



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R49:1979

**Energiförbrukning och
potentiell energibesparing
vid badanläggningar**

Förstudie

Bertil Davin

Hans Johnsson

Kaj Sandart

Byggforskningen

TEKNISKA HOGSKOLAN I LUND
SEKTIONEN FOR VÄG- OCH VÄTÉN
BIBLIOTEKET

R49:1979

ENERGIFÖRBRUKNING OCH POTENTIELL ENERGIBESPARING
VID BADANLÄGGNINGAR

Förstudie

Bertil L Davin
Hans Johnsson
Kaj Sandart

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 771031-4
från Statens råd för byggnadsforskning till Ingenjörss-
firman Orrje & Co - Scandiaconsult, Stockholm.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R49:1979

ISBN 91540-3022-6
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1979 953216

INNEHÅLL

BETECKNINGAR	5
1 ALLMÄNT OM PROJEKTET	7
1.1 Bakgrund	7
1.2 Problemdefiniering	7
1.3 Arbetets uppläggning	8
1.4 Sammanfattning	9
2 VENTILATION	13
2.1 Allmänt	13
2.2 Avdunstning från bassängens vattenyta	13
2.3 Fuktpåslag på byggnadsdelar	17
2.4 Erforderligt uteluftflöde	19
2.5 Olika utformning av ventilationssystem och deras energiförbrukning	21
2.5.1 Förutsättningar	21
2.5.2 Sammanfattning	32
2.6 Sammanställning av några möjliga energibesparande åtgärder beträffande ventilation	33
2.6.1 Höjning av relativ fuktighet i simhall	33
2.6.2 Inställning av rätt temperaturnivå	34
2.6.3 Installation av värmeåtervinning	35
2.6.4 Tvåhastighetsdrift av fläktar	36
2.6.5 Installation av avfuktningssystem	36
2.6.6 Övriga åtgärder	36
3 VATTENFÖRBRUKANDE INSTALLATIONER	37
3.1 Allmänt	37
3.2 Vattenbesparande åtgärder	37
3.3 Vattenförbrukare	39
3.3.1 Drift och skötsel av bassäng och lokal	39
3.3.2 Tvagning	41
3.3.3 WC och urinoarer	42
3.4 Sammanfattning	42
4 VÄRMEÅTERVINNING FRÅN AVLOPPSVATTEN	45
4.1 Allmänt	45
4.2 Utförande	45
5 VÄRMEPUMP VID BADANLÄGGNINGAR	47
5.1 Allmänt	47
5.2 Värmekällor	49
5.2.1 Yttre värmekällor	49
5.2.2 Inre värmekällor	50
5.3 Värmeåtervinning	51
5.3.1 Transmissionsförluster	51
5.3.2 Ventilationsförluster	52
5.3.3 Vattenuppvärmning	52
5.4 Energiflöden i badanläggningar	52
5.5 Värmepumpsystemens uppbyggnad och lönsamhet	54
5.6 Exempel på möjliga värmepumpsystem	55

5.6.1	Anläggningsexempel 1	56
5.6.2	Anläggningsexempel 2	57
6	SLUTORD	59
7	REFERENSLISTA	61

BETECKNINGAR

A	area	m ²
E	drivenergi	J
P	effekt	W
Q	energi	J
T	temperatur	K
X	absolut fukthalt	kg/kg
c_p	specifik värmekapacitet	J/kg · K
h	ångbildningsvärme	J/kg
k	värmeegenomgångstal	W/m ² · K
m	massa	kg
\dot{m}	massflöde	kg/s
\dot{q}	volymflöde	m ³ /s
t	temperatur	°C
α	värmeövergångstal	W/m ² · K
\emptyset	värmefaktor	J/J

1. ALLMÄNT OM PROJEKTET

1.1 Bakgrund

I Sverige finns ett stort antal badanläggningar för allmänheten. Undersökningar utförda av bl a Lindqvist (1) antyder att anläggningarnas uppbyggnad och skötsel ger en energiförbrukning som är onödigt hög. Av Byggeforskningsrapport R22:1978 framgår t ex att driftkostnaderna för 51 undersökta bad varierar mellan 0:70 - 10:60 kr/person. Enligt rapporten är ca 15 % därav kostnader för uppvärmning av byggnad, ventilationsluft samt varmvatten.

Det är ett känt faktum att man ej kan göra stora energivinster på kort sikt enbart genom att inrikta sig på nyproducerade anläggningar. Lämpliga åtgärder för energibesparing i befintliga anläggningar måste utvecklas. Denna förstudie har därför haft som målsättning att dels kartlägga befintliga anläggningars uppbyggnad och funktion, dels att föreslå lämpliga åtgärder för att åstadkomma lägre energiförbrukning.

1.2 Problemdefiniering

En badanläggnings energiförbrukning sammansätts av energi för:

1. Uppvärmning av ventilationsluft
2. Uppvärmning av byggnad
3. Uppvärmning av bassängvattnet
4. Varmvattenberedning

Varmvattenberedningen kräver mellan 40 och 65 % av årsenergiförbrukningen. Beroende på utformningen av ventilationssystemet förekommer stora skillnader.

Energibehovet för uppvärmning av ventilationsluft kan ofta minskas i befintliga anläggningar med enkla medel. På grund av olämplig konstruktion eller bristande tillsyn får ventilations-systemet ibland vara i drift dygnet runt i lokaler där inget ventilationsbehov finns.

Bassängvattnet måste tillföras värmeenergi då det avkyls genom fuktavgivningen till bassänghallens luft. Värme måste också tillföras bassängen för att värma upp det renvatten som dagligen tillsätts bl a för att hålla ned halten av bundet klor i vattnet.

Uppvärmningen av byggnaden för att ersätta transmissionsförlusterna kan med bibehållen komfort endast minskas med ökad isolering. Genom energitillskotten från bl a sol och belysning samt den utjämnning av temperaturvariationerna inomhus som är en följd av dämpningen i byggnadskonstruktionen är transmissionsbehovet relativt litet.

1.3 Arbetets uppläggning

För att öka kunskaperna om befintliga anläggningars utförande, skötsel och energiförbrukning inleddes förstudien med:

- Litteraturstudie, i vilken både svensk och viss utländsk litteratur studerades. Datasökning av litteraturreferenser utfördes på Byggdok:s register.
- Diskussioner med driftpersonal på befintliga anläggningar samt konstruktörer med erfarenhet av badanläggningar.
- Kontakter med tillverkare av utrustning för badanläggningar, både konventionell sådan och mer sofistikerade utrustningar bl a för värmeåtervinning.

Med detta som bakgrund analyserades därefter i kap 2 olika tänkbara system för ventilation med avseende på effekt- och energibehov.

I kap 3 behandlas vatten- och energiåtgången för de vattenförbrukande installationerna i badanläggningen.

Värmeåtervinning från avloppsvatten har visat sig relativt vanligt i befintliga anläggningar. Lämpligt system för detta beskrivs i kap 4.

För att kunna tillgodogöra sig mer av den lågvärdiga energin i avloppsvattnet och frånluften kan man utnyttja värmepumpen. I vissa fall kan yttre lågtemperaturvärmekällor, som hav, sjö eller grundvatten utnyttjas för uppvärmningen av badanläggningen. Dessa lösningar beskrivs i kap 5 tillsammans med grundläggande samband för värmepumpar.

I arbetet med förstudien har strävan varit att kombinera beskrivningen av befintliga anläggningar med lämpliga åtgärder för energibesparing. Även konstruktioner som enbart lämpar sig för nyproducerade anläggningar har i några fall tagits med.

1.4 SammanfattningVentilation

- För att spara energi bör relativa fuktigheten vara hög i våta utrymmen.
- Lufttemperaturen i bassänghallen bör vara några grader högre än vattentemperaturen. Detta minskar nämligen ventilationsbehovet väsentligt.
- Installation av värmeåtervinning är lämpligt vid badanläggningar på grund av hög temperatur och hög relativ fuktighet hos frånluften.
- I utredningen har bl a en badanläggning med nedanstående data analyserats närmare.

Bassängstorlek:	1 st 25 x 12,5 m
	1 st 12,5 x 6 m
Total bassängyta:	387,5 m ²
Total längd simhall:	37,5 m
Total bredd simhall:	20,0 m
Takhöjd i simhall:	8,0 m
k-värde i väggar och inkl fönster:	0,6 W/m ² °C
Badvattentemperatur:	25°C
Rumstemperatur:	28°C
Relativ fuktighet i hall:	50 % rH
Utetemperatur:	0°C
Relativ fuktighet ute:	80 %
Värmeövergångstal vatten/luft vid bad:	6,0 W/m ² · K
Värmeövergångstal icke bad:	2,0 W/m ² · K

I tabellen framgår klart hur effektbehoven varierar med utförandet av ventilationssystemet:

Bad

	utan vvx	med vvx	Avfuktare	Avfukt+vvx
Bassäng	44,8	44,8	20,9	20,9
Ventilation	67,2	16,8	43,7	10,9
Transmission	23,0	23,0	-5,8	-5,8
Avfuktare	-	-	<u>37,3</u>	<u>37,3</u>
Totalt	135,0	84,6	96,1	63,3
Index:	100,0	62,7	71,2	46,9

Icke bad

	utan vvx	med vvs	Avfuktare	Avfukt+vvx
Bassäng	14,9	14,9	-6,0	-6,0
Ventilation	22,9	5,7	0	0
Transmission	23,0	23,0	-5,8	-5,8
Avfuktare	-	-	17,3	37,3
Totalt	60,8	43,6	25,5	25,5
Index	100,0	71,7	41,9	41,9

Vattenförbrukande installationer

- Specifika vattenförbrukningen för befintliga badanläggningar är ca 140 l/person.
- Den största posten i vattenförbrukningen för en simhall ligger på tvagningsvatten, dvs dusch och tvättvatten. Då detta vatten är uppvärmt medför en vattenbesparing också en energibesparing.
- En anläggning där alla möjligheter till vattenbesparing tagits tillvara bör ha en vattenförbrukning på ca 90 l/person. Detta innebär en reduktion på 50 l/person vilket motsvarar ca 36 % jämfört med en vanlig anläggning. Detta kan ses som maximal sparmöjlighet.
- Genom installation av normflödesgivare samt duschsilar med luftinblandning kan vattenbesparingen vid äldre anläggningar uppgå till 30 l/person.
- Man bör vid befintliga anläggningar också kontrollera den metod som används för filterrengöring. Ofta kan bassängvatten användas till detta.

Värmeåtervinning från avloppsvatten

- Med lämpligt val av utrustning kan energibesparingen vid värmeåtervinning ur avloppsvatten uppgå till 85 MWh/år för ett bad med ca 140 000 besökare per år.
- Det är viktigt att systemet med värmeåtervinning ur avloppsvatten görs lätt rensbart från föroreningar då man annars riskerar försämrade temperaturverkningsgrad i värmeväxlaren.

Värmepump vid badanläggningar

- Med en värmepump kan lågvärdig värme i avloppsvatten och frånluft utnyttjas på ett effektivare sätt än med passiva värmeväxlare.
- Genom att sänka temperaturen på avloppsvattnet under inkommande renvattnets temperatur kan hela värmebehovet för varmvattenberedning erhållas från värmepumpen.
- De punkter som skall beaktas vid planeringen av ett värmepumpsystem är följande:
 1. Anläggningens drifttid
 2. Temperaturnivån
 3. Avståndet värmekälla-värmeväxlare
 4. Alternativa värmeväxlare
 5. Rengöring och service
 6. Säkerhetsrisker
 7. Tidsanpassning - Ackumulering

2. VENTILATION

2.1 Allmänt

Ventilationen av simhallar är mycket energikrävande. Frånluftmängderna blir ofta mycket stora på grund av att fukten som avdunstar från våta ytor ofta ventileras bort. Alternativet till denna metod är att avfuktningssaggregat kan användas. Bortförs ej fukten från simhallen medför detta fuktskador.

Det kan alltså finnas ett visst motsatsförhållande mellan kravet på god energiekonomi och säkerhet mot fuktskador. För att på ett optimalt sätt säkerställa båda kraven bör därför luftbehandlingsanläggningen styras på ett sådant sätt att den relativa fuktigheten automatiskt hålls på inställd nivå. Detta görs genom att en hygrostat styr uteluftflödet via återluftspjäll.

De flesta simhallar är utförda enligt denna princip. Principen ger dock ingen garanti för att anläggningen fungerar optimalt. Inställning av önskad relativ fuktighet sker manuellt. Driftinstruktioner som anger inställningsvärden saknas ofta. En annan osäkerhetskälla är kontrollen av att rätt relativ fuktighet verkligen erhålls. Skillnader i relativ fuktighet upplevs endast i begränsad utsträckning fysiologiskt. Kontroll måste alltså ske med hygrometer. Dessa kan ibland visa fel.

En stor energibesparingspotential finns sålunda ofta i optimal drift av anläggningen. I det följande skall bl a lämpliga inställningsvärden beräknas.

Olika utföranden av ventilationsanläggningen är tänkbara. Den kan t ex förses med värmeväxlare. Avfuktningssaggregat kan delvis ersätta ventilationen. Energibesparingspotentialen för dessa system kommer också att redovisas.

2.2 Avdunstning från bassängens vattenyta

I simhallar sker avdunstning från bassängytan till luften i simhallen.

Den drivande kraften för denna fukttransport är skillnaden i vattenångans partialtryck.

Eftersom vattnet som avdunstar vid ytan undergår fasförändring sker samtidigt en betydande värmetransport från vattnet. Avdunstningen inverkar därigenom på simhallens värmebalans på två sätt:

- Avdunstningen kylar ned vattnet i bassängen.
- Avdunstningen höjer relativa fuktigheten i bassänghallen, vilket medför ett ökat ventilationsbehov - alternativt att en avfuktare installeras.

För att kvantitativt bestämma mängden avdunstat vatten kan flera olika formler användas. Dessa kan nämligen baseras på skillnaden i ångans partialtryck, densitet respektive vatteninnehåll i den fuktiga luften. Det är ofta bekvämast att använda vatteninnehållet (X) som parameter. Detta ger följande formel för mängden avdunstat vatten:

$$\dot{m} = A \cdot \frac{\alpha}{c_p} (X_V - X_L) \text{ kg/s} \quad (1)$$

där \dot{m} = avdunstat vattenmängd (kg/s)

A = arean hos vattenytan, m²

α = värmeövergångstalet, W/m²K

c_p = luftens specifika värmekapacitet, Ws/kg.K

X_V = absoluta fukthalten vid vattenytan, kg/kg

X_L = absoluta fukthalten i luften, kg/kg

Flera olika mer eller mindre empiriska samband för bestämning av värmeövergångstalet α finns.

Förutsättning	(W/m ² °K)	Källa:
Vågrät yta med strömningshastighet v ($v < 5$ m/s) parallellt ytan	$5,8 + 4 \cdot v$	(Peterson 1976)
Bassäng	$6,3 + 4,8 \cdot v$	(Christiansen 1977)
Egen konvektion vid horisontell yta	$2,8 \Delta t^3$ där Δt = temperaturdifferensen mellan vatten och luft	(Peterson 1976)
vid "bad"	5,8	(Munters torkar AB 1978, erfarenhetsvärden)
vid "icke bad"	1,75	"

Rent empiriska värden är troligen bäst att använda. Lufthastigheten ovan bassängytan är t ex mycket svår att ange för olika badintensiteter. Vid avdunstning från en bassäng kan ytvattnet också få en lägre temperatur än bassängvattnet i övrigt. Detta påverkar också avdunstningen från bassängen på ett ganska oberäkneligt sätt.

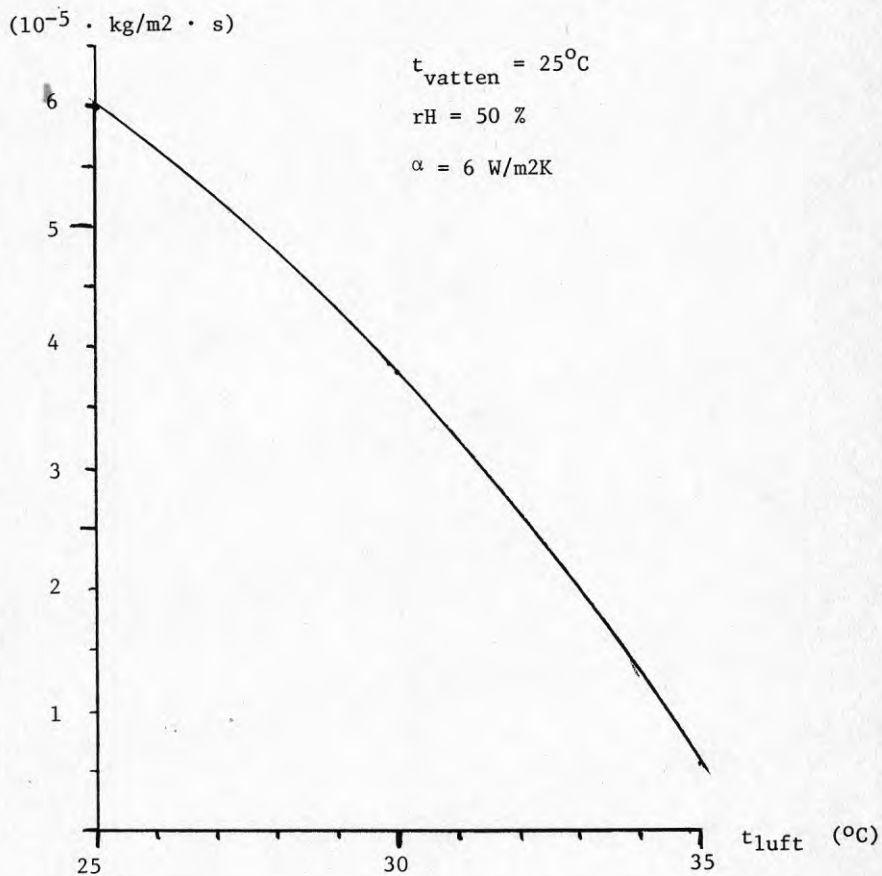
Vid de fortsatta beräkningarna har följande värden använts:

- vid bad	6,0 W/m ² °K
- vid icke bad	2,0 W/m ² °K

Av formel (1) framgår att avdunstningen från vattenytan varierar kraftigt beroende på luftens vatteninnehåll.

I figur 1 visas hur avdunstningen vid bad beror av lufttemperaturen i simhallen vid en vattentemperatur av $+25^{\circ}\text{C}$ och då luftens relativa fuktighet är 50 %.

Avdunstning /m²



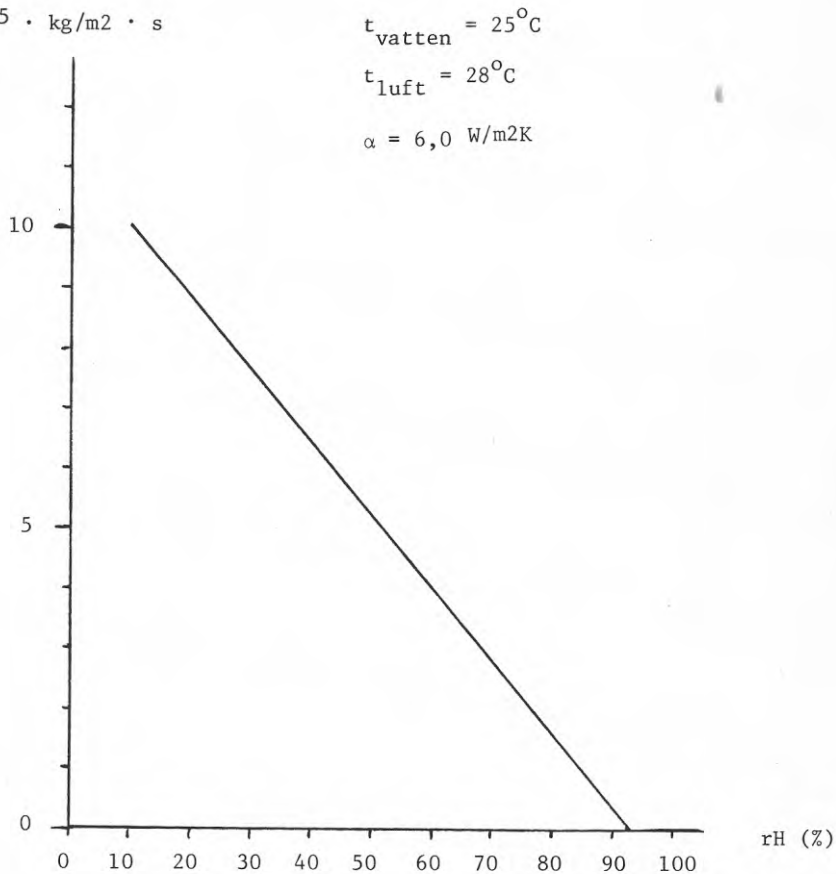
Figur 2.1 Avdunstning som funktion av lufttemperaturen.

Med hjälp av formel (1) är det möjligt att beräkna hur avdunstningen varierar med ändrad relativ fuktighet i luften.

I figur 2 visas hur avdunstningen vid bad beror av relativa fuktigheten i lokalen vid en vattentemperatur av 25°C och en lufttemperatur av 28°C .

Avdunstning/ m^2

$10^{-5} \cdot \text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$



Figur 2.2 Andunstningen som funktion av relativa fuktigheten.

2.3 Fuktpåslag på bygnadsdelar

Ur energiekonomisk synvinkel bör relativa fuktigheten i simhallen vara så hög som möjligt. Hög relativ fuktighet medför nämligen låg avdunstning och därmed litet uppvärmningsbehov för bassängvattnet. Erforderligt ventilationsbehov i simhallen minskar då hög relativ fuktighet tillåts.

Ur byggnadsteknisk synpunkt vill man dock att den relativa fuktigheten inte skall vara för hög. En alltför hög relativ fuktighet medför kondens på i första hand fönstren, men också på väggar och tak, vilket är allvarligare. Fuktskador är ganska vanligt förekommande och det är därför viktigt att vid genomförandet av energibesparande åtgärder beakta risken för fuktpåslag.

Kondensation på bygnadsdelar sker då yttemperaturen understiger daggpunkten. Yttemperaturen på tak, väggar och fönster beräknas enligt följande:

$$t_i = t_r - \frac{k}{\alpha_i} (t_r - t_u) \quad (2)$$

där: t_i = yttemperaturen på innerväggen, °C

t_r = lufttemperaturen i rummet, °C

k = byggnadsdelens k-värde, W/m²·K

α_i = inre värmeövergångstal = 8 W/m² · K

t_u = utetemperatur, °C

Styrande för vilken högsta relativa fuktighet som kan tillåtas blir alltså k-värdet för den sämst isolerade bygnadsdelen. Vanligen är det fönstren som är sämst isolerade i en simhall.

Figuren nedan visar i kommentar till Svensk Byggnorm 1975 angivna k-värden för glasdelen hos fönster.

Figur 2.3 Tabell 33:248 K Värmeegenomgångskoefficient för glasdelen hos fönster

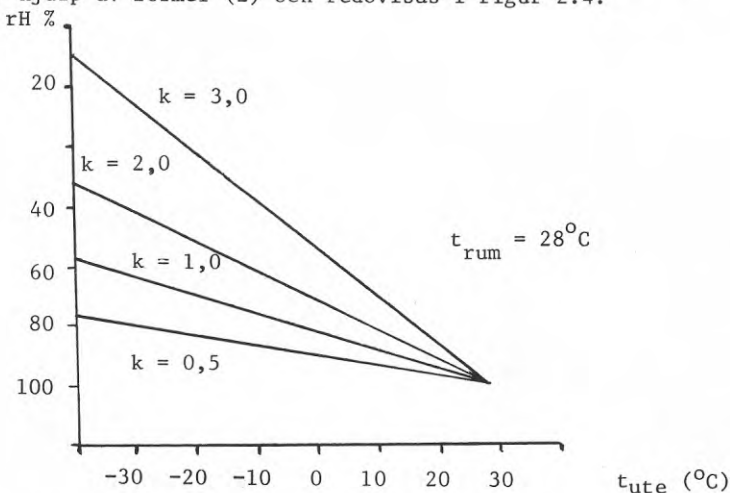
Utförande	Värmeegenomgångskoefficient W/m ² °C	
	2 glas	3 glas
1. Kopplade fönster	2,90	2,00
2. Hermetiskt slutna fönster med glasavstånd		
4 mm	3,60	2,70
6 mm	3,30	2,40
9 mm	3,05	2,15
12 mm	3,00	2,05
15 mm	2,95	2,00
20 mm	2,95	2,00
3. Kopplade fönster med en enkel ruta och en hermetiskt slutna enhet med glasavstånd		
4 mm	2,25	
6 mm	2,15	
9 mm	2,05	
12 mm	2,00	
15 mm	1,95	
20 mm	1,95	

Glasdelar med lågt k-värde bör väljas. Försöker man bestämma den ekonomiska isolertjockleken för glasdelen hos fönster i simhallar visar det sig att det är motiverat att välja en bättre isolerstandard än vad som gäller för t ex bostadshus. Orsakerna är flera:

- Temperaturen i simhallar är högre än i vanliga byggnader.
- Isolerstandarden påverkar ventilationsbehovet.

Den sistnämnda faktorn är av stor betydelse. Inverkan på den ekonomiska isoleringsgraden är dock svår att kvantifiera då den påverkas av bl a typ av ventilationssystem.

Valet av k-värden påverkar alltså den högsta tillåtna relativa fuktigheten i simhallen. Detta förhållande har beräknats med hjälp av formel (2) och redovisas i figur 2.4.



Figur 2.4 Högsta tillåtna relativa fuktighet för att undvika kondens.

Diagrammet anger endast ett teoretiskt förhållande. I praktiken bör man ha vissa säkerhetsmarginaler. Av figuren framgår dock att det i vissa fall kan vara mycket svårt att undvika kondens på fönster. Då det är kallare än ca -20°C och om man har 2-glasfönster är det troligen omöjligt att hålla en så låg relativ fuktighet, att kondens kan undvikas.

Förutom kondens på byggnadsdelars yta kan även diffusion av fukt ske. Den drivande kraften är i detta fall skillnaden i vattenångans partialtryck mellan lokalen och uteluften. Mängden diffunderat vatten bestäms, förutom av skillnaden i partialtryck, även av diffusionstalet för det aktuella byggnads-materialet. Normalt skall dock väggar och tak i badanläggningar vara så utförda, med bl a diffusionsspärrar, att skador till följd av detta ej skall förekomma.

Diffusions- och kondensationsförloppen är beräkningsmässigt komplicerade att behandla. Datorprogram finns dock utvecklade som kan beräkna om kondensrisk finns. I de fall kondensskador förekommit har dock troligen dessa ofta orsakats av byggfel

Problemställningarna rörande kondens i bygnadsdelar är alltså mycket viktiga beträffande simhallar. Det har dock ej varit möjligt att inom ramen för detta uppdrag undersöka dessa närmare.

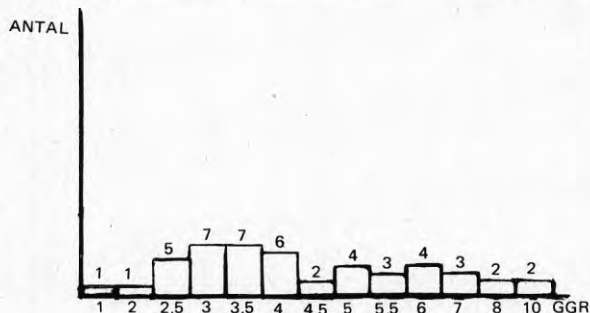
2.4 Erforderligt uteluftflöde (Avfuktningssaggregat finns ej)

Energiförbrukningen i inomhusbad beror till stor del på hur ventilationssystemet är utfört och hur driften sker. Dimensionerande för ventilationssystemet är vanligen kravet på att fukten skall ventileras bort. Detta gäller både simhall och tvagningsrum.

I vissa simhallar kan också klorlukten vara besvärande och i så fall blir detta styrande för vilket uteluftflöde som skall användas. Orsaken till detta är dock vanligen brister i reningsanläggningen. Normalt skall ej klorlukten vara avgörande för ventilationsbehovet.

Dimensionerande uteluftflöde varierar kraftigt för olika anläggningar.

Vid en inventering konstaterades luftomsättningar enligt figur 2.5.



Figur 2.5 Luftomsättningar i simhallar

Variationsbredden är anmärkningsvärd. Vissa variationer kan dock bero på byggnadsutformning (olika byggnadsvolym i förhållande till bassängyta) och klimat (kallt utomhusklimat kräver lägre relativ fuktighet vilket erhålles med högre uteluftflöde).

Avgörande för erforderligt uteluftflöde är främst mängden avdunstat vatten från bassängen och det högsta tillåtna vatteninnehållet i rumsluften. Mängden fukt som bortförs med en viss mängd ventilationsluft är beroende av skillnaden mellan vatteninnehåll i till- och frånluft.

Detta kan uttryckas med följande formel:

$$\dot{q}_L = \frac{\dot{m}_V}{X_{LF} - X_{LT}} \quad (3)$$

där: \dot{q}_L = erforderligt uteluftflöde m³/s
 \dot{m}_V = mängd avdunstat vatten kg/s
 X_{LF} = vatteninnehåll i frånluft kg/kg
 X_{LT} = vatteninnehåll i tilluft kg/kg

Mängden avdunstat vatten beräknas ur formel (1) och vatteninnehållet i frånluften bestäms utgående från resonemanget i kap "Fuktpåslag på byggnadsdelar", sammanfattat i figur 3.

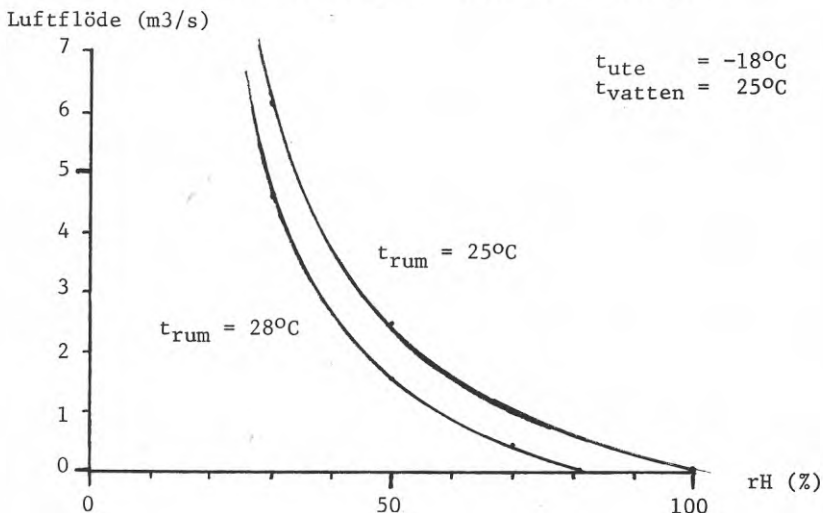
Exempel 1

Uteluftflödet för en simhall med två bassänger skall beräknas. Den ena bassängen har storleken 25 x 12,5 m (312,5 m²) och den andra 12,5 x 6 m (75 m²). Totalt alltså 387,5 m² våt yta.

Värmeövergångstalet α antas vara 6 W/m², K och temperaturen i bassängen 25°C.

Uteluftflödet beräknas för lägsta utetemperatur i Stockholm (LUT 1) alltså -18°C.

Högsta tillåtna relativa fuktighet samt lufttemperaturens i simhallen inverkan på uteluftflödet kan nu beräknas med formel (1) och (3). Beräkningsresultatet visas i figur



Figur 2.5 Uteluftflödet som funktion av relativa fuktigheten och rumstemperaturen.

2.5 Olika utformning av ventilationssystem och deras energiförbrukning

2.5.1 Förutsättningar

En noggrann beräkning av energibehovet för uppvärmning och ventilation av bassänghallar är svår att göra. Förutom av byggnadskonstruktion och utetemperatur påverkas även energiförbrukningen av badintensitet, uteluftens relativa fuktighet m m.

För att få en uppskattning av hur olika utformning av ventilationssystemet påverkar energiförbrukningen har i stället effektbehovet för en typisk bassänghall vid en utetemperatur av $\pm 0^{\circ}\text{C}$ beräknats. Denna effektförbrukning kan beräknas mer exakt än vad som är möjligt att göra beträffande årsenergiförbrukningen.

Följande data har antagits för bassänghallen:

Bassängstorlek:	1 st 25 x 12,5 m
	1 st 12,5 x 6 m
Total bassängyta:	387,5 m ²
Total längd simhall:	37,5 m
Total bredd simhall:	20,0 m
Takhöjd i simhall:	8,0 m
k-värde i väggar och inkl fönster:	0,6 W/m ² °C
Badvattentemperatur:	25 ^o C
Rumstemperatur:	28 ^o C
Relativ fuktighet i hall:	50 % rH
Utetemperatur:	0 ^o C
Relativ fuktighet ute:	80 %
Värmeövergångstal vatten/luft vid bad:	6,0 W/m ² ·K
Värmeövergångstal vatten/luft vid icke bad:	2,0 W/m ² ·K

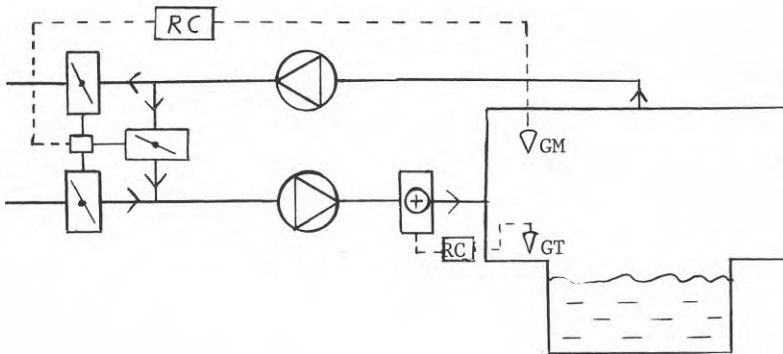
Beräkningen av effektbehovet har gjorts både för driftfallet då bad förekommer och då bad ej förekommer. Med hjälp av värden för aktuella drifttider är det då också möjligt att överslagsmässigt beräkna årsenergiförbrukningen. Effektbehovet är nämligen beräknat vid en utetemperatur av $\pm 0^{\circ}\text{C}$ vilket kan motsvara årsmedeltemperaturen under utnyttningssäsongen. Beräkningen kan göras så att effektbehovet för olika driftfall multipliceras med respektive drifttider.

Vid beräkning av transmissionsförlusten har antagits att den ena långsidan av simhallen är sammanbyggd med tvagningsrum m m, varför ingen värmeförlust sker denna väg. Ingen transmissionsförlust antas ske genom golvet. Energiförbrukningen för transmission kan beräknas på vanligt sätt med hjälp av antalet gradtimmar.

2.5.1.1 Från- och tilluft med återluft där uteluftandelen styrs med rumshygrostat

Principkoppling

Principkopplings-schemat för ventilationssystemet visas i figur



Figur 2.6 FT-ventilation med återluft.

Utförande enligt ovan är det vanligaste utförandet i befintliga anläggningar. Kombinationen med värmeväxlare är vanligare i nya anläggningar.

Funktion

Funktionen är att rumstermostaten via reglercentral styr värmeeffekten till värmebatteriet att hålla konstant lufttemperatur i simhallen. Hygrostaten håller den relativa fuktigheten i lokalen konstant genom att styra spjällen i tilluftaggregatets blandningsdel. Systemet kan kombineras med nattermostat och utekompensering av börvärde för relativ fuktighet.

Ett likartat system fås även om uppvärmningen sker med radiatorer, konvektorer eller liknande. Rumstermostaten för tilluftaggregatet byts i detta fall ut mot en kanalgivare för att styra konstant tillufttemperatur.

Effektbehov för uppvärmning av bassäng

(Förutsättningar enl 2.5.1 gäller)

Effektbehovet för uppvärmning av bassängvattnet beräknas utgående från mängden avdunstat vatten enligt formel 1 och vattnets ångbildningsvärme.

Följande formel erhålls:

$$P_b = A \cdot \frac{\alpha}{c_p} (X_V - X_L) \cdot h \quad \text{kW} \quad (4)$$

där: h = ångbildningsvärdet kJ/kg
i övrigt samma som i (1)

Vid bad erhålls:

$$P_b = \frac{387,5 \cdot 6,0}{1\,040} (0,020 - 0,0118) \cdot 2\,442,5 = 44,8 \text{ kW}$$

och vid icke bad:

$$P_b = \frac{387,5 \cdot 2,0}{1\,040} (0,020 - 0,0118) \cdot 2\,442,5 = 14,9 \text{ kW}$$

Effektbehov ventilation

Erforderligt uteluftflöde beräknas enligt formel (3).

$$\dot{q} = \frac{\dot{m}_V}{X_{LF} - X_{LT}} = \frac{A \cdot (X_V - X_L)}{c_p (X_{LF} - X_{LT})} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (5)$$

Följande värden på vatteninnehåll gäller:

$$\begin{aligned} X_L = X_{LF} &= \text{absoluta fukthalten i frånluften} = 0,0118 \text{ kg/kg} \\ X_V &= \text{absoluta fukthalten vid vattenytan} = 0,020 \text{ kg/kg} \\ X_{LT} &= \text{absoluta fukthalten i tilluften} = 0,0028 \text{ kg/kg} \end{aligned}$$

vilket ger vid bad:

$$\dot{q} = \frac{387,5 \cdot 6,0 (0,020 - 0,0118)}{1\,040 \cdot (0,0118 - 0,0028)} = 2,0 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vilket motsvarar följande effektbehov för ventilation:

$$P_V = \dot{q} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{FL} - t_{ute}) \quad \text{kW} \quad (6)$$

där: \dot{q} = uteluftflödet m³/s
 ρ = densiteten kg/m³
 c_p = luftens specifika värme = 1,0 kJ/kg·K
 t_{FL} = frånlufttemperaturen °C
 t_{ute} = utelufttemperaturen °C

med insatta värden erhålls vid bad:

$$P_V = 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 (28 - 0) = 67,2 \quad \text{kW}$$

Vid icke bad fås uteluftbehovet:

$$\dot{q} = \frac{287,5 \cdot 2,0 \cdot (0,020 - 0,0118)}{1 \, 040 \cdot (0,0118 - 0,0028)} = 0,68 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

vilket ger effektbehovet:

$$P_V = 0,68 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot (28 - 0) = 22,9 \quad \text{kW}$$

Effektbehov transmission

Transmissionsförlusterna beräknas endast överslagsmässigt utgående från tidigare givna data:

$$P_t = k \cdot A \cdot \Delta t = 0,6 (37,5 \cdot 20 + 37,5 \cdot 8 + 20 \cdot 8 \cdot 2) \cdot 28 =$$

$$P_t = 0,6 \cdot 1 \, 370 \cdot 28 = 23,0 \quad \text{kW}$$

Sammanställning

	Bad	Icke bad
Effektbehov uppvärmning av bassäng	44,8 kW	14,9 kW
Effektbehov ventilation	67,3 "	22,9 "
Effektbehov transmission	<u>23,0 "</u>	<u>23,0 "</u>
Totalt	135,0 kW	60,8 kW

2.5.1.2 Från- och tilluft med återluft och värmeväxlare där uteluftandelen styrs via rumshygrostat

Principkoppling

Flera olika typer av värmeväxlare är tänkbara att använda i systemet. Nedan anges de typer som är mest aktuella att använda och deras karakteristiska egenskaper.

- Roterande värmeväxlare (utan fuktåtervinning)

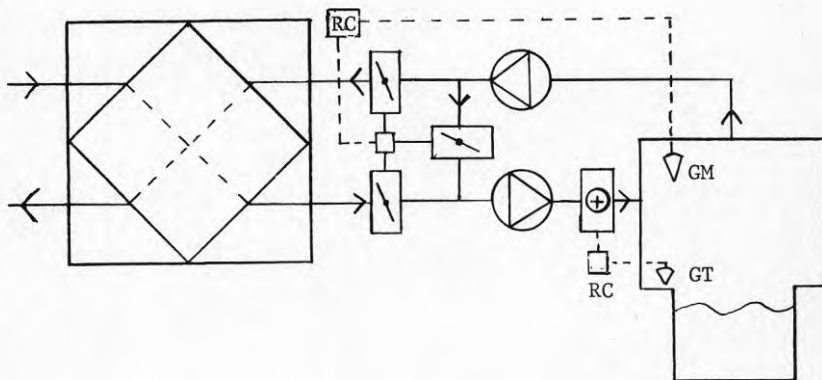
Hög verkningsgrad, lämplig vid stora flöden, svår att installera i befintliga anläggningar.
- Plattvärmeväxlare

Ingen fuktöverföring, inga rörliga delar, ganska hög verkningsgrad, enkel installation, mindre lämplig vid luftflöden över ca 6 m³/s.
- Vätskekopplade värmeväxlare

Till- och frånluftkanaler behöver ej dras samman, verkningsgraden är ej så hög som för värmeväxlarna ovan

I det följande beräkningsexemplet har antagits att en plattvärmeväxlare är installerad. Med roterande värmeväxlare kommer effektförbrukningen att vara något lägre och med vätskekopplade värmeväxlare något högre.

Principkopplingsschemat för ventilationssystemet blir enligt figur 2.7.



Figur 2.7 FT-ventilation med återluft och värmeväxlare.

Funktion

Rumstermostaten styr via reglercentral värmeeffekten till värmebatteriet att hålla konstant lufttemperatur i simhallen. Hygrostaten konstanthåller relativa fuktigheten i lokalen genom att styra uteluftflödet med hjälp av tilluftaggregatets blandningsdel.

Effektbehov uppvärmning av bassäng

Effektbehovet är detsamma som i exemplet då värmeväxlare ej finns.

Alltså vid bad:

$$P_b = 44,8 \text{ kW}$$

och vid icke bad:

$$P_b = 14,9 \text{ kW}$$

Effektbehov ventilation

Uteluftflödet är detsamma som i exemplet då värmeväxlare ej finns. Effektbehovet reduceras dock kraftigt. Temperaturverkningsgraden i aktuellt driftfall uppskattas till ca 75 %, vilket innebär att uteluften värms till 21°C i värmeväxlaren. Detta är ett högt värde. Anledningen är genom att återluftkörning sker så är flödet genom värmeväxlaren är betydligt mindre än vad den är dimensionerad för. Verkningsgraden stiger därigenom. Frånluftens höga vatteninnehåll höjer också verkningsgraden.

Effektbehovet kan nu beräknas enligt formel (6). Utelufttemperaturen ersätts dock av tillufttemperaturen efter värmeväxlaren (21°C).

Vid bad effekten:

$$P_v = 2,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 (28 - 21) = 16,8 \text{ kW}$$

och vid icke bad:

$$P_v = 0,68 \cdot 1,2 \cdot 1,0 (28 - 21) = 5,7 \text{ kW}$$

Effektbehov transmission

Transmissionsförlusterna är desamma som i exemplet utan värmeväxlare, alltså 23,0 kW både natt och dag.

Sammanställning

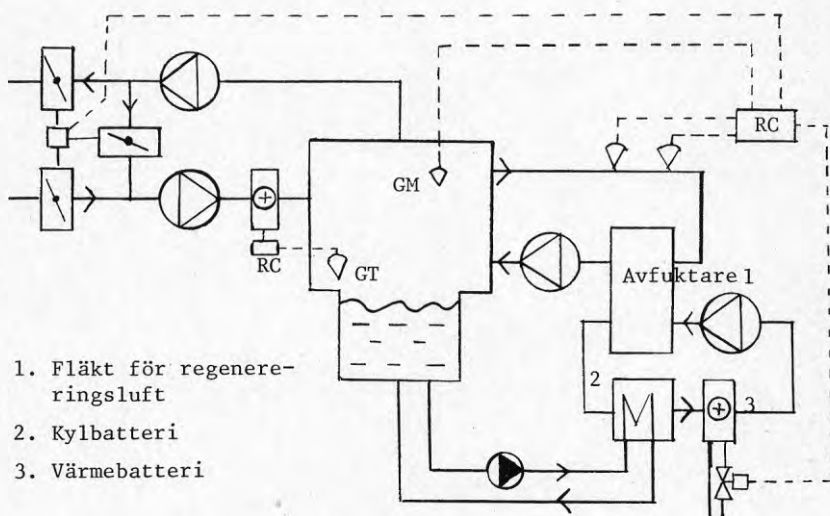
	Bad	Icke bad
Effektbehov uppvärmning av bassäng	44,8 kW	14,9 kW
Effektbehov ventilation	16,8 "	5,7 "
Effektbehov transmission	<u>23,0 "</u>	<u>23,0 "</u>
Totalt	84,6 kW	43,6 kW

2.5.1.3 Från- och tilluft med återluft och avfuktarePrincipkoppling

Avfuktaren används som komplement till ett ventilationssystem enligt visat utförande. Dimensionering av avfuktaren görs vanligen så att den klarar hela avfuktningens behovet vid icke bad. Detta har antagits i detta system.

Avfuktaren fungerar på så sätt att fuktig luft från simhallen passerar en rotor belagd med ett hygroskopiskt aktivt ämne. Detta ämne absorberar fukt. Luften blir därigenom torrare samt även varmare och återförs därefter till simhallen. Rotorn drivs av en motor i apparaten. Den del av rotorn som har absorberat vatten kommer därigenom att passeras av den varma regenereringsluftströmmen som gör att vattnet avdunstar och rotorn åter kan absorbera vatten. Regenereringsluften (1) avfuktas först med hjälp av ett kylbatteri (2) som kyls med bassängvattnen och värms därefter med ett värmebatteri (3).

Principkopplings-schemat för systemet visas i figur 2.8.



Figur 2.8 FT-ventilation med återluft och avfuktning.

Funktion

I första hand sker avfuktning av bassänghall och uppvärmning av bassäng med hjälp av avfuktaren. Klaras ej detta trots att avfuktaren går maximalt kopplas ventilationssystemet in och körs på konventionellt sätt.

Effektbehov uppvärmning av bassäng

Avfuktaren antas vara så dimensionerad att avfuktaren kan hålla dimensionerande relativ fuktighet vid icke bad.

Utgående från avdunstad mängd vatten har effektbalansen för avfuktaren uppskattats med hjälp av information från tillverkare.

Regenereringseffekt	37,7 kW
Värmeavgivning till bassäng	23,9 kW
Värmeavgivning till simhall	28,8 kW

Avfuktaren kommer alltså att tillföra bassängen en effekt av 23,9 kW. Då avfuktarens effektbehov behandlas separat i detta exempel reduceras effektbehovet för uppvärmning av bassäng med 23,9 kW.

Följande effektbehov vid bad erhålls utgående från tidigare beräkningar:

$$P_b = 44,8 - 23,9 = 20,9 \text{ kW}$$

och vid icke bad:

$$P_b = 14,9 - 23,9 = -6,0 \text{ kW}$$

Avfuktaren tillför alltså mer värme till bassängen än vad som avgår genom avdunstning. Differansen är dock liten och innebär troligen inte att bassängvattnet blir varmare. I dessa förenklade räkneexempel har nämligen hänsyn ej tagits till transmissionsförluster från bassängen och dessa är troligen större än 6 kW.

Effektbehov ventilation

Ventilationsbehovet kommer att reduceras med det flöde som motsvarar ventilationsbehovet vid icke bad. Detta flöde har tidigare beräknats till 0,68 m³/s.

Uteluftflödet vid bad minskar alltså till följande värde:

$$\dot{q} = 2,0 - 0,68 = 1,3 \text{ m}^3/\text{s}$$

Detta ger följande effektbehov för ventilation:

$$P_V = 1,3 \cdot 1,2 \cdot 1,0 (28 - 0) = 43,7 \text{ kW}$$

Vid icke bad är som tidigare nämnts utluftflödet noll och därmed även effektbehovet noll

Effektbehov transmission

En viss del av transmissionsförlusterna kommer att täckas av värme som avges till luften från avfuktaren. Avfuktaren ger i detta exempel 28,8 kW till luften. Effektbehovet som behöver tillföras lokalen för uppvärmning reduceras alltså med detta värde.

Effektbehovet på grund av transmission blir alltså:

$$P_t = 23,0 - 28,8 = -5,8 \text{ kW}$$

Avgiven värmeeffekt från avfuktaren är alltså något större än transmissionsförlusterna. Detta innebär att rumstemperaturen stiger något lite under natten och därmed minskar effektbehovet vid bad under de första morgontimmarna. Detta gäller för detta räkneexempel. I befintliga anläggningar är troligen transmissionsförlusterna större.

Effektbehov avfuktare

Effektbehovet för avfuktaren är som tidigare nämnts 37,3 kW.

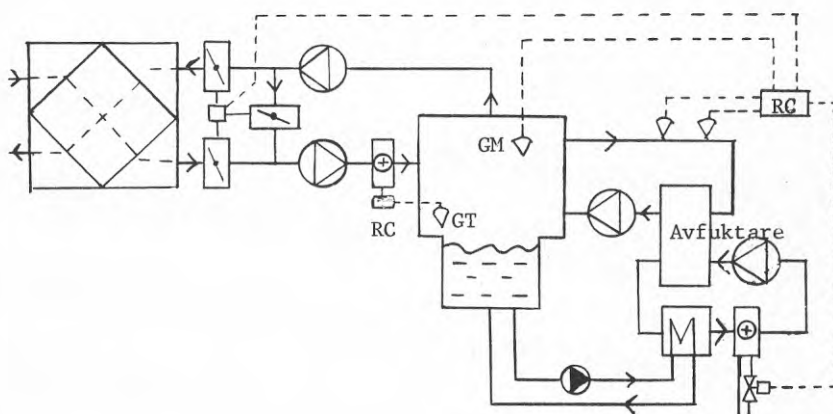
Sammanställning

	Bad	Icke bad
Effektbehov uppvärmning av bassäng	20,9	-6,0
Effektbehov ventilation	43,7	0
Effektbehov transmission	-5,8	-5,8
Effektbehov avfuktare	<u>37,3</u>	<u>37,3</u>
Totalt	96,1	25,5

2.5.1.4 Från- och tilluft med återluft, avfuktare och värmeväxlare

Systemet antas vara dimensionerat och utfört på likartat sätt som det tidigare systemet, förutom att värmeväxlare också används.

Principkopplingschemat för systemet visas i figur 2.9.



Figur 2.9 FT-ventilation med återluft, värmeväxlare och avfuktning.

Funktion

Lika som utan värmeväxlare.

Effektbehov uppvärmning av bassäng

Lika som utan värmeväxlare, alltså under bad.

$$P_b = 20,9 \text{ kW}$$

och vid icke bad:

$$P_b = -6,0 \text{ kW}$$

Effektbehov ventilation

Uteluftflödena blir desamma som i exemplet utan värmeväxlare. Effektbehovet för uppvärmning av uteluften reduceras dock med 75 %.

Alltså vid bad:

$$P_v = 43,7 \cdot 0,25 = 10,9 \text{ kW}$$

Vid icke bad är effektbehovet även i detta fall noll.

Effektbehov transmission

Lika som i exemplet utan värmeväxlare.

Alltså vid bad och även vid icke bad:

$$P_t = -5,8 \text{ kW}$$

Effektbehov avfuktare

Effektbehovet för avfuktaren är lika som i exemplet utan värmeväxlare.

$$P_A = 37,3 \text{ kW}$$

Sammanställning

	Bad	Icke bad
Effektbehov uppvärmning av bassäng	20,9	-6,0
Effektbehov ventilation	10,9	0
Effektbehov transmission	-5,8	-5,8
Effektbehov avfuktare	<u>37,3</u>	<u>37,3</u>
Totalt	63,3	25,5

2.5.2 SammanfattningBad

	utan vvx	med vvx	Avfuktare	Avfuktare+vvx
Bassäng	44,8	44,8	20,9	20,9
Ventilation	67,2	16,8	43,7	10,9
Transmission	23,0	23,0	-5,8	-5,8
Avfuktare	-	-	<u>37,3</u>	<u>37,3</u>
Totalt	135,0	84,6	96,1	63,3
Index:	100,0	62,7	71,2	46,9

Icke bad

	utan vvx	med vvx	Avfuktare	Avfuktare+vvx
Bassäng	14,9	14,9	-6,0	-6,0
Ventilation	22,9	5,7	0	0
Transmission	23,0	23,0	-5,8	-5,8
Avfuktare	-	-	<u>37,3</u>	<u>37,3</u>
Totalt	60,8	43,6	25,5	25,5
Index:	100,0	71,7	41,9	41,9

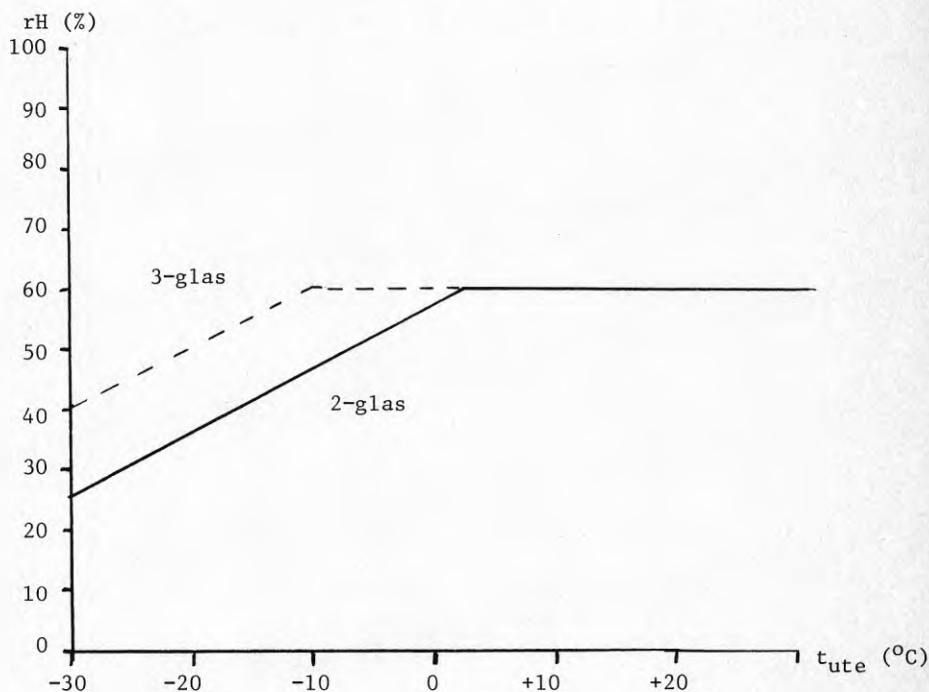
Av tabellen framgår att både värmeväxlare och avfuktningssaggre-
gat minskar effektbehovet väsentligt. Då båda dessa åtgärder
kombineras minskar effektbehovet ytterligare, dock endast vid
bad om anläggningen är dimensionerad enligt ovan. Det är därför
tveksamt om det lönar sig att kombinera dessa två åtgärder.

2.6 Sammanställning av några möjliga energibesparande åtgärder beträffande ventilationen

2.6.1 Höjning av relativ fuktighet i simhall

Som framgår av beräkningarna i avsnittet "Fuktpåslag på byggnadsdelar" kommer högsta tillåtna relativa fuktighet att variera beroende på utetemperaturen och fönstertyp. Av beräkningarna framgick även att mycket högt fuktinnehåll kan tillåtas vid höga utetemperaturer. I praktiken vill man av komfortskäl dock begränsa relativa fuktigheten till ca 60 % rH.

I nedanstående diagram har dessa krav sammanställts för att ge riktlinjer för inställning av relativa fuktigheten vid olika utetemperaturer. Kurvorna i figur 2.10 anger dels gränsen för fuktpåslag på 2-glasfönster ($k = 2,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$) dels på 3-glasfönster ($k = 2,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$).



Figur 2.10 Riktlinje för inställning av relativa fuktigheten vid olika utetemperatur.

Ovanstående diagram bör endast användas överslagsmässigt. Fuktpåslag kan delvis påverkas även av andra faktorer, såsom t ex om man har inblåsning av tilluft utmed fönstren. Viktigt är dock att notera att man speciellt vid 2-glasfönster lätt kan få fuktpåslag under kalla årstiden. Ett tecken på att kondensering på fönstren sker i alltför stor utsträckning är att fönsterkarmarna ofta behöver målas om. Kostnaden för detta kan bli betydande.

Energibesparingen vid höjning av relativa fuktigheten är beroende dels av att avdunstningen minskar dels att en och samma mängd uteluft bortför mera fukt.

Av figur 2.5 (sid 19) framgår att uteluftflödet reduceras med i storleksordningen 40 % vid en höjning av relativa fuktigheten med 10 procentenheter (t ex från 50 % rH till 60 % rH). En reducering av uteluftflödet med 40 % motsvarar också en 40 procentig energibesparing för uppvärmning av uteluft för simhallen.

Totalt utgör uppvärmningsbehovet för uteluft till simhallen kanske 10 % av anläggningens totala energibehov. En 40 procentig besparing av detta energibehov sänker alltså anläggningens hela energibehov med ca 4 %.

Den nödvändiga sänkningen av relativa fuktigheten under den kalla årstiden är ofta avsedd att göras manuellt. Automatisk styrning av börvärdet genom utekompensering är att föredra.

2.6.2 Inställning av rätt temperaturnivå

Av figur 2.1 kap 2.2 framgår att ventilationsbehovet i simhallen minskar kraftigt då rumstemperaturen höjs. Vid ett typiskt värde på relativa fuktigheten av 50 % minskar energibehovet för ventilation med ca 10 % för varje grads höjning av lokaltemperaturen. Höjning av rumstemperaturen medför dock att transmissionsförlusterna ökar. Denna ökning av transmissionsförlusterna är ca 4 % i aktuella temperaturintervall för varje grads höjning av rumstemperaturen.

Den totala procentuella besparingen är beroende av storleksförhållandet mellan energibehovet för transmission och ventilation. I ett ventilationssystem utan värmeåtervinning är normalt ventilationsförlusterna större än transmissionsförlusterna. Är ventilationssystemet försett med värmeåtervinning råder troligen det motsatta förhållandet.

Under förutsättning att ventilations- och transmissionsförlusterna är lika stora blir den totala procentuella energibesparingen 6 % för varje grads höjning av rumstemperaturen.

Det finns dock gränser för hur mycket man kan höja rumstemperaturen. En vanlig rekommendation är att om man har en bassängtemperatur på 25°C skall man hålla en rumstemperatur på ca 28°C. Alltför hög temperatur (= högt vatteninnehåll) ökar risken för fuktskador i väggar och är troligen också sämre ur komfortsynpunkt.

2.6.3 Installation av värmeåtervinning

Vissa skäl talar för att installation av värmeåtervinning i många befintliga anläggningar är en lönsam åtgärd.

Generellt gäller att man i bassänghallar har betydligt högre såväl relativ fuktighet som rumstemperatur än vid vanligen förekommande installationer.

- Hög relativ fuktighet i frånluften ger hög verkningsgrad hos värmeväxlaren.
- Hög frånlufttemperatur höjer energivinsten med en och samma värmeväxlare.

En viktig punkt talar dock emot att det skulle vara lönsamt att installera värmeåtervinning. Värmeväxlaren måste nämligen dimensioneras för det maximala flödet som förekommer i systemet. Detta inträffar under hög badintensitet samtidigt som utetemperaturen är låg. Vid låg utetemperatur bör nämligen relativa fuktigheten i simhallen sänkas, vilket kraftigt ökar uteluftflödet.

Värmeåtervinningssystemet måste alltså dimensioneras för detta höga flöde med påföljande hög investeringskostnad. Det genomsnittliga uteluftflödet under driftperioden är dock betydligt lägre, vilket ger en minskad energibesparing.

2.6.4 Tvåhastighetsdrift av fläktar

Normalt bör ventilationsanläggningen för simhallen, om den är försedd med återluftföring, förses med 2-hastighetsdrift. Uteluftbehovet är nämligen betydligt mindre under natten och det räcker därför med att ventilationsanläggningen under denna tid ger ungefär halva flödet jämfört med dagdriften.

Besparingen som erhålls är att fläktmotorernas elenergiförbrukning minskar betydligt. Då flödet halveras minskar tryckfallet med en faktor 4, vilket innebär att effektbehovet för fläkten minskar till en åttondel.

Totala effektbehovet för både till- och frånluftfläktar är ofta i storleksordningen 0,4 kW per 1 000 m³/h. För en anläggning med flödet 10 000 m³/h innebär detta att fläktmotorernas effektförbrukning är ca 4 kW vid helfart. Vid halvfart minskar effektförbrukningen till 0.5 kW. Energibesparingen beräknas enkelt genom att multiplicera effektminskningen med antalet timmar per år som fläkten kan ge med halvfart.

Lämpligen utförs anläggningen på så sätt att styrningen respektive halvfart görs med ett kopplingsur med veckoskiva. Kopplingsuret ställs in så fläktarna går över på halvfart då simhallen stängs och inga badande vistas i bassängen. Detta innebär att fläktarna i ett normalt fall kan gå på halvfart ca 5 000 timmar om året. I det tidigare exemplet med ett totalt installerat luftflöde på 10 000 m³/h ger detta en besparing av ca 17 500 kWh/år. Med ett elenergipris på 15 öre/kWh blir kostnadsbesparingen 2 625 kr/år vilket snabbt betalar kostnaden för installation av 2-hastighetsdrift.

2.6.5 Installation av avfuktningssystem

Installation av avfuktningssystem för bassänghall ger en väsentlig energibesparing. Åtgärden ger en ungefär lika stor energibesparing som installation av värmeväxlare i bassänghallens ventilationssystem.

Det har ej varit möjligt att inom ramen för detta projekt göra en mer fullständig teknisk och ekonomisk värdering av möjligheten att installera avfuktningssystem.

2.6.6 Övriga åtgärder

Flera övriga åtgärder som är tänkbara att genomföra i badanläggningar finns. En åtgärd är t ex bassängtäckning, vilket medför minskad avdunstning under den tid bassängen ej utnyttjas. Detta minskar ventilationsbehovet och därmed energiförbrukningen. I denna utredning har detta dock ej varit möjligt att utreda närmare.

3 VATTENFÖRBRUKANDE INSTALLATIONER

3.1 Allmänt

Vid en badanläggning förbrukas stora mängder vatten, kallt eller uppvärmt. Beroende på anläggningens storlek, personbelastning, ålder och kvalitet får olika badanläggningar en mycket varierande specifik vattenförbrukning. Enligt Lindqvist (1) varierar förbrukningen för åtta undersökta bad mellan 110 och 195 l/person med ett aritmetiskt medelvärde av 136 l/person.

Vattenkostnaden kan delas upp i två delar, kostnad till vattenverk och uppvärmningskostnad för varmvatten. Vattnet utnyttjas i en badanläggning i princip vid tre temperaturnivåer.

Dessa är:

Nivå	Temperatur	
1	8 - 12°C	kallvatten
2	25°C	
3	38°C	

Med ett energipris av 10 öre/kWh och ett vattenpris av 3,55 kr/m³ kommer då den totala vattenkostnaden per m³ för respektive nivå att bli:

Nivå	Pris
1 (8°C)	3,55 kr/m ³
2 (25°C)	5,53 "
3 (38°C)	7,05 "

3.2 Vattenbesparande åtgärder

Snabbt stigande avgifter för vatten och avlopp har ökat intresset för vattenbesparande åtgärder. Den största posten i vattenförbrukningen i en simhall ligger på vatten för tvagning. Eftersom detta vatten är tempererat medför en besparing av detta också en energibesparing.

För varje vattenförbrukande installation kan krav ställas på vattnets "kvalitet" för att avsedd funktion skall uppnås. Med kvalitet menas då främst vattnets renhet och temperatur. Man kan också ungefärligen bestämma erforderlig mängd vatten för de flesta förbrukare. I vissa fall har man bestämt ett lämpligt flöde, t ex anges i VA-byggnorm normflöden för blandare och tappventiler.

Orsakerna till att för hög förbrukning uppstår i utförda anläggningar beror oftast på någon eller några av följande anledningar:

1. Tappventiler och blandare ger för stora flöden beroende på felaktig dimensionering eller högre tryck i ledningssystemet än beräknat.
2. Inställningstid för manuell injustering av temperaturen i duschar och tvättställ.
3. Väntetid på varmvatten från varmvattencirkulationsledning.
4. Läckage.
5. Slarv. "Glömmer stänga kran".
6. Onödigt hög vattenförbrukning för spolning i WC och urinal.
7. Bassängvattenfilter rensas ofta eller med för stor vattenmängd.
8. Oekonomisk vattenslösande lokaltvättmetod.
9. Dricksfontän står på dygnet runt.
10. Vattenkylda kondensorer.

Bland de åtgärder som kan vidtas för att minska vattenförbrukningen märks följande:

(Siffrorna hänför sig till uppräkningslistan ovan. Åtgärderna minskar vattenförbrukningen vid respektive nummer.)

- Normflödesgivare installeras. Ger normflöde från blandare eller tappventil oavsett tillgängligt vattentryck. (1, 6, 7)
- Centraltemperering av dusch- och tvättvatten med termostatblandare. (2)
- Isolering av ledningar. (3)
- Installation av tidsbegränsande tappventiler på duschar och tvättställ. (5)
- WC med reducerad spolvattenmängd till 6 l installeras. (6)
- Urinal med automatisk spolning vid bruk installeras. (6)
- Luftinblandare i dusch- och kränsil installeras. (Ger strålen bibehållen diameter trots flödesreduktion.) (6)
- Dricksvattenkylare installeras. (9)
- Val av filtreringsmetod med låg vattenförbrukning för renspolning. (7)

- Användning av bassängvatten för renspolning av filtren. (7)
- Skötsel och underhåll. (4)
- Användning av tryckspolning vid lokaltvätt. (8)
- Dragning av varmvattencirkulationsledning nära tappställe. (3)
- Val av luftkylda eller evaporativa kondensorer i stället för vattenkylda. Eventuellt med värmeåtervinning. (10)

3.3 Vattenförbrukare

Vattenförbrukningen kan delas upp i tre huvudgrupper, nämligen vatten för:

- drift och skötsel av bassäng och lokal
- tvagning
- WC och urinoar

(Nedan angivna vattenmängder är beräknade för ett bad med två bassänger, 25 x 12,5 m resp 12,5 x 6 m. Totala vattenvolymen är 672 m³ och badanläggningen antas ha 140 000 besökare årligen.)

3.3.1 Drift och skötsel av bassäng och lokal

a) Vatten för filterrengöring:

För att hålla bassängvattnet klart och fritt från fasta föroreningar filtreras det. Man arbetar i princip med fyra olika filtreringsmetoder:

1. Koaguleringsmetoden
2. Klor-soda-sand-metoden
3. Diatomitmetoden
4. Magnaklormetoden

Metod 1 och 2 baseras på sandfilter som kan vara av olika konstruktion. När sandfiltret blivit så förorenat att tryckfallet över detsamma stigit till en förutbestämd nivå, returspolas det. Vattenmängden som förbrukas i returspolningen varierar 30 m³ och 150 m³/vecka.

Metod 3 utnyttjar filtreringsförmågan hos ett skikt av finmalen kiselgur. Vattenmängderna som krävs för returspolning är små, ca 5 m³/vecka.

Metod 4 är numera rätt ovanlig men utnyttjades i Sverige under 1940-1950-talet. Man filtrerar vattnet över ett kemiskt aktivt filtermaterial, - elektromagno-, i kombination med högklorering.

Ett problem med renspolningsvattnet är den stora vattenmängd som krävs på kort tid. Man utnyttjar tre olika system för renspolning där vattnet tas från respektive:

- simbassäng
- speciell tank
- vattennätet

Då man ej ställer speciella temperaturnivåkrav på spolvattnet kan ledningskallt vatten användas. Rekommendationer från Statens Naturvårdsverk (2) säger att bassängen skall tillföras 30 l färskt vatten per badande, bl a för att hålla ned koncentrationen av bundet klor. Det kan därför vara lämpligt att i de fall detta är möjligt utnyttja bassängvattnet för renspolningen.

b) Vattenbyte i bassäng:

För att tvätta bassängen samt utföra kontroll och reparationer töms denna en gång per år. Vid återfyllningen måste vattnet uppvärmas från vattenledningsnätets temperatur till 25°C.

c) Ersättning för bortstänk och avdunstat vatten från bassängen:

Avdunstningen från bassängen beror bl a på vattentemperatur, lufttemperatur, relativa fuktigheten samt av hur stor del av golv och väggar som blir bestänkta av vatten vid bad (se avsnitt Ventilation). Som ett överslagsvärde kan antas en avdunstning av 30 l per timme när bassängen ej används, medan 60 l vatten per timme avdunstar vid bad. Detta motsvarar vid 12 timmars öppettid en dygnsförbrukning av 1 m³. Denna skall ersättas med nytt 25^o-igt vatten.

Om man anordnar värmeåtervinning på ventilationssidan finns möjlighet att återvinna avdunstat vatten (se Ventilation).

En del vatten följer med de badande när de stiger upp ur bassängen. Vatten stänker också upp från bassängen vid lek och spel. Mängden kan uppskattas till ca 3 l per badande. Med 140 000 besökare per år samt 300 dagars öppethållande motsvarar detta 1,4 m³ vatten per dag.

d) Lokaltvätt:

Dagligen tvättas golven och väggarna i våtutrymmen, dvs i bassånghallen, bastu, tvättrum, omklädningsrum, m m. Valet av tvättmetod påverkar starkt vattenförbrukningen. Enligt Lindqvist (1) minskar tidsåtgången vid övergång från vanlig spolning och torkning av golv till tryckspolning.

För golv minskar tiden från 3 min/m² till 1,5 min/m² och för väggar från 2 min/m² till 0,7 min/m². Samtidigt sjunker vattenförbrukningen från 55 l/min till 12 l/min. Vattenåtgången för lokaltvätt kan uppskattas till mellan 2 och 10 m³ per dygn beroende på tvättmetod och lokalstorlek. Dock kan man finna betydligt högre värden på vissa bad, beroende på olämpligt val av spolmunstycken. Vattentemperaturkravet är satt till nivå 1 (10 °C) även om man ofta på grund av avsaknad av lämpligt tappställe använder varmare vatten.

3.3.2 Tvättning

e) Dusch:

Varje badgäst duschar minst två gånger, en gång före badet och en gång för att skölja av sig det klorhaltiga vattnet. De badgäster som dessutom badar bastu duschar ytterligare någon gång. Svårigheten är att bestämma hur länge varje badgäst duschar. Tiden bör vara avhängig av badets belastning, då det "sociala trycket" vid köbildning tvingar folk att duscha snabbt. De flesta badanläggningar har duschar försedda med tidsstyrda tappventiler. Tiden kan justeras mellan 10 sek och 45 sekunder. Enligt VA-byggnorm skall en duschblandare ge ett normflöde av 0,2 l/s. Detta flöde överskrids dock oftast om man ej monterat s k normflödesregulatorer. Enligt erfarenhet ger äldre duschsilar ett vattenflöde av (0,3 - 0,5 l/s).

Med 60 sekunders duschtid och 2,5 duschar per besökare samt 0,2 l/s flöde erhålls en förbrukning per person av 30 l. Duschvattnet centraltempereras ofta till 38 °C men någon dusch bör ge även kallvatten, då detta ofta krävs av bastubadande.

För att anpassa duscharna till lägre flöde kan man utnyttja duschsilar med luftinblandning. Dessa ger strålkippet en oförändrad volym trots lägre flöde.

f) Tvättställ:

Tvättställ monterade i duschrum utnyttjas främst för fottvättning. Dessutom finns tvättställ i anslutning WC/urinoarer. Tvättiden kan uppskattas till 1 minut per besökare. Enligt VA- byggnorm är normflödet 0,1 l/s för tvättställsblandare. Med normflödesregulatorer ger detta en vattenmängd per besökare av 6 liter. Vattentemperatur 38 °C.

3.3.3 WC och Urinoar

g) WC:

Besöksfrekvensen uppskattas till ett besök per person. Med moderna snålspolande konstruktioner motsvarar detta 6 l/person. Äldre typer av toalettstolar har spolmängder på mellan 8 och 12 l/spolning.

h) Urinoar:

Urinoarens vattenförbrukning beror starkt av val av spolningssystem. Följande finns tillgängliga:

- Automatisk spolning med jämna tidsmellanrum dygnet runt.
- Spolning med manuell ventil.
- Automatisk spolning vid brukandet. Olika system finns som bygger på kontakter på golvet, ljusstrålar som bryts eller temperaturkännande givare i vattenlås.

Ur vattenbesparande och hygienisk synpunkt är den sistnämnda typen bäst. Med denna typ kan vattenförbrukningen vid 300 spolningar per dygn uppskattas till ca 500 l/dygn.

3.4 Sammanfattning

För att ge en uppfattning om besparingsmöjligheterna i befintliga bad eller vid konventionella lösningar har en sammanställning gjorts av totala vattenförbrukningen vid en anläggning där förbrukningen sänkts till ett minimum (se tabell 3.1).

Vattenförbrukare	Temperaturnivå	Mängd/person
a) filterrengöring *)	2	30 1
b) vattenbyte i bassäng	2	5 1
c) ersättning för avdunstat och bortstänkt vatten	2	5 1
d) lokaltvätt	1	4 1
e) dusch	3	30 1
f) tvätt	3	6 1
g) WC	1	6 1
h) urinoar	1	1 1
TOTALT		normalförbrukning 87 1/person

*) Den av Naturvårdsverket rekommenderade spädvattentillförseln på 30 l/badande utnyttjas för filterrengöring.

Tabell 3.1 Minimal specifik vattenförbrukning

Den vägda genomsnittstemperaturen på allt förbrukat vatten blir 28,2°C om ingående vattentemperatur är 8°C.

Jämfört med badens nuvarande normalförbrukning utan vattenbesparing 136 l/person, sparas alltså 49 l/person eller 36 %, vilket kan ses som ett riktvärde för maximal sparmöjlighet.

Då förbrukningen i punkt a) och b) är koncentrerad till någon eller några gånger per vecka resp en gång per år kommer den dagliga normalförbrukningen att bli 52 l per person.

4 VÄRMEÅTERVINNING FRÅN AVLOPPSVATTEN

4.1 Allmänt

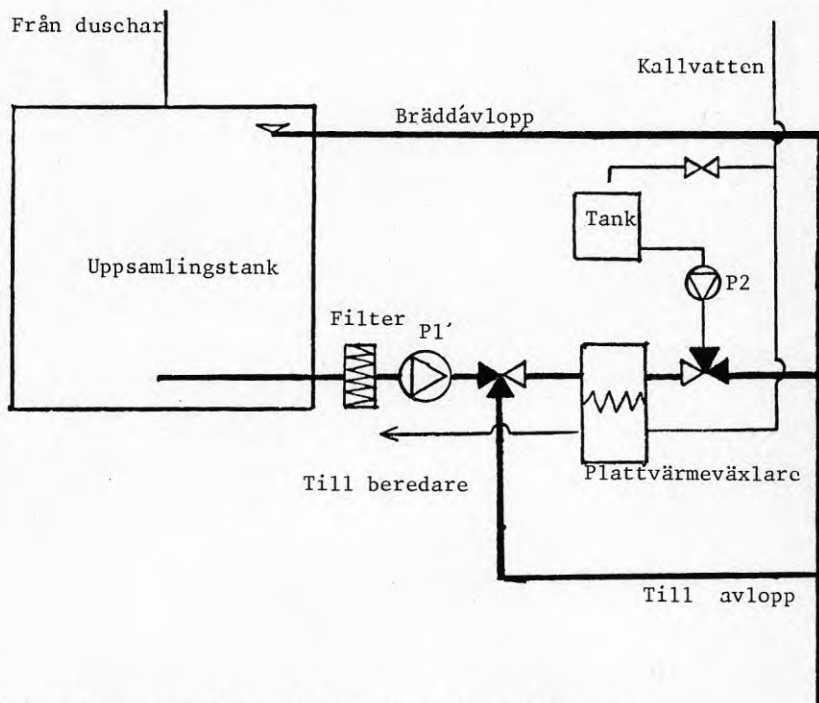
Det vid duschar och tvagningsplatser förbrukade tempererade vattnet utgör en varierande, men stundtals avsevärd mängd, som rinner bort via avloppet. Detta vattens temperatur är ofta så pass hög att det kan vara lönande att återvinna så mycket som möjligt av dess värmeinnehåll för andra uppvärmningsändamål. Man kan exempelvis via värmväxlare uppnå en viss temperaturförhöjning av kallvatten till varmvattenberedaren.

4.2 Utförande

Avloppsvatten förs i ett värmeisolerat separat avloppssystem till en för detta ändamål avsedd behållare. Från behållaren pumpas vattnet via värmväxlaren till det övriga avloppssystemet. På grund av motståndet i värmväxlaren bör alltid pump användas även om avloppsvattnet självrinner.

Värmväxlaren bör vara av lamelltyp för att underlätta arbetet vid isärtagning och rengöring.

Före värmväxlaren vid avloppsuppsamlingskärlet skall alltid finnas utbytbara silar som filtrerar det nedsmutsade duschavloppsvattnet. (Se figur 4.1)



Figur 4.1 Värmeåtervinningssystem för avloppsvatten

Genom att på detta sätt värmeväxla avloppsvatten med kallvatten kan temperaturen på ingående vatten till varmvattenberedaren höjas från 8-10°C till 15 à 17°C. Med en varmvattenmängd av 75 l per person ger detta en årlig energibesparing av:

$$75 \cdot 140\,000 \cdot 4,18 \cdot 7 \cdot \frac{1}{3\,600} = 85 \text{ MWh}$$

Med ett energipris av 10 öre/kWh motsvarar detta en driftkostnadsbesparing av 8 500 kr/år.

För att underlätta skötseln förses värmeväxlaren med backspolningssystem på avloppsvattensidan.

Backspolningssystemet består av en tank, med luftgap ansluten till kallvattenledning. Vid backspolning stängs avloppspumpen P1 av och en spolpump P2 trycker kallvatten från spoltanken baklänges genom värmeväxlaren. Med detta system kan man minska antalet isärtagningar av värmeväxlaren.

5 VÄRMEPUMP VID BADANLÄGGNINGAR

5.1 Allmänt

I en värmepump kan värmeenergi "lyftas" från en lägre till en högre temperaturnivå. Därigenom kan värme för uppvärmningsändamål tas från värmekällor som omgivande luft eller vatten, eller från anläggningens spillmedier såsom frånluft och avloppsvatten.

För värmepumpprocessen kan man definiera ett godhetstal, den s k värmefaktorn ϕ .

Värmefaktorn definieras som förhållandet mellan från processen totalt avgiven värmeenergi Q_T och till processen fördrivenergi E .

$$\phi = \frac{Q_T}{E}$$

Den teoretiskt maximala värmefaktorn ϕ_M kan bestämmas enbart med kännedom om de temperaturer mellan vilka processen arbetar.

$$\phi_M = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

T_1 = Kondenseringstemperatur i Kelvingrader (= °C + 273)

T_2 = Förångningstemperatur i Kelvingrader

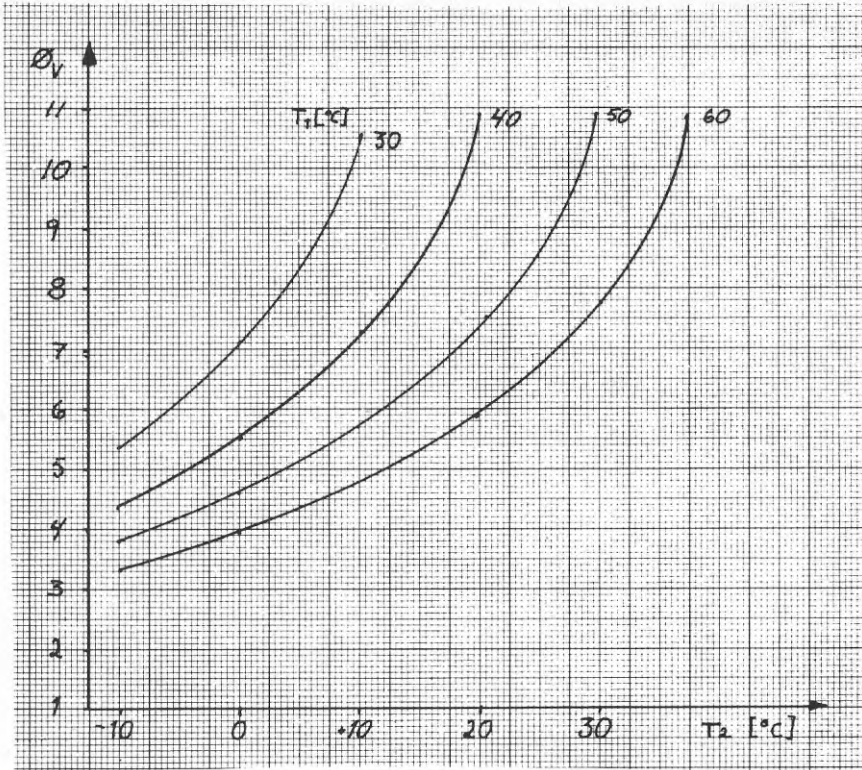
Den verkliga uppnåeliga värmefaktorn ϕ_V blir lägre på grund av förluster och ofullkomligheter i processen. För anläggningar med dimensionerande värmeeffekt mellan 50-100 kW kan man som ett överslagsvärde räkna med en verklig värmefaktor som är ca 70 % av den teoretiskt uppnåeliga.

$$\phi_V = \text{ca } 0,70 \cdot \phi_M = 0,70 \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Gäller för anläggningar med $50 < Q_1 < 100$ kW

Av formeln framgår hur starkt värmefaktorn påverkas av temperaturdifferensen mellan värmekällan och värmesänkan (förbrukaren). Då drivenergin E är "högvärdig" energi och därmed dyr, t ex elenergi, strävar man efter en så hög värmefaktor som möjligt och därmed också en låg driftkostnad.

Den verkliga värmefaktorns beroende av processens temperaturnivåer framgår av figur 5.1.



Figur 5.1 Verklig värmefaktor Φ_v som funktion av processens temperaturnivåer

Värmekällans temperaturnivå kan man i dessa fall ej påverka speciellt mycket. Man får därför, för att erhålla en hög värmefaktor, välja värmesänkor som arbetar med låga temperaturnivåer.

Med värmepump kan man utnyttja spillvärmeflöden optimalt genom att temperaturen i spillmediet kan sänkas betydligt mer än vad som är möjligt vid passiva värmeväxlare.

5.2 Värmekällor

I värmepumpens lågtrycksdel, förångaren, avkokas köldmedium med värme som tillförs utifrån. Värme kan teoretiskt tas från varje kropp, vätska eller gas som har en temperatur överstigande den absoluta nollpunkten -273°C . I praktiken söker man finna värmekällor så nära värmesänkan som möjligt både ur temperaturmässig och geografisk synvinkel.

Man kan dela upp värmekällorna i två huvudgrupper, nämligen yttre värmekällor som uteluft, hav, sjö, grundvatten, eller spillvärme från någon närbelägen industri och inre värmekällor som frånluft och avloppsvatten.

5.2.1 Yttre värmekällor

De yttre värmekällorna vid badanläggningar skiljer sig ej speciellt från andra värmepumpapplikationer. De nämns här därför endast för fullständighetens skull.

Luft: Luft är den vanligaste värmekällan i de idag befintliga värmepumpinstallationerna. Luft har fördelen av att vara tillgänglig överallt. Samtidigt är luften ogynnsam ur driftsynpunkt då dess temperatur är lägst när värmebehovet är störst. Vissa problem uppstår också med frost på värmeväxlaren vid temperaturer kring 0°C .

Vatten: Speciellt i Västtyskland utnyttjas flodvatten ofta som värmekälla för värmepumpar till badanläggningar. Det svenska klimatet är dock bistrare och man kan därför ej räkna med att kunna utnyttja sjö eller flodvatten vintertid på grund av för låga temperaturer. (6)

Havsvatten på västkusten är något gynnsammare. Man kan räkna med en lägsta temperatur i februari på ca $5-6^{\circ}\text{C}$ på djup större än 20 m. Den höga salthalten (20-30 o/oo) ger en fryspunktsnedsättning på $1-2^{\circ}\text{C}$. Därigenom minskas risken för isbildning i värmeväxlaren.

I de fall grundvatten kan utnyttjas är detta en mycket god värmekälla. Temperaturen som är relativt konstant året om ligger ett par grader över ortens årsmedeltemperatur.

Industriell spillvärme: Till industriell spillvärme räknas här också spillvärme från konstfrusna isbanor m m. Spillvärmets har ofta en mycket gynnsam temperatur $15-30^{\circ}\text{C}$. Man bör dock beakta transportsträckorna, kulvertar är dyrbara, samt tillgängligheten. En form av spillvärme är renat kommunalt avloppsvatten. Detta vatten lämpar sig väl som värmekälla då det är rent samt håller en temperatur av ca $10-15^{\circ}\text{C}$.

5.2.2 Inre värmekällor

De inre värmekällorna utgörs av spillmedier som avloppsvatten och frånluft. Genom hög solinstrålning, stor personbelastning samt belysning är ofta frånluftens entalpi betydligt högre än tilluftens. En stor del av entalpiökningen utgörs av latent värme, dvs fukt. Då ett krav på ventilationen är att hålla ned den relativa fuktigheten kan man med enbart värmväxlare tillgodogöra sig en liten del av energin i frånluften. Med en värmepump kan överskottsenergin i frånluften utnyttjas för exempelvis tappvattenuppvärmning.

Frånluft: Frånluften är en god värmekälla på grund av hög temperatur och fuktighet. Man kan även utnyttja värmepumpen som avfuktningssaggregat för återluft. Tilluft/Frånluftflödet bestäms huvudsakligen av personbelastningen och bassängens avdunstning (se Ventilation). På natten då erforderligt friskluftflöde är noll kan värmepumpen helt utnyttjas för avfuktning. De värmeöverskott som kan tas tillvara i frånluften är från människor avgiven värme (ca 200 W/person) belysning (5-30 W/m² golvyta) samt solstrålning genom fönster. Man strävar efter att hålla relativa fuktigheten i en bassänghall på 50-60 %. Om frånluftens temperatur sänks från +28°C till +6 C kan man ur varje kg luft utvinna 40 kJ.

Avloppsvatten: De största vattenförbrukarna i en badanläggning är duscherna. Duscherna förses med centraltempererat vatten av 38°C. Enstaka duschar i anslutning till bastun är kallduschar.

Genom duschernas stora andel i vattenförbrukningen kommer gråvattnet (exkl avlopp från WC) att hålla en hög temperatur. Om avloppsledningarna är isolerade och vattnet från olika förbrukare samlas kan man räkna med 25-30°C i avloppsvattnet.

Enligt kapitel "Vattenförbrukande installationer" ligger vattenförbrukningen på dagens badanläggningar på 136 l/person. Därav är ca 100 l tvagningsvatten. Med en personbelastning av 500 personer/dag blir den totala avloppsmängden 50 m³/dygn. Om man sänker vattentemperaturen på avloppsvattnet till 10°C kan ca 1 300 kWh utvinnas.

Man kan eventuellt tänka sig att sänka avloppsvattnets temperatur ytterligare så att mer värme utvinnas än som krävs för tappvattnets uppvärmning. Jämfört med den i kapitel "Värmeåtervinning ur avloppsvatten", nämnda metoden möjliggör värmepumpen värmeupptagning ur en större mängd avloppsvatten då även relativt kallt vatten kan utnyttjas.

Observera att avloppsvattnets ojämna flöde gör att en uppsamlings-tank bör användas. Med 50 m³ avloppsvatten per dygn krävs en tank på ca 30 m³.

5.3 Värmesänkor

Värmesänkorna i en badanläggning är:

- Transmissionsförluster
- Ventilationsförluster
- Vattenuppvärmning

Generellt bör man hålla ned temperaturnivån på värmesänkan för att medge en så hög värmefaktor som möjligt.

5.3.1 Transmissionsförluster

Byggnadens transmissionsförluster beror av byggnadens ytterareor, k-värden på ingående byggnadsdelar samt temperaturdifferensen mellan inom- och utomhusklimatet. För att ersätta transmissionsförluster så att klimatet upprätthålls inomhus, måste energi tillföras.

Värmesystemen kan uppdelas i två kategorier beroende av distributionsmediet, nämligen luftburna och vattenburna system.

I det luftburna systemet utnyttjas ventilationsluften som värmebärare. Man tillför lokalen luft med en viss övertemperatur vilket svarar mot lokalens värmebehov. Genom att övertemperaturen på luften vid dimensionerande värmeeffekt endast överstiger rumstemperaturen med ca 5 grader kan temperaturen på värmebatteriet hållas nere. Till fördelarna med luft som värmebärare hör frånvaron av väggfasta konstruktioner m m vilket underlättar städningen. För olika delar av byggnaden krävs olika värmeeffekt. Man delar därför gärna upp systemet i zoner. Zonerna kan samla rum mot en fasad eller rum utan yttervägg.

Nattetid minskas utelufttillförseln till ett minimum. För att då värma lokalen används återluft.

De vattenburna systemen finns i många olika versioner. De kan utgöras av radiatorer vilka kräver relativt hög framledningstemperatur, vanligt är 80/60 och 70/50 system. Regleringen kan ske rätt enkelt med radiatortermostatventiler.

Konvektorer har ungefär samma egenskaper som radiatorer. Strålningsandelen av avgivet värme är dock mindre, vilket kan vara en nackdel vid fönsterväggar där man söker kompensera fönsterytans kallstrålände inverkan.

Övriga vattensystem är golvvärme och strålningsstak. I själva bassänghallen är det olämpligt att utnyttja strålningsvärme då detta medför lägre lufttemperatur och därmed större fuktavgivning från bassängen vid bibehållen relativ fuktighet. Likaså är golvvärme olämpligt i bassänghallen då detta kraftigt ökar det våta golvet fuktavgivning. Enligt Lindqvist (1) är golvvärmesystem dessutom olämpliga ur rengöringssynpunkt.

5.3.2 Ventilationsförluster

Se kapitel "Ventilation".

5.3.3 Vattenuppvärmning

Se kapitel "Vattenförbrukande installationer".

5.4 Energiflöden i badanläggningar

Utmärkande för energiförbrukningen i en badanläggning är den ojämna fördelningen mellan drift- och icke drifttid.

Under drifttiden har man ett så stort energitillskott från människor, belysning, solstrålning och varmt vatten att någon extra uppvärmning inte krävs utom vid utomhustemperaturer understigande ca 0°C. Tvärtom får man ofta tillföra undertempererad luft för att hålla ned temperaturen i lokalerna.

Under drifttiden har man också tillgång till de inre värmekällor, avloppsvatten och frånluft, för värmepumpen som tidigare nämnts.

Under icke drifttid har man ett ökat energibehov för transmission. Då anläggningen är luftvärmad drivs den mest ekonomiskt om man under icke drifttid recirkulerar hela luftmängden.

De energimängder som tillförs och bortförs under ett normalår kan åskådliggöras i ett stapeldiagram (se fig 5.2). Diagrammet gäller för en komplett badanläggning inklusive utrymmen för tvagning, omklädnings och serviceutrymmen. Vidare har förutsatts att byggnaden, som ligger i mellansverige, är byggd enligt SBN:75 utom vad gäller ventilation. Ventilationen i bassänghallen styrs med hygrostat medan ventilationen i den övriga byggnaden kopplas till återluft nattetid. Byggnaden antas vara stängd under juli månad.

Av fig 5.2 framgår de stora energimängder som avgår med frånluft, avloppsvatten och genom transmissionsförlusterna. I stapeldiagrammet åskådliggörs även fördelningen av den tillförda energin.

Transmissionsförlusterna kan endast minskas genom sänkt inomhustemperatur eller ökad isolering. Inomhustemperaturen kan ej sänkas med bibehållen komfort. Ökad isolering är troligen ej heller lönsam då den relativa besparingen per cm ökad isolering avtar med tjockleken.

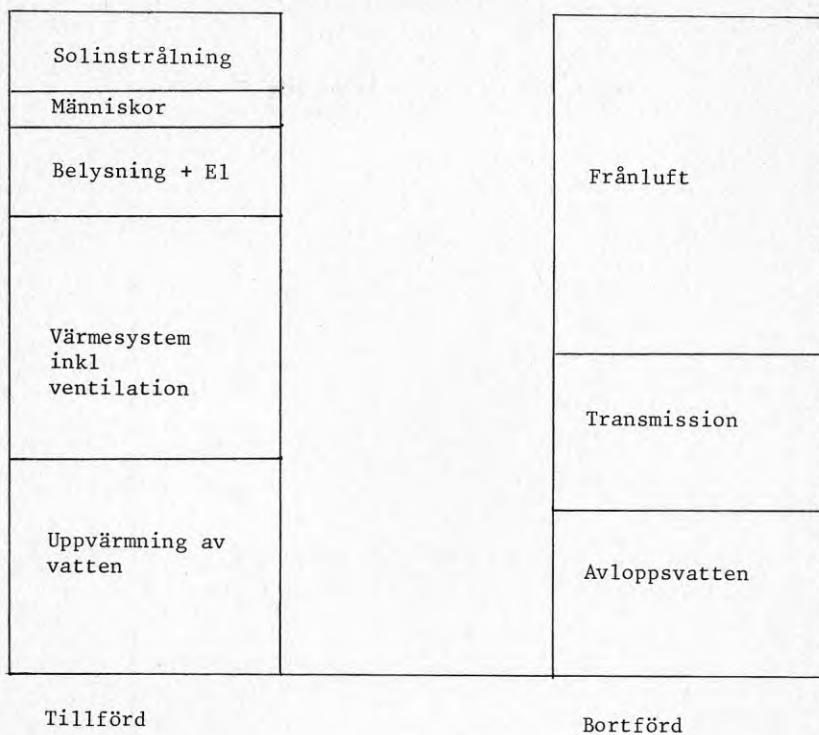


Fig 5.2. Relativt förhållande mellan olika energimängder i badanläggning

Avloppsvattenförlusten är beräknad enligt:

$$Q = m \cdot c_p (t_{ut} - t_{in})$$

m = avloppsvattenmängd (kg)

c_p = specifikt värmekapacitet för vatten (kJ/kg⁰K)

t_{ut} = avloppsvattnets utgående temperatur

t_{in} = renvattnets ingående temperatur

Enligt VVS-Tekniska Föreningens "Tabeller och Diagram" är årsmedeltemperaturen för förbrukningsvatten vid centralt beläget tappställe inom kommuner i Sverige 8-10⁰C.

5.5 Värmepumpsystemens uppbyggnad och lönsamhet

Följande data är karaktäristiska för värmepumpanläggningar:

- Högre anläggningskostnad än alternativa värmekällor
- Driftkostnad bl a beroende av temperaturnivåer.
- Rörlig energikostnad betydligt lägre än alternativa värmekällor.

Det är ur lönsamhetssynpunkt viktigt att anläggningen får en så jämn belastning som möjligt. På så sätt kan den höga anläggningskostnaden betala tillbaka sig i form av en lägre driftskostnad.

De punkter som skall beaktas vid utformningen av värmepumpsystemen är dessa:

1. Anläggningens drifttid

Drifttiden påverkas av värmepumpens effektanpassning till värmekällan och/eller värmesänkan. Detta kan förändras med ackumuleringsmöjligheter. Generellt bör fulleffektsdrifttiden, dvs den tid som åtgår för att producera den årligen avgivna värmeenergin från en viss anläggning med full effekt, vara $> 3\ 500$ timmar. Detta gäller för en anläggning med värmefaktor 3 samt kondensoreffekt 100 kW.

2. Temperaturnivån

Se under "Allmänt" i detta kapitel (sida 47). Observera att kostnaden för värmepumpen stiger språngartat vid kondensortemperatur över ca 50°C. Detta hänger samman med övergången till annat köldmedium med större volymbehov i kompressorn.

För närvarande finns standardaggregat med värmeavgivningstemperatur maximalt 70°C.

3. Avståndet värmekälla - värmesänka

Det visar sig ofta att transportkostnaderna för värmeenergin blir högre än tidigare erfarenhetsvärden. Detta gäller speciellt i de fall lågvärdigt värme skall transporteras.

4. Alternativa värmeväxlare

Man bör kontrollera lönsamheten med alternativa värmeväxlare.

5. Rengöring och service

Vissa systemlösningar ställer höga krav på skötseln. Servicekostnaderna är normalt något högre för värmepumpar än för andra värmeproducenter.

6. Säkerhetsrisker

Man arbetar i värmepumpar med höga tryck och ibland giftiga gaser.

7. Tidsanpassning - Ackumulering

Systemets tidsanpassning är viktig att observera. Exempel på dålig tidsanpassning är systemet med frånluft som värmekälla och transmissionsförluster som värmesänka. Frånluftens värmeinnehåll är högt dagtid, då personvärme, belysning, solinstrålning m m finns, medan transmissionsförlusterna behöver ersättas med tillförd värme nattetid. Med ackumulering, antingen på värmekällans eller värmesänkans sida, kan tidsanpassningsproblem undvikas. Ackumulering ordnas med lämpligt värmemagasin.

5.6 Exempel på möjliga värmepumpsystem

Här redovisas endast som exempel några möjliga värmepumpsystem.

Kombinationsmöjligheterna är mycket stora och varje badanläggning ställer, beroende på uppvärmningssystem, planlösning, de besökandes bad- och duschvanor, m m, helt olika krav på anläggningen.

5.6.1 Anläggningsexempel 1 (se fig 5.3)

Värmekälla: Avloppsvatten

Värmesänka: Tappvarmvatten

Avloppsvattnet samlas i en ackumuleringstank i storlek så avpassad att dygnsmängden (ca 50 m³) kan pumpas genom en plattvärmväxlare med konstant flöde under ett dygn. Därigenom minimeras värmepumpens storlek.

Temperaturnivåer:

Inkommande kallvatten +10 °C

Avloppsvatten i tank +25 °C

Utgående avloppsvatten + 8 °C

Beredarens maxtemperatur +45 °C

Förångningstemperatur + 1 °C

Kondenseringstemperatur +45 °C

Värmefaktor beräknad på tillförd eleffekt till kompressor är ca 5.

Genom att avloppsvattnets temperatur sänks till en lägre temperatur än inkommande renvatten samt det energitillskott som kompressorn tillför processen (ca 25 % av kyleffekten) kan detta system helt täcka tappvattenuppvärmningen.

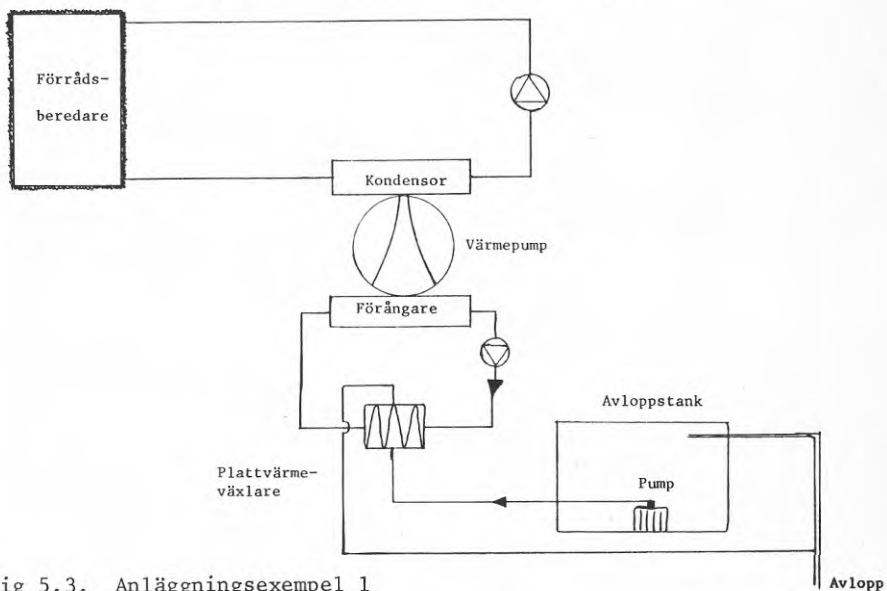


Fig 5.3. Anläggningsexempel 1

5.6.2 Anläggningsexempel 2

Värmekälla: Frånluft samt
Värme som erhålls vid avfuktning samt
Avloppsvatten

Värmesänka: Tilluft
Tappvarmvatten
Bassäng
Uppvärmning av lokal

Detta är ett kombinationssystem där de olika värmekällorna och värmesänkorna tidsanpassas med hjälp av ett stort värmemagasin, bassängvattnet. Genom att låta vattnet i bassängen variera temperaturmässigt mellan t ex 25°C och 27°C, erhåller man en stor värmelagringskapacitet. En 25 meters och en 12 meters bassäng har en sammanlagd volym av nära 525 m³. Med ett $\Delta t = 2^\circ$ erhålls en värmekapacitet av ca 1 225 kWh. - Systemets uppbyggnad framgår av fig 5.4.

Man utnyttjar en lågtemperaturvärmepump för att tillföra värme till bassängvolymen. Denna värmepump, som hämtar värme från avloppsvatten och frånluft samt avfuktning av luft i bassänghallen, arbetar med maximal effekt dagtid. På kvällen vid stängningsdags har man på så sätt höjt bassängtemperaturen till ca 27°C. Under natten sänks bassängens temperatur successivt genom att värme tas av en högtemperaturvärmepump som kräver värme för i första hand tappvattenuppvärmning. Till viss del krävs också värme för täckande av transmissionsförluster.

Lågtemperaturvärmepumpen har följande data:

Kondenseringstemperatur	+30°C
Förångningstemperatur	+ 2°C
Värmefaktor räknat på tillförd eleffekt till kompressorn	$\phi_V = 7,6$

Högtemperaturvärmepumpen har följande data:

Kondenseringstemperatur	+45°C
Förångningstemperatur	+20°C
Värmefaktor räknat på tillförd eleffekt till kompressorn	$\phi_V = 8,9$

Sammanlagd värmefaktor för de båda värmepumparna	$\phi_V = 4,1$
--	----------------

Genom att spillmediernas temperatur kan sänkas så mycket, ner till 7-8°C, blir värmeåtervinningen mycket effektiv.

Vid låga utomhustemperaturer kan tillsatsvärme krävas. Tillsatsvärmen kan utföras som elvärmepatroner i bassängvattnet. Nattetid har man en stor reserveffekt som dagtid används för belysning och bastuaggregat. Denna reserveffekt, uppskattningsvis ca 80 kW, täcker då nattens transmissionsförluster. Genom att energitaxan för el är lägre nattetid blir kostnaden för tillsatsvärmen måttlig.

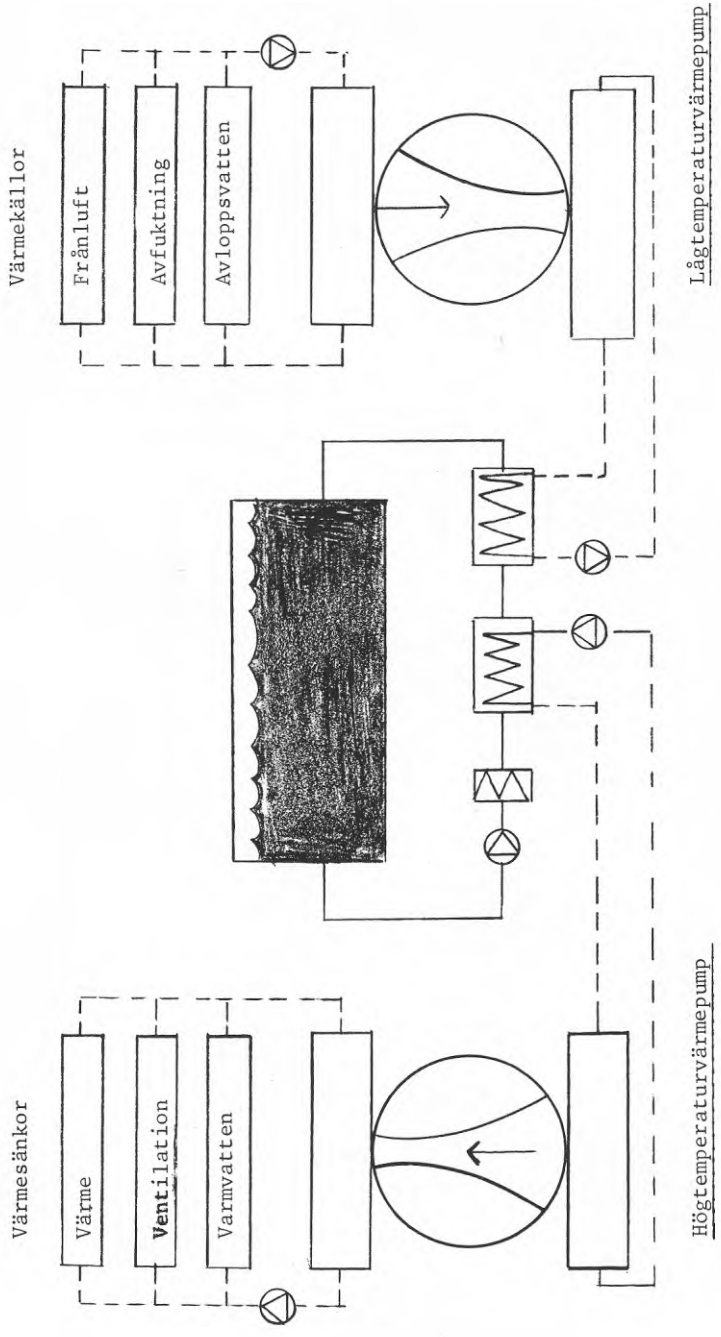


Fig 5.4. Anläggningsexempel 2

6. SLUTORD

Utredningen visar att det finns möjligheter att med relativt enkla medel spara energi i befintliga badanläggningar.

I första hand skall man inrikta sig på varmvattenförbrukningen samt ventilationen av bassänghallen.

Framtida FoU på detta område bör behandla frågor som:

- möjligheterna att återanvända vatten, så kan t ex bassängvatten nyttjas som spolvatten i WC
- metoder att ytterligare minska vattenbehovet för tvagning och filterrengöring. För närvarande är normflödet i duscharna enl VA-byggnorm 0,2 l/s. Detta kan eventuellt minskas ytterligare med nya silkonstruktioner.
- hur avloppsvattennätet påverkas av det minskade vattenflödet vid besparingsåtgärder. Fungerar t ex självreningen tillfredsställande då föroreningsmängden trots lägre vattenflöde är densamma.
- metoder att minska bassängvattnets fuktavgivning till bassänghallsluften, t ex täckning av bassängytan.
- lönsamheten av värmväxlarinstallationer på ventilationsanläggningen i bassänghallen.
- metoder för mer exakt beräkning av energiförbrukning i badanläggningar.
- framtagning av färdiga värmepumpsaggregat avpassade för standardiserade badanläggningar.

REFERENSLISTA

1. Lindqvist, Åke E, 1978, Badanläggningar, Byggeforskningsrapport R22:1978, Stockholm
2. Lindqvist, Åke E, 1974, Badanläggningar, Byggeforskningsrapport R15:1974, Stockholm
3. Tempererade friluftsbad, 1972, Statens Naturvårdsverks publikationer 1972:2, Lund
4. Förslag till anvisningar för bassängbad, 1976, Statens Naturvårdsverks PM 725, Stockholm
5. Spara vatten - Teknisk utveckling, 1975, Sammandrag av aktuell debatt utgiven i anslutning till Studsviksdagar 9-11 sept 1975
6. Sjöar och hav som värmekälla för en värmepumpanläggning, 1978, Förstudie bekostad av Byggeforskningsrådet projekt-nr 770979-0, Stockholm
7. Peterson, Folke, Kompendium i uppvärmnings- och ventilationsteknik, Institutionen för uppvärmning och ventilations-teknik, KTH, Stockholm
8. Pierre, Bo, 1972, Kylteknik, Institutionen för Mekanisk värmeteori och Kylteknik, KTH, Stockholm

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 771031-4 från
Statens råd för byggnadsforskning till Ingenjörfirman
Orrje & Co — Scandiaconsult, Stockholm.**

R49:1979

ISBN 91540-3022-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6600949

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 1403
111 84 Stockholm**

Cirkapris: 30 kr exkl moms