland och i Sverige använder konstruktörer vanligtvis enheten l/h för radiatorflöden. Beräkningsresultat för radiatorflödena anges i detta arbete därför i enheten l/h.

17.1 En modell med konstant värmegenomgångstal

Vid en matematisk formulering av värmeavgivningen anses vanligtvis att värmegenomgångskoefficienten är konstant över radiatorytan. Temperaturen sjunker då exponentiellt i radiatorn enligt figur 18.1.



Figur 17.1 Temperatursänkningen i en radiator i flödets riktning.

Följande tre ekvationer är grundläggande. Den logaritmiska medeltemperaturen definieras på följande sätt:

$$\theta_{\text{ln}} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \quad (17.1)$$

där θ_1 är skillnaden mellan framledningstemperatur och rumstemperatur och θ_2 är skillnaden mellan returtemperatur och rumstemperatur i en radiator. I de beräkningar som utförs senare används rumstemperaturen 20 °C om värdet på rumstemperaturen inte nämns.

Radiatoreffekten vid en godtycklig logaritmisk medeltemperatur (θ_{ln}) kan beräknas ur följande samband:

$$\phi = \phi_r \left(\frac{\theta_{\text{ln}}}{\theta_{\text{lnr}}} \right)^n \quad (17.2)$$

där ϕ_r är referenseffekten (en känd effekt med kända temperaturskillnader θ_{1r} och θ_{2r} för en radiator). Dessa värden tas vanligtvis ur radiator Tabellen och θ_{lnr} är den logaritmiska medeltemperaturen beräknad vid referenstemperaturerna.

I ekvation (17.2) är n radiatorexponenten. Enligt DIN 4703 gäller för plåtradiatorer att $n = 1,3$ (Hell et al 1988). I alla beräkningar i detta arbete används radiatorexponenten 1,3.

När det erforderliga effektbehovet (ϕ) har beräknats kan den motsvarande logaritmiska medeltemperaturen (θ_{ln}) lösas ur ekvationen (17.2). Vi väljer därefter θ_1 för radiatoren och löser θ_2 iterativt ur ekvationen (17.1).

Temperaturfallet genom radiatoren ($\theta_1 - \theta_2$) är således känt och flödet som behövs kan lätt beräknas.

Värmekonduktansen definieras som:

$$G = \frac{\phi}{\theta_{\text{ln}}} \quad (17.3)$$

Värmekonduktansen enligt formel (17.3) kan också skrivas med hjälp av referensvärdena. Med hjälp av formlerna (17.2) och (17.3) fås således följande samband:

$$G = G_r \left(\frac{\theta_{\text{ln}}}{\theta_{\text{lnr}}} \right)^{n-1} \quad (17.4)$$

där G_r är referenskonduktansen och θ_{lnr} är den logaritmiska medeltemperaturen beräknad vid referenstemperaturerna.

Den differentiella värmeeffekt som radiatorn ger kan uttryckas med följande ekvation:

$$d\phi = \dot{m} c_p \cdot d\theta = G' \cdot \theta dx \quad (17.5)$$

där \dot{m} är massflödet genom radiatorn, c_p är vattnets specifika värmekapacitet och G' är radiatorns värmekonduktans per längdenhet i flödets riktning och θ är temperaturdifferensen mellan radiatorvattnet och rummet.

Ekvation (17.5) leder till följande ekvationer:

$$\int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{d\theta}{\theta} = \int_0^{h_r} \frac{G'}{\dot{m} c_p} \cdot dx \quad (17.6)$$

där h_r är radiatorns höjd och värmekonduktansen för radiatorn är således $G' \cdot h_r$.

$$\ln \frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{G'}{\dot{m} c_p} \quad (17.7)$$

$$\theta_2 = \theta_1 \cdot e^{\frac{-G'}{\dot{m} c_p}} \quad (17.8)$$

Med beaktande av ekvation (17.8) fås radiatoreffekten av följande ekvation

$$\phi = \dot{m} c_p \cdot (\theta_1 - \theta_2) = \dot{m} c_p \cdot \theta_1 \cdot \left(1 - e^{\frac{-G'}{\dot{m} c_p}} \right) \quad (17.9)$$

där $\dot{m} c_p$ är värmekapacitetsflödet.

Med formel (17.9) kan man lätt beräkna effektförändringen för en radiator vid en förändring av massflödet. Vi betraktar en radiator vars effekt vid temperaturerna 70/40 °C är 1 000 W. Den logaritmiska medeltemperaturen är enligt ekvation (17.1) 52,7 °C. Värmekonduktansen är enligt ekvation (17.3) 30,58 W/K och värmekapacitetsflödet är då 33,33 W/K.

Med dessa värden ger formel (17.9) cirka 1 000 W, men om vi ökar massflödet med 20 % ger ekvation (17.9) 1 068 W. En ökning av flödet med 20 % ökar i det här fallet värmeavgivningen från en radiator med 6,8 %. Vid föregående beräkning antogs att värmekonduktansen är konstant. I verkligheten växer värmekonduktansen och således måste beräkningen upprepas genom att ett korrigerat värde för värmekonduktansen beräknas med ekvation (17.4). Detta leder till en lite större effektförändring för radiatorn än den som beräknades.

Temperaturskillnaden mellan vattnet och luften som funktion av längdkoordinaten x kan baserat på formeln (17.8) uttryckas i följande form:

$$\theta = \theta_1 e^{\frac{-G \cdot x}{\dot{m} c_p}} \quad (17.10)$$

Således fås den logaritmiska medeltemperaturen ur följande samband:

$$\theta_{\text{ln}} = \frac{\theta_1}{h_r} \int_0^{h_r} e^{\frac{-G \cdot x}{\dot{m} c_p}} dx \quad (17.11)$$

Formel (17.11) leder efter integrering till följande formel:

$$\theta_{\text{ln}} = \frac{\theta_1 \left(1 - e^{\frac{-G}{\dot{m} c_p}} \right)}{\frac{G}{\dot{m} c_p}} \quad (17.12)$$

där $G = G' h_r$. Med hänsyn till formlerna (17.7) och (17.8) kan man se att formeln (17.12) är identisk med den välkända formeln (17.1).

17.2 En modell med värmegenomgångstalet som variabel

Utgångspunkten vid den logaritmiska modellen som beskrivs i det föregående avsnittet är att värmegenomgångstalet i flödets riktning i en radiator betraktas som konstant. I verkligheten är fallet inte så eftersom både den fria konvektionen och strålningen minskar när temperaturen sjunker.

Den i det följande beskrivna radiatormodellen, i vilken värmegenomgångstalet är en variabel, har härletts av professor Markku Lampinen och har publicerats tidigare av Kärkkäinen & Hörkö (1988) samt Lampinen & Wiksten (2006).

Med hjälp av formel (17.4) kan även värmekonduktansen uttryckas lokalt vid en godtycklig temperaturdifferens mellan radiatorvattnet och rummet. Den differentiella värmeeffekten från en radiator kan då skrivas på följande sätt:

$$d\phi = G_r \left(\frac{\theta}{\theta_{\text{lnr}}} \right)^{n-1} \cdot \theta \cdot dx = \dot{m} c_p d\theta \quad (17.13)$$

Av formel (17.13) fås följande ekvationer:

$$\int_0^{h_r} \frac{G_r \cdot dx}{m c_p \cdot \theta_{\ln r}^{n-1}} = - \int_{\theta_1}^{\theta_2} \theta^{-n} \cdot d\theta \quad (17.14)$$

$$\frac{G_r}{m c_p \cdot \theta_{\ln r}^{n-1}} = \frac{\theta_2^{1-n} - \theta_1^{1-n}}{n-1} \quad (17.15)$$

Radiatorers värmeeffekt kan uttryckas med följande samband:

$$\phi = m c_p (\theta_1 - \theta_2) \quad (17.16)$$

Ur formel (17.15) fås med hjälp av formel (17.16) följande samband:

$$\phi (\theta_2^{1-n} - \theta_1^{1-n}) \theta_{\ln r}^{n-1} = G_r (\theta_1 - \theta_2) (n-1) \quad (17.17)$$

Den okända temperaturskillnaden θ_2 kan lösas ur ekvation (17.17) t.ex. genom att använda Newton-Raphsons metod. Av ekvation (17.17) följer då:

$$y = \phi \cdot (\theta_2^{1-n} - \theta_1^{1-n}) \cdot \theta_{\ln r}^{n-1} - G_r \cdot (\theta_1 - \theta_2) \cdot (n-1) \quad (17.18)$$

$$y' = (1-n) \cdot \phi \cdot \theta_{\ln r}^{n-1} \cdot \theta_2^{-n} + G_r \cdot (n-1) \quad (17.19)$$

Med hjälp av ekvationerna (17.18) och (17.19) fås lösningen till ekvation (17.17) med följande algoritm:

$$\theta_{2(n+1)} = \theta_{2(n)} - \frac{y}{y'} \quad (17.20)$$

Teorin som redovisades i detta kapitel är ett viktigt analysverktyg vid teoretiska betraktelser i detta arbete. Ekvation (17.17) och algoritmen (17.20) är också nyttiga vid datorbaserad beräkning av injustering. I varje rum finns en radiator för vilken referensvärdena ϕ_r och $\theta_{\ln r}$ kan beräknas med data givna i radiator Tabellen för respektive radiator. När effektbehovet ϕ för rummet har beräknats fås temperaturskillnaden θ_2 (retur/rummet) ur ekvation (17.17) med hjälp av algoritmen (17.20). Vid beräkningen måste temperaturskillnaden θ_1 (framledning/rummet) väljas tillräckligt hög för att den önskade effekten för radiatoren ska fås. När temperaturfallet genom radiatoren är känt kan flödet lätt beräknas.

17.3 Tillämpning av beräkningsmodellerna

I en radiator, i vilken framledningstemperaturen och returtemperaturen är kända, fås med hjälp av den logaritmiska modellen en högre medeltemperatur än den verkliga, eftersom vattentemperaturen i radiatorns översta del sjunker snabbare än den logaritmiska modellen förutsätter.

Med formel (17.17) fås således en lite högre returtemperatur vid referenspunkten när den logaritmiska medeltemperaturen används som referensvärde.

Om vi t.ex. beräknar returtemperaturen för en 70/40 °C-radiator i referenspunkten med formel (17.17) genom att använda den logaritmiska medeltemperaturen som referensvärde blir θ_2 20,47 °C. Om vi multiplicerar den logaritmiska medeltemperaturen med en korrektionsfaktor på 0,99 blir resultatet nästan rätt (20,02 °C).

Vid mycket stora temperaturfall genom radiatoren kan det vara av betydelse vilken modell som används vid beräkning av massflödet. I följande tabeller visas beräkningsresultat med bägge modellerna för en 80/60 °C-radiator, så att tillloppstemperaturen (80 °C) behålls, men effekten reduceras från ett relativt värde 1,0 till 0,3.

Beräkningsresultaten visas i tabellerna (17.1) och (17.2).

Rel. effekt	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
θ_2	40,0	33,7	27,7	22,0	16,8	12,0	7,8	4,3
Δt °C	20,0	26,3	32,3	38,0	43,3	48,0	52,2	55,7

Tabell 17.1. Temperaturskillnaden θ_2 (retur/rummet) och temperaturfallet genom radiatoren Δt i en 80/60 °C-radiator vid olika relativa effekter beräknade med formel (17.17).

Rel. effekt	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
θ_2	40,0	33,5	27,3	21,5	16,0	11,1	6,8	3,3
Δt °C	20,0	26,5	32,7	38,5	44,0	48,9	53,3	56,7

Tabell 17.2. Temperaturskillnaden θ_2 (retur/rummet) och temperaturfallet genom radiatoren Δt i en 80/60 °C-radiator vid olika relativa effekter beräknade med formler (17.1) och (17.2).

Med en relativ effekt på 0,5 är temperaturfallet genom radiatoren enligt tabell (17.1) 48 °C. Motsvarande temperaturfall enligt tabell (17.2) är 48,9 °C. Massflödet som fås med den logaritmiska modellen är således cirka 2 % mindre jämfört med den noggrannare modellen (där hänsyn tas till förändringen av värmegenomgångstalet i flödets riktning).

18. FRAMLEDNINGSTEMPERATURKURVAN

Framledningstemperaturkurvan i ett radiatorsystem bestämmer framledningstemperaturen vid olika utetemperaturer. Framledningstemperaturkurvan måste vara inställd så att önskad rumstemperatur i lägenheterna blir så bra som möjligt vid alla utetemperaturer. Teorin som i detta kapitel härleds är viktig i strävan efter en optimal drift av radiatorsystemen.

18.1 Bestämning av framledningstemperaturkurvan med hjälp av referensvärden

Vid dimensionering av ett radiatorsystem bestäms den framledningstemperatur som behövs vid DUT. Vid andra utetemperaturer körs systemet enligt framledningstemperaturkurvan, som måste vara inställd så att den önskade rumstemperaturen uppnås vid alla utomhustemperaturer. För att utreda hur kurvan ser ut i verkligheten behövs några teoretiska betraktelser. Vi antar först att radiatorytorna är oändligt stora, vilket innebär att vattnet i radiatorerna kyls ner till rumstemperatur. Eftersom flödena i radiatorerna är konstanta, så är värmeavgivningen från radiatorerna i det här fallet direkt proportionell mot skillnaden mellan framlednings- och rumstemperatur. Framledningstemperaturkurvan är således linjär och följande samband gäller:

$$\theta = \theta_r \cdot f \quad (18.1)$$

där θ är temperaturskillnaden mellan framledning och rummet, θ_r är referenstemperaturskillnaden mellan framledning och rummet och f är allmänt i detta arbete den relativa effekten: radiatoreffekten efter en förändring/före förändring, vilket värde är samma som effektbehovet av det respektive utrymmet efter förändring/före förändring. Med förändringen avses en förändring av utetemperatur eller av framledningstemperatur.

Som ett annat teoretiskt gränsfall studerar vi ett system i vilket flödena i radiatorerna är oändligt stora. I det här fallet är framledningstemperaturen lika med medeltemperaturen i radiatorerna. Enligt ekvation (17.2) kan man således skriva:

$$\left(\frac{\theta}{\theta_r}\right)^n = f \quad (18.2)$$

Temperaturskillnaden θ mellan radiatoren och rummet kan lösas ur ekvation (18.2):

$$\theta = \theta_r \cdot f^p \quad (18.3)$$

där $p=1/n$ är inversen av radiatorexponenten n .

Vi väljer referenspunkten vid DUT. Med ett visst relativt effektbehov leder formel (18.3) då till en högre framledningstemperatur än den linjära formeln (18.1). Med formel (18.4) uttrycks skillnaden i framledningstemperaturen mellan de två extrema framledningstemperaturkurvorna.

$$\theta_s = \theta_r \cdot f^p - \theta_r \cdot f \quad (18.4)$$

Det relativa effektbehovet som ger temperaturskillnadens maxvärde fås ur följande ekvation:

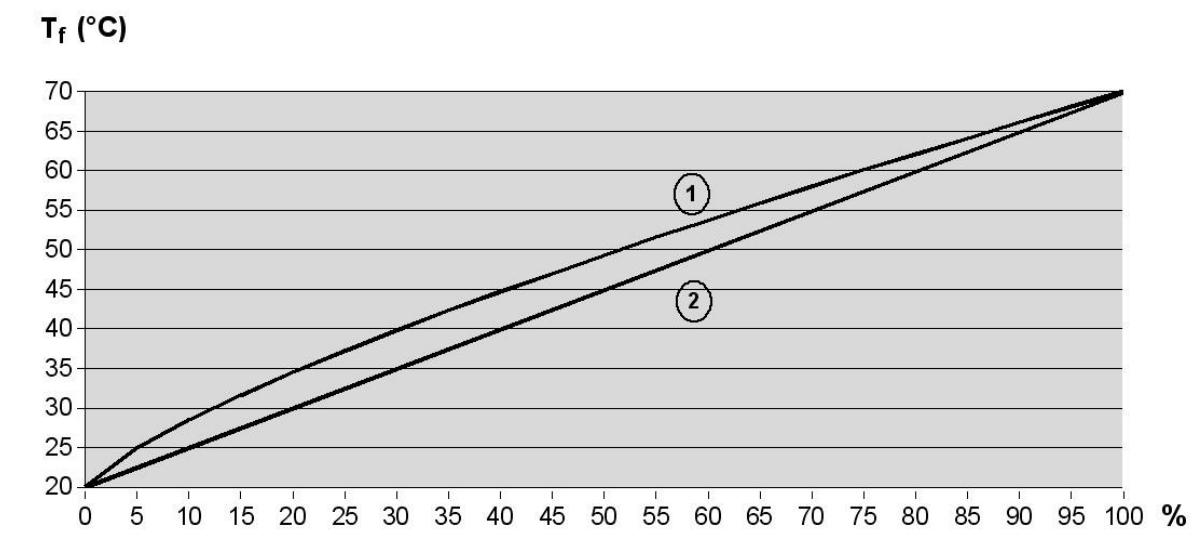
$$\frac{d\theta_s}{df} = p \cdot \theta_r \cdot f^{p-1} - \theta_r = 0 \quad (18.5)$$

varav

$$f = n^{\frac{1}{p-1}} \quad (18.6)$$

Med hjälp av formel (18.6) med radiatorexponenten 1,3 fås den största temperaturskillnaden mellan de två extrema framledningstemperaturkurvorna med en relativ effekt på 0,32.

Om t.ex. de två extrema systemen vid DUT fungerar med framledningstemperaturen 70 °C och rumstemperaturen är 20 °C, blir θ_r 50 °C. Formel (18.4) ger då med en relativ effekt på 0,32 till resultat 4,8 °C.



Figur 18.1. Teoretiska gränsvärden för framledningstemperaturkurvan som funktion av den relativa effekten i ett system som vid DUT fungerar med framledningstemperaturen 70 °C. Kurva 1 är beräknad med ett oändligt stort flöde och kurva 2 med oändligt stora radiatorer.

Av dessa betraktelser kan vi dra följande slutsats: ju lägre temperaturfallet i ett radiatorsystem är, desto mera böjd måste framledningstemperaturkurvan vara.

Till sist studerar vi ett verkligt system, för vilket enligt formel (17.2) följande samband gäller:

$$\left(\frac{\theta_{\ln}}{\theta_{\ln r}} \right)^n = f \quad (18.7)$$

där f är radiatorns relativa effekt. Således kan temperaturfallet genom radiatormed en relativ effekt på f uttryckas med följande ekvation:

$$\Delta t = f(\theta_{1r} - \theta_{2r}) \quad (18.8)$$

Av ekvationerna (18.7) och (18.8) fås vidare:

$$\frac{\Delta t}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_1 - \Delta t}} = \theta_{\ln r} \cdot f^p \quad (18.9)$$

där $p = 1/n$.

Vi definierar:

$$q = \frac{\Delta t}{\theta_{\ln r} \cdot f^p} \quad (18.10)$$

Med hjälp av ekvationerna (18.9) och (18.10) fås:

$$\theta_1 = \frac{e^q \cdot \Delta t}{e^q - 1} \quad (18.11)$$

När den logaritmiska medeltemperaturen i ekvation (18.10) beräknas med referensvärdena (θ_{1r} och θ_{2r}) fås av ekvation (18.10) följande samband:

$$q = f^{(1-p)} \ln \frac{\theta_{1r}}{\theta_{2r}} \quad (18.12)$$

Vi skriver ekvation (18.11) i följande form:

$$\theta_1 = \frac{e^q \cdot f \left(\theta_{1r} - \theta_{2r} \right)}{e^q - 1} \quad (18.13)$$

Följande definition görs:

$$x = \frac{\theta_{1r}}{\theta_{2r}} \quad (18.14)$$

Av ekvationerna (18.13), (18.14) och (18.12) fås genom att använda L'Hospitals regel följande samband:

$$\lim_{x \rightarrow 1} \frac{e^{f^{(1-p)\ln x}} \cdot f(\theta_{2r} \cdot x - \theta_{2r})}{e^{f^{(1-p)\ln x}} - 1} = f^p \cdot \theta_{2r} \quad (18.15)$$

$$x \rightarrow 1$$

När θ_2 närmar sig θ_1 växer flödet mot ett oändligt stort värde och den logaritmiska modellen leder naturligtvis till formel (18.3).

Vi studerar ett radiatorsystem som vid DUT kräver framledningstemperaturen 70 °C och där rumstemperaturen är 20 °C. Vid halva effekten leder formel (18.1) till framledningstemperaturen 45 °C, formel (18.3) till 49,3 °C och formel (18.11) med systemtemperaturer 70/40 °C till ett värde på 47,7 °C.

Det är relativt lätt att hitta en lämplig framledningstemperatur vid en allmänt förekommande utetemperatur så att den önskade rumstemperaturen nås. Dessa värden används som referensvärden vid beräkning av framledningstemperaturkurvan.

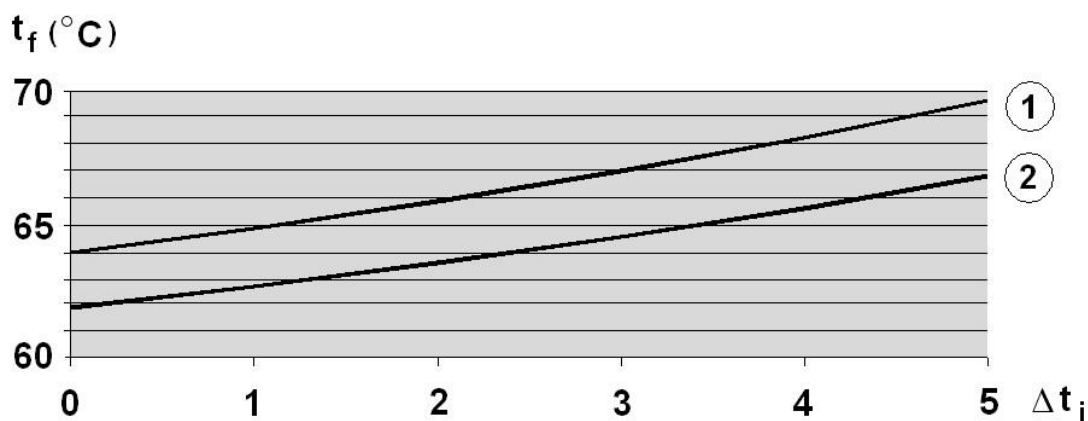
I det här fallet beräknas det relativa effektbehovet vid en godtycklig utetemperatur t_u , jämfört med referenspunkten, med följande ekvation:

$$f = \frac{t_r - \Delta t_i - t_u}{t_r - \Delta t_i - t_{ur}} \quad (18.16)$$

där t_r är rumstemperaturen, Δt_i är den rumstemperaturhöjning som förorsakas av internvärmets och t_{ur} är referensutetemperaturen.

Först beräknas det relativa effektbehovet med formel (18.16) och därefter löses temperaturskillnaden (framledning/rummet) med ekvation (18.11).

Vi studerar två radiatorsystem, vilka vid utetemperaturen 0 °C körs med framledningstemperaturen 45 °C, så att den önskade rumstemperaturen 21 °C nås. Returtemperaturerna skiljer sig dock mycket från varandra och de är 40 °C respektive 30 °C. Den erforderliga framledningstemperaturen vid utetemperaturen -20 °C beräknades med formlerna (18.16) och (18.11). I figur (18.2) visas beräkningsresultat.



Figur 18.2 Beräknad framledningstemperatur vid utetemperaturen -20 °C för två radiatorsystem, vilka vid referenspunkten (utetemperatur 0 °C) fungerar med samma framledningstemperatur, 45 °C , men vilkas temperaturfall är 15 °C (1) respektive 5 °C (2). Δt_i är temperaturhöjningen som förorsakas av internvärmets.

Av resultatet kan man se att ett värmesystem med ett högt temperaturfall genom radiatorerna kräver högre framledningstemperaturer vid låga utetemperaturer, fastän båda systemen vid cirka halva effekten fungerar precis med samma framledningstemperatur.

Av beräkningsresultatet som visas i figur (18.2) kan man också se att rumstemperaturhöjningen förorsakad av internvärmets har stor betydelse när framledningstemperaturen beräknas med referensvärden.

Internvärmets i bostäder har ökat genom åren. Detta faktum samt bättre isolering av byggnader och lägre u-värden i fönster har lett till att rumstemperaturökningen som internvärmets förorsakar kan vara relativt stor.

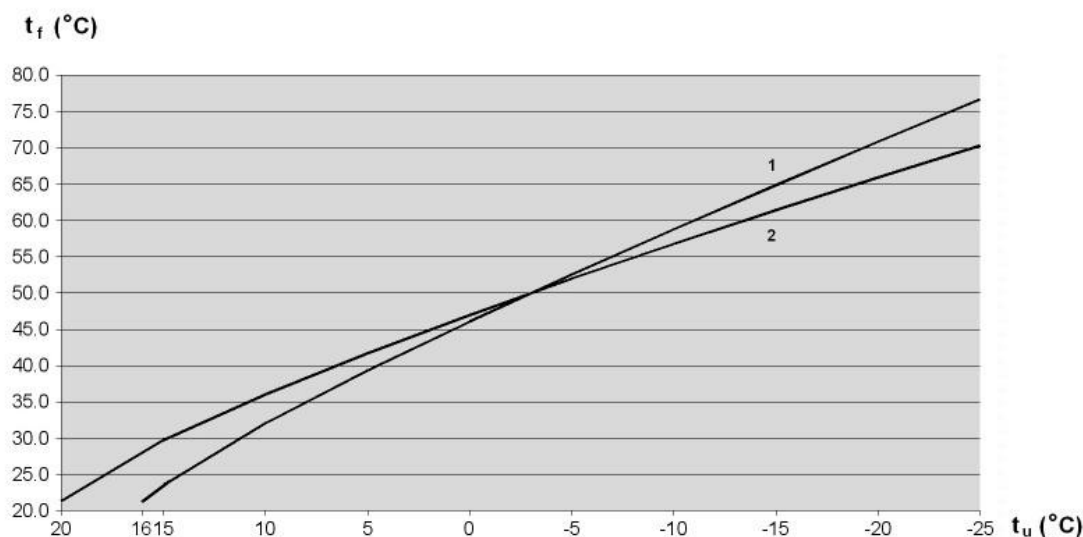
Ett radiatorsystem i ett modernt välisolerat hus med stort temperaturfall genom radiatorerna kräver således vid utetemperaturen -20 °C avsevärt högre framledningstemperatur än ett gammalt oinjusterat radiatorsystem med stora radiatorer och litet temperaturfall genom radiatorerna, om båda systemen vid utetemperaturen 0 °C fungerar med samma framledningstemperatur.

18.2 Framledningstemperaturkurvan är en kompromiss mellan lägenheterna

Värmebehovet mellan olika lägenheter varierar i stor utsträckning. Särskilt i äldre byggnader kan det finnas en mycket stor lägenhet på den översta våningen. Det beräknade värmebehovet i en sådan lägenhet kan genomsnittligt vara t.ex. fem gånger högre än i lägenheterna på mellanvåningarna. Det är möjligt att det i den stora lägenheten bor lika många människor som i de mindre på mellanvåningarna. Detta innebär att internvärmets i båda fallen är ungefär lika. Temperaturhöjningen som internvärmets i den stora lägenheten förorsakar är således bara en femtedel jämfört med mellanvåningarna. Vi antar att temperaturhöjningen förorsakad av internvärmets på mellanvåningarna är 5 °C . I den kritiska stora lägenheten blir således motsvarande temperaturhöjning bara 1 °C .

Vi antar att radiatorsystemet är injusterat vid uttemperaturen $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, så att rumstemperaturerna i alla lägenheter är lika. I detta läge är temperaturfallet i radiatorerna i mellanvåningarna $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ och i den stora kritiska lägenheten bara $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

I figur (18.3) visas med formlerna (18.11) och (18.16) beräknade framledningstemperaturkurvor för den stora lägenheten och för lägenheterna på mellanvåningarna.



Figur 18.3 Framledningstemperaturkurvan för en extremt stor lägenhet (2) och för en lägenhet på mellanvåningarna (1).

Uppvärmningsperioden börjar vid uttemperaturen $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ enligt den stora lägenhetens behov (kurva 2). Ner till uttemperaturen $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ är framledningstemperaturen för hög med hänsyn till mellanvåningarna, i vilka rumstemperaturen således blir för hög.

Vid låga uttemperaturer (under $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$) måste uppvärmningen ske enligt mellanvåningarnas behov och kurva (1) ska användas. Då blir den stora lägenheten varmare än lägenheterna i mellanvåningarna. Välfungerande termostater utjämnar övertemperaturerna. I början och i slutet av uppvärmningsperioden stryker termostaterna flödena på mellanvåningarna, vilket leder till ökad avkylning av framledningvattnet till radiatorerna på den översta våningen. Under höga uttemperaturer måste framledningstemperaturkurvan således vara på en högre nivå än före injusteringen. Det bör dock påpekas att den momentana effekten är proportionell mot massflödet multiplicerat med temperaturskillnaden mellan framledning och retur. Massflödet när termostaterna i mellanvåningarna stryker kan då vara en bråkdel jämfört med läget före injustering.

Således är energiekonomin bra trots den relativt höga framledningstemperaturen. Detta faktum är av förklarliga skäl svårt för fastighetsskötare att förstå och de brukar hålla framledningstemperaturkurvan vid samma nivå som före injusteringen, vilket naturligtvis leder till problem.

Avkylning av vatten i oisolerade vertikala stammar behandlas närmare med numeriska exempel i kapitel 22.

18.3 Sambandet mellan förändring i framledningstemperatur och rumstemperatur

I praktiken är det ytterst viktigt att veta vilken förändring i rumstemperaturen en viss förändring i framledningstemperaturen medför. Enligt formel (17.9) är en radiators värmeavgivning direkt proportionell mot temperaturskillnaden (framledning/rummet) om radiatorns värmekonduktans betraktas som konstant. Å andra sidan är transmissions- och ventilationsförlusterna direkt proportionella mot skillnaden mellan rumstemperatur och utetemperatur. Därtill gäller följande samband:

$$K_1(t_f - t_r) = K_2(t_r - t_u) \quad (18.17)$$

där t_f är framledningstemperaturen, t_u är utetemperaturen, t_r är rumstemperaturen och K_1 och K_2 är konstanter.

$$t_f = \frac{K_2}{K_1}(t_r - t_u) + t_r \quad (18.18)$$

$$\frac{dt_f}{dt_r} = \frac{K_2}{K_1} + 1 \quad (18.19)$$

Ur ekvation (18.19) fås med hjälp av ekvation (18.17) följande ekvation för framledningstemperaturförändringen:

$$dt_f = \frac{t_f - t_u}{t_r - t_u} dt_r \quad (18.20)$$

där t_f är framledningstemperaturen, t_u är utetemperaturen, t_r är rumstemperaturen och dt_r är den önskade rumstemperaturförändringen.

Av ekvation (18.20) kan man se att täljaren minskar när framledningstemperaturen blir lägre. I lågtemperatursystem behövs således en mindre förändring i framledningstemperaturen än i högtemperatursystem för att nå en viss förändring i rumstemperaturen.

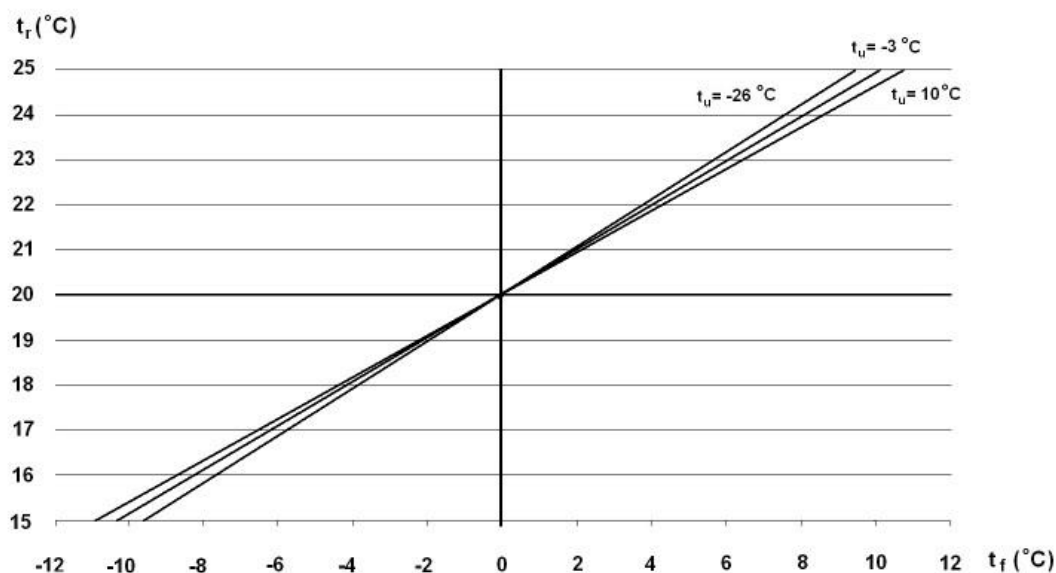
I varmare länder, i vilka DUT är högre än i de nordiska länderna. Enligt formel (18.20) behövs det då en större förändring i framledningstemperaturen för att få en viss förändring i rumstemperaturen. Om framledningstemperaturen är 70 °C och utetemperaturen är -10 °C blir den erforderliga höjningen i framledningstemperaturen enligt formel (18.20) cirka 2,7 °C för att rumstemperaturen ska öka 1 °C. I södra Finland är DUT -26 °C och den dimensionerande framledningstemperaturen är 70 °C. Formel (18.20) ger då till resultat 2,1 °C.

I det föregående utfördes beräkningarna vid DUT. Vid högre utetemperaturer blir den erforderliga framledningstemperaturhöjningen en aning högre än vid DUT.

I verkligheten förändras värmekonduktansen för radiatorerna när framledningstemperaturen förändras. Således blir förändringen i framledningstemperaturen lite mindre än vad formel (18.20) ger. Vi studerar saken med hjälp av den mera exakta teorin.

En framledningstemperaturförändring som ger den önskade rumstemperaturhöjningen kan beräknas utgående från formel (18.11). Vi studerar ett radiatorsystem, vilket vid $t_u = 0 \text{ °C}$ fungerar med temperaturerna 45/35 °C och rumtemperaturen är 20 °C. Målet är att rumtemperaturen höjs till 22 °C. Den relativa effektökningen blir då $22 / 20 = 1,1$. Formel (18.11) ger till resultat 27,0 °C. Således blir framledningstemperaturen 49,0 °C och den framledningstemperaturhöjning som behövs är 4 °C. Om vi löser samma problem med formel (18.20) blir resultatet 4,5 °C.

Vi studerar närmare sambandet mellan förändringen av framledningstemperatur och rumstemperatur i ett 70/40 °C-system vid den dimensionerande utetemperaturen -26 °C samt utemperaturerna -3 °C och +10 °C. Först beräknas framlednings- och returtemperaturerna vid $t_u = -3 \text{ °C}$ och $t_u = 10 \text{ °C}$ med formlerna (18.16) och (18.11). Därefter används samma formler för att beräkna erforderliga förändringar i framledningstemperaturen för rumstemperaturhöjning eller rumstemperatursänkning från nivån 20 °C. Beräkningsresultaten visas i figur (18.4).



Figur 18.4 Inverkan av avvikelser i framledningstemperaturen på rumstemperaturen.

Av resultaten som visas i figur (18.4) framgår att det vid höga utemperaturer behövs en lite större förändring i framledningstemperaturen än vid lägre utemperaturer för att en viss rumstemperaturhöjning ska fås.

Av föregående betraktelser framgår att vid finska klimatförhållanden och systemtemperaturer gäller det för praktiska ändamål att en förändring av framledningstemperaturen på 2 °C leder till en förändring på cirka 1 °C i rumtemperaturen.

Samma sak kan uttryckas också på följande sätt:

För att undvika ett fel i rumstemperatur på mer än ± 1 °C, krävs en noggrannhet på tilloppstemperaturen på cirka ± 2 °C (Trüschel 1999).

I referensen Trüschel (1999, figur 6.48) visas hur avvikelserna i tilloppstemperaturen inverkar på rumstemperaturer. Enligt figur (6.48) förorsakar en ändring på 10 °C i tilloppstemperatur i ett 60/40 °C system en avvikelse på cirka 5 °C i rumstemperatur och i ett 80/40 °C system cirka 4 °C. Den dimensionerade utetemperaturen är -16 °C. Vi beräknar först med formel (18.16) en relativ effektförändring som en avvikelse på 5 °C i rumstemperatur medför och vidare med formel (18.11) förändringen i tilloppstemperatur som i ett 60/40 °C system behövs. Resultatet blir 9.6 °C. För fallet 80/40 °C blir resultatet 9.8 °C.

Det finns en stor skillnad mellan föregående resultat och det som allmänt rekommenderas för fastighetsskötare i Finland:

I praktiken gäller regeln att om rumstemperaturen ska förändras en grad, ska framledningstemperaturen förändras med fyra (4) grader (Myyryläinen 2006).

18.4 En reglerkrets och krav på olika rumstemperaturer

I en fastighet som är försedd med en reglerkrets finns ofta utrymmen i vilka den önskade rumstemperaturen är lägre än i lägenheterna (t.ex. garage och trapphus). Vi antar att radiatorerna i alla utrymmen är dimensionerade enligt 70/40 °C för rumstemperaturen 20 °C vid DUT -26 °C. Vi sätter målet att flödena i radiatorerna i ett separat garage reduceras så att det vid halva effektbehovet (vid utetemperatur -3 °C) nås en reducerad rumstemperatur på 15 °C när framledningstemperaturkurvan behålls i det projekterade värdet.

Vi antar att värmebehovet i garaget vid DUT är 1 000 W och således kan referensvärdena för radiatorn beräknas enligt 70/40 °C. Vid utetemperaturen ($t_u = -3$ °C) blir effektbehovet i garaget 391 W. Framledningstemperaturen i ett 70/40 °C-system är då 47,7 °C.

Med dessa värden ger formel (17.17) ett värde på 6,5 °C för skillnaden mellan returtemperatur och rumstemperatur. Returtemperaturen blir således 21,5 °C och temperaturfallet genom radiatorn 26,2 °C. Med dessa värden blir den logaritmiska medeltemperaturen 16,2 °C, värmekonduktansen 24,1 W/K och värmekapacitetsflödet 14,92 W/K.

Vi undersöker därefter garaget vid DUT då framledningstemperaturen är 70 °C. Effekten som radiatorn ger kan beräknas med hjälp av ekvation (17.9). Denna effekt måste vara lika med effekten som rummet kräver. Således gäller följande ekvation:

$$\dot{m}c_p \cdot (t_f - t_r) \cdot \left(1 - e^{\frac{-G}{\dot{m}c_p}}\right) = K(t_r - t_u) \quad (18.21)$$

I ekvation (18.21) är värmekapacitetsflödet 14,92 W/K och konstanten $K = 1\,000/46 = 21,74$ W/K. Rumstemperaturen t_r är okänd. Den kan lösas ur följande ekvation:

$$t_r = \frac{\frac{\dot{m}c_p}{K} \left(1 - e^{\frac{-G}{\dot{m}c_p}}\right) \cdot t_f + t_u}{1 + \frac{\dot{m}c_p}{K} \left(1 - e^{\frac{-G}{\dot{m}c_p}}\right)} \quad (18.22)$$

Med hjälp av ekvation (18.22) beräknas rumstemperaturen för första gången med referenskonduktansen (24,1 W/K). Eftersom framledningstemperaturen är känd kan θ_1 beräknas. Då kan θ_2 lösas ur ekvation (17.8). Den logaritmiska medeltemperaturen och vidare en korrigerad värmekonduktans (formel 17.4) kan således beräknas. Rumstemperaturen beräknas med denna procedur några gånger med formel (18.22). Beräkningen leder till garagetemperaturen 9,4 °C. Garagetemperaturen sjunker således 5,6 °C under det önskade värdet vid DUT. Om utetemperaturen är högre än -3 °C blir det för varmt i garaget.

Av föregående betraktelse framgår att radiatorventilerna i en reglerkrets inte kan injusteras så att en lägre konstant temperatur i vissa utrymmen nås under hela uppvärmningsperioden. Saken bör åtgärdas så att radiatortermostaterna i dessa utrymmen maxbegränsas till den lägre önskade temperaturnivån och flödena för radiatorerna beräknas efter värmebehovet vid DUT.

19. RADIATORKÄNSLIGHET

Trüschel (2002) presenterar i sin avhandling begreppet radiatorkänslighet och härleder följande formel för radiatorkänsligheten:

$$D_{\dot{Q}/\dot{V}} \approx \frac{n \cdot \Delta t_w}{2 \cdot (t_{w,in} - t_{rum}) - (2-n) \cdot \Delta t_w} \quad (19.1)$$

$$\text{Där } D_{\dot{Q}/\dot{V}} = \frac{\delta \frac{d\dot{Q}}{\dot{Q}}}{\delta \frac{d\dot{V}}{\dot{V}}} = \text{Radiators känslighet för en flödesstörning [-]}$$

n = Radiatorexponenten som beror av radiatorns storlek och utformning [-]

$\Delta t_w = t_{w,in} - t_{w,ut}$ = Temperaturfall genom radiatoren [°C]

$t_{w,in}$ = Tilloppstemperatur, [°C]

t_{rum} = Rumstemperatur, [°C]

Sambandet (19.1) beskriver den relativa ändringen av avgiven värmeeffekt från en radiator vid en relativ förändring av flödet. (Trüschel 2002)

Vid injustering strävar man efter att flödet förverkligas med en viss noggrannhet. Egentligen är det effektens noggrannhet i en radiator som är relevant. Begreppet känslighet är således viktigt eftersom vi får den relativa effektförändringen genom att multiplicera den relativa flödesförändringen med känsligheten.

Med de symboler som används i denna avhandling uttrycks radiatorkänsligheten med följande formel:

$$D_{\dot{Q}/\dot{V}} = \frac{\frac{d\phi}{\phi}}{\frac{d\dot{m}}{\dot{m}}} \quad (19.2)$$

Av formeln (19.2) fås vidare

$$D_{\dot{Q}/\dot{V}} = \frac{d\phi}{d\dot{m}} \cdot \frac{\dot{m}}{\phi} \quad (19.3)$$

I det följande härleds radiatorkänsligheten utgående från formel (17.9), som beskrivs nedan.

$$\phi = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\theta_1 - \theta_2) = \dot{m} \cdot c_p \cdot \theta_1 \cdot (1 - e^{\frac{-G}{\dot{m} c_p}}) \quad (19.4)$$

I formel (19.4) är värmekonduktansen (G) också en variabel vid flödesändringar. I det följande antas att den är konstant.

Av (19.4) fås

$$\frac{d\phi}{d\dot{m}} = c_p \cdot \left(1 - e^{\frac{-G}{\dot{m}c_p}} \right) \cdot \theta_1 - \frac{e^{\frac{-G}{\dot{m}c_p}} \cdot G \cdot \theta_1}{\dot{m}} \quad (19.5)$$

Känsligheten kan beräknas utgående från formeln (19.3) med hjälp av formlerna (19.4) och (19.5). Då fås formel (19.6).

$$D_{\frac{\phi}{\dot{Q}\dot{V}}} = 1 - \frac{\frac{G}{\dot{m}c_p} \cdot e^{\frac{-G}{\dot{m}c_p}}}{\left(1 - e^{\frac{-G}{\dot{m}c_p}} \right)} \quad (19.6)$$

Med hänsyn till formlerna (17.8) och (17.12) fås av formeln (19.6) vidare den slutliga formeln (19.6) för känsligheten:

$$D_{\frac{\phi}{\dot{Q}\dot{V}}} = 1 - \frac{\theta_2}{\theta_{\text{in}}} \quad (19.7)$$

Om vi till exempel har en radiator 70/40 °C och rumstemperaturen är 20 °C ger formeln (19.7) till resultat 0,39 och formeln (19.1) med radiatorexponenten 1,3 ger 0,49. För temperaturerna 55/45 °C blir motsvarande värden 0,16 och 0,23.

Formel (19.7) ger markant lägre värden än formel (19.1). Härledningen av formel (19.7) är matematiskt exakt. Dock är antagandet att värmekonduktansen är konstant en fysikalisk approximation.

För att härleda en noggrannare modell för känsligheten ska vi använda en modell i vilken hänsyn tas till förändringen av värmegenomgångstalet i flödets riktning.

Av ekvation (17.15) följer:

$$\theta_2 = \left(\frac{(n-1) \cdot a}{\dot{m}} + \theta_1^{(1-n)} \right)^s \quad (19.8)$$

$$\text{där } a = \frac{G_r}{c_p \cdot \theta_{\text{lnr}}^{(n-1)}} \quad \text{och } s = \frac{1}{1-n}$$

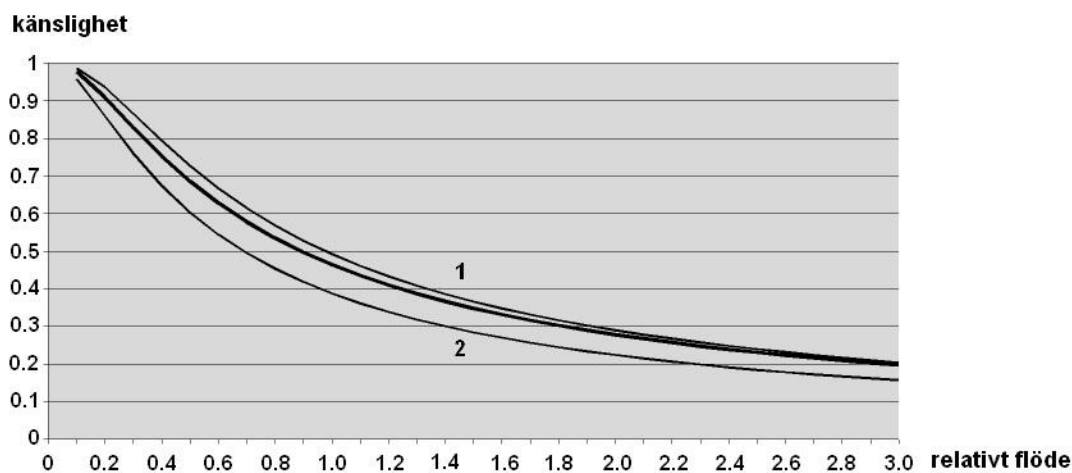
Således kan en radiators värmeeffekt som funktion av massflödet uttryckas i följande form:

$$\phi = \dot{m} c_p \left(\theta_1 - \left(\frac{(n-1) \cdot a}{\dot{m}} + \theta_1^{(1-n)} \right)^s \right) \quad (19.9)$$

Därav följer:

$$\frac{d\phi}{d\dot{m}} = c_p \theta_1 - c_p \cdot \left(\frac{(n-1) \cdot a}{\dot{m}} + \theta_1^{(1-n)} \right)^s + s \cdot \left(\frac{(n-1) \cdot a}{\dot{m}} + \theta_1^{(1-n)} \right)^{s-1} \cdot \frac{(1-n) \cdot a \cdot c_p}{\dot{m}} \quad (19.10)$$

Baserat på formel (19.3) kan känsligheten beräknas med hjälp av formlerna (19.9) och (19.10). Beräkningsresultatet visas i figur 19.1 för en 70/40 °C -radiator som funktion av relativt flöde. I figuren visas också den beräknade känsligheten med formel (19.1), kurva (1), och med formel (19.7), kurva (2).



Figur 19.1 Beräknad känslighet för en 70/40 °C-radiator som funktion av relativt flöde. Den tjocka kurvan är beräknad med formlerna (19.3), (19.9) och (19.10). Kurva 1 är beräknad med formel (19.1) och kurva 2 med formeln (19.7).

Resultatet som fås med formel (19.7) skiljer sig relativt mycket från de andra resultaten. Detta beror naturligtvis på det att den enkla formeln (19.7) har härletts från den logaritmiska modellen med antagandet att värmekonduktansen är konstant. Detta innebär att radiatorexponenten antas vara ett.

Om vi beräknar känsligheten med formlerna (19.3), (19.9) och (19.10) så att massflödet växer mot ett oändligt stort värde och dividerar resultatet med känsligheten som fås med hjälp av formeln (19.7) närmar sig resultatet det värde på radiatorexponenten som användes i beräkningen med formlerna (19.3), (19.9) och (19.10).

Om formel (19.7) multipliceras med en korrigeringsfaktor får vi följande form:

$$D_{\dot{v}} = \left(1 - \frac{\theta_2}{\theta_{1n}}\right) \cdot \left(1 + \frac{(n-1) \cdot \theta_{1n}}{\theta_1}\right) \quad (19.11)$$

Beräkningsresultatet med formel (19.11) överensstämmer bra med de värden som fås med den noggranna teorin. Vid mycket stora temperaturfall ger formel (19.11) dock lite större värden. I tabell (19.1) visas beräkningsresultat för olika värden på relativa massflödet för en 70/40 °C-radiator.

Rel. flöde	3,0	2,0	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
Känsl. 1	0,2	0,28	0,46	0,53	0,63	0,75	0,91
Känsl. 2	0,2	0,28	0,46	0,53	0,63	0,76	0,94
Δt_w °C	14,1	19,3	30,0	33,4	37,7	42,8	47,8

Tabell 19.1 Känsligheten för en 70/40 °C-radiator för olika värden på relativt flöde. Känsl. 1 är beräknad med formlerna (19.3), (19.9) och (19.10). Känsl. 2 är beräknad med formeln (19.11).

20. RADIATORVENTIL OCH TERMOSTAT

I ett radiatorsystem är en radiatorventil med förinställning det viktigaste elementet vid injustering. Ett mått på ventilens kapacitet är ventilens k_v -värde som definieras på följande sätt:

$$k_v = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}} \quad (20.1)$$

där \dot{V} är volymflödet (m^3/h) genom ventilen och Δp (bar) är differenstrycket över ventilen. Av formeln (20.1) framgår att k_v -värdet vid ett differenstryck på 1 bar är ventilens kapacitet i enheten m^3/h .

En radiatorventil förses nuförtiden med en termostat som närmast kan betecknas som en proportionalregulator. Termostatventilen är helt stängd vid en viss temperatur. Ventiltillverkare gör mätningar för att bestämma k_v -värdena för radiatorventiler med en termostat påslagen, så att temperaturen i omgivningen är 2 °C lägre jämfört med det stängda läget.

I tabellerna 20.1 och 20.2 visas sambandet mellan förinställningsvärdena och k_v -värdena för två ventiltyper. Värdena i tabellen 20.2 representerar en så kallad lågflödesventil.

Förinställningsvärde	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	N
k_v -värde	0,04	0,08	0,12	0,19	0,25	0,33	0,38	0,56

Tabell 20.1 Sambandet mellan förinställningsvärdena och k_v -värdena för Danfoss-ventilen RA-N 10, k_{vs} -värde 0,65 (helt öppen ventil).

Förinställningsvärde		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	N
k_v -värde		0,016	0,025	0,035	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,21	0,26	0,30

Tabell 20.2 Sambandet mellan förinställningsvärdena och k_v -värdena för Danfoss-ventilen RA-U, k_{vs} -värde 0,32 (helt öppen ventil).

I ett sovrum med en kall vägg kan effektbehovet vid DUT vara runt 500 W. Om temperaturfallet över radiatoren är 30 °C blir volymflödet genom radiatoren 14,5 l/h. Om vi väljer ett tryckfall på 6 kPa över radiatorventilen blir k_v -värdet cirka 0,06, formel (20.1). För en RA-N-ventil ska då väljas ett förinställningsvärde på 1,5. Om ventilen RA-U används blir förinställningsvärdet 5,0.

Vi betraktar lågflödesventilen (tabell 20.2) med förinställningsvärdet 6,0. Ventilen kan även injusteras till värdena som ligger mellan förinställningsvärdena angivna i tabell 20.2. En ökning av förinställningsvärdet från 6,0 till 6,5 leder då till en relativ ökning i k_v -värdet på cirka 12 %. I värsta fall måste man således använda ett k_v -värde som avviker cirka 6 % från det beräknade värdet. För en 70/40 °C-radiator är känsligheten 0,46, formel (19.11). Således blir felet i radiatoreffekten, förorsakat av gradering på ventils kalan, i värsta fall under 3 %.

I ett äldre höghus behövs också relativt stora flöden t.ex. i vardagsrum på den översta våningen, särskilt om dessa radiatorer är underdimensionerade jämfört med andra radiatorer. Lågflödesventilens största k_v -värde, 0,3, är ibland för lågt i dessa fall. Ofta är ventildimensionen i dessa radiatorer DN15 och då ska naturligtvis ventilen RA-N DN15 användas och k_v -värdet är då inget problem.

Enligt min erfarenhet vore en radiatorventil med en k_v -värdeskala från cirka 0,025 till cirka 0,5 idealisk och det skulle vara absolut samma skala för ventildimensionerna DN10 och DN15.

Meningen med radiatorsystemets injustering är att rumstemperaturer utan radiatortermostater blir så jämna som möjligt. I strävan mot optimal energianvändning i byggnader har både välgjord injustering och termostater en stor betydelse.

21. AVKYLNING AV VATTEN I OISOLERADE RÖR

I höghus är de vertikala värmeledningarna oisolerade. Detta medför att rören avger värme på mellanvåningarna, vilka på grund av detta tenderar bli varmare än den översta våningen. Framledningstemperaturen i den översta våningen blir lägre, vilket i sin tur minskar värmeavgivningen från radiatorerna. I äldre hus är rördimensionerna ofta så stora att en stor del av värmen som behövs på de undre våningarna fås från rören.

Problemet beträffande framledningstvattnets temperatursänkning uttrycks av Trüschel (2002) på följande sätt: Det ända som egentligen kan åtgärda problemet är en injustering av systemet som tar hänsyn till sänkning i tilloppstemperatur (Trüschel 2002).

Det utvändiga värmeövergångstalet i vertikala ledningar blir vanligtvis 8–10 W/m². Värmeövergångstalet ökar något vid tilltagande vattentemperatur eftersom både strålningen och den fria konvektionen ökar. Det invändiga värmeövergångstalet är av en helt annan storleksordning jämfört med det utvändiga värmeövergångstalet. Beräkningarna i det följande görs därför så att värmekonduktansen för rör beräknas genom att rörets ytterarea multipliceras med det utvändiga värmeövergångstalet, för vilket i följande beräkningar används ett värde på 9,0 W/m²K.

Vi studerar i det följande en stam med stora rördimensioner i ett sjuvåningshus (våningshöjd 3 m) byggt i början av 1970-talet. Stammen betjänar två parallelliggande sovrum med måttliga fönster, då effektbehovet vid DUT i rummen på mellanvåningarna är cirka 500 W och på den översta våningen cirka 850 W. Med temperaturfallet 30 °C blir radiatorflödena på mellanvåningarna då cirka 15 l/h och på den översta våningen cirka 25 l/h. Vi antar således att radiatorerna är rätt dimensionerade. Rördimensioner, flöden och de beräknade framledningstemperaturerna för olika våningar visas i tabell 21.1.

1:a vån.	2:a vån.	3:e vån.	4:e vån.	5:e vån.	6:e vån.	7:e vån.
DN25	DN25	DN25	DN20	DN20	DN15	
33,7 mm	33,7 mm	33,7 mm	26,9 mm	26,9 mm	21,0 mm	
200 l/h	170 l/h	140 l/h	110 l/h	80 l/h	50 l/h	
50 °C	49,6 °C	49,2 °C	48,7 °C	48,2 °C	47,5 °C	46,6 °C

Tabell 21.1 Rördimensioner, utvändiga diametrar, flöden och framledningstemperaturer för radiatorer i en vertikal stam.

Av resultatet framgår att framledningstvatten vid normala vinterförhållanden avkyls med 3,4 °C i stammen (från radiatören på första våningen till översta våningen). Vi visade i kapitel 18, avsnitt 3 att en förändring på 2 °C i framledningstemperatur leder till en förändring på cirka 1 °C i rumstemperatur. Således blir inverkan på rumstemperaturen relativt stor. Det bör dock påpekas att värme överförs från de varmare våningarna till de kallare.

Oisolerade rör i rummen avger värme, vilket reducerar värmebehovet i rummet. Om t.ex. rördimensionen är DN25, rumshöjden 2,80 m och framlednings-/returtemperaturerna 50/35 °C (ungefär halva effektbehovet jämfört med DUT) och rumstemperaturen är 20 °C blir värmeavgivningen från rören till rummet cirka 120 W.

Detta kan vara cirka 40 % av effektbehovet i rummet.

Vi visar senare att det i äldre byggnader ofta praktiskt taget inte blir något tryckfall i de vertikala stammarna, eftersom själv-cirkulationen motverkar friktionsförlusterna. I dessa fall är det absolut viktigare att ta hänsyn till avkylning i oisolerade rör än att göra en tryckfallsberäkning.

Det här exemplet visar att vattnets avkylning i byggnader med stora rördimensioner har en stor betydelse. Detta fenomen ska kompenseras genom att flödena i radiatorer på de övre våningarna ökas.

I gamla höghus, i vilka takets u-värden är dåliga, väggarna kanske tilläggsisolerade och gamla fönster utbytta, finns det en stor skillnad i värmebehovet mellan mellanvåningarna och den översta våningen. Radiatorerna på mellanvåningarna är således ofta överdimensionerade jämfört med radiatorerna på den översta våningen, vilket ytterligare ökar de erforderliga radiatorflödena på den översta våningen.

22. DATORBERÄKNING AV INJUSTERING

Vid en datorbaserad injusteringsberäkning kan hänsyn tas till alla möjliga faktorer. Således:

1. Radiatorflödena beräknas efter beräknade värmebehov för utrymmena.
2. Vattnets avkylning i oisolerade rör beräknas så att flödet för varje radiator beräknas med den verkliga framledningstemperaturen och värmets som de oisolerade rören avger i rummen beräknas som ett negativt effektbehov för respektive rum.
3. Internvärmets beräknas som ett negativt effektbehov.
4. Vid tryckfallsberäkning tas hänsyn till själv-cirkulationen.

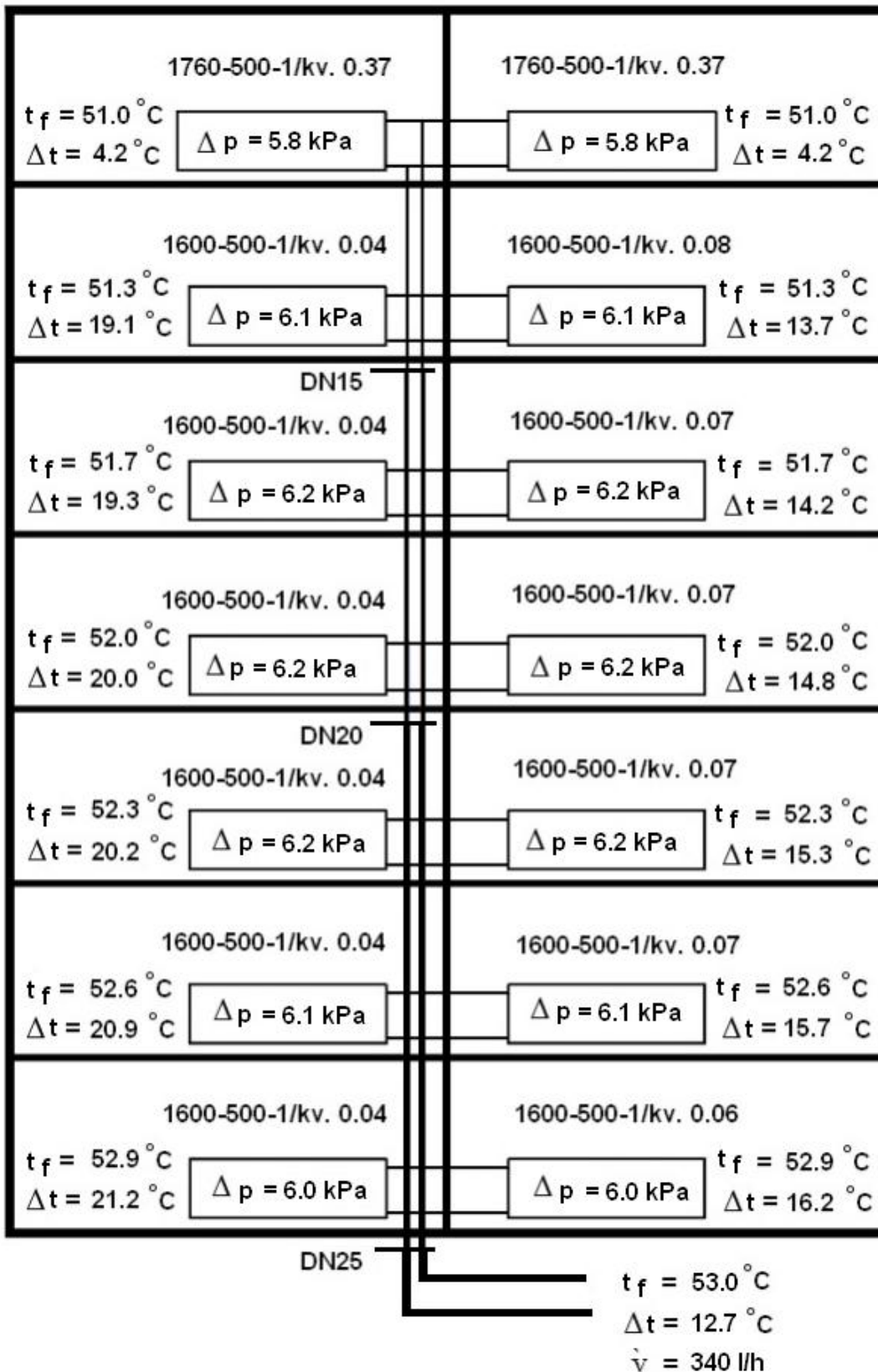
Granskning av statistik för några höghus gav till resultat att ett årssnitt på elförbrukningen i lägenheterna var cirka 28 kWh/m² bostadsyta. Detta ger i det här fallet en årlig medeleffekt på cirka 3,2 W/m² bostadsyta. Om vi granskar ett rum med en golvyta på 15 m² ger detta en medeleffekt på 48 W. Under uppvärmningsperioden är medeleffekten dock naturligtvis högre. Värmegenereringen som människor förorsakar ökar också internvärmets. I ett medelstort rum kan internvärmets troligen ligga på 70–80 W. Detta kan motsvara cirka 15 % av det maximala effektbehovet på mellanvåningarna i ett typiskt höghus.

I ett gammalt höghus, i vilket takets u-värde är relativt dåligt, täcker internvärmets en avsevärt mindre del av effektbehovet på den översta våningen jämfört med mellanvåningarna. När man således tar hänsyn till internvärmets i injusteringsberäkningen leder detta till jämnare rumstemperaturer.

Det lönar sig att beräkna injusteringen på en avsevärt högre utetemperatur än DUT, t.ex. vid halva effektbehovet jämfört med DUT, eftersom detta bättre motsvarar de genomsnittliga förhållandena under uppvärmningsperioden.

I figur 22.1 visas ett beräkningsresultat med programmet Jaconi (Tekno-Innovaatio Oy) för en vertikal stam i ett höghus byggt i början av 1970-talet. Beräkningen har gjorts vid utetemperaturen -3 °C, vilket motsvarar halva effektbehovet. I det här fallet är radiatorernas nominella effekter på den översta våningen endast 10 % högre än på mellanvåningarna, vilket inte motsvarar transmissionsförlusterna i taket. Detta leder till ytterst stora flöden i radiatorerna på den översta våningen, vilket ökar returtemperaturen i stammen.

Denna nackdel kompenseras dock delvis av följande. Vid höga utetemperaturer finns det bara ett värmebehov på den översta våningen och maxbegränsade termostater stänger ventilerna på mellanvåningarna, vilket leder till att framledningsvattnet avkyls kraftigt. De överstora flödena i radiatorerna på den översta våningen reducerar då vattnets avkylning och systemet fungerar med en lägre framledningstemperatur i det här läget.



Figur 22.1 Beräknade värden i en stam (\dot{V} är volymflödet i stammen, t_f är framledningstemperatur, Δt temperaturfallet i radiatorn eller i stammen och Δp tryckfallet över radiatorventilen).

Enligt figur 22.1 är temperaturfallet i stammen 12,7 °C. Vid DUT blir temperaturfallet då cirka 25 °C, vilket är typiskt i höghus efter injusteringen. Vidare är differenstrycket i radiatorventilerna praktiskt taget konstant eftersom självcirkulationen hjälper till. Temperaturfallet i radiatorerna på mellanvåningarna på den vänstra sidan är relativt höga på grund av att en del av värmeeffekten fås från de oisolerade rören.

I dessa radiatorventiler blir k_v -värdet cirka 0,04, vilket leder till ett förinställningsvärde på 1,0 (Danfoss RA-N). Noggrannare injustering skulle fås genom att använda lågflödesventiler på mellanvåningarna.

En sak som inte har diskuterats så mycket i Sverige är ojämn dimensionering av radiatorer. Ofta är detta kännetecknande för höghus i Finland, även om fallet som beskrevs i det föregående är en ytterlighet.

En orsak till radiatorernas ojämna dimensionering kan vara överdimensionering av radiatorerna på så sätt att luftomsättningens effektbehov har överskridits. När beräkningen av värmeförluster görs med korrekta (reducerade) luftflöden blir radiatorerna i detta läge mera överdimensionerade på mellanvåningarna eftersom effektbehoven på mellanvåningarna relativt sett reduceras mer än på översta våningen.

Egen erfarenhet har visat att när dessa anläggningar injusteras blir temperaturfallet vid DUT minst 25–30 °C och framledningstemperaturen ligger då oftast mellan 65–75 °C. För att nå ett högre temperaturfall, måste lågflödesventiler användas. Nyare system som har dimensionerats enligt 70/40 °C fungerar ofta efter injustering på lägre nivåer, t.ex. 60/35 °C.

När injusteringen beräknas baserat på en fullständig matematisk modellering (byggnad/rör/radiatorer) och kontrolleras med de tryckdifferensmätningar som beskrivs i kapitel 27 finns det inget behov av att mäta rumstemperaturerna vintertid. Framledningstemperaturkurvan kan också bestämmas baserat på beräkning, men en finjustering ska dock vid behov göras under uppvärmningsperioden.

Den största osäkerhetsfaktorn vid injustering som baserar sig på beräkning är värmebehovsberäkning, såsom beskrivs t.ex. av Kohonen et al (1985).

Det är således möjligt att klagomål i några lägenheter förekommer. Vid behov ska rumstemperaturerna i dessa lägenheter uppmätas. En för låg rumstemperatur kan t.ex. bero på oförutsedda skador på isoleringen. En vanlig orsak är också att det i en stor lägenhet endast bor en människa, vilket innebär att internvärmets är relativt lågt jämfört med andra lägenheter. Om radiatorkänsligheten är hög kan dessa problem vanligen åtgärdas genom att förinställningsvärdet för radiatorventilen höjs.

I mycket gamla hus finns det ofta stora osäkerhetsfaktorer i värmebehovsberäkningen. Dessa hus är också ofta försedda med självdragsventilation. Därför kan det vara nyttigt att uppmäta rumstemperaturer i alla lägenheter vintertid.

23. SYSTEMTEMPERATURER

Systemtemperaturerna som används eller har använts varierar från land till land. Allmänt kan man konstatera att systemtemperaturerna har sjunkit genom åren.

Ett exempel på systemtemperaturer är 80/60 °C, 60/40 °C och 55/45 °C. Dessa kallas för högflödessystem och är således konstruerade enligt högflödesprincipen. (Trüschel 2002)

I Tyskland använder man systemtemperaturerna 90/70 °C och 80/60 °C (Petitjean, 1995).

Systemtemperaturerna väljs baserat på teknisk och ekonomisk optimering. Av erfarenhet har man kommit fram till ett temperaturfall på 30 °C. Tidigare användes dock temperaturfallet 20 °C. De vanligaste dimensioneringstemperaturerna är 70/40 °C, 80/50 °C och 90/70 °C. (Seppänen 1995)

Av det föregående framgår att man vid dimensionering i Finland strävar efter högre temperaturfall över radiatorerna än i Sverige och Tyskland. Systemtemperaturerna som används har sedan länge varit 70/40 °C. En bidragande faktor som i Finland möjligtvis har lett till högre temperaturfall i radiatorsystemen är fjärrvärmens starka position.

24. KIRUNA-/LÅGFLÖDESMETODEN I SVERIGE

I Sverige dimensionerades radiatorsystem tidigare för temperaturerna 80/60 °C. Dessa radiatorer är ofta kraftigt överdimensionerade – t.o.m. 100 %. Ingenjör Östen Sandberg började redan på 1960-talet injustera överdimensionerade radiatorsystem i Kiruna så att han behöll den projekterade framledningstemperaturen, medan flödena reducerades så mycket att erforderliga effekter i radiatorerna förverkligades. Detta ledde till radikala slutresultat, vilket refereras i det följande.

Vid injustering till halva effekten har vi cirka 20 % av det projekterade flödet kvar, vilket innebär att friktionsförlusterna blir så gott som försumbara. Dessa förluster varierar i stort sett med kvadraten på flödet. Minskas flödet till $1/5$, så minskar tryckförlusterna till $1/25$. Pumpens effektbehov varierar i stort sett med kubiken på flödet och blir då cirka $1/125$ av tidigare effektbehov. (Andersson et al. 1988)

Enligt tabell (17.1) blir temperaturfallet 48 °C för en 80/60 °C-radiator när effekten reduceras till hälften. Om vi använder detta resultat kan det lätt beräknas att flödet reduceras till 20,8 % av det nominella värdet. Anderssons resultat (20 %) är således nästan exakt. Detsamma gäller för tryckförlusterna.

Vi ska studera närmare vad som i verkligheten händer med pumpens effektbehov. Vi antar att tryckförlusterna i hela systemet före lågflödesinjusteringen var 45 kPa, varav radiatorventilens andel är 5 kPa. När flödet reduceras till 20 % av det ursprungliga värdet blir tryckförlusterna i systemet (exklusive radiatorventil) 1,6 kPa. I den nya situationen måste vi välja en ny pump. De pumpar som finns på marknaderna producerar minst trycket 10 kPa eller något över. Således är det naturligt att differenstrycket 10 kPa för radiatorventiler väljs. Med dessa värden reduceras pumpeffekten till 5 % i samband med lågflödesinjusteringen.

Om vi antar att det genomsnittliga R-värdet i rörledningarna före lågflödesinjusteringen är 80 Pa/m, så är det efter injusteringen cirka 3,2 Pa/m. Det låga tryckfallet i rörledningarna ledde till att stamregleringsventilerna i dessa system blev onödiga.

Ofta är överdimensioneringen måttligare. Om överdimensioneringen av radiatorerna (80/60 °C) är 50 % blir den erforderliga effekten cirka 67 % av den nominella effekten. Med formel (18.2) kan man lätt visa, att om temperaturerna 80/40 °C väljs, så reduceras effekten till 67 %. Flödet reduceras då cirka till 33 % av det nominella värdet. Detta leder till att tryckfallet reduceras till cirka 10 % av det ursprungliga värdet.

Trüschel använder i sina analyser temperaturerna 70/30 °C och 80/40 °C, och kallar detta för lågflödessystem (Trüschel 1999, 2002).

Simuleringarna visar att termostatventiler ger bäst effekt i lågflödessystem eftersom radiatorernas känslighet för flödesändringar är störst i dessa system. Lägst returtemperatur erhålls också överlag i lågflödessystem, men samtidigt är dessa system känsligare för alltför öppna radiatorventiler, vilket kan leda till avsevärt högre returtemperaturer och stor spridning i rumstemperaturerna. Tryckstyrning av pump, låga rörtryckfall och ett injusterat högt differenstryck ökar inverkan av alltför öppna ventiler. (Trüschel 2002)

Det är verkligen möjligt att radiatorventilernas förinställningsvärden i stor omfattning höjs av obehöriga, vilket visas i referens (Trüschel 2005). Enligt min erfarenhet kan detta problem minskas om alla klagomål beträffande för låga rumstemperaturer efter injusteringen åtgärdas professionellt och utan dröjsmål.

Lågflödesinjustering av fastigheters radiatorsystem tillämpas på flera håll runt om i Sverige idag. Bland företagen som tillämpar metoden märks flera medlemsföretag i SABO, vilken är en intresse- och branschorganisation för de kommunägda bostadsföretagen. Bland dessa företag återfinns AB Bostäder i Borås. De tillämpar lågflödesinjustering i flertalet av fastigheterna. Medelvärdet för deras totala fastighetsbestånds årsmedelavkylning uppvisar historiskt sett 7–10 grader bättre avkylning av fjärrvärmevattnet än medelvärdet av samtliga fjärrvärmecentraler i Borås fjärrvärmesystem. (Petersson, Werner 2003)

Beträffande injustering har i Sverige häftigt diskuterats om nack- och fördelar mellan hög- och lågflödesmetoder. Den finska modellen som beskrivs närmare i följande kapitel kan kanske nämnas som mellanflödesmetod.

25. ERFARENHETER I FINLAND BETRÄFFANDE FLÖDESREDUCERING I BEFINTLIGA RADIATORSYSTEM

Rationell forskning angående injustering av befintliga radiatorsystem påbörjades i Finland på hösten 1985 i ett forskningsprojekt stött av Handels- och industriministeriet. De viktigaste resultaten har presenterats i slutrapporten av Kärkkäinen och Hörkkö (1988) och i en tidningsartikel (Kärkkäinen 1989).

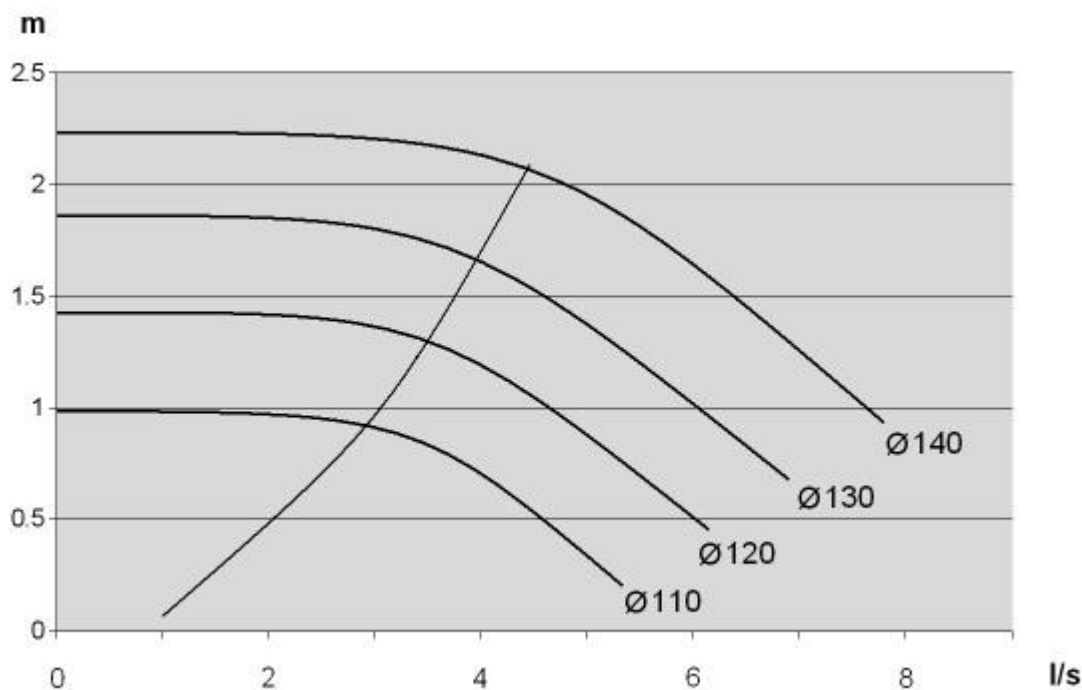
Tidpunkten för projektet var lyckad eftersom mikrodatorer på den tiden började komma i allmän användning. Utgångspunkten var att flödena i radiatorerna beräknades enligt utrymmens värmebehov. Ett BASIC-program som utförde detta skrevs baserat på formel (17.17).

Undersökningens centrala resultat var följande:

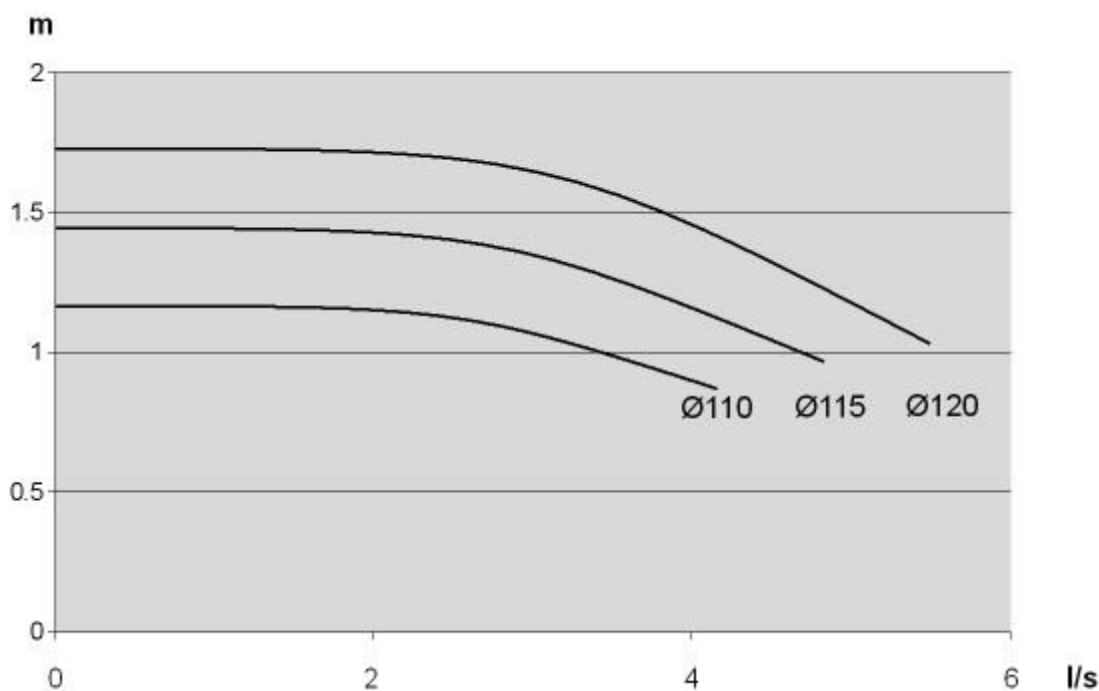
- Vid injustering av ett gammalt radiatorsystem ska det totala flödet ungefär halveras jämfört med det värde som ursprungligen användes vid projekteringen.
- I ett höghus måste det i radiatorerna på den översta våningen ofta användas stora flöden (temperaturfall 10–20 °C), medan flödena på mellanvåningarna blir relativt små (temperaturfall 30–40 °C) för att jämna rumstemperaturer ska nås. Dessa temperaturer gäller vid DUT.
- Den erforderliga pumpningseffekten reducerades i samband med injusteringen till 10–20 % av det ursprungliga värdet.

Det största problemet var i början kraftigt överdimensionerade radiatorpumpar jämfört med behovet. Pumptrycken i de höghusradiatorsystem som användes på den tiden i Finland var allmänt 40–70 kPa. Ett av de första radiatorsystemen som injusterades i projektet bestod av tre trevåningshus, där varje hus hade tre trappor och den totala byggnadsvolymen var 19 500 m³. Nya radiatorventiler installerades. För stamregleringsventilerna beräknades förinställningsvärden, fast tryckfallet var litet.

Tryckfallen över radiatorventilerna projekterades till ett värde på 3,5 kPa. I några radiatorer installerades mätuttag i ledningarna så att differenstrycket över radiatorventilerna kunde mätas. Samtidigt med injusteringen ersattes den gamla pannan med en ny fjärrvärmecentral som var försedd med en ny radiatorpump. Anläggningen startades efter installationen. I mätuttagen som var installerade mättes ett tryckfall på cirka 20 kPa, vilket naturligtvis ledde till stora ljudproblem. Tryckfallsberäkningen med flödet 3,3 l/s som hade beräknats i samband med injusteringen ledde till ett totalt tryckfall på cirka 12 kPa. Den enda möjligheten var att byta pumpmotorn (1 500 r/min) till en motor på 1 000 r/min med 140 mm löphjulsdiameter, vilket var den minsta på den tiden. Det uppmätta differenstrycket i radiatorventilerna var då cirka 7 kPa. Pumptrycket var således fortfarande cirka två gånger för högt (se figur 25.1), vilket också beräkningen visade. Pumpstillverkaren (Kolmeks) körde sedermera pumpkaraktistikor med mindre löphjul (110, 120 och 130 mm). Detsamma skedde också med mindre pumpdimensioner, av vilka karakteristikor för en pump visas i figur 25.2.



Figur 25.1 Karakteristikor för Kolmeks AKN-80/6-pump för några av de minsta löphjulen.



Figur 25.2 Karakteristikor för Kolmeks AKN 65/6-pump för några av de minsta löphjulen, vilka huvudsakligen behövs i höghusradiatorsystem efter injusteringen.

Nuförtiden väljs till radiatorsystemen vanligtvis en varvtalstyrd pump som minskar pumpningskapaciteten när radiatortermostaterna stryper. Dessa pumpar måste i befintliga höghus ofta ställas till minsta eller nästan minsta värden efter injusteringen, eftersom tryckfallet i värmeväxlaren och i rörledningarna ofta är mycket lågt.

Utvecklingen av injusteringen av radiatorsystem fortsatte i början av 1990-talet med ett nytt projekt stött av Handels- och industriministeriet (Kärkkäinen 1993). I projektet presenterades en för Finland ny injusteringsmetod (tryckdifferensmetoden, se kapitel 27). I ämnet fanns dock också en tidigare publikation (Kärkkäinen 1990).

I projektet injusterades 14 stora höghusradiatorsystem, vilka till största delen var typiska 1970-talsradiatorsystem.

I samband med projektet mättes bland annat tryckfallen i huvudledningarna. Det genomsnittliga R-värdet var 14 Pa/m och det genomsnittliga pumptrycket som behövdes var lite under 15 kPa. I radiatorventilerna valdes ett tryckfall på 4 kPa. I de flesta radiatorsystem var tryckfallet i huvudledningen så litet att injusteringen kunde göras utan stamregleringsventiler. Tryckfallet över de sämst gynnade radiatorventilerna valdes då till 4 kPa.

Det genomsnittliga R-värdet efter injusteringen kan i vissa system vara exceptionellt lågt eftersom man redan vid projekteringen har valt mycket stora rördimensioner. Efter injusteringen kan det genomsnittliga R-värdet i huvudledningen vara extremt lågt, t.o.m. 5 Pa/m (Kärkkäinen 1990).

Dessa projekt har bidragit till att injusteringsarbetet i befintliga byggnader i Finland under cirka femton års tid i stor omfattning har gjorts enligt tryckdifferensmetoden. Resultatet beträffande R-värden och de totala tryckfallen i radiatorsystemen är allmänt lika som visades i det föregående. Det totala tryckfallet i ett typiskt höghusradiatorsystem efter injusteringen är 12–16 kPa, när det för radiatorventilen används ett tryckfall på 4 kPa (se figur 25.2). Att det totala tryckfallet blir så lågt beror helt enkelt på att tryckförlusterna i en befintlig värmeväxlare och rörledningar avtar kvadratisk vid flödesreducering.

En central fråga är naturligtvis med vilka flöden de låga tryckfallen har nåtts. Såsom i kapitlet 23 konstaterades har målet i Finland länge varit att temperaturfallet i ett radiatorsystem vid DUT är 30 °C.

I ett typiskt gammalt höghus måste relativt stora flöden användas i den översta våningens radiatorer när flödena på mellanvåningarna genomsnittligt är sådana att temperaturfallet blir 30 °C eller något mer. Detta leder till att temperaturfallet vid DUT efter injusteringen i hela systemet vanligtvis är under 30 °C (se beräkningsexemplet i kapitel 22). I praktiken förekommer DUT ytterst sällan. Observationer vintertid vid halva effektbehovet visar ofta att temperaturfallet i injusterade radiatorsystem typiskt är 12–13 °C, vilket vid DUT leder till ett temperaturfall på cirka 25 °C.

De låga tryckfall som har redovisats i det föregående har således nåtts med flöden som kan karaktäriseras som normala eller t.o.m. lite högre än vad som i Finland allmänt strävas efter. Ett temperaturfall på cirka 40 °C i svenska lågflödessystem leder till avsevärt lägre flöden.

Konstruktörerna i Finland pratar allmänt om att ett R-värde på 50–80 Pa/m är bra som dimensioneringsunderlag. Att R-värdena efter injusteringen är så låga beror på det att en relativ liten överdimensionering av radiatorer leder till en radikal reduktion i tryckfallet.

Om det verkliga effektbehovet i ett rum är t.ex. 75 % av radiators 80/60 °C nominella effekt blir returtemperaturen cirka 45 °C om den projekterade framledningstemperaturen behålls (resultat fås lätt t.ex. med algoritmen (17.20)). Flödet reduceras då till cirka 43 % av det projekterade värdet.

Redan en måttlig överdimensionering har mycket positiva följder: returtemperaturen sjunker 15 °C från det projekterade värdet, vilket har en stor betydelse med hänsyn till avkylningen av fjärrvärme. Tryckförlusterna i värmeväxlaren och rörledningarna reduceras cirka till 18 % av det projekterade värdet, vilket avsevärt reducerar interaktiviteten mellan radiatorerna samt underlättar injusteringen.

I detta kapitel diskuterades de låga rörtryckfall och låga pumptryck som injusteringen medför. För ett oinjusterat radiatorsystem behövs avsevärt större flöden och pumpar för att systemet ska fungera alls. I följande kapitel diskuteras närmare de problem som för låga flöden i ett oinjusterat radiatorsystem kan orsaka.

26. SJÄLVCIRKULATION

Vi betraktar först ett typiskt injusterat radiatorsystem vid typiska vinterförhållanden, då utetemperaturen är t.ex. -5 °C . Framledningstemperaturen kan vara t.ex. 50 °C och returtemperaturen 35 °C . Densiteten för vatten vid motsvarande temperaturer är $988,1\text{ kg/m}^3$ respektive $993,8\text{ kg/m}^3$. Tryckskillnaden mellan framledning och retur förorsakad av densitetsskillnaderna blir då 56 Pa/m . Om R-värdet är 28 Pa/m blir det i verkligheten inget tryckfall i de vertikala ledningarna i det här fallet. I äldre injusterade radiatorsystem är R-värdet vanligtvis mycket under värdet 28 Pa/m .

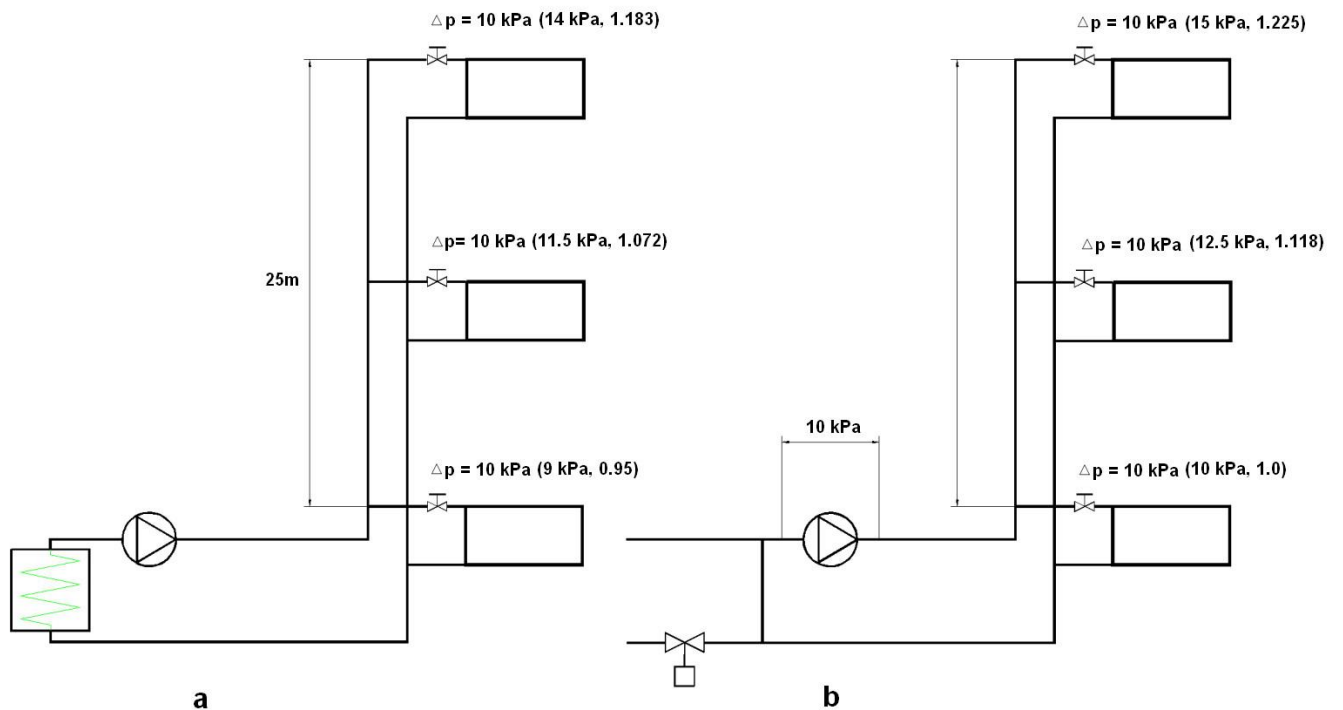
I ett lågflödessystem är temperaturskillnaden mellan framledning och retur vid låga utetemperaturer särskilt stor. Självcirkulationen kan då leda till icke önskvärda följder. I det följande refereras Stefan Petersson beträffande föreskrivet tryckfall över radiatorventilen:

Därför bör inte tryckfallet vara för stort då ljudproblem och reglerproblem kan förekomma. Det bör inte heller vara för lågt eftersom man vill begränsa inverkan från självcirkulation som förekommer p.g.a. vattens densitetsvariation till följd av uppvärmning. (Petersson 1998)

Självcirkulationen i ett radiatorsystem kan förorsaka problem om tryckfallet i värmeväxlaren är stort jämfört med tryckfallet i radiatorventilerna, eftersom flödena i radiatorerna på den nedersta våningen då kan minska för mycket.

Om höjdskillnaden mellan den första och översta våningen är 25 m och framledningstemperaturen är 80 °C (densiteten för vatten är $971,8\text{ kg/m}^3$) och returtemperaturen är 40 °C (densiteten för vatten är $992,2\text{ kg/m}^3$) åstadkommer självcirkulationen en drivande tryckdifferens på cirka 5 kPa .

Vi antar att R-värdet ursprungligen var 80 Pa/m . Om ett $80/60\text{ °C}$ -system efter injusteringen fungerar med temperaturerna $80/40\text{ °C}$ reduceras flödet till en tredjedel. Detta innebär att tryckfallet reduceras till cirka 10% av det ursprungliga värdet. Friktionsförlusterna i hela stammen blir endast cirka $0,4\text{ kPa}$, vilket anses försumbart i följande betraktelse.



Figur 26.1 Påverkan av självcirkulationen på tryckfallet över radiatorventiler i två olika typer av radiatorsystem i ett 80/40 °C-system. Värden inom parentes avser tryckskillnader vid DUT.

Vi studerar självcirkulationen av ett 80/40 °C-system vid DUT med hjälp av figur 26.1a. För enkelhets skull består systemet endast av tre radiatorer. Den mellersta radiatoren ligger precis mellan de två andra radiatorerna. Flödena genom radiatorerna är beräknade enligt 80/40 °C och förinställningsvärdena på radiatorventilerna är justerade så att de beräknade flödena förverkligas med differenstrycket 10 kPa över radiatorventilerna när värmets inte är på.

Det är helt klart att det totala flödet ökar när temperaturskillnaden mellan framledning och retur växer. Detta i sin tur leder till att tryckfallet i värmeväxlaren ökar, och således sjunker differenstrycket över radiatorventilen på den första våningen. Vi sätter som mål att flödet i denna radiator ska sjunka högst 5 % på grund av självcirkulationen vid DUT. Differenstrycket över denna radiatorventil blir då 9 kPa och det relativa flödet 0,95. Med det relativa flödet avses i detta sammanhang det verkliga flödet vid DUT jämfört med det projekterade flödet. Eftersom den totala tryckskillnaden förorsakad av självcirkulationen mellan den första och översta våningen är 5 kPa blir tryckskillnaderna över radiatorventilerna och de relativa radiatorflödena som visas i figur 26.1 a. Det relativa flödet vid DUT för hela systemet blir 1,068.

Radiatorventilens auktoritet definieras i detta arbete på följande sätt:

$$a = \frac{\Delta p}{\Delta p_p} \quad (26.1)$$

där Δp är tryckfallet över radiatorventilen och Δp_p är den totala tryckförlusten i hela kretsen, som i fall av figur 26.1a är lika med pumptrycket. Om radiatorsystemet är försedd med en pump som håller tryckskillnaden konstant mellan framledning och retur (figur 30.1), är Δp_p i formel (26.1) lika med tryckskillnaden mellan framledning och retur.

Vi antar att pumpkaraktistiken (figur 26.1 a) är alldeles flack. Då fås differenstrycket över radiatorventilen på första våningen, när man från pumptrycket subtraherar tryckfallet i värmeväxlaren med hänsyn till den relativa flödesökning som självkirkulationen medför. För att tryckfallet över radiatorventilen på den första våningen blir 9 kPa måste följande ekvation gälla:

$$\frac{10}{a} - 1.068^2 \left(\frac{10}{a} - 10 \right) = 9 \quad (26.2)$$

När a löses ur ekvationen fås till resultat $a = 0.58$. Radiatorventilens andel (10 kPa) av det totala tryckfallet måste således vara minst 58 % om kravet är att flödesreduceringen i första våningens radiator är högst 5 %. Det totala tryckfallet blir då cirka 17 kPa, av vilket värmeväxlarens andel är 7 kPa.

Om systemet är försett med en varvtalstyrd pump som håller tryckskillnaden mellan framledning och retur konstant blir tryckfallet över radiatorventilen i första våningen oförändrat när temperaturskillnaden mellan framledning och retur växer. I figur 26.1.b är radiatorkretsen shuntad med en tvåvägsventil. Tryckfallet över radiatorventilerna på undervåningen är konstant också i detta fall med en traditionell pump med en flack pumpkaraktistisk.

Av föregående betraktelse framgår att ett lågflödessystem kan konstrueras så att självkirkulationen inte förorsakar några problem. Självkirkulationen ökar flödena i radiatorerna på de översta våningarna, vilket motverkar den tilltagande avkylningen av framledningssvattnet vid avtagande utetemperatur. Självkirkulation är således en positiv sak.

Den föregående modellen är gjord med tre radiatorer för ett åttavåningshus. Ett större antal radiatorer förändrar inte slutresultatet mycket. På grund av självkirkulationen ökar radiatorflödena och avkylningen i radiatorerna blir lite mindre jämfört med det projekterade värdet. Detta har en mycket liten betydelse.

I det föregående diskuterades självcirkulationen i ett lågflödessystem (80/40 °C). Självcirkulationen kan förorsaka stora problem i oinjusterade radiatorsystem också med lägre projekterade temperaturfall efter byte av värmecentral (värmeväxlare) i äldre byggnader. I Finland är det tillåtet att dimensionera ett tryckfall på 20 kPa för värmeväxlaren (sekundärsidan). Om radiatorventilerna är helt öppna eller inte har någon förinställning alls skapar det dimensionerade flödet nästan inget tryckfall i radiatorventilerna. Situationen förvärras ytterligare på grund av möjliga kortslutningar (inga radiatorventiler alls i trapphusen). När konstruktören använder ett stort tryckfall för värmeväxlaren (18–20 kPa) kan denne t.ex. välja en pump som skapar trycket 40 kPa. Eftersom motståndet i radiatorventilerna är mycket litet går nästan hela pumptrycket åt till värmeväxlaren. När det totala flödet vid avtagande utetemperatur på grund av självcirkulationen ökar blir differenstrycket över radiatorventiler noll först i källarvåningen, och när utetemperaturen sjunker ytterligare kan även radiatorerna på den första våningen svalna.

Ett bra exempel på det här fenomenet observerades i ett område (Lauste) i Åbo under uppvärmningsperioden 1993–1994. Nya värmecentraler hade installerats under år 1993 i hela området. Dimensioneringsunderlaget för värmeväxlarna på sekundärsidan var 80/50 °C och tryckfallet över värmeväxlarna hade valts till 18 kPa. Vid låga utetemperaturer under uppvärmningsperioden 1993–1994 började radiatorerna i källare och även några radiatorer på första våningen i höga hus (nio våningar) att svalna. Rörentreprenören kallades till plats. Några kalla radiatorer togs loss och spolades, men det hjälpte inte. Jag fick uppdraget att utforska saken. Tryckdifferensmätningar i huvudledningen mellan framledning och retur visade noll. Självcirkulation var således orsaken till problemen. De värst drabbade lägenheterna utrustades med elradiatorer. Nya radiatorventiler installerades i hela området 1994 och en injusterings utfördes, vilket naturligtvis löste dessa problem.

När en ny värmecentral installeras i ett oinjusterat radiatorsystem ska således ett högt flöde, ett relativt högt pumptryck och ett måttligt tryckfall över värmeväxlaren väljas. Nuförtiden används nästan enbart varvtalsstyrda pumpar. Efter injusteringen kan pumptrycket då avsevärt reduceras, vilket oftast leder till relativt goda slutresultat i de nya förhållandena, fastän radiatorpumpens maxeffekt då är flerfaldigt större än behovet.

27. TRYCKDIFFERENSMETODEN

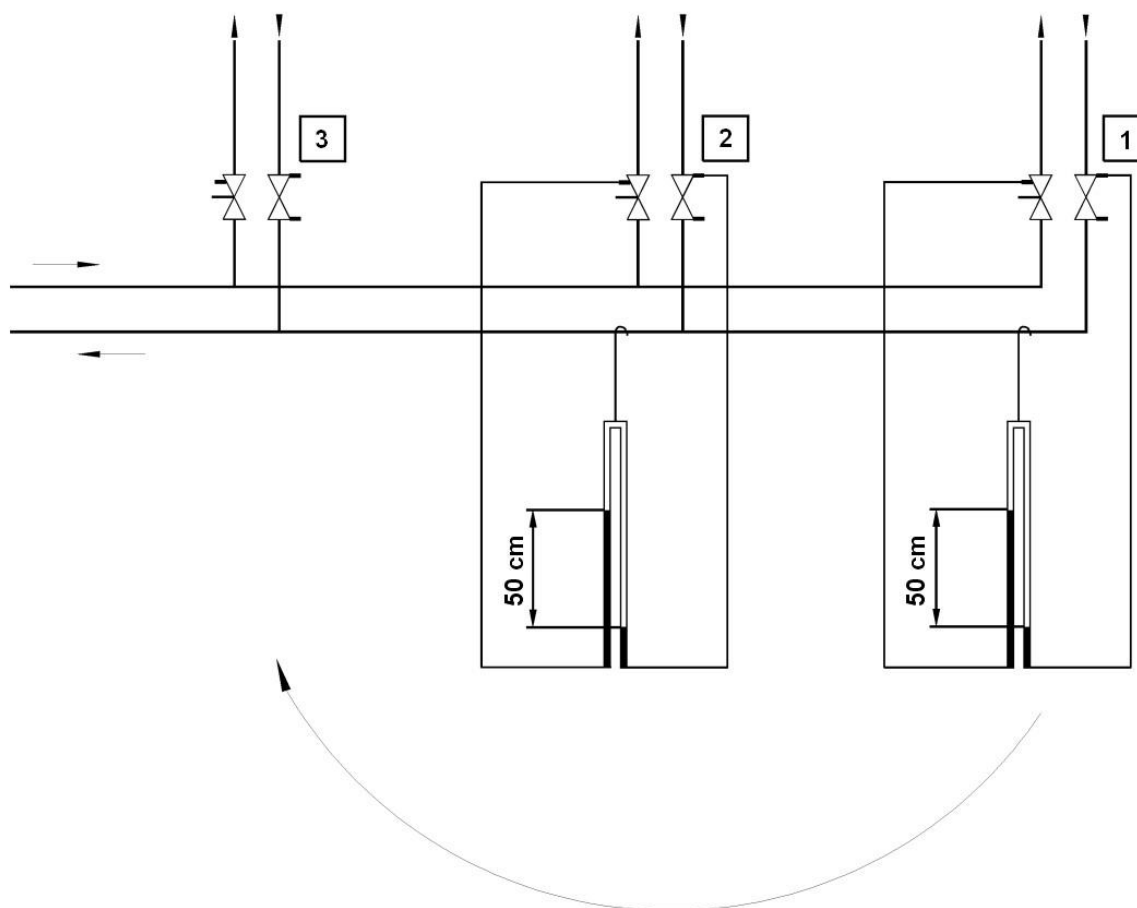
Författaren av den här avhandlingen började redan i slutet av 1980-talet att göra injusteringar av stamregleringsventiler så att differenstrycket mellan framledning och retur i varje stam injusterades till ett projekterat värde. Det har visat sig att denna princip är känd sedan länge i Sverige (Mandorff, 1962). I boken redovisas dock inte den relativa mätmetod som visas i detta kapitel. Injustering av stamregleringsventiler kan då lätt göras baserat på mätningar. Om inga ritunderlag för rörledningarna finns är detta förfarande mycket användbart.

Som i kapitel 25 visades blir tryckfallet i rörledningarna efter injusteringen ofta en bråkdel av det värde som ursprungligen har använts vid projekteringen. Detta leder till att tryckfallet i rörledningar i hus med korta horisontala ledningar (t.ex. ett höghus med en trappa) ofta blir nästan obefintligt jämfört med tryckfallet som kan användas i radiatorventilen. *I dessa fall bör injusteringen göras helt utan stamregleringsventiler.*

I större äldre hus med 3–5 trappor är det beräknade tryckfallet från värmecentralen till den sista radiatoren ofta högst 3–4 kPa. I dessa fall kan injusteringen också göras utan stamregleringsventiler när radiatorventilernas förinställningsvärden beräknas baserat på rörsystemets tryckfallsberäkning. En planerlig funktion av radiatorsystemet ska i detta fall kontrolleras med tryckdifferensmätningar mellan framledning och retur. Även radiatorsystem som består av flera hus hör ofta till denna kategori. *Ledningarna förnyas ibland mellan husen, vilket med nya, eventuellt mindre rördimensioner utan stamregleringsventiler leder till problem.*

Injusteringsmetoden som beskrevs i det föregående kallas i Finland för tryckdifferensmetoden (direkt översättning från finska). Metoden beskrivs mer utförligt i följande avsnitt.

27.1 Balansering av vertikala stammar



Figur 27.1 Balansering av vertikala stammar enligt tryckdifferensmetoden.

Om rördimensionerna är okända kan förinställningsvärdena på stamregleringsventiler inte beräknas på förhand. I detta fall kan injustering av stamregleringsventilerna göras enligt figur 27.1. En manometer fästs först mellan fram- och returledningen i den sista stammen (1) av en gren och en annan manometer i följande stam (2). Stamregleringsventilen i stammen (2) justeras så att bägge manometrar visar samma värde. Därefter flyttas manometern från stam (1) till stam (3) och stamregleringsventilen i denna stam injusteras så att bägge manometrarna visar samma värde igen. Balanseringsarbetet fortsätts på samma sätt med ventilen som ligger närmast pumpen. Om systemet består av flera grenar injusteras stammarna i varje gren och till sist balanseras varje gren enligt samma princip.

Det tillgängliga differenstrycket i stammarna efter balanseringen är ofta högre än det projekterade differenstrycket. Om värmeledningspumpen är en traditionell pump med ett konstant varvtal ska löphjulets diameter reduceras. Pumptrycket är proportionellt mot cirka kvadraten på löphjulets diameter, och likaså tryckfallen över enskilda komponenter i en pumpkrets. Således kan den rätta diametern för löphjulet beräknas ur följande samband:

$$D_2 = D_1 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}} \quad (27.1)$$

där D_1 är löphjulets gamla diameter, Δp_1 är det tillgängliga differenstrycket i stammarna efter balanseringen och Δp_2 är det projekterade differenstrycket för stammarna.

Nuförtiden finns det vanligen en varvtalsstyrd pump i ett värmesystem. Efter injustering av stamregleringsventilerna ställs pumpen så att det projekterade differenstrycket mellan framledning och retur i en stam förverkligas.

Balanseringsprincipen som visas i figur (27.1) är en proportionell metod, men den är inte den kända proportionalmetoden eller kompensationsmetoden, som är en förbättring av proportionalmetoden. Dessa metoder beskrivs bland annat i följande referenser: European Standard EN 14336 (2005), Petitjean (2004 s. 313-327), Jablonowski (1994). Vid tillämpning av tryckdifferensmetoden bör differenstrycket som uppmäts vara lika stort i varje stam i ett balanserat system. Detta gör tillämpning av proportionalprincipen enkelt.

Med tillämpning av proportionalmetoden måste man under balanseringsarbetet beräkna s.k. flödeskvoter, vilket utgår om kompensationsmetoden tillämpas. Vid tillämpning av kompensationsmetoden bör flödet i referensventilen under balanseringsarbetet hållas lika med det projekterade flödet med hjälp av partnerventilen. Det behövs således en extra injusterare, vilket inte är nödvändigt vid användning av tryckdifferensmetoden.

Av föregående framgår, att balansering enligt figur 27.1 är mycket enkelt jämfört med proportionalmetoden och kompensationsmetoden. En stor fördel är också, att stamregleringsventilens noggrannhet inte har någon betydelse. Det bör dock nämnas, att om det finns ritunderlag för rörledningarna lönar det sig, att beräkna stamregleringsventilernas förinställningsvärden enligt tryckdifferensmetoden så att den sämst gynnade stamregleringsventilen är helt öppet. Ju noggrannare stamregleringsventilen då är desto bättre förverkligas de projekterade flödena i stammarna. Se närmare i detta kapitel, avsnitt 3.

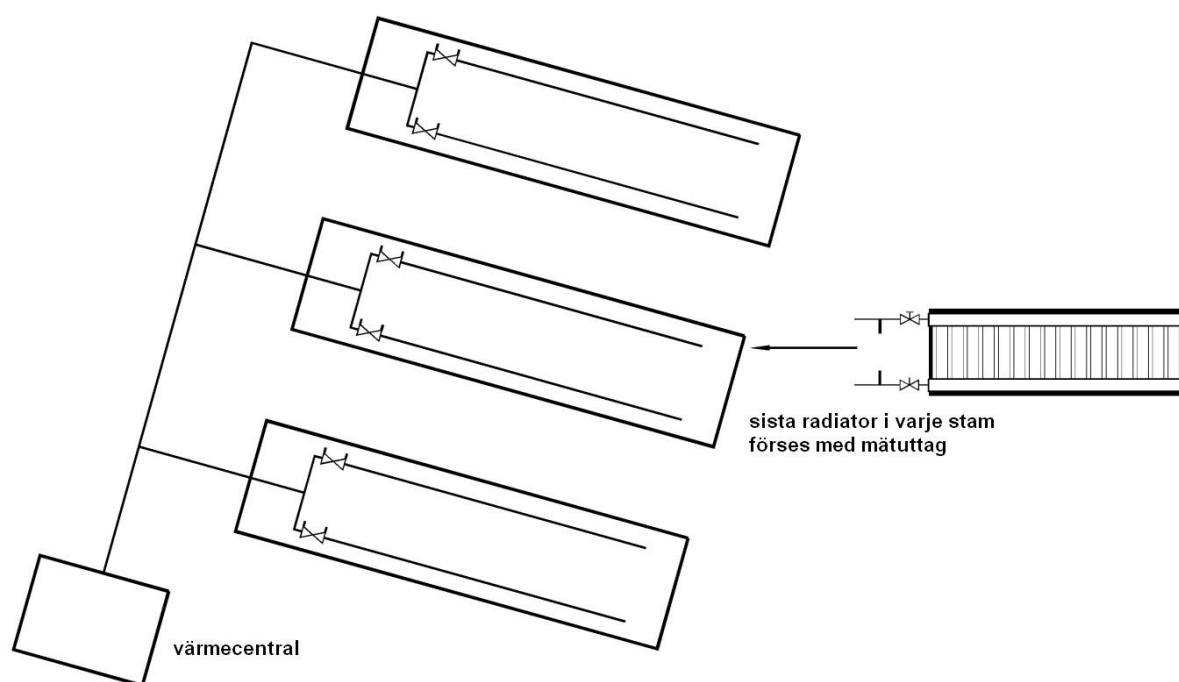
Av figur 27.1 framgår att när injustering av stamregleringsventilerna görs baserat på tryckdifferensmetoden, så behövs det ett mätuttag på tilloppssidan i varje stam. Det är nyttigt att differenstrycket mellan framledning och retur vid behov kan uppmätas även senare, till exempel om ett störande ljud uppstår när differenstrycket över radiatorventilen är för högt.

Att det i stammar på tilloppssidan monteras en avstängningsventil med ett mätuttag eller en avtappningskran samtidigt som stamregleringsventiler installeras måste bli ett myndighetskrav.



Bild 27.1 Balansering av radiatorsystem enligt tryckdifferensmetoden

27.2 Balansering av horisontella stammar



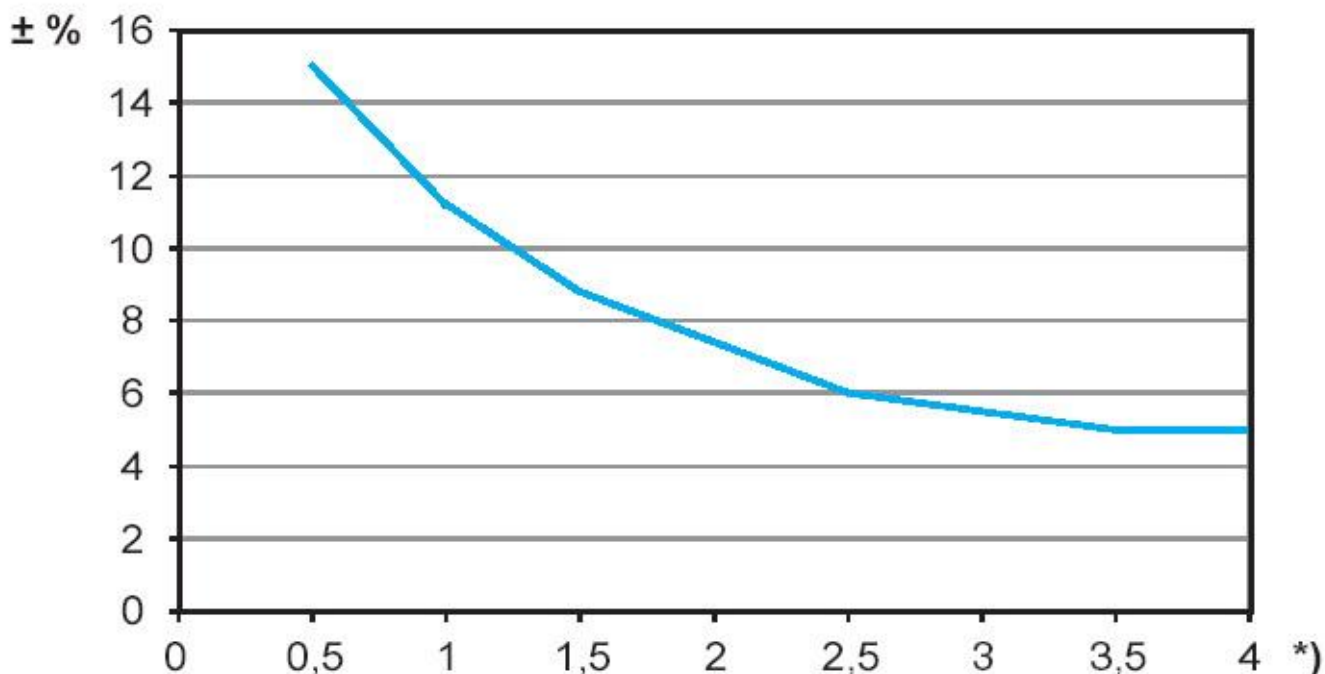
Figur 27.2 Typiska horisontella stammar i ett radhus balanseras med hjälp av mätuttag som är monterade i den sista radiatoren i varje stam.

I figur 27.2 visas ett typiskt radiatorsystem i ett radhus. I detta fall görs balanseringen av stamregleringsventilerna så att det tillgängliga differenstrycket för den sista radiatoren i varje stam blir lika. Annars går balanseringen till såsom beskrevs i föregående avsnitt.

27.3 Beräkning av förinställningsvärden för stamregleringsventiler

Finns det dokument för rörledningarna är det meningsfullt att beräkna förinställningsvärdena för stamregleringsventilerna på förhand. Vid tillämpning av tryckdifferensmetoden lämnas den sämst gynnade ventilen i helt öppet läge och stamregleringsventilernas förinställningsvärden beräknas så att det tillgängliga differenstrycket för varje stam blir lika. Hur bra vi lyckas med detta beror på stamregleringsventilens noggrannhet. En annan felfaktor är naturligtvis felet i tryckfallsberäkningen.

Det finns två faktorer som förorsakar att ventilens k_v -värde avviker från det värdet som beräknas för ventilen: tillverkningstoleranser och gradering för visning. Det maximala felet som tillåts för stamregleringsventilerna är enligt referensen (Standard BS 7350:1990) $\pm 18\%$ för en ventil med en öppningsgrad på 25 % och $\pm 10\%$ för en helt öppen ventil. Tillverkningstoleranser som funktion av förinställningsvärdet för en ventiltyp, publicerade av ventilens producent, visas i figur 27.3. I tabell 27.1 visas k_v -värden/förinställningsvärden för en stamregleringsventil.



Figur 27.3 Det maximala relativa felet som funktion av förinställningsvärdet i en TA-STAD stamregleringsventil (Tour & Andersson AB, 2010).

Förinst.värde	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
K_v -värde	0,60	1,03	2,10	3,62	5,30	6,90	8,00	8,70

Tabell 27.1 Förinställningsvärden/ k_v -värden för stamregleringsventil TA-STAD DN25 (Tour & Andersson AB, 2010).

Av figur 27.3 framgår att felmarginalen minskar när ventilens öppningsgrad tilltar. För en exakt bedömning av felet måste man veta ventilens förinställningsvärde. Vi betraktar en stam med dimensionen DN25 och flödet 300 l/h, vilket är ett bra exempel på ett injusterat äldre höghus. Vi antar att tryckfallet över ventilen är 4 kPa. Om flödet är 300 l/h blir k_v -värdet 1,5 (formel 21.1). Enligt tabell 27.1 ligger förinställningsvärdet då någonstans mellan 1,0–1,5. Enligt figur (27.3) är felet då cirka 10 %.

Som ett annat exempel studerar vi ett modernt radiatorsystem som vanligtvis dimensioneras så att R-värdet ej överstiger 50 Pa/m. Om R-värdet är 40 Pa/m blir flödet cirka 500 l/h. Vi antar att tryckfallet över ventilen är 6 kPa. Dessa värden leder till ett k_v -värde på 2,04, vilket motsvarar ett förinställningsvärde på cirka 1,5. I det här fallet är felet enligt figur 27.3 lite över 8 %.

Även om stamregleringsventilen kan injusteras kontinuerligt förorsakar graderingen för en digital visning också ett fel. Vi betraktar ventilens (TA-STAD DN 25) förinställningsvärde på ett område runt 1,5. När förinställningsvärdet ändras från 1,0 till 2,0 blir differensen i k_v -värdet 2,59. Under ett varv finns 10 förinställningsvärden, således är förändringen mellan två värden genomsnittligt 0,259 i k_v -värdet, vilket vid förinställningsvärdet 1,5 (k_v -värde 2,10) relativt sett är cirka 12 %. Hälften av detta är 6 %, vilket är felet som graderingen för visning i detta läge i värsta fall förorsakar. Om vi gör motsvarande betraktelse med förinställningsvärdet 2,0 blir felet cirka 4,4 %.

Dessa betraktelser visar att det verkliga k_v -värdet i en stamregleringsventil som värst kan avvika med cirka ± 15 % från det värde som används i beräkningarna.

För att utreda vilket fel avvikelsen i stamregleringsventilens k_v -värde förorsakar vid beräkningen av flödet i hela stammen behövs följande betraktelser.

I kapitel 22 och 26 visades att det vid typiska vinterförhållanden finns i vertikala stammar approximativt inget tryckfall. Radiatorventiler och stamregleringsventilen kan således i detta fall betraktas som seriekopplade motstånd. Med hjälp av formel (20.1) fås då följande uttryck för stammens totala k_v -värde:

$$k_{vt} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_{vb}^2} + \frac{1}{k_{vr}^2}}} \quad (27.2)$$

där k_{vb} är stamregleringsventilens k_v -värde och k_{vr} är summan av radiatorventilernas k_v -värden.

Med hjälp av formel (20.1) kan visas att följande samband gäller:

$$\frac{\Delta p_b}{\Delta p} = \frac{k_{vr}^2}{k_{vb}^2} = r \quad (27.3)$$

där Δp är tryckfallet över radiatorventilen och Δp_b är tryckfallet över stamregleringsventilen. Med hjälp av formel (27.3) fås ur formel (27.2) följande samband:

$$k_{vt} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_{vb}^2} + \frac{1}{rk_{vb}^2}}} \quad (27.4)$$

där r är det förhållandet (tryckfall över stamregleringsventil/tryckfall över radiatorventil) beräknat med de projekterade värdena.

Vi antar att det i stamregleringsventilens k_v -värde finns en relativ avvikelse (f_v) i förhållande till det beräknade värdet. Av ekvation (27.4) fås då följande samband:

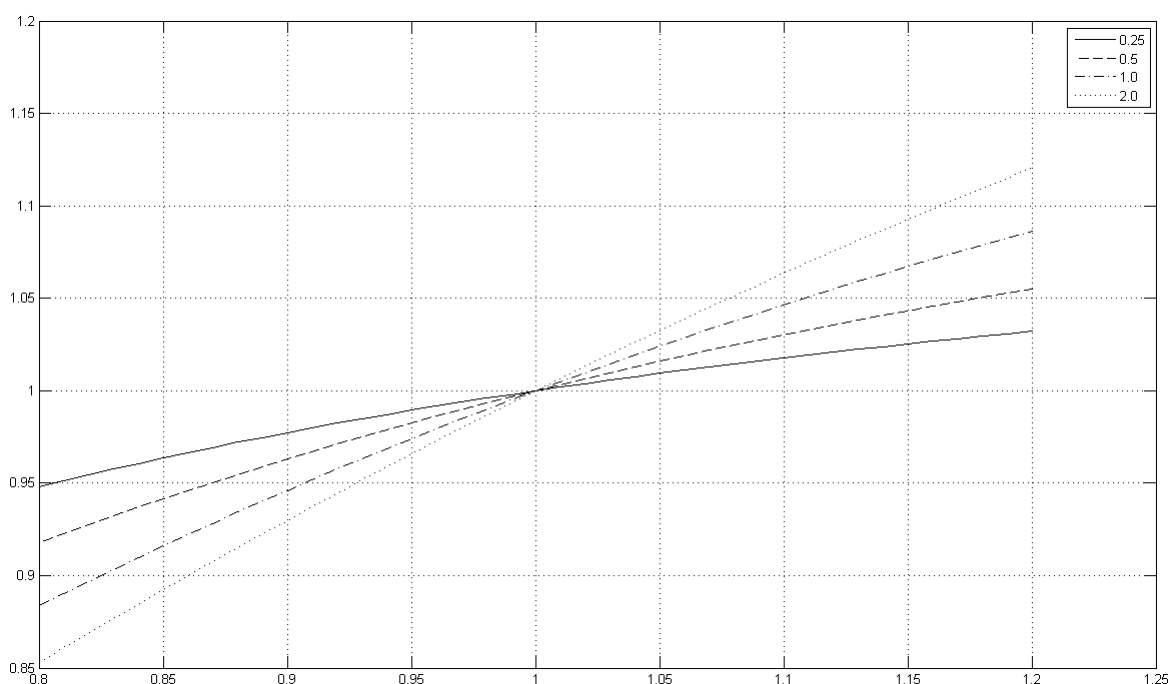
$$k_{vt} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{f_v^2 k_{vb}^2} + \frac{1}{rk_{vb}^2}}} \quad (27.5)$$

Ekvation (27.4) beskriver då det totala beräknade k_v -värdet för stammen, medan felet i stamregleringsventilens k_v -värde är med i ekvation (27.5). När vi dividerar ekvation (27.5) med ekvation (27.4) får vi följande ekvation:

$$S_a = f_v \sqrt{\frac{r+1}{r+f_v^2}} \quad (27.6)$$

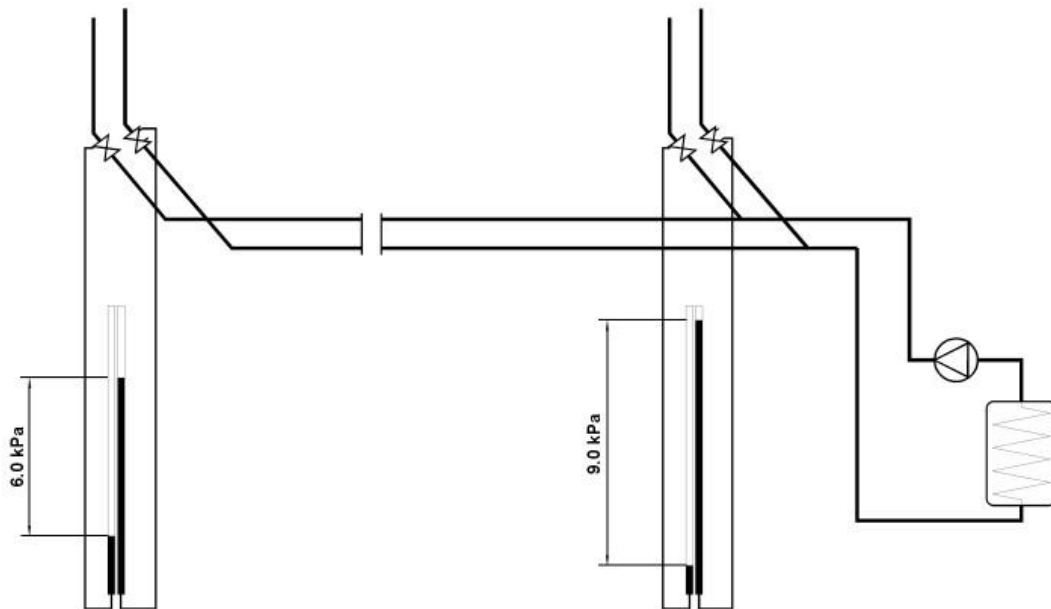
där S_a är förhållandet mellan det verkliga k_v -värdet och det beräknade k_v -värdet för en stam.

Med hjälp av formel (27.6) har kurvorna i figur 27.4 beräknats.



Figur 27.4 Felet i stammens k_v -värde som avvikelsen i stamregleringsventilens k_v -värde medför. Parametern är (förhållandet (tryckfallet i stamregleringsventilen/tryckfallet i radiatorventilen)).

När alla radiator- och stamregleringsventiler är satta till de beräknade värdena, systemet är luftfritt och pumpen är i gång, så är det första steget att pumpen ställs i rätt läge. Vid tillämpning av tryckdifferensmetoden ställs en varvtalsstyrd pump in så att det projekterade differenstrycket mellan framledning och retur i den sämst gynnade stammen uppstår (figur 27.5). Vi kan därefter lätt uppmäta det tillgängliga differenstrycket i huvudledningen i den stam som ligger närmast pumpen (figur 27.5). Om detta värde motsvarar ungefär det beräknade värdet har tryckfallsberäkningen gått perfekt. Felet i stammarnas flöden som beräkningen medför beror således bara på felet i stamregleringsventilen. Detta fel kan avläsas ur figur 27.4.



Figur 27.5 De mätningar som behövs för att kontrollera att ett radiatorsystem fungerar planenligt när förinställningsvärdena på stamregleringsventilerna är beräknade på förhand.

Om t.ex. felet i stamregleringsventilens kv-värde är $\pm 15\%$ och förhållandet mellan tryckfallet i stamregleringsventilen/tryckfallet i radiatorventilen är 0,5 blir felet i stammens flöde cirka $\pm 5\%$ (figur 27.4).

I ett modernt relativt stort radiatorsystem kan tryckfallet i huvudledningen bli högre, t.ex. 6 kPa. Då blir tryckfallet 6 kPa i stamregleringsventilen som ligger närmast pumpen. Vi antar att tryckfallet i radiatorventilen är 6 kPa och felet i stamregleringsventilens kv-värde kan reduceras till $\pm 10\%$. Enligt formel (27.6) förverkligas flödet i stammen som ligger närmast pumpen, då med en noggrannhet på cirka $\pm 5\%$. I andra stammar är noggrannheten naturligtvis ännu bättre.

Således kan, med en noggrann stamregleringsventil, injustering av stamregleringsventilerna göras med bra noggrannhet baserat på beräkning. Det behövs bara en differenströcksmätning för att pumpen kan injusteras och en mätning till så att det verkliga tryckfallet i huvudledningen kan kontrolleras.

Det kan hända att det i tryckfallsberäkningen finns ett fel. Vi antar att tryckfallet i huvudledningen är 25 % högre än det beräknade värdet 6 kPa. Om pumpen ställs så att det projekterade differenströcket 6 kPa i den sämst gynnade stammen förverkligas blir differenströcket i huvudledningen vid stammen som ligger närmast pumpen 13,5 kPa. Fel i tryckfallsberäkningen förorsakar då en flödesökning på cirka 6 % i denna stam. Om temperaturerna på en radiator i den här stammen är t.ex. 50/35 °C blir känsligheten enligt formel (19.11) 0.37. Således förorsakar ett fel på 25 % i tryckfallsberäkningen en effektökning på cirka 2.2 % i den här radiatoren.

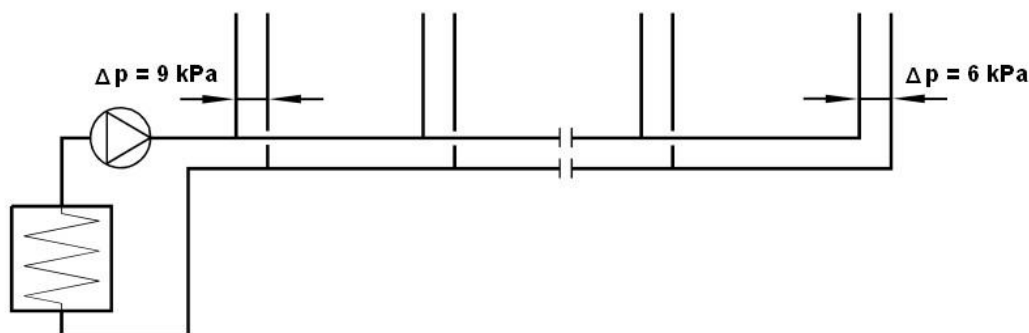
På grund av låga hastigheter i rör har böjar i tryckfallsberäkningen nästan ingen betydelse. Tryckfallet i rör är approximativt omvänt upphöjd fem proportionell mot rördiametern. Särskilt i gamla rör kan därför det verkliga tryckfallet bli högre än det teoretiskt beräknade tryckfallet. Det är således vettigt att sätta vissa påslag på rörlängder vid tryckfallsberäkningen.

I ett stort radiatorsystem kan det finnas tiotals stamregleringsventiler. Nuförtiden utförs vanligtvis mätningar i alla ventiler. Fördelen med den här idén som presenterades i detta avsnitt är att mätningsarbetet kan minimeras och goda resultat nås. Konstruktören kan då själv göra mätningarna eller i alla fall övervaka mätningsarbetet noggrant.

27.4 Injustering utan stamregleringsventiler

I vissa äldre höghus ursprungligen dimensionerade för själv-cirkulation är det totala tryckfallet i huvudledningen obefintligt. Ofta är fallet nästan så även i nyare höghus med ett trapphus. Uppmätta värden efter injusteringen: Bostads AB Jägaregatan 11, Helsingfors: 0,1 kPa; Bostads AB Hepokuja 9, Vanda: 0,4 kPa (Kärkkäinen 1993). I dessa fall kan man konstatera att användning av stamregleringsventiler bara försämrar radiatorsystemets egenskaper (värmeledningspumpens elförbrukning ökar och interaktiviteten mellan radiatorerna växer, vilket leder till ökad värmeenergiförbrukning och ljudproblem blir sannolikare).

När det totala tryckfallet i huvudledningen ökar t.ex. till ett värde på 3 kPa kan injusteringen fortfarande göras utan stamregleringsventiler. I det här fallet kan hela huset betraktas som en stam och förinställningsvärdet för radiatorventilerna beräknas baserat på en tryckfallsberäkning för rören. Differenstryckmätningarna görs då så som visas i figur 27.6.



Figur 27.6 Differenstrycket vid kontrollpunkterna mäts när injusteringen görs utan stamregleringsventiler.

Först uppmäts differenstrycket mellan framledning och retur i den punkt där det är teoretiskt minst och pumpen injusteras så att det projekterade differenstrycket nås där. Därefter mäts differenstrycket i den stam som ligger närmast pumpen. Det är fördelaktigt att använda en varvtalsreglerad pump som håller trycket konstant mellan framledning och retur. Användning av lågflödesventiler i den här tillämpningen förbättrar möjligheten att göra injustering av enskilda radiatorer noggrant. Förutsättningen är naturligtvis att radiatorventiler fungerar ljudmässigt perfekt också vid tryckdifferensnivåer 9-10 kPa.

En kritisk fråga kan dock ställas. Vad gör man om tryckfallet i huvudledningen avviker från det beräknade värdet? Vi antar att tryckfallet i huvudledningen är t.ex. 50 % högre än det beräknade värdet på 3 kPa. Differenstrycket i stammen som ligger närmast pumpen blir då 10,5 kPa istället för det beräknade värdet på 9 kPa. Flödena i radiatorerna i denna stam är då cirka 8 % högre än de projekterade flödena.

Vi betraktar en 70/40 °C-radiator i denna stam. Vid halva effektbehovet, som väl motsvarar normala vinterförhållanden, är den teoretiska framledningstemperaturen 47,7 °C. Radiatorkänsligheten i dessa förhållanden enligt formel (19.11) är 0,41. Således blir effektökningen av den här radiatoren +3,3 % som en följd av ett fel på 50 % i tryckfallsberäkningen.

Om injusteringen beräknas så att den lilla tryckförlusten i huvudledningen stryps med stamregleringsventiler förorsakar stamregleringsventilen alltid ett fel i stammens flöde som visat i föregående avsnitt. Detta fel utgår om injusteringen beräknas utan stamregleringsventiler.

I det följande visas ett konkret exempel med ett typiskt hus med stora radiatorer och rördimensioner. Huset injusterades under sommaren 2009. Injusteringsberäkningen gjordes med Jaconi-programmet.



Bild 27.2 Bostads AB Lilla Tavastgatan 5, Åbo.

Bostads AB Lilla Tavastgatan 5, Åbo

- byggvolym 13900 m³
- byggår 1969

Uppgifter beträffande injustering

- dimensionerande utetemperatur -26 °C
- beräknad tilloppstemperatur vid DUT 64 °C
- beräknad returtemperatur vid DUT 41 °C
- radiatorsystemets beräknade flöde 5 970 l/h
- huvudledningens längd 40 m, från sista stammen till stammen som ligger närmast pumpen.
- det uppmätta tryckfallet i huvudledningen mellan dessa punkter 1 kPa.
- det genomsnittliga R-värdet mellan dessa punkter blir då 12,5 Pa/m.

Stamregleringsventilernas dimension är huvudsakligen DN 32 (invändig rördiameter 36 mm), i vilka det beräknade flödet genomsnittligt är 373 l/h.

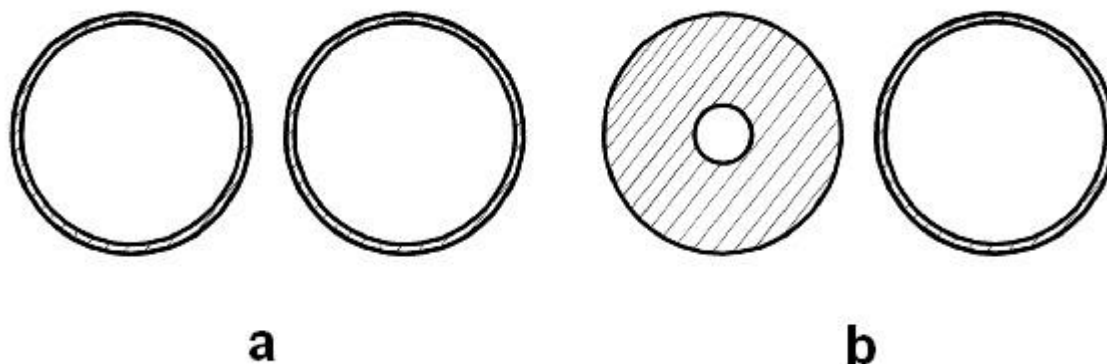
Vi antar att flödet 373 l/h i stammarna (DN 32) uppmäts med en strypfläns så att differenstrycket över flänsen är 3 kPa, vilket allmänt anses som minimetryckfall vid flödesmätningar med stamregleringsventiler. Stryporganets hålärea (m²) kan beräknas enligt (Bigélius et al 1974, 1:21) ur följande samband:

$$A_{op} = \frac{\dot{V}}{\alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}} \quad (27.7)$$

där \dot{V} är volymflödet (m³/s), α är genomströmningstal, Δp är differenstrycket över stryporganet (Pa) och ρ är vattnets densitet (kg/m³). Vidare får vi stryphållets diameter d_{op} av följande samband:

$$d_{op} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{op}}{\pi}} \quad (27.8)$$

Om vi för genomströmningstalet väljer ett värde på 0,6 blir stryphållets diameter 9,5 mm. Enligt diagram (Bigélius et al 1974, 1:21) är genomströmningstalet rätt valt och håldiametern blir således 9,5 mm.



Figur 27.7 A: tvärsnitt av en stam DN 32 med en kulventil på tillotts- och retursidan. B: tvärsnitt av en stam med en strypfläns på retursidan med ett tryckfall på 3 kPa och flödet 373 l/h.

När vi gör en flödesmätning av en stam med hjälp av en stamregleringsventil är hålet naturligtvis inte runt som i en strypfläns. Dock är hålets area ungefär lika stor som visas i figur 27.7 b och stryphållet i ventilen kan ligga närmare rörbotten. I gamla höghus finns ofta mycket korrosionsprodukter i horisontella stamledningar, vilket möjligen kan öka felet vid mätningen.

När injustering av byggnaden som visas i figur 27.1 görs enligt tryckdifferensmetoden så att differenstrycket över radiatorventilerna är 8 kPa och pumpen ställs så att detta differenstryck i den sämst gynnade stammen uppstår blir det tillgängliga differenstrycket i stammen närmast pumpen 9 kPa. Vi antar vidare att ingen tryckfallsberäkning i huvudledningen har gjorts. Då överskrids radiatorflödena i denna stam med 6 % av det projekterade värdet. I princip blir flödesvariationerna ± 3 % på grund av denna approximation. Att tryckfallet i huvudledningen nästan inte har någon betydelse förverkligas i detta fall fast systemet (temperaturfallet vid DUT är 23 °C) nästan kan betraktas som ett högflödessystem. Vi reducerar flödet så att framledningstemperaturen höjs till 70 °C. Med algoritmen (17.20) blir returtemperaturen då cirka 38 °C. Temperaturfallet i detta radiatorsystem förändras då från 23 °C till 32 °C, tryckfallet i huvudledningen halveras ungefär från det gamla värdet 1,0 kPa och tryckfallet i rörledningarna har ingen betydelse.

Av föregående betraktelse framgår att även i ett relativt stort höghus bör injusteringen i vissa fall göras utan stamregleringsventiler. Det nästan konstanta differenstrycket över alla radiatorventiler som förverkligas utan stamregleringsventiler förstörs avsevärt om returledningarna i stammarna förses med stamregleringsventiler och flödena uppmäts med hjälp av dem, se närmare kapitel 29, avsnitt 1.

28. NOGGRANHET AV FLÖDESMÄTNINGAR

För att flödet med hjälp av en stamregleringsventil ska kunna mätas pålitligt rekommenderas ett minimitryckfall på 3 kPa för stamregleringsventilen (Petitjean 1995). Vi betraktar ett vanligt fall: ventilen DN25 TA-STAD med flödet 500 l/h och differenstrycket 3 kPa. För ventilen blir k_v -värdet enligt formel (20.1) då 2,9. Enligt tabell 27.1 ligger förinställningsvärdet då mellan 1,5 och 2,0, och felet enligt figur 27.3 är då cirka 8 %. Med flödet 300 l/h, vilket är vanligt i äldre byggnader, leder motsvarande betraktelse till en felmarginal på cirka 10 %. I ventiler som ligger närmare pumpen blir förinställningsvärdena lite mindre och således växer också felet något. Av det föregående kan vi dra slutsatsen att i stamregleringsventiler ligger felmarginalen mellan 8–10 % vid typiska låga flöden. Vi kan dock förbättra noggrannheten om ventildimensionerna reduceras, vilket dock är ganska ovanligt.

Om det uppmätta tryckfallet är exakt och mätaren visar precis det projekterade flödet kan flödet i värsta fall avvika ± 10 % av det projekterade flödet. Varje injusterare vet dock att det är svårt att få exakt det projekterade flödet vid mätningen. Detta beror på att graderingen i visningen inte är oändligt litet. Allmänt tillåts ett mätfel på ± 10 %, vilket vi använder i det följande. Således består det totala maximala felet vid flödesmätningarna av följande faktorer:

- tillverkningstoleranser ± 10 %
- tillåtet mätfel ± 10 %

- det totala felet maximalt ± 20 %

29. EN JÄMFÖRELSE MELLAN METODERNA

I detta arbete kallas den metod som baseras på tryckdifferensmätning över det kända motståndet i en stamregleringsventil för flödesmätningssmetoden, vid jämförelse med tryckdifferensmetoden.

En stor fördel med tryckdifferensmetoden i jämförelse med flödesmätningssmetoden är, att information som behövs vid flödesmätningar (identifiering av den stam som uppmäts: det projekterade flödet för stammen, ventilens dimension och typ) behövs inte. Man kan säga, att inga papper behövs när injusteringen av stamregleringsventiler görs enligt tryckdifferensmetoden (figur 27.1). Om tryckdifferensmetoden tillämpas så att förinställningsvärdena på stamregleringsventilerna beräknas på förhand (kapitel 27, avsnitt 3) ska förinställningsvärdena sättas enligt ritningarna på samma sätt som vid tillämpning av flödesmätningssmetoden. Dock mätningarna som behövs kan snabbt och lätt utföras (figur 27.5). Om det finns ett för stort fel i tryckfallsberäkningen ska alla stamregleringsventiler då finjusteras enligt figuren 27.1. Dock förändringarna är vanligtvis så små, att det räcker att injustering görs med en manometer.

Tryckdifferensmetoden erbjuder också vissa tekniska fördelar som beskrivs i de följande avsnitten närmare.

29.1 Förverkligandet av de projekterade differenstrycken över radiatorventilen efter mätningarna

För radiatorventilerna beräknas förinställningsvärdena baserat på differenstrycket över radiatorventilen. Således: ju bättre det projekterade differenstrycket över radiatorventilerna förverkligas, desto bättre förverkligas de projekterade flödena i radiatorerna.

I kapitel 22 och 26 visades teoretiskt att det tillgängliga differenstrycket över alla radiatorventiler i en vertikal stam praktiskt taget kan vara konstant. Detta har också bekräftats med mätresultat.

I några höghus som var med i forskningen installerades mätuttag i källaren och på den översta våningen, så att differenstrycket över radiatorventilerna kunde uppmätas. Vid utetemperaturer mellan 0 till -5 °C visade mätningarna att det tillgängliga differenstrycket över radiatorventilerna i en vertikal stam var praktiskt taget konstant. På grund av själv-cirkulation kan det tillgängliga differenstrycket vid låga utetemperaturer till och med vara högre på den översta våningen än i källaren. I Bostads Ab Loukeenari uppmättes tryckfall på $-1,3$ kPa i en vertikal stam vid en utetemperatur på cirka -15 °C. (Kärkkäinen 1993)

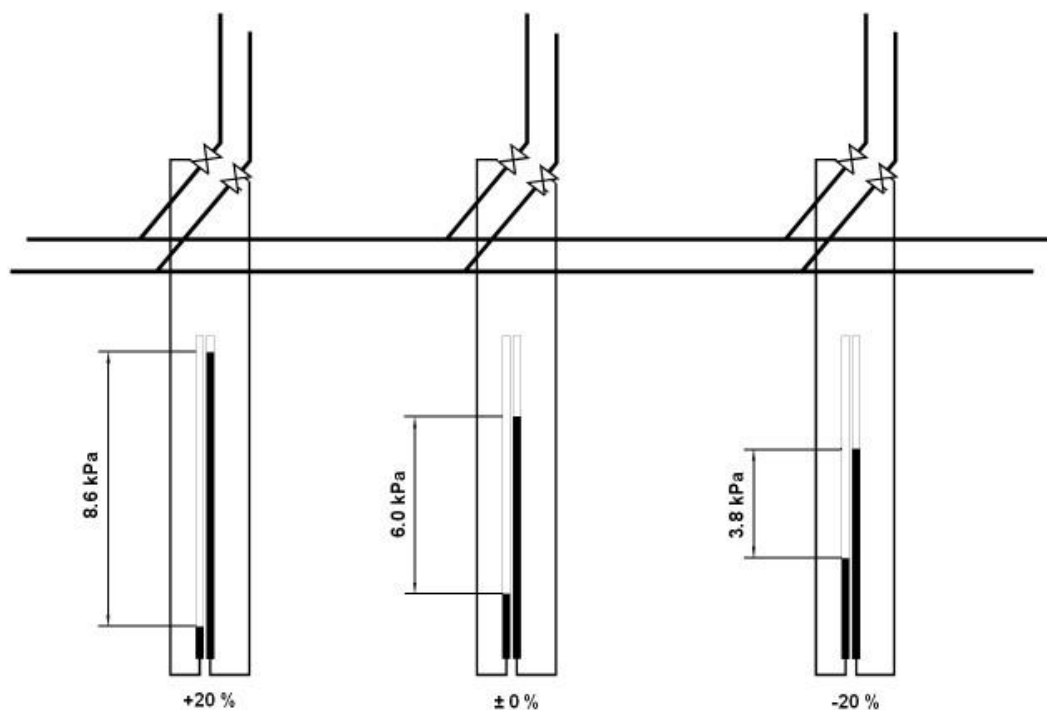
Om det inte finns något tryckfall i rören kan hela motståndet i radiatorventilen och delsystemet (en stam) jämföras med ett elsystem. Tryckfallet i radiatorventilen motsvarar spänningen (U) och radiatorflödena elströmmar (A) i apparater. Utifrån det föregående resonemanget kan man säga att huvudprincipen för tryckdifferensmetoden liknar det tänkande som används inom elteknik.

I radiatorventilerna avviker de verkliga k_v -värdena från de beräknade k_v -värdena, liksom i stamregleringsventilerna. I praktiskt beräkningsarbete beräknas med hjälp av ett datorprogram k_v -värdena för radiatorventiler och det närmaste värdet som kan injusteras väljs. Detta utgör en felkälla, vilket även tillverknings-toleranserna gör.

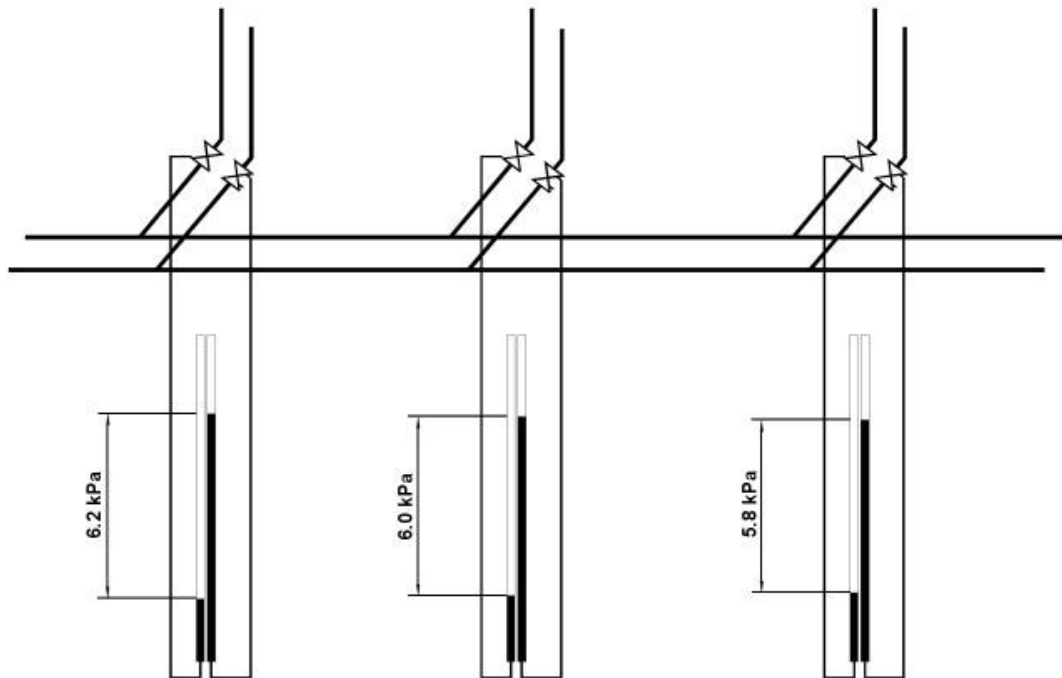
De k_v -värden som används för radiatorventiler är fastställda utifrån mätningarna. Varje dokumenterat k_v -värde representerar ett medelvärde av en relativt stor mängd utförda mätningar om detta arbete görs på ett korrekt (vetenskapligt) sätt.

Utifrån det föregående närmar sig summan av de verkliga k_v -värdena statistiskt sett summan av de beräknade k_v -värdena när antalet radiatorventiler i en stam växer mot ett oändligt stort värde, vilket är utgångspunkten för den följande teoretiska betraktelsen.

Vi antar i följande betraktelse att summan av radiatorventilernas k_v -värden i en stam totalt sett exakt motsvarar de beräknade värdena och att det inte finns något tryckfall i rören. Det projekterade flödet i stammen skapar naturligtvis det projekterade differenstrycket över radiatorventilerna. Vi antar att det projekterade tryckfallet över radiatorventilerna är 6 kPa. Eftersom tryckfallet är kvadratisk proportionellt mot flödet, och flödet i en stam efter flödesmätningarna kan avvika med $\pm 20\%$ från det projekterade värdet, blir spridningen i tryckfall över radiatorventilerna 3,8–8,6 kPa (se figur 29.1). Om injusteringen av stamregleringsventilerna görs baserat på tryckdifferensmetoden, exempelvis genom att använda en vattenmanometer, kan det tillgängliga differenstrycket i stammarna lätt injusteras med en noggrannhet på $\pm 0,2$ kPa. Resultatet blir så som visas i figur 29.2.



Figur 29.1 Variationer i de tillgängliga differenstrycken i stammarna efter flödesmätningar.



Figur 29.2 Variationer i de tillgängliga differenstrycken i stammarna efter balansering enligt tryckdifferensmetoden.

När vi jämför figur 29.1 och 29.2 kan vi se att radiatorventilernas tryckfall efter flödesmätningarna kan avvika ganska mycket från de projekterade tryckfallen efter injustering med flödesmätningmetoden. När vi injusterar stamregleringsventilen så att det uppmätta differenstrycket över radiatorventilerna uppnår det projekterade värdet, så utgår en felkälla (felet i stamregleringsventilens k_v -värde).

I det föregående diskuterades gamla hus med relativt stora rördimensioner. I allmänhet förekommer tryckfall i stammar och tryckfallsberäkning ska göras. Om det inte finns något fel i tryckfallsberäkningen och injusteringen görs så att det projekterade differenstrycket mellan framledning och retur efter stamregleringsventilen uppstår, så förverkligas det projekterade differenstrycket över alla radiatorventiler. Det är möjligt, att det verkliga tryckfallet i rör är högre än det beräknade tryckfallet. Då förverkligas det projekterade differenstrycket i radiatorer som ligger nära stamregleringsventilen, men i radiatorventiler längst bort från stamregleringsventilen blir differenstrycket för litet när injustering görs enligt figur 27.1. Flödesmätningmetoden avlägsnar inte problemet med felet i tryckfallsberäkningen, men radiatorerna som ligger längst bort från stamregleringsventilen får dock mer korrekt flöde än vid tillämpning av tryckdifferensmetoden enligt figur 27.1. Om tryckdifferensmetoden tillämpas så att differenstrycket uppmäts över det sämst gynnade radiatorventilen i stammen, enligt figuren (27.2), får alla radiatorer minst det projekterade flödet. Den balanseringsprincip som visas i figuren (27.2) har blivit mycket populär i radhus i Finland.

I följande tabell visas några mätresultat av differenstrycken mellan framledning och retur i byggnader som är injusterade enligt flödesmätningmetoden (Kärkkäinen 1993). Mätningarna utfördes bara i några enstaka stammar.

	Största och minsta uppmätta tryckfall mellan framledning och retur
Bostads Ab Kaarenpeikko 14 Vanda	17,5 kPa och 7 kPa
Bostads Ab Kaarenpeikko 15 Vanda	10,4 kPa och 4,9 kPa
Fastighets Ab Hiirakkotie 3 Vanda	12 kPa och 4,8 kPa

Tabell 29.1 Största och minsta uppmätta differenstryck mellan framledning och retur i stammarna i några radiatorsystem som är injusterade enligt flödesmätningmetoden.

Av fastigheter som visas i tabell 29.1 finns det följande referens:

Det hade förekommit störande ljud i radiatorventiler efter injusteringen, och pumptrycket var cirka trefaldigt större än behovet (Kärkkäinen 1993).

Det är nödvändigt att förklara föregående referens. Radiatorflödena är sannolikt beräknade enligt 80/60 °C-tabellen. Om utgångspunkten är att flödena beräknas utifrån utrymmenas värmebehov så att temperaturfallet vid DUT blir cirka 25 °C, så reduceras vanligtvis flödena i genomsnitt till cirka hälften i motsvarande byggnader, vilket har varit utgångspunkten för bedömningen av pumptrycket (se kapitel 25).

Mätresultaten som visas i tabell 29.1 uppmättes under normal drift vintertid. Uttemperaturen är inte dokumenterad. Stora flöden ökar interaktiviteten, vilket i driftssituationen ökar variationerna av differenstrycken mellan stammarna.

Således är variationer av differenstrycken mellan framledning och retur i stammarna efter uppmätning av flödena (utan termostater) sannolikt mindre än de som visas i tabell 29.1.

Av resultaten som visas i tabell 29.1 kan dock följande slutsats dras: stora flöden ökar interaktiviteten mellan radiatorerna till följd av relativt kraftigt varierande differenstryck mellan framledning och retur i stammarna, vilket i sin tur lätt leder till ljudproblem.

I tabell 29.2 visas några mätresultat av ett radiatorsystem som är injusterat enligt tryckdifferensmetoden.

Hus	Differenstrycket mellan framledning och retur, kPa									Medelvärde
11	11,1	11,4	11,5	10,6	10,9	12,1	12,2	11,6	11,5	11,4 kPa
12	8,6	9,6	9,6	9,8	10,0	7,4				9,2 kPa
13	9,0	9,2	9,4	8,9	8,1	9,2				8,9 kPa

Tabell 29.2 Mätresultat av ett radiatorsystem i Åbo som är injusterat år 2005 enligt tryckdifferensmetoden. Mätningarna gjordes 27.4.2010.

Mätningarna av radiatorsystemet som visas ovan gjordes på våren 2010 vid utetemperatur på cirka 10 °C vid halvmolnigt väder. Några svårtillgängliga stammar uppmättes inte, men antalet uppmätta stammar är minst över 80 % av alla stammar. Av någon anledning var en stamregleringsventil i huset 12 nästan stängd och differenstrycket mellan framledning och retur i den här stammen visade ett värde på 1.8 kPa. Detta mätresultat är inte med i tabell 29.2. Av mätresultat kan man se, att det genomsnittliga differenstrycket mellan framledning och retur i huset 11 är högre än i husen 12 och 13. Detta beror på det, att efter injustering har rörledningarna mellan husen 11 och 12 byts ut till en mindre rördimension. Rörsträckan mellan värmecentralen och den sämst gynnade stammen är cirka 130 m. I radiatorkretsen finns det ingen värmeväxlare utan kopplingen är enligt figuren 30.2. Pumptrycket vid dimensionerade flödet är cirka 12 kPa och pumpkaraktistikan är mycket flack.

29.2 Beträktelser beträffande beräkning av förinställningsvärden för stamregleringsventiler

I kapitel 27, avsnitt 3 diskuterades beräkningen av förinställningsvärden för stamregleringsventiler i fråga om tryckdifferensmetoden. Proceduren är lika med flödesmätningmetoden, dock med undantaget att i det här fallet är den sämst gynnade stamregleringsventilen inte öppen. Förhållandena (tryckfallen i stamregleringsventilerna/tryckfallet i radiatorventilen) blir således högre. Enligt formeln (27.6) växer då felet i stammens flöde som följd av felet i stamregleringsventilens k_v -värde. Ett genomsnittligt högre tryckfall i stamregleringsventilerna leder också till mindre förinställningsvärden och således till lite sämre noggrannhet (figur 27.3).

29.3 Interaktivitet, elförbrukning och ljudproblem

Vid användning av flödesmätningmetoden är det totala tryckfallet högre och radiatorventilens auktoritet mindre jämfört med tryckdifferensmetoden. Detta har följande konsekvenser:

- interaktiviteten mellan radiatorerna blir större, vilket ökar värmenergianvändningen
- värmeledningspumpens elförbrukning blir lite högre
- differenstrycket över radiatorventilerna ökar mer vid kraftig flödesreducering, vilket lättare kan leda till ljudproblem

Allmänt anses att differenstrycket över stamregleringsventilen måste vara minst 3 kPa för att flödet ska kunna uppmätas pålitligt. Jämfört med det totala tryckfallet (12–16 kPa) i ett typiskt injusterat finskt höghusradiatorsystem (se kapitel 25) är detta tillägg inte så mycket. Energiförbrukningen kan som följd av detta öka cirka 20 %. Inte heller ökar interaktiviteten så mycket på grund av ett extra tryckfall på 3 kPa, om det totala tryckfallet exempelvis är 15 kPa.

Situationen blir helt annorlunda om radiatorsystemet är utrustat med en varvtalstyrd pump som håller tryckskillnaden konstant mellan framledning och retur. Om tryckfallet i huvudledningen är mycket litet jämfört med tryckfallet över radiatorventilen närmar sig radiatorventilens auktoritet ett värde på 1 (formel 26.1). Detta gäller även om det är fråga om en shuntkoppling (figur 26.1 b) med en traditionell pump som har en flack karakteristik. I dessa fall försvinner interaktiviteten mellan radiatorerna nästan helt om tryckdifferensmetoden tillämpas. Om vi däremot stryper stamregleringsventilerna med 3 kPa stör vi denna önskvärda situation. Utifrån det föregående resonemanget kan man konstatera att ett radiatorsystem, beträffande interaktivitet, kan som bäst jämföras med ett elsystem, om inga onödiga strypningar med stamregleringsventiler görs.

Vi studerar vidare ljudproblem som strypning av den sämst gynnade stamregleringsventilen kan medföra. Ett hus som injusterades sommaren 2009 utrustades med en pump med konstant varvtal: Kolmeks AL-1066/6, löphjulsdiameter 113 mm. Med det projekterade flödet på 1,7 l/s var pumptrycket cirka 16 kPa och även praktiskt taget konstant ned till nollflödet. De nya radiatorventilerna som installerades var av typ Danfoss RA-N. Innan termostaterna installerades uppmättes ett differenstryck på 5 kPa på det sämst gynnade stället samt 6 kPa i den stam som låg närmast värmecentralen. I början av uppvärmningsperioden klagade en boende flera gånger på ljudproblem med sovrummets radiator. En differenstrycksmätning i källaren mellan framledning och retur visade ett värde på lite under 13 kPa. I det motsvarande sovrummet kunde man höra ett svagt ljud precis intill radiatoren. Av föregående kan man se att nästan hela pumptrycket vid vissa lägen kan gå till radiatorventilen – således också det extra tryckfall på 3 kPa som flödesmätningssmetoden medför. Detta kan leda till att den kritiska tröskeln överskrids och ljudproblem uppstår.

Jag valde Danfoss RU-N-lågflödesventiler till åtta radiatorsystem under 2009. Observationerna och mätningarna som gjordes i några av dessa radiatorsystem under uppvärmningsperioden 2009/2010 visade att ljud kunde höras när differenstrycket över radiatorventilen var cirka 6 kPa. Redan ett differenstryck på cirka 8 kPa över radiatorventilen orsakade störande ljud. Ljudproblem som denna ventil lätt orsakar kan dock hanteras vid låga rörtryckfall med hjälp av en varvtalsstyrd pump. Om exempelvis rörtryckfallet i huvudledningen är 2 kPa och det till radiatorventilen väljs ett tryckfall på 4 kPa hanteras ljudproblemet under alla förhållanden om pumpen ställs in så att tryckskillnaden mellan framledning och retur blir cirka 6 kPa. Om vi i dessa fall stryper även den sämst gynnade stamregleringsventilen med 3 kPa måste vi ställa in pumpen så att det tillgängliga differenstrycket till huvudledningen blir 9 kPa. I det läge då flödet reduceras kraftigt kan en tryckskillnad på 8 kPa i radiatorventilerna uppstå och ljudproblem är oundvikliga.

De här exemplen visade att påståendena i början av det här avsnittet också har en praktisk betydelse.

29.4 Byggnader utan värmeritningar

För äldre byggnader fattas ofta värmeritningarna, men planritningarna finns. I dessa byggnader blir injusteringen avsevärt lättare vid tillämpning av tryckdifferensmetoden jämfört med flödesmätningmetoden.

Den viktigaste uppgiften vid injusteringen är att radiatorflödena beräknas efter utrymmens värmebehov. Således ska radiatorernas typer och dimensioner utredas med bostadsbesök. I ett höghus är radiatorerna på mellanvåningarna vanligtvis likadana, vilket underlättar arbetet avsevärt. I äldre byggnader är stamledningarna ofta dolda och således kan rördimensionerna inte dokumenteras.

Radiatorventilernas förinställningsvärden beräknas i detta fall med en konstant framledningstemperatur och med ett konstant differenstryck, och injustering av stamregleringsventiler görs enligt kapitel 27, avsnitt 1. Framledningstvattnets avkylning i stammarna kan naturligtvis inte beräknas. I praktiken har dock goda resultat uppnåtts genom vissa påslag för de beräknade värmebehoven för utrymmena på den översta våningen.

I vissa fall kan det på plats konstateras att rördimensionerna i huvudledningen är så stora att tryckfallet i hela rörsystemet är obefintligt och injusteringen ska således göras utan stamregleringsventiler.

29.5 Kontroll av störningsfaktorer i radiatorer och radiatorventiler

När vi använder tryckdifferensmetoden, injusteras det tillgängliga differenstrycket i varje stam på det projekterade värdet. Tryckdifferensmätningar mellan framledning och retur visar inte om t.ex. några radiatorventiler är igensatta.

Vissa förespråkare för flödesmätningar hävdar att flödena med hjälp av stamregleringsventiler måste uppmätas för att eventuella igensättningar i radiatorventiler och luft i radiatorerna skulle kunna upptäckas. Detta är inte möjligt, eftersom det verkliga k_v -värdet i en stamregleringsventil kan avvika $\pm 15\%$ av det beräknade värdet, se närmare kapitel 27, avsnitt 3.

Vi antar att förinställningsvärdena för stamregleringsventilerna har beräknats noggrant baserade på flödesmätningmetoden, och beräkningen motsvarar med matematisk noggrannhet verkligheten med undantaget av en stam. Vi antar att det i den här stammen beräknade tryckfallet, både över radiatorventilerna och över stamregleringsventilen, är lika, och det tillgängliga differenstrycket i huvudledningen mellan framledning och retur precis motsvarar det beräknade värdet. Om k_v -värdet i den här stamregleringsventilen avviker med -15% från det beräknade värdet och radiatorventilerna i den respektive stammen är så igensatta att summan av radiatorventilernas k_v -värden är reducerad med -15% , så, ger mätningen av differenstrycket över stamregleringsventilen i den här stammen således precis det projekterade värdet.

Vi betraktar närmare en verklig stam som vi utforskade tidigare (figur 22.1). Flödet i radiatorventilerna med förinställningsvärdet 1,0 (Danfoss RA-N) vid differenstrycket 6 kPa är cirka 10 l/h. Av det totala flödet i stammen (340 l/h) är 51 l/h 15 %. Således kan fem radiatorventiler i den här stammen vara helt igensatta och tryckfallsmätningen i stamregleringsventilen motsvarar precis det projekterade värdet om endast en felfaktor (avvikelse i stamregleringsventilens k_v -värde) har nått sitt negativa maxvärde.

Av det föregående kan följande slutsats dras: trots att radiator- och stamregleringsventilernas förinställningsvärden har beräknats med största noggrannhet, så kan igensättningar i radiatorventilerna inte kontrolleras genom flödesmätningar i stamregleringsventilerna.

Den fria luften i ett radiatorsystem samlar sig i överkanten av radiatorerna, vilket händer oftast på den översta våningen. I figur 15.4 visas ett sådant fall, i vilken vattnet i radiatoren flödar genom några sektioner och största delen av radiatoren är alldeles kall. Det tillgängliga differenstrycket över den här radiatorventilen är 4 kPa istället för det projekterade värdet på 5 kPa. Flödet i radiatoren är dock nästan 90 % av det projekterade flödet. Den här avvikelsen förorsakar naturligtvis ett mycket litet relativt fel i stammens totala flöde. Av föregående betraktelse kan vi dra följande slutsatser:

Även allvarliga luftproblem i radiatorerna är osynliga vid flödesmätningar. Således kan en korrekt avluftning av radiatorsystem inte kontrolleras med hjälp av flödesmätningar.

Av de föregående betraktelserna framgår, att enstaka igensättningar i radiatorventiler eller luft i radiatorer inte heller kan upptäckas med hjälp av flödesmätningssmetoden.

Det bör dock påpekas att flödesmätningarna t.ex. i vissa felsökningssituationer ger viktigt information. Användning av tryckdifferensmetoden förhindrar inte att göra flödesmätningar. Däremot om systemet är konstruerat bara för flödesmätningssmetoden, är det omöjligt att använda tryckdifferensmetoden, eftersom mätuttag på framledningssidan fattas.

30. DIFFERENSTRYCKET ÖVER RADIATORVENTILEN

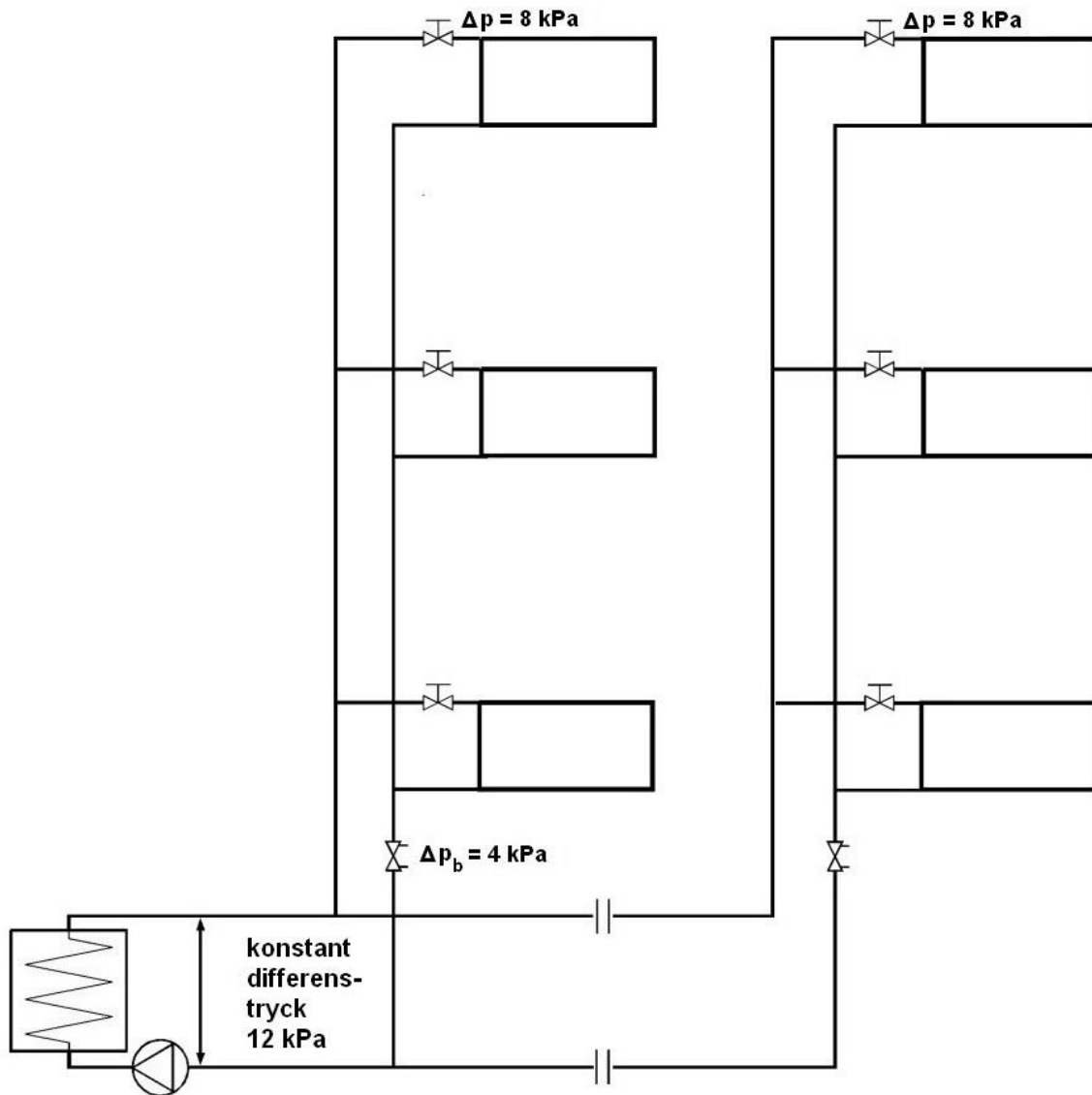
30.1 Differenstrycket vid projekteringen

Ett omtyckt diskussionsämne hos VVS-konstruktörer är valet av differenstryck över radiatorventilen. I vertikala stammar, i vilka självirkulationen motverkar friktionsförlusterna i rören, kan tryckfallet över alla radiatorventiler ofta approximativt betraktas som konstant. I detta fall är det meningsfullt att tala om ett värde.

I Sverige används särskilt i lågflödessystem mycket höga tryckfall. Typiskt är att tryckfallet över radiatorventilerna ligger på cirka 10–15 kPa (Petersson 1998). Detta är den enda rätta utgångspunkten eftersom pumparna som finns på marknaden minst skapar ett tryck på 10–15 kPa. Således ska nästan hela pumptrycket strypas bort i radiatorventilen eftersom tryckfallet i värmeväxlaren och i rörledningarna blir mycket lågt efter en lågflödesinjusterings. Detta leder till att injusteringsen underlättas avsevärt och interaktiviteten mellan radiatorerna blir minimal.

I Finland har man traditionellt använt låga tryckfall (3–4 kPa) över radiatorventilen. Ett relativt lågt tryckfall över radiatorventilen leder till ett måttligt pumptryck, vilket är en fördel med hänsyn till ljudproblem, när pumpar med konstant varvtal används. I kapitel 25 konstaterades att det totala tryckfallet i ett injusterat äldre radiatorsystem typiskt är mellan 12–16 kPa. Det projekterade differenstrycket över radiatorventilerna kan i dessa system lätt fördubblas vid solstrålning. Detta innebär att flödet ökar cirka 41 % i ventiler som är öppna. Dessutom finns det ofta i system ventiler som inte är utrustade med termostater. Om temperaturskillnaden före flödesökningen i en sådan radiator mellan framledning och rummet är 30 °C och mellan retur och rummet 10 °C, så ökar radiatorns effekt med 16 % (detta fås t.ex. med hjälp av formlerna (17.15) och (17.16)).

I figur 30.1 visas en i Finland nuförtiden mycket allmän tillämpning: en varvtalstyrd pump som håller tryckskillnaden konstant mellan framledning och retur.



Figur 30.1 En värmeledningspump i ett radiatorsystem som håller tryckskillnaden konstant mellan framledning och retur vid alla flöden.

I figur 30.1 visas ett system med ett tryckfall på 8 kPa över radiatorventilen. Ljudmässigt är det möjligt eftersom det största differenstryck som kan uppstå i radiatorventiler är cirka 12 kPa, vilket förverkligas när nästan alla radiatorventiler är stängda.

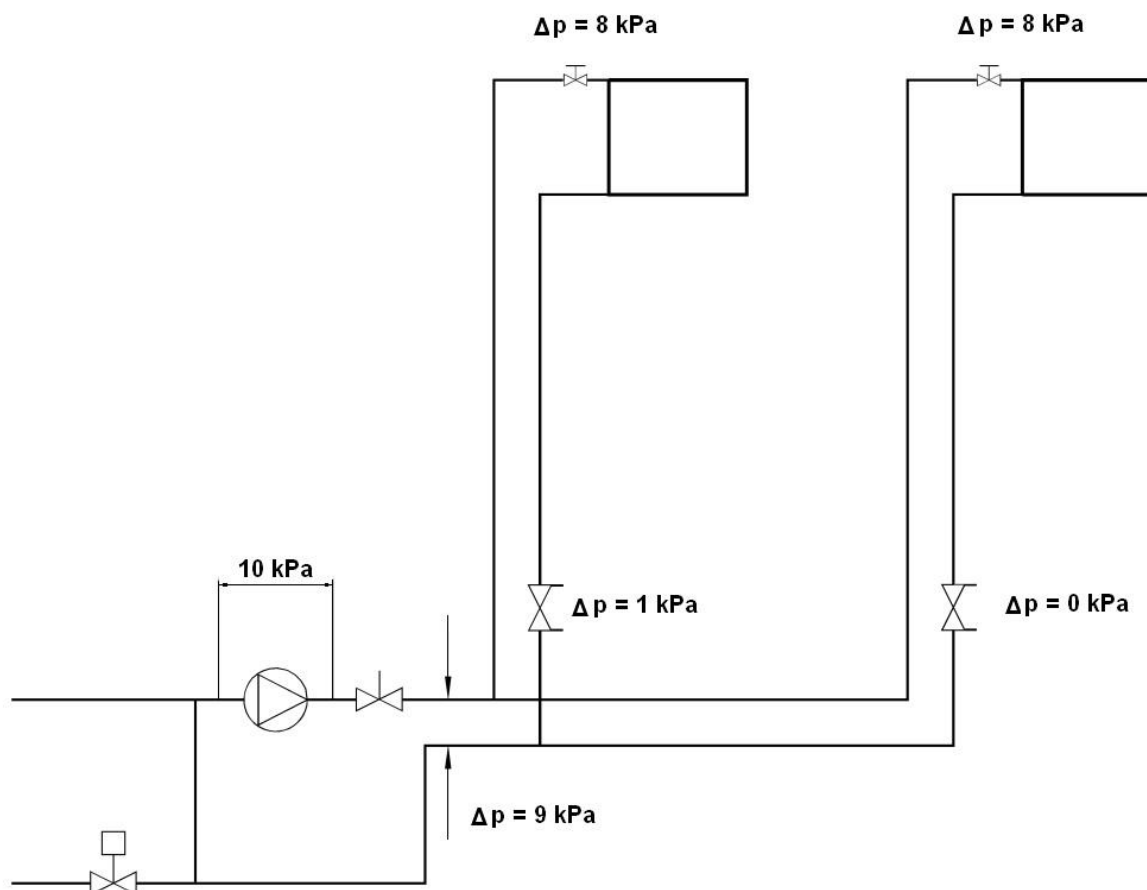
Ett högre tryckfall över radiatorventilerna leder till bättre noggrannhet med hänsyn till fel i tryckfallsberäkningen, dessutom minskar interaktiviteten.

Om injustering av stamregleringsventiler görs baserad på beräkning, förorsakar stamregleringsventilens tillverknings tolerans och gradering i visningen en mindre avvikelse i stammens flöde, om tryckfallet över radiatorventilerna väljs högre. Se närmare figur 27.4.

Enligt det föregående finns det många fördelar med att välja ett högre tryckfall över radiatorventilen, jämfört med värden som har använts i Finland. Detta förutsätter naturligtvis att ljudproblem förhindras t.ex. med hjälp av en varvtalstyrd pump.

Den enda nackdelen med det högre tryckfallet över radiatorventilen är naturligtvis en ökad elenergiförbrukning i pumpningen. Vi tar som exempel ett relativt stort radiatorsystem med flödet 3 l/s. Den totala verkningsgraden vid pumpningen i fråga om stora radiatorpumpar är vanligtvis runt 50 %. En tryckfallsökning på 4 kPa leder med dessa siffror till en effektökning på 24 W i pumpningen. Denna nackdel kompenseras säkert flerdubbelt av noggrannare injustering och mindre interaktivitet. Den extra pumpningseffekten tillförs dessutom delvis eller helt till cirkulationsvattnet beroende på pumpkonstruktion. I radiatorsystem med ett lågt tryckfall i värmeväxlaren och rörledningarna blir det totala tryckfallet ofta så litet att det minsta möjliga pumptrycket automatiskt leder till ett högre tryckfall över radiatorventilen. I detta fall förorsakar ett högre tryckfall över radiatorventilen ingen extra effektökning i pumpningen.

Tilloppsvattnet i större radiatorsystem shuntas ofta för varje hus enligt principen som visas i figur 30.2.



Figur 30.2 Shuntsystem i ett hus med hjälp av en tvåvägsventil.

Fallet i figur 30.2 representerar ett äldre höghus med mycket litet tryckfall i rörledningarna. Det minsta pumptrycket är vanligtvis 10 kPa. För att minimera interaktivitet mellan radiatorerna skall då ett högt tryckfall över radiatorventilerna väljas.

Av föregående betraktelser framgår att det lönar sig att välja ett högre tryckfall över radiatorventilen än de som tidigare använts i Finland.

30.2 Differenstrycket över radiatorventilen med hänsyn till ljudproblem

Radiatorerna ska fungera alldeles tyst under alla omständigheter, eftersom en del människor blir irriterade av alla slags hörbara ljud förorsakade av radiatorsystem.

Anläggningen måste konstrueras så att för höga differenstryck (vanligtvis 30 kPa) över termostatventilerna undviks. Oftast rekommenderar tillverkaren denna begränsning för att det inte ska uppstå ljud i anläggningen. Ljud kan dock uppstå av andra orsaker, särskilt när vattnet inte har avluftats eller när det statiska trycket är för lågt. (Petitjean 1995)

Det finns olika typer av radiatorer och radiatorventiler. Tryckdifferensnivån vid vilken ljudproblem börjar förekomma varierar därmed liksom i kapitel 29, avsnitt 3 redogjordes. Vid användning av tryckdifferensmetoden är det möjligt att differenstrycket mellan framledning och retur vid problemfall i en stam uppmäts. Ljudmässigt tål dock de bästa radiatorventilerna enligt erfarenhet differenstryck på 12–13 kPa också i kombination med plåtradiatorer. Dock kan vid mycket stora förinställningsvärden problem förekomma också vid lägre trycknivåer. Ibland har konstaterats att det i ett system finns en radiator i vilken ljudproblem förekommer trots att andra radiatorer med samma differenstryck och med samma förinställningsvärden är tysta.

Ljudproblem kan också undersökas med hjälp av kända pumpkaraktistikor. På sommaren är nästan alla termostater stängda och differenstrycket över radiatorventilerna närmar sig pumptrycket. I figur 25.2 visas karakteristikor för en pump som har varit mycket vanlig i finska höghus. I radiatorsystem med en pumphjulsdiameter på 110 mm, där radiatorpumpen har varit i gång året runt, har aldrig ljudproblem konstaterats. Vid en löphjulsdiameter på 120 mm har i några fall ljudproblem i radiatorer rapporterats.

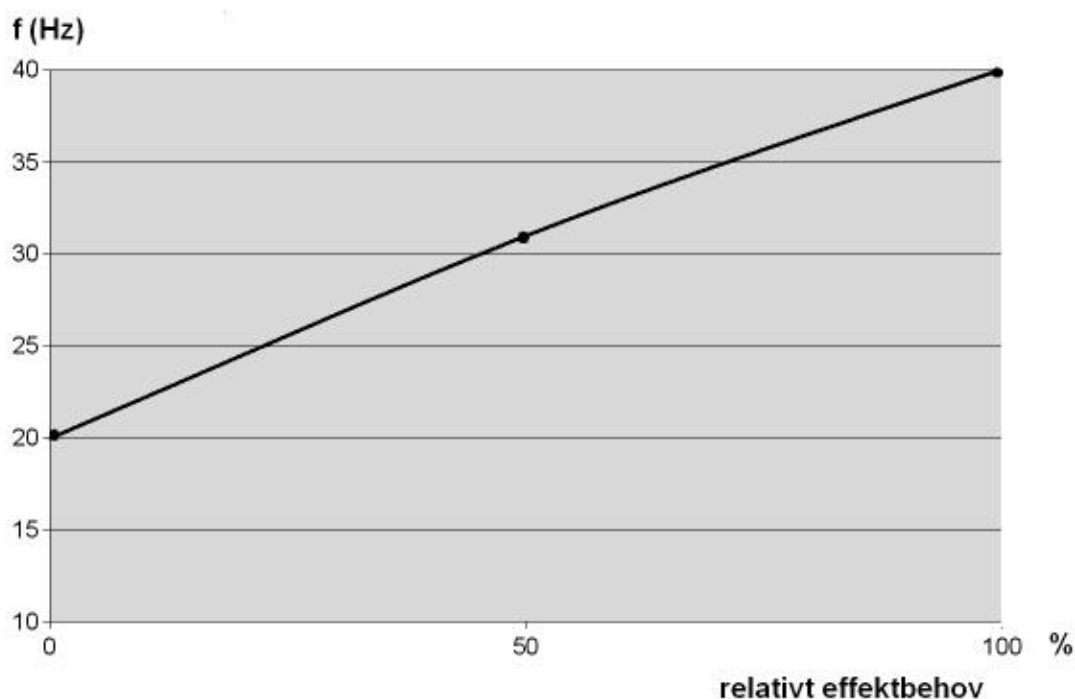
Egen erfarenhet visar att injustering ska planeras så att tryckfallet över radiatorventilerna när nästan alla radiatorventiler är stängda ej kan överstiga 12 kPa. Om tryckfallet i huvudledningen är 6 kPa och det för radiatorventilen väljs ett tryckfall på 6 kPa, så kan problemet fortfarande hanteras med en varvtalsreglerad pump som håller tryckskillnaden konstant mellan framledning och retur. Vid högre tryckfall i rörledning ska tryckdifferensregulatorer användas.

31. VARVTALSREGLERING AV EN RADIATORPUMP BASERAT PÅ UTETEMPERATUR

31.1 Hantering av ljudproblem

I dagens radiatorsystem är flödet variabelt på grund av att termostaterna stryker mer eller mindre beroende på förhållandena. Värmen måste vara påkopplad när den interna värmeproduktionen inte längre täcker transmissions- och ventilationsförlusterna. Särskilt i äldre höghus med tilläggsisolering i väggar och med nya fönster utgör transmissionsförlusterna i taket en betydande del av det totala värmebehovet. I början och i slutet av uppvärmningsperioden måste värmen således vara påkopplad för att boendekomforten i lägenheterna på den översta våningen ska vara tillfredställande. Om termostaterna är maxbegränsade kan flödet i radiatorsystemet under dessa förhållanden vara t.ex. endast 30 % av det projekterade värdet. I ett injusterat radiatorsystem i ett höghus kan tryckförlusterna exklusive radiatorventilen vara t.ex. 10 kPa. Om flödet reduceras till 30 % av det projekterade värdet, reduceras dessa tryckförluster till cirka 1 kPa. Pumpen kan i det här läget köras så att pumptrycket är t.ex. 8 kPa. När pumpen körs på en så låg nivå kan den naturligtvis vara på hela sommaren utan att några ljudproblem förekommer.

Radiatorventilernas öppningsgrad ökar vid avtagande utetemperatur. Vid DUT ska pumpen köras så att det projekterade differenstrycket mellan framledning och retur uppstår i stammarna. Således ska pumpens ställvärde, med vilket det projekterade differenstrycket i stammarna förverkligas, dokumenteras efter injusteringen av stamregleringsventilerna. För pumpen görs således en pumpkurva (figur 31.1) som kan jämföras med temperaturkurvan.



Figur 31.1 Varvtalsreglering av en radiatorpump baserat på utetemperatur. Kurvan för varvtalet kan anges i tre punkter. Mellan dessa punkter är kurvan linjär.

31.2 Utnyttjandet av internvärme

I det följande granskas ett injusterat radiatorsystem i ett höghus med antagandet att injusteringen är gjord så att rumstemperaturer i alla lägenheter med hänsyn till internvärme vid DUT är precis lika. I ett typiskt vardagsrum kan värmebehovet då på den översta våningen vara 1 300 W, och i rummet under den 800 W. Vi antar att den interna värmeproduktionen i dessa rum är 150 W. Då blir de motsvarande verkliga värmebehoven 1 150 W respektive 650 W. Förhållandet mellan effekterna på den översta våningen och mellanvåningarna blir då 1,77. Vi antar att dessa effekter nås med framledning/returtemperaturer för den översta våningen på 65/55 °C och för mellanvåningarna på 65/35 °C. Radiatorerna på mellanvåningarna är således överdimensionerade jämfört med radiatorerna på den översta våningen, vilket är typiskt för finska höghus. Vi kan dock utnyttja detta, vilket beskrivs i det följande.

Vid halva effektbehovet blir effekten på den översta våningen 650 W och på mellanvåningarna 400 W. Med hänsyn till internvärmets blir de erforderliga effekterna 500 W respektive 250 W. Förhållandet mellan effekterna är då $500 / 250 = 2$.

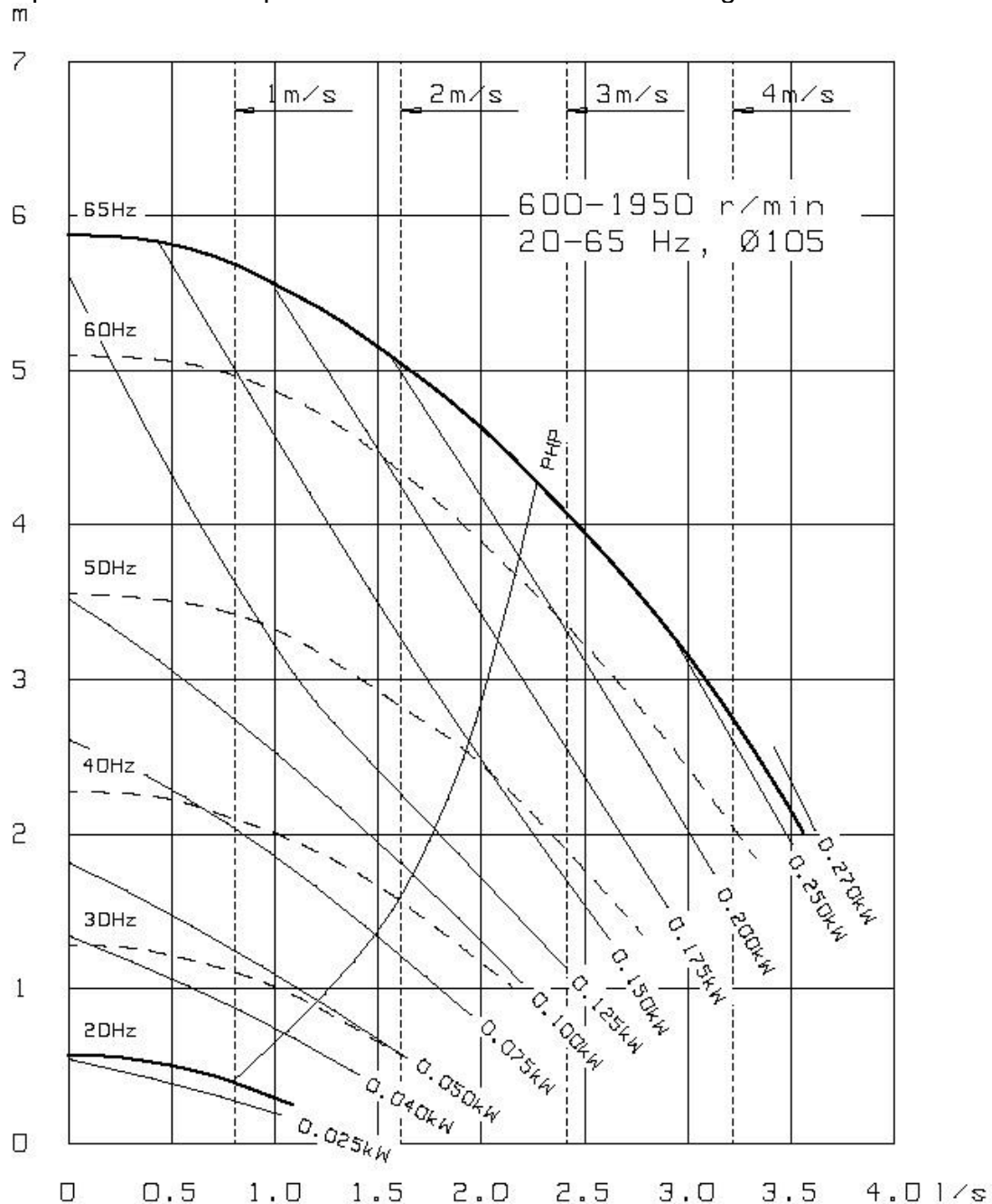
Förhållandet mellan radiatorernas värmeavgivning (den översta våningen/mellanvåningen) måste således växa vid tilltagande utetemperatur. I det här fallet förverkligas detta när det totala massflödet reduceras. Vi kan lätt beräkna massflödena och värmekonduktanserna för radiatorerna vid DUT eftersom effekterna och temperaturfallen är kända. Därefter beräknas angiven effekt för bägge radiatorerna med formel (17.8) så att massflödena för dessa radiatorer reduceras med samma proportion. Under beräkningen kan ett korrigerat värde för värmekonduktansen beräknas med formel (17.4). För beräkningen kan man naturligtvis också använda formlerna (17.15) och (17.16). När flödet vid framledningstemperaturen 65 °C har reducerats till 73 % av det ursprungliga värdet blir förhållandet mellan de angivna effekterna 2.

Den här beräkningen visar att rumstemperaturerna i lägenheterna ofta kan hållas jämnare vid alla utetemperaturer när det totala massflödet reduceras med avtagande utetemperatur.

I kapitel 18, avsnitt 4 diskuterades utrymmen i vilka önskas en lägre temperatur än i bostäderna. Om radiatorerna i trapphus och i källarvåningen inte är utrustade med termostater och flödena i dessa radiatorer har reducerats kraftigt så att en lägre temperatur, t.ex. 17 °C vid normala vinterförhållanden, nås, så tenderar dessa utrymmen att bli för kalla när utemperaturen sjunker. En ökning av flödet vid avtagande utetemperatur ökar effekten i dessa radiatorer, vilket motverkar den önskade temperatursänkningen.

31.3 Sparande av pumpningsenergi

I figur 31.2 visas karakteristikor och effektbehov för en pump utgivna av pumptillverkaren. Pumpen kan användas i relativt stora höghus.



Figur 31.2 Karakteristikor för en värmeledningspump (Kolmeks L-32A/4FCG).

Många anser det vara fördelaktigt att pumpen är i gång även på sommaren. Pumpen i figur 31.2 kan då köras med 20 Hz. Effektbehovet är då cirka 25 W.

Vi antar att det projekterade flödet för radiatorsystemet är 1,5 l/s och det totala tryckfallet är 17 kPa. Vid DUT ska systemet således köras med 40 Hz. Mellan dessa temperaturer kan systemet köras t.ex. som visas i figur 31.1.

Om pumpen styrs enligt uttemperaturen arbetar frekvensomriktaren hela tiden aktivt. I Finland finns många injusterade radiatorsystem med radiatortermostater utan maxbegränsning. I dessa system gör pumpens reglerform som visas i figur 30.1 nästan ingen nytta eftersom pumpen arbetar året runt med ett nästan konstant varvtal. Om vi däremot använder varvtalsstyrning baserat på utetemperatur kan man spara gott om pumpningsenergi (se figur 31.2) . Dessutom blir systemet billigare eftersom ingen differenstryckgivare behövs.

Av det föregående framgår att varvtalsreglering med en värmeledningspump baserat på utetemperatur erbjuder många fördelar. Jag har själv provat den här tekniken i några radiatorsystem under flera års tid. Erfarenheterna är positiva.

32. MOTIVA 1

Handels- och industriministeriet lanserade med ventiltillverkaren Oras Oy i Finland år 1993 ett projekt kallat Motiva1. Projektets uppgift var att öka kunskaperna inom området injustering av radiatorsystem. I samband med projektet utbildades både ett stort antal konstruktörer och entreprenörer.

32.1 Injustering av stamregleringsventiler

Vid tillämpning av Motiva 1-metoden ska förinställningsvärdena på radiatorventiler och stamregleringsventiler alltid beräknas med ett datorprogram baserad på tryckfallsberäkning. För befintliga byggnader beräknas radiatorflödena enligt 80/60 °C.

Meningen är att entreprenören uppmäter differenstrycken över stamregleringsventilerna och skickar protokollet till konstruktören. Om de projekterade flödena förverkligas med en noggrannhet på $\pm 10\%$ är injusteringen godkänd, annars måste entreprenören fortsätta arbetet enligt konstruktörens instruktioner, t.ex. att avlufta systemet på nytt och upprepa tryckdifferensmätningarna.

Motiva har i informationsmaterial (Motiva 2002) motiverat flödesmätningar med hjälp av stamregleringsventiler bland annat med följande argument, vilka är riktade mot tryckdifferensmetoden:

1. En lyckad avluftning kan kontrolleras.

I kapitel 29, avsnitt 5 visas att det här påståendet inte stämmer.

2. Det projekterade flödet för varje stam kan kontrolleras så att ljudproblemen kan undvikas.

Eftersom det i stamregleringsventilens k_v -värde finns en felmarginal på $\pm 10\%$ och ett mätfel på 10% tillåts, så kan flödet i värsta fall överskrida det projekterade flödet med 20% . Detta innebär att det projekterade differenstrycket över radiatorventilerna överskrider med 44% . Detta kan leda till ljudproblem.

Vid tillämpning av tryckdifferensmetoden fås differenstrycken i radiatorventilerna praktiskt taget på den projekterade nivån. Se närmare figurer 29.1 och 29.2. Dessutom måste vid användning av flödesmätningssmetoden den sämst gynnade stamregleringsventilen också strypas, vilket gör ljudproblemen sannolikare.

3. Det finns inga igensättningar i stamledningarna.

I äldre radiatorsystem som är byggda exempelvis på 1960-talet finns det ofta så kallade kikkranor i stamledningarna, både på framledning och retur. När jag har använt dessa kikkranor för tryckdifferensmätningar har det visat sig att det finns mycket korrosionsprodukter i ledningarna, vilka kan öka tryckfallet över en strypt stamregleringsventil. På grund av en delvis igensättning av stamregleringsventilen får vi således ett mycket större värde för flödet än det i

verkligheten är. Påståendet ovan är enligt föregående fullständigt omotiverat.

4. I radiatorventilerna finns inga igensättningar.

I en stam kan flera radiatorventiler vara igensatta utan att det kan kontrolleras genom flödesmätningar. Se närmare kapitel 29, avsnitt 5.

5. Pumpen är rätt vald och fungerar energiekonomiskt.

Faktumet är att det i samband med en injusteringsberäkning för ett radiatorsystem bestäms ett visst projekterat flöde för varje stam som uppmäts. Summan av dessa flöden är det totala flödet. I en fjärrvärmecentral finns det i huvudledningen vanligtvis en stor stamregleringsventil med vars hjälp det totala flödet kan uppmätas. Om det är en överdimensionerad radiatorpump med ett konstant varvtal måste denna ventil strypas, så att det totala flödet förverkligas. Med hjälp av pumpkarakteristiker för den befintliga pumpen kan då den rätta löphjulsdiametern väljas, så att det projekterade flödet förverkligas när ventilen i huvudledningen öppnas helt. När injustering görs enligt tryckdifferensmetoden kan den rätta diametern för löphjulet bestämmas enkelt med hjälp av formel 27.1, och pumpens energiförbrukning blir lite mindre jämfört med flödesmätningmetoden eftersom den sämst gynnade stamregleringsventilen är i helt öppet läge.

32.2 Flödesberäkning för radiatorerna i Motiva1-projektet

I det följande granskas injustering av en byggnad som användes som exempel vid undervisningen i Motiva-1-projektet. Huset ligger i Helsingfors i Jakomäki i Jakomäentie 6a.

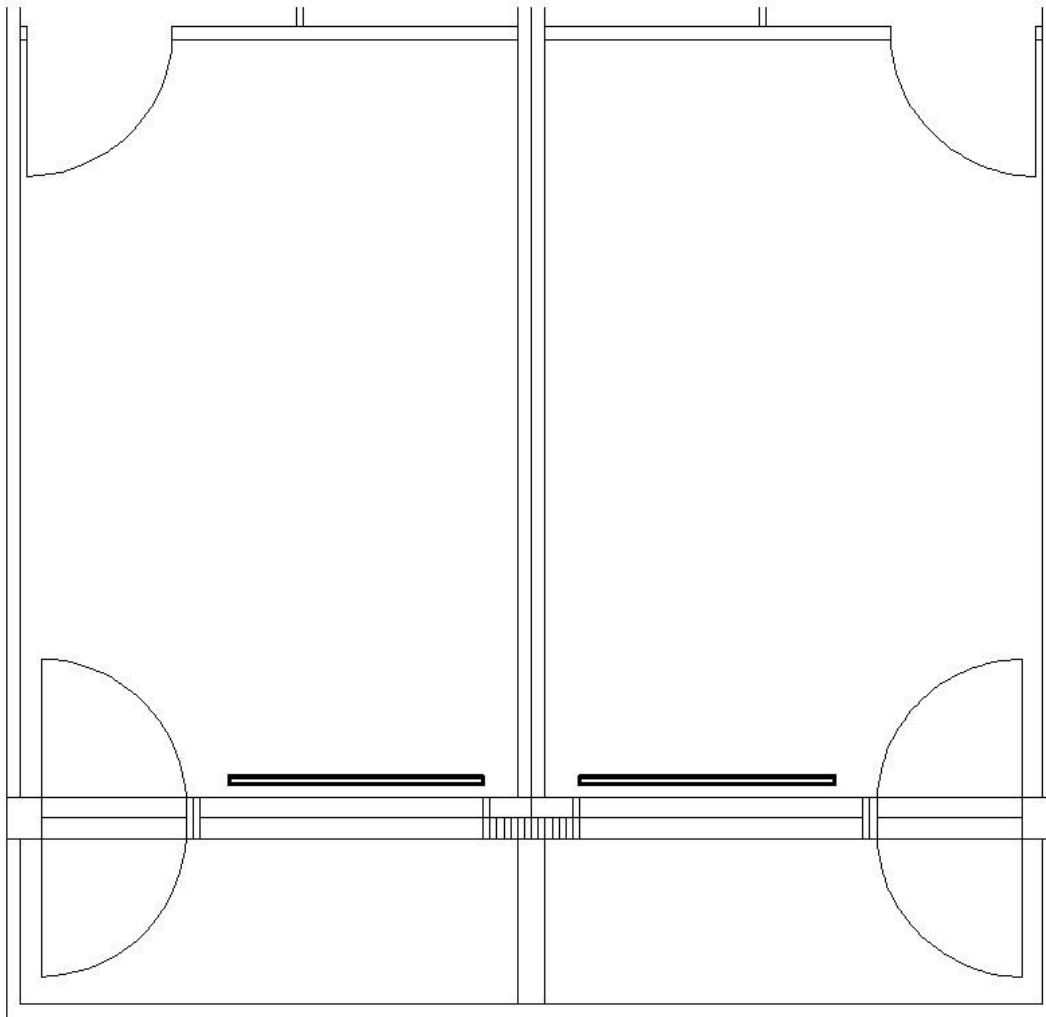
Grunduppgifter om byggnaden:

- byggår 1968
- byggvolym 23 800 m³
- fyra bostadsvåningar och en och en halv källarvåning
- åtta trapphus
- värmecentralen i ena ändan av huset

Uppgifter om värmesystemet och injusteringen:

- det dimensionerade flödet för värmeväxlaren är 6,95 l/s
- det dimensionerade tryckfallet för värmeväxlaren är 8 kPa
- det totala flödet enligt injusteringsberäkningen för hela systemet är 7,5 l/s, vilket leder till ett tryckfall på cirka 9 kPa i värmeväxlaren.

Enligt dokument för stammarnas flöden och radiatorbeteckningar kan man bedöma att flödena för radiatorerna i samband med injusteringen har beräknats enligt 80/60 °C. I figur 32.1 visas en del av byggnadens planritning, där k_v -värdena för radiatorventilerna är markerade, vilka motsvarar förinställningsvärdena i originalritningen. Vidare är i figuren radiator effekter enligt 80/60 °C och motsvarande flöden markerade.



4. 1840-400-3, 1920 W , 84 l/h, kv. 0.5
 1-3. 1840-400-2, 1370 W , 60 l/h, kv. 0.35

Figur 32.1 En del av planritningen av byggnaden som användes vid undervisningen i Motiva-1 projektet.

Enligt erfarenhet kräver denna byggnad vid utetemperaturen -10 °C en framledningstemperatur på 49 °C . Vi antar att rumstemperaturen är 20 °C och beräknar temperaturskillnaden retur/rummet för radiatoren på den översta våningen med hjälp av formel (17.15). Resultatet blir $20,9\text{ °C}$. Temperaturfallet genom radiatoren blir således cirka $8,1\text{ °C}$. Känsligheten för den här radiatoren är bara 0,19, formel (19.11).

När känsligheten är så låg är det mycket svårt att öka radiator-effekten genom att öka radiatorflödet, vilket efter injusteringen kan vara nödvändigt i några för kalla rum.

Vi beräknar framledningstemperaturen till radiatoren på den översta våningen vid DUT (-26 °C) utgående från utetemperaturen -10 °C . Vi antar att internvärmets medför en rumstemperaturökning på 3 °C . Beräkningen med hjälp av formlerna (18.16), (18.8), (18.10) och (18.11) leder till en temperaturskillnad på $42,2\text{ °C}$ mellan framledningen och rummet. Framledningstemperaturen blir således $62,2\text{ °C}$ och temperaturfallet genom radiatoren $12,9\text{ °C}$. Effekten som den här radiatoren vid DUT avger är då cirka $1\,240\text{ W}$, vilket är cirka 65 % av radiatorns nominella effekt.

Det beräknade värmebehovet i taket för rummen på den översta våningen är cirka 430 W. Värmebehovet för mellanvåningarna är således 810 W, vilket är 59 % av radiatorns nominella effekt.

Vi gör beräkningen med algoritmen (17.20) med framledningstemperaturen 68 °C, så att de erforderliga effekterna vid DUT i rummen förverkligas. Resultaten visas i tabell 32.1.

	Temperaturfall °C	Radiatorflöde l/h	Rel. flöde %
4:e våningen	22,7	47,6	56,6
3:e våningen	26,6	26,9	44,8
2:a våningen	26,6	26,9	44,8

Tabell 32.1 Beräknade flöden med framledningstemperatur 68 °C för radiatorerna enligt figur 32.1.

Av resultat som visas i tabell 32.1 kan man se att flödena på mellanvåningarna reduceras till cirka 45 % och på den översta våningen till cirka 57 % av de värden som har använts vid projekteringen. I hela systemet approximativt halveras flödet och temperaturfallet blir cirka 25 °C. Flödet är fortfarande högre än vad som i Finland allmänt eftersträvas. Returtemperaturerna på mellanvåningarna sjunker cirka 7 °C jämfört med det projekterade värdet, vilket är fördelaktigt med hänsyn till avkylning av fjärrvärme.

I den föregående betraktelsen togs inte hänsyn till vattnets avkylning i oisolerade rör. Detta skulle leda till ännu mindre radiatorflöden på mellanvåningarna och större temperaturfall över dessa radiatorer.

Av föregående betraktelser kan man dra slutsatsen att det trots injusteringen är varmare på mellanvåningarna än på den översta våningen.

Enligt injusteringsdokumenten för byggnaden kan man bedöma att tryckfallet i huvudledningen är cirka 14 kPa och det projekterade differenstrycket i radiatorventilerna är cirka 3 kPa. Det uppmätta tryckfallet i den sämst gynnade stamregleringsventilen är 3 kPa. Det totala tryckfallet blir således cirka 29 kPa med flödet 7,5 l/s som har använts vid injusteringen. Om flödet reduceras till hälften blir tryckfallet i huvudledningen 3,5 kPa och i värmexlaren 2,3 kPa. Om man väljer ett tryckfall på 5 kPa för radiatorventilen blir det totala tryckfallet i hela systemet cirka 11 kPa om injusteringen görs enligt tryckdifferensmetoden. Injusteringen kan i det här fallet naturligtvis även göras utan stamregleringsventiler.

Med de värden som visades tidigare kan man lätt beräkna att den erforderliga pumpningseffekten reduceras till cirka 19 % när flödet minskas till ett måttligt värde (temperaturfallet vid DUT är cirka 25 °C) jämfört med värdet som har använts vid projekteringen enligt Motiva 1-metoden.

Huvudledningens totala längd är cirka 125 m. Således blir det genomsnittliga R-värdet för huvudledningen cirka 14 Pa/m. Detta låga värde nås när flödet som leder till temperaturfallet är cirka 25 °C vid DUT. Flödet är således fortfarande under det värde (30 °C) som allmänt eftersträvas i Finland.

I Motiva-1 projektet glömdes den viktigaste uppgiften vid en injusteringsberäkning: flödena för radiatorerna ska beräknas efter utrymmens värmebehov, vilket t.ex. har redovisats i Handels- och industriministeriets två projekt (Kärkkäinen, Hörkkö 1987 och Kärkkäinen 1993).

Användning av nominella flöden i radiatorerna leder ofta till stor temperaturspridning i utrymmena. När radiatorflödena i överdimensionerade radiatorsystem bestäms enligt 80/60 °C blir tryckfallet i rörledningarna också stort, vilket med maxbegränsade termostater som bekant leder till ljudproblem när termostaterna stryper.

Troligtvis har man i Finland på grund av ljudproblem ofta avstått från maxbegränsade termostater, vilket är en förlust för optimal energianvändning i byggnader.

I Motiva 1-projektet har man dock pratat om överdimensionering: radiatoreffekter kan reduceras genom att flöden reduceras. Detta kan dock leda till att självcirkulationen ökar, vilket ska beaktas noggrant (Motiva 1993).

Självcirkulationen i ett rätt projekterat radiatorsystem är en positiv sak eftersom den ökar radiatorflödena i riktning uppåt, vilket motverkar avkylning av vatten i oisolerade rör, se närmare kapitel 26.

33. SLUTSATSER OCH DISKUSSION

33.1 Gasfri påfyllning av värme- och kylsystem

I avhandlingen har påvisats att med hjälp av ett transportabelt aggregat kan man producera cirka 4 m³/h nästan helt gasfritt vatten av tappvarmvatten i värmecentralen. Före påfyllning med avgasat vatten evakueras systemet med hjälp av en vakuumpump. Huvudproblemet är dock att systemet inte alltid är tillräckligt tätt, exempelvis efter byte av radiatorventiler. Ett centralt begrepp som har införts i denna avhandling är läckagekonstant, vilket beskriver tryckförändringen per tidsenhet i ett värme- eller kylsystem efter evakueringen. När det är fråga om radiatorsystem försvinner syret mycket snabbt ur cirkulationsvattnet på grund av korrosion. Därför är det kvävekoncentrationen som förorsakar möjliga luftproblem i cirkulationsvattnet. Ett renoverat radiatorsystem är alltid vått eftersom det finns lite vatten kvar överallt i det. I ett vått radiatorsystem med temperaturen 20 °C kan ett sluttryck på 3,5 kPa relativt lätt nås. Beräknat med detta sluttryck och med den maximala tillåtna kvävekoncentrationen 0,5 mol/m³ fås ur formel (12.9) villkoret att produkten (påfyllningstid gånger läckagekonstant) bör vara mindre än 0,44 kPa. Vattenvolymen i ett mycket stort äldre höghus kan vara till exempel 6 m³. Med en påfyllningskapacitet på 4 m³/h blir påfyllningstiden då 1,5 h och läckagekonstanten ska vara högst cirka 0,3 kPa/h. I mindre system kan den naturligtvis vara högre. I de projekt som jag har varit ansvarig för under år 2009 var den lägsta läckagekonstanten som uppmättes 0,063 kPa/h efter installation av radiator- och avstängningsventiler.

Det är således fullt möjligt att göra en installation med en mycket låg läckagekonstant. Ett nyttigt projekt vore att undersöka hur installationen av ventiler i ett radiatorsystem borde göras för att en tillräckligt låg läckagekonstant alltid skulle kunna nås. Kvävekoncentrationen under 0.5 mol/m³ efter påfyllningen skulle då alltid förverkligas utan avgasning av cirkulationsvattnet enligt figur 8.2.

I de nordiska länderna är det problematiskt att byta radiator-, stamreglerings- och avstängningsventiler i stora radiatorsystem vintertid. AIRSEPEX-tekniken som presenteras i denna avhandling underlättar detta arbete avsevärt. Rumstemperaturen i ett höghus blir inte alltför låg även om värmets inte är på under exempelvis tio timmar under normala vinterförhållanden. Erfarenheten har visat att cirka 100 radiatorventiler normalt kan bytas ut under en arbetsdag av några rörmontörer. Vattenvolymen i ett sådant gammalt radiatorsystem kan vara exempelvis 2 000 l. Enligt figur 11.1 är evakueringstiden då under 30 min och påfyllningstiden med kapaciteten 4 m³/h blir också 30 min. En uppmätning för läckagekonstanten (kapitel 10, avsnitt 2) kan göras under en timme. Hela processtiden blir således cirka två timmar och radiatorsystemet fungerar redan samma kväll.

I stora radiatorsystem med flera höghus kan stamregleringsventilerna, tryckdifferensregulatorerna och avstängningsventilerna bytas under sommaren. Efter dessa arbeten kan systemet lätt fyllas på gasfritt med AIRSEPEX-teknik helt utan bostadsbesök. Radiatorventilerna kan sedan bytas på vintern, exempelvis husvis, så att påfyllning av respektive hus sker efter varje arbetsdag.

Betraktar vi situationen världsomfattande är vattenburna kylsystem i byggnader sannolikt viktigare än radiatorsystem. Ett affärskoncept för specialfirmor i storstäder vore att sälja tjänster baserad på AIRSEPEX-tekniken, och också göra nödvändiga flödesmätningar och injusteringar vilka alltid behövs i vattenburna system efter installationer både i nya och renoverade byggnader.

33.2 Injustering av radiatorsystem

Injustering har på längre sikt mycket stor betydelse för energikostnaderna. Vi gör en jämförelse mellan dålig och bra injustering, och uppskattar att skillnaden i energiförbrukning mellan dessa två fall är 5 %. Injusteringen/bytet av ventiler påverkar minst 20 år av byggnadens energiförbrukning. Vi granskar ett typiskt höghusradiatorsystem med en byggnadsvolym på 20 000 m³. Den specifika energiförbrukningen för uppvärmningen uppskattas till 40 kWh/m³ år. Den totala energiförbrukningen för uppvärmningen under 20 år blir då 16 000 MWh. Om energipriset är 50 €/MWh innebär en besparing på 5 % under 20 års tid 40 000 €, vilket är mer än den totala investeringen (radiatorventiler, stamregleringsventiler, avstängningsventiler och injustering) normalt kostar i denna storleksordning.

För att få maximal nytta av injusteringen för hus med fullständiga värmeritningar lönar det sig att radiatorflödena beräknas baserat på beräknade effektbehov hos utrymmena, så att alla tänkbara faktorer (friktionstryckfall i rör, själv-cirkulation och avkylning av framledningstemperatur i oisolerade stammar) beaktas (kapitel 22). Särskilt måste framhållas att avkylningen av framledningstemperaturen i oisolerade rör i höga höghus med stora rördimensioner har en mycket stor betydelse. Om injusteringen beräknas som förklarades i det föregående med rätta u-värden och luftomsättning, så simulerar beräkningen verkligheten och framledningstemperaturen som har använts vid beräkningen gäller också i praktiken.

Efter injustering är det viktigt att framledningstemperaturkurvan ställs in rätt. I detta arbete kan teorin som visades i kapitel 18 användas.

Också i ett välinjusterat radiatorsystem har termostaterna en mycket stor betydelse ur energibesparingssynpunkt. Under de senaste åren har många fönsterbyten och tilläggsisoleringar i väggarna i höghus gjorts i Finland. På grund av detta minskar effektbehovet så mycket på mellanvåningarna att internvärmets sköter uppvärmningen vid höga utetemperaturer i lägenheterna på mellanvåningarna, medan det på den översta våningen finns ett verkligt värmebehov på grund av stora transmissionsförluster i taket.

Av det föregående framgår att det är viktigt att radiatorerna förses med maxbegränsade termostater, så att radiatorerna inte avger värme om det inte behövs.

Det är svårt att ge ett entydigt svar vad som är ett optimalt flöde på sekundärsidan i ett radiatorsystem.

Det är dock helt fel, om flödena i ett överdimensionerade radiatorsystem bestäms enligt radiatorernas nominella effekter så att temperaturfallet i radiatorsystemet vid DUT blir t.ex. cirka 13 °C. Halverandet av sekundärflödet leder till mycket positiva konsekvenser (se närmare kapitel 32, avsnitt 2). Med hänsyn till energiförbrukning är det svenska lågflödessystemet troligtvis optimalt, eftersom då blir förutsättningarna de bästa för att vid behov öka radiatoreffekter i en enskild lägenhet.

Rekommendationer beträffande injustering av radiatorsystem på allmän europeisk nivå finns till exempel i European Standard EN 14336. I denna publikation ges värden för massflödets noggrannhet i radiatorer med olika dimensioneringsunderlag, så att rumstemperaturen hålls inom vissa gränser. Vidare i publikationen presenteras proportionalmetoden och kompensationsmetoden för att underlätta injustering av stamregleringsventiler.

Vid tillämpning av proportionalmetoden och kompensationsmetoden är utgångspunkten att flödena för stamregleringsventilerna är kända. Uppenbarligen finns det exempelvis i Tyskland många äldre hus utan värmeritningar. I dessa fall är balanseringsprincipen som visas i kapitel 27 avsnitt 1 mycket användbar, eftersom stammarnas flöden kan vara okända. Förutsättningen är naturligtvis att flödena/förinställningsvärdena för radiatorventilerna bestäms som visades i kapitel 29, avsnitt 4. En intressant fråga är också om tryckfallet i rörledningarna i gamla, enligt 90/70 °C dimensionerade radiatorsystem efter en rätt gjord injustering blir lika små som ofta är fallet i Finland. Injustering av radiatorsystem kan då göras utan stamregleringsventiler enligt kapitel 27, avsnitt 4.

Referenslista

Andersson, Torkel; Göransson, Per; Wiberg, Gunnar & Reybekiel, Bebs: Kirunametoden, för god energihushållning, Ordfront, Stockholm (1988)

Bigélius, Axel & Svennberg, Sven A & Backvik, Bo & Rengholt, Ulf & Hörmark, Arne: VVS-Handboken - Tabeller och diagram, VVS-Tekniska Föreningen, Förlags AB VVS - Stockholm, Br. Ljungberg Tryckeri AB, Södertälje (1974)

Cussler, E. L.: Diffusion, Mass Transfer in Fluid Systems, Cambridge University Press, 2nd Edition, ISBN 978-0-521-45078-2 (2008)

Danfoss AB, produktinformation www.danfoss.se (2009)

DIN EN 14336, European Standard EN 14336, Heating systems in buildings – Installation and commissioning of water based heating systems; Norm, German version EN 14336:2004 (2005)

Fletcher, C.A.J.: Computational Techniques for Fluid Dynamics, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 3-540-53601-9, 2nd Edition (1991)

Hell, Friedrich: Grundlagen der Wärmeübertragung, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Zweite Auflage, ISBN 3-18-400442-2 (1979)

Hell, F.; Krinninger, H.; Pauly, N.; Roos, H. & Seng, G.: Die Warmwasserheizung, R. Oldenbourg Verlag München Wien, ISBN 3-486-20952-3 (1988)

Heyne, Michael & Weijden, Hans van der: Entgasung von Heizungsanlagen – Luft muß raus. TGA Fachplaner (12/2005)

Hölchke, Jan: Dimensionering av pneumatiska system, KTH, Hpak HT2003 (2003)

Jablonowski, Heinz: Thermostatventil-Praxis. Messtechnik-Regelung-Montage-Hydraulik, Gentner Verlag Stuttgart GmbH, ISBN 3-87247-440-5 (1994)

Johansson, Per-Olof & Wollerstrand, Janusz: Husinterna värmesystem. Institutionen för värme- och kraftteknik, LTH. Svensk Fjärrvärme, Forskning och Utveckling 136 (2005)

Kohonen, Reijo; Laitinen, Ari & Virtanen, Markku: Vesiradiaattoriverkon virtaus- ja lämpötekniikka. Statens tekniska forskningscentral, forskningsrapporter 359, ISBN 951-38-2391-1 (1985) (på finska)

Kolmeks pumpkatalog

Kortelainen, Petri: Lämmitysjärjestelmien veden kaasunpoiston tutkimus (på finska, english abstract: Water-circulated heating system degassing study), examensarbete Åbo Yrkeshögskola, Åbo (2005)

Kotiaho, Walter & Lampinen, Markku J.: Termodynamiikan ja lämmönsiirto-opin aineominaisuustaulukoita, Helsinki University of Technology, Laboratory of Applied Thermodynamics, ISBN 951-22-6111-1, ISSN 1455-7533, Otaniemi 2002/136 (2002) (på finska)

Kutzscher, Matthias: KtW-Sonderförderung - Zuschuss für optimierte Heizung, www.biallo.de (Das Verbraucherportal für private Finanzen) 26.5.2009 (2009)

Kärkkäinen, Aatos: Lämpöjohtoverkoston uusi tasapainotusmenetelmä, LVI (6-7/1990) (på finska) (1990) (på finska)

Kärkkäinen, Aatos & Hörkkö, Jukka: Laskennallisen perussäädön perusteet, KTM forskning nr 81/881/85 (1988) (på finska)

Kärkkäinen, Aatos: Patteriverkoston perussäädön ongelmat, LVI Lämpö-, vesijohtoja ilmastointitekninen toimialalehti (8/1989) (på finska)

Kärkkäinen, Aatos: Uusi patteriverkoston tasapainotusmenetelmä, (1993) KTM forskning nr 216/881/91 (på finska)

Lampinen, Markku J. & Wiksten, Ralf: Theory of effective heat-absorbing and heat-emitting temperatures in entropy and exergy analysis with applications to flow systems and combustion processes, Journal of non-equilibrium thermodynamics, ISSN 0340-0204, 2006, vol. 31, n^o3, pp. 257-291) (2006)

Mandorff, Sven: Inreglering av värmesystem, Statens råd för byggnadsforskning, Rapport 78, Elanders boktryckeri AB, Göteborg (1962)

Motiva, Oras: Lämmitysverkoston perussäätö säästää rahaa ja luo terveellisen sisäilmaston, Painotalo Miktor (2002)

Motiva: Motiva1 Perussäädön laatujärjestelmä, Energiansäästöä huomisen hyväksi – tänään - Perussäätö (1993)

Myyryläinen, Leevi: Kiinteistön teknisen huollon käsikirja, Suomen Kiinteistöliitto, Kiinteistöalan Kustannus Oy, Gummerus Kirjapaino Oy, ISBN 951-685-168-1 (2006) (på finska)

Månsson, Kristian: Problem med gaser i tekniska vattensystem, examensarbete Malmö (2007)

Patentpublikationen EP 0652406 B, Spiro Research bv (1995)

Perry, Robert H & Green, Don W.: Perry's Chemical Engineers' Handbook (7th Edition), McGraw-Hill, ISBN 978-0-07-049841-9 (1997)

Petersson, Stefan: Analys av konventionella radiatorsystem, licentiatrapport, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, ISBN 91-7197-653-1 (1998)

Petersson, Stefan & Werner, Sven: Långtidsegenskaper hos lågflödeinjusterade radiatorsystem, Svensk Fjärrvärme's publicering/Forskning och Utveckling FOU 2003:88, Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB, ISSN: 1402-5191 (2003)

- Petitjean, Robert: Total Hydronic Balancing - A handbook for design and troubleshooting of hydronic HVAC systems. Tour & Andersson AB, 3rd Edition, ISBN 91-631-6200-8, Responstryck, Borås, Sweden (2004)
- Petitjean, Robert: Total injustering, Tour & Andersson Hydronics AB, ISBN 91-630-2630-9, Responstryck, Borås, Sweden (1995)
- Pneumatex AG: Luft – Pneumatex Handbuch, Probleme | Ursachen | Technologien (2009)
- Ryti Henrik et al: Tekniikan käsikirja, Jyväskylä, Gummerus, ISBN 951-20-1083-6, (1975) (på finska)
- Schwenzig, Harald: Beseitigung von Luft und Verunreinigungen in Heizungsanlagen, IKZ-Haustechnik 56/2001, Nr.11, s. 44-50, Abb. ISSN: 0177-3054 (2001)
- Seppänen, Olli: Rakennusten lämmitys, Suomen LVI-yhdistysten liitto ry, Gummerus Kirjapaino Oy, Jyväskylä, 467 sidor (1995) (på finska)
- Spirotech bv, produktinformation, www.spirotech.com (2010)
- Spirotismus, Spirotech informationshäfte 78060206
- Standard BS 7350:1990, British Standards, Specification for double regulating globe valves and flow measurement devices for heating and chilled water systems, ISBN: 0 580 18850 7, (1990)
- Tour & Andersson AB, produktinformation: STAD; Deviation of flow at different settings, www.tourandersson.com/en/Product-Catalogue/Balancing1/Balancing-valves1/STAD/ (2010)
- Trüschel, Anders: Hydronic Heating System - The Effect Of Design On System Sensitivity, doktorsavhandling, Institutionen för installationsteknik, Chalmers Tekniska Högskola, ISBN 91-7291-175-1, Göteborg (2002)
- Trüschel, Anders: Värdet av injustering, CIT Energy Management AB, Svensk Fjärrvärme, Forskning och Utveckling, FOU 2005:134, ISSN 1401-9264, Göteborg (2005)
- Trüschel, Anders: Värmesystem med luftvärmare och radiatorer - Utformningens inverkan på systemets känslighet, doktorsavhandling, Institutionen för installationsteknik, Chalmers Tekniska Högskola, ISSN 0346-718X, Göteborg (2002)
- Trüschel, Anders: Värmesystem med luftvärmare och radiatorer - En analys av funktion och prestanda. Licentiatavhandling, Institutionen för installationsteknik, Chalmers Tekniska Högskola, ISSN: 1400-9544, Göteborg (1999)
- Wollerstrand, J; Ljunggren, P & Johansson, P-O: Optimal reglering av radiatorsystem, Svensk Fjärrvärme AB, ISBN: 978-91-7381-005-0 (2007)
- Zschernig Joachim Prof.Dr.-Ing. habil., Technische Universität Dresden, www.tu-dresden.de/mw/et/EW/gase.htm (2006)

Beteckningslista

DEL 1: Gasfri påfyllning av värme- och kylsystem

A	tvärsnittsarean av expansionsröret eller av ett annat rör [m^2]
c	gaskoncentrationen i vatten [mol/m^3 eller l/m^3]
c_{eq}	gaskoncentrationen i vatten i jämviktsläget [mol/m^3 , l/m^3 eller mg/l]
c_L	luftkoncentration som läckageluft i cirkulationsvatten förorsakar [mol/m^3]
c_{N_2eq}	kvävekoncentrationen i vatten i jämviktsläget [mol/m^3 , l/m^3 eller mg/l]
c_{N_2L}	kvävekoncentration som läckageluft i cirkulationsvatten förorsakar [mol/m^3]
c_{N_2R}	kvävekoncentration som restluften i cirkulationsvatten förorsakar [mol/m^3]
c_{N_2RL}	kvävekoncentration som förorsakas av restluften och läckageluft i ett radiatorsystem eller kylsystem [mol/m^3]
c_R	luftkoncentration som restluften i cirkulationsvatten förorsakar [mol/m^3]
c_{RL}	luftkoncentration som restluften och läckageluft i cirkulationsvatten förorsakar [mol/m^3]
c_0	kvävekoncentrationen vid expansionsledningens anslutning till kärlet
c_1	gaskoncentrationen i cirkulationsvattnet före avgasning eller annan förändring
c_2	gaskoncentrationen i cirkulationsvattnet efter avgasning eller annan förändring
D	diffusionskoefficient [m^2/s]
g	tyngdaccelerationen ($9,81 m/s^2$)
h	det vertikala avståndet mellan pannan eller värmeväxlaren och överkanten av den högst belägna radiatoren
H	Henrys konstant [GPa]
H_{N_2}	Henrys konstant för kväve
H_{N_2p}	Henrys konstant för kväve i temperatur som råder vid den hetaste punkten på vattensidan i pannan eller på sekundärsidan i värmeväxlaren
H_{N_2r}	Henrys konstant för kväve i temperatur som råder vid överkant av den högst belägna radiatoren
H_{O_2}	Henrys konstant för syre
J	molflödet/area [mol/sm^2]
k	läckagekonstanten [kPa/h], tryckförändring per tidsenhet i ett evakuerat värme- eller kylsystem
L, L_0	längder angående mätinstrument enligt figur 7.1
L_e	expansionsledningens längd
M	molmassan av gasen som är diffunderad i vatten i jämviktsläget
N	molmängd [mol]
p	det totala trycket
p_a	det atmosfäriska trycket ($101,3 kPa$)
p_d	gasens partialtryck
p_e	sluttrycket i radiatorsystemet efter evakueringen
p_{N_2}	deltrycket för kväve
p_l	luftens tryck i ett evakuerat radiatorsystem
p_{O_2}	deltrycket för syre

p_p	trycket i pannan eller vid värmväxlarens utlopp på sekundärsidan
p_{pv}	ångtrycket i pannans temperatur
p_r	trycket i radiatorns överkant i den högst belägna radiatorn
p_{rv}	ångtrycket vid radiatorernas överkant på den översta våningen
p_v	ångtrycket för vatten
R	den allmänna gaskonstanten (8,314 J/mol K)
t	tiden
t_b	behandlingstiden vid avgasning av cirkulationsvatten eller spolning av ett värme- eller kylsystem
t_e	evakueringstiden [h]
t_f	värme- eller kylsystemets påfyllningstid [h]
T	den absoluta temperaturen [K]
T_s	den absoluta temperaturen i ett evakuerat värme- eller kylsystem [K]
V_s	värme- eller kylsystemets vattenvolym [m ³]
\dot{V}_a	vattenflödet genom AIRSEPEx-avgasaren [m ³ /h]
\dot{V}_{su}	vakuumpumpens sugflöde [m ³ /h]
x	gasens molandel i vatten i jämviktsläget

Grekiska symboler:

Δp_f	tryckförlusterna på retursidan mellan den högst belägna radiatorn och pannan
Δt	tidsteget
ρ	vattnets densitet [kg/m ³]

DEL 2: Injustering av radiatorsystem

c_p	vattens specifika värmekapacitet (4.18 kJ/(kg K))
D_1	löphjulets diameter före injustering
D_2	den rätta diametern för löphjulet efter injustering
dt_f	framledningstemperaturförändring
dt_r	rumstemperaturförändringen
$d\phi$	den differentiella värmeeffekt som en radiator ger
f	radiators eller rummets relativ värmeeffekt vid jämförelse med referensvärdet
f_v	den relativa avvikelsen i stamregleringsventilens k_v -värde i förhållande till det beräknade värdet
g	tyngdaccelerationen (9,81 m/s ²)
G	värmekonduktansen
G_r	referensvärmekonduktansen
G'	radiators värmekonduktans per längdenhet i flödets riktning
k_{vr}	summan av radiatorventilernas k_v -värden
k_{vb}	stamregleringsventilens k_v -värde
k_{vt}	stammens totala k_v -värde
h_r	radiators höjd
\dot{m}	massflödet genom radiatoren [kg/s]
n	radiatorexponenten (i detta arbete används värdet 1,3)
r	förhållandet mellan det projekterade tryckfallet över stamregleringsventil och det projekterade tryckfallet över radiatorventil
t_f	framledningstemperaturen
t_r	rumstemperaturen
t_u	utetemperaturen
t_{ur}	referensutetemperaturen
\dot{V}	volymflödet [m ³ /h eller l/h]

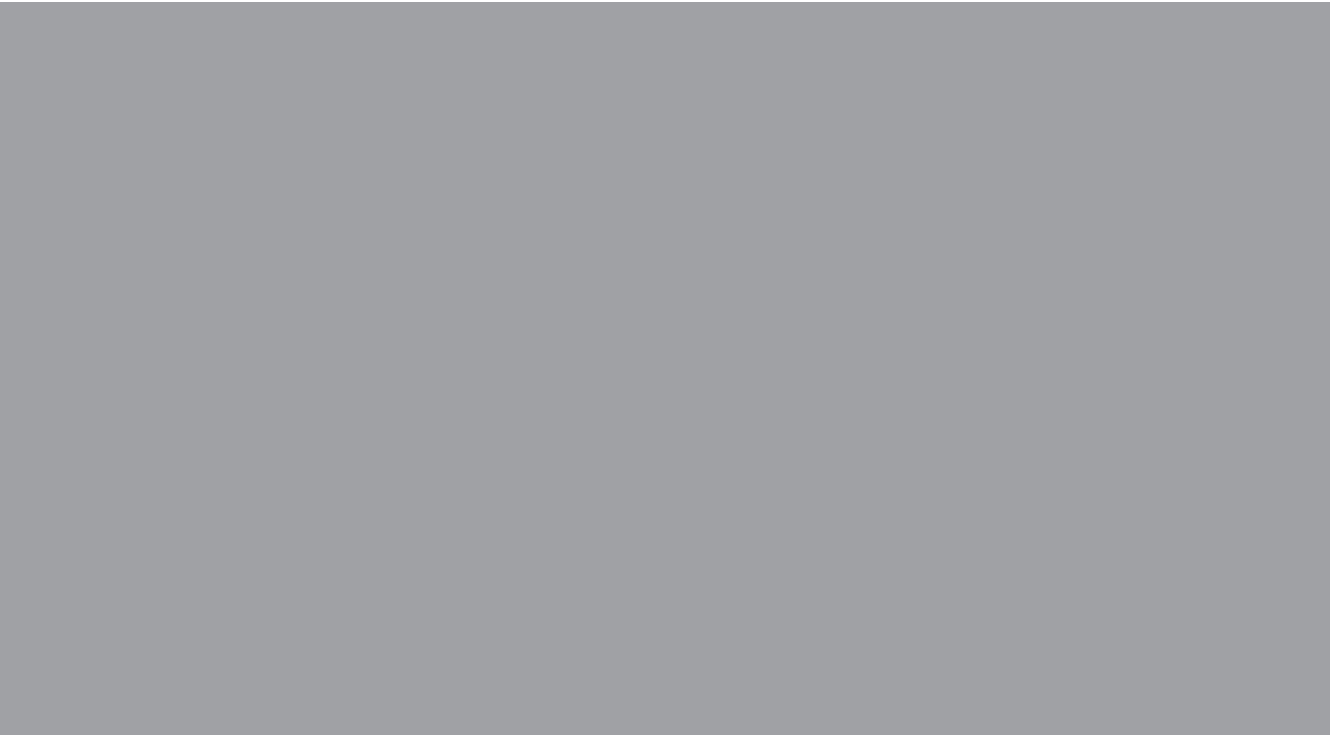
Grekiska symboler:

α	genomströmningstal
ρ	vattnets densitet [kg/m ³]
Δp	differenstrycket över ventilen [bar eller kPa]
Δp_p	pumptrycket
Δp_b	tryckfallet över stamregleringsventilen eller strypfläns
Δp_1	differenstrycket mellan framledning och retur i stammarna efter balanseringen
Δp_2	det projekterade differenstrycket mellan framledning och retur i stammarna
Δt_i	rumstemperaturhöjning förorsakad av internvärme
Δt	temperaturfallet över radiatoren
ϕ	radiatoreffekten
ϕ_r	referenseffekt för en radiator

- θ temperaturskillnaden mellan radiatorn och rummet vid en godtycklig punkt i radiatorn
- θ_{\ln} den logaritmiska medeltemperaturen för en radiator
- $\theta_{\ln r}$ den logaritmiska medeltemperaturen beräknad vid referenstemperaturerna
- θ_r referensvärde för temperaturskillnaden mellan framledning och rummet
- $\theta_{1,r}$ referensvärde för temperaturskillnaden mellan framledning och rummet i en radiator
- $\theta_{2,r}$ referensvärde för temperaturskillnaden mellan retur och rummet i en radiator
- θ_1 temperaturskillnaden mellan framledning och rummet i en radiator
- θ_2 temperaturskillnaden mellan retur och rummet i en radiator

DEL 1 och DEL 2: Förkortningar och definitioner

a	radiatorventilens auktoritet enligt formel (26.1)
$D_{\dot{Q}\dot{V}}$	radiatorns känslighet enligt formel (19.2)
DUT	dimensionerande utetemperatur (i Södra Finland -26 °C)
eff	avgasarens effektivitet enligt formel (8.1)
k_v -värde	radiator- eller stamregleringsventilens kapacitet enligt formel (20.1)
$\dot{m} c_p$	värmekapacitetsflödet [W/K]
p	inversen av radiatorexponenten
R-värdet	friktionsförlust per meter i en värmeledning [Pa/m]
VVS	värme, vatten och sanitet



ISBN 978-952-60-3294-8
ISBN 978-952-60-3295-5 (PDF)
ISSN 1795-2239
ISSN 1795-4584 (PDF)